

Veleučilište u Karlovcu

**Nastavni materijal iz kolegija**

**ENERGETSKI STROJEVI I SUSTAVI**

dr.sc. Nenad Mustapić

Prof.dr.sc. Zvonimir Guzović

Prof.dr.sc. Branko Staniša



Karlovac, 2013. Godine

Autori: dr. sc. Mustapić Nenad, dipl. ing.  
prof.. dr .sc. Guzović Zvonimir, dipl. ing.  
prof.. dr .sc. Staniša Branko, dipl. ing.

Recenzenti: prof. dr. sc. Trbojević Nikola, dipl. ing.  
izv. prof. dr. sc. Majdandžić Ljubomir, dipl. ing.  
prof. dr. sc. Mijović Budimir, dipl. ing.

Nakladnik: Veleučilište u Karlovcu

Za nakladnika: prof. dr. sc. Branko Wasserbauer

ISBN 978-953-7343-68-2

Copyright © Veleučilište u Karlovcu

**SADRŽAJ****PREDGOVOR****1. OSNOVNI IZVORI I OBLICI ENERGIJE**

|  |      |
|--|------|
| 1.1. Osnovni izvori energije                               | 1-1  |
| 1.1.1. Energija sunca                                      | 1-1  |
| 1.1.2. Energija zemlje - geotermalna energija              | 1-1  |
| 1.1.3. Energija gravitacije                                | 1-2  |
| 1.2. Osnovni oblici energije                               | 1-2  |
| 1.2.1. Akumulirana ili nagomilana energija u materiji      | 1-2  |
| 1.2.2. Transportni ili prijelazni oblici energije          | 1-2  |
| 1.3. Druge podjele ili klasifikacije energije              | 1-3  |
| 1.3.1. Klasifikacija primarnih (prirodnih) oblika energije | 1-3  |
| 1.4. Definicija energije i mjerne jedinice                 | 1-4  |
| 1.5. Razvoj i značaj energije za život i društvo           | 1-5  |
| 1.6. Obnovljivi izvori energije                            | 1-7  |
| 1.7. Neobnovljivi izvori energije                          | 1-7  |
| 1.7.1. Ugljen  | 1-7  |
| 1.7.2. Nafta   | 1-9  |
| 1.7.3. Prirodni plin                                       | 1-10 |
| 1.7.4. Nuklearno gorivo                                    | 1-11 |
| 1.8. Zaključak   | 1-11 |

**2. PARNE TURBINE I PROCES PARNE TURBINE**

|  |      |
|--|------|
| 2.1. Uvod - kratki pregled povijesnog razvoja toplinskih turbina | 2-1  |
| 2.2. Pretvorba energije u idealnom akcijskom stupnju             | 2-2  |
| 2.3. Podjela i primjena parnih turbina                           | 2-8  |
| 2.4. Toplinski proces u turbinskom stupnju                       | 2-9  |
| 2.4.1. Jednadžba stanja  | 2-10 |
| 2.4.2. Jednadžba kontinuiteta                                    | 2-10 |
| 2.4.3. Jednadžba količine gibanja                                | 2-12 |
| 2.4.4. Jednadžba o očuvanju energije                             | 2-14 |
| 2.4.5. Totalni parametri   | 2-15 |
| 2.5. Strujanje kroz sapnice                                      | 2-17 |
| 2.5.1. Sužavajuće sapnice (mlaznice)                             | 2-17 |
| 2.5.2. Sužavajuće-proširujuće mlaznice                           | 2-18 |
| 2.6. Gubici struje fluida u sapnici                              | 2-22 |
| 2.7. Pretvorba energije u stupnju aksijalne turbine              | 2-23 |
| 2.7.1. Akcijski stupanj  | 2-23 |
| 2.7.2. Reakcijski stupanj  | 2-26 |
| 2.7.3. Brzina strujanja na lopatici                              | 2-29 |
| 2.7.4. Jedinična snaga ili rad na obodu kola                     | 2-30 |
| 2.7.5. Stupanj korisnosti na obodu kola                          | 2-31 |

|  |      |
|--|------|
| 2.8. Eksperimentalna istraživanja u turbinskim rešetkama (stupnjevima)                                 | 2-33 |
| 2.8.1. Aerodinamička komora za eksperimentalna istraživanja turbinskih rešetki                         | 2-35 |
| 2.8.2. Eksperimentalne turbine   | 2-36 |
| 2.8.3. Uvjeti sličnosti  | 2-37 |
| 2.9. Gubici u turbinskim stupnjevima i turbini   | 2-38 |
| 2.9.1. Podjela gubitaka u turbini  | 2-38 |
| 2.9.2. Unutarnji gubici  | 2-38 |
| 2.9.3. Vanjski gubici  | 2-48 |
| 2.10. Podjela turbinskih lopatica  | 2-51 |
| 2.10.1. Odabir turbinskih lopatica   | 2-52 |
| 2.11. Proračun turbinskog stupnja  | 2-52 |
| 2.11.1. Određivanje razmjera tj. Veličina statorskih lopatica  | 2-52 |
| 2.11.2. Određivanje razmjera rotorskih lopatica  | 2-56 |
| 2.11.3. Stupnjevi sa relativno dugim lopaticama (uvijeni profili)                                      | 2-63 |
| 2.11.4. Proračun uvijenih lopatica   | 2-64 |
| 2.12. Osnovne koncepcije i vrste višestupnih parnih turbina  | 2-65 |
| 2.12.1. Protutlačne turbine  | 2-65 |
| 2.12.2. Kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare  | 2-67 |
| 2.12.3. Kondezacijeske turbine s dvostrukim reguliranim oduzimanjem pare                               | 2-68 |
| 2.13. Regulacija parnih turbina  | 2-70 |
| 2.13.1. Regulacija prigušivanjem   | 2-71 |
| 2.13.2. Regulacija promjenom količine pare   | 2-72 |
| 2.14. Zaštita turbine  | 2-72 |
| 2.15. Uljni sustav parne turbine   | 2-72 |
| 2.16. Pogon i eksploatacija parnih turbina   | 2-72 |
| 2.17. Održavanje i remont turbina  | 2-74 |
| <b>3. PLINSKE TURBINE I PROCES PLINSKE TURBINE</b>   |      |
| 3.1. Uvod  | 3-1  |
| 3.2. Kratki pregled povijesti razvoja plinskih turbina   | 3-1  |
| 3.3. Podjela i primjena plinskih turbina   | 3-3  |
| 3.4. Toplinski procesi otvorenog plinskoturbinskog postrojenja   | 3-5  |
| 3.4.1. Proces zrakoplovnih plinskih turbina  | 3-5  |
| 3.4.2. Stupanj korisnosti i snaga potiska zrakoplovne plinske turbine                                  | 3-6  |
| 3.4.3. Proces stacionarnih plinskoturbinskih postrojenja   | 3-8  |
| 3.4.4. Termički stupanj korisnosti i snaga postrojenja   | 3-11 |
| 3.4.5. Unutarnji stupanj korisnosti i iskorištena snaga postrojenja                                    | 3-14 |
| 3.4.6. Mogućnosti povećanja korisnosti procesa plinskoturbinskog postrojenja                           | 3-20 |
| 3.4.7. Procesi plinskoturbinskih postrojenja za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije | 3-28 |
| 3.5. Glavni dijelovi plinskoturbinskog postrojenja   | 3-35 |
| 3.5.1. Turbokompresori   | 3-35 |
| 3.5.2. Komore za izgaranje   | 3-53 |
| 3.6. Turbine   | 3-68 |
| 3.6.1. Pretvorba energije u stupnju plinske turbine  | 3-68 |
| 3.6.2. Trodimenzionalno strujanje u aksijalnom stupnju - Uvijeni profili lopatica                      | 3-80 |

---

|   |       |
|---|-------|
| 3.6.3. Toplinski proces i snaga višestupne plinske turbine  | 3-86  |
| 3.7. Pomoći dijelovi plinskoturbinskog postrojenja  | 3-91  |
| 3.7.1. Filtri za zrak   | 3-91  |
| 3.7.2. Prigušivači buke   | 3-97  |
| 3.7.3. Uređaji za hlađenje i grijanje zraka   | 3-97  |
| 3.7.4. Uljni sustav i ležajevi  | 3-100 |
| 3.7.5. Sustav za gorivo   | 3-114 |
| 3.7.6. Sustav za pokretanje turbine   | 3-124 |
| 3.8. Upravljanje i regulacija plinskoturbinskog postrojenja   | 3-127 |
| 3.8.1. Upravljanje plinskoturbinskim postrojenjem   | 3-127 |
| 3.8.2. Regulacije plinske turbine   | 3-127 |
| 3.9. Konstrukcijske koncepcije plinskoturbinskih postrojenja  | 3-136 |
| 3.9.1. Osnovne konstrukcijske sheme   | 3-136 |
| 3.9.2. Opća načela projektiranja  | 3-136 |
| 3.9.3. Primjeri pojedinih vrsta konstrukcija plinskoturbinskih postrojenja                            | 3-139 |
| <b>4. KOMBI POSTROJENJA</b>   |       |
| 4.1. Uvod   | 4-1   |
| 4.2. Analiza kombiniranog rada dvaju idealnih ciklusa   | 4-1   |
| 4.3. Kombi postrojenje s gubitkom topline između dva ciklusa  | 4-2   |
| 4.4. Kombinirano postrojenje plinske i parne turbine  | 4-3   |
| 4.4.1. Kombi postrojenje plinske i parne turbine bez dodatnog izgaranja u generatoru pare utilizatoru | 4-4   |
| 4.4.2. Kombi postrojenje plinske i parne turbine sa integriranim rasplinjavanjem ugljena              | 4-6   |
| 4.4.3. Kombi postrojenje plinske i parne turbine sa dodatnim izgaranjem goriva                        | 4-7   |
| 4.5. Stupanj djelovanja kombi postrojenja   | 4-9   |
| 4.5.1. Parametarski proračun kombi postrojenja  | 4-10  |
| 4.5.2. Regenerativno predgrijavanje pojne vode  | 4-13  |
| 4.6. Optimalni omjer tlakova kombi postrojenja  | 4-15  |
| 4.7. Dodatno izgaranje u ciklusu plinske turbine  | 4-18  |
| 4.8. Zaključci  | 4-19  |
| <b>5. MOTORI SA UNUTARNJIM IZGARANJEM</b>   |       |
| 5.1. Četverotaktni ciklus   | 5-3   |
| 5.2. Dvotaktni ciklus   | 5-6   |
| 5.3. Drugi tipovi motora  | 5-8   |
| 5.4. Karakteristike motora  | 5-8   |
| 5.5. Uspoređivanje motora pomoću karakteristika   | 5-15  |
| 5.6. Faktori koji utječu na karakteristiku motora   | 5-21  |
| 5.7. Usporedba stvarnog ciklusa sa standardnim ciklусom sa zrakom                                     | 5-24  |
| 5.8. Mikro i mini kogeneracijska postrojenja  | 5-24  |
| 5.9. Osnove dimenzioniranja kogeneracijskog sustava   | 5-31  |
| <b>6. MOTORI S VANJSKIM IZGARANJEM – STIRLINGOV MOTOR</b>   |       |
| 6.1. Uvod   | 6-5   |
| 6.2. Termodinamika ciklusa Stirlingovog motora  | 6-6   |

---

|  |      |
|--|------|
| 6.2.1. Ciklus motora   | 6-6  |
| 6.2.2. Izotermna analiza   | 6-9  |
| 6.2.3. Izmjena topline u izotermalnom modelu motora              | 6-10 |
| 6.3. Stvarni ciklus Stirlinigova motora                          | 6-13 |
| 6.3.1. Fenomen prijenosa topline u Stirlingovom motoru           | 6-14 |
| 6.3.2. Izmjenjivači topline Stirlingova motora                   | 6-15 |
| 6.3.3. Analiza regeneratora                                      | 6-20 |
| 6.4. Konfiguracija motora  | 6-22 |
| 6.4.1. Način rada  | 6-24 |
| 6.4.2. Vrste uparivanja cilindara                                | 6-24 |
| 6.4.3. Vrste prijenosnih mehanizama                              | 6-35 |
| 6.4.4. Primjena konfiguracije klip-cilindar                      | 6-26 |
| 6.5. Radni fluidi u Stirlingovu motoru                           | 6-26 |
| 6.6. Regulacija snage i brzine Stirlingovih motora               | 6-28 |
| 6.7. Faktori koji određuju performanse motora                    | 6-29 |
| 6.8. Radne karakteristike Stirlingovih motora                    | 6-30 |
| 6.9. Zaključak   | 6-31 |
| <b>7. ISKORIŠTAVANJE GEOTERMALNE ENRGije</b>                     |      |
| 7.1. Uvod  | 7-1  |
| 7.1.1. Geologija zemlje i geotermalna energija                   | 7-1  |
| 7.1.2. Tipovi geotermalnih ležišta                               | 7-3  |
| 7.1.3. Klasifikacija geotermalnih izvora                         | 7-5  |
| 7.1.4. Svjetski resursi i načini korištenja geotermalne energije | 7-5  |
| 7.2. Tipovi geotermalnih elektrana                               | 7-10 |
| 7.2.1. Geotermalne elektrane s jednostrukim isparavanjem         | 7-10 |
| 7.2.2. Geotermalne elektrane s binarnim ciklusom                 | 7-12 |
| 7.3. Dizalice topline  | 7-16 |
| 7.3.1. Općenito o dizalicama topline                             | 7-16 |
| 7.3.2. Princip rada dizalice topline                             | 7-17 |
| 7.3.3. Split klima uređaj za hlađenje i grijanje zraka           | 7-21 |
| 7.3.4. Radne tvari kompresijskih dizalica topline                | 7-22 |
| 7.3.5. Načini rada dizalice topline                              | 7-26 |
| 7.3.6. Dizalica topline za zagrijavanje PTV-a                    | 7-28 |
| 7.3.7. Apsorpcijske dizalice topline                             | 7-29 |
| 7.3.8. Izvori topline za dizalice topline                        | 7-30 |
| <b>8. HIDROTURBINE I HIDROENERGETSKA POSTROJENJA</b>             |      |
| 8.1. Uvodno o obnovljivim izvorima energije                      | 8-1  |
| 8.1.1. Potreba za obnovljivim izvorima energije                  | 8-1  |
| 8.2. Energija položaja vode                                      | 8-15 |
| 8.2.1. Hidroenergetski resursi                                   | 8-15 |
| 8.2.2. Snaga i energija he                                       | 8-17 |
| 8.2.3. Hidroelektrane  | 8-18 |
| 8.2.4. Turbina i generator male he                               | 8-20 |
| 8.3. Hidroenergetska postrojenja                                 | 8-25 |

|   |       |
|---|-------|
| 8.3.1. Podjela hidroenergetskih postrojenja   | 8-25  |
| 8.3.2. Vodna energija i način njenog korištenja   | 8-25  |
| 8.3.3. Karakteristike akumulacije i pada vode   | 8-26  |
| 8.3.4. Energetski parametri hidroenergetskih postrojenja  | 8-27  |
| 8.3.5. Osnovni dijelovi hidroenergetskih postrojenja  | 8-28  |
| 8.3.6. Pregrada ili brana   | 8-28  |
| 8.3.7. Zahvat vode  | 8-28  |
| 8.3.8. Dovod vode   | 8-28  |
| 8.3.9. Vodna komora   | 8-29  |
| 8.3.10. Tlačni cjevovod   | 8-29  |
| 8.3.11. Strojarnica   | 8-29  |
| 8.3.12. Odvod vode  | 8-29  |
| 8.3.13. Vodne turbine   | 8-29  |
| 8.3.14. Vrste vodnih turbina  | 8-30  |
| 8.3.15. Specifični broj okretaja - koeficijent brzohodnosti   | 8-33  |
| <b>9. HELIOENERGETSKA POSTROJENJA</b>   |       |
| 9.1. Sunčeva energija   | 9-1   |
| 9.2. Solarne termoelektrane   | 9-1   |
| 9.2.1. Princip rada solarnih termoelektrana   | 9-3   |
| 9.2.2. Solarna termoelektrana s paraboličnim koritastim kolektorima   | 9-17  |
| 9.2.3. Solarna termoelektrana s centralnim sabirnikom   | 9-32  |
| 9.2.4. Solarna termoelektrana s paraboloidnim tanjurastim koncentratorima   | 9-43  |
| 9.2.5. Solarna termoelektrana s fresnelovim reflektorima  | 9-46  |
| 9.2.6. Solarna termoelektrana s bazenom   | 9-48  |
| 9.2.7. Solarna termoelektrana s uzgonskim tornjem   | 9-50  |
| 9.3. Prikaz trenutnog svjetskog stanja iskorištavanja solarne energije za proizvodnju električne energije u solarnim termoelektranama | 9-51  |
| 9.4. Odabir lokacije i tipa solarne termoelektrane  | 9-52  |
| <b>10. VJETROTURBINE I VJETROELEKTRANE</b>  |       |
| 10.1. Energija i snaga vjetra   | 10-1  |
| 10.1.1. Parametri vjetra  | 10-7  |
| 10.1.2. Pozicioniranje turbine  | 10-11 |
| 10.1.3. Mjerenje brzine vjetra i ruža vjetrova  | 10-13 |
| 10.2. Konstrukcijski oblici vjetroturbina   | 10-15 |
| 10.2.1. Podjela vjetroturbina   | 10-15 |
| 10.3. Značajke rada vjetroturbina   | 10-24 |
| 10.3.1. Stupanj učinkovitosti vjetroturbine   | 10-24 |
| 10.3.2. Koeficijent brzohodnosti  | 10-26 |
| 10.4. Proizvodnja električne energije   | 10-27 |
| 10.4.1. Generatori električne energije prikladni za radvjetroturbina  | 10-27 |
| 10.4.2. Spajanje vjetroelektrane u elektroenergetski sustav   | 10-31 |
| 10.5. Novi konstrukcijski oblici vertikalnih vjetroturbina  | 10-33 |
| 10.5.1. Konstrukcijski oblici vjetroturbina na tržištu i njihova usporedba  | 10-33 |
| 10.5.2. Usporedba navedenih vjetroturbina   | 10-37 |

|   |       |
|---|-------|
| 10.5.3. Idejni projekti vertikalnih vjetroturbina | 10-38 |
| 10.5.4. Izumi bez podataka o snazi                | 10-46 |
| 10.6. Arhitektura u skladu s energijom vjetra     | 10-48 |

**11. NUKLEARNA ENERGETSKA POSTROJENJA**

|   |      |
|---|------|
| 11.1. Načelne toplinske sheme NE                        | 11-1 |
| 11.1.1. Jednoprocesne toplinske sheme                   | 11-1 |
| 11.1.2. Dvoprocesne toplinske sheme                     | 11-2 |
| 11.1.3. Troprocesne toplinske sheme                     | 11-3 |
| 11.2. Toplinska shema nuklearne elektrane 632MW (Krško) | 11-5 |

**POPIS LITERATURE**

## PREDGOVOR

Posljednjih desetljeća prisutna je tendencija čovječanstva za zaštitom okoliša našeg planeta, te da se smanji utjecaj klimatskih promjena nastalih kao posljedica ljudskog djelovanja na okoliš. Kao rezultat tog nastojanja je protokol iz Kyota o promjeni klime gdje je predviđeno da zemlje potpisnice poduzmu konkretnе mjere s ciljem smanjivanja emisije ugljičnog dioksida i drugih stakleničkih plinova. Hrvatski sabor je 27. travnja 2007. godine ratificirao je protokol iz Kyota, te je na taj način Hrvatska je postala 170. država koja je prihvatile ovaj dokument.

U okviru Evropske unije realizacija obaveza preuzetih u okviru protokola iz Kyotodjelomično je provedena definiranjem ciljeva da se do 2020. godine smanji emisija stakleničkih plinova za 20 %, poveća udio obnovljivih izvora energije za 20%, te da se smanji potrošnja energije za 20 %. Realizacija tih ciljeva u svim sektorima ljudske djelatnosti moguća je primjenom najmodernijih energetskih sustava. Zbog navedenih razloga realizacija modernih energetski učinkovitih energetskih strojeva i sustava predstavlja strateško pitanje svake zemlje unutar Evropske unije, te školovanje stručnjaka educiranih u to području predstavlja imperativ.

Osnovna ideja ove skripte je da se na jednom mjestu daju osnove funkciranja pojedinih energetskih strojeva i njihovih sustava. Ova skripta sadrži gradivo koje se predaje u sklopu kolegija „Energetski strojevi i sustavi“ kojeg pohađaju studenti specijalističkog diplomskog stručnog studija strojarstva usmjerenje strojarske konstrukcije.

U Karlovcu, lipanj 2013. godine

Autori

## 1. OSNOVNI IZVORI I OBLICI ENERGIJE

### 1.1. OSNOVNI IZVORI ENERGIJE

Osnovni izvori energije koje nalazimo u prirodi su: energija Sunca, energija Zemlje i energija zemljine gravitacije.

#### 1.1.1. ENERGIJA SUNCA

Sunce je zemlji najbliža zvijezda te je, neposredno ili posredno, izvor velikog dijela energije na zemlji. Sunčeva energija potječe od nuklearnih reakcija u njegovom središtu, gdje temperatura doseže vrijednost od 15 milijuna °C. To su nuklearne reakcije fuzije, gdje reakcijom vodikovih atoma nastaje helij, pri čemu se oslobođa velika količina energije. Svake sekunde na ovaj način u helij prelazi oko 600 milijuna tona vodika, pri čemu se masa od nekih 4 milijuna tona vodika pretvori u energiju. Ova se energija u vidu svjetlosti i topline širi u svemir pa tako jedan njezin mali dio dolazi i do zemlje. Nuklearna fuzija odvija se na suncu već približno 5 milijardi godina, a prema raspoloživim zalihama vodika može se izračunati da će se nastaviti još otprilike 5 milijardi godina. Pod optimalnim uvjetima, na površini zemlje može se iskoristiti  $1 \text{ kW/m}^2$  sunčeve energije, što ovisi o lokaciji, godišnjem dobu, dobu dana, vremenskim uvjetima itd. U Hrvatskoj je prosječna vrijednost dnevne insolacije na horizontalnu plohu  $3\text{-}4,5 \text{ kWh/m}^2$ .

Maleni dio energije sunca koji dolazi do zemlje iznosi  $1.5 \times 10^9 \text{ TWh}$ , od tog iznosa se 30% reflektira natrag svemir, dok 70% dolazio na površinu zemlje, što čini  $1.05 \times 10^9 \text{ TWh}$ . To znači da je godišnja energija sunca koja dode na Zemlju veća od iznosa energije pohranjenih u ukupnim rezervama nafte i ugljena zajedno!

Veći dio energije sunca troši se na slijedeće pojave:

- a) fotosintezu,
- b) isparavanje voda,
- c) strujanje vode i zraka.

Fotosintezom se stvara kemijska energija biljaka, a kao rezultat nastaje hrana, te unutarnja energija drveta, dakle energija sadržana u biomasi, a indirektno i u fosilnim gorivima. Isparavanjem vode dolazi do kruženja vode i vodene pare u atmosferi, a kao rezultat nastaje potencijalna energija vodotoka u odnosu na morsku razinu. Strujanje vode i zraka nastaje kao posljedica razlika temperatura zraka i vode, a rezultat toga je kinetička energija morskih struja i vjetra, te potencijalna energija morskih valova

Samo manji dio dospjele energije sunca može se izravno iskoristiti u obliku sunčevog zračenja.

#### 1.1.2. ENERGIJA ZEMLJE - GEOTERMALNA ENERGIJA

Hlađenjem zemlje u povijesti je postupno nastajala zemljina kora čiji kruti dio danas ima debljinu oko 50 km. Jezgra zemlje je rastaljena materija temperature 5500 K i tlaka  $345 \times 10^9 \text{ Pa}$ . Prosječni temperaturni gradijent unutrašnjih slojeva zemljine je 1 K za svaka 33 m, a kore je 0.3 K za svaka 33 m, s time da se visoke vrijednosti temperaturnih gradijenta javljaju

u područjima jakih seizmičkih aktivnosti. Prosječna dnevna količina energije koja dolazi na površinu iznosi  $5.4 \times 10^3 \text{ kJ/m}^2$ , što iznosi s obzirom na površinu Zemlje  $2.8 \times 10^{15} \text{ kJ/dan}$  ili  $0.27 \times 10^6 \text{ TWh/god.}$

Moguće primjene vezane su za temperaturni gradijent, jer se toplinska energija može iskoristiti ako postoji razlika u temperaturi. Prema trenutno razvijenim tehnologijama moguće su primjene geotermalne energije putem toplinskih dizalica topline, korištenje izvora vruće vode i pare, te iskorištavanje energije suhih stijena.

### 1.1.3. ENERGIJA GRAVITACIJE

Posljedica gravitacijske sile između Sunca, Mjeseca i Zemlje, koje utječe na razinu vode u moru (plima i oseka), uz čega su vezane i moguće primjene. Obično se javljaju dvije plime i oseke tijekom Mjesečevog dana i one se nazivaju poludnevne, a postoje i 4 jednodnevne kod kojih se tijekom Mjesečevog dana pojavljuje samo jedna plima i oseka. Razlika između plime i oseke od nekoliko centimetara do 16 metara.

## 1.2. OSNOVNI OBLICI ENERGIJE

Osnovni oblici energije su akumulirana ili nagomilana energija u materiji, te transportni ili prijelazni oblici energije.

### 1.2.1. AKUMULIRANA ILI NAGOMILANA ENERGIJA U MATERIJI

Akumulirana ili nagomilana energija u materiji dijeli se na:

- energija položaja ili potencijalna energija,
- energija kretanja ili kinetička energija,
- unutarnja energija.

Potencijalna energija nastaje kao posljedica međusobne privlačnosti zemljine mase i mase tijela iznad zemlje u njenom gravitacijskom polju. Kinetička energija je rad potreban da se tijelo određene mase ubrza ili uspori od neke početne brzine na neku konačnu brzinu kretanja tijela. Unutarnja energija je energija koncentrirana na razini jezgara, atoma i molekula, dakle na mikroskopskom nivou materije. Dovodenjem topline molekule mijenjaju (mikroskopsku) brzinu gibanja, a time i akumuliranu energiju, dok se kod kemijskih reakcija energija mijenja na razini atoma uslijed kemijske promjene spoja, a kod nuklearnih reakcija dolazi do energetskih promjena na nivou jezgri (fuzija i fisijska).

### 1.2.2. TRANSPORTNI ILI PRIJELAZNI OBLICI ENERGIJE

Transportni ili prijelazni oblici energije javljaju se pri prijelazu akumuliranih ili nagomilanih oblika energije s jednog tijela na drugo. Postoje dva osnovna transportna ili prijelazna oblika energije:

- rad (W),
- toplina (Q).

Toplina je transportni oblik energije koja se može realizirati putem narednih mehanizama: provođenje ili kondukcija, konvekcija i zračenje ili radijacija. Rad je mehanički ekvivalent savladavanje sile na nekom putu, a ovisno o načinu realizacije u tehničkim uređajima razlikuju se tehnički i mehanički rad.

### 1.3. DRUGE PODJELE ILI KLASIFIKACIJE ENERGIJE

Općenito pri pretvorbi energije moguće je definirati slijedeće oblike energije:

1. Primarna (prirodna) energija (u prirodnom stanju),
2. Sekundarna (pretvorbena) energija (od opskrbljivača pripremljena, tj. oplemenjena energija za transport prema korisniku),
3. Krajnja energija (korisniku predana energija npr. električna energija),
4. Korisna energija (kod korisnika primjenjena energija kao mehanička, toplinska, svjetlosna, kemijska energija).

Pri svakoj pretvorbi u navedenom lancu nastaju gubici. Stoga je najvažniji zadatak racionalizacije uporabe energije racionaliziranje pretvaranja raznih oblika primarne (prirodne) energije u krajnje i korisne oblike energije.

#### 1.3.1. KLASIFIKACIJA PRIMARNIH (PRIRODNIH) OBLIKA ENERGIJE

S obzirom na vremensku mogućnost njihovog iscrpljivanja prirodni (primarni) oblici energije dijele se na:

- a) neobnovljive oblike energije,
- b) obnovljive oblike energije.

Neobnovljivi oblici energije dijele se na:

- a) fosilna goriva (ugljen, nafta, zemni plin, uljni škriljevci),
- b) nuklearna goriva,
- c) unutarnja toplina zemlje (geotermalna energija).

Obnovljivi oblici energije dijele se na:

- a) energiju vodotoka, morskih struja i valova, te plime i oseke,
- b) energija biomase,
- c) energija sunčeva zračenja,
- d) energija vjetra.

Za razliku od neobnovljivih oblika energije, obnovljivi oblici energije ne mogu se vremenom iscrpiti, ali je moguće u potpunosti iscrpiti njihove potencijale.

Dio obnovljivih izvora energije nije moguće uskladištitи i transportirati u prirodnom obliku (vjetar, zračenje sunca), a dio jest (voda u vodotocima može se akumulirati u akumulacijama, biomasa se može djelomično pretvoriti u biopljin) Izvore energije koje nije moguće uskladištitи treba iskoristiti u trenutku kad se pojave ili ih pretvoriti u neki drugi oblik energije.

Prednosti neobnovljivih izvora su: konstantnost, bolja mogućnost prilagodbe potrebama, uskladištenja i transporta u prirodnom obliku, manje investicije za izgradnju postrojenja za njihovo dobivanje, pretvorbu i uporabu, te pogon i održavanje (s obzirom na instaliranu snagu).

Veće tehničke mogućnosti i bolja ekonomска opravdanost iskorištavanja neobnovljivih oblika energije su razlozi njihovog većeg iskorištavanja u praksi do sada!

Prirodne (primarne) oblike energije moguće je podijeliti prema fizikalnim svojstvima nosioca:

- a) kemijkska energija (ugljen i treset, sirova nafta, zemni plin, uljni škriljavci, biomasa, biopljin, drvo i otpaci),
- b) nuklearna energija (nuklearna goriva),
- c) potencijalna energija (vodne snage, plima i oseka),
- d) kinetička energija (vjetar, energije struja i morskih valova)
- e) toplinska energija (geotermalna, toplinska energija mora),
- f) energija zračenja(sunčev zračenje).

Prema uobičajenosti uporabe prirodne oblike energije možemo podijeliti i na:

- a) konvencionalne izvore energije (fosilna goriva, vodne snage, nuklearna goriva i geotermalni izvori),
- b) Nekonvencionalne izvore energije (svi ostali).

#### 1.4. DEFINICIJA ENERGIJE I MJERNE JEDINICE

**ENERGETIKA** je tehnička disciplina ili znanost o energiji. Ona proučava izvore energije, korištenje tih izvora, energetske pretvorbe, korištenje energije, razvoj potreba za energijom, te utjecajem korištenja energije na okolinu.

**ENERGIJA** je sposobnost vršenja rada. Ona se ne može stvoriti niti uništiti, što govori zakon o održavanju energije, ona samo prelazi iz jednog oblika u drugi. Postoje mnogi oblici energije koji opet imaju svoje podskupine.

Najčešće razmatrani oblici energije su:

- potencijalna energija,
- kinetička energija,
- toplinska energija,
- unutarnja energija,
- kemijkska energija,
- električna energija.

U međunarodnom sustavu jedinica SI, jedinica za energiju i rad je džul (J). To je energija ili rad što ga izvrši sila od 1 njutna (N) na putu od 1 metar (m) u smjeru sile, pa je:

$$J = N \cdot m = kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$$

Džul je razmjerno mala jedinica u odnosu na iznos energije, zbog toga se koriste veće decimalne jedinice:

|      |      |             |    |
|------|------|-------------|----|
| kilo | 1 kJ | = $10^3$    | J  |
| mega | 1 MJ | = $10^6$    | J  |
| giga | 1 GJ | = $10^9$    | J  |
| tera | 1 TJ | = $10^{12}$ | J  |
| peta | 1 PJ | = $10^{15}$ | J  |
| exa  | 1 EJ | = $10^{18}$ | J. |

U praksi se najčešće za električnu energiju koristi jedinica vatsat (Wh), odnosno veća jedinica kilovatsat (kWh), koja je izvan SI.

$$\begin{aligned} 1 \text{ Wh} &= 3,6 \text{ kJ} \\ 1 \text{ kWh} &= 3,6 \text{ MJ} . \end{aligned}$$

Jedinica za snagu je Vat (W):  $W = J/s$ .

Za istraživanje energetskih izvora i potrošnje energije u energetici se koristi jedinica, izvan SI, zvana kvad (q):

$$1 \text{ q} = 1,055 \cdot 10^{18} \text{ J}.$$

Kod razmatranja energetskih izvora često se za energiju upotrebljava jedinica tona ekvivalentnog ugljena (tec), kao i tona ekvivalentne nafte (tep):

$$\begin{aligned} 1 \text{ tec} &= 29,307 \text{ GJ} \\ 1 \text{ tep} &= 41,868 \text{ GJ} \end{aligned}$$

Za jedinicu volumena sirove nafte često se koristi barel (pertroleum barrel):

$$1 \text{ barrel} = 158,99 \text{ dm}^3.$$

Može se približno računati da u 1 toni sirove nafte ima 7,5 barela, što odgovara gustoći sirove nafte od  $0,839 \text{ kg/dm}^3$ .

## 1.5. RAZVOJ I ZNAČAJ ENERGIJE ZA ŽIVOT I DRUŠTVO

Povijest korištenja energetskih izvora vezano je za razvoj ljudskog društva. U prvobitnoj zajednici čovjek je koristio energiju svojih mišića. Kasnije je počeo koristiti energiju mišića domaćih životinja.

Poznato je, da se je ugljen eksplorirao u Kini 1000 godina p.n.e. Nafta se počela eksplorirati 6000 do 8000 godina p.n.e.

James Watt je proizveo i patentirao prvi industrijsko primjenjiv parni stupni stroj 1796. godine, koji je predstavljao prekretnicu u razvoju čovječanstva i prvu industrijsku revoluciju. Od tada počinje razvoj industrijske potrošnje ugljena.

Prvo bušenje zemlje u cilju dobivanja nafte izvršeno je 1859. godine u Pensilvaniji SAD. Od tada potrošnja nafte stalno raste. Otkriće Ottovog motora s unutarnjim izgaranjem 1867. godine i Diesel-ovog motora 1892. godine pospješilo je potrošnju nafte kao energetskog izvora.

Proizvodnja i patentiranje prve industrijski primjenljive akcijske parne turbine 1883. godine od strane Gustava Patrika de Lavala i reakcijske parne turbine 1884. godine od Charles Parsonsa povećalo je potrošnju ugljena.

Smatra se, da je skok u blagostanje bio, kada je čovjek izmislio i izradio svojim rukama energetske strojeve i uređaje koji su crpili primarnu uglavnom direktno neupotrebivu energiju iz prirode i pretvarali je u sekundarnu upotrebivu energiju.

Od tada je energija postala preduvjet daljnog razvoja civiliziranog društva i njena potrošnja je neprekidno do danas rasla.

Energija je osnova današnjeg tehnički visoko razvijenog svijeta. Da bi se dobila predodžba o važnosti energije današnjem svijetu, može se napomenuti da je posljednjih 40 godina nakon drugog svjetskog rata korišteno više energije nego u tijeku čitavog povijesnog razdoblja prije toga. Taj trend potrošnje energije se i dalje stalno naglo povećava.

Uzroci daljnog rasta potrošnje energije i gradnje energetskih objekata za zadovoljavanje rasta te potrošnje uglavnom su :

- porast broja stanovništva i njihovog standarda življenja,
- rast industrijalizacije i njene automatizacije,
- zamjena dotrajalih energetskih objekata.

Zadovoljavanje potreba za energijom jedan je od ključnih uvjeta za opstanak i razvoj naše civilizacije. Znanstveno utemeljene prognoze razvoja potrošnje energije bitan je činbenik planiranja razvoja gospodarstva i cjelokupnog razvoja neke zemlje.

Prognoze budućeg razvoja energetike nužno je temeljiti na iskustvu prethodnog razdoblja uočavajući izvjesne trendove i zakonitosti za buduće predviđanje. Jedan od ključnih čimbenika u prognoziranju razvoja energetike je broj stanovnika u pojedinim zemljama. U idućim desetljećima očekuje se znatan porast broja stanovnika na našem planetu.

1990. godine na zemlji je živjelo 5,3 milijarde ljudi. Taj broj se udvostručio u proteklih 40 godina, tj od 1950 godine. Prognoze su da će 2050. godine na zemlji biti 12 milijardi ljudi.

Jedan od temeljnih pitanja koje se postavlja u vezi očekivanog porasta broja ljudi u svijetu je utjecaj na potrošnju energije. Prodor tehničkih dostignuća u svakodnevni život ljudi traži sve veću potrošnju energije. Isto tako sve veća automatizacija, robotizacija i kompjuterizacija gospodarskih djelatnosti dovodi do sve većeg udjela energije u vrijednosti proizvoda.

Zadovoljavanje porasta potreba za energijom zahtijeva znatna ulaganja i znatnu proizvodnju opreme za energetska postrojenja. Ono može uzrokovati i političke probleme zbog nejednolike geografske raspoređenosti nalazišta pojedinih oblika primarne energije. Jedna od najvažnijih energija bez koje ne bi moglo današnje civilizirano društvo opstati, barem ne u ovom obliku je električna energija. Samo malo pomanjkanje električne energije uzrokuje velike probleme čitavom društvu od običnih ljudi, gospodarstva do političara i vlade.

U 2007. godini svjetska potrošnja električne energije iznosila je 16100 TWh. Procjene su da će do 2030. godine svjetska potrošnja električne energije porasti na 31100 TWh godišnje. U zemljama EU očekuje se da će do 2020. godine godišnji rast potrošnje električne energije iznositi 1,6 %/god., što će rezultirat potrošnjom od oko 4000 TWh. Procjenjuje se, da će potrošnja električne energije u 2030. godini iznositi 4300 TWh.

Primarna energija goriva se u većini današnjih energetskih procesa najprije promijeni u toplinsku energiju i nakon toga u mehaničku i električnu energiju. Za tu pretvorbu potrebni su energetski strojevi i uređaji.

Od pretvorbe primarne do sekundarne energije potrebno je više pretvorbi koje su povezane sa gubicima. Zbog toga je razumljivo da znanstvenici nastoje dobiti električnu energiju direktno iz primarne energije ili sa što manje pretvorbi. Do danas je to postignuto u manjim razmjerima.

Danas se preko 80 % električne energije u svijetu proizvodi iz fosilnih goriva (ugljen, nafta i prirodni plin) pomoću parnih i plinskih turbina.

Osnovni problem fosilnih goriva je spoznaja da su njihove zalihe ograničene. Ako se nastavi sa dosadašnjom ubrzanim potrošnjom fosilnih goriva procjenjuje se da će ugljena biti još 200 godina, nafte 60 godina i prirodnog plina 60 godina.

Drugi veliki problem fosilnih goriva naročito ugljena je zagađivanje okoliša sa emisijom plina ugljičnog dioksida (CO<sub>2</sub>) koji uzrokuje efekt staklenika i dovodi do globalnog zatopljenja zemlje.

Do prve energetske krize u prvoj polovici 70-tih godina prošlog stoljeća nije se vodilo računa o ograničenim zalihamama fosilnih goriva i njegovom racionalnom trošenju. To je imalo neko razumijevanje jer je potrošnja bila mala u odnosu na poznate zalihe i cijene goriva su bile niske. U energetskoj krizi 1973. godine cijena nafte na svjetskom tržištu povećala se za četiri puta. To je iznenadilo i uzdrmalo gospodarstvo mnogih zemalja. Do 1970. godine cijena 1 barela nafte iznosila je 0,9 dolara.

Povećanje cijene nafte na svjetskom tržištu pratio je prirodni plin i ugljen do 2003. godine, kada ponovno dolazi no naglog poskupljenja nafte i prirodnog plina.

Cijena ugljena ostala je stabilna. Najveći dio povećanja potrošnje električne energije 2030. godine pokrivati će ugljen.

Nakon prve energetske krize, tj. poskupljenja nafte 1973. godine svijet je shvatio da više nema jeftinih energetskih sirovina. Od tada su se fosilna goriva počela racionalno trošiti i štedjeti. Također su se počela izdvajati značajna materijalna sredstva za povišenje stupnja korisnosti parnoturbinskih postrojenja na fosilna goriva, istraživanju izdvajanja CO<sub>2</sub> iz dimnih plinova i istraživanju i razvoju alternativnih i obnovljivih izvora energije.

## 1.6. OBNOVLJIVI IZVORI ENERGIJE

- Hidroelektrane
- Sunčeva energija
- Energija vjetra
- Energija biomase
- Geotermalna energija
- Energija plime i oseke
- Energija morskih valova

## 1.7. NEOBNOVLJIVI IZVORI ENERGIJE

Neobnovljivi primarni izvori energije su:

- ugljen,
- nfta,
- prirodni plin,
- nuklearno gorivo.

Ugljen, nfta i prirodni plin glede na nastanak nazivaju se fosilna goriva.

### 1.7.1. UGLJEN

Ugljen je jedan od glavnih energetskih izvora današnjice. On je omogućio ulazak u industrijsku epohu i tehnološki i industrijski razvoj. Ugljen je nastao od davnih biljaka prije 300 milijuna godina. Ogromne biljke taložile su se u močvarama. Milijunima godina preko tih ostataka taložilo se blato koje je stvaralo veliku toplinu i tlak, a to su idealni uvjeti za

nastanak ugljena. Glavni sastavni element ugljena je ugljik, zatim vodik, kisik, dušik i sumpor. Udio sumpora rijetko prelazi 2 %.

U procesu pougljivanja najprije nastaje treset, zatim lignit, mrki ugljen i kameni ugljen. Na svjetskom tržištu dominantan je samo kameni ugljen zbog troškova transporta. Lignit i mrki ugljen primjenjuje se u vlastitim termoelektranama.

Donja ogrjeva moć kamenog ugljena je od 24 do 37,7 MJ/kg.

Ugljen donje ogrjevne moći 29,307 MJ/kg uzet je kao standardni ugljen. Zbog toga se količina ugljena i drugih energetskih sirovina da bi se mogle uspoređivati, izražavaju ekvivalentnom količinom tog standardnog ugljena. U tu svrhu je definirana kao mjerna jedinica tona ekvivalentnog ugljena, tec (tone of coal equivalent), koja sadrži istu količinu energije kao i jedna tona standardnog ugljena (29,307 GJ).

Od početka industrijske potrošnje ugljena 1796. godine (proizvodnje prvog parnog stroja od Jamesa Watta) do danas proizvodnja i potrošnja svih vrsta ugljena stalno je rasla

Danas najveći svjetski proizvođači ugljena su Kina, SAD i Indija, zatim Rusija, Australija i Južna Afrika. To su ujedno i glavni izvoznici ugljena.

Najveći uvoznici ugljena u svijetu su Japan, Republika Koreja i Kineski Taipei, zatim Njemačka i Velika Britanija.

Poznate zalihe ugljena u svijetu iznose više od 2000 milijardi tec, od toga je iskoristivo oko 1600 milijardi tec.

Zalihe ugljena su raspodijeljene po cijelom svijetu. Najveće zalihe ugljena su u Sjevernoj Americi, Istočna Europa i Rusija, te Kina, zatim Zapadna Europa i Južna Afrika.

Najveće zalihe ugljena ima SAD, Rusija i Kina, zatim Indija, Australija i Njemačka.

Procjenjuje se da su ukupne svjetske zalihe ugljena više od 12000 milijardi tec. Prema predviđanjima uz dosadašnji rast potrošnje zalihe ugljena bi mogle trajati oko 200 godina. U Hrvatskoj su utvrđene zalihe lignita u iznosu 225 milijuna tona u Hrvatskom zagorju, zapadnoj Posavini i Dalmaciji, smedeg ugljena 37 milijuna tona u Dalmaciji i kamenog ugljena 4 milijuna tona u Istri.

Najveća proizvodnja ugljena u Hrvatskoj je bila krajem pedesetih godina. Od tada počinje stalni pad proizvodnje ugljena, da bi se krajem devedesetih godina proizvodio samo kameni ugljen u ugljenokopu Raša u Istri za potrebe TE Plomin. Danas je i taj ugljenokop zatvoren zbog nerentabilnosti, kao i ostali ugljenokopi u Hrvatskoj. Za potrebe TE Plomin uvozi se kameni ugljen iz raznih zemalja u svijetu.

Problem uporabe ugljena je veliko zagađivanje okoliša. Najveći problem je velika emisija ugljičnog dioksida ( $CO_2$ ) koji je staklenički plin i dovodi do globalnog zatopljenja zemlje i koje prijeti otapanju permafrosta planetu. Zbog tog problema poduzimaju se u svijetu hitne mjere za smanjenje emisije stakleničkih plinova u atmosferu.

Postoje više metoda za izdvajanje  $CO_2$  iz dimnih plinova, ali još nisu optimalne za primjenu u termoenergetskim postrojenjima na ugljen. U buštinama za zemni plin, gdje je  $CO_2$  pomiješan s metanom, izdvajanje  $CO_2$  se uspješno provodi. Izdvajanje  $CO_2$  iz toka dimnih plinova koji nastaju izgaranjem sa zrakom je skupo.  $CO_2$  se apsorbira iz dimnih

plinova prolazom kroz otopinu amina. Kasnije se CO<sub>2</sub> oslobađa zagrijavanjem otopine.

Istražuju se i druge metode za smanjenje CO<sub>2</sub> u dimnim plinovima. Tehnologija izgaranja s čistim kisikom mogla bi se koristiti za obnavljanje postojećih postrojenja na ugljenu prašinu i time bi se znatno smanjilo ispuštanje CO<sub>2</sub> u atmosferu.

### 1.7.2. NAFTA

Nafta je nastala iz ostataka biljaka i životinja koje su živjele prije mnogo milijuna godina. Prije 300 do 400 milijuna godina ostaci bilja i životinja taložile su se na dno oceana i s vremenom ih je pokrio pjesak i mulj koji je stvarao velik tlak i visoku temperaturu. U tim uvjetima nastala je nafta i prirodni plin.

Nafta je danas najviše korišteno fosilno gorivo. Čovjek je počeo koristiti naftu još 6000 godina p.n.e. Međutim, početak proizvodnje nafte smatra se 1859. godina kada je u Pensylvaniji SAD izvršeno prvo uspješno bušenje zemlje dubine od 21 m za dobivanje nafte. Izum Otto-vog (1869.) i Diesel-ovog (1867.) motora s unutarnjim izgaranjem ubrzao je industrijsku proizvodnju i potrošnju nafte.

Danas se buši kroz debele slojeve pjeska, mulja i stijena da bi se došlo do nafte. Nafta se nalazi zbijena u sitnim porama između stijena pod vrlo visokim tlakom. Kad se izradi bušotina do dubine u kojoj se nalaze pore s naftom, zbog visokog tlaka iz tih pora izlazi nafta u bušotinu. Današnjom tehnikom dobivanja nafte naftnosni sloj ne može se u potpunosti iscrpiti. Kad se tlak naftnosnog sloja u susjednom području izjednači s tlakom u bušotini, nafta prestane pridolaziti. Smatra se da u napuštenoj bušotini ima još preko 50 % ukupno procijenjenih količina nafte, koja se za sad ne zna iscrpiti.

Glavni sastojci nafte su ugljikovodici. Pored ugljikovodika, u nafti su prisutni u manjim količinama vrlo brojne primjese, pretežno spojevi sumpora, dušika i kisika, te spojevi teških metala, posebice nikla, željeza i vanadija. U crpilištu nafta je obično pomiješana s manje ili više slane vode. Sadržaj vode može ponekad iznositi više od 30 %.

Svjetska proizvodnja nafte neprekidno je naglo rasla. Već 1860. godine tek godinu dana nakon prve uspješne bušotine iznosila je 70000 tona. 1900. godine svjetska proizvodnja nafte je iznosila 21 milijun tona, a 1929. godine premašila je 200 milijuna tona, da bi 1959. godine iznosila 976,9 milijuna tona. U 20. stoljeću do pojave naftne krize 1973. godine proizvodnja nafte porasla je oko 150 puta. Prosječni godišnji rast proizvodnje nafte iznosio je 6,7 %. U razdoblju od 1960. godine do 1970. godine prije naftne krize, potrošnja nafte bila je jednaka ukupnoj potrošenoj količini do 1960. godine.

Danas su najveći proizvođači nafte u svijetu Saudijska Arabija, Rusija i SAD.

Najveći potrošači nafte u svijetu su SAD, Japan i Kina. Isticanje SAD-a po potrošnji je očekivano jer se oni tradicionalno oslanjaju na fosilna goriva. Vidljivo je da SAD svojom proizvodnjom pokriva samo 39 % svojih potreba, pa su prisiljeni na veliki uvoz nafte.

Najveće zalihe nafte su u Saudijskoj Arabiji, Ujedinjenim Arapskim Emiratima i Iranu, zatim Rusija i Libija.

Najveće procijenjene zalihe nafte su u zemljama bliskog i srednjeg istoka. Tu se posebno ističe s najvećim zalihamama nafte Saudijska Arabija.

Države izvoznici nafte formirale su udruženje izvoznika nafte (OPEC - Organization of the Petroleum Exporting Countries). To udruženje kontrolira cijenu i količinu nafte koja će se proizvoditi. Države članice OPEC-a su: Alžir, Indonezija, Iran, Kuvajt, Libija, Nigerija, Katar, Saudijska Arabija, Ujedinjeni Arapski Emirati i Venezuela. 11 članica OPEC-a proizvode oko 40 % ukupne svjetske proizvodnje nafte. U potvrđenim zalihamama imaju tri četvrtine ukupno potvrđenih zaliha nafte u svijetu.

Procijenjene iskoristive zalihe nafte u svijetu iznose oko 120 milijardi tona, odnosno oko 170 milijardi tec. Ako ne dođe do nekih iznenađenja procijenjene svjetske zalihe nafte mogle bi trajat 60 godina a najdulje 100 godina.

U Hrvatskoj je Industrija nafte (INA) u 2002. godini proizvela 1,34 milijuna tona nafte i kondenzata, od toga:

- u Hrvatskoj 770215 tona nafte i 338235 tona kondenzata
- u Angoli 167808 tona nafte
- u Egiptu 65327 tona nafte.

Problem uporabe nafte kao energetskog fosilnog goriva pored spoznaje o ograničenoj količini zaliha, je što njeni derivati prilikom sagorijevanja ispuštaju u atmosferu veliku količinu ugljičnog dioksida (CO<sub>2</sub>), koji je staklenički plin i dovodi do globalnog zatopljenja zemlje. Zbog toga se velika sredstva ulažu za iznalaženje alternativnih goriva, kao što je biogorivo i dr.

### **1.7.3. PRIRODNI PLIN**

Prirodni plin je nastao istim procesom transformacije od iste pramaterije kao i nafta. Ima ga na istim mjestima gdje je i nafta. Prirodni plin se nalazi iznad nafte, a može biti rastvoren u nafti. Često se prirodni plin i nafta izvlače iz istog nalazišta. Prirodni plin može biti samostalan u bušotinama i izlazi na površinu iz nalazišta zbog velikog tlaka. Prva bušotina dubine 27 stopa s ciljem povećanja protoka prirodnog plina na površinu izvršena je 1821 godine u Fredoniji, New York. Zbog toga se uzima ta godina kao početak iskorištavanja prirodnog plina, premda se je on koristio davno prije kao vječne baklje. U 19. stoljeću prirodni plin se je koristio gotovo isključivo za ulične svjetiljke. Značajnija uporaba prirodnog plina kao energetskog goriva počela je nakon drugog svjetskog rata. Prirodni plin je kao fosilno energetsko gorivo daleko čišći od ugljena i nafte i manje zagadjuje okolinu. On nema boje okusa i mirisa.

Glavni sastojak prirodnog plina je metan (CH<sub>4</sub>). Metan je visoko zapaljiv plin i sagorijeva gotovo potpuno. Nakon sagorijevanja ne ostavlja pepela, a zagađivanje zraka je vrlo malo. Smanjeni loš utjecaj prirodnog plina na okoliš učinili su ga idealnim gorivom današnjice.

U svijetu su najveći proizvođači i potrošači prirodnog plina Rusija i SAD, zatim zapadna Europa.

U 2000. godini potrošnja prirodnog plina iznosila je oko 2,4 trilijuna metara kubičnih. Trenutno su najveći proizvođači prirodnog plina Rusija sa 590 milijardi m<sup>3</sup> i SAD sa oko 530 milijardi m<sup>3</sup>. SAD su najveći potrošači prirodnog plina sa oko 620 milijardi m<sup>3</sup>, a slijedi ih Rusija sa 395 milijardi m<sup>3</sup>.

Najveće zalihe prirodnog plina su u Rusiji i Iranu.

U Hrvatskoj je potrošnja prirodnog plina u 2007. godini iznosila 3 miliona m<sup>3</sup>. Od toga je Hrvatska elektroprivreda potrošila 1 milion m<sup>3</sup>.

Prirodni plin se može ukapljiti i transportirati brodovima. Kada se prirodni plin rashladi na minus 161 C postaje bistra tekućina bez boje, okusa i mirisa. Budući da LNG (Liquefied Natural Gas) zauzima samo 1/600 dio volumena prirodnog plina u plinovitom stanju, to stanje je pogodno za transport u tankerima po cijelom svijetu.

Terminal za ukapljeni prirodni plin je postrojenje za punjenje odnosno pražnjenje tankera koji prevoze taj energet. Nakon primanja u terminal LNG se obično prebacuje u izolirane spremnike konstruirane specijalno za spremanje LNG. Ti spremnici moraju održavati nisku temperaturu tekućine i moraju minimizirati količinu isparenog plina.

#### 1.7.4 NUKLEARNO GORIVO

Nuklearno gorivo je materijal koji omogućava fisijsku ili fuzijsku lančanu reakciju, oslobođajući pri tome energiju atomske jezgre. Do danas se za tehničke svrhe koristi samo fisijsko nuklearno gorivo. Za nuklearno fisijsko gorivo koristi se materijal urana U 235 i U 239, kao i plutinij Pu 233. To su materijali podložni lančanoj reakciji fisije uzrokovanoj sporim neutronima. Samo uran U 235 je prirodni nuklid, koji se naziva prirodnim ili primarnim nuklearnim gorivom. Proizvodnja nuklearne energije temelji se na tom izotopu. Uran U 233 i plutonij Pu 239 dobivaju se umjetnim putem u nuklearnom reaktoru, pa se zbog toga zovu umjetna ili sekundarna nuklearna goriva. Za dobivanje umjetnog nuklearnog goriva potreban je reaktor na bazi U 235.

Izvorni materijali za nuklearno gorivo uran i torij postoje u malim količinama široko rasprostranjeni u Zemljinoj kori. Ukupna masa urana u Zemljinoj kori do dubine 20 km procijenjena je na 50000 milijardi tona. Najveće zalihe urana nalaze se u SAD, Južnoafričkoj Republici i Australiji.

#### 1.8. ZAKLJUČAK

Danas se u svijetu preko 80 % električne energije proizvodi u termoelektranama pomoću neobnovljivih fosilnih goriva. Ispod 20 % električne energije proizvodi se u hidroelektranama. Obnovljivi izvori energije učestvuju u svjetskoj proizvodnji električne energije sa 3,3 %.

Međutim, ulažu se ogromna sredstva da se ubrza komercijalizacija obnovljivih izvora energije. Tako da će se obnovljivi izvori energije koristiti sve više kao glavna alternativa fosilnim gorivima, koja su odgovorna za velike emisije stakleničkih plinova i povećanje globalnog zatopljenja zemlje.

Sve industrijski razvijene zemlje i zemlje u razvoju donijele su programe za poticanje razvoja i primjene obnovljivih izvora energije. Europska unija na temelju Kyoto protokola postavila si ambiciozan plan povećanja udjela obnovljivih izvora energije sa 13 % u 1997 godini na 21 % u 2012. godini. Hrvatska također potpisnica Kyoto protokola postavila si plan da smanji emisiju ugljičnog dioksida za 5 % do 2012. godine primjenom obnovljivih izvora energije.

## 2. PARNE TURBINE I PROCES PARNE TURBINE

### 2.1. UVOD - kratki pregled povijesnog razvoja toplinskih turbina

Razvoj čovječanstva i civilizacije doveo je do sve veće potrošnje raznih oblika energije. Najznačajnija je potrošnja električne energije. Električna energija se proizvodi u hidroelektranama i termoelektranama. U svijetu se preko 80% električne energije proizvodi u termoelektranama i nuklearnim elektranama, a < 20% u hidroelektranama dok 2% otpada na alternativnu proizvodnju. Osnovni strojevi za pogon električnog generatora i proizvodnju električne energije u TE i NE su toplinske turbine.

Toplinske turbine čine parne i plinske turbine. Ako je radni medij para, turbina je parna turbina, a ako je radni medij plin ili zrak turbina se naziva plinska.

Prvi pisani trag o parnim turbinama potiče od 120 g.pr.n.e. To je tzv. Heronova kugla. Na slici 2.1. prikazana je Heronova kugla.



**Slika 2.1.** Heronova kugla

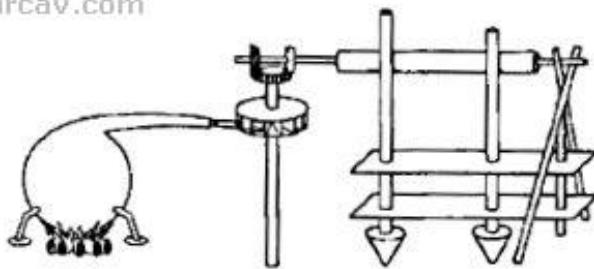
Ovaj stroj koristi reakcijsko djelovanje pare gdje medij ide u suprotnom smjeru od gibanja tijela.

Parna turbina je rotirajući stroj pod djelovanjem pare.

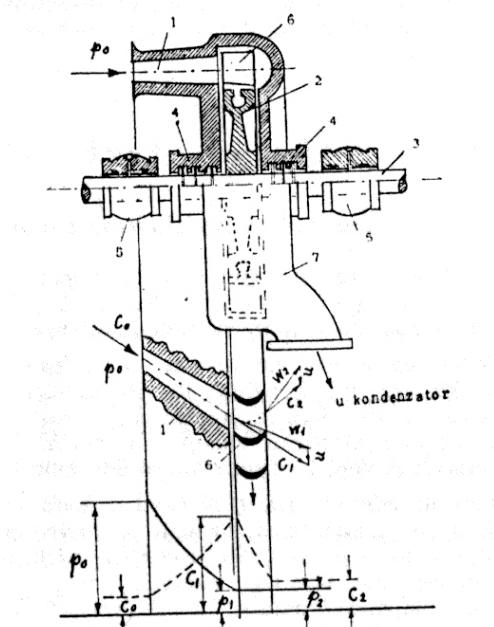
1500 g. – Leonardo da Vinci – plinska turbina, htio je da se od plinova izgaranja okreće janjca na ražnju.

1629 g. – Giovanni de Branca – akcijska parna turbina. Njegov stroj je koristio akcijsko djelovanje medija, gdje struja pare i rotacija rotorskog kola idu u istom smjeru. Na slici 2.2. prikazan je De Brancina turbina.

Aircav.com

**Slika 2.2.** De Brancina turbina

1883 g. – Gustav Patric de Laval – jednostupna akcijska parna turbina. Ova turbina koristi akcijsko djelovanje medija. Na slici 2.3. prikazana je De Lavalova turbina.

**Slika 2.3.** De Lavalova turbina

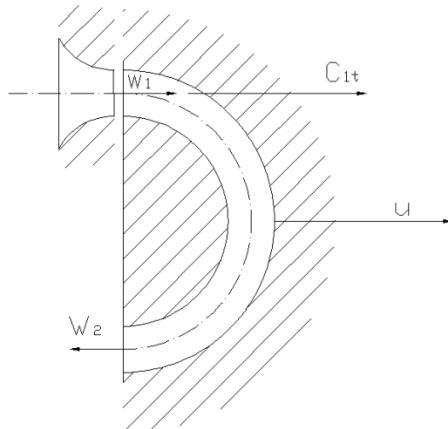
Sklop sapnica i lopatica naziva se stupanj turbine.

$u / c_1$  - osnovna karakteristika turbinskog stupnja

$u / c_1 = 0,17$  - Kod De Lavalove turbine.

## 2.2. PRETVORBA ENERGIJE U IDEALNOM AKCIJSKOM STUPNJU

U akcijskom stupnju para ekspandira samo u sapnicama tj. statorskim lopaticama. U rotorskim lopaticama se kinetička energija pare pretvara u mehanički rad u obliku vrtnje rotorskih lopatica. Pri tome ne dolazi do ekspanzije pare jer je ulazni presjek rotorskih lopatica jednak izlaznom presjeku. Na slici 2.4. prikazane su brzine u takvom kanalu.

**Slika 2.4.** Prikaz brzina

Struja pare izlazi iz sapnice brzinom  $c_{1t}$  i pokreće rotorski kanal sa obodnom brzinom  $u$ .

$$\text{Relativna brzina na ulazu u kanal} \quad w_1 = c_{1t} - u \quad (2.1.)$$

$$\text{U rotorskom kanalu rotorska brzina} \quad w_1 = w_2.$$

$$\text{Apsolutna brzina na izlaznom presjeku:} \quad c_2 = w_2 - u \quad (2.2.)$$

U idealnom slučaju sva kinetička energija s kojom struja pare ulazi u rotorske lopatice pretvorila bi se u mehanički rad.

$$c_2 = 0$$

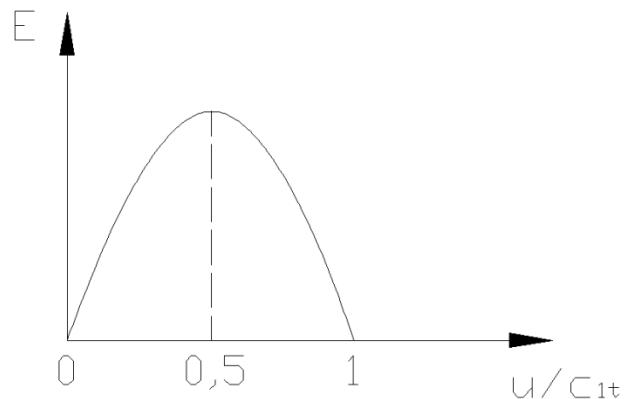
$$w_1 = w_2 = u \quad \rightarrow \quad \frac{u}{c_{1t}} = \frac{1}{2} = 0,5 \quad \text{Idealno!} \quad (2.3.)$$

Ako je  $u = 0 \rightarrow \frac{u}{c_{1t}} = 0$  tada ne dolazi do pretvorbe kinetičke energije u rad već nastala sila samo savija lopatice.

Ako je  $u = c_{1t}$  ili  $\frac{u}{c_{1t}} = 1$  tada nema utjecaja pare na lopatice jer se para i lopatice kreću istom brzinom.

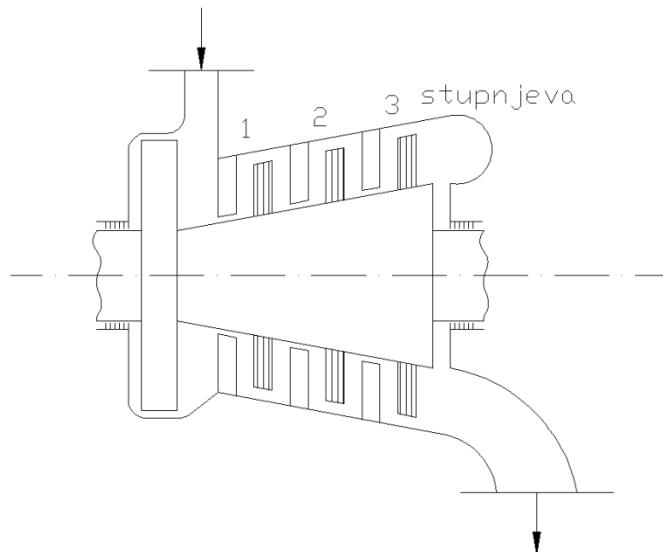
Prema tome u tom slučaju ne dolazi do pretvorbe kinetičke energije u mehanički rad. Iz gornjeg izraza proizlazi da su ovisnost pretvorbe kinetičke energije struje pare u mehanički rad u ovisnosti  $\frac{u}{c_{1t}}$  odvija po paraboli.

Na slici 2.5. prikazan je dijagram ovisnosti pretvorbe energije.



**Slika 2.5.** Dijagram ovisnosti pretvorbe energije

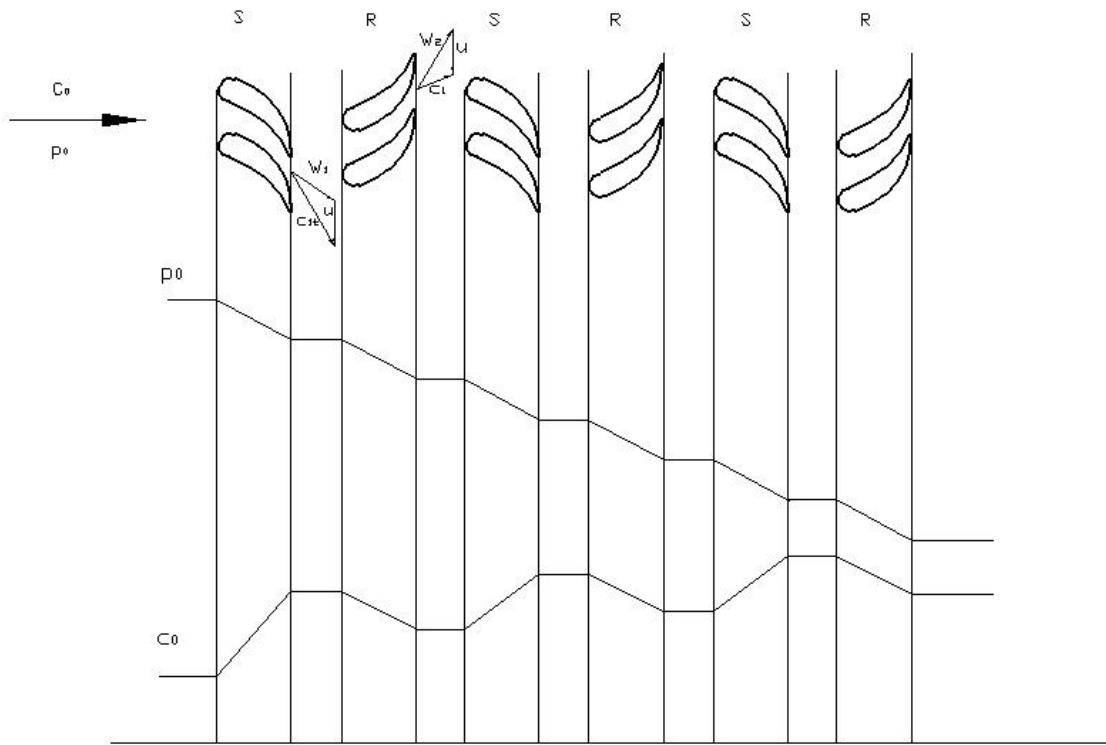
Godinu dana kasnije od De Lavala tj. 1884 g. Charles Parsons je konstruirao, proizveo i patentirao višestupanjsku reakcijsku turbinu. Na slici 2.6. prikazana je višestupanjska reakcijska parna turbina.



**Slika 2.6.** Višestupanjska reakcijska turbina

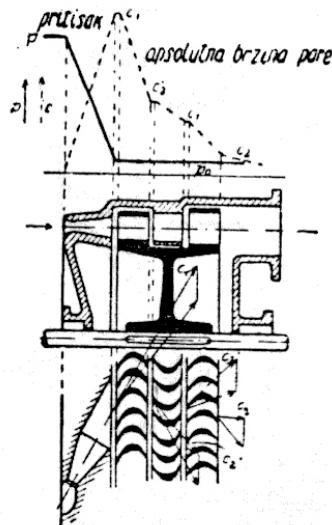
Parsons je uzeo iste profile za statorske i rotorske lopatice. Para ekspandira i u sapnicama i u rotorskim lopaticama.

Na slici 2.7. prikazani su profili lopatica i dijagram brzina i tlaka reakcijske turbine.



**Slika 2.7.** Profil brzina i tlakova

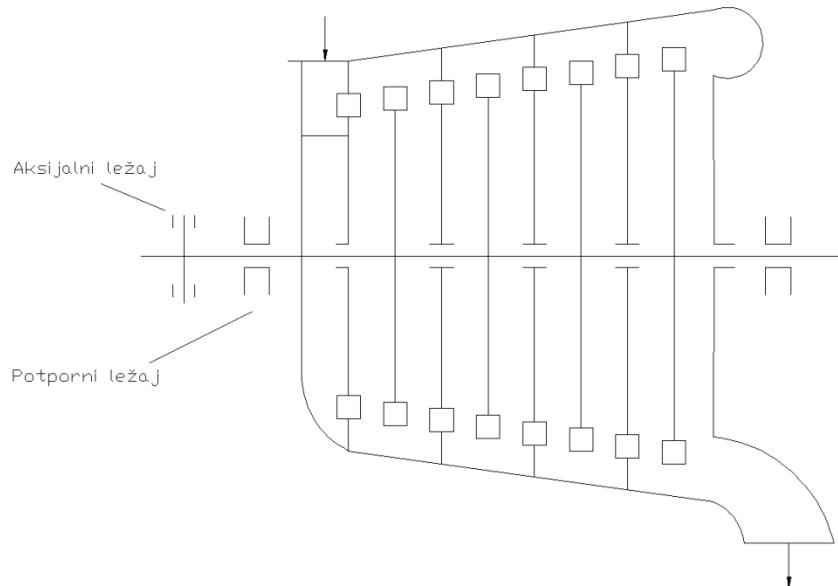
Da bi se snizili gubici i broj okretaja turbinu amerikanac Curtis je 1896 god. projektirao jednostupanjsku akcijsku turbinu sa stupnjevanjem brzine. Na slici 2.8. prikazana je jednostupanjska akcijska turbina sa stupnjevanjem brzine.



**Slika 2.8.** Jednostupanjska akcijska turbina sa stupnjevanjem brzine

Da bi se smanjila obodna brzina i iskoristio što veći toplinski pad danas se i akcijske turbine proizvode kao višestupanjske turbine sa stupnjevanjem tlaka i pri tome se svaki stupanj može smatrati jednostupanjskom De Lavalovom turbinom. Broj stupnjeva ovisi o ulaznim i izlaznim tlakovima pare tj. o veličini ukupnog toplinskog pada koji je na raspolaganju.

Kod višestupanjskih akcijskih turbina može se postići  $\frac{u}{c_{1t}} = 0,5$  i tako se dobiti maksimalni stupanj korisnosti. Višestupne turbine imaju sapsnice ugrađene u tzv. razdjelne stijene ili dijafragme, a rotorske lopatice u rotorska kola ili diskove. Na slici 2.9. prikazana je takva turbina.



**Slika 2.9.** Višestupna turbina i razmještaj statorskih i rotorskih lopatica

Da bi se mogla izvršiti pretvorba toplinske energije u mehanički rad kod prvih turbina potrebna su dva osnovna elementa:

1. Element u kojem se potencijalna toplinska energija pretvara u kinetičku; tzv. sapsnice ili mlaznice ili statorske lopatice (skraćeno stator)
2. Element u kojima se pretvara kinetička energija u mehanički rad; tzv. rotorske lopatice ili rotorski kanal ili rotorska kola (rotor)

Toplinske turbine zajedno obuhvaćaju parne i plinske turbine. Obje vrste turbinu temelje se na zajedničkim zakonima mehanike fluida i termodinamike. Ako kroz turbinu kao radni medij struji para, turbinu se naziva parna turbina, a ako kao radni medij struji zrak ili bilo koji drugi plin onda se turbinu naziva plinska turbina.

Toplinske turbine su strojevi koji pretvaraju toplinsku energiju u kinetičku energiju struje fluida, a zatim u mehanički rad u obliku vrtnje rotora. Turbina je obično namijenjena za pogon električnog generatora tj. za proizvodnju električne energije, međutim može pokretati bilo koji rotirajući stroj kao npr. pumpu, ventilator i dr.

Toplinska turbina zajedno sa pogonskim strojem naziva se turboagregat. Cjelokupna postrojenja zajedno sa izvorom topline naziva se blok.

Razvitak parnih turbina može se podijeliti u nekoliko etapa:

I. 1883 – 1914 god. ;  $p_0 = 12 - 16$  bar (niski parametri pare)  
 $t_0$  do  $350^\circ\text{C}$   
 $P_{\text{el}}$  do 20 MW

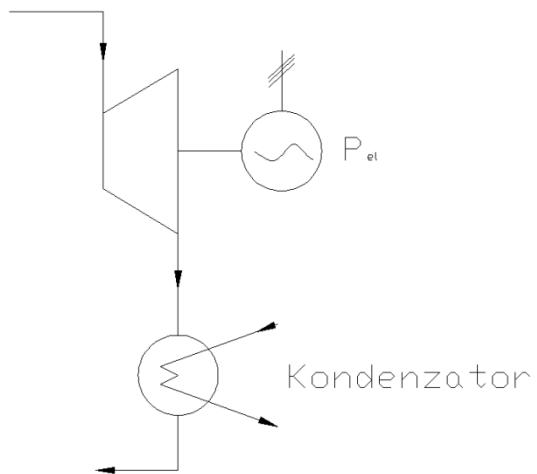
II. 1920 – 1940 god. ;  $p_0 = 12 - 17$  MPa  
 $t_0 = 500 - 550^\circ\text{C}$   
 $P_{\text{el}} = 100$  MW (1937. god.)

III. od 1945 god. do danas;

U razdoblju nakon 2. svj. rata ubrzani je razvoj tehnički razvijenih zemalja doveo do ubrzanog razvoja energetike i razvoja parnih turbina kao osnovnih strojeva za proizvodnju električne energije:

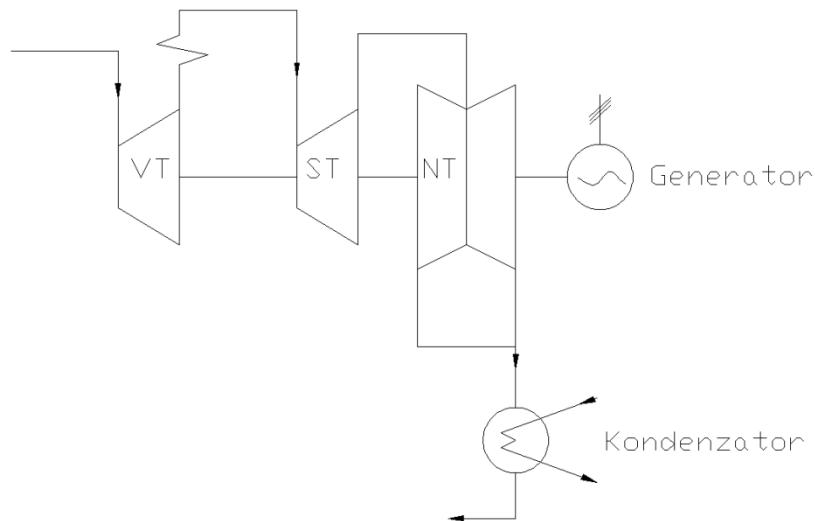
$p_0 = 17 - 24$  MPa  
 $t_0 = 540 - 650^\circ\text{C}$   
 $P_{\text{el}} = 1200$  (1300)MW – za klasične TE (za NE,  $P_{\text{el}} = 1500$  MW)

Turbine snage do 100 MW rade se u jednom kućištu dok se turbine veće snage izvode u više kućišta. Na slici 2.10 prikazana je turbina u izvedbi s jednim kućištem.



**Slika 2.10.** Jednokućišna turbina

Na slici 2.11. prikazana je višekućišna turbina.



**Slika 2.11.** Višekućišna turbina

Da bi se mogla projektirati i konstruirati suvremena i visoko ekonomična parna toplinska postrojenja potrebno je riješiti 2 samostalna zadatka:

1. Odabrat optimalni i ekonomični termodinamički proces parno turbinskog postrojenja
2. Konstruirati samu parnu turbinu s visokim stupnjem korisnosti tj. sa što manjim gubicima pretvorbe energije

### 2.3. PODJELA I PRIMJENA PARNIH TURBINA

Parne turbine se mogu podijeliti prema raznim kriterijima. Jedna grupa kriterija podjele parnih turbina može biti vanjski uvjeti kojima turbine moraju biti prilagođene, a oni ovise o namjeni turbine. Druga grupa kriterija može biti način pretvorbe ulaznog oblika energije u izlazni.

I. Vanjski uvjeti kojima turbinu mora biti prilagođena:

1. Prema mjestu ugradnje:
  - stacionarne turbine
  - nestacionarne turbine (za pogon brodova)
2. Prema razini ulazne energije:
  - turbine niskog tlaka do 1 MPa
  - turbine srednjeg tlaka do 9 MPa
  - turbine visokog tlaka do 22,4 MPa
  - turbine vrlo visokog tlaka > 22,4 MPa
3. Prema veličini snage:
  - turbine male snage do 10 MW
  - turbine srednje snage do 100 MW

- turbine velike snage do 1000 MW
- turbine vrlo velike snage veće od 1000 MW

4. Prema primjeni izlazne energije:
  - turbine za TE
  - turbine za toplifikaciju i industriju
  - turbine za mehanički pogon (pumpi itd.)
5. Prema načinu i mjestu gdje se para odvodi iz turbine:
  - kondenzacijske turbine
  - kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare
  - protutlačne turbine bez i s reguliranim oduzimanjem pare
6. Prema broju kućišta:
  - jednokućišne turbine
  - višekućišne turbine
7. Prema broju stupnjeva:
  - turbine s jednim stupnjem
  - turbine s više stupnjeva

## II. Prema načinu pretvorbe energije:

1. Prema smjeru strujanja pare:
  - aksijalna turbina (aksijalno s vratilom)
  - radijalne turbine
  - radijalno aksijalne
2. Prema načinu rada:
  - akcijske turbine
  - reakcijske turbine
  - akcijsko reakcijske turbine

## 2.4. TOPLINSKI PROCES U TURBINSKOM STUPNJU

Pretvorba toplinske energije ekspanzijom pare u energiju pokretanja rotora turbine proizlazi kao rezultat strujanja pare kroz nepokretnе sapnice ili statorske lopatice i pokretnе rotorske lopatice rotora turbine. U struji pare nestaju gubici koji su obuhvaćeni sa stupnjem korisnosti turbine. Zadatak inženjera projektanta turbine je da projektira takve kanale tj. statorske i rotorske lopatice kao i cijeli protočni dio kod kojeg će gubici biti minimalni što će osigurati visoki stupanj korisnosti turbine. Proračun i korisnosti statorskih i rotorskih lopatica kao i cijelog pretlačnog dijela turbine temelji se na osnovnim jednadžbama teorije strujanja u kanalu.

U teoriji strujanja idealnog fluida koriste se sljedeće osnovne jednadžbe:

1. Jednadžba stanja
2. Jednadžba kontinuiteta
3. Jednadžba količine gibanja
4. Jednadžba o očuvanju energije

### 2.4.1. JEDNADŽBA STANJA

- za idealni plin jednadžba stanja ima oblik

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (2.4.)$$

gdje je:

$p$  – tlak [Pa]

$v$  – specifični volumen [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$T$  – temperaturna [K]

$R$  – plinska konstanta [J / kgK]

Ova jednadžba može se koristiti za plinske turbine, za pregrijanu vodenu paru ne može se koristiti jer plinska konstanta ovisi o  $p$  i  $T$ . Za pregrijanu vodenu paru koristi se jednadžba:

$$h = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p \cdot v + \text{konst.} \quad (2.5.)$$

Ova jednadžba vrijedi za sva područja pregrijane pare osim u blizini kritične točke. Razlika entalpije kod izentropske ekspanzije iznosi:

$$h_0 - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_0 \cdot v_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (2.6.)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.7.)$$

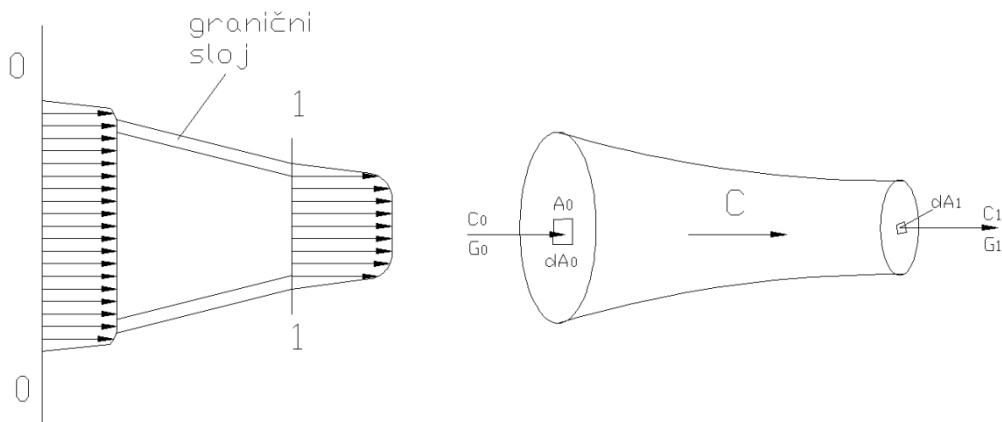
- za mali pad tlaka  $\Delta p$ , može se izraziti mali toplinski pad:

$$H = -\Delta h = -vdp$$

$\kappa = 1,3$  – za pregrijanu paru

### 2.4.2. JEDNADŽBA KONTINUITETA

Razmotrit će se kanal kod promjenjivog presjeka. Na slici 2.12. prikazan je jedan takav kanal.



Slika 2.12. Kanal promjenjivog presjeka

Iz ovog kanala izdvojiti će se elementarna strnjica u točki koja je omeđena plaštom strujnica i ulaznom površinom  $dA_0$  i izlaznom površinom  $dA_1$ .

$v_0$  – specifični volumen

Protok kroz površinu  $dA_0$  kroz presjek O – O iznosi:  $dG_0 = \frac{c_0}{v_0} dA$

Ukupni protok kroz površinu  $dA_0$  kroz presjek O – O iznosi:

$$G_0 = \int_{A_0} \frac{c_0}{v_0} dA_0$$

- za presjek 1 – 1 :

$$G_1 = \int_{A_1} \frac{c_1}{v_1} dA_1$$

$$G_0 = G_1$$

$$\int_{A_0} \frac{c_0}{v_0} dA_0 = G_1 = \int_{A_1} \frac{c_1}{v_1} dA_1$$

Protok za cijeli presjek moguće je izraziti pomoću srednje brzine  $c_s$  :

$$A_0 \cdot \frac{c_{0S}}{v_{0S}} = \int_{A_0} \frac{c_0}{v_0} dA_0$$

Ako se odbaci indeks „s“ jednadžba kontinuiteta može se izraziti u obliku:

$$A_0 \cdot \frac{c_0}{v_0} = A_1 \cdot \frac{c_1}{v_1}$$

ili:

$$G = A \cdot \frac{c}{v} = \text{konst.}$$

$$A \cdot c = G \cdot v$$

$$A = \frac{G \cdot v}{c}$$

Logaritmiranjem se dobije:

$$\log G = \log A + \log c - \log v$$

Diferenciranjem tog iznosa dobije se jednadžba kontinuiteta u diferencijalnom obliku:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (2.8.)$$

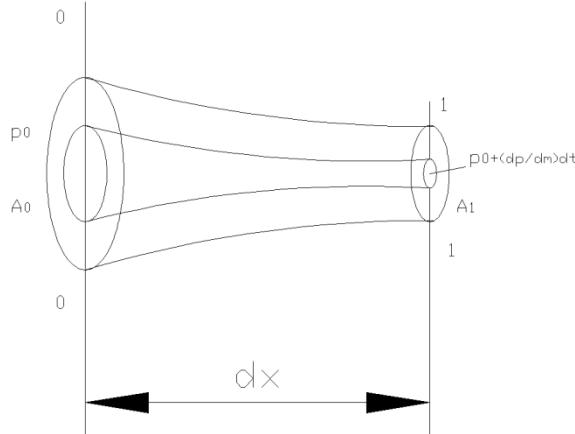
ili:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c} \quad (2.9.)$$

Posljednji izraz pokazuje da je prirast površine poprečnog presjeka kanala određen sumom prirasta brzine istjecanja i prirastom specifičnog volumena, koji ovisi o termodinamičkoj promjeni stanja kod istjecanja.

### 2.4.3. JEDNADŽBA KOLIĆINE GIBANJA

Razmotrit će se dio pravolinijskog kanala s promjenjivim presjekom. Na slici 2.13. je prikazan pravolinijski kanal s promjenjivim presjekom.



Slika 2.13. Pravolinijski kanal s promjenjivim presjekom

Unutar kanala podijelio se dio toka određen sa površinom  $A_0$  na ulazu i  $A_1$  na izlazu. Razmatrat će se masa pare tog određenog ( $dm$ ) toka. Naznači se sila koja djeluje na tu masu. Ako se označi elementarna sila trenja sa  $ds_1$  tada se po jednadžbi D'Alambera može napisati:

$$A_0 p_0 - A \left( p_0 + \frac{dp}{dx} dx \right) - ds_1 = dm \frac{dc}{dt}$$

Ako se razlika između ulazne i izlazne površine zanemari.

$$A_0 = A_1 = A$$

dobije se gornja jednadžba u obliku:

$$-A \frac{dp}{dx} dx - ds_1 = dm \frac{dc}{dt}$$

za  $dm = \rho A dx$  – podijeli se pa se dobije:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} - s = \frac{dc}{dt}$$

gdje je:

$$s \leq \frac{ds_1}{dm} - \text{sila trenja na jedinicu mase}$$

$\rho$  – gustoća pare

U općem slučaju promjena tlaka po vremenu u proizvoljnem presjeku pravolinijskog kanala može se zapisati na sljedeći način:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt}$$

Za stacionarno strujanje  $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$ :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} \rightarrow \frac{dp}{dx} = \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$-\frac{dp}{\rho} - sdx = \frac{dx}{dt} dc$$

$$c = \frac{dx}{dt}$$

$$-\frac{dp}{\rho} - sdx = cdc$$

Dani izraz predstavlja jednadžbu promjene količine gibanja u jednosmjernom toku. Ako integriramo tu jednadžbu za dio konačnog puta dobije se od jednadžbe količine gibanja jednadžba o očuvanju energije.

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{\rho} - \int_{x_0}^{x_1} sdx = \int_{p_1}^{p_0} vdp - \int_{x_0}^{x_1} sdx \quad (2.10.)$$

Ljeva strana jednadžbe predstavlja kinetičku energiju toka pare koja je jednak razlici rada ekspanzije pare pri istjecanju i rada sile trenja.

$$v = f(p)$$

$$s = f(x)$$

Naročito jednostavno je odrediti povećanje kinetičke energije u slučaju izentropskog strujanja tj. strujanja bez gubitaka topline tj. trenja.

Kod toga je:

$$s = 0$$

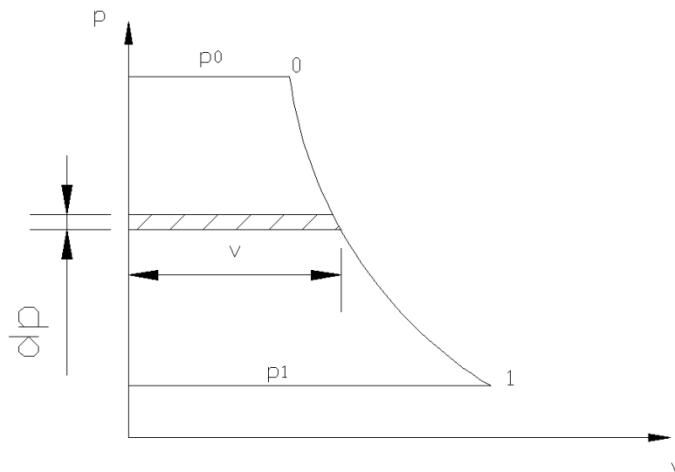
$$p_1 \cdot v_1^\kappa = p_0 v_0^\kappa = p v^\kappa = \text{konst}$$

od tuda se dobije:

$$v = v_0 \cdot p_0^{\frac{1}{\kappa}} \cdot p_0^{-\frac{1}{\kappa}}$$

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = v_0 \cdot p_0^{\frac{1}{\kappa}} \int_{p_1}^{p_0} p_o^{\frac{1}{\kappa}} \cdot p_o^{-\frac{1}{\kappa}} dp = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_0 v_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (2.11.)$$

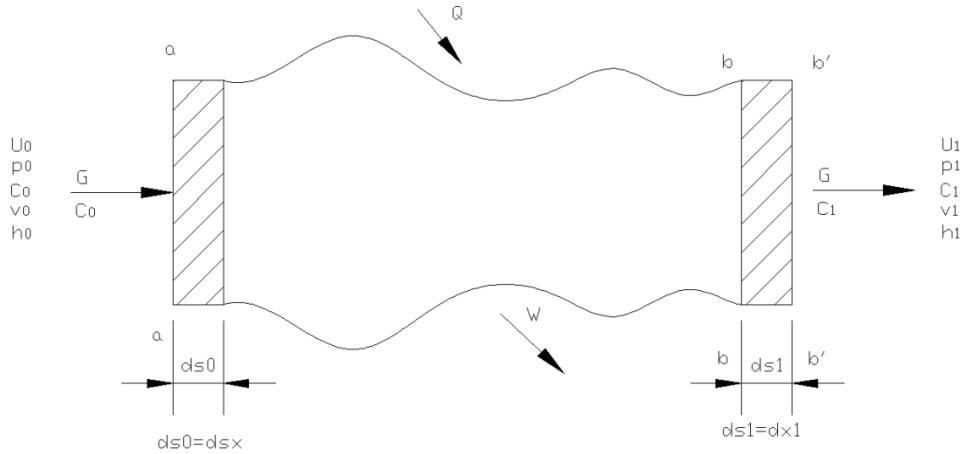
Izentropna ekspanzija pare pri istjecanju može se prikazati u p-v dijagramu. Na slici 2.14. prikazana je izentropna ekspanzija pare.



Slika 2.14. Izentropna ekspanzija pare

#### 2.4.4. JEDNADŽBA O OČUVANJU ENERGIJE

Razmatrat će se protok pare kroz proizvoljno odabran kanal. Na slici 2.15. prikazan je proizvoljni kanal.



Slika 2.15. Proizvoljno odabrani kanal

Na putu od a do b dovodi se toplina Q i odvodi rad W. Suma svih dovedenih energija za vrijeme dt na putu od a do b iznosi:

$$u_0 G dt + \frac{c_0^2}{2} G dt + p_0 A_0 dx_0 + Q dt \quad (2.12.)$$

gdje je:

$u_0$  – unutarnja energija pare

$c^2/2$  – kinetička energija

$p_0 A_0 dx_0$  – rad pare na putu dx za vrijeme dt

$Qdt$  – količina dovedene topline za vrijeme dt

Suma svih odvedenih energija iz promatranog sustava:

$$u_1 G dt + \frac{c_1^2}{2} G dt + p_1 A_1 dx_1 + Q dt \quad (2.13.)$$

gdje je:

$W$  – predan rad

Ako se ove dvije jednadžbe izjednače i podjele sa  $Gdt$  dobije se:

$$u_0 + \frac{c_0^2}{2} + \frac{p_0 A_0}{G} \frac{dx_0}{dt} + \frac{Q}{G} = u_1 + \frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1 A_1}{G} \frac{dx_1}{dt} + \frac{W}{G}$$

ako se uvrsti za:

$$\frac{A \cdot c}{G} = v ; \frac{dx_0}{dt} = c_0 ; \frac{dx_1}{dt} = c_1 ; \frac{Q}{G} = q ; \frac{W}{G} = l$$

dobije se:

$$\begin{aligned} u_0 + p_0 v_0 + \frac{c_0^2}{2} + q_0 &= u_1 + p_1 v_1 + \frac{c_1^2}{2} + l_1 \\ h &= u + pv \\ h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q_0 &= h_1 + \frac{c_1^2}{2} + l_1 \end{aligned} \quad (2.14.)$$

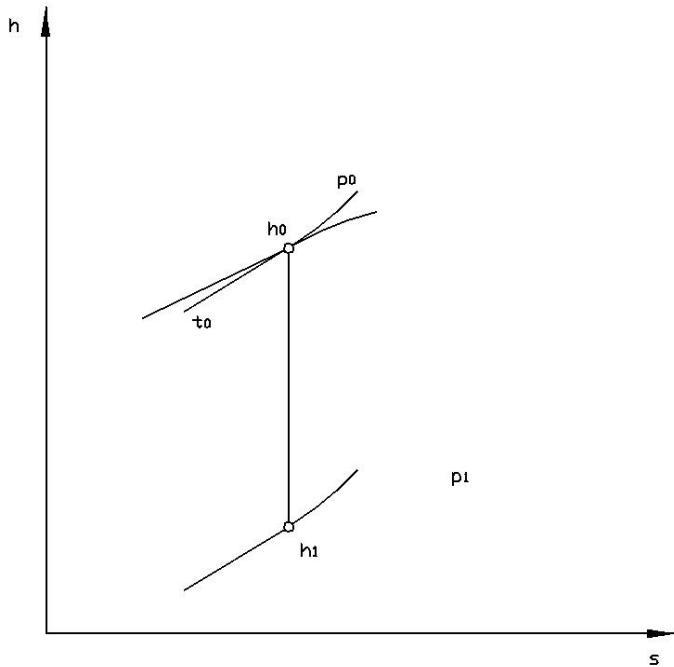
Dobiveni iznos predstavlja jednadžbu o očuvanju energije za određeno strujanje pare. U diferencijalnom obliku ova jednadžba se može izraziti:

$$dh + cdc - dq + dl = 0$$

Izvedena jednadžba može se koristiti za praktični proračun sapnica kroz koje strui para. Za slučaj izentropskog strujanja pare kroz sapnicu  $q = 0$ , dobije se povećanje kinetičke energije pri ekspanziji pare.

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1 \quad (2.15.)$$

Na taj način promjena kinetičke energije struje pare može se odrediti pomoću h-s dijagrama. Na slici 2.16. prikazan je takav h-s dijagram.



Slika 2.16. h – s dijagram

#### 2.4.5. TOTALNI PARAMETRI

Kada je početna kinetička energija ( $c_0^2/2$ ) mala može se zanemariti jer je tada brzina istjecanja funkcija samo termičkih parametara.

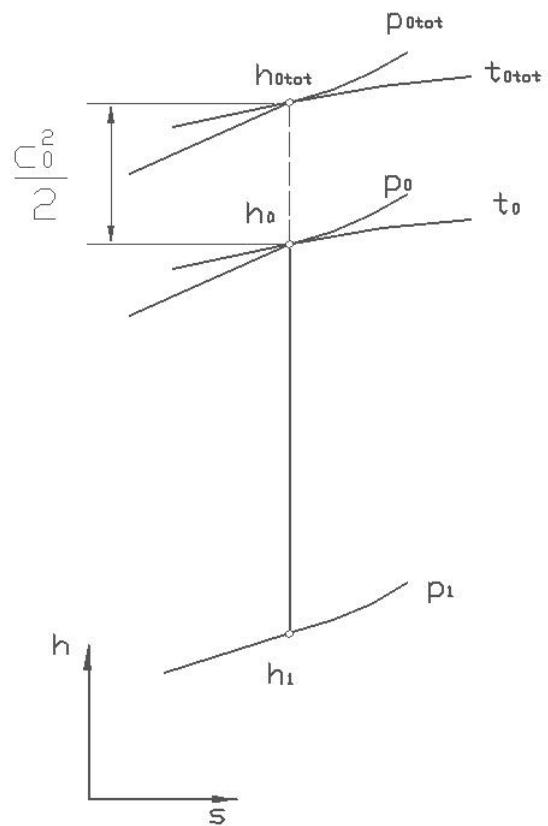
$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1)} \quad (2.16.)$$

Ako početna kinetička energija nije zanemariva tada se može smatrati da je ona nastala kao rezultat izentropske ekspanzije pare od nekih fiktivnih parametara pare nazvanih totalni parametri pare ili ukupnih ( $p_{0tot}$ ,  $t_{0tot}$ ) parametara koji se nazivaju još i zaustavni parametri jer je kod njih  $c_{0tot} = 0$ .

$$\frac{c_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} (p_{0tot} v_{0tot} - p_0 v_0) \quad (2.17.)$$

$$\frac{c_1^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} (p_{0tot} v_{0tot} - p_1 v_1) \quad (2.18.)$$

Na slici 2.17. je prikazan h-s dijagram ovakvog slučaja.



**Slika 2.17.** *h – s* dijagram totalnih parametara

$$p_{0\text{tot}} = p_0 + \frac{c_0^2}{2v_0} \quad (2.19.)$$

$$v_{0\text{tot}} = v_0 + \frac{c_0^2}{2\kappa p_0} \quad (2.20.)$$

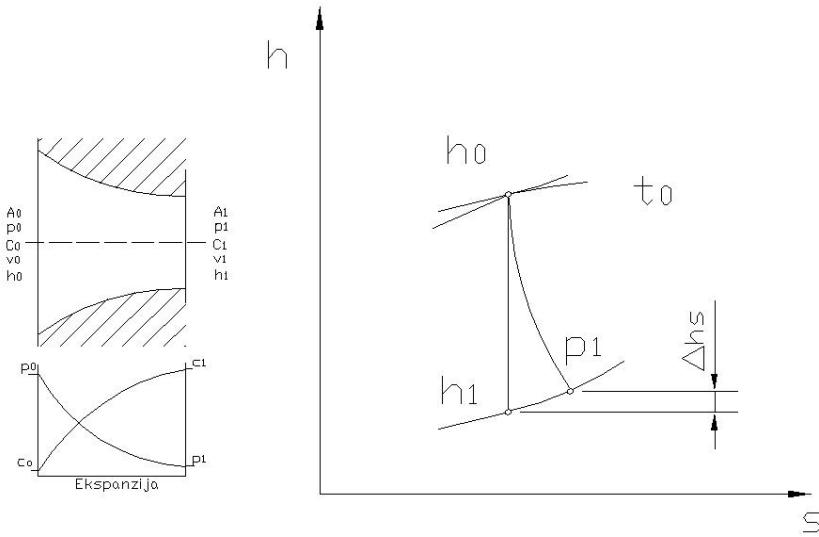
## 2.5. STRUJANJE KROZ SAPNICE

U toplinskim turbinama primjenjuju se dvije vrste sapnica:

1. Sužavajuće sapnice (konvergentne)
2. Sužavajuće – proširujuće sapnice (konvergentno divergentne)

### 2.5.1. SUŽAVAJUĆE SAPNICE (MLAZNICE)

Ove sapnice se primjenjuju u turbinama kada se na izlazu želi dobiti brzina struje radnog medija manja ili jednaka brzini zvuka. Na slici 2.18. prikazana je sužavajuća sapnica.



Slika 2.18. Sužavajuća sapnica

Iz jednadžbi o očuvanju energije može se odrediti teoretska izlazna brzina iz sapnice:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1$$

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2}$$

$$c_1 \leq c_z$$
(2.21.)

$c_z$  – brzina zvuka

$\Delta h_s$  – gubici u sapnici (gubici u statorskim lopaticama)

Stvarna izlazna brzina iz sapnice:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t}$$
(2.22.)

$\varphi = 0,96 - 0,98$  – integralni koeficijent brzine za sapnice

Izlazni presjek sapnice može se odrediti iz jednadžbe kontinuiteta:

$$A \cdot c = G \cdot v$$

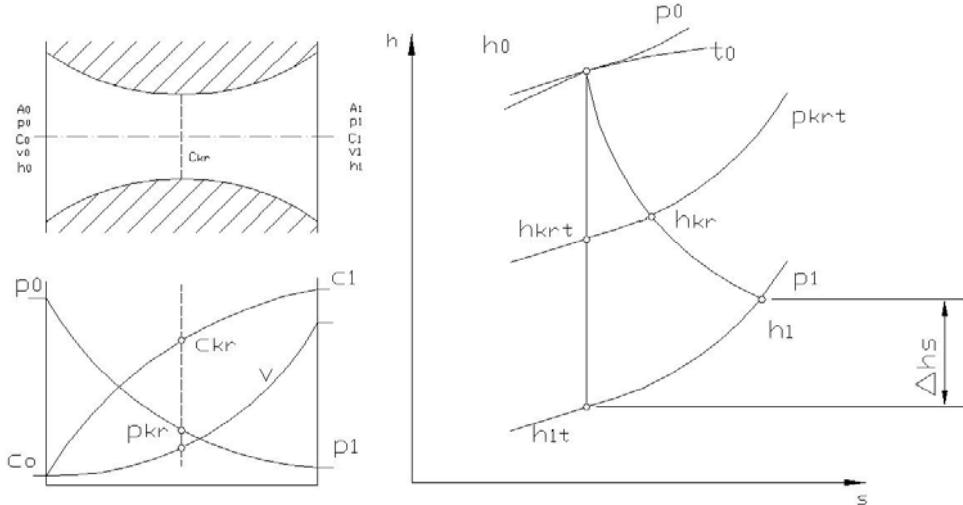
$$A_1 = \frac{G \cdot v_1}{c_1}$$
(2.23.)

## 2.5.2. SUŽAVAJUĆE – PROŠIRUJUĆE MLAZNICE

Ove sapnice primjenjuju se u turbinama kada se na izlazu želi dobiti brzina veća od brzine zvuka (De Lavalove sapnica).

$$c_1 \geq c_z$$

Na slici 2.19. prikazana je sužavajuća – proširujuća sapnica.



Slika 2.19. Sužavajuća – proširujuća sapnica

$c_{kr}$  – kritična brzina

$$c_{kr} = c_z$$

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} \quad (2.24.)$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} \quad (2.25.)$$

$$\Delta h_s = \frac{c_{1t}^2}{2}(1 - \varphi^2) \quad (2.26.)$$

$$\varepsilon_{kr} = \frac{p_{kr}}{p_0} = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.27.)$$

$$c_{kr} = \varphi \cdot c_{krt} \quad (2.28.)$$

$$A_{kr} = \frac{G \cdot v_{kr}}{c_{kr}} \quad (2.29.)$$

$$A_1 = \frac{G \cdot v_1}{c_1} \quad (2.30.)$$

Da bi se pokazalo smanjenje površine A u dozvučnom području i povećanje površine u nadzvučnom području prikazat će se jednadžba kontinuiteta u diferencijalnom obliku.

→ za  $\kappa = 1,3$  (para) dobivamo:

$$\varepsilon_{kr} = \frac{p_{kr}}{p_0} = 0,546 \quad (2.31.)$$

$$p_{kr} = 0,546 \cdot p_0 \quad (2.32.)$$

→ za  $\kappa = 1,4$  (zrak) dobivamo:

$$\varepsilon_{kr} = \frac{p_{kr}}{p_0} = 0,528 \quad (2.33.)$$

$$p_{kr} = 0,528 \cdot p_0 \quad (2.34.)$$

→ ako je  $\frac{dv}{v} < \frac{dc}{c}$  slijedi:  $c_{izl} < c_{zv}$ :

$M = \frac{c}{c_z} < 1$  → što dovodi do smanjenja površina odnosno presjek se sužava.

$\rightarrow$  ako je  $\frac{dv}{v} > \frac{dc}{c}$  slijedi:  $c_{izl} > c_{zv}$ :  
 $M > 1 \rightarrow$  presjek se povećava

U kritičnom presjeku:  $c = c_z \rightarrow M = 1$

$$c_{zvuka} = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$$

$\rightarrow$  za izentropsku ekspanziju:  $p v^\kappa = konst.$  (K)

$$\rho = \frac{1}{v}$$

- tlak p jednak je:  $p = K \cdot \rho^\kappa$  (\*)

Diferenciranjem jednadžbe (\*) dobivamo:

$$dp = K \cdot \kappa \cdot \rho^{\kappa-1} d\rho \quad (\text{promjena tlaka})$$

$$dp = \left(\frac{p}{\rho^\kappa}\right) \cdot \kappa \cdot \rho^{\kappa-1} d\rho$$

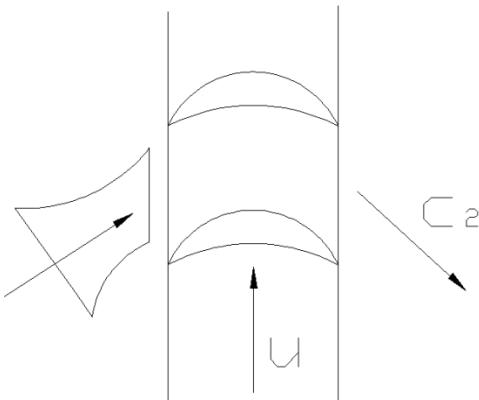
$$\begin{aligned} \frac{dp}{d\rho} &= \kappa \frac{p}{\rho} = \kappa \cdot p \cdot v \\ c_z &= \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v} \\ p v &= RT \end{aligned}$$

$$c_z = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \rightarrow \text{brzina zvuka}$$

$$A_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{c_{1t}} \quad (2.35.)$$

$$A_{kr} = \frac{G \cdot v_{kr}}{c_{kr}} \quad (2.36.)$$

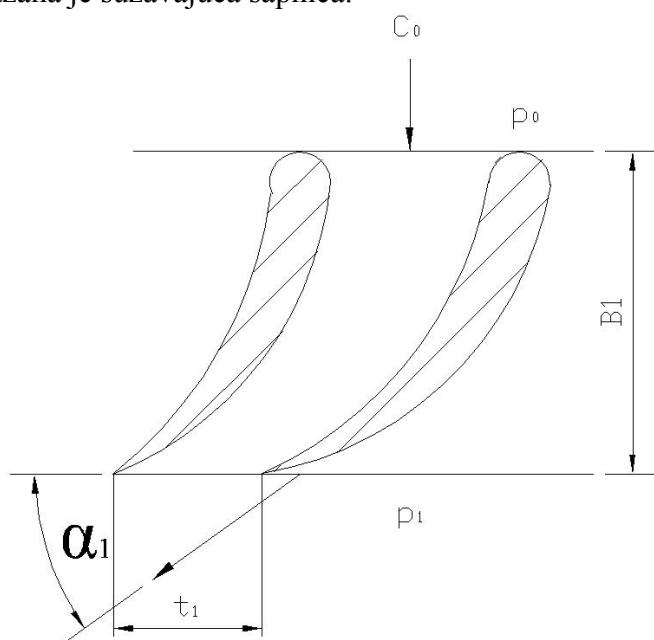
Sapnica je koso postavljena jer da je ravna onda bi para samo prostrujala i ne bi imali okretanje rotora tj.  $\vec{u} = 0$ . To je prikazano na slici 2.20.



Slika 2.20. Obodna brzina

**a) Sužavajuća sapnica**

Na slici 2.21. prikazana je sužavajuća sapnica.

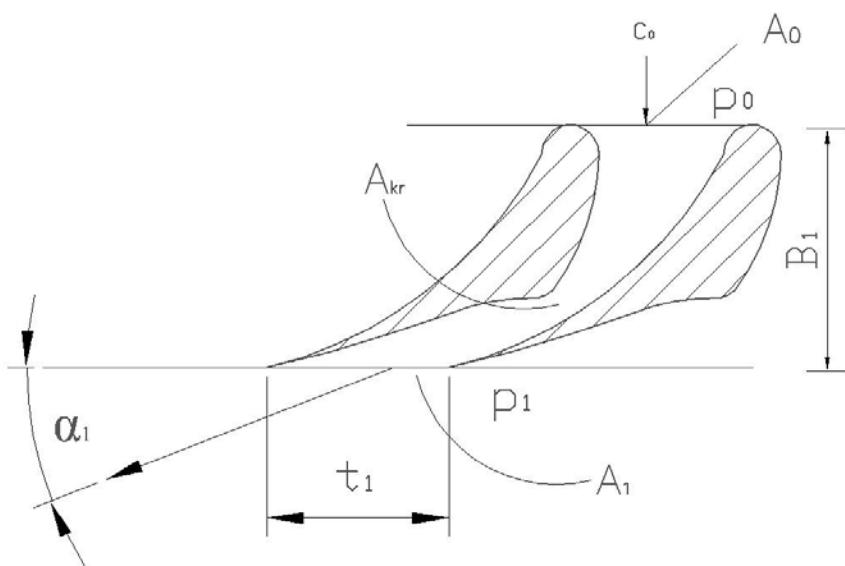
**Slika 2.21.** Sužavajuća sapnica

$B_1$  – širina statorske rešetke

$t_1$  – razmak lopatica (korak)

**b) Sužavajuća – proširujuća sapnica**

Na slici 2.22. prikazana je sužavajuća – proširujuća sapnica.

**Slika 2.22.** Sužavajuća – proširujuća sapnica

$A_0$  – ulazni presjek

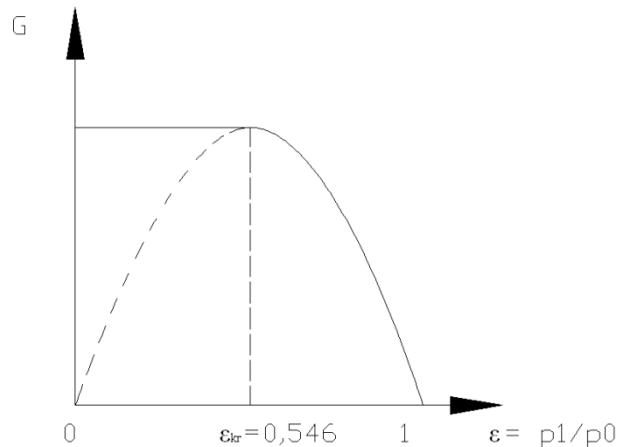
$A_{kr}$  – kritični presjek

$A_1$  – izlazni presjek

Promjena protočne količine pare pri promjeni izlaznog tlaka  $p_1$ . Na slici 2.23. prikazan je dijagram ovisnosti protoka pare i stupnja ekspanzije.

$\varepsilon$  – stupanj ekspanzije =  $p_1 / p_0$

G – protok pare



Slika 2.23. Dijagram ovisnosti stupnja ekspanzije i protoka pare

$$\frac{G}{G_{kr}} = \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1+\kappa}{1-\kappa}} \cdot \frac{2}{\kappa-1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{\kappa}} - \varepsilon^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right)} \quad (2.37.)$$

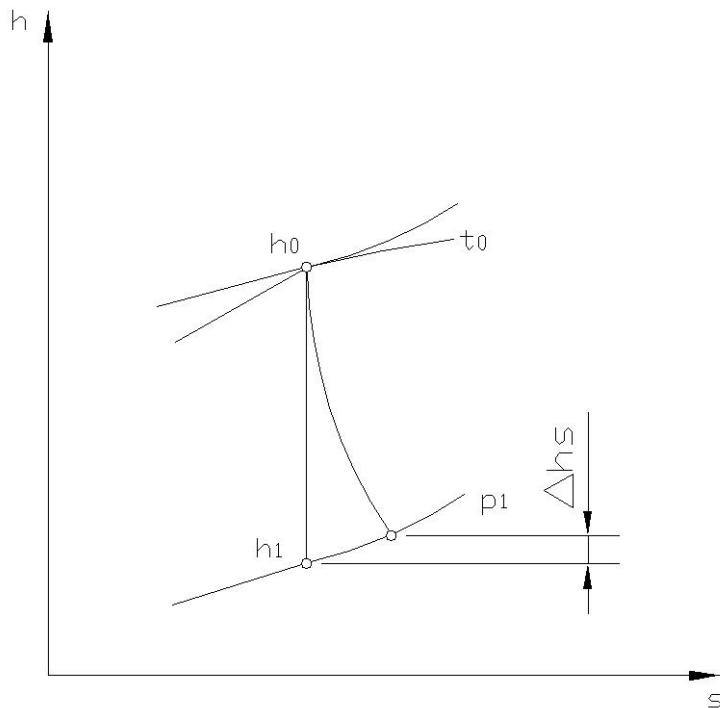
- kod sužavajuće mlaznice

## 2.6. GUBICI STRUJE FLUIDA U SAPNICI

U realnoj struji pare i plina uvijek nastaju gubici uslijed trenja koji ovise uglavnom od oblika sapnica. Zbog toga se stvarna ekspanzija u sapnici ne odvija adijabatno već politropno.

$$\begin{aligned}\frac{c_{1t}^2}{2} &= \frac{c_0^2}{2} + h_0 - h_{1t} \\ \frac{c_1^2}{2} &= \frac{c_0^2}{2} + h_0 - h_1 \\ \Delta h_s &= \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_{1t}\end{aligned}\quad (2.38.)$$

Na slici 2.24. je prikazana adijabatska i politropna ekspanzija pare.



**Slika 2.24.** Adijabatska i politropna ekspanzija pare

Svi gubici u sapnici obuhvaćeni su tzv. „integralnim koeficijentom brzine  $\varphi$ “ i on nam pokazuje koliko je stvarna izlazna brzina iz sapnice „ $c_1$ “ manja od teoretske brzine „ $c_{1t}$ “.

$$\begin{aligned}\varphi &= \frac{c_1}{c_{1t}} \Rightarrow c_1 = \varphi \cdot c_{1t} \\ \Delta h_s &= \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2} \left( \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \\ \Delta h_s &= \frac{c_1^2}{2} \left( \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right)\end{aligned}\quad (2.39.)$$

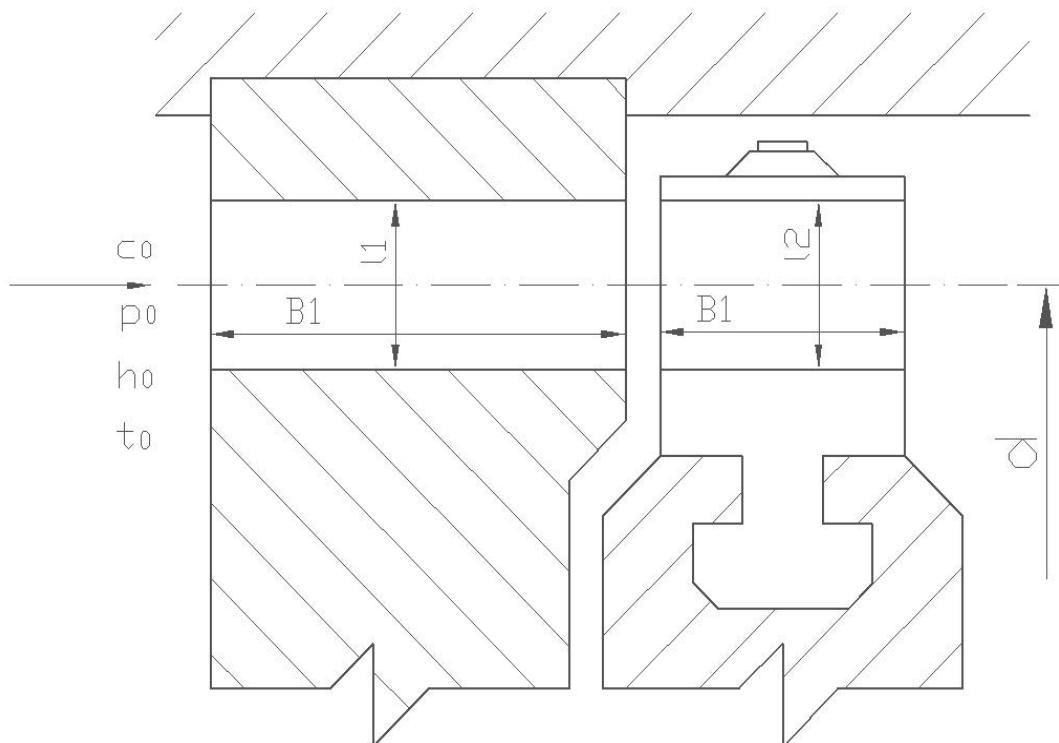
$\varphi = 0,96 \dots 0,98$  (gubici u statorskim lopaticama).

## 2.7. PRETVORBA ENERGIJE U STUPNUJU AKSIJALNE TURBINE

U stupnju turbine toplinska energija se pretvara u kinetičku energiju u statorskim lopaticama, a kinetička energija se pretvara u mehanički rad u rotorskim lopaticama, u obliku vrtnje rotorskih lopatica i rotora turbine. Prema pretvorbi energije razlikujemo akcijske i reakcijske stupnjeve.

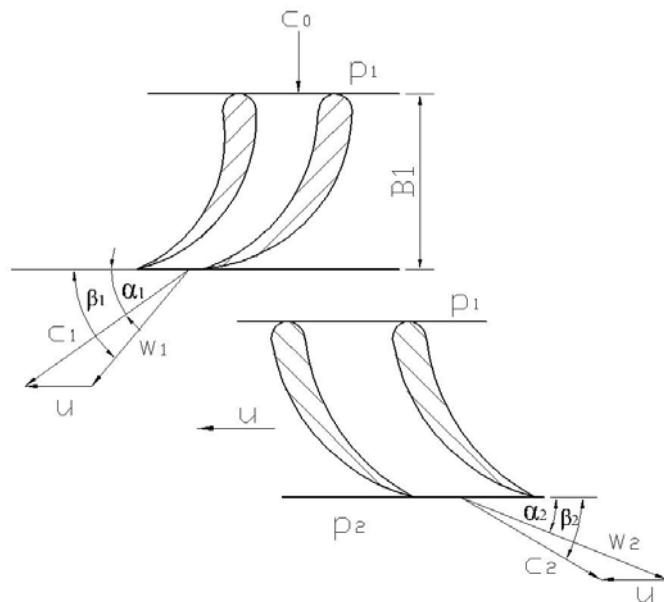
### 2.7.1. AKCIJSKI STUPANJ

U čisto akcijskom stupnju tj. u De Lavalovom stupnju sva ekspanzija pare odvija se u sapnicama tj. statorskim lopaticama. U rotorskim lopaticama para samo mijenja smjer brzine na temelju kojeg se dobiva obodna komponenta brzine vrtnje rotorskih lopatica. Kod akcijskog stupnja sapnice tj. statorske lopatice ugrađene su u tzv. razdjelne stijene ili dijafragme, a rotorske lopatice su ugrađene u rotorska kola ili diskove. Na slici 2.25. prikazane su statorske i rotorske lopatice akcijskog stupnja.



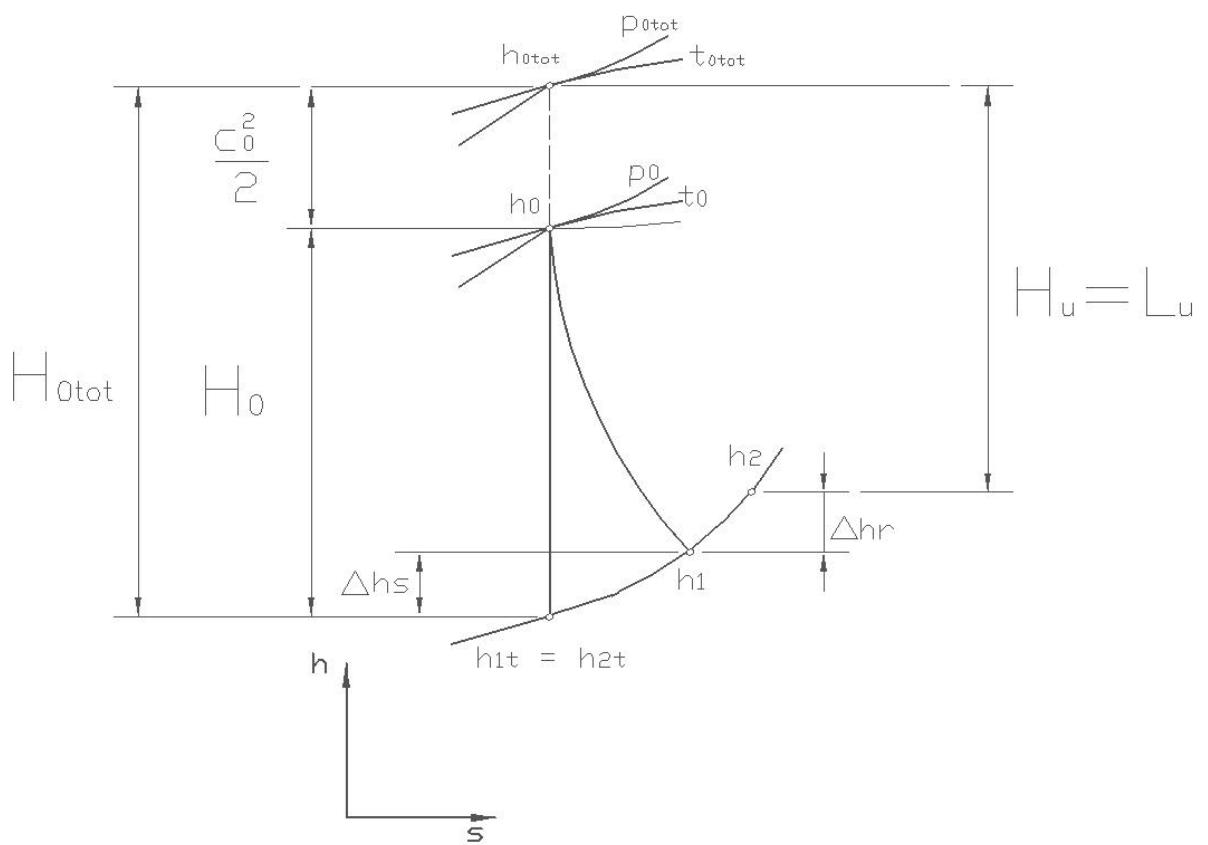
Slika 2.25. Statorske i rotorske lopatice akcijskog stupnja

Na slici 2.26. prikazan je presjek statorskih i rotorskih lopatica akcijskog stupnja sa trokutima brzina.



**Slika 2.26.** Presjek statorskih i rotorskih lopatica akcijskog stupnja

Na slici 2.27. prikazana je pretvorba energije u akcijskom stupnju.



**Slika 2.27.** Pretvorba energije u akcijskom stupnju

## STUPANJ REAKCIJE

Odnos toplinskog pada prerađenog u rotorskim lopaticama naprema ukupnom toplinskom padu stupnja naziva se stupanj reakcije.

$$\rho = \frac{H_{02}}{H_{01} + H_{02}} \approx \frac{H_{02}}{H_0} \quad (2.40.)$$

$H_{01}$  – stator

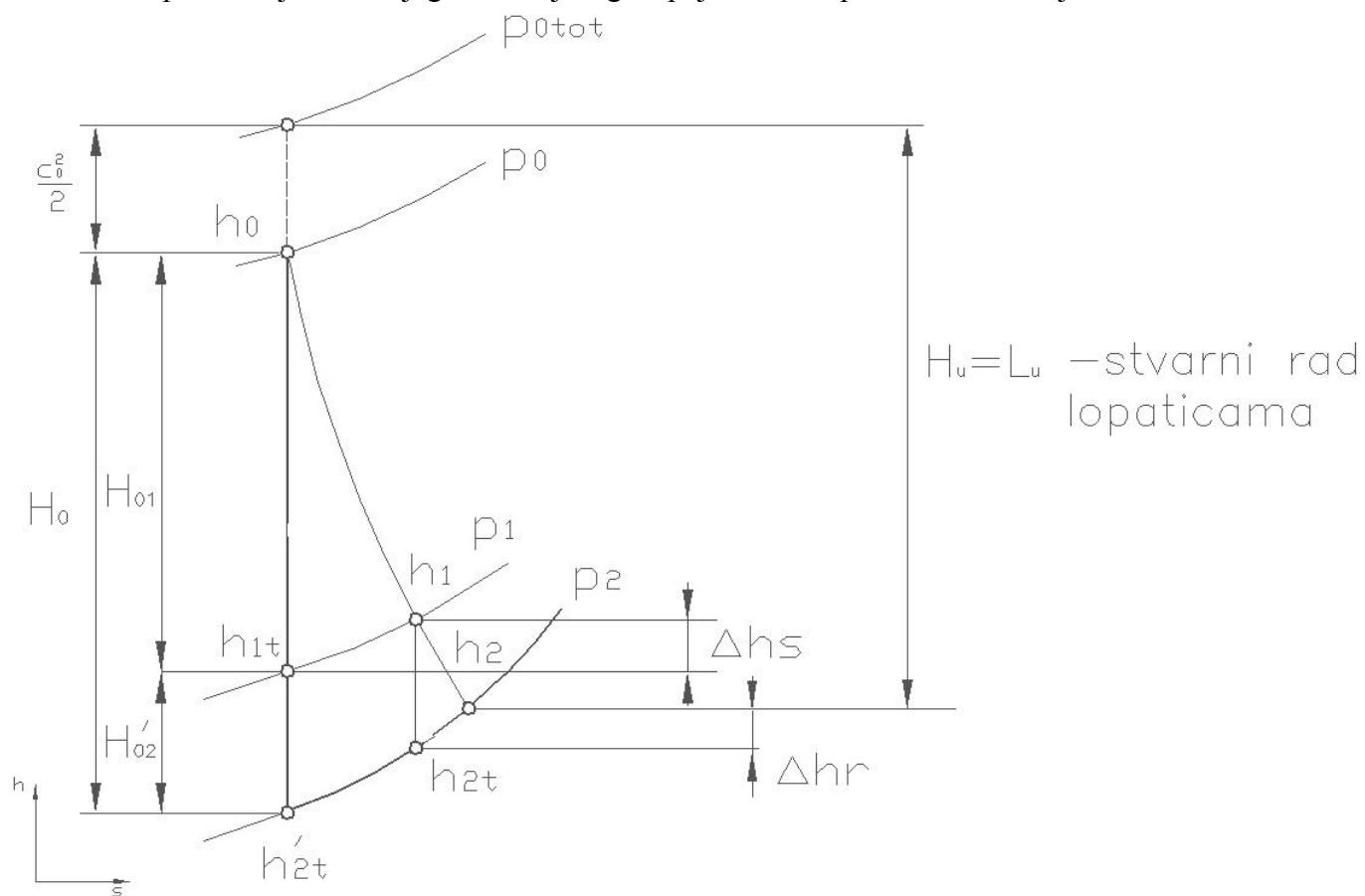
$H_{02}$  – rotor

Danas se više ne primjenjuju čisto akcijski stupnjevi već akcijski stupnjevi s malim postotkom reakcije tj. od ukupnog toplinskog pada para malo ekspandira i u rotorskim lopaticama.

$$\rho = (5 - 15)\%$$

$p_1 > p_2$  - razlika tlakova da ne dođe do vrtloženja u rotoru

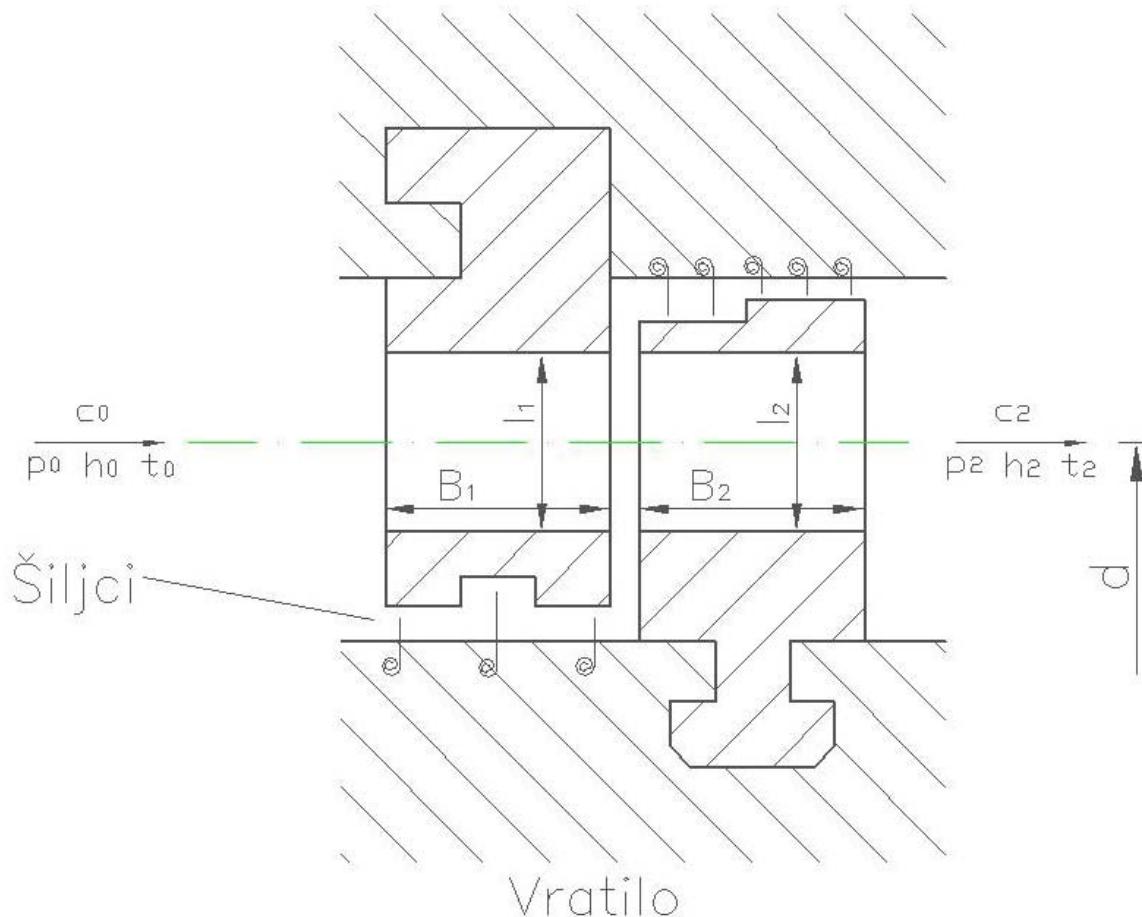
Na slici 2.28. prikazan je h – s dijagram akcijskog stupnja s malim postotkom reakcije.



Slika 2.28. h – s dijagram akcijskog stupnja s malim postotkom reakcije

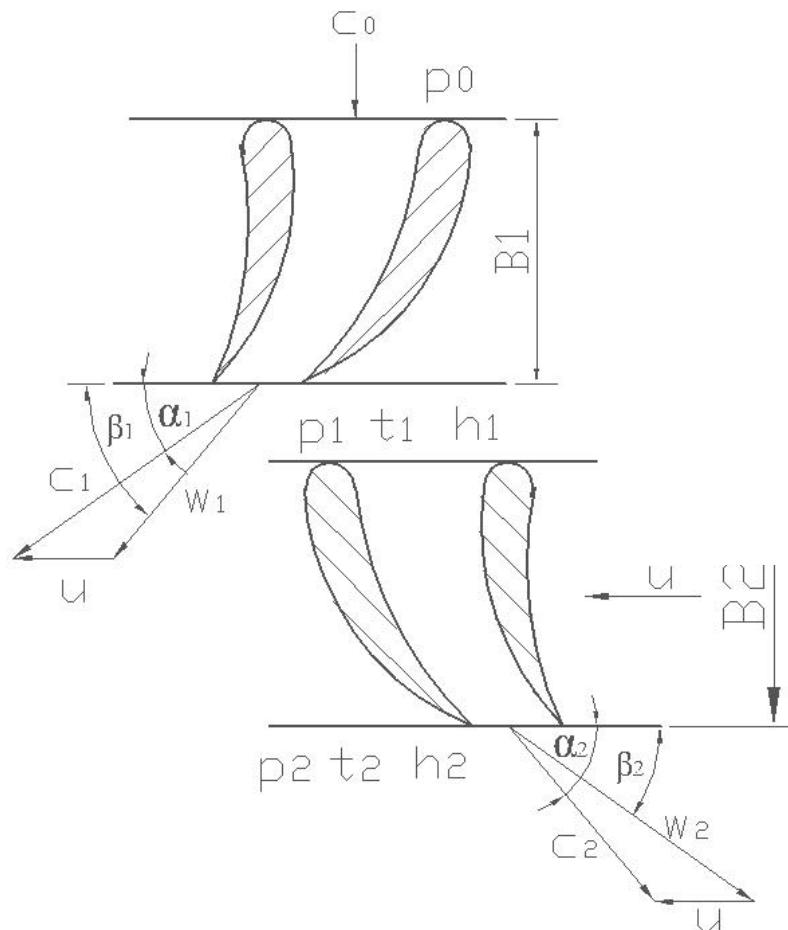
### 2.7.2. REAKCIJSKI STUPANJ

U ovom stupnju (Parsonov stupanj) od ukupnog toplinskog pada u stupnju pola se prerađuje u statorskim lopaticama, a pola u rotorskim lopaticama. Pri tome su profili statorskih lopatica i rotorskih lopatica potpuno jednaki. Statorske lopatice su pričvršćene direktno u kućište, a rotorske su ugrađene direktno na vratilo (bubnju) turbine. Na slici 2.29. prikazane se statorske i rotorske lopatice reakcijskog stupnja.



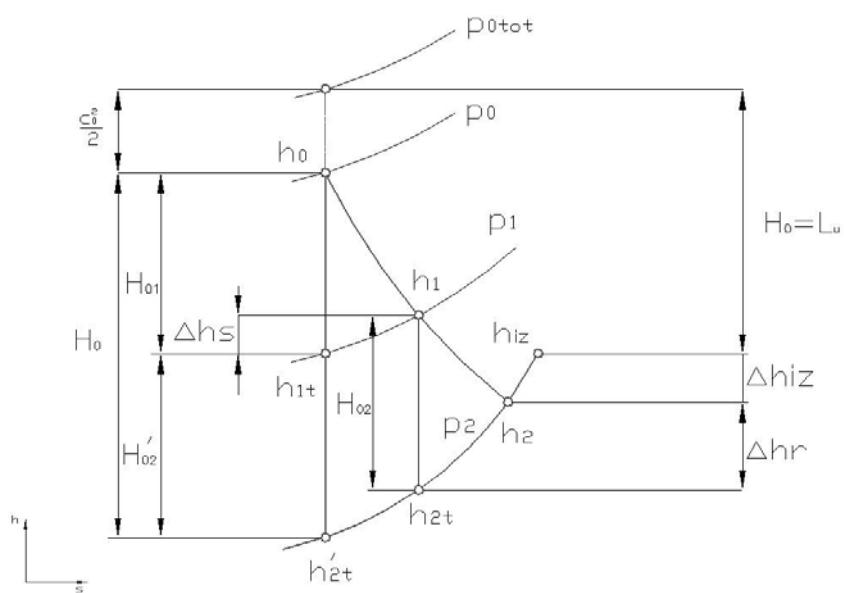
**Slika 2.29.** Statorske i rotorske lopatice reakcijskog stupnja

Na slici 2.30. prikazan je presjek statorskih i rotorskih lopatica reakcijskog stupnja.

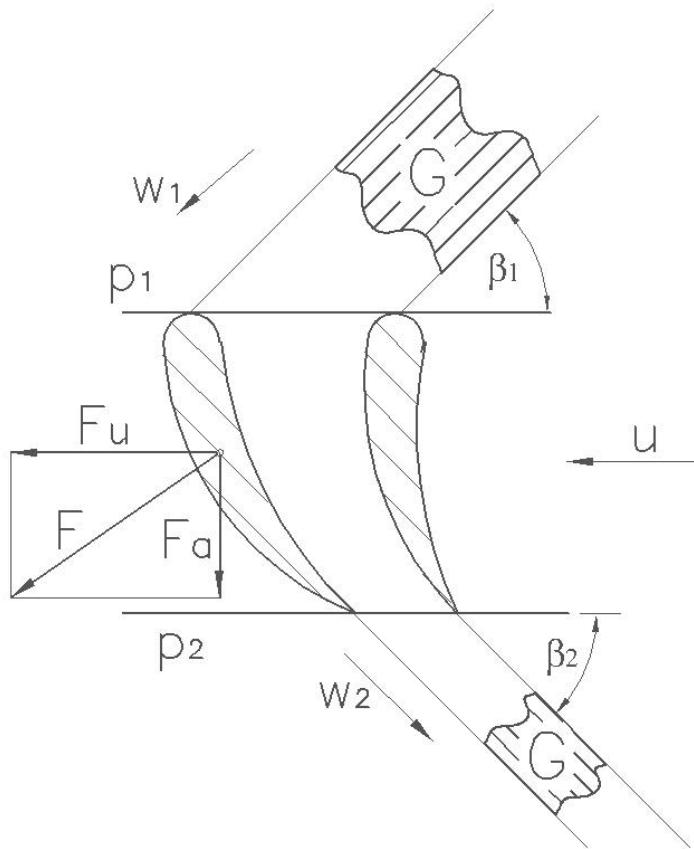


**Slika 2.30.** Presjek statorskih i rotorskih lopatica reakcijskog stupnja

Na slici 2.31. prikazan je  $h - s$  dijagram pretvorbe energije u reakcijskom stupnju.



Razmotrit ćemo protok pare kroz kanal rotorskih lopatica. Na slici 2.32. prikazan je protok pare kroz kanal rotorskih lopatica.



**Slika 2.32.** Protok pare kroz kanal rotorskih lopatica

$F_u$  – sila kojom para djeluje na lopatice

$F_a$  – aksijalna sila na lopatici

$F$  – rezultirajuća sila ne pokreće lopatice

$$F_u = G(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.41.)$$

$$F_a = G(w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2) + A_2(p_1 - p_2) \quad (2.42.)$$

$$F_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + A_2(p_1 - p_2) \quad (2.43.)$$

$$A_2 = d \cdot \pi \cdot l_2 \quad (2.44.)$$

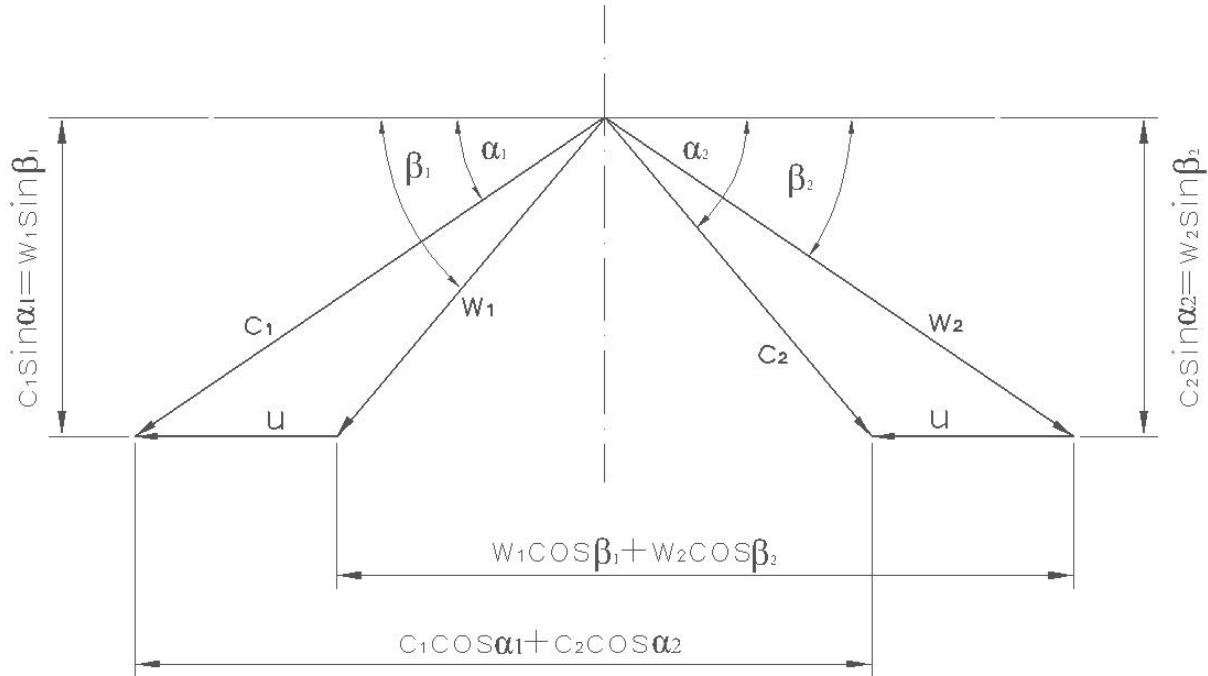
$$P_u = F_u \cdot u \quad (2.45.)$$

$u$  – obodna brzina

$P_u$  – snaga na lopatici

### 2.7.3. BRZINA STRUJANJA NA LOPATICI

Na slici 2.33. prikazan je plan brzina strujanja na lopatici.



Slika 2.33. Plan brzina strujanja na lopatici

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} \quad (2.46)$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} \quad (2.47.)$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1 \quad (2.48)$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1} \quad (2.49.)$$

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} \quad (2.50)$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} \quad (2.51)$$

$\psi$  – koeficijent brzine u rotorskim lopaticama

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2\cos\beta_2} \quad (2.52.)$$

$$\Delta h_{iz} = \frac{c_2^2}{2} \quad (2.53)$$

$$\Delta h_r = \frac{w_{2t}^2}{2}(1 - \psi^2) = \frac{w_2^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \quad (2.54)$$

### 2.7.4. JEDINIČNA SNAGA ILI RAD NA OBODU KOLA

Prethodna je jedinična snaga (rad) bila izražena na rotorskoj rešetki dobivena pomoću zakona o količini gibanja. Jedinična snaga i rad rotorske rešetke može se izraziti i pomoću raspoložive energije u stupnju i gubitaka u pojedinim dijelovima stupnja. Jednadžba za očuvanje energije u stupnju može se pisati:

$$\begin{aligned} L_u &= E_0 - \Delta h_s - \Delta h_r \\ E_0 &= \frac{c_0^2}{2} + H_{01} + H_{02} - \frac{c_2^2}{2} = \frac{1}{2} [(c_{1t}^2 - c_2^2) + (w_{2t}^2 - w_1^2)] \\ L_u &= \frac{1}{2} [(c_{1t}^2 - c_2^2) + (w_{2t}^2 - w_1^2) - (c_{1t}^2 - c_2^2) - (w_{2t}^2 - w_2^2)] = \frac{1}{2} [(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)] \end{aligned}$$

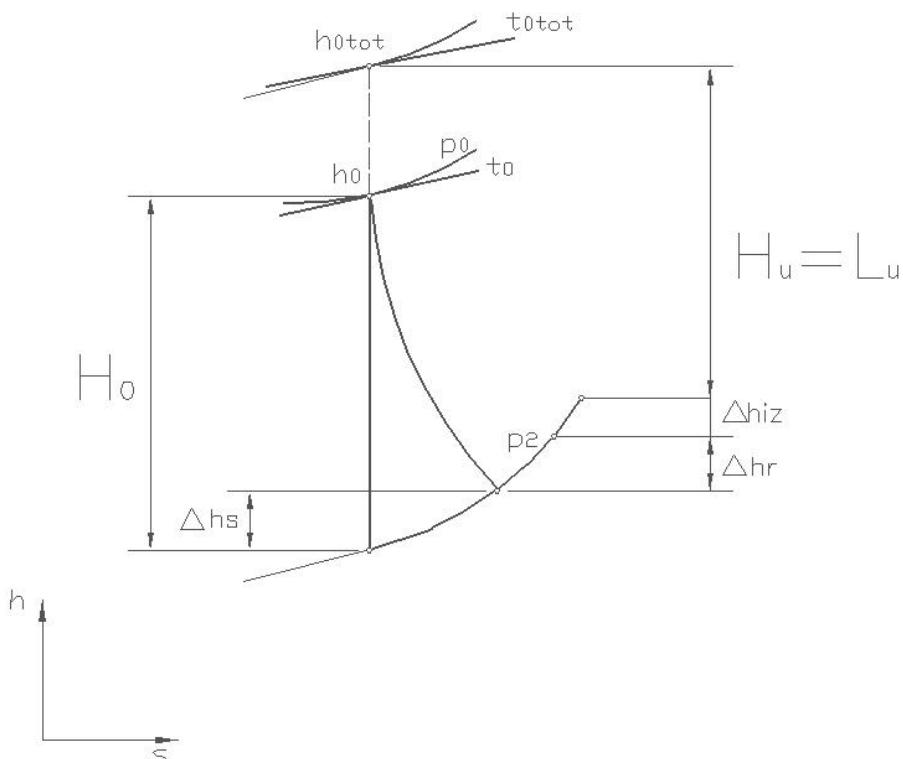
Dobiveni izraz jednak je prethodnoj jednadžbi za dobivenu snagu. Ako se promatra idealni stupanj tada će sva kinetička energija biti pretvorena u rad.

$$\begin{aligned} c_2 &= 0 \\ E'_0 &= \frac{c_0^2}{2} + H_{01} + H_{02} \end{aligned} \quad (2.55.)$$

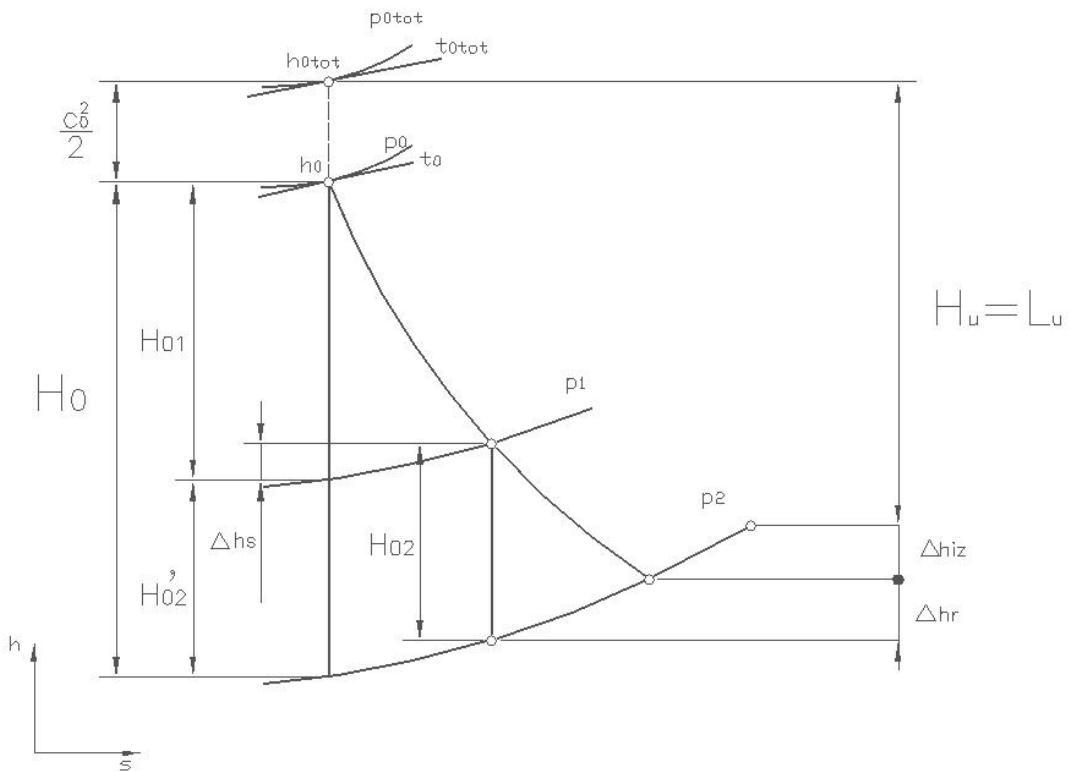
U tom slučaju kod realnog stupnja izlazna kinetička energija izrazi se kao samostalni gubitak.

$$\begin{aligned} \Delta h_{iz} &= \frac{c_2^2}{2} \\ L_u &= E'_0 - \Delta h_s - \Delta h_r - \Delta h_{iz} \end{aligned} \quad (2.56.)$$

Gubici energije pretvaraju se u toplinu i mogu se prikazati u  $h-s$  dijagramu. Na slici 2.34. i 2.35. prikazani su gubici energije koji se pretvaraju u toplinu.



Slika 2.34. h-s dijagram gubitaka energije



Slika 2.35. h-s dijagram gubitaka energije

### 2.7.5. STUPANJ KORISNOSTI NA OBODU KOLA

Stupanj korisnosti na obodu kola (lopaticama) može se izraziti kao odnos snage i raspoložive energije u stupnju.

$$\eta_u = \frac{P_u}{P_0} \quad (2.57.)$$

$$P_u = L_u \cdot G$$

$$P_0 = E_0 \cdot G$$

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_0} = \frac{\frac{c_0^2}{2} + H_0 - \Delta h_s - \Delta h_r - \Delta h_{iz}}{\frac{c_0^2}{2} + H_0 - \frac{c_2^2}{2}}$$

$$\eta_u = 1 - \frac{\Delta h_s}{E_0} - \frac{\Delta h_r}{E_v} - \frac{\Delta h_r}{E_0} (1 - K)$$

$$K = 0 - 1$$

$$K = 0$$

$$K = 1$$

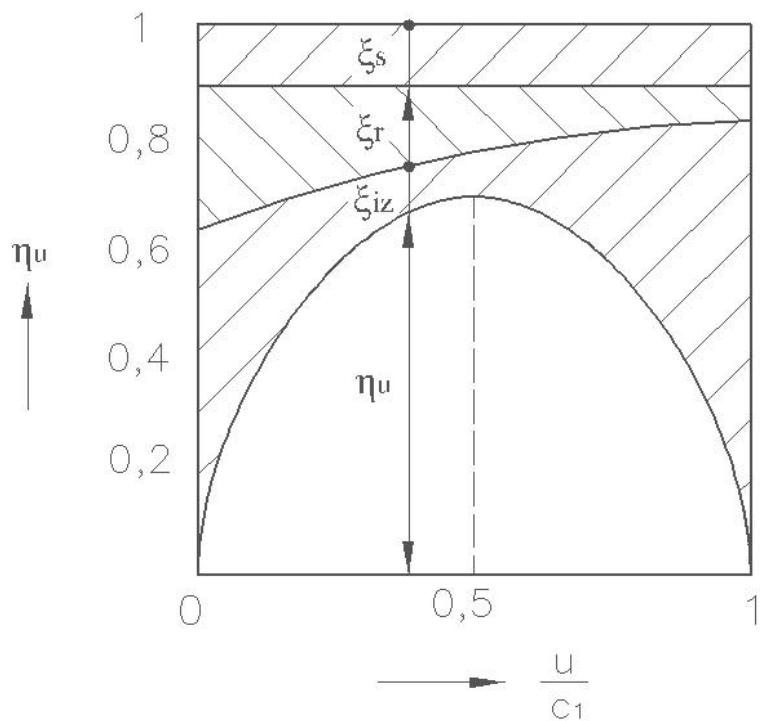
$$\eta_u = 1 - \zeta_s - \zeta_r - \zeta_{iz} \text{ za } K = 0$$

Stupanj korisnosti na lopaticama kola može se izraziti pomoću brzina:

$$\eta_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 - c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} \quad (2.58.)$$

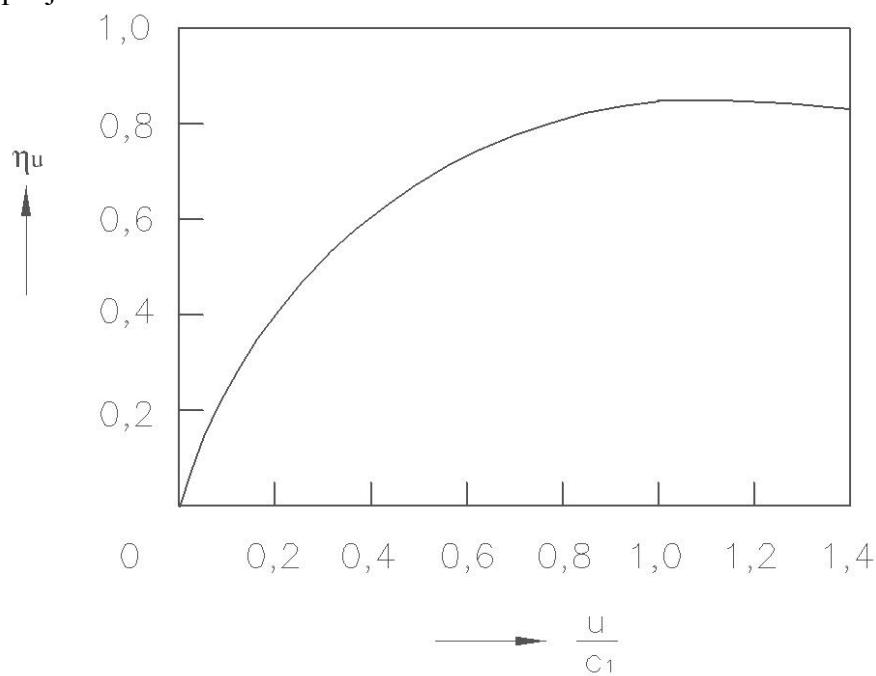
$$\eta_u = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{c_{1t}^2 - c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} \quad (2.59.)$$

Na slici 2.36. prikazan je dijagram ovisnosti stupnja korisnosti na obodu kola za akcijski stupanj. Iz dijagraama je vidljivo da za  $u/c_1 = 0,5 \Rightarrow \eta_{\max}$ .



**Slika 2.36.** Dijagram ovisnosti stupnja korisnosti na obodu kola akcijskog stupnja

Na slici 2.37. prikazan je dijagram ovisnosti stupnja korisnosti na obodu kola za reakcijski stupanj.



**Slika 2.37.** Dijagram ovisnosti stupnja korisnosti na obodu kola reakcijskog stupnja

## 2.8. EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA U TURBINSKIM REŠETKAMA (STUPNJEVIMA)

### GEOMETRIJSKE I AERODINAMIČKE KARAKTERISTIKE REŠETKI

Oblik međulopatičnih kanala od kojih uglavnom ovisi strujanje i stupanj korisnosti određen je ne samo oblikom statorskih i rotorskih lopatica već i sljedećim geometrijskim veličinama.

d – srednji promjer

b – tetiva profila

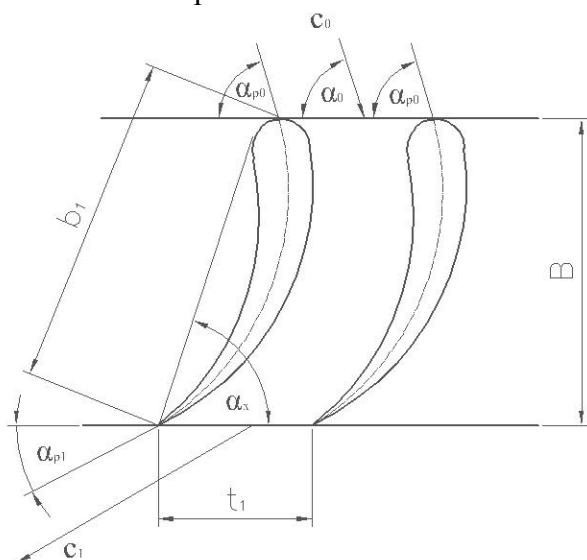
$\Delta$  – debljina izlaznog brida profila

B – širina rešetke

a – širina kanala

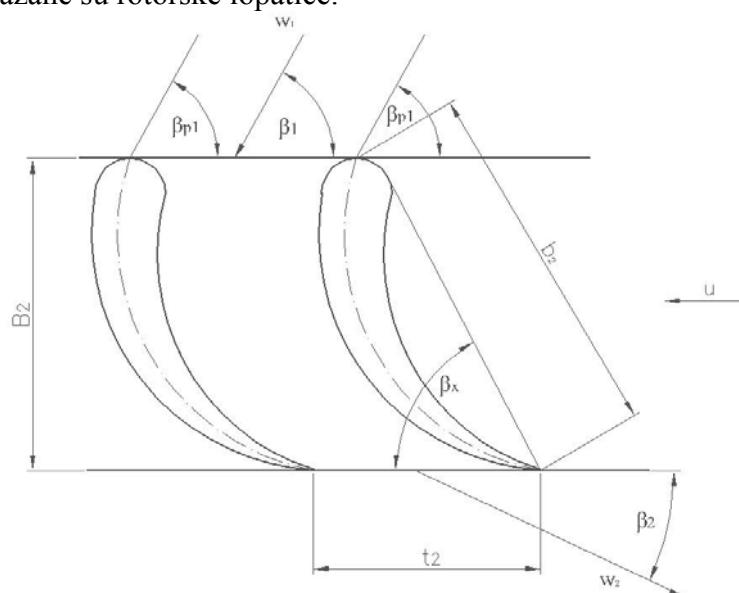
t – korak rešetke

Na slici 2.38. prikazane su statorske lopatice.



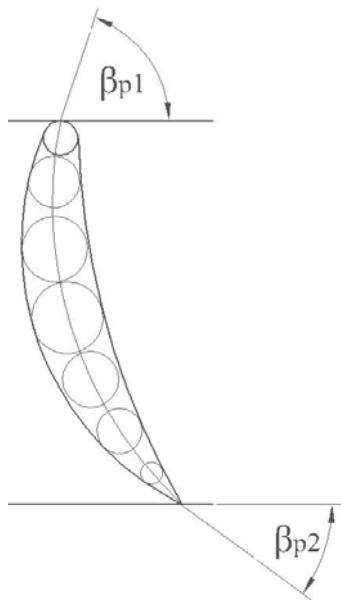
Slika 2.38. Statorske lopatice

Na slici 2.39. prikazane su rotorske lopatice.



Slika 2.39. Rotorske lopatice

Na slici 2.40. prikazan je način određivanja profila lopatica pomoću središnje linije i upisanih kružnica.



**Slika 2.40.** Određivanje profila lopatica pomoću središnje linije i upisanih kružnica

Značajan utjecaj na rad turbinskog stupnja imaju kutevi strujanja pare ovisni od kuteva profila rešetke. Srednji izlazni kut jednak je efektivnom kutu:

$$\alpha_{1ef} = \arcsin \frac{a_1}{t_1} \quad (2.60.)$$

$$\beta_{2ef} = \arcsin \frac{a_2}{t_2} \quad (2.61.)$$

Za razvoj rešetke su također važni kutevi ugradnje profila  $\alpha_y$  i  $\beta_y$ . O njima isto ovisi kut strujanja pare. Za neke veličine uobičajeno je da se daju u relativnim vrijednostima.

$$\bar{E} = \frac{t}{b} - \text{relativni korak} \quad (2.62.)$$

$$\bar{t}_1 = \frac{t_1}{b_1} = 0,5 \div 0,7 \quad - \text{optimalni korak statorskih rešetki}$$

$$\bar{t}_2 = \frac{t_2}{b_2} = 0,6 \div 0,8$$

$$t = \frac{d\pi}{z} z - \text{broj lopatica} \quad (2.63.)$$

Kod projektiranja rešetki i analiza strujanja koriste se teoretske računske metode i eksperimentalna istraživanja. Kod toga mora se imati u vidu da karakteristika rešetki ne ovise samo o geometriji nego i o režimima strujanja. U geometrijske parametre ubrajaju se:

$$\alpha_0, \beta_1, \quad R_e = \frac{cb}{v}$$

$$\frac{p_1}{p_0}, \quad \frac{c_1, w}{p_1}, X_f = \frac{u}{c_f}$$

$$X_1 = \frac{u}{c_1}$$

$$M_a = \frac{c}{c_2} - \text{Machov broj}$$

$H_{01}, H_{02}$  – toplinski padovi

Eksperimentalnim istraživanjima mogu se odrediti energetske i aerodinamičke karakteristike:

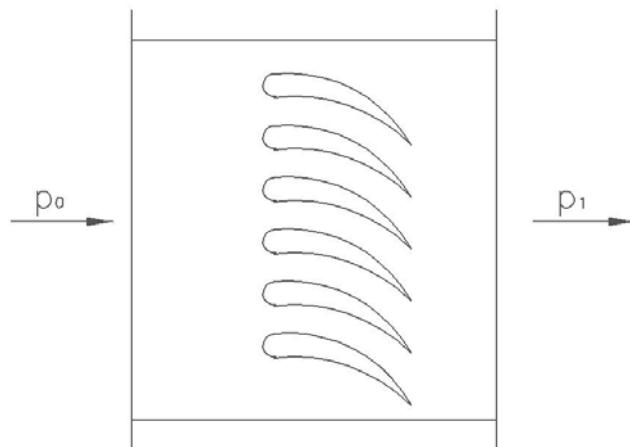
- koeficijenti gubitaka
- $\varphi$  i  $\psi$  koeficijenti brzina
- koeficijent protoka  $\mu = G / G_2$
- srednji kutevi strujanja na rešetku  $\alpha_1, \beta_2$
- raspored tlaka u međulopatičnim kanalima

Također se mogu odrediti utjecaji raznih geometrijskih veličina.

### 2.8.1. AERODINAMIČKA KOMORA ZA EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA TURBINSKIH REŠETKI

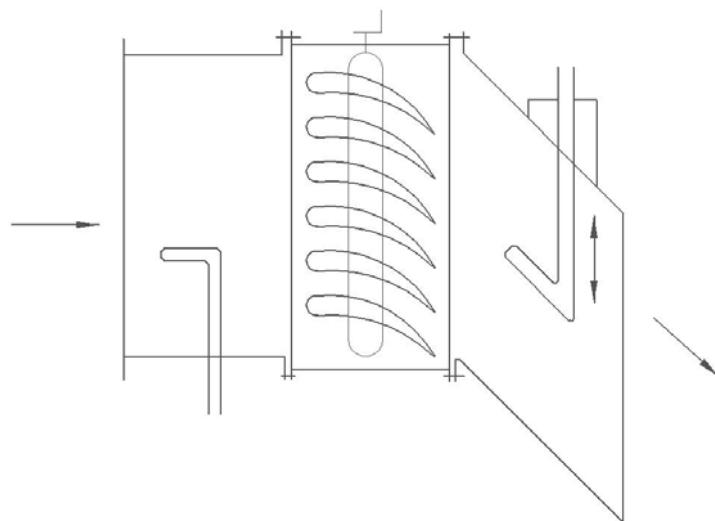
Za detaljno proučavanja strukture struje i određivanje gubitaka u rešetkama primjenjuju se aerodinamičke komore. U tim uređajima ispituju se nepokretne rešetke. Kod toga se ispituje utjecaj različitih geometrijskih veličina.

Na slici 2.41. prikazana je aerodinamička komora.



Slika 2.41. Aerodinamička komora

Na slici 2.42. prikazana je aerodinamička komora s mogućnošću izmjene ispitivajućih lopatica.



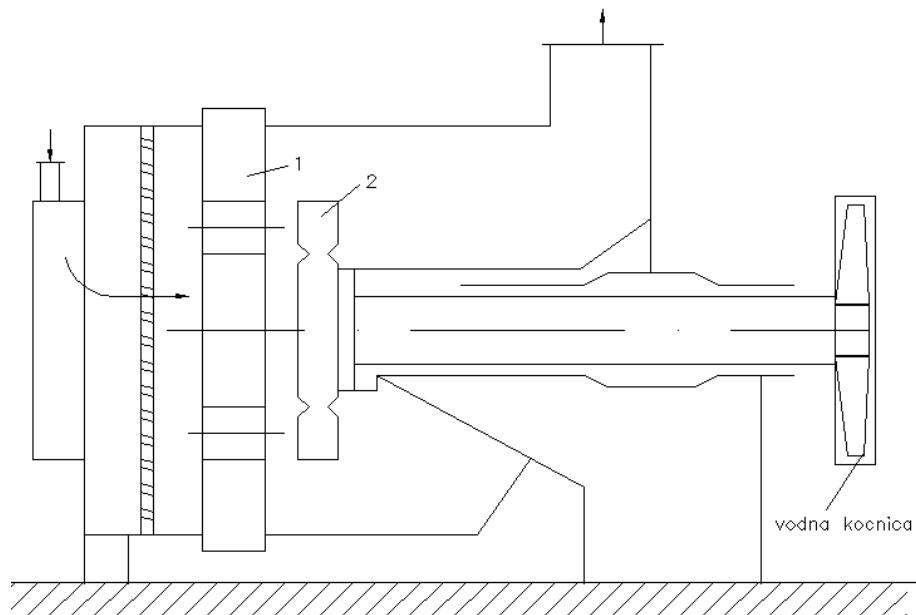
**Slika 2.42.** Aerodinamička komora s mogućnošću izmjene ispitivajućih lopatica

Rezultati ispitivanja u aerodinamičkoj komori primjenjuju se za provjeru teoretskih proračuna i za razradu problema u usavršavanju profila rešetki.

### 2.8.2 EKSPERIMENTALNE TURBINE

U eksperimentalnim turbinama koje se mogu sastojati iz jednog ili više stupnjeva vrši se konačna provjera statorskih i rotorskih profila. Ove su turbine jednostavne i omogućuju izmjenu statorskih i rotorskih lopatica. Mogu biti konzolnog tipa kada se ispituje 1. stupanj turbine.

Kod ispitivanja, mjerjenje snage vrši se pomoću vodne kočnice.



1 - dijafragma sa statorskim lopaticama

2 - disk sa rotorskim lopaticama

### 2.8.3. UVJETI SLIČNOSTI

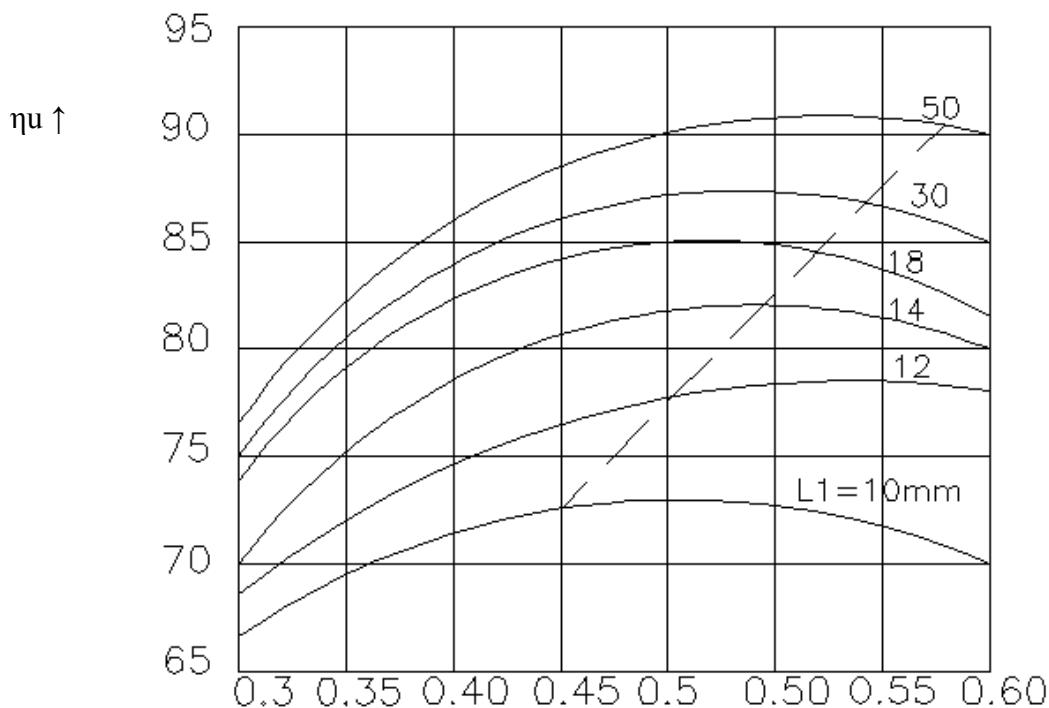
Kod eksperimentalnog ispitivanja pojedinih dijelova višestupnih turbina izvode se obično u modelima. Radni medij umjesto pare može biti zrak ili voda. Često puta se u eksperimentalnim postrojenjima ne mogu održati radni uvjeti i geometrijske okolnosti. Tada se postavlja pitanje mogućnosti primjene rezultata dobivenih pomoću modela na stvarne turbine.

Iz opće teorije sličnosti slijedi da se moraju održati sljedeći parametri:

- Potpuna geometrijska sličnost modela i stvarne rešetke
- Jednakost sljedećih bezdimenzijskih veličina:  
Re, Ma, odnos brzina:  $x_f = u/c_f \quad x_1 = u/c_1$
- eksponent  $\kappa = c_p/c_v$
- struktura struje mora biti jednaka

Održavanje sličnosti se pojednostavljuje ako se zanemare neki kriteriji koji malo utječu pri:  $Ma < 0.4 \quad Re > 10^6$

Na temelju eksperimentalnih ispitivanja modela turbinskog stupnja dobivena je ovisnost unutarnjeg stupnja korisnosti u odnosu  $u/c_f$  i visine statorskih lopatica  $l_1$ .



$$x_f = \frac{u}{c_f} \rightarrow$$

Ovakve ovisnosti direktno se primjenjuju za praktične proračune turbina.

## 2.9. GUBICI U TURBINSKIM STUPNJEVIMA I TURBINI

### 2.9.1. PODJELA GUBITAKA U TURBINI

Opća veličina gubitaka u turbinu određena je razlikom teoretske i stvarne snage na vratilu turbine.

$$\Delta P = P_0 - P_e$$

$P_0$  – teoretska snaga

$P_e$  – efektivna snaga

Svi gubici u turbinu mogu se podijeliti u 2 skupine:

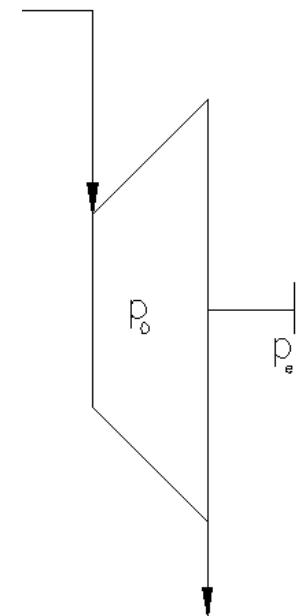
- Unutarnji ( koji neposredno utječu na strujanje radnog medija)
- Vanjski ( ne utječu na strujanje radnog medija)

Unutarnje gubitke čine:

- gubici u ulaznim ventilima u turbinu
- gubici u statorskim i rotorskim lopaticama
- gubici izlazne brzine
- gubici trenja i ventilacije
- gubici kroz unutarnje zazore
- gubici zbog vlažnosti pare
- gubici na izlazu iz turbine

Vanjski gubici su:

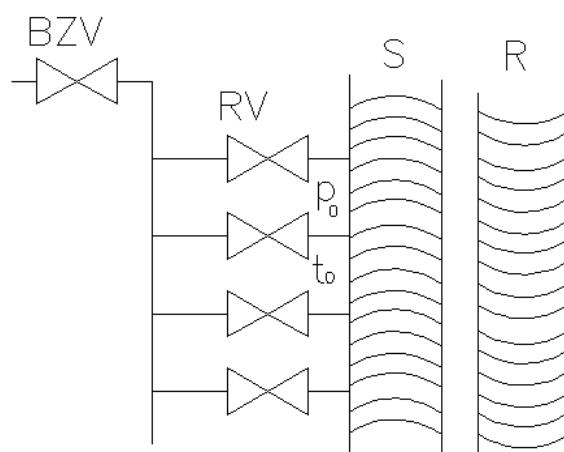
- gubici kroz vanjske labirintne brtve
- mehanički gubici

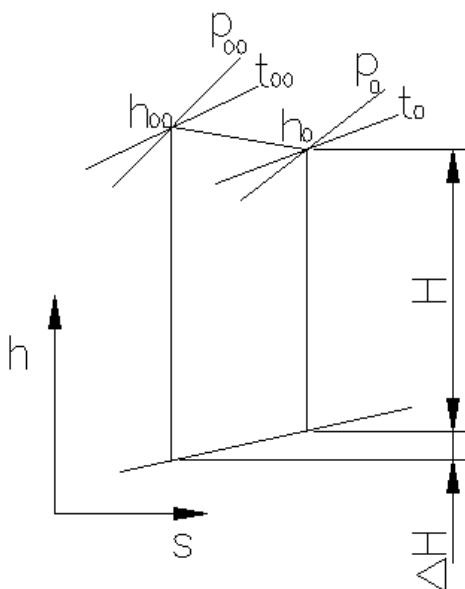


### 2.9.2. UNUTARNJI GUBICI

#### a) GUBICI U ULAZNIM VENTILIMA U TURBINU

Ulazeći u turbinu, para mora proći kroz ventil svježe pare i regulacijskog ventila i tu dolazi do pada tlaka.





Pad tlaka:  $\Delta p = (0.03 \div 0.05) p_{00}$   
 $p_0 = p_{00} - \Delta p$

### b) GUBICI U SAPNICAMA ILI STATORSKIM LOPATICAMA

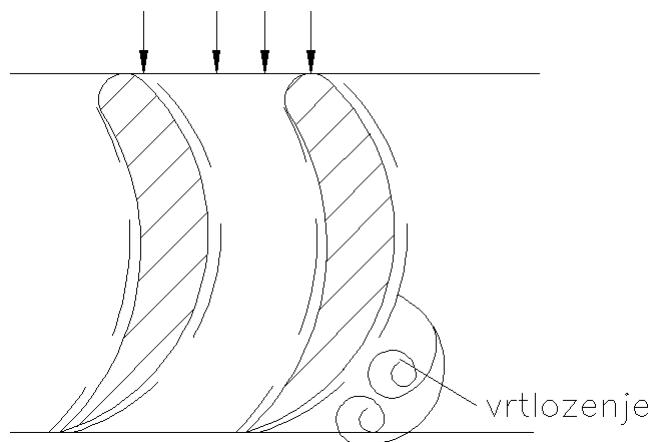
Gubici kinetičke energije u sapnicama nastaju kod opstrujavanja profila, skretanjem struje, vrtloženja iza izlaznih bridova profila, graničnog sloja, gubitaka na krajevima lopatica. Svi gubici u sapnicama uzeti su u obzir s integralnom funkcijom brzine  $\varphi$ .

Za veličinu koeficijenata mogu se usvojiti sljedeće vrijednosti:

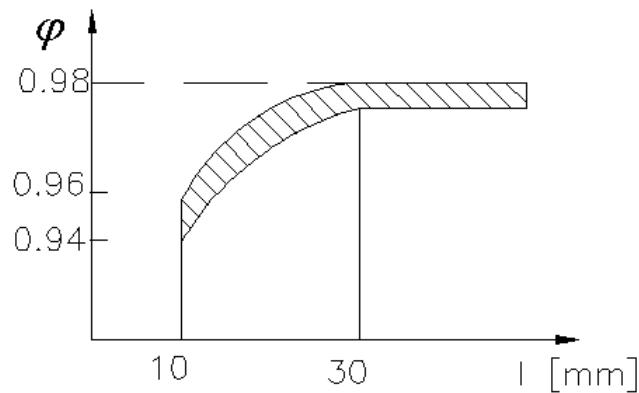
$\varphi = 0.93 \div 0.94$  za grubo lijevanu i obrađenu sapnicu

$\varphi = 0.95 \div 0.96$  za fino lijevanu sapnicu

$\varphi = 0.96 \div 0.98$  za fino glodanu sapnicu



Za određivanje koeficijenta brzine pomoću dijagrama ovisnosti  $\varphi$  od visine statorskih lopatica 11.

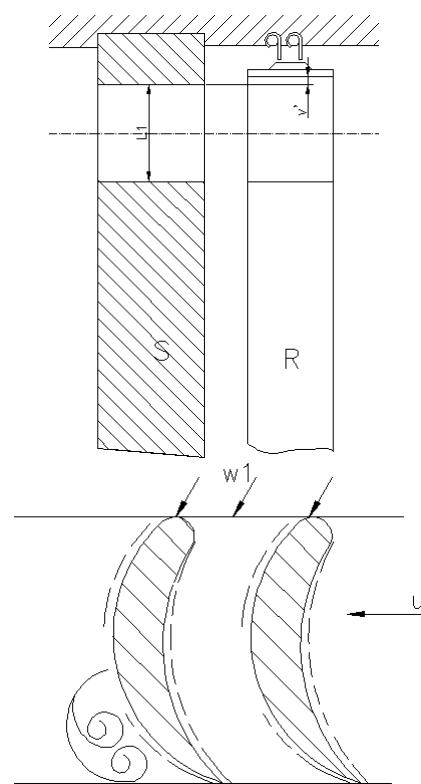


### c) GUBICI U ROTORSKIM LOPATICAMA ILI REŠETKAMA

Opći gubici u rotorskim lopaticama su:

- bridni gubici
- gubici kroz zazore
- gubici zbog trenja strujanja
- gubici na krajevima lopatica i zbog skretanja struje
- gubici zbog prekrivanja lopatica

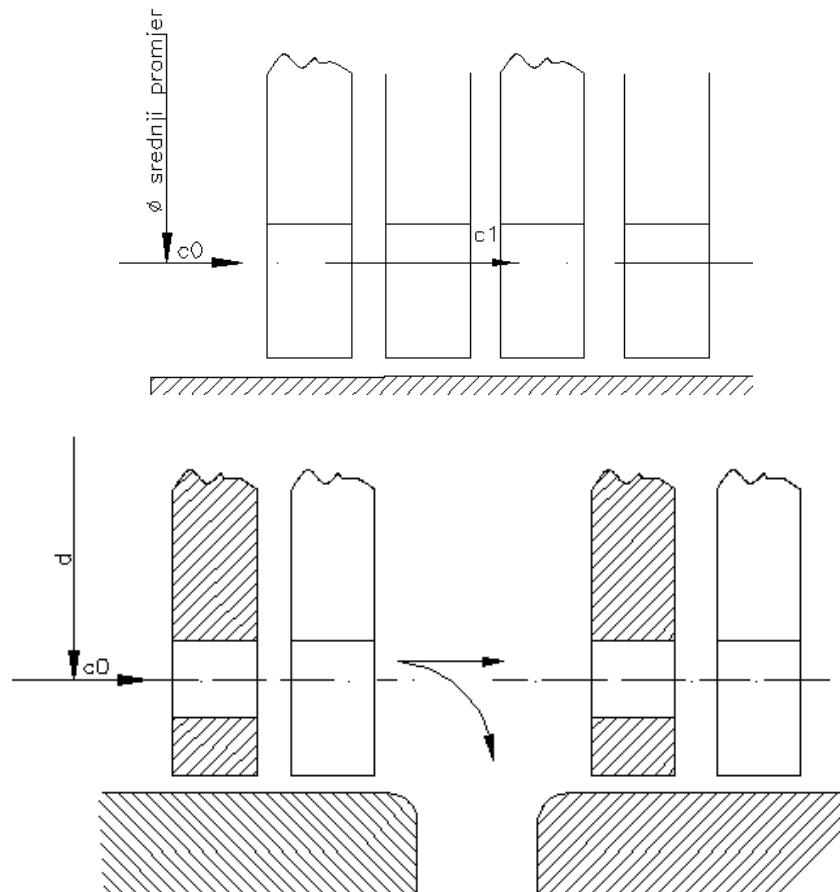
Gubici kroz zazore:



Svi gubici u rotorskim lopaticama obuhvaćeni su sa koeficijentom brzine rotorskih lopatica  $\psi$ . Za koeficijent brzine mogu se uzeti sljedeće vrijednosti:  $\psi = 0.92 \dots 0.96$

#### d) GUBICI ZBOG IZLAZNE BRZINE

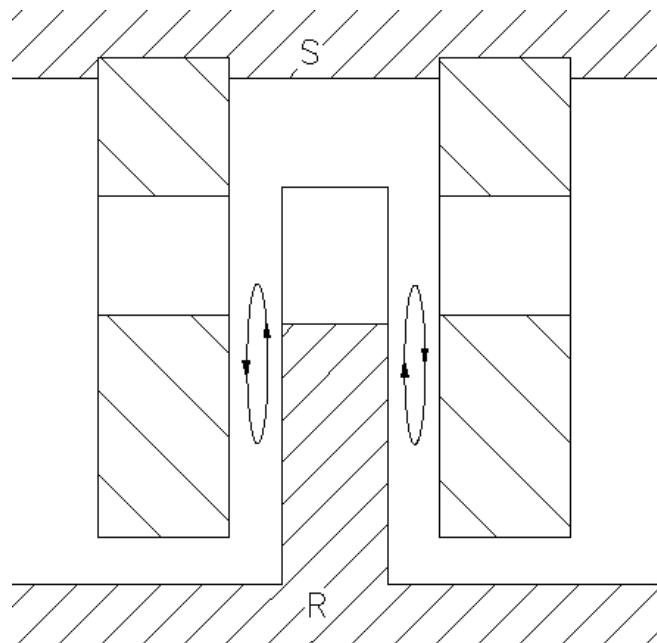
Na izlazu iz rotora para ima brzinu  $c_2$  sa kojom napušta stupanj. Kod višestupanjskih turbina ta turbina se može koristiti potpuno ili djelomično. Da bi se brzina mogla koristiti u statorskim lopaticama sljedećeg stupnja zazor između stupnjeva ne smije biti prevelik, također se ne smije skokovito mijenjati srednji promjer.



Razmak između stupnjeva je povećan zbog oduzimanja pare.

### e) GUBICI ZBOG TRENJA I VENTILACIJE

Ovi gubici nastaju zbog otpora na koji nailazi disk kad se okreće u parnom prostoru. Sastoje se od radnje trenja kola i od radnje trenja rotorskih lopatica.



Veličina radnje trenja ovisi o stanju pare veličine promjera rotorskog kola i obodne brzine. Radnja trenja može se zanemariti u području niskih tlakova pare. Gubici trenja mogu se odrediti pomoću koeficijenta gubitaka trenja  $\xi_T$ :

$$\xi_T = k_T \frac{d \cdot x_f^2}{e \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \mu_1} \quad (2.64.)$$

gdje je:

$$k_T = 1 \cdot 10^3$$

$\mu_1$  - koeficijent protoka

$e$  - stupanj parcijalnosti,  $e = 0.5$  za paru

$\alpha_1$  - izlazni kut struje pare

$$x_f = \frac{u}{c_f} - \text{odnos obodne i fiktivne brzine}$$

Gubici ventilacije pojavljuju se kod djelomičnog tj. parcijalnog privoda pare u stupanj. Kod punog privoda pare kao i kod reakcijskih stupnjeva ovi gubici otpadaju.

Ovi gubici mogu se odrediti pomoću koeficijenta gubitaka ventilacije:

$$\xi_v = k_2 \frac{l_2 \cdot x_f^2}{l_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho}} \cdot \frac{1 - e}{e} \cdot m \quad (2.65)$$

gdje je:

$\xi_v$  - koeficijent ventilacije

$$k_2 = 0.62$$

$e$  - stupanj parcijalnosti, za  $e=0$  nema parcijalnosti i gubitaka

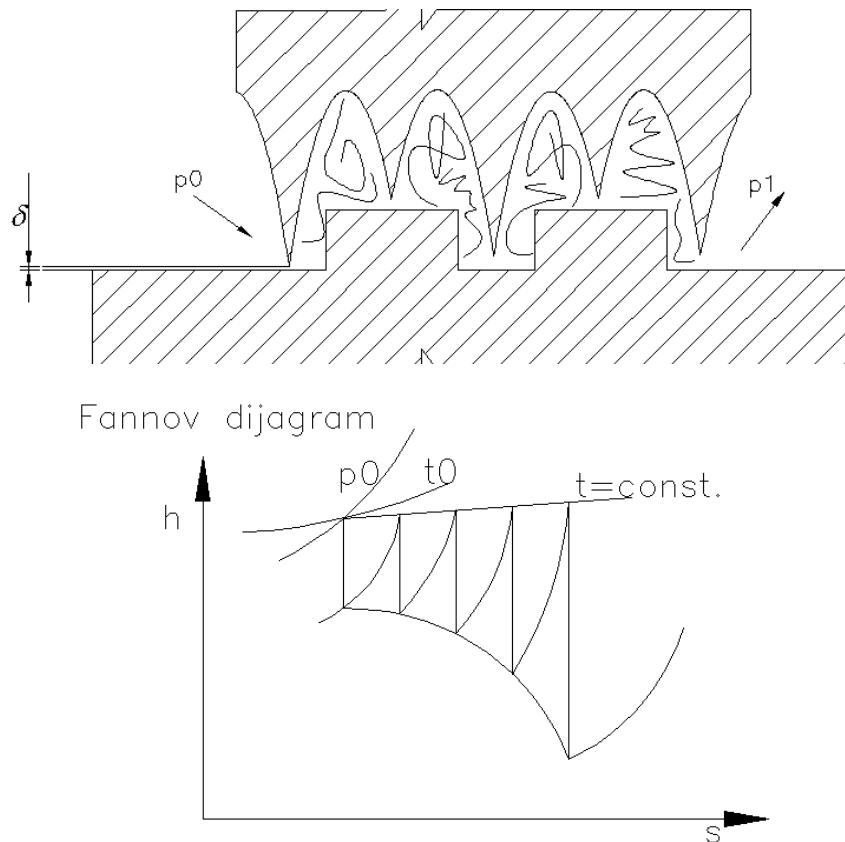
$m$  - broj stupnjeva brzine (za obične turbine  $m=1$ , za turbine sa 2 vjenca  $m=2$ )

$\rho$  - stupanj reakcije  $l_1, l_2$  - visina statorskih i rotorskih lopatica

### f) GUBICI KROZ UNUTARNJE ZAZORE

Kod višestupnih turbina odijeljen je svaki stupanj sa razdjelnom stijenom ili dijafragmom u koju su ugrađene statorske lopatice. Pred razdjelnom stijenom tlak je viši od tlaka iza stjenke, kroz razdjelnu stijenu prolazi vratilo turbine i na tom mjestu nastaju gubici pare zbog propuštanja.

Za smanjenje gubitaka opstrujavanja pare na mjestu gdje vratilo prolazi kroz razdjelnu stijenu ugrađuju se tzv. labirintne brtve, isto tako ugrađuju se i na stator.



Približni izraz za određivanje koeficijenta gubitaka opstrujavanja kroz zazore ima oblik:

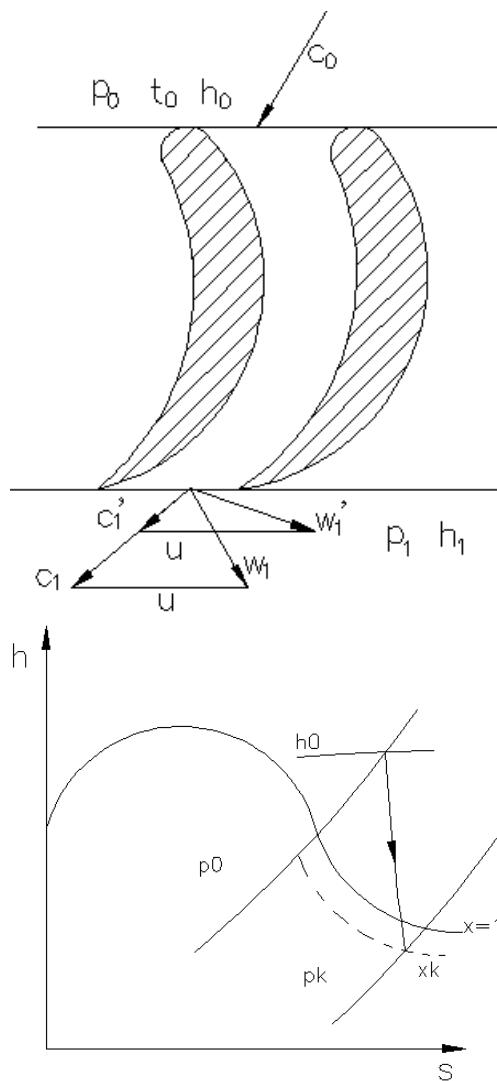
$$\xi_{y1} = \frac{\mu_{y1} \cdot A_{y1} \cdot \eta_u}{\mu_1 \cdot A_1 \cdot \sqrt{z}} \quad (2.66.)$$

gdje je:

- $z$  - broj šiljaka brtve
- $\mu_1$  - koeficijent protoka kroz zazore šiljaka
- $A_1$  - površine zazora šiljaka

### g) GUBICI ZBOG VLAŽNOSTI PARE I EROZIJE STIJENE

Zadnji stupnjevi turbine rade u vlažnom području pare sa stupnjem vlažnosti  $y = 1-x$ . Vlažna para je dvofazni medij koji se sastoji iz parne i tekuće faze. Tekuća faza u obliku sitnih vodenih kapljica ima manju brzinu u odnosu na paru zato pod drugim kutem i brzinom ulazi u rotorske lopatice te stvara dodatne gubitke.



Maksimalno dozvoljena vlažnost pare:  $y = 12 \div 15\%$

Za praktične proračune gubici zbog vlažnosti pare mogu se odrediti pomoću izraza:

$$\Delta h_u = (1-x) H_i \quad (2.67.)$$

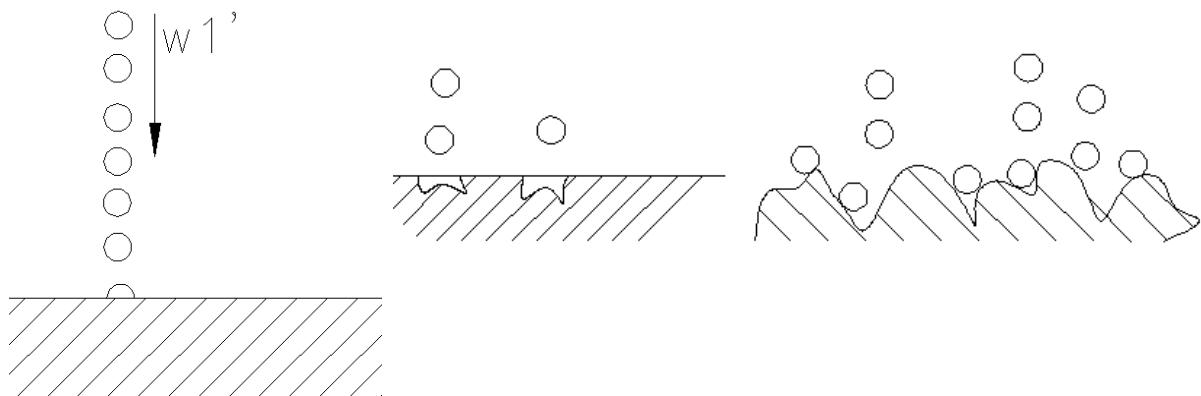
$$x = \frac{x_0 + x_1}{2}$$

gdje je:

- $x$  - središnji sadržaj pare
- $H_i$  - iskorišteni toplinski pad u stupnju

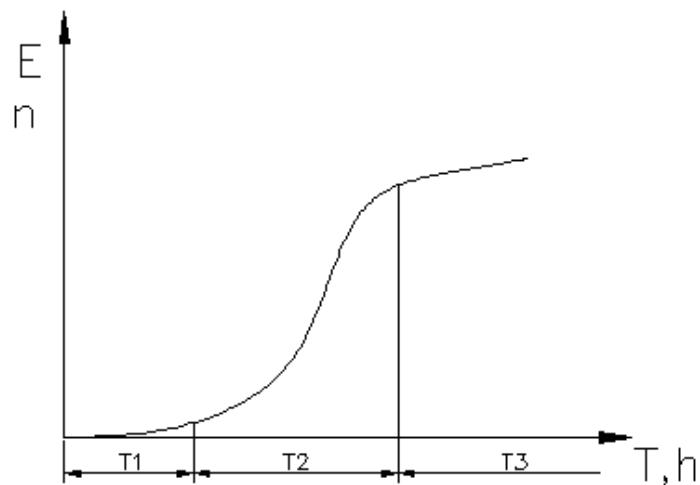
### h) EROZIJA

Zbog udarnog djelovanja vodenih kapi u profile rotorskih lopatica dolazi do njihovog oštećenja- erozije na udarnoj površini, što smanjuje vijek trajanja materijala lopatica.



Proces erozije lopatica može se podijeliti na 3 stadija.

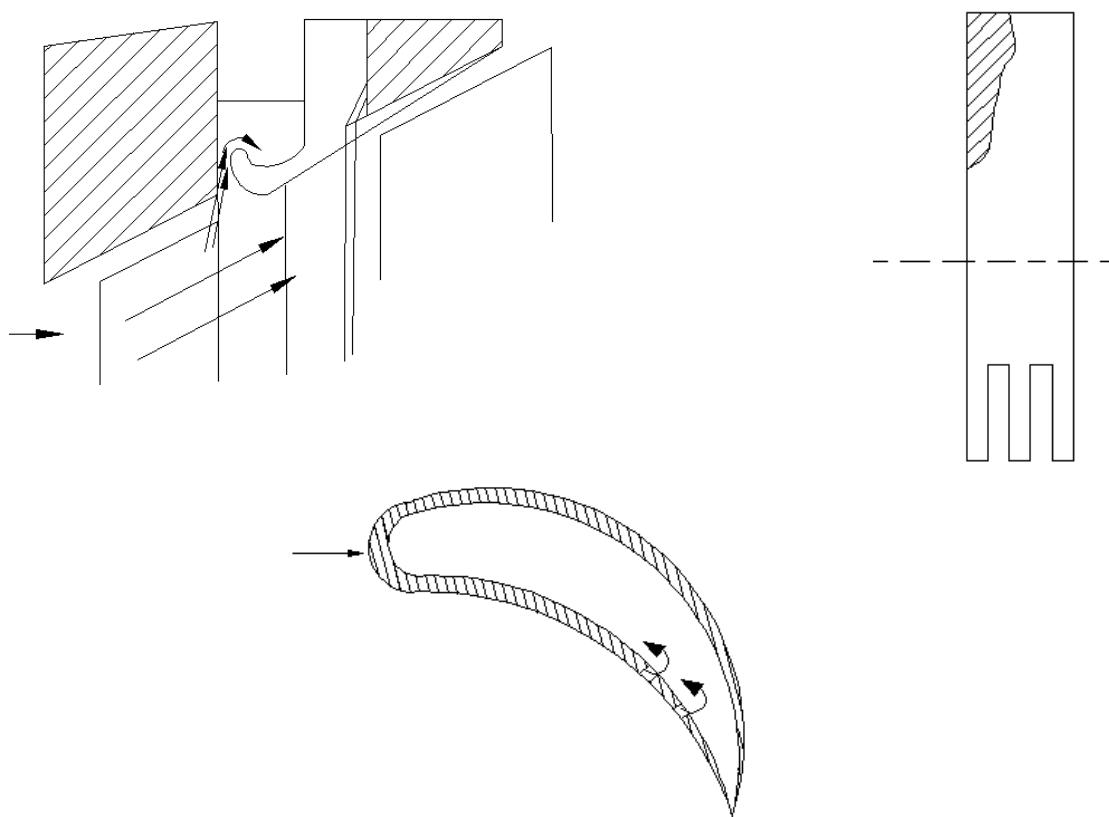
- Prvi stadij, kada nema još odnošenja čestica metala.
- Drugi, kada dolazi do intenzivnog odnošenja čestica metala
- Treći stadij, kada dolazi do usporavanja erozije, tj. usporava se odnošenja čestica metala.



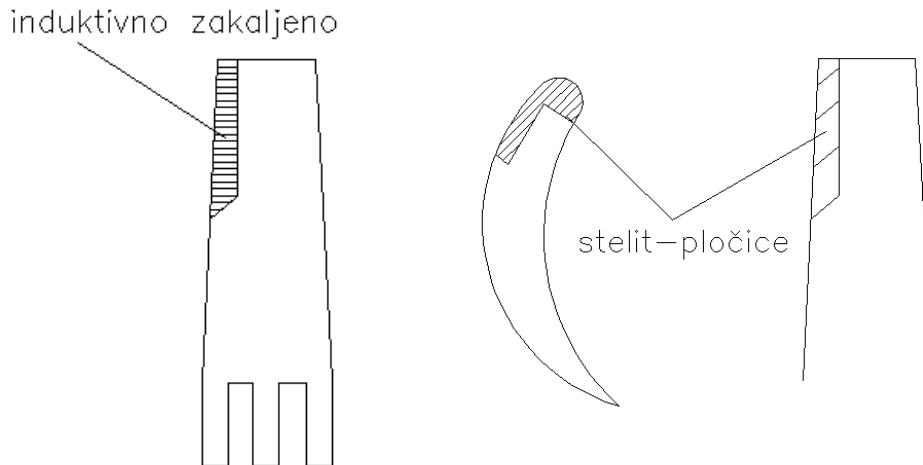
Za zaštitu od erozije obično se primjenjuju 2 metode:

- Aktivne metode
- Pasivne metode

U aktivne metode ubrajaju se razne vrste odvođenja dijela vlage iz protočnog dijela turbine pomoću tkz. separacijskih komora i šupljih statorskih lopatica.



U pasivne metode ubrajaju se kaljenje ulaznog zida i razne metode površinske zaštite lopatica.  
Stelit- materijal velike tvrdoće i elastičnosti.



sl. Gubici na izlazu iz turbine

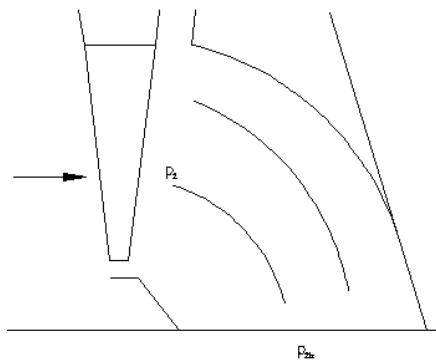
Odradena para odvodi se iz turbine kroz izlazni priključak određenom brzinom strujanja  $c_{iz} = 40 \div 60 \text{ m/s}$ , za kondenzacijske turbine  $c_{iz} = 100 \div 120 \text{ m/s}$ .

Gubitak tlaka u izlaznom priključku može se odrediti pomoću izraza:

$$\Delta p = p_2 - p_{2iz} = \lambda \left( \frac{c_{2iz}}{100} \right)^2 \cdot p_{2iz} \quad (2.68.)$$

$$\lambda = 0.07 \div 0.1$$

Da bi se smanjio pad tlaka tj. gubici u izlazu, izlazni priključak se izvodi u obliku difuzora



Utjecaj Machovog broja na gubitke

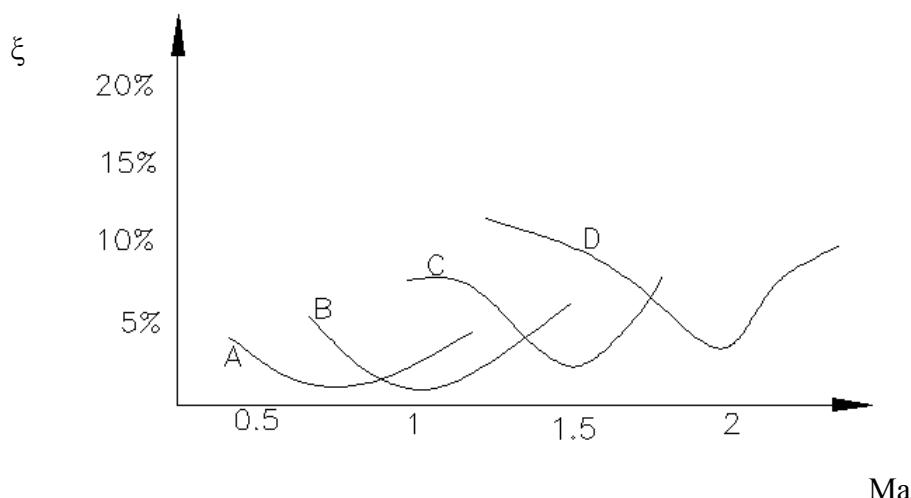
Utjecaj treba promatrati na dozvučne, okolozvučne i nadzvučne brzine strujanja. Da bi gubici bili minimalni, svakom strujanju treba drugačija turbineska rešetka.

$Ma < 0.9$  sužavajuća sapnica

$Ma = 0.9 \div 1.2$  sužavajuća sapnica sa ravnim dijelom leđa u odnosu na presjek

$Ma = 1.2 \div 1.5$  udubljeni kosi presjek

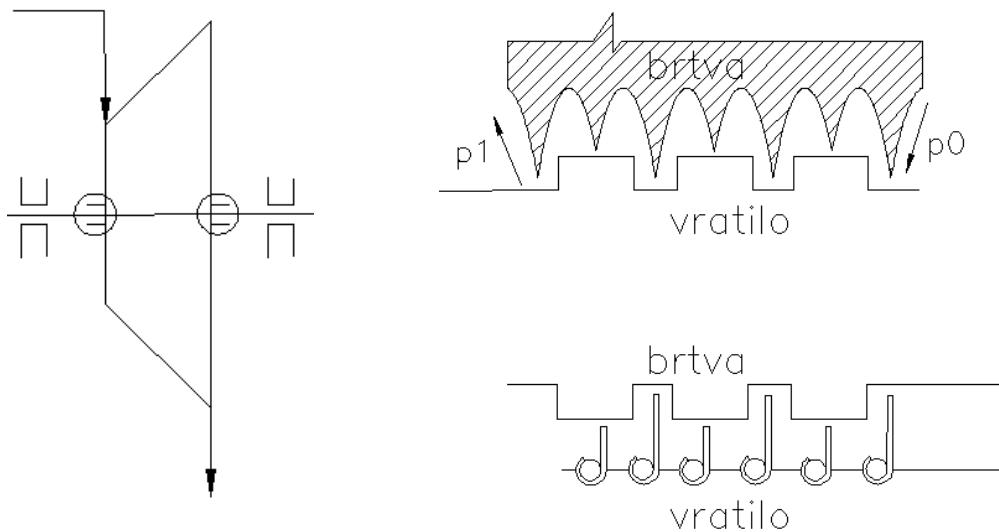
$Ma > 1.5$  Lavalove sapnice (sužavajuće- proširujuće)



### 2.9.3. VANJSKI GUBICI

#### a) GUBICI KROZ VANJSKE LABIRINTNE BRTVE

Kod svih vrsta parnih turbina važno je da se smanji propusnost pare na mjestima izlaza vratila iz kućišta. Za smanjenje tih gubitaka ugrađuju se labirintne brtve.



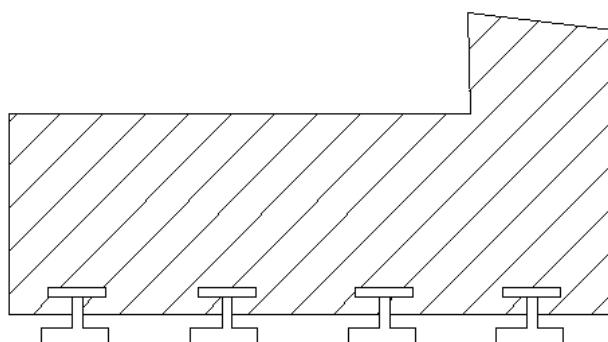
Gubici kroz labirintnu brtvu mogu se odrediti pomoću izraza:

$$G_y = 316.6 \cdot \mu_y \cdot A_y \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} \quad (2.69.)$$

$$A_y = \frac{d_y^2 \cdot \pi}{4}$$

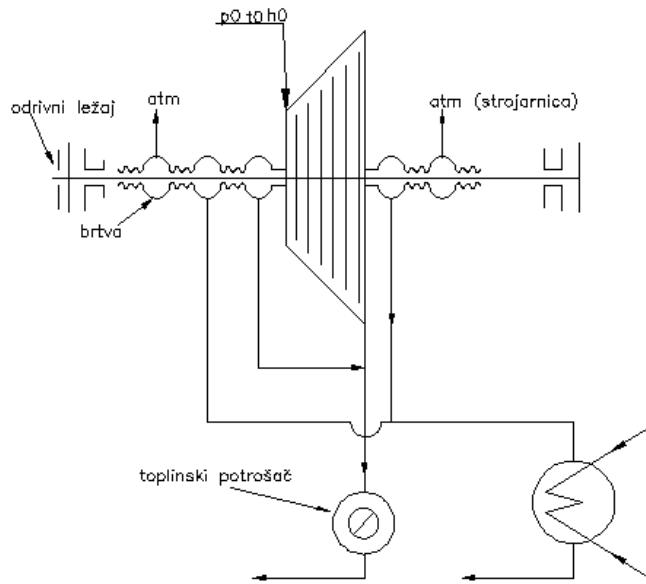
$A_y = d_y \cdot \pi \cdot \delta$  - površina zazora

$\delta = 0.3 \dots 0.6$  - debljina zazora



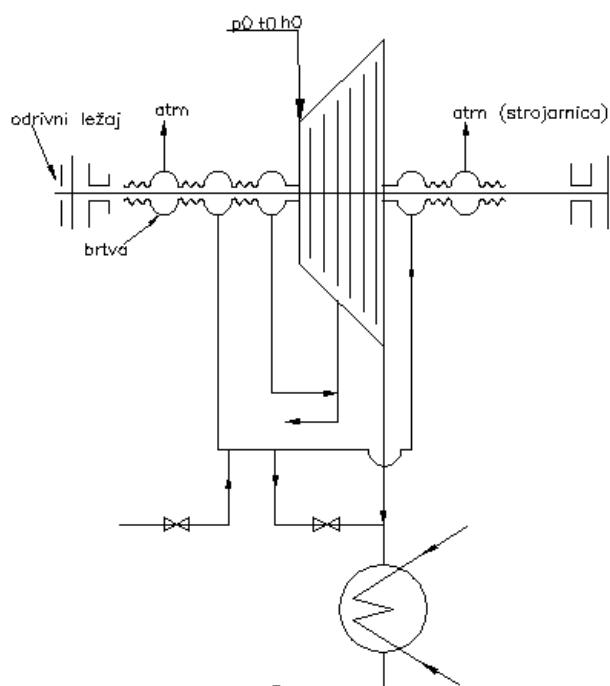
## SPAJANJE BRTVENE PARE

Protutlačne turbine - tlak pare na izlazu iz turbine ovisno o toplinskim potrošačima je veći od tlaka atmosfere ( 3... 16 bar)



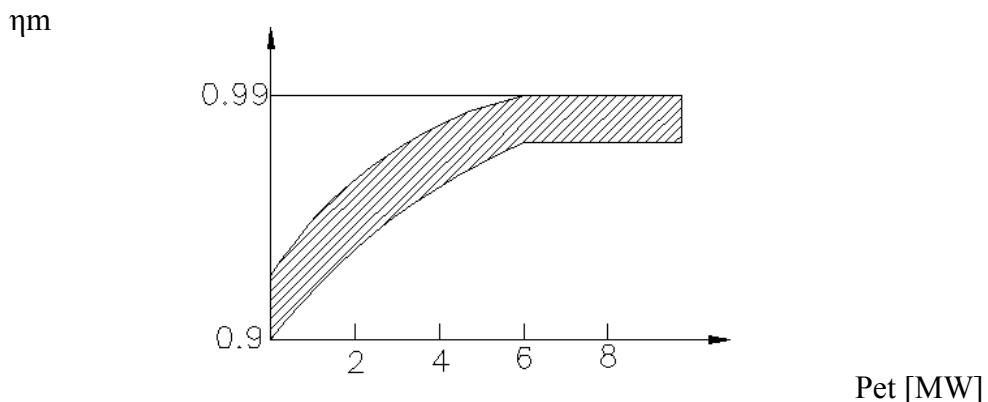
Kod ovih turbina potrebno je pomoću labirinta brtvi smanjiti propusnost pare na prednjem i stražnjem dijelu kućišta gdje kroz njega izlazi vratilo.

- kondenzacijske turbine- kod ovih turbina prednja labirintna brtva smanjuje propusnost pare na mjestu gdje vratilo izlazi iz kućišta. Stražnja labirintna brtva sprječava prođor zraka u vakuumni dio turbine i parni kondenzator.



## b) MEHANIČKI GUBICI

Oni nastaju u ležajevima turbine usred trenja, zbog pogona regulatora brzine vrtnje i pumpe za ulje. Ovi gubici se određuju eksperimentalnim ispitivanjem. Kod turbina velikih snaga oni iznose  $0.6 \div 1\%$ . Mehanički gubici su obuhvaćeni sa  $\eta_m$ . Proizvođači turbina su obično za svoje turbine sastavili dijagram  $\eta_m = f(P_{et})$ .



## UNUTARNJI STUPANJ KORISNOSTI

Unutarnji stupanj korisnosti može se odrediti pomoću izraza:

$$\eta_i = \frac{H_i}{E_0} \quad (2.70)$$

$$H_i = \frac{c_0^2}{2} + H_0 - \sum \Delta h \quad (2.71)$$

$$E_0 = \frac{c_0^2}{2} + H_0 - \Delta h_{iz} \quad (2.72)$$

$$\eta_i = \eta_u - \xi_y - \xi_t - \xi_{VL} \quad (2.73)$$

gdje je:

$H_i$  - iskorišteni toplinski pad

$\sum \Delta h$  - suma svih gubitka topline

$\eta_u$  - stupanj korisnosti na obodu lopatica

**Zadatak:** Potrebno je odrediti količinu pare koja prolazi kroz labirintnu brtvu ako je tlak ispred parne turbine  $p_0 = 60$  bar,  $t_0 = 480^\circ\text{C}$ , tlak iza brtve je  $p_1=50$  bar, broj labirintnih brtvi je  $z = 12$ , promjer vratila je  $dy = 400$  mm. Zazor labirintne brtve je  $\delta = 0.3$   
 $Gy=?$

$$Ay = dy \cdot \pi \cdot \delta$$

$$Ay = 0.4 \cdot \pi \cdot 0.003 = 3.77$$

$$v = 0.005 \text{ m}^3/\text{kg} \rightarrow \text{za } p_0, t_0 \text{ iz h-s dijagrama}$$

$$G_y = 316.6 \cdot \mu_y \cdot A_y \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} = 316.6 \cdot 0.74 \cdot 3.77 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{60^2 - 50^2}{60 \cdot 0.005 \cdot 12}} = 0.46 \text{ kg/s}$$

$Gy = 0.46 \text{ kg/s} \rightarrow$  količina pare koja prolazi kroz labirintnu brtvu

## 2.10. PODJELA TURBINSKIH LOPATICA

Lopatice turbine mogu se podijeliti u nekoliko grupa:

Po namjeni dijele se na:

- statorske
- rotorske

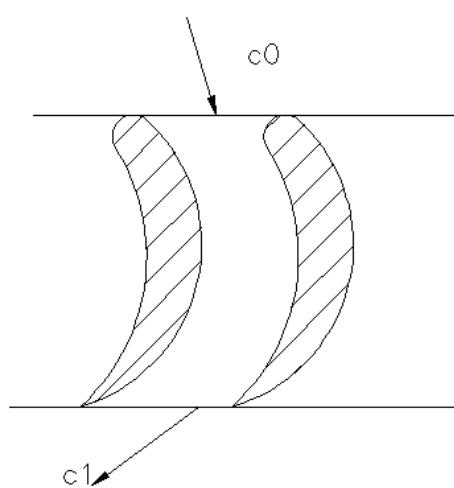
Po obliku profila lopatice:

- konstantni profil duž lopatice ( $d/l \geq 10$ )
- uvijeni profil u odnosu na korijen i vrh lopatice ( $d/l < 10$ )

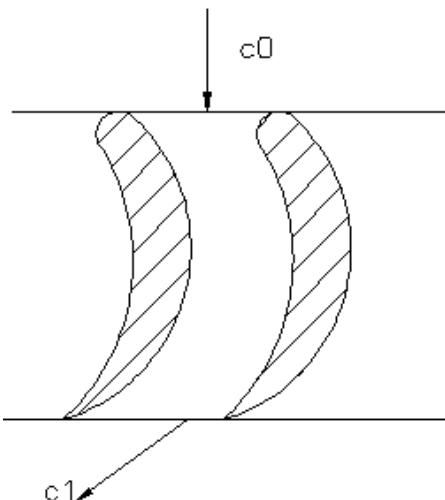
S obzirom na izlaznu brzinu istjecanja, tj. Machov broj:

- a) Podzvučne lopatice  $Ma = 0.3 \dots 0.9$
- b) Okolozvučne lopatice  $Ma = 0.9 \div 1.2$
- c) Nadzvučne lopatice  $Ma = 1.2 \div 1.5$
- d) Za veće nadzvučne brzine  $Ma > 1.5 \rightarrow$  Lavalove lopatice

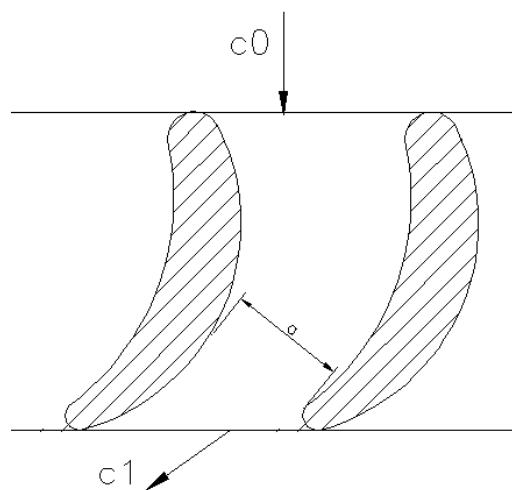
a)



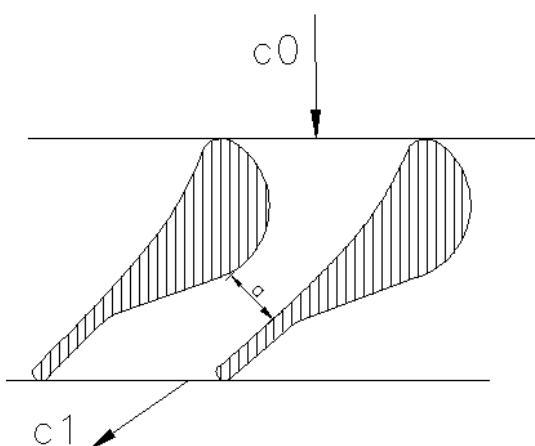
b)



c)



d)



### 2.10.1. ODABIR TURBINSKIH LOPATICA

Odabiranje profila lopatica vrši se na temelju brzine strujanja ( $c_1, w_1, w_2$ ) (obzirom na Machov broj).

Na osnovu tih podataka odabere se iz atlasa profila ili tvorničkih normi odgovarajući tip profila i odredi relativni korak i kut ugradnje profila. Obzirom na odnos srednjeg promjera stupnja i visinu lopatica odabere se konstantni profil po visini lopatice ili uvijeni profil.

za  $d/l < 10 \rightarrow$  uvijeni profil

za  $d/l \geq 10 \rightarrow$  konstantni profil

### 2.11. PRORAČUN TURBINSKOG STUPNJA

Kod proračuna toplinskog stupnja potrebno je odrediti sve veličine i oblik profila statorskih i rotorskih lopatica, kut ugradnje profila lopatice i oblik bandaže rotorskih lopatica. Zatim je potrebno sa što većom točnošću odrediti gubitke i stupanj korisnog djelovanja. Kod proračuna turbinskog stupnja potrebno je zadati:

- parametre pare ispred stupnja ( $P, t$ )
- količinu protočne pare
- brzinu vrtnje
- Kod toga je potrebno odabrati:
  - stupanj reakcije na srednjem promjeru
  - stupanj parcijalnosti
  - profil statorskih i rotorskih lopatica
  - srednji promjer stupnja
  - izlazni kut struje pare i statorskih lopatica
  - optimalnu vrijednost odnosa obodne i fiktivne brzine strujanja  $x_f = \frac{u}{c_f}$

Kao rezultat proračuna potrebno je odrediti:

- sve geometrijske razmjere ili veličine stupnja
- odrediti sve gubitke
- odrediti stupanj korisnog djelovanja
- odrediti snagu stupnja

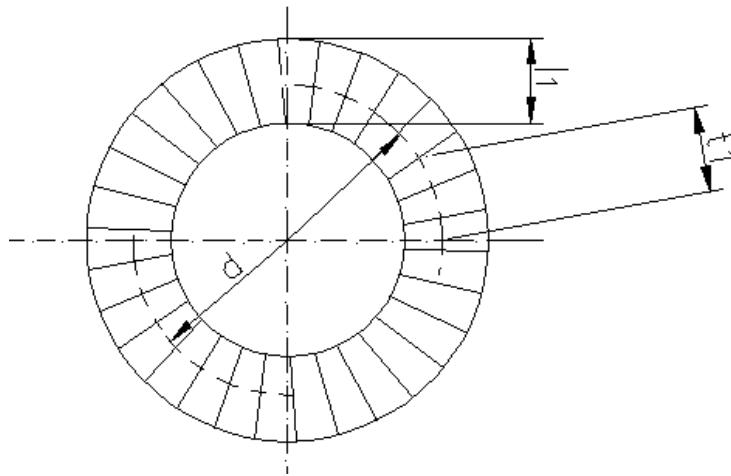
### 2.11.1. ODREĐIVANJE RAZMJERA TJ. VELIČINA STATORSKIH LOPATICA

Kod proračuna turbinskog stupnja najvažnije je određivanje statorskih i rotorskih lopatica. To je važno i zbog činjenice jer od njihovih vrijednosti ovise gubici i stupanj djelovanja

Dovod pare može biti po punom krugu – tada se to zove puni privod pare. Ako se para dovodi djelomično, samo po dijelu kruga lopatica tada se to naziva parcijalni privod pare.

Stupanj parcijalnosti- naziva se odnos privoda pare naprema punom krugu lopatice

$$e_1 = \frac{z_1 \cdot t_1}{d \cdot \pi} \quad (2.74.)$$



$e_1 = 1 \rightarrow$  puni naoluk pare

$e_1 \leq 0.85 \rightarrow$  za prvi stupanj zbog regulacijskih ventila

$\rightarrow$  visinu lopatice odrediti iz jednadžbe kontinuiteta

$$A_1 \cdot c_{1t} = G \cdot v_{1t}$$

$$A_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{c_{1t}}$$

$$\mu_1 \cdot l_1 \cdot a_1 \cdot z_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{c_{1t}}$$

$$\mu_1 \cdot l_1 \cdot t_1 \cdot \sin c_1 \cdot z_1 = \mu_1 \cdot l_1 \cdot d \cdot \pi \cdot \sin c_1 \cdot e_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{c_{1t}}$$

$$l_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot e_1 \cdot c_{1t} \cdot d \cdot \pi \cdot \sin c_1 \cdot z_1}$$

(2.75.)

$l_1 \geq 10 \text{ mm} -$  duljina lopatice

$\alpha_1 = 8^\circ \dots 16^\circ$  ( najčešće  $12^\circ$ )

$\mu_1 = 0.97 \dots 0.98$  - koeficijent protoka

$a_1$  - širina koraka

$$c_{1t} = \sqrt{2(1-\varphi)H_0 + c_0^2} \quad (2.76.)$$

$$Ma = \frac{c_{1t}}{c_z}$$

$$c_z = \sqrt{\chi \cdot p_1 \cdot v_{1t}} \rightarrow \text{brzina zvuka u izlaznom presjeku} \quad (2.77.)$$

$$H_0 = h_0 - h'_0$$

$$H_0 = (1-\rho) H_0$$

(2.78.)

(2.79.)

$$\rho = 0.05 \dots 0.15$$

$$\mu_1 = 0.97 \dots 0.98$$

$\rho = 0$  – čisto akcijski stupanj

$\rho = 0.05$  – stupanj nakon reakcije

$$c_f = \sqrt{2H_0 + c_0^2}$$

(2.80.)

$$x_f = \frac{u}{c_f}$$

(2.81.)

$$d = \frac{u}{\pi \cdot n}$$

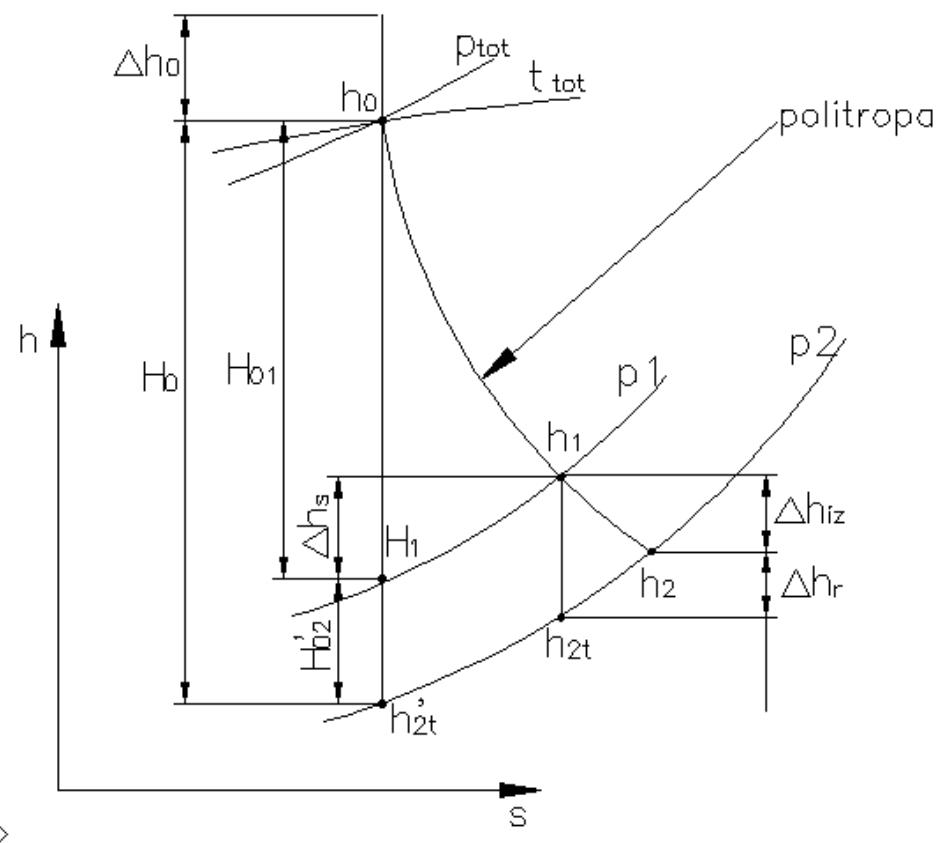
(2.82.)

$$x_f = 0.35 \dots 0.6$$

$$x_f = 0.35 \dots 0.42 \text{ za 1. stupanj}$$

$$x_f = 0.46 \dots 0.53 \text{ za ostale stupnjeve}$$

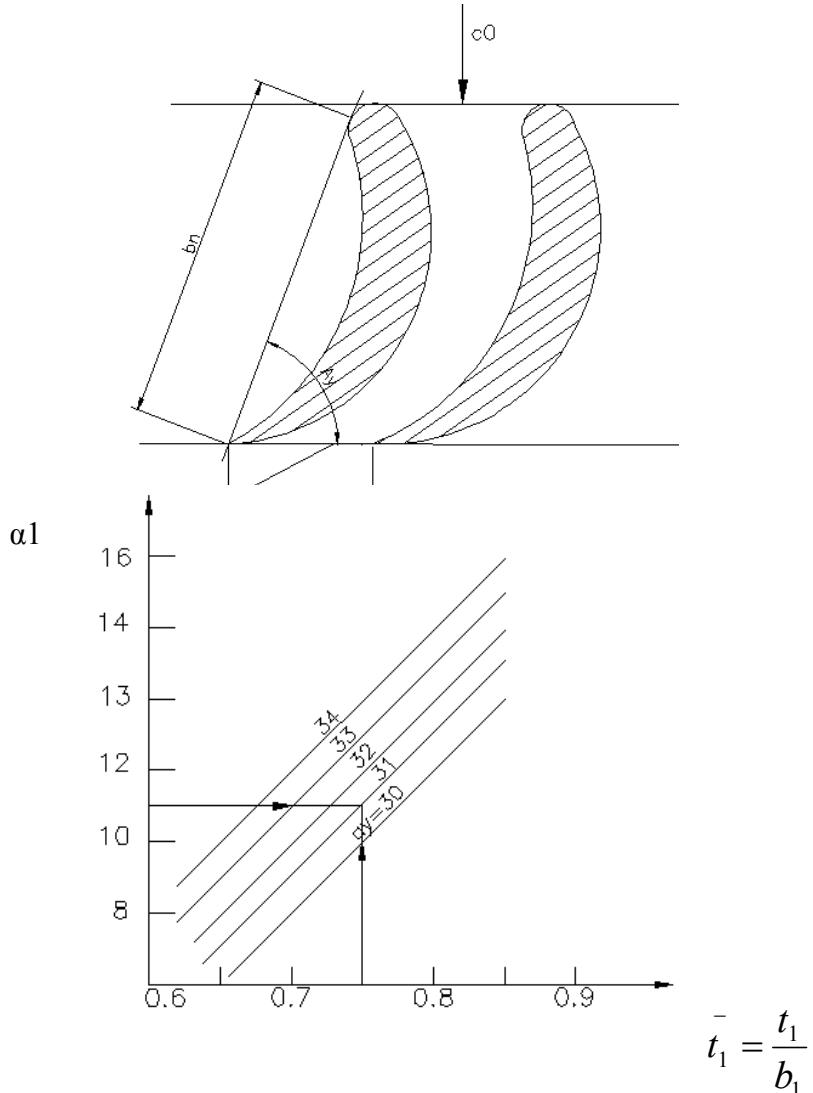
→ odaberemo optimalni  $x_f = \frac{u}{c_f}$ , zatim odaberemo srednji promjer stupnja  $d$  i  $u = d \cdot \pi \cdot n$



- Odrediti profil statorskih lopatica iz atlasa profila na temelju ulaznog, izlaznog kuta i brzine.

→ S90 12 A  $\alpha_0 = 90^\circ$   $\alpha_1 = 12^\circ$   $A = Ma < 1$

$\alpha_y$  - kut ugradnje profila



$$\bar{t}_1 = \frac{t_1}{b_1} \quad \rightarrow \text{optimalni relativni korak} \quad (2.83.)$$

$$\bar{t}_{1opt} = 0.7 \dots 0.8$$

$$Re = \frac{e_{lt} \cdot b_1}{\nu}$$

$$Re \geq 6 \cdot 10^5$$

$$z_1 = \frac{d \cdot \pi}{t_1} \cdot e_1 \quad - \text{broj statorskih lopatica} \quad (2.84.)$$

$$\Delta h_s = \frac{c_{lt}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad (2.85.)$$

$$t_1 = \bar{t}_1 \cdot b_1$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t}$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{c_1}{c_2}} \Rightarrow \beta_1$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \beta_1}$$

(2.86.)

## 2.11.2. ODREĐIVANJE RAZMJERA ROTORSKIH LOPATICA

→ visinu rotorskih lopatica možemo odrediti iz jednadžbe kontinuiteta

$$A_1 \cdot w_{2t} = G \cdot v_{2t}$$

$$A_1 = \frac{G \cdot v_{2t}}{w_{2t}} \quad (2.87.)$$

→ u praksi se visina rotorskih lopatica najčešće određuje na temelju visine statorskih lopatica i optimalnog prekrivanja na vrhu i korijenu lopatice.

$$l_2 = l_1 + \Delta l_k + \Delta l_v$$

$$\Delta l_k = 1 \dots 2 \text{ mm}$$

$$\Delta l_v = 1.5 \dots 4 \text{ mm}$$

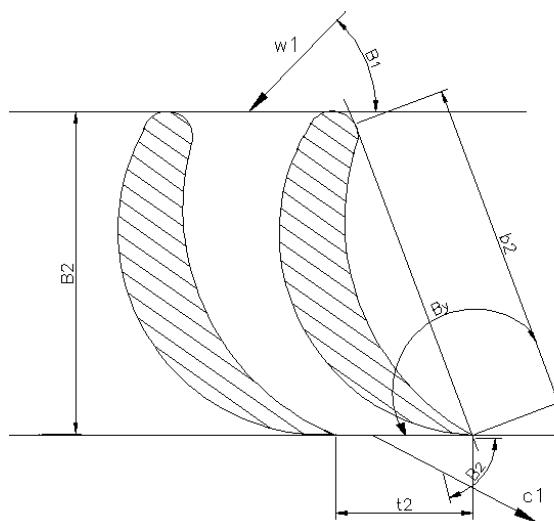
→ iz atlasa profila odaberemo profil rotorske lopatice na temelju  $\beta_1, \beta_2, Ma$  :

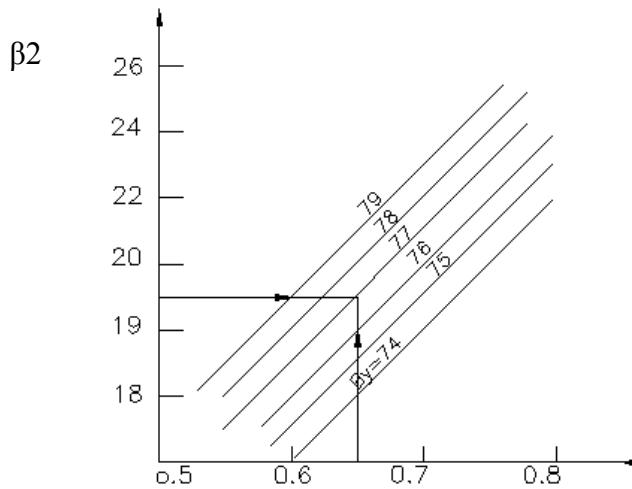
Profil: R- 3021 A

$$\beta_1 = 30^\circ \quad \beta_2 = 21^\circ \quad A - \text{podzvučna brzina}$$

→ za  $\beta_2$  i  $\bar{t}_{2opt}$   $\Rightarrow \beta_y$  kut ugradnje

$$\bar{t}_{2opt} = 0.6 \dots 0.7$$





$$\bar{t}_2 = \frac{t_2}{b_1}$$

→ provjera Re broja:

$$Re = \frac{w_{2t} \cdot b_2}{\nu}$$

$$M_a = \frac{w_{2t}}{c_z}$$

$$c_z = \sqrt{\chi \cdot p_2 \cdot v_{2t}}$$

(2.88.)

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2$$

$$z_2 = \frac{d \cdot \pi}{t_2}$$

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \varphi \cdot H_0 + w_t^2}$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t}$$

(2.89.)

$$\Delta h_r = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \rightarrow \text{gubici u rotorskim lopaticama}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}} \Rightarrow \alpha_2$$

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2}$$

(2.90.)

$$\Delta h_{iz} = \frac{c_2^2}{2}$$

(2.91.)

→ stupanj djelovanja na obodu kola lopatica:  $\eta z = 1 - \xi S - \xi r - \xi iz$

$$\xi_s = \frac{\Delta h_s}{E_0}$$

$$\xi_r = \frac{\Delta h_r}{E_0}$$

$$\xi_{iz} = \frac{\Delta h_{iz}}{E_0}$$

(2.92. - 2.94.)

gdje je:

$E_0$  - ukupna energija

$\eta_i = \eta_u - \xi_T - \xi_Y - \xi_{ui}$  → unutarnji stupanj korisnosti

(2.95.)

$$P_0 = G \cdot H_0$$

(2.96.)

$$P_i = P_0 \cdot \eta_i = G \cdot H_0 \cdot \eta_i$$

(2.97.)

$$P_e = P_i \cdot \eta_{meh} = G \cdot H_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_{meh}$$

(2.98.)

$$P_{el} = P_e \cdot \eta_G = G \cdot H_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_{meh} \cdot \eta_G$$

(2.99.)

### Zadatak:

Tlak pare ispred stupnja iznosi  $p_0 = 2.29 \text{ MPa}$  i  $t_0 = 360^\circ$ , a tlak iza stupnja  $p_2 = 1.92 \text{ MPa}$ ,  $\rho = 0.05$ .

Protok pare je  $G = 31.4 \text{ kg/s}$ .

Za djelomično korištenje ulazne brzine iz prethodnog stupnja toplinski parni stupanj povećati za  $\Delta h = 1.75 \text{ kJ/kg}$ .

Kut izlaza pare iz statorskih lopatica  $\alpha_1 = 13^\circ$ , iz rotorskih lopatica  $\beta_2 = 22^\circ$   $\frac{u}{c_{lt}} = 0.475$

Brzina vrtnje  $n = 50 \text{ s}^{-1}$ , koeficijent brzine  $\varphi = 0.96$ , a koeficijent brzine rotorskih lopatica  $\psi = 0.9$ .

Potrebno odrediti:

- Izlaznu površinu iz sapnica
- Visinu sapnice
- Visinu rotorskih lopatica
- Stupanj korisnosti na obodu kola
- Snagu na obodu lopatice

Izlazna površina iz sapnica

$$H_0 = h_0 - h_2 t = 3150 - 3095 = 54.9 \text{ kJ/kg}$$

$$c_{lt} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot H_0 + \Delta h_0} = 329 \text{ m/s}$$

$$A_1 = \frac{G \cdot v_{lt}}{\mu_1 \cdot c_{lt}} = \frac{31.4 \cdot 0.142}{0.98 \cdot 329} = 0.01396 \text{ m}^3$$

$$H_{01} = (1 - \rho) \cdot H_0 \Rightarrow p_1, v_1, h_1$$

Visina sapnice

$$u = \frac{u}{c_{1t}} \cdot c_{1t} = 0.475 \cdot 329 = 156 \text{ m/s}$$

$$d = \frac{u}{\pi \cdot n} = \frac{156}{\pi \cdot 50} = 0.991 \text{ m}$$

$$l_1 = \frac{A_1}{d \cdot \pi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{139.6}{\pi \cdot 99.1 \cdot 0.225} = 1.99 \text{ cm}$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = 0.96 \cdot 329 = 315 \text{ m/s}$$

$$\Delta h_s = \frac{c_{1t}^2}{2} (1 - \varphi^2) = 4.2 \text{ kJ/kg}$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1} = \sqrt{315^2 + 156^2 - 2 \cdot 315 \cdot 156 \cdot \cos 13^\circ} = 166.5 \text{ m/s}$$

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot (3124 - 3019) + 166.5^2} = 182 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}} = \frac{\sin 13^\circ}{\cos 13^\circ - 0.475} \quad \beta_1 = 25.2^\circ$$

$$A_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{31.4 \cdot 0.08}{0.70 \cdot 182} = 0.0263 \text{ m}$$

3) Visina rotorskih lopatica

$$l_2 = \frac{A_2}{\pi \cdot d \cdot \sin \beta_2} = \frac{0.0263}{\pi \cdot 0.991 \cdot \sin 22^\circ} = 2.26 \text{ cm}$$

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2} = \sqrt{182^2 + 156^2 - 2 \cdot 182 \cdot 156 \cdot \cos 25.2^\circ} = 61.5 \text{ m/s}$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0.9 \cdot 182 = 163.5 \text{ m/s}$$

$$\Delta h_{iz} = \frac{c_2^2}{2} = 1.288 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_r = \frac{w_{2t}}{2} (1 - \psi^2) = \frac{182}{2} (1 - 0.9^2) = 3.14 \text{ m/s}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\pi \cdot d \cdot \mu_2 \cdot l_2 \cdot w_{2t}} = \frac{31.4 \cdot 0.08}{\pi \cdot 0.991 \cdot 2.26 \cdot 182} \Rightarrow \beta_2 = 34.3^\circ$$

Stupanj korisnosti na obodu kola

$$\eta_u = \frac{\Delta h_0 + H_0 - \Delta h_s - \Delta h_r - \Delta h_{iz}}{\Delta h_0 + H_0 - \Delta h_{iz} \cdot k} = 0.857$$

$k = 0.8 \rightarrow$  koeficijent iskorištenja izlazne brzine

Snaga na obodu lopatice

$$P_u = G \cdot (\Delta h_0 + H_0) \cdot \eta_u = 1520 \text{ kW}$$

Kod proračuna usvaja se srednji promjer stupnja  $d = 400 \div 1200$  mm, usvaja se  $x_t = \frac{u}{c_t} = 0.25 \div 0.3$

Obodna brzina:  $u = d \cdot \pi \cdot n$

Fiktivna brzina stupnja:  $c_t = \frac{u}{x_t}$

Adijabatski toplinski pad u stupnju:  $H_0 = \frac{c_t^2}{2}$

Pad tlaka u ulaznim regulacijskim ventilima  $\Delta p = (0.03 \div 0.05) p_0$

Tlak ispred sapnice:  $p_0 = p_{00} - \Delta p$

Ukupan stupanj reakcije se usvaja:  $\varphi_t = 8 \div 12\%$

Toplinski pad:  $H_0 = (1 - \varphi_t) H_0$

Toplinski pad u prvom listu rotorske lopatice:  $H_0 = \rho r_1 \cdot H_0$

$\rho r_1 = 2\%$

$\rho_s = (2 \div 2.5) \rho r_1$

$\rho r_2 = 1.5 \cdot \rho r_1$

Toplinski pad u skretnim lopaticama  $H'01 = \rho_s \cdot H_0$

Toplinski pad u sapnicama  $H_0 = H_0 - H_0 - H'01 - H'02$

## KRITIČAN TLAK

pkr je tlak kod kojeg se postiže brzina zvuka:

$$p_{kr} = \epsilon_{kr} \cdot p_0 = 0.546 \cdot p_0 \quad (2.100.)$$

$$\epsilon_{kr} = 0.546 \text{ za } \chi = 1.3 \quad (2.101.)$$

$$c_{kr} = c_2 = \sqrt{2 \cdot H_{kr}} = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_{kr})} \Rightarrow \text{teoretska brzina}$$

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot H_{01} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho_t) \cdot H_0 + c_0^2}$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t}$$

$$\alpha_1 = 10 \div 16^\circ \Rightarrow \alpha_1 = 14^\circ \quad (2.102. - 2.105.)$$

$$\begin{aligned} \text{Relativna brzina na izlazu iz prvog vijenca rotorske lopatice:} \\ w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \varphi_r \cdot H_0 + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot H_{02} + w_1^2} \end{aligned} \quad (2.106.)$$

$$\text{Stvarna brzina: } w_2 = w_{2t} \cdot \psi \quad (2.107.)$$

$$c_{1t}' = \sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot H_0 + c_2^2} = \sqrt{2 \cdot H'_{02} + c_2^2}$$

$$c_1' = \varphi' \cdot c_{1t}' \quad (2.108.)$$

$$\begin{aligned} \text{Relativna brzina na izlazu iz drugog vijenca rotorske lopatice:} \\ w'_{2t} = \sqrt{2 \cdot \varphi_{r2} \cdot H_0 + w_1'^2} = \sqrt{2 \cdot H'_{02} + w_1'^2} \end{aligned} \quad (2.109.)$$

$$w'_2 = w'_{2t} \cdot \psi' \quad (2.110.)$$

Izlazne površine iz lopatica:

$$A_1 = \frac{G \cdot v_{lt}}{\mu_1 \cdot c_{lt}} \quad (2.111.)$$

$$A_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} \quad (2.112.)$$

Izlazna površine iz skretnih lopatica:  $A'_1 = \frac{G \cdot v'_{lt}}{\mu'_1 \cdot c'_{lt}}$  (2.113.)

$$A'_2 = \frac{G \cdot v'_{2t}}{\mu'_2 \cdot w'_{2t}} \quad (2.114.)$$

$$\mu_1 = 0.97 \dots 0.98$$

$$\mu_2 \approx \mu'_1 \approx \mu'_2 = 0.93 \div 0.95$$

Određivanje visine lopatica

$$\text{visina sapnica } l_1 = \frac{A_1}{d \cdot \pi \cdot e \cdot \sin \alpha_1} \quad (2.115.)$$

$$\text{visina rotorskih lopatica } l_2 = \frac{A_2}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \sin \beta_2} \quad (2.116.)$$

$$\text{Gubici u sapnicama: } \Delta h_s = \frac{c_{lt}^2}{2} (1 - \varphi^2) \quad (2.117.)$$

$$\text{Gubici u rotorskim lopaticama: } \Delta h_{r2} = \frac{w_{2t}^2}{2} (1 - \psi^2) \quad (2.118.)$$

$$\text{Gubici u skretnim lopaticama: } \Delta h'_s = \frac{c'_{lt}^2}{2} (1 - \varphi'^2) \quad (2.119.)$$

$$\Delta h'_{r2} = \frac{w'_{2t}^2}{2} (1 - \psi'^2) \quad (2.120.)$$

## STUPANJ KORISNOSTI NA OBODU KOLA CURTISOVOG STUPNJA

Stupanj korisnosti može se izračunati kao odnos rada na lopaticama i raspoložive NRG u stupnju.

$$\eta_u = \frac{L}{E_0}$$

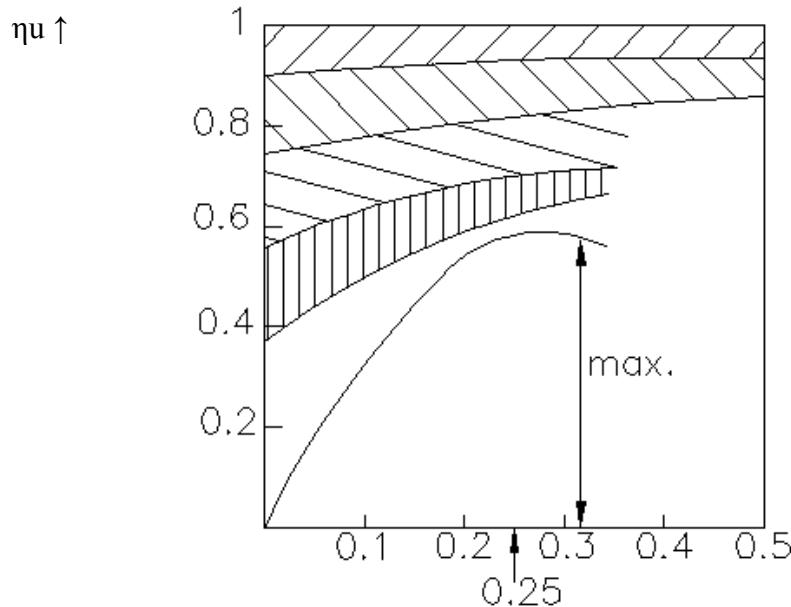
$$L = L_1 + L_2$$

$$L = E_0 - \Delta h_s - \Delta h_{r1} - \Delta h'_s - \Delta h_{r2} - \Delta h_{iz} \quad (2.121.-2.123.)$$

$$\eta_u = 1 - \xi_S - \xi_{r1} - \xi'_s - \xi_{r2} - \xi_{iz} \quad (2.124.)$$

$$\xi_s = \frac{\Delta h_s}{E_0} \quad \xi_{r2} = \frac{\Delta h_r}{E_0}$$

Dijagram ovisnosti stupnja korisnosti na obodu kola Curtisovog stupnja u odnosu brzina  $\frac{u}{c_1}$  i gubitaka  $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_1}, \xi\right)$ . Iz dijagrama je vidljivo da se  $\eta_{u\max}$  postiže za  $\frac{u}{c_1} = 0.25 \div 0.3$



$$\rightarrow \frac{u}{c_2}$$

### UNUTARNJI STUPANJ KORISNOSTI CURTISOVOG STUPNJA

Unutarnji stupanj korisnosti je nešto niži od stupnja korisnosti na lopaticama zbog gubitaka trenja diska i gubitaka na lopaticama.

$$\xi_T = k_1 \frac{d \cdot x_f^3}{e \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \mu_1}$$

$$\xi_V = k_2 \frac{x_f}{\sin \alpha_1} - \frac{1-e}{l} m \quad (2.124. - 2.125.)$$

$$m = 2$$

$$k_1 = 10 \cdot 3$$

$$k_2 = 0.065$$

$$\xi_K = k_3 \frac{b_2 \cdot l_2 + 0.6b'_2 \cdot l'_2}{e \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot d} \eta_u \cdot x_t \quad (2.126.)$$

$$k_3 = 0.135$$

$$\eta_i = \eta_u - \xi_T - \xi_V - \xi_K$$

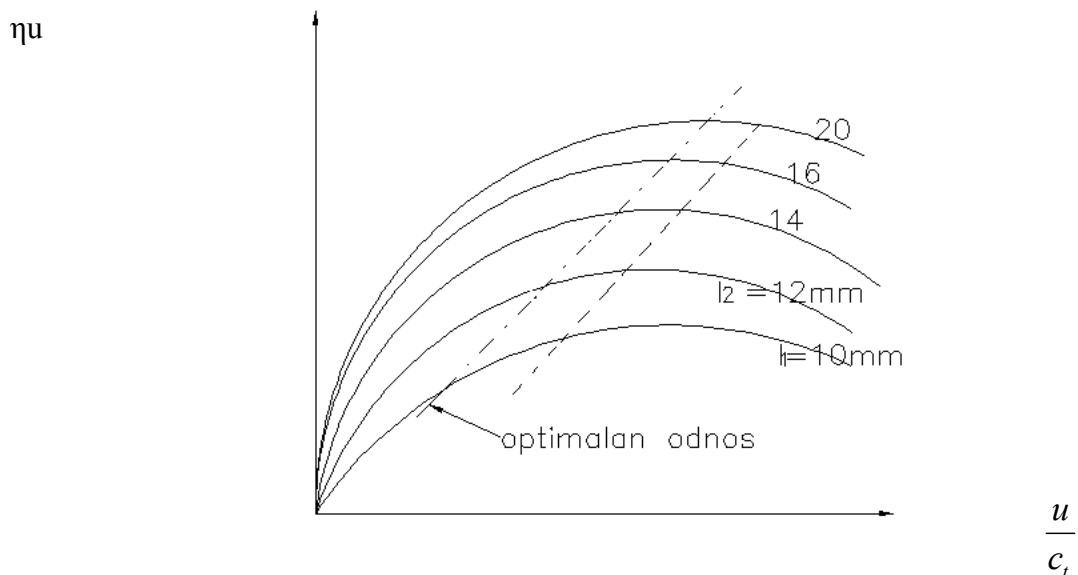
$$\eta_i = \eta_u - \sum \xi$$

iskoristivost toplinskog pada:  $H_i = \eta_i \cdot H_0$

ulazna entalpija  $h'2 = h_0 - H_i$

### ODABIRANJE OPTIMALNOG ODNOSA OBODNE I FIKTIVNE BRZINE STUPNJA

Iz težnje za što većim je odnos  $\frac{u}{c_t}$  zbog ostalih gubitaka nije na vrhu krivulje nju već se pomiče malo ulijevo.



### 2.11.3. STUPNJEVI SA RELATIVNO DUGIM LOPATICAMA (UVIJENI PROFILI)

Sva dosadašnja razmatranja toplinskih procesa u turbinskom stupnju osnivala su se na činjenici da je strujanje jednodimenzionalno. Sve veličine stanja u nekom presjeku bile su zamijenjene njihovim srednjim vrijednostima. Pretpostavljeno je bilo da su parametri po visini lopatica konstantni. Svi proračuni su se odnosili na srednji promjer stupnja. Te pretpostavke su to točnije što su lopatice manje duljine, tj. što je odnos korijena i vrha lopatice manji. Kod dugačkih lopatica strujanje od korijena do vrha je različito pa ga treba promatrati prostorno.

Od korijena do vrha značajno se mijenja obodna brzina pa se tako razlikuju i trokuti brzina. Zbog toga se kod duljih lopatica moraju profili prilagoditi tom strujanju. Uzrok uvijanja profila kod dugačkih lopatica nije samo zbog promjene obodne brzine od korijena do vrha, već i zbog uspostavljanja dinamičke ravnoteže i sprečavanja radikalnih komponenti strujanja.

Postoji više zakona (metoda) raspodjele parametara po radijusu stupnja za uvijanje lopatica. Najpoznatije metode uvijanja lopatica:

- konstantna cirkulacija brzine uzduž statorske i rotorske lopatice ( $c_{l_u} \cdot r = const.$ )
- konstantnost izlaznog kuta pare iz statorskih lopatica (od korijena prema vrhu lopatice)
- linearni zakon promjene sina pri konstantnom profilu

Jedna od osnovnih metoda organizacije struje pare kod uvijanja lopatica je metoda konstantne cirkulacije.

Jednadžba konstantne cirkulacije:  $(c_{l_u} \cdot r = const.)$   $(c_{2u} \cdot r = const.)$

Taj zakon zahtijeva i dopunske uvjete:  $c_{1a} = const.$   $c_{2a} = const.$

Danom jednadžbom mogu se za poznato strujanje u presjeku odrediti parametri u svim ostalim presjecima. Prema tome, ako je poznato strujanje na srednjem stupnju presjeka, na

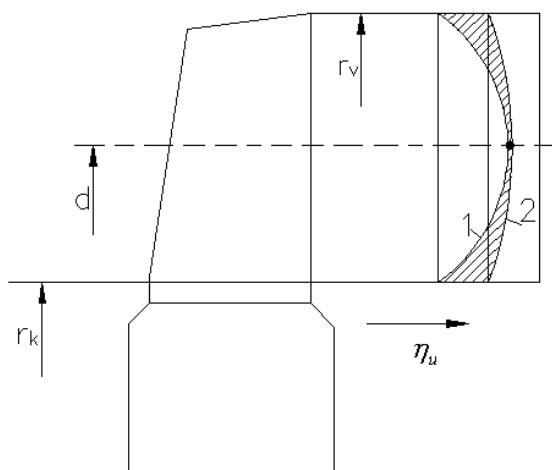
$$\text{korijenu lopatice se dobije: } c_{luk} = c_{lusr} \frac{r_{sr}}{r_k} \quad - \text{za vrh lopatice: } c_{luk} = c_{lusr} \frac{r_{sv}}{r_v}$$

#### 2.11.4. PRORAČUN UVIJENIH LOPATICA

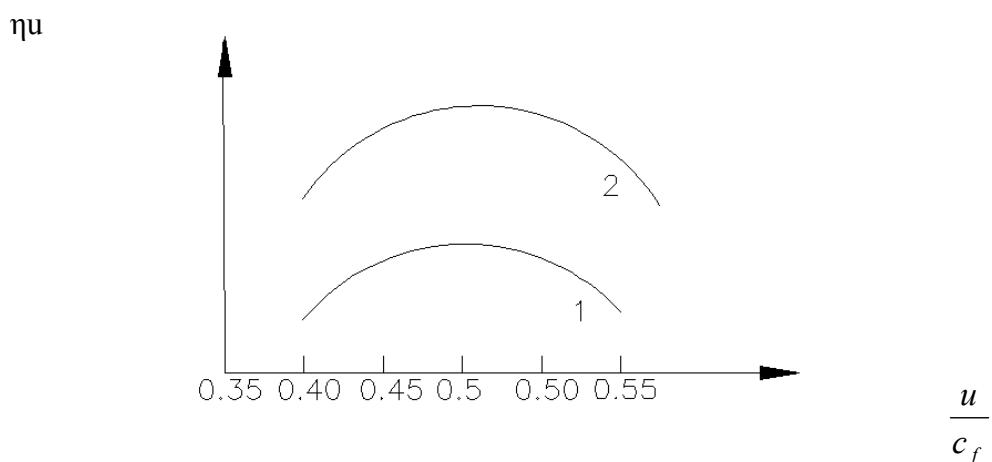
Najprije se izvrši proračun na srednjem promjeru stupnja te se odrede osnovne veličine ( $l_1, l_2, p_1, p_2, c_1, c_2, w_1, w_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ ) turbinskog stupnja. Dalje se na osnovu danih jednadžbi izračunavaju osnovne veličine za korijen i vrh lopatice. Za veće dužine lopatica se može podijeliti na proizvoljan broj presjeka.

→ više presjeka - točnije određivanje uvijenosti lopatice (veće dužine lopatice računamo sa 21...25 presjek)

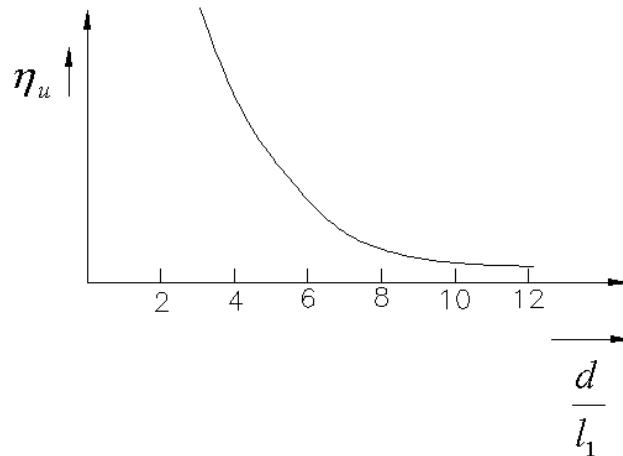
Dijagram promjene stupnja djelovanja po visinama lopatice za uvijeni i neuvijeni profil d/ $l_1 < 10$ :



1- neuvijeni profil lopatice  
2- uvijeni profil lopatice



Dijagram povećanja gubitaka zbog neuvijenosti u ovisnosti d/ l<sub>1</sub>  
 → nekada se uzima i do d/ l<sub>1</sub> = 8 - neuvijene lopatice

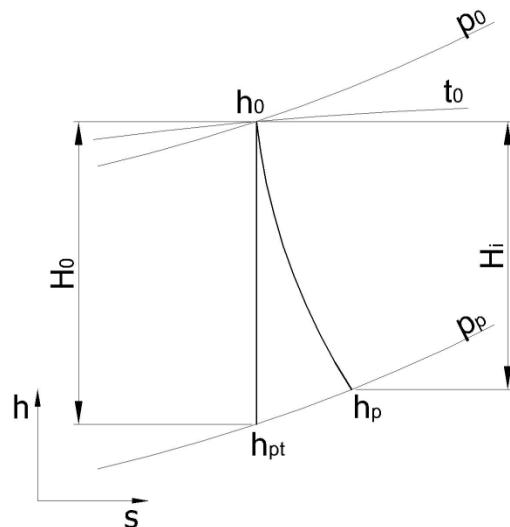
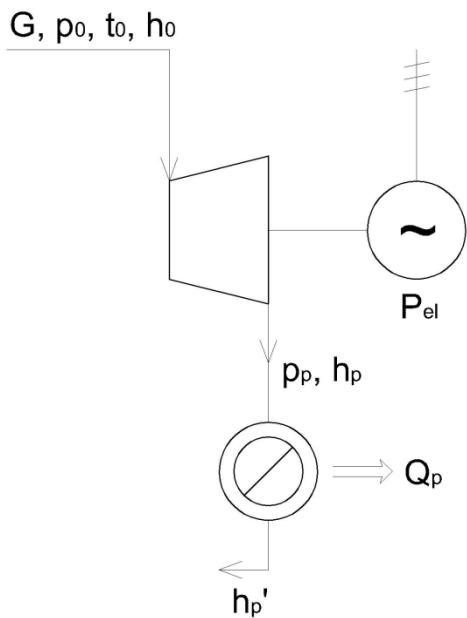


## 2.12. OSNOVNE KONCEPCIJE I VRSTE VIŠESTUPNIH PARNIH TURBINA

### 2.12.1 PROTUTLAČNE TURBINE

Protutlačne turbine predstavljaju najjednostavnije i najekonomičnije od svih vrsta parnih turbina. Namijenjene su zajedničkoj proizvodnji toplinske i električne energije, pri čemu je primarni proizvod toplinska energija, a električna energija je nusproizvod kojeg se dobije ovisno o potrebama za toplinskog energijom. Ovaj tip turbine se najčešće upotrebljava u industriji, npr. kemijskoj, tekstilnoj, prehrambenoj itd, gdje je pored električne energije potrebna i mehanička i toplinska energija za pojedine tehnološke procese (grijanje, sušenje, ukuhavanje, destilaciju, itd.).

Umjesto da se u tim industrijskim parnim tlakovima proizvodi u posebnim kotlovima ili da se dobiva sniženjem tlaka redupcionim ventilom, mnogo je ekonomičnije da para visokog tlaka djelomično ekspandira u parnoj turbinu i da se zatim ispušna para pri stanovitom tlaku i temperaturi iskoristi za druge potrebe u industriji. Takve turbine imaju veliku potrošnju pare, jer samo djelomično prerađuju toplinski pad, ali se zato količina topline izlazne pare potpuno iskoristi u tehnološkim procesima pa nema toplinskih gubitaka u kondenzatoru u kojem rashladna voda za kondenzaciju nepovratno odnosi velike količine topline.



$$Q_p = G \cdot (h_p - h_p') \quad \text{- energija pare} \quad (2.127.)$$

$$P_0 = G \cdot H_0 \quad \text{- teoretska električna energija} \quad (2.128.)$$

$$P_i = P_0 \cdot \eta_i = G \cdot H_0 \cdot \eta_i \quad \text{- unutarnja snaga} \quad (2.129.)$$

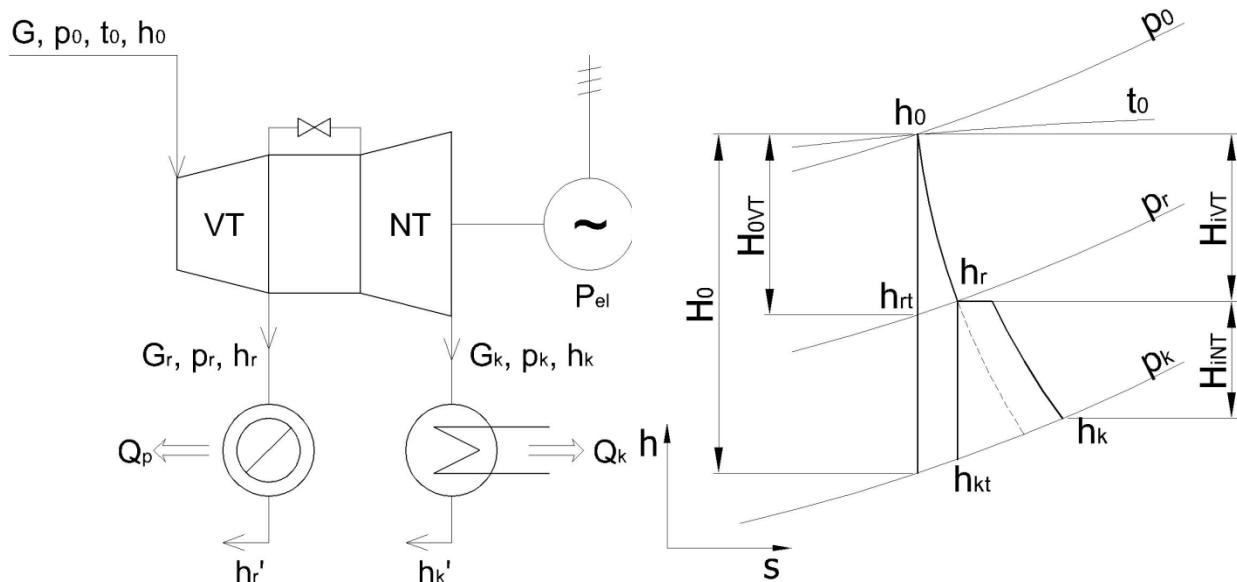
$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad \text{- efektivna snaga (na spojci)} \quad (2.130.)$$

$$P_{el} = P_e \cdot \eta_g = G \cdot H_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad \text{- električna snaga} \quad (2.131.)$$

## 2.12.2. KONDENZACIJSKE TURBINE S REGULIRANIM ODUZIMANJEM PARE

Kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare primjenjuju se u industriji za zajedničku proizvodnju toplinske i električne energije u slučajevima kada se želi snabdjeti s željenom odnosno potrebnom količinom toplinske odnosno električne energije.

Turbina se sastoji od visokotlačnog i niskotlačnog dijela. Para djelomično ekspandira u visokotlačnom dijelu dok se ne postigne tlak i temperatura koja je potrebna industrijskom postrojenju. Na tom mjestu se oduzima potrebna količina pare za industrijske potrebe, a ostatak ekspandira u dalnjim stupnjevima do kondenzatorskog tlaka. Takva turbina je mnogo elastičnija u pogonu od protutlačne turbine, jer su moguća znatno veća kolebanja u pari za industriju.



$$P_{el} = [G \cdot H_{0VT} \cdot \eta_{iVT} + (G - G_r) \cdot H_{0NT} \cdot \eta_{iNT}] \cdot \eta_m \cdot \eta_{gen}$$

$$P_{el} = [G \cdot (h_0 - h_{rt}) \cdot \eta_{iVT} + (G - G_r) \cdot (h_r - h_{kt}) \cdot \eta_{iNT}] \cdot \eta_m \cdot \eta_{gen} \quad - \text{električna snaga} \quad (2.132.)$$

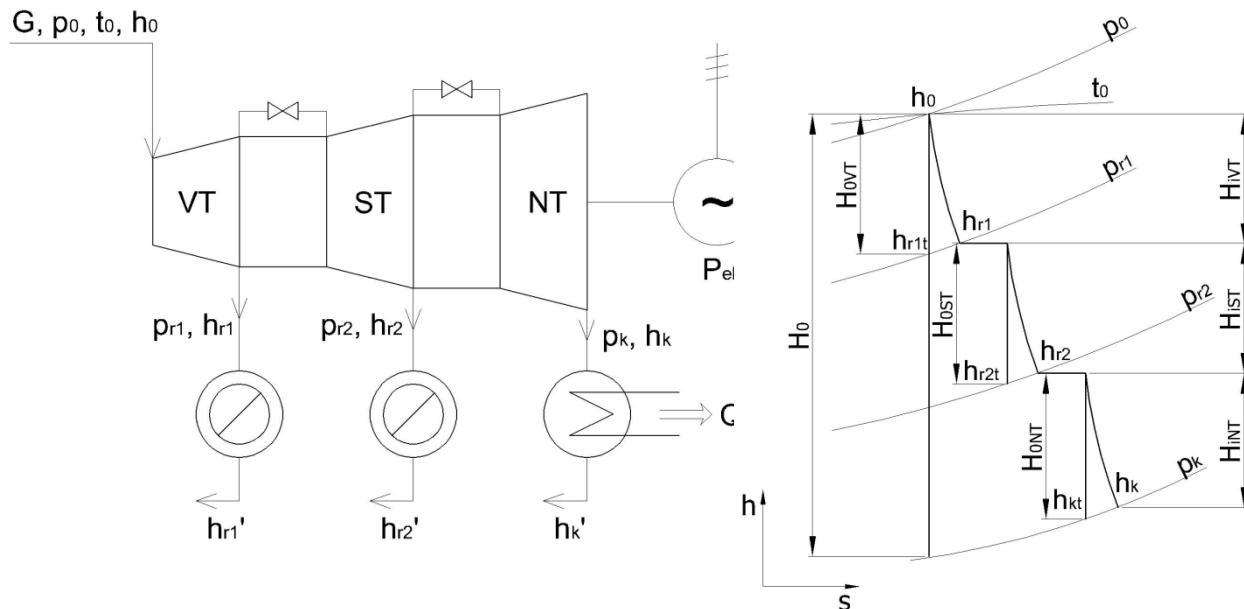
$$Q_p = G_r \cdot (h_r - h_r') \quad - \text{energija pare} \quad (2.133.)$$

$$Q_k = G_k \cdot (h_k - h_k') = (G - G_r) \cdot (h_k - h_k') \quad - \text{energija kondenzacije} \quad (2.134.)$$

Ako je potreba za parom u industriji jednaka nuli, turbina radi kao čista kondenzacijska turbina s potrošnjom pare koja odgovara trenutačnoj proizvodnji električne ili mehaničke energije. Ako je pak potreba za parom maksimalna, turbina radi kao protutlačna – u tom se slučaju sva para iz visokotlačnog dijela odvodi, pa niskotlačni dio turbine ostaje bez pare.

### 2.12.3. KONDENZACIJSKE TURBINE S DVOSTRUKIM REGULIRANJEM ODUZIMANJEM PARE

Kondenzacijske turbine s dvostrukim reguliranim oduzimanjem pare su povoljne za javne gradske termoelektrane – toplane. Pri tome se prvo regulirano oduzimanje pare koristi za tehnološke potrebe obližnje industrije, a drugo regulirano oduzimanje pare koristi se za potrebe toplifikacije, odnosno centralnog grijanja dijela grada. Koriste se i u nekim industrijama gdje je potreba za parom dvojnog tlaka, npr. u proizvodnji celuloze.



$$P_{el} = [G \cdot H_{0VT} \cdot \eta_{iVT} + (G - G_{r1}) \cdot H_{0ST} \cdot \eta_{iST} + (G - G_{r1} - G_{r2}) \cdot H_{0NT} \cdot \eta_{iNT}] \cdot \eta_m \cdot \eta_{gen} \quad (2.135.)$$

$$Q_{p1} = G_{r1} \cdot (h_{r1} - h_{r1}') \quad \text{- energija pare 1} \quad (2.136.)$$

$$Q_{p2} = G_{r2} \cdot (h_{r2} - h_{r2}') \quad \text{- energija pare 2} \quad (2.137.)$$

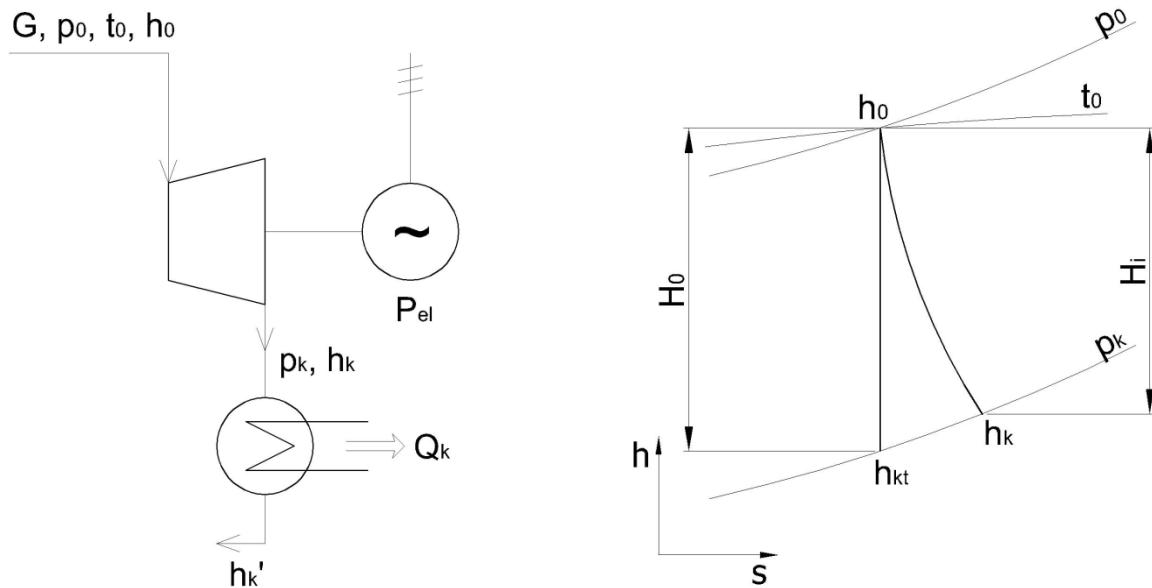
$$Q_k = G_k \cdot (h_k - h_k') = (G - G_{r1} - G_{r2}) \cdot (h_k - h_k') \quad \text{- energija kondenzacije} \quad (2.138.)$$

### 2.12.4. KONDENZACIJSKE TURBINE

Kondenzacijske turbine su uglavnom namijenjene za proizvodnju električne energije u termoelektranama. Grade se od malih do najvećih snaga. Dobile su ime po tome što turbina iskorištava potencijalnu toplinsku energiju pare u cijelom ciklusu i to od kotlovskega tlaka do tlaka u kondenzatoru tj. vakuuma u kojem se para kondenzira u vodu. Kondenzacija snižava protutlak pare koja izlazi iz turbine, pa se dobiva veći raspoloživi toplinski i tlačni pad pare u turbinu.

Kondenzacijske turbine se grade kao akcijske, reakcijske ili kao kombinirane. Turbine akcijskog tipa grade se za manje i srednje snage, dok se za veće snage grade kao kombinirane, akcijsko-reakcijske turbine sa dva i više kućišta.

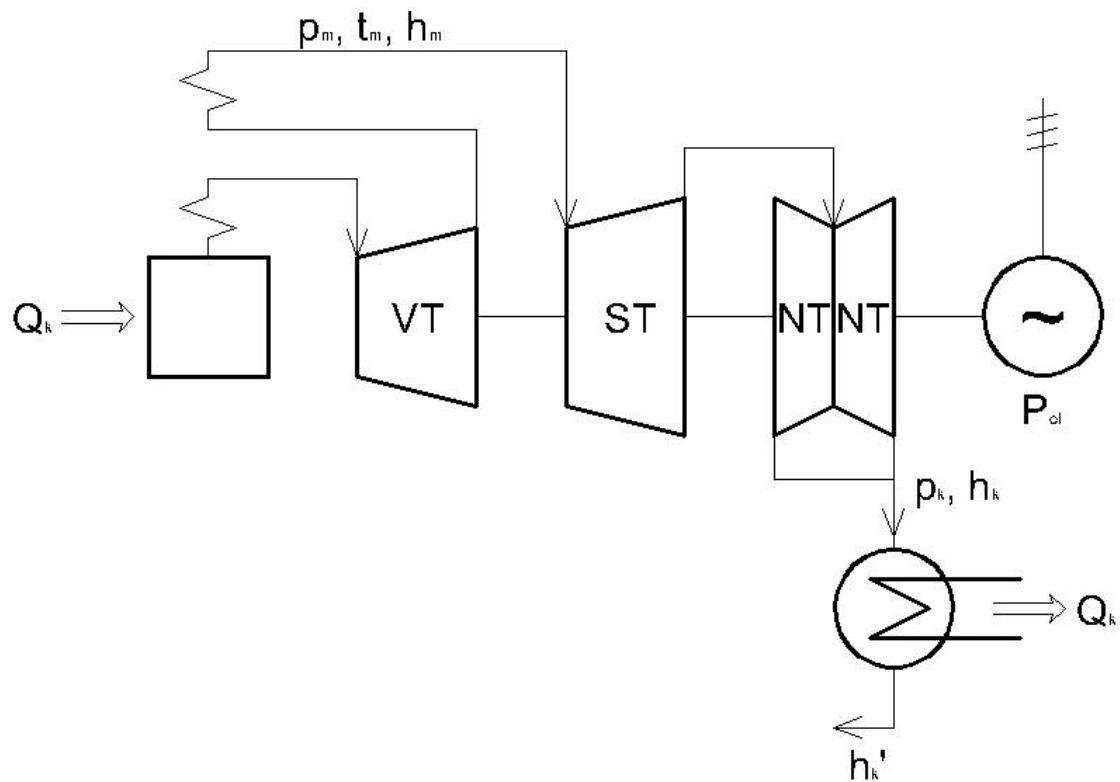
Za vrlo visoke tlakove i temperature pare kondenzacijom se postiže ušteda pare, a i bolji stupanj iskoristivosti turbine i cijelog postrojenja.



$$P_{el} = G \cdot H_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad - \text{električna snaga} \quad (2.139.)$$

$$Q_k = G \cdot (h_k - h_k') \quad - \text{toplina kondenzacije} \quad (2.140.)$$

Za snage do 100 MW rade se u jednom kućištu, a za veće snage u više kućišta.



## 2.13. REGULACIJA PARNIH TURBINA

Sve parne turbine uglavnom rade pod uslovima promjenjivog opterećenja, a s time i promjenjivog broja okretaja vratila. Najpovoljniji uslov za rad jedne turbine bio bi da ona stalno radi s normalnim opterećenjem koje odgovara njenoj konstrukciji nominalne snage. Međutim, u pogonskoj praksi često nije to moguće, a naročito onda ako turbina pogoni generator koji proizvodi i napaja električnom strujom vanjski električni vod ili vod neke industrije, gdje su opterećenja vrlo promjenjiva. Pri svakoj promjeni opterećenja mijenja se i broj okretaja vratila turbine, što bi naročito pri pogonu generatora imalo u velikoj mjeri utjecaj na napon i frekvenciju.

Stalan broj okretaja vratila može se postići samo onda ako postoji ravnoteža između snage koju turbina proizvodi i vanjskog opterećenja. Međutim, kod nekih je ta promjenjivost veća a kod drugih manja. Neke turbine moraju naglo prelaziti iz stanja punog opterećenja u stanje potpunog rasterećenja i obratno. Svaki poremećaj u njenom normalnom radu utječe na njenu ekonomičnost. Prema tome, zadatak regulacije je da pomoći regulacijskim uređajima utječe na veće ili manje upuštanje svježe pare u turbinu. Turbina mora biti gotovo uvijek u mogućnosti odmah razviti snagu potrebnu za svladavanje nastalog preopterećenja, odnosno mora ovu snagu odmah smanjiti, kad opadne opterećenje.

Zadatak regulacije parnih turbina koje služe za pogon električnog generatora sastoji se u sljedećem:

- regulacija snage turboagregata
- automatsko prilagođavanje brzine vrtnje opterećenju na ležajevima
- paralelno uključivanje turbine u praznom hodu s drugim agregatima na mreži
- regulacija tlaka reguliranim oduzimanjem pare.

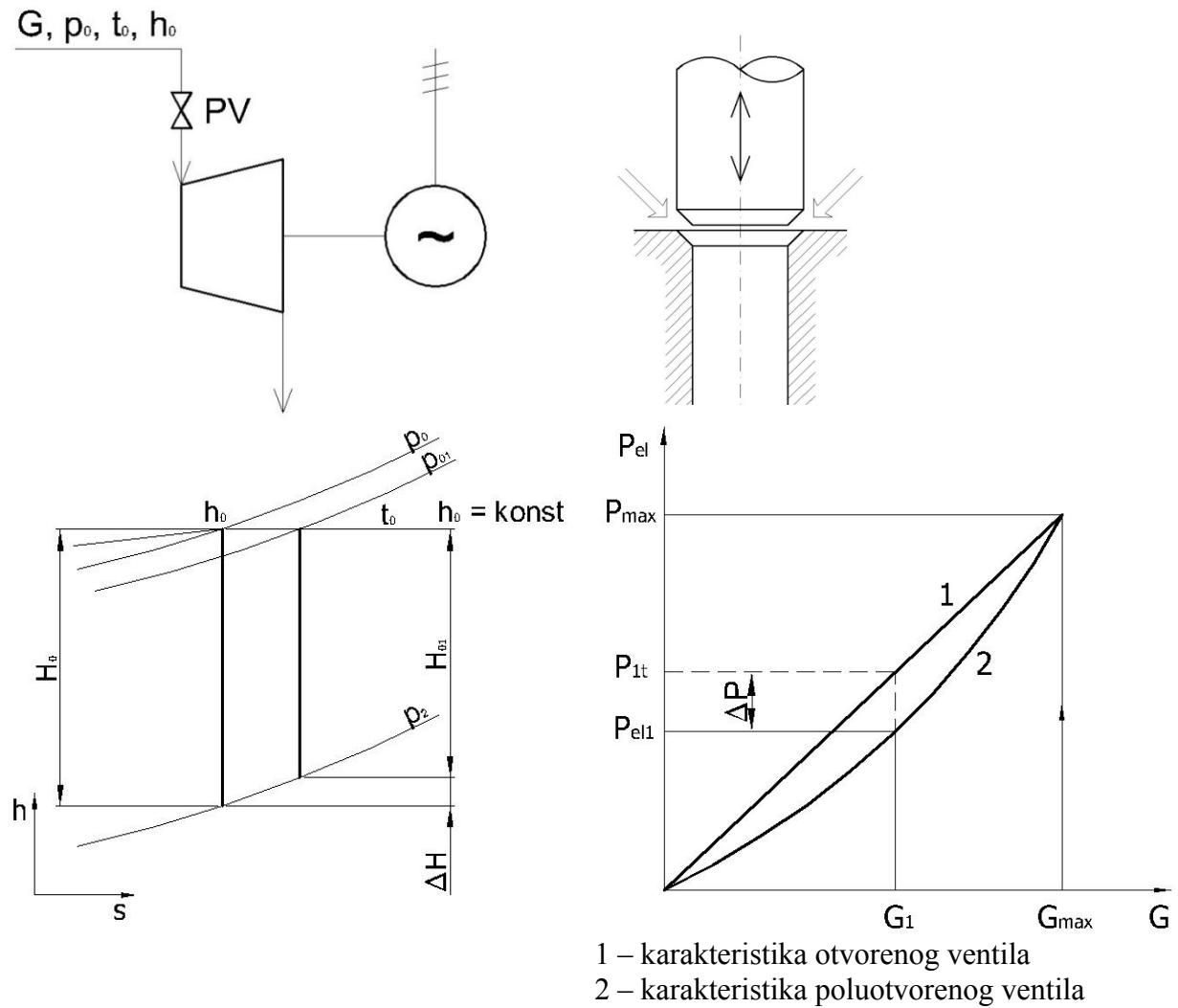
Regulacija snage turbine može se izvoditi:

- promjenom toplinskog toka (regulacija prigušivanjem)
- promjenom količine pare (regulacija grupom sapnica)
- kombinirana regulacija

Konstrukcije regulatora ovise o zadatku koji treba obaviti i prema vrsti turbine na koju se primjenjuje. Kod većih turbina primjenjuju se dvije ili tri međusobno neovisne regulacije. Za turbine većih jedinica potrebne su i veće sile za pomicanje regulacionog polužja i zapornih organa (ventila, zaklopki i dr.) kojima se regulira količina pare upuštena u turbinu.

### 2.13.1. REGULACIJA PRIGUŠIVANJEM

- prigušni ventil na ulazu u turbinu:



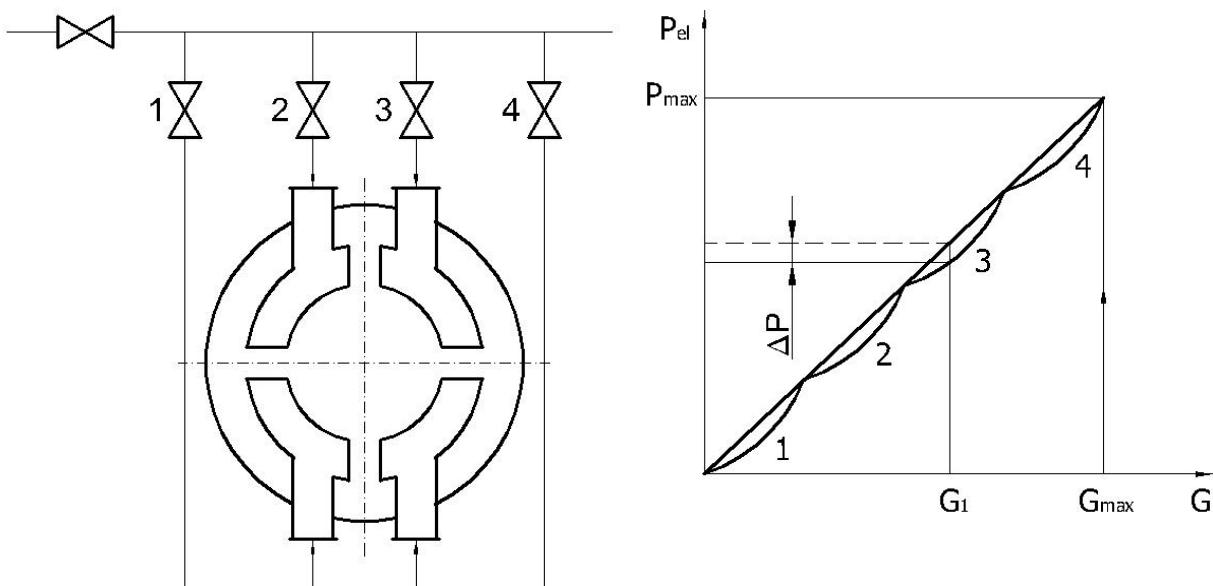
Dобра страна регулације прigušivanjem је једноставност и jednakomjerno прогrijavanje turbine, што јој дaje добре manevarske karakteristike.

Loša страна регулације прigušivanjem су губици.

Primjenjuje se uglavnom za turbine velikih snaga које највећи дио свог радног времена ради у темељном оптерећењу с punom snagом.

### 2.13.2. REGULACIJA PROMJENOM KOLIČINE PARE

- više regulacijskih ventila od kojih svaki snabdijeva parom svoju grupu sapnica:



Prednosti: mali gubici zbog prigušivanja samo jednog ventila.

Nedostaci: nejednoliko progrijavanje turbine, pa kod bržeg startanja ili promjene opterećenja može doći do deformacija kućišta i havarije turbine.

Primjenjuje se kod turbina koje su namijenjene za rad s promjenjivim opterećenjem. To su uglavnom industrijske protutlačne i kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare.

### 2.14. ZAŠTITA TURBINE

Svrha zaštite turbine je da zaštiti turboagregat i ljude koji ga opslužuju od takvih poremećaja koji bi mogli ugroziti sigurnost njihovog rada.

Sve vrste turbina moraju imati slijedeću zaštitu:

- zaštita od prevelike brzine vrtnje
- zaštita od pada tlaka ulja
- zaštita od nedozvoljenog aksijalnog pomaka rotora
- zaštita od prekoračenja raznih veličina (pada tlaka u kondenzatoru, povećanih vibracija rotora, povećane temperature pare, itd.)

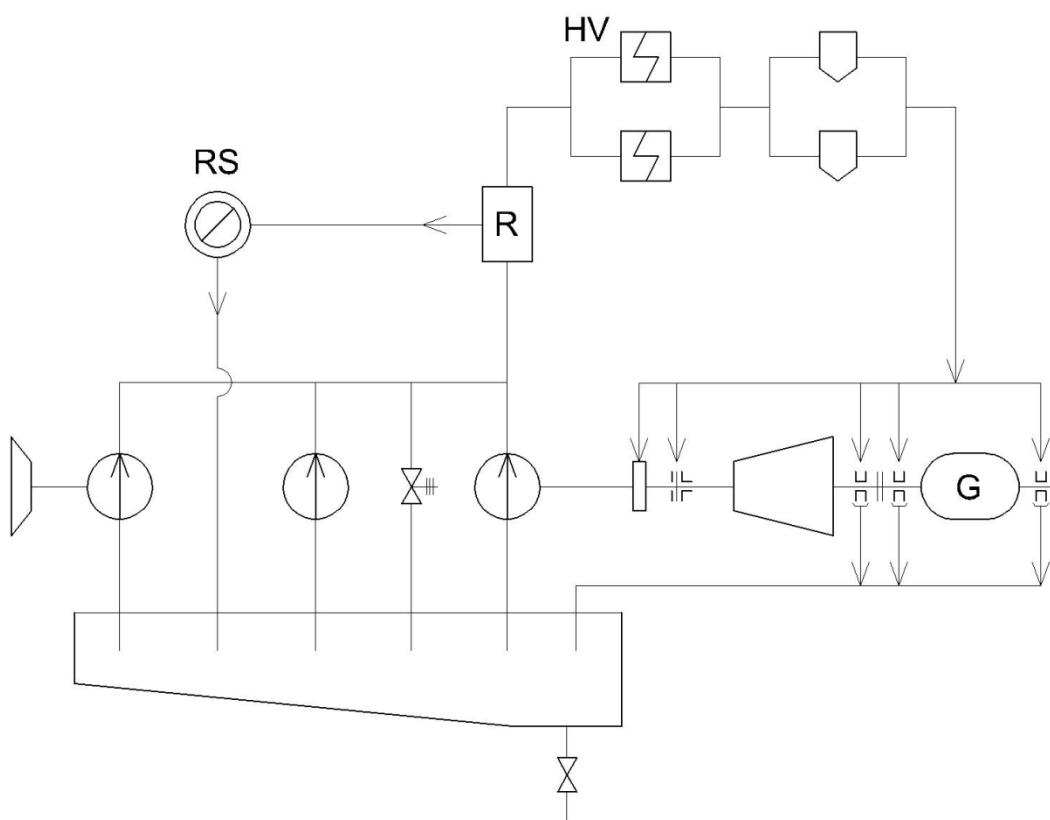
Sve ove zaštite djeluju tako da kod nedozvoljenog poremećaja naglo zatvore dovod pare u turbinu preko ventila svježe pare.

## 2.15. ULJNI SUSTAV PARNE TURNINE

Namijenjen je za snabdijevanje ležajeva turboagregata uljem i za potrebe regulacije.

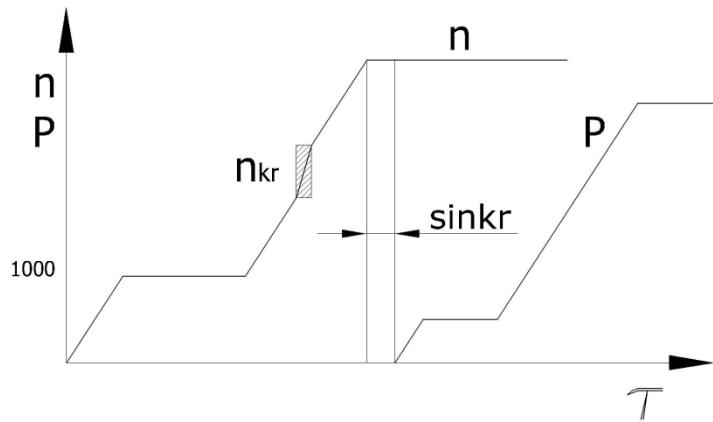
Sastavni dijelovi:

- spremnik ulja
- hladnjak ulja
- filter ulja
- uljne pumpe:
  - glavna uljna pumpa
  - pomoćna elektro uljna pumpa
  - pomoćna turbo uljna pumpa



## 2.16. POGON I EKSPLOATACIJA PARNIH TURBINA

- prije nego se novougrađena turbina pusti u pogon, potrebno je očistiti sve cjevovode kroz koje struji voda, para, zrak, i ulje
- pri puštanju turbine u pogon, najprije se pomoću pomoćne uljne pumpe stavi ulje u cirkulaciju
- kod kondenzacijskih turbina pusti se u pogon ejektor za odsis zraka iz kondenzatora i kada se postigne 60% vakuma, pušta se para u turbinu
- kod puštanja pare u turbinu otvori se ventil svježe pare toliko da se postigne brzina vrtnje  $1000 \text{ min}^{-1}$
- pri tome se izvodi provjera i kontrola rada agregata. Ako je sve u redu, pušta se para dalje u turbinu do postizanja nominalne brzine vrtnje



- nakon postizanja nominalne snage turbine, smatra se da je turbina puštena u pogon
- pokušni pogon turbine traje 1 mjesec, pri čemu se vrši obuka osoblja kupca turbine
- obično prvih 15 dana turbinu vodi osoblje proizvođača uz prisustvo i obuku osoblja kupca

## 2.17. ODRŽAVANJE I REMONT TURBINA

Pouzdan i dugotrajan rad turbine ovisi o njenom pravilnom i dobrom održavanju.

Održavanje se dijeli na:

- korektivno – poduzimaju se aktivnosti kada dođe do kvara
- preventivno – poduzimaju se aktivnosti u cilju sprečavanja neplaniranog zastoja
  - održavanje po vremenu:
    - tekuće održavanje je kontinuirano održavanje tijekom cijele godine koje izvodi osoblje kupca
    - godišnja revizija
  - remont u tijeku kojeg se rastavljaju svi sastavni dijelovi turbine i izvodi se vizualna i dimenzionalna kontrola. Nakon zamjene svih oštećenih dijelova, turbina je spremna da pouzdano radi 4-6 godina.
  - održavanje po stanju provodi se tako da se prate sva bitna stanja u toku rada turbine

### **3. PLINSKE TURBINE**

#### **3.1 UVOD**

Plinske turbine su toplinski strojevi koji toplinsku energiju plina pretvaraju u mehanički rad u obliku vrtnje rotora. Prvi patent plinske turbine dobio je John Barber 1791. godine daleko ranije od De Lavalovog patenta za parnu turbinu 1883. godine. Međutim visoke temperature plinova potrebne za rad plinskih turbina i spori razvoj dinamike plinova onemogućili su njihov brži razvoj. Tek pod kraj drugog svjetskog rata i nakon njega pronađeni su materijali otporni na visoke temperature i razvila se dinamika strujanja plinova, što je omogućilo nagli razvoj plinskih turbina. Tako da su plinske turbine nakon drugog svjetskog rata zauzele vodeće mjesto najprije za pogon vojnih a kasnije i pogon civilnih zrakoplova.

Razvoj zrakoplovnih plinskih turbina omogućio je i brži razvoj plinskih turbina za pogon električnih generatora i drugih rotacijskih strojeva, kao i za pogon brodova. Naročito brz razvoj plinskih turbina posljednjih decenija omogućila je mogućnost njihovog spajanja s parnim turbinama u kombinirano plinsko-parno turbinsko postrojenje za proizvodnju električne energije. Takovi kombi procesi su danas najekonomičnija postrojenja za proizvodnju električne energije.

#### **3.2. KRATKI PREGLED POVIJESTI RAZVOJA PLINSKIH TURBINA**

U pregledu povijesti razvoja plinskih turbina prikazati će se godine važnijih patenata ili proizvodnje do drugog svjetskog rata, nakon koga je došlo do njihovog značajnog razvoja.

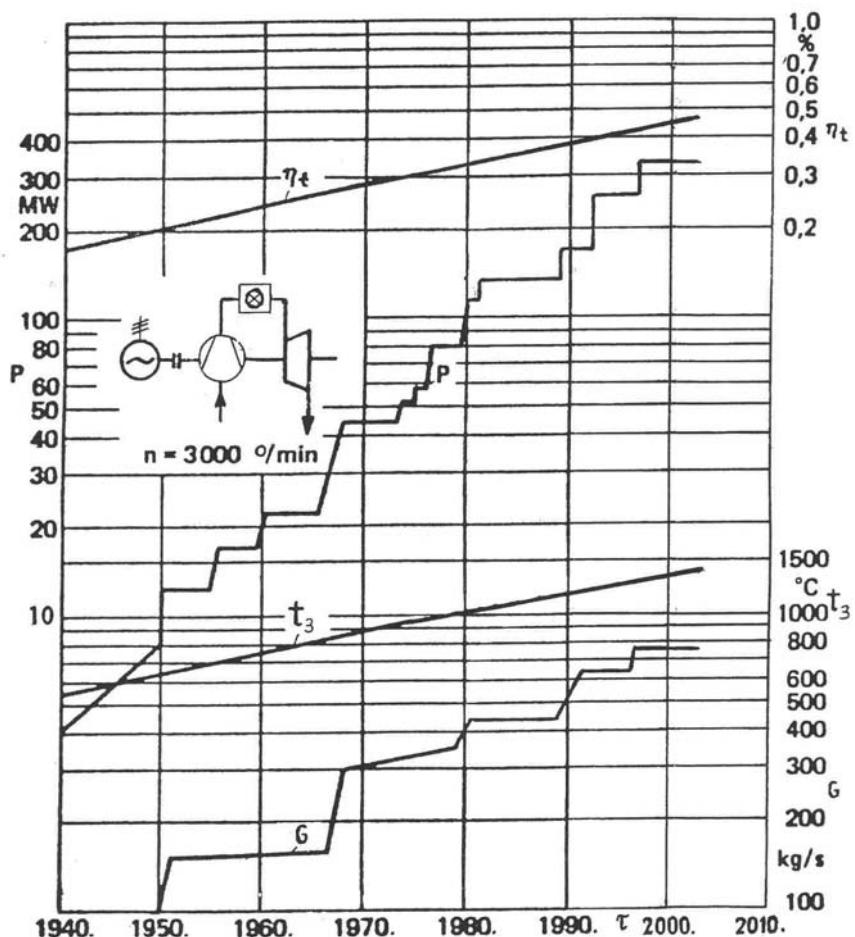
- 1791. godine dobio je prvi patent za plinsku turbinu John Barber u Engleskoj.  
U komori za izgaranje miješa se plin s komprimiranim zrakom i upali. Plinovi izgaranja prolaze kroz sapnicu na lopatice rotorskog kola i pokreću ga.
- 1808. godine patentirao je John Dumbel u Engleskoj plinsku turbinu u kojoj plinovi izgaranja prolaze kroz više vijenaca rotorskih lopatica pričvršćenih na bubenju.
- 1818. godine engleski fizičar James P. Joule iznosi teoriju plinskoturbinskog procesa poznatu danas pod nazivom "stalnotlačni Joule-ov kružni proces".
- 1837. godine patentirao je Bresson u Parizu prvu plinsku turbinu s rotacijskim kompresorom koji tlači zrak u komoru za izgaranje. U komori za izgaranje miješa se plinovito gorivo s zrakom i izgara. Plinovi izgaranja hlađeni dodatnim pretičkom zraka dovode se kroz sapnice na lopatice rotorskog kola.
- 1861. godine patentirao je M.A.F. Mennons otvoreni proces plinske turbine koja radi s krutim gorivom. Taj proces odgovara današnjem otvorenom procesu s regeneracijom.
- 1872. godine izgradio je i ispitivao Stolze prvu višestupnu reakcijsku plinsku turbinu i višestupni aksijalni kompresor.
- 1873. godine Brayton predlaže otvoreni proces plinske turbine, gdje su plinovi izgaranja u komori za izgaranje pod konstantnim tlakom i nakon ekspanzije u turbinu ispuštaju se u atmosferu.

1884. godine Charles Parsons u Engleskoj je patentirao reakcijsku višestupnu parnu turbinu koja se može koristiti i kao plinska turbina. Komprimirani zrak služi za izgaranje goriva, nastali plinovi izgaranja dovode se u turbinu, gdje se ekspanzijom plinova izgaranja dobiva mehanički rad.
1895. godine dobio je Charles G. Curtis u SAD patent za postrojenje plinske turbine s otvorenim procesom na kruto, tekuće ili plinovito gorivo. Za komprimiranje zraka koristi se višestupni aksijalni kompresor. Turbina je sa stupnjevanjem brzine, stator i rotor se hlade vodom.
1901. godine dobio je patent za plinsku turbinu Charles Lemale, koji je kasnije radio na svom patentu zajedno s Rene Armengaudom u Francuskoj. Oni su izradili jedan od najopsežnijih eksperimentalnih radova na problemu plinske turbine. Moglo bi se reći da su oni riješili problem plinske turbine kao praktički upotrebljivog pogonskog stroja.
1905. godine je tvrtka Societe des Turbomoteurs u Parizu na temelju projekta Lemale i Armengauda izradila prvu plinsku turbinu sposobnu da proizvodi vanjsku snagu s ukupnim stupnjem korisnosti oko 5 %.
1905. godine Alfred J. Buchni je konstruirao plinsku turbinu na ispušne plinove Dieselovog motora, koja pokreće radijalni kompresor za zrak, koji služi za punjenje motora.
1930. godine dobio je Frank Whittle prvi patent za plinskturbinski mlazni motor za pogon zrakoplova.
1939. godine tvrtka Brown Boveri proizvodi prvu plinsku turbinu snage 4 MW za vršnu termoelektranu. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je bila 552 °C. Stupanj kompresije je iznosio 4,38. Ukupna korisnost joj je bila 17,4 %.

Nakon drugog svjetskog rata došlo je do značajnog razvoja plinskih turbina. U tablici 1. i na slici 1. dan je prikaz razvoja parametara i snaga stacionarnih plinskih turbina nakon drugog svjetskog rata. Iz prikaza je vidljiv porast početne temperature, stupnja kompresije, stupnja korisnosti i snage. Njihova snaga je danas dostigla preko 300 MW, temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu preko 1300 °C, a korisnost preko 40%.

| Godina        | Temperatura, °C | Stupanj kompresije, $\epsilon$ | Stupanj korisnosti, % | Snaga, MW |
|---------------|-----------------|--------------------------------|-----------------------|-----------|
| 1940. - 1950. | 560 - 640       | 4 - 6                          | 15                    | 4 - 8     |
| 1950. - 1960. | 640 - 800       | 4 - 6                          | 15 - 22               | 12 - 22   |
| 1960. - 1970. | 800 - 900       | 6 - 12                         | 18 - 22               | 22 - 45   |
| 1970. - 1980. | 900 - 1100      | 8 - 16                         | 27 - 32               | 45 - 80   |
| 1980. - 1990. | 1100 - 1250     | 12 - 20                        | 30 - 35               | 80 - 185  |
| 1990. - 2000. | 1250 - 1430     | 17 - 30                        | 35 - 40               | 185 - 335 |

Tablica 1.: Razvoj parametara i snage plinskih turbina poslije drugog svjetskog rata



Sl. 1 - Razvoj snage (P), stupnja korisnosti ( $\eta_t$ ), temperature na ulazu u turbinu ( $t_3$ ) i protočne količine plinova (G) plinskih turbina nakon drugog svjetskog rata

### 3.3. PODJELA I PRIMJENA PLINSKIH TURBINA

Plinske turbine mogu se podijeliti na različite načine, prema tome koji kriteriji se uzimaju u obzir. Najčešća podjela plinskih turbina je prema slijedećim kriterijima:

Podjela prema mjestu izgaranja goriva:

- otvoreni proces (unutarnje izgaranje)
- zatvoreni proces (vanjsko izgaranje)

Podjela prema razini ekspanzije u turbini:

- nepotpuna ekspanzija (za propulziju zrakoplova)
- potpuna ekspanzija (za pogon radnih strojeva i transportnih sredstava)

Podjela prema pretvorbi energije u turbini:

- akcijske
- reakcijske

Podjela prema smjeru strujanja radnog medija

- aksijalne
- radijalne

Podjela prema konstrukciji:

- teške konstrukcije (industrijski tip)
- lake konstrukcije (izvedena iz zrakoplovne plinske turbine)

Podjela prema načinu pogona:

- jednovratilne
- viševratilne

Podjela prema radnom tlaku:

- niskotlačne,  $p > 10$  bar
- srednjetlačne,  $10 < p < 20$  bar
- visokotlačne,  $p > 20$  bar

Prema radnoj temperaturi:

- niskotemperaturne,  $t < 1000$  °C
- srednjotemperaturne,  $1000 < t < 1200$  °C
- visokotemperaturne,  $t > 1200$  °C

Podjela prema radnom procesu:

- proces bez regeneracije
- proces s regeneracijom
- proces s međuhlađenjem kod kompresije i međuizgaranjem kod ekspanzije
- proces za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije
- kombinirano plinsko-parni proces

Podjela prema mjestu ugradnje i primjene:

- stacionarne: za proizvodnju električne energije
- za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije
- za mehanički pogon
- nestacionarne: za pogon transportnih sredstava

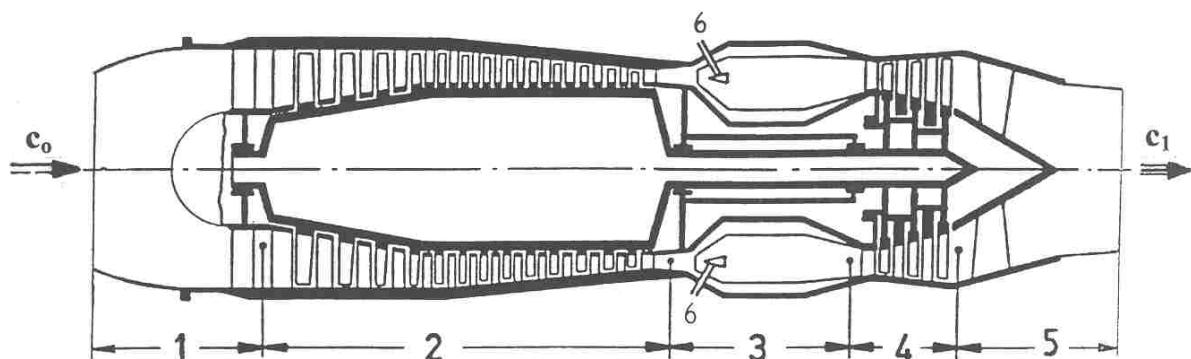
Primjena plinskih turbina može se vidjeti iz njihove podjele.

Plinske turbine se primjenjuju za:

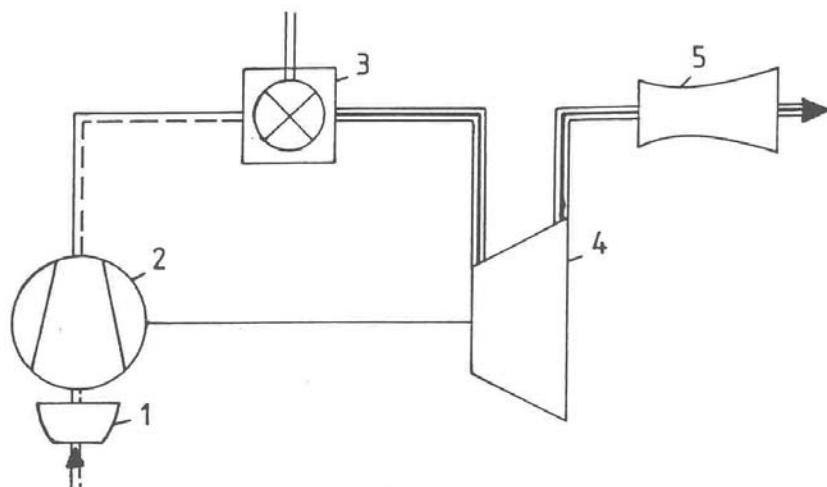
- proizvodnju električne energije (uglavnom za vršna opterećenja)
- zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije
- proizvodnju električne energije u kombinirano plinsko-parnim postrojenjima
- zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije u kombinirano plinsko-parnim spojnim procesima
- mehanički pogon (kompresora, pumpi, ventilatora i drugih rotacijskih strojeva)
- transport :   za propulziju zrakoplova (zauzele su vodeće mjesto)  
                  za pogon helikoptera  
                  za pogon brodova  
                  za pogon cestovnih vozila  
                  za pogon vlakova

### 3.4. TOPLINSKI PROCESI OTVORENOG PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA

#### 3.4.1. PROCES ZRAKOPLOVNIH PLINSKIH TURBINA



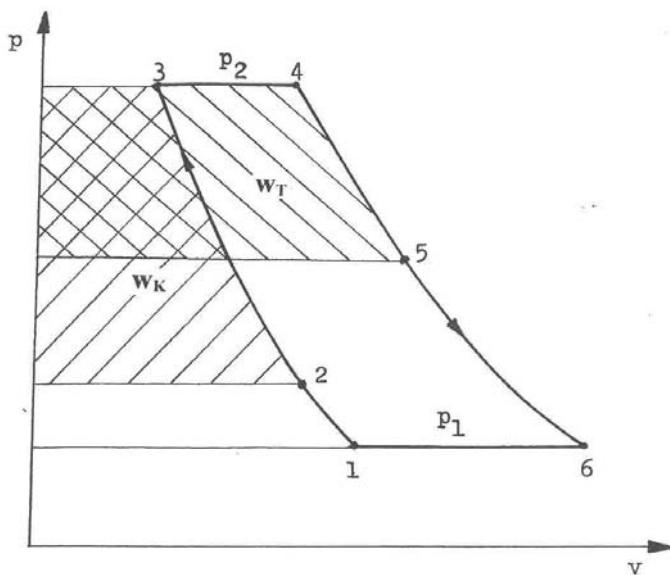
a)



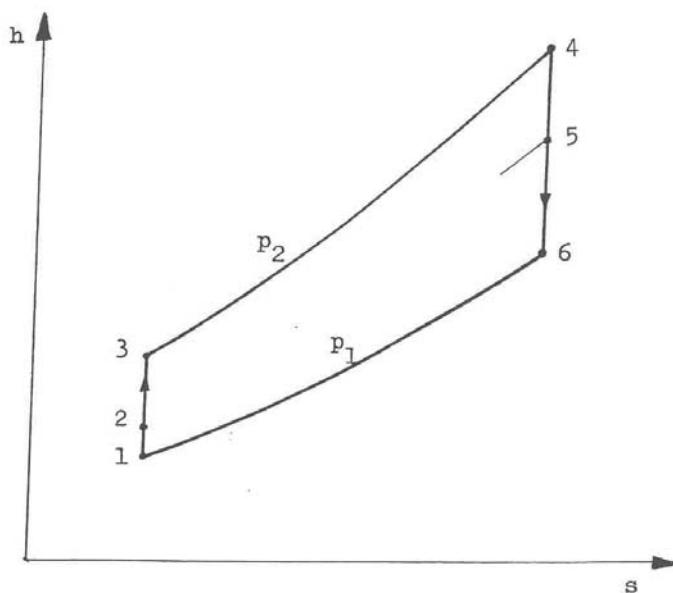
b)

Sl. 2. – Plinska turbina za propulziju zrakoplova:

- a) shema uzdužnog presjeka postrojenja plinske turbine
- b) toplinskih shema postrojenja plinske turbine  
(1 – difuzor, 2 – kompresor, 3 – komora za izgaranje, 4 – turbina,  
(5 – sumpnica, 6 – ulaz goriva)



a)



b)

Sl. 3. – Toplinski proces zrakoplovne plinske turbine:

- a) u p-v dijagramu
- b) u h-s dijagramu

### 3.4.2. STUPANJ KORISNOSTI I SNAGA POTISKA ZRAKOPLOVNE PLINSKE TURBINE

U procesu zrakoplovne plinske turbine zrak iz okoline tlaka  $p_1$  stanje 1 ulazi u difuzor, gdje se komprimira do stanja 2, dalje se komprimira u kompresoru na tlak  $p_2$  stanje 3 i ulazi u komoru za izgaranje. U komori izgaranja vrši se izgaranje dovedenog goriva s zrakom pri konstantnom tlaku do stanja 4, s kojim plinovi izgaranja ulaze u turbinu, gdje ekspandiraju do stanja 5. S tom ekspanzijom dobiva se potreban rad za pogon kompresora. Kompresijom u difuzoru smanjuje se potrelni rad za pogon kompresora. Nakon ekspanzije u turbini plinovi

izgaranja stanja 5 ulaze u sapnicu gdje ekspandiraju do stanja 6 i velikom brzinom izlaze u okolinu, koja daje potisak zrakoplovu.

Potisna sila zrakoplova je:

$$F_p = G_z(c_1 - c_o) .$$

Pri tom je  $G_z$  protočna količina zraka,  $c_o$  je brzina s kojom zrak ulazi u kompresor, tj. brzina leta zrakoplova, a  $c_1$  je izlazna brzina plinova izgaranja iz sapnice, koja se može odrediti pomoću izraza

$$c_1 = \varphi \sqrt{2(h_5 - h_6) + c_2^2} ,$$

gdje je koeficijent brzine  $\varphi = 0,96 - 0,98$ , a  $c_2$  je ulazna brzina plinova u sapnicu, tj. izlazna brzina iz turbine,  $h_5, h_6$  je entalpija plinova na ulazu i izlazu iz sapnice.

Snaga potiska zrakoplova je

$$P_p = c_o F_p = c_o G_z(c_1 - c_o) .$$

Za ubrzavanje struje zraka  $G_z$  od ulazne brzine  $c_o$  na izlaznu brzinu  $c_1$  potrebna je snaga

$$P = G_z (c_1^2 - c_o^2)/2$$

Stupanj korisnosti pogona zrakoplova dobije se iz odnosa

$$\eta_p = \frac{P_p}{P} = \frac{2(c_1 - c_o)c_o}{c_1^2 - c_o^2} = \frac{2}{1 + (c_1/c_o)} .$$

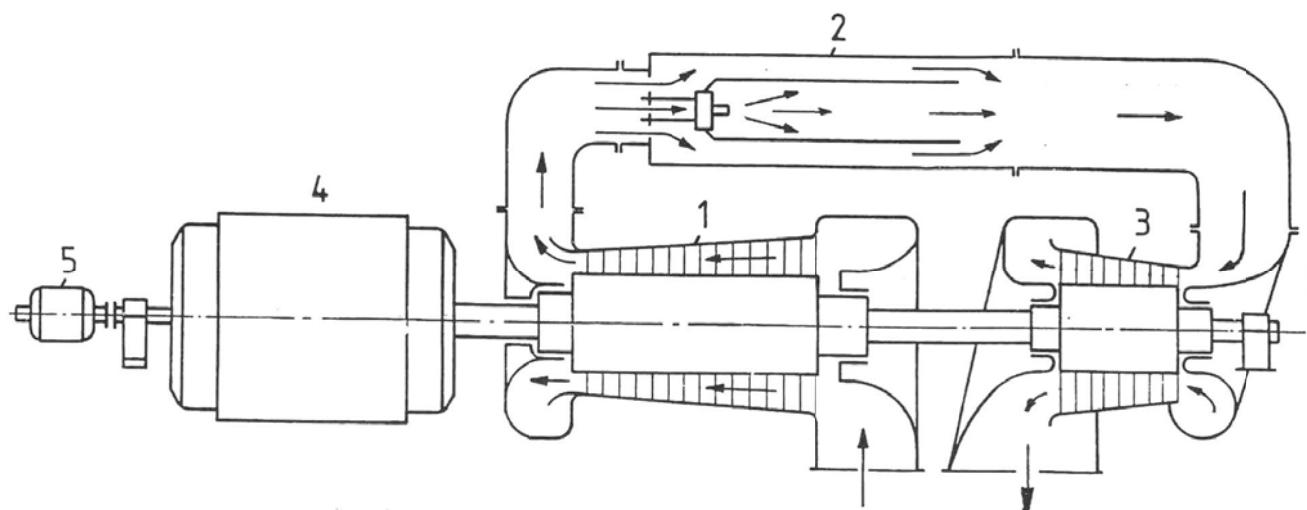
Maksimalni stupanj korisnosti propulzije postiže se kad je  $c_1 = c_o$ , ali tada nema sile ni snage potiska.

Ukupni stupanj korisnosti zrakoplovne plinske turbine dobije se iz odnosa snage potiska i topline sadržane u gorivu

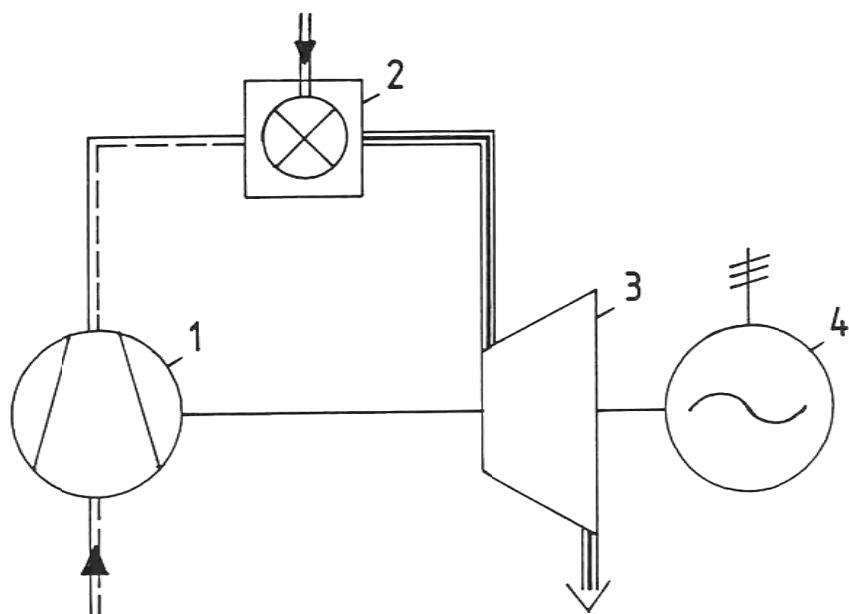
$$\eta_{pu} = \frac{P_p}{Q_g} = \frac{P_p}{G_g H_d} ,$$

gdje je:  $G_g, H_d$  - potrošnja goriva i donja ogrijevna vrijednost goriva.

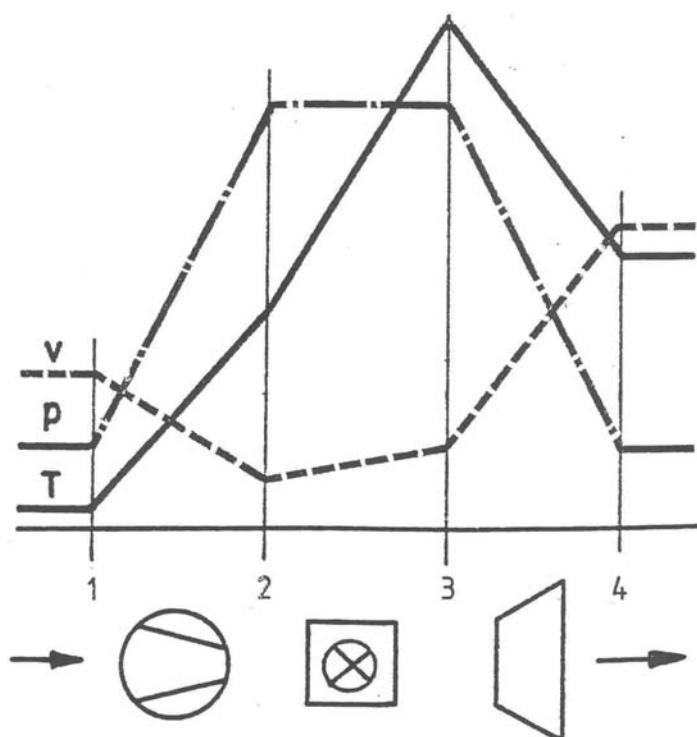
### 3.4.3. PROCES STACIONARNIH PLINSKOTURBINSKIH POSTROJENJA



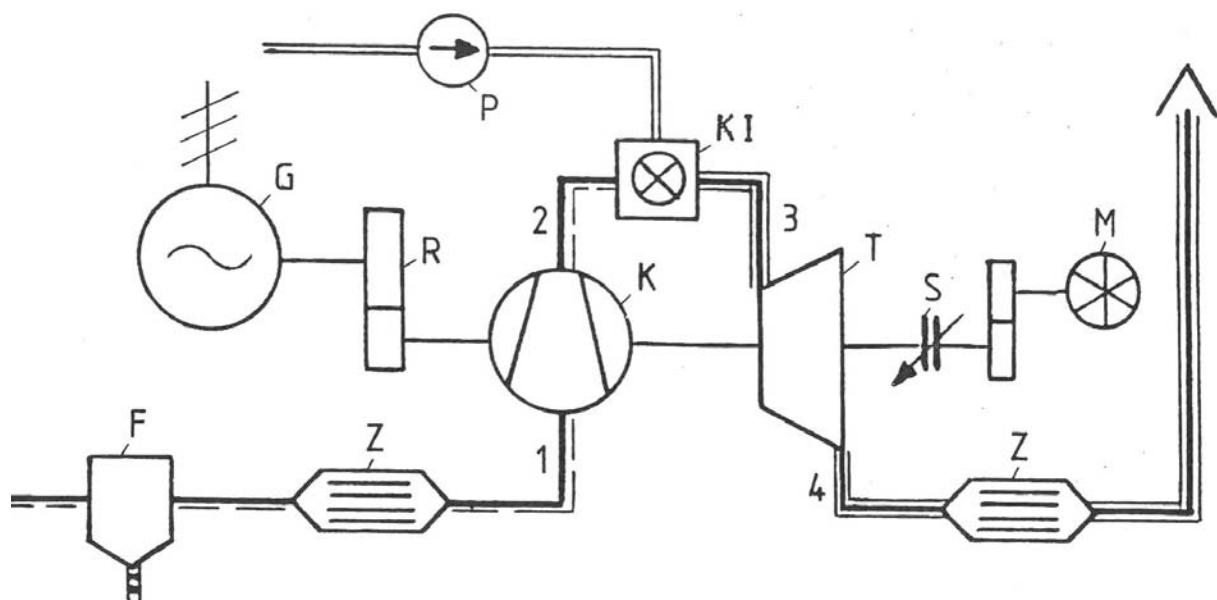
Sl. 4. - Konstrukcijska shema plinskoturbinskog postrojenja otvorenog procesa:  
1 - kompresor; 2 - komora za izgaranje; 3 - turbina; 4 - električni generator;  
5- motor za start paljenja



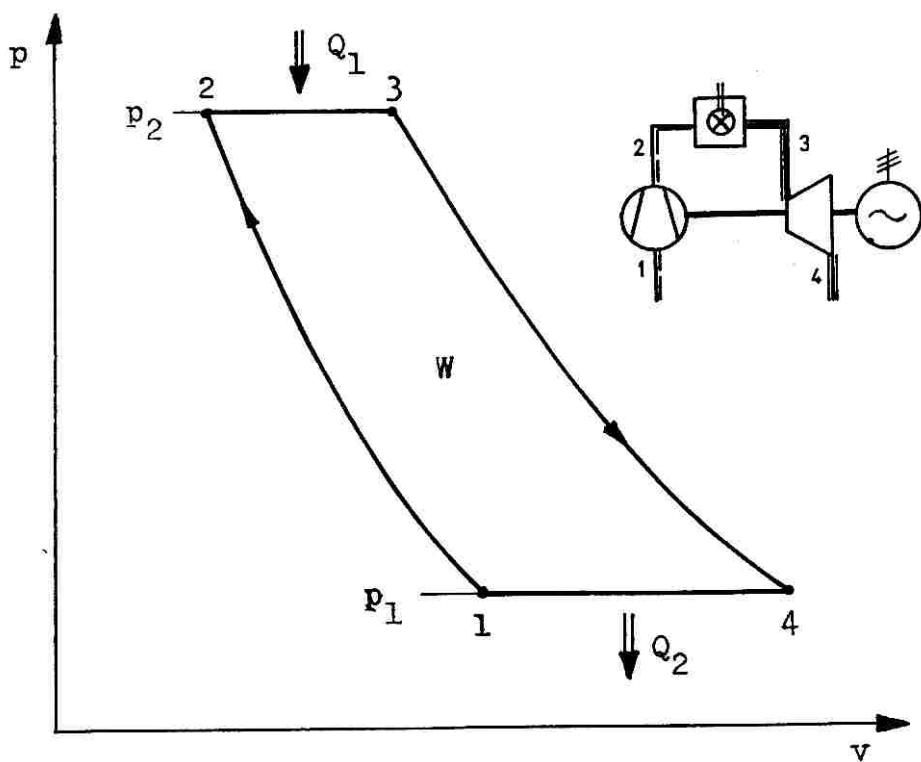
Sl. 5. - Toplinska shema plinskoturbinskog postrojenja otvorenog procesa za proizvodnju električne energije:  
1 - kompresor; 2- komora za izgaranje; 3 - turbina; 4 - električni generator



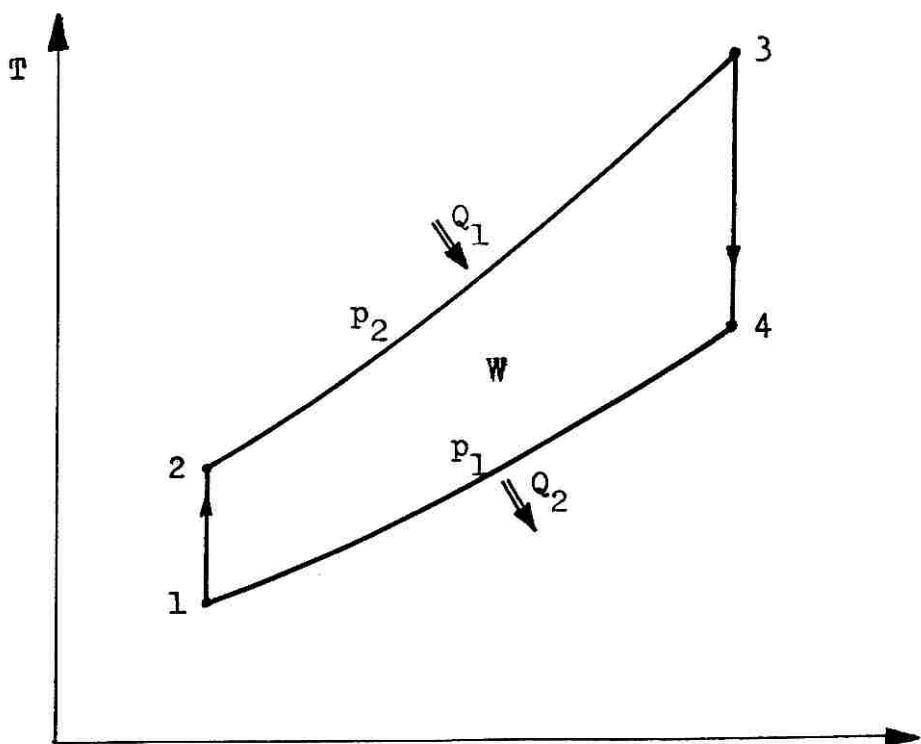
Sl. 6. - Promjena tlaka p, temperature T i specifičnog volumena zraka i plinova izgaranja u plinskoturbinskem postrojenju otvorenog procesa



Sl. 7 - Toplinska shema plinskoturbinskog postrojenja otvorenog procesa s pomoćnim uređajima: F - filter za zrak; Z - prigušivač buke; K - kompresor; P - Pumpa za gorivo; KI - komora za izgaranje goriva; T - turbina; G - Električni generator; M - motor za start paljenja; R - Reduktor brzine vrtnje; S - Sklopka



a)



b)

Sl. 8. - Prikaz toplinskog procesa u plinskoj turbini:  
 a) u p-v dijagramu,  
 b) u T-s dijagramu

### 3.4.4. TERMIČKI STUPANJ KORISNOSTI I SNAGA POSTROJENJA

Termički stupanj korisnosti:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Dobiveni rad:  $W = Q_1 - Q_2$

Dovedena toplina:  $Q_1 = G c_p (T_3 - T_2)$

Odvedena toplina:  $Q_2 = G c_p (T_4 - T_1)$

$G$  – količina plinova;  $c_p$  – specifična toplina pri konstantnom tlaku

Za adijabatnu promjenu važi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} = \epsilon^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} = \epsilon^m$$

$$\text{za zrak } \alpha = 1,4 \Rightarrow m = \frac{\alpha-1}{\alpha} = 0,285$$

Korištenjem gornjih izraza dobije se:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^m} = \frac{1}{\epsilon^m}$$

Snaga potrebna za pogon kompresora:

$$P_K = G c_p (T_2 - T_1) = G(h_2 - h_1)$$

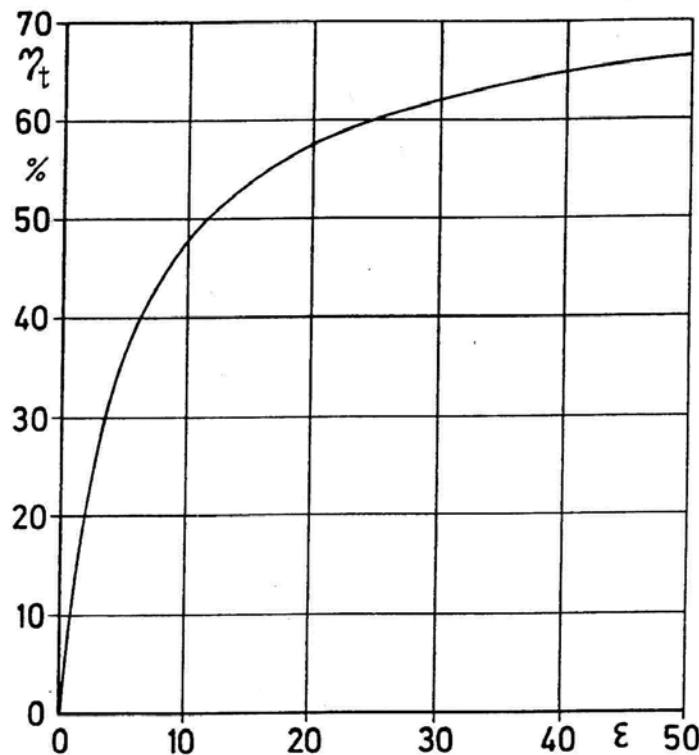
Snaga dobivena u turbini:

$$P_T = G c_p (T_3 - T_4) = G(h_3 - h_4)$$

Snaga plinskoturbinskog postrojenja:

$$P = P_T - P_K = G(h_1 + h_3 - h_2 - h_4),$$

gdje su  $T$  i  $h$  temperature i entalpije u karakterističnim točkama procesa (sl. 8).



Sl. 9. - Ovisnost tehničkog stupnja korisnosti plinskturbinskog postrojenja ( $\eta_T$ ) o stupnju kompresije ( $\varepsilon = p_2/p_1$ )

Dobiveni rad u plinskturbinskom postrojenju može se izraziti kao razlika rada dobivenog u turbini i utrošenog u kompresoru:

$$W = W_t - W_k$$

Rad u turbini je

$$W_t = c_p(T_3 - T_4) = c_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m}\right)$$

Utrošeni rad u kompresoru

$$W_k = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = c_p T_1 (\varepsilon^m - 1)$$

Uvrštavanjem u gornji izraz dobije se

$$W = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m}\right) - c_p T_1 (\varepsilon^m - 1)$$

Iz dobivenog izraza je vidljivo da je teoretski rad dobiven u plinskturbinskom postrojenju veći što je viša temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu ( $T_3$ ) i što je niža temperatura zraka na ulazu u kompresor ( $T_1$ ). Sa povećanjem stupnja kompresije ( $\varepsilon$ ) rad se ispočetka povećava i nakon dostizanja maksimalne vrijednosti dalje pada.

Snaga za pogon kompresora može se pomoću rada izraziti:

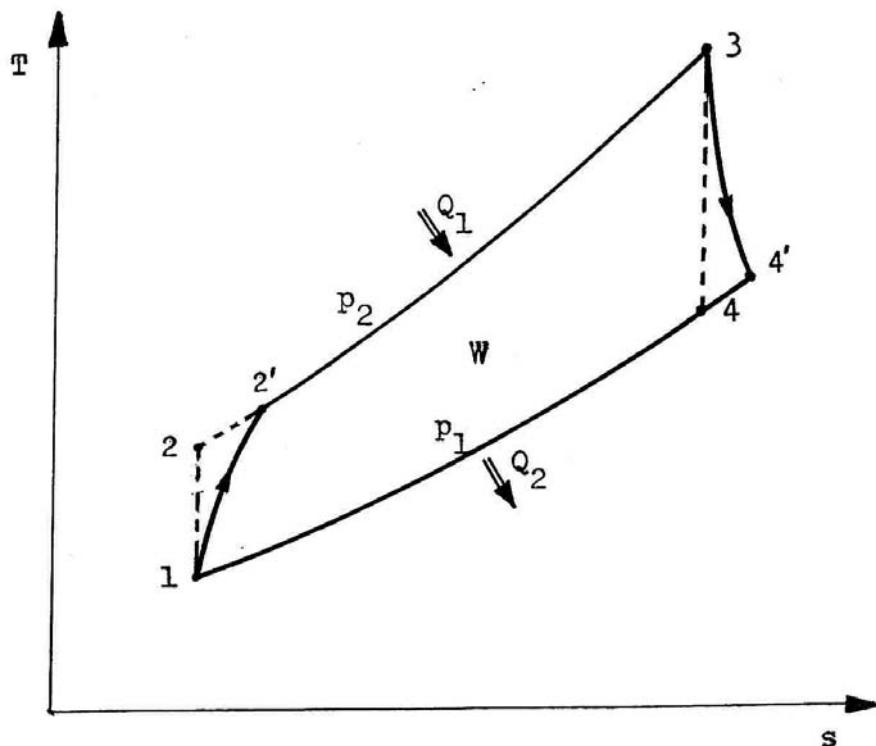
$$P_K = G w_k = G c_p T_1 (\varepsilon^m - 1)$$

Snaga turbine

$$P_T = G w_t = G c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^m} \right)$$

Snaga plinskoturbinskog postrojenja (za  $c_p = \text{kon.}$ )

$$P = G w = G c_p \left[ T_3 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^m} \right) - T_1 (\varepsilon^m - 1) \right]$$



Sl. 10 -Stvarni kružni proces plinskoturbinskog postrojenja u T-s dijagramu

### 3.4.5. UNUTARNJI STUPANJ KORISNOSTI I ISKORIŠTENA SNAGA POSTROJENJA

Unutarnji stupanj korisnosti turbine (obuhvaća gubitke u turbini)

$$\eta_T = \frac{T_3 - T'_4}{T_3 - T_4}$$

Obično se kreće u granicama:  $\eta_T = 0,86 - 0,96$

Unutarnji stupanj korisnosti kompresora (obuhvaća gubitke u kompresoru)

$$\eta_K = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1}$$

Obično se kreće u granicama:  $\eta_K = 0,84 - 0,94$

Iskorištena snaga turbine

$$P_{Ti} = P_T \eta_T = Gc_p (T_3 - T'_4) = Gc_p (T_3 - T_4) \eta_T = Gc_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m}\right) \eta_T$$

Stvarno utrošena snaga za kompresor

$$P_{Ki} = P_K \frac{1}{\eta_K} = Gc_p (T'_2 - T_1) = \frac{Gc_p}{\eta_K} (T_2 - T_1) = \frac{Gc_p T_1}{\eta_K} (\varepsilon^m - 1)$$

Iskorištena unutarnja snaga plinskturbinskog postrojenja

$$P_i = P_{Ti} - P_{Ki} = Gc_p \left[ T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m}\right) \eta_T - \frac{T_1}{\eta_K} (\varepsilon^m - 1) \right]$$

Apsolutni unutarnji stupanj korisnosti plinskturbinskog postrojenja

$$\eta_{oi} = \frac{P_i}{Q'_1} = \frac{P_i}{Gc_p (T_3 - T'_2)}$$

Preuređivanjem dobije se

$$\eta_{oi} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m}\right) \left( \eta_T T_3 - \frac{1}{\eta_K} T_1 \varepsilon^m \right)}{(T_3 - T_1) - T_1 (\varepsilon^m - 1) \frac{1}{\eta_K}}$$

Dijeljenjem brojnika i nazivnika s  $T_1$ , množenjem s  $\eta_K$  i preuređivanjem dobije se

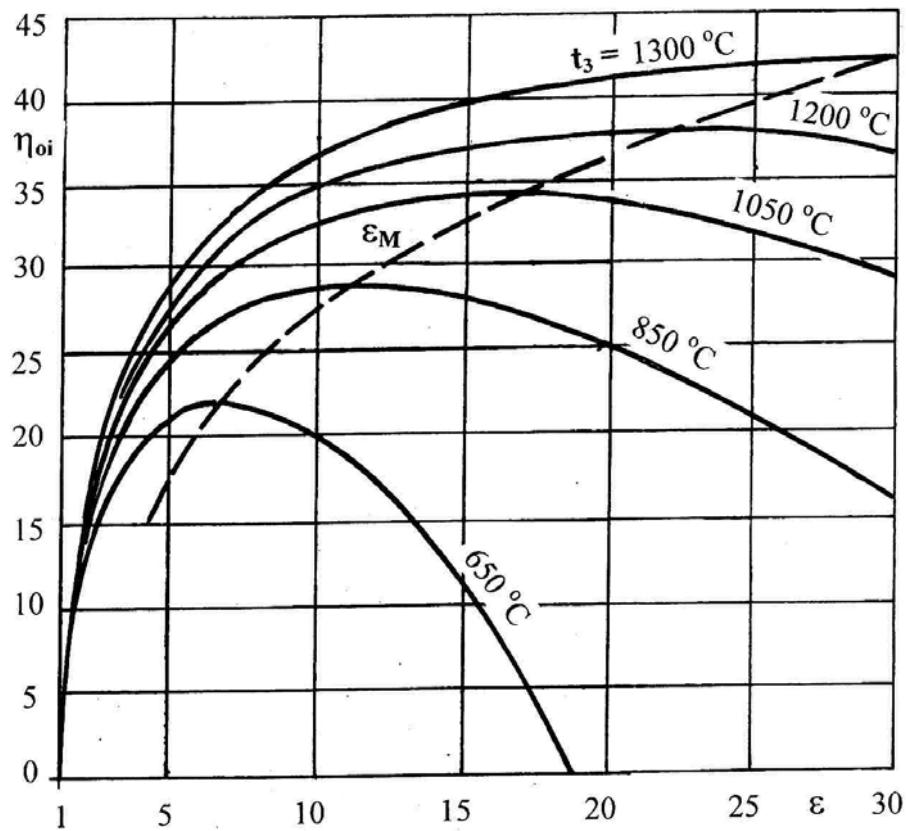
$$\eta_{oi} = \frac{\left( \eta_T \eta_K \frac{T_3}{T_1} \frac{1}{\varepsilon^m} - 1 \right) (\varepsilon^m - 1)}{\left( \frac{T_3}{T_1} - 1 \right) \eta_K - (\varepsilon^m - 1)}$$

Iz dobivenog izraza je vidljivo da apsolutni unutarnji stupanj korisnosti isto kao i unutarnja snaga ovisi o odnosu obih krajnjih temperatura i stupnja kompresije, te o stupnju korisnosti turbine i kompresora. Apsolutni unutarnji stupanj korisnosti je to viši što je viša temperatura plinova na ulazu u turbinu i niža temperatura zraka na ulazu u kompresor, te što je viši stupanj korisnosti turbine i kompresora.

Optimalni stupanj kompresije pri kojem se postiže maksimalan apsolutni unutarnji stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja, može se dobiti deriviranjem i sređivanjem gore danog izraza u obliku:

$$\varepsilon_m = \left\{ \frac{\eta_K(\Theta - 1) + 1}{1 + \sqrt{\frac{\eta_K(\Theta - 1) + 1}{\eta_T \eta_K \Theta} [\eta_K(\Theta - 1) - \eta_T \eta_K \Theta] + 1}} \right\}^{\frac{\alpha}{\alpha - 1}}$$

gdje je:  $\Theta = T_3/T_1$  – stupanj povećanja temperature u procesu.



Sl. 11. -Ovisnost apsolutnog unutarnjeg stupnja korisnosti plinskoturbinskog postrojenja ( $\eta_{oi}$ ) o stupnju kompresije ( $\varepsilon$ ) i temperaturi plinova na ulazu u turbinu ( $t_3$ ), ( $\varepsilon_m$  - optimalni stupanj kompresije)

Pored apsolutnog unutarnjeg stupnja korisnosti kao osnovne veličine za ocjenu ekonomičnosti rada plinskoturbinskog postrojenja, važan parametar je i specifična unutarnja snaga.

Veličina plinskoturbinskog postrojenja je veoma ovisna o specifičnoj unutarnjoj snazi, tj. o snazi dobivenoj iz svakog kg/s zraka. Specifična unutarnja snaga plinskoturbinskog postrojenja iz ranije danog izraza može se izraziti u obliku:

$$\frac{P_i}{G} = c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^m} \right) \eta_T - \frac{T_1}{\eta_K} (\varepsilon^m - 1)$$

Optimalni stupanj kompresije pri kojem se postiže maksimalna specifična snaga postrojenja za određenu temperaturu plinova na ulazu u turbinu može se odrediti pomoću izraza:

$$\varepsilon_{op} = (\Theta - \eta_T \eta_K)^{\alpha/[2(\alpha-1)]}$$

Ako se za istu temperaturu na ulazu u kompresor i ulazu u turbinu usporedi optimalni stupanj kompresije za maksimalni unutarnji stupanj postrojenja i optimalni stupanj kompresije za maksimalnu specifičnu snagu vidljivo je da oni nisu jednaki  $\varepsilon_{op} < \varepsilon_M$ . Iz tog proizlazi da je nemoguće projektirati plinskoturbinsko postrojenje koje bi bilo najmanje i imalo najveći apsolutni stupanj korisnosti. Pri projektiranju je potrebno odabrati stupanj kompresije u granicama od  $\varepsilon_{op}$  do  $\varepsilon_M$ .

Apsolutni efektivni stupanj korisnosti na spojci plinskoturbinskog postrojenja za pogon generatora je

$$\eta_{oe} = \frac{P_e}{Q'_1} = \frac{P_i P_e}{Q'_1 P_i} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{ki},$$

pri tom mehanički stupanj korisnosti obično iznosi:  $\eta_m = 0,93 - 0,99$ , a stupanj korisnosti komore izgaranja  $\eta_{ki} = 0,97 - 0,99$ .

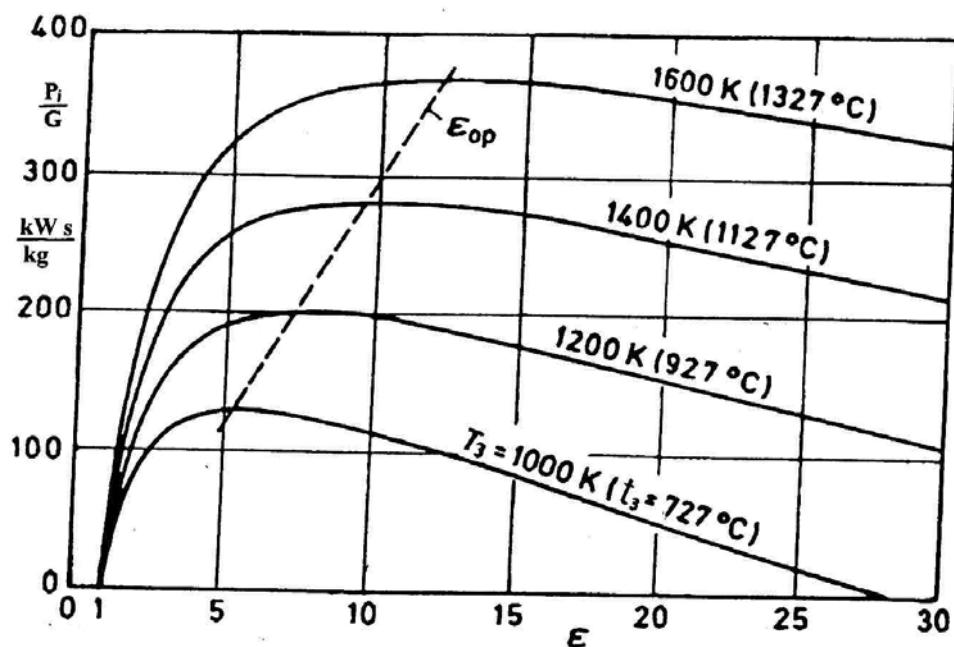
Efektivna snaga na spojci može se izraziti u obliku

$$P_e = P_i \eta_m \eta_{ki}$$

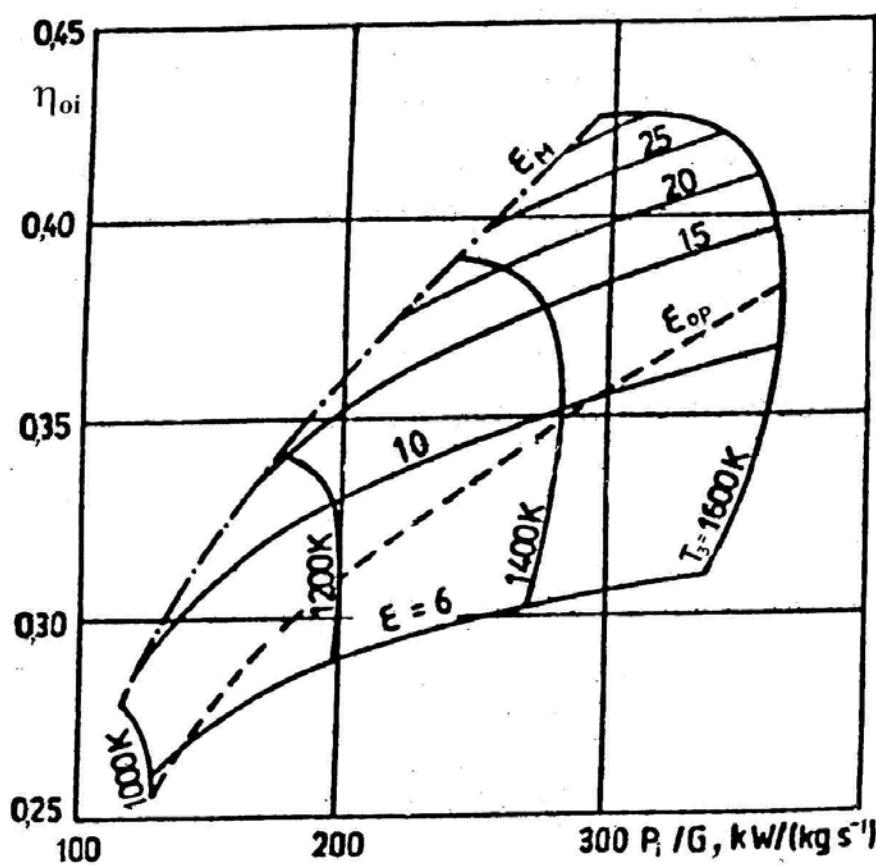
Ako plinska turbina pokreće električni generator tada se njegova snaga može odrediti pomoću izraza

$$P_{el} = P_e \eta_g = P_i \eta_m \eta_{ki} \eta_g,$$

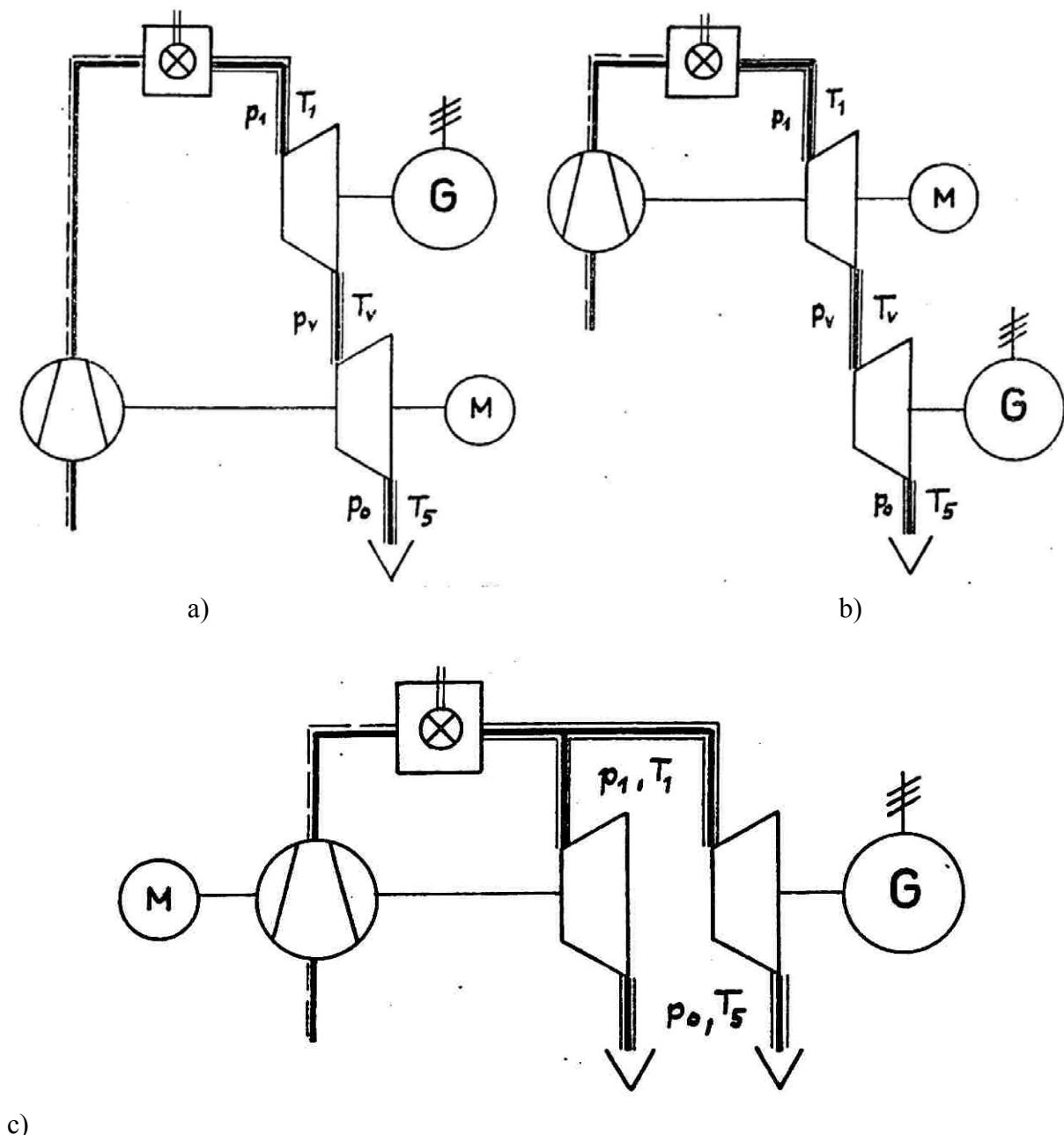
gdje je stupanj korisnosti generatora:  $\eta_g = 0,96 - 0,99$ .



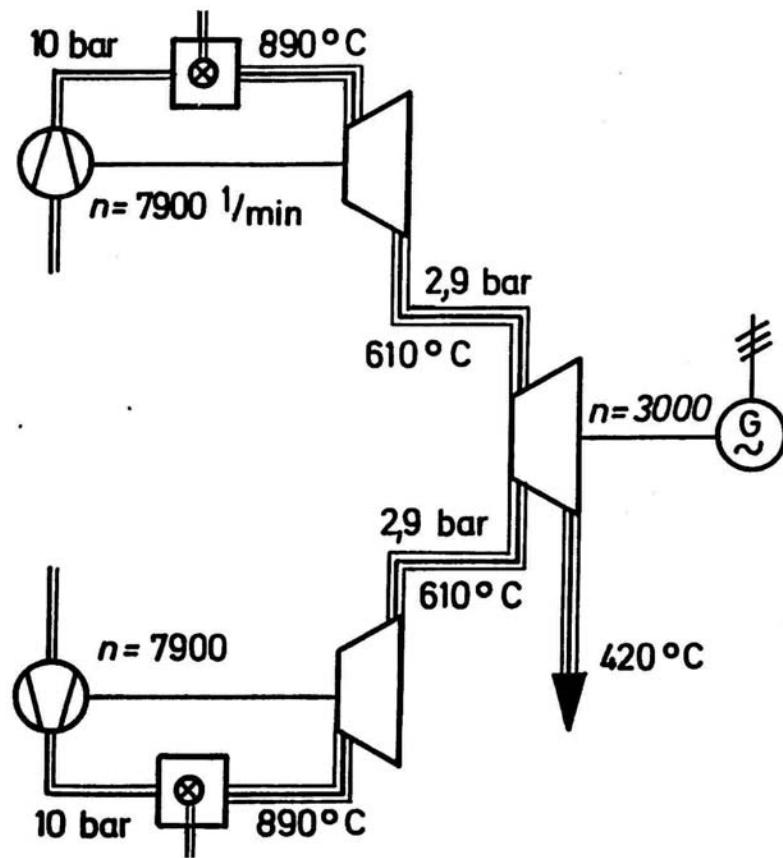
Sl. 12. - Ovisnost specifične snage plinskoturbinskog postrojenja ( $P_i/G$ ) o stupnju kompresije ( $\varepsilon$ ) i temperaturi plinova na ulazu u turbinu ( $T_3$ ), ( $\varepsilon_{op}$  – optimalni stupanj kompresije)



Sl. 13. - Ovisnost apsolutnog unutarnjeg stupnja korisnosti plinskoturbinskog postrojenja ( $\eta_{oi}$ ) o specifičnoj snazi ( $P_i/G$ ), stupnju kompresije ( $\varepsilon$ ) i temperaturi plinova na ulazu u turbinu ( $t_3$ ), ( $\varepsilon_M$ ,  $\varepsilon_{op}$  – optimalni stupanj kompresije pri kojem se postiže maksimalni apsolutni stupanj korisnosti i pri kojem se postiže maksimalna specifična snaga postrojenja)



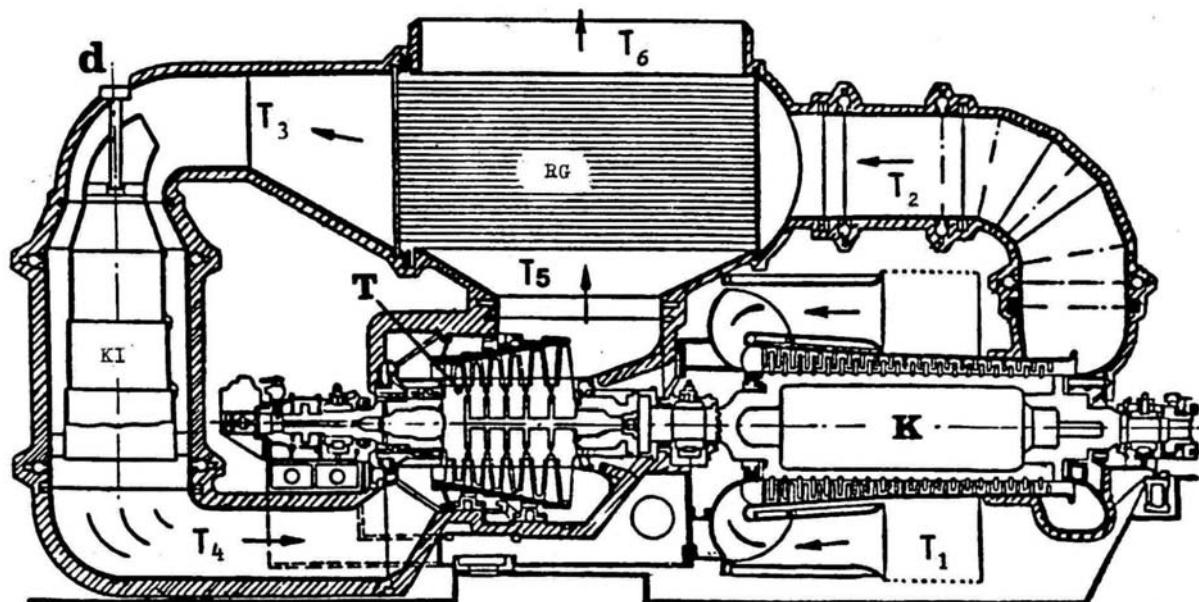
Sl. 14. - Primjeri različitih izvedbi dvovratilnih plinskoturbinskih postrojenja:  
 a) visokotlačna turbina pogoni generator; b) niskotlačna turbina pogoni generator;  
 c) postrojenje s usporednim turbinama



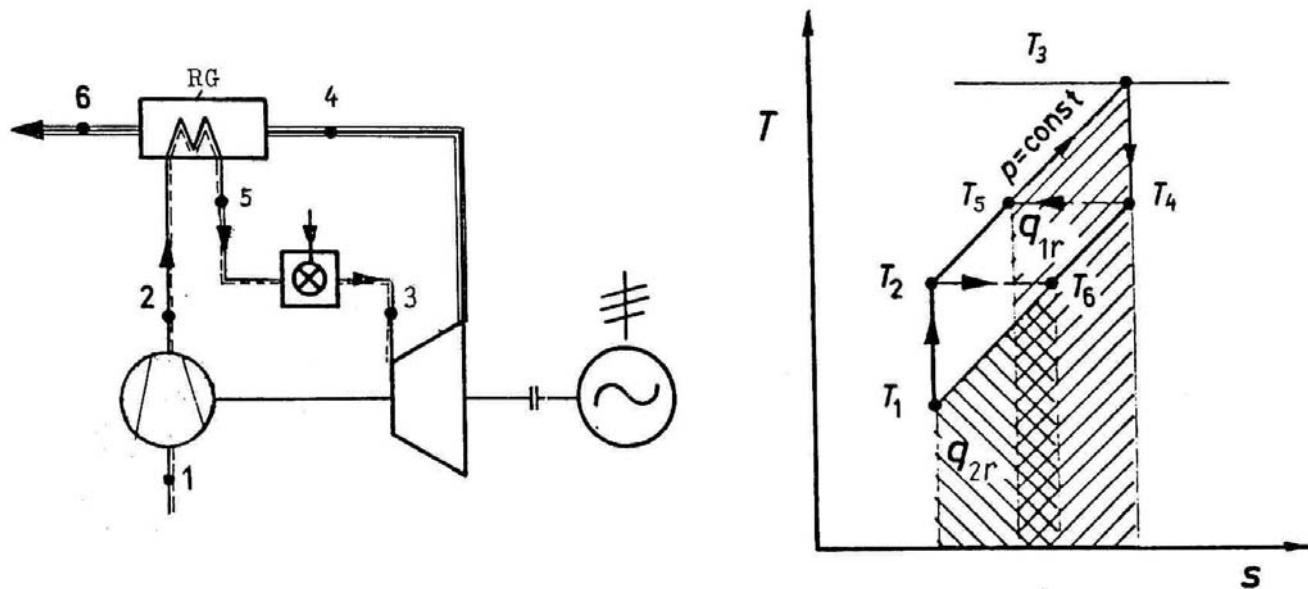
Sl. 15. - Primjer toplinske sheme trovratilnog plinskoturbinskog postrojenja

### 3.4.6. MOGUĆNOSTI POVEĆANJA KORISNOSTI PROCESA PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA

#### 3.4.6.1. PROCES S REGENERACIJOM



Sl. 16. - Konstrukcijska shema plinskoturbinskog postrojenja s regenerativnim grijanjem zraka:  
K - kompresor; RG - regenerativni grijac zraka; d - dovod goriva; KI - komora za izgaranje goriva; T - turbina;



Sl. 17. - plinskoturbinsko postrojenje s regenerativnim grijanjem zraka:  
a) toplinska shema (RG - regenerativni grijac); b) proces s regeneracijom u T, s dijagrame

## STUPANJ KORISNOSTI PROCESA PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA S REGENERACIJOM

U idealnom procesu s regeneracijom je  $T_5 = T_4$  i  $T_6 = T_2$

Dovedena toplina u procesu:  $q_{1r} = c_p (T_3 - T_5) = c_p (T_3 - T_4)$ , za  $T_5 = T_4$

Odvedena toplina iz procesa:  $q_{2r} = c_p (T_6 - T_1) = c_p (T_2 - T_1)$ , za  $T_6 = T_2$

Termički stupanj korisnosti procesa s regeneracijom:

$$\eta_{tr} = \frac{w}{q_{1r}} = \frac{q_{1r} - q_{2r}}{q_{1r}} = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{T_1[(T_2/T_1) - 1]}{T_4[(T_3/T_4) - 1]} =$$

$$= 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \frac{T_1}{T_3} = 1 - \varepsilon^m \frac{T_1}{T_3}$$

Apsolutni unutarnji stupanj korisnosti procesa s regeneracijom:

U stvarnom procesu s regeneracijom je  $T_5 < T_4$  i  $T_6 > T_2$

Dovedena toplina u stvarnom procesu s regeneracijom s uzimanjem u obzir stupanj korisnosti komore za izgaranje

$$q_{1r} = c_p (T_3 - T_5) / \eta_{ki}$$

$$\text{Odvedena toplina: } q_{2r} = c_p (T_6 - T_1)$$

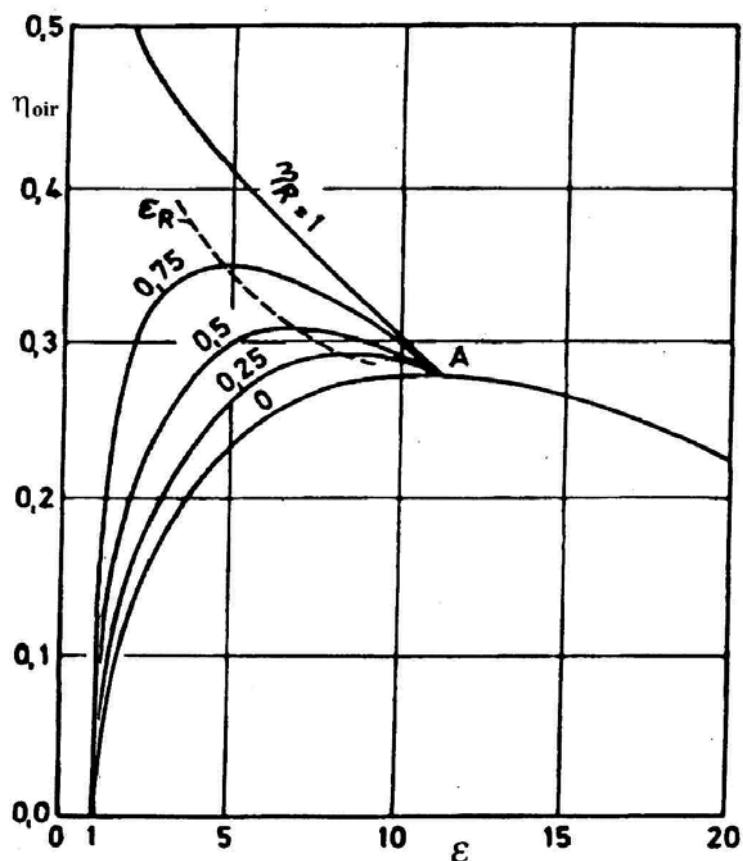
Stupanj regeneracije je odnos stvarnog povećanja temperature zraka u zagrijajući i maksimalno moguće

$$\eta_R = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

Apsolutni unutarnji stupanj korisnosti procesa s regeneracijom, kao omjer stvarnog rada i stvarno dovedene topline je:

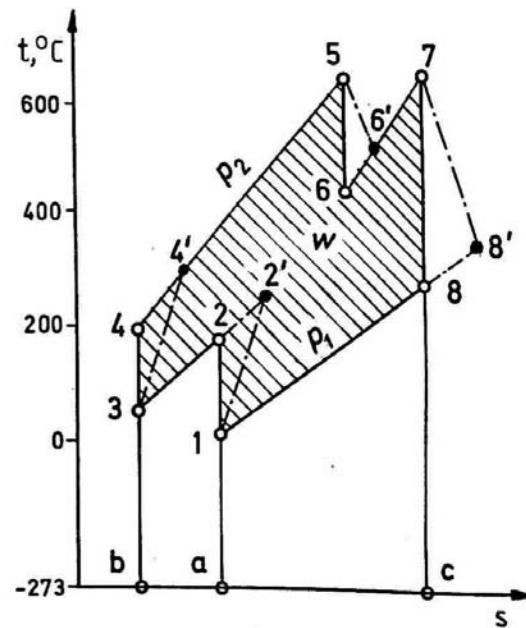
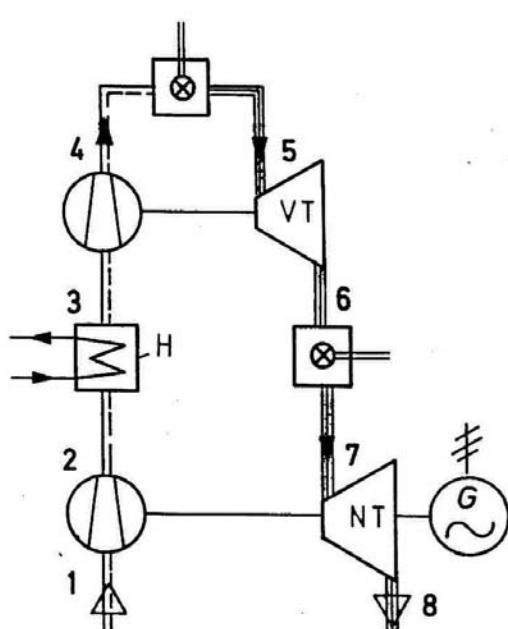
$$\eta_{oir} = \frac{(T_1 + T_3 - T_2 - T_4) \eta_{ki}}{T_3 - T_5} = \frac{(1 - 1/\varepsilon^m) \eta_T - [1/(\Theta \eta_K)] (\varepsilon^m - 1)}{1 - [\eta_R T_4 + (1 - \eta_R) T_2] / T_3} \eta_{ki}$$

$\Theta = T_3 / T_1$  je stupanj povećanja temperature u procesu.



Sl. 18. - Ovisnost apsolutnog unutarnjeg stupnja korisnosti plinskoturbinskog postrojenja s regulacijom ( $\eta_{oir}$ ) o stupnju kompresije ( $\epsilon$ ) i stupnju regeneracije ( $\eta_R$ ),  
( $\epsilon_M$  – optimalni stupanj kompresije s regeneracijom)

### 3.4.6.2. PROCESI S MEĐUHLAĐENJEM I MEĐUZAGRIJAVANJEM



Sl. 19. - Dvovratilno plinskoturbinsko postrojenje s međuhlađenjem i međugrijanjem između visokog (VT) i niskog (NT) tlaka turbine:  
a) toplinska shema (H - hladnjak zraka); b) prikaz procesa u T, s dijagramu

### STUPANJ KORISNOSTI PROCESA PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA S MEĐUHLAĐENJEM I MEĐUZAGRIJAVANJEM

Dovedena toplina u idealnom procesu:  $q_{1ke} = c_p (T_5 - T_4) + c_p (T_7 - T_6)$

Odvedena toplina iz idealnog procesa:  $q_{2ke} = c_p (T_2 - T_3) + c_p (T_8 - T_1)$

Dobiveni rad u idealnom procesu:  $w_{ke} = q_{1ke} - q_{2ke}$

Termički stupanj korisnosti procesa:

$$\eta_{tke} = \frac{w_{ke}}{q_{1ke}} = \frac{q_{1ke} - q_{2ke}}{q_{1ke}} = 1 - \frac{q_{2ke}}{q_{1ke}} = 1 - \frac{c_p (T_2 - T_3) - c_p (T_8 - T_1)}{c_p (T_9 - T_4) + c_p (T_7 - T_6)}$$

Apsolutni unutarnji stupanj korisnosti procesa:

Dovedena toplina u stvarnom procesu:  $q_{1ke} = c_p (T_5 - T_4) + c_p (T_7 - T_6)$

Odvedena toplina iz stvarnog procesa:  $q_{2ke} = c_p (T_2 - T_3) + c_p (T_8 - T_1)$

Dobiveni rad u stvarnom procesu za  $c_p = \text{kon.}$ :

$$w_{ke} = q_{1ke} - q_{2ke} = c_p [(T_5 - T_6) + (T_7 - T_8) - (T_2 - T_1) - (T_4 - T_3)] = w_{VT} + w_{NT} - w_{KNT} - w_{KV}$$

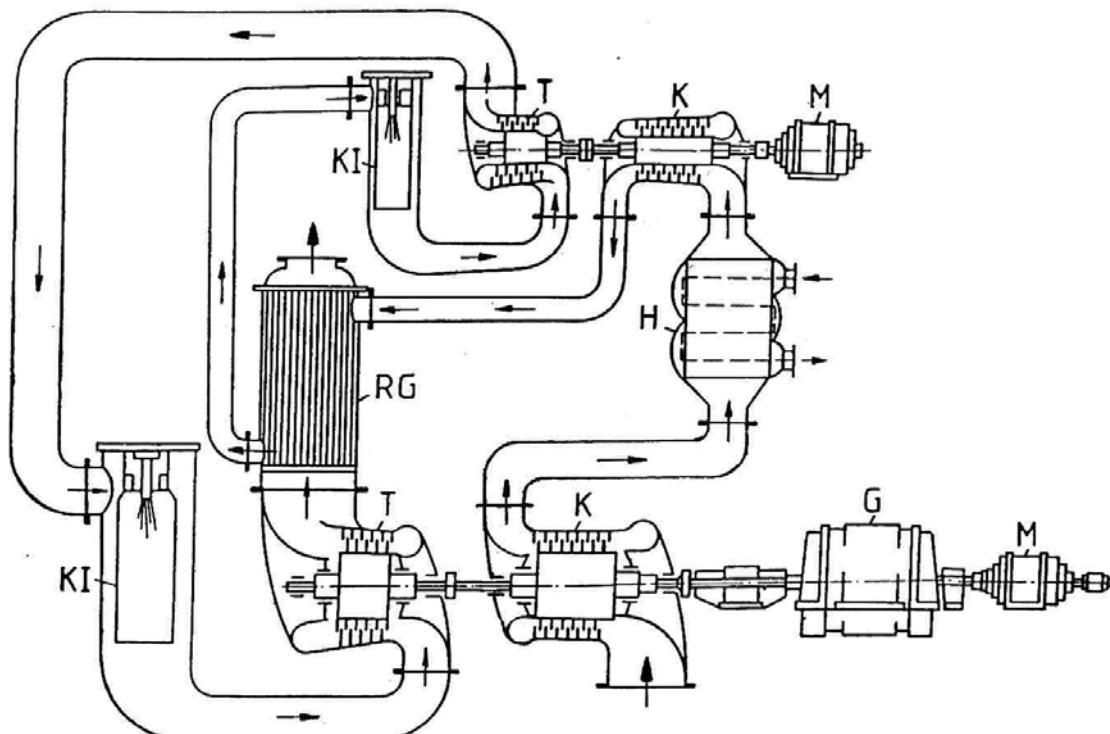
jednak je dobivenom stvarnom radu u VT i NT turbini minus utrošenom stvarnom radu u NT i VT kompresoru.

Apsolutni unutarnji stupanj korisnosti procesa kao omjer stvarnog rada i stvarno dovedene topline s uzimanjem u obzir stupnja korisnosti komore za izgaranje je:

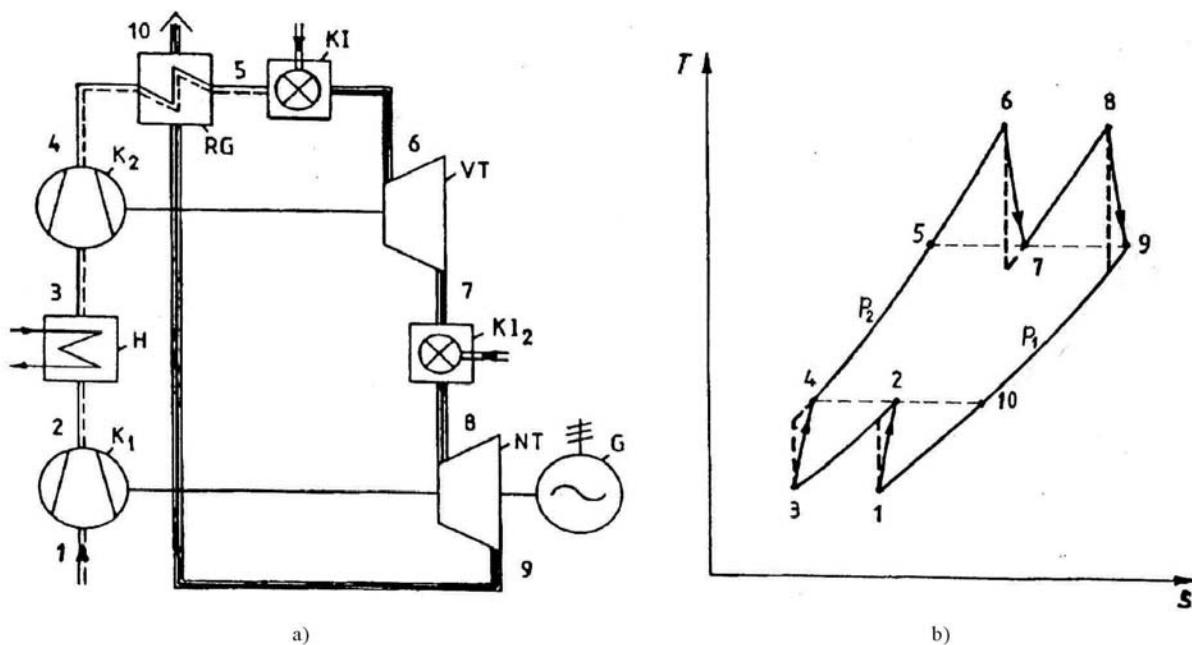
$$\eta_{oike} = \frac{w_{ke}}{q_{1ke}} = \frac{[(w_{TVT} + w_{TNT}) - (w_{KNT} + w_{KVt})] \eta_{ki}}{c_p[(T_5 - T_4) + (T_7 - T_6)]}$$

Za postrojenje sa (z) kompresora s međuhlađenjem i (n) turbina s međuzagrijavanjem apsolutni unutarnji stupanj korisnosti može se napisati u obliku

$$\eta_{oin} = (\sum_1^n w_T - \sum_1^z w_K) \eta_{kl} / \sum_1^n q_{1ke}$$



Sl. 20. - Shema dvovratilnog plinskoturbinskog postrojenja s međuhlađenjem, regenerativnim zagrijavanjem i međuzagrijavanjem (međuizgaranjem) između visokog i niskog tlaka turbine: K – kompresor, H – hladnjak, RG – regenerativni zagrijivač, KI – komora za izgaranje, T – turbina, G – električni generator, M – motor za start



Sl. 21. - Dvovratilno plinskturbinsko postrojenje s međuhlađenjem i međuzagrijavanjem:  
a) toplinska shema ( $K_1$  i  $K_2$  - niskotlačni i visokotlačni kompresor,  $H$  - hladnjak,  $RG$  - regenerativni zagrijivač,  $KI_1$  i  $KI_2$  - komora za izgaranje i međuzagrijavanje,  $VT$ ,  $NT$  - visokotlačna i niskotlačna turbina  
 $G$  - električni generator); b) proces u  $T$ , s dijagramu

### STUPANJ KORISNOSTI PROCESA PLINSKTURBINSKOG POSTROJENJA S REGENERACIJOM, MEĐUHLAĐENJEM I MEĐUZAGRIJAVANJEM

Koristan rad za procesa s međuhlađenjem i međuzagrijavanjem, tj. dvostupanjskom kompresijom i ekspanzijom je

$$w_{2ke} = 2 w_T - 2 w_K .$$

Za kompresiju:  $T_2/T_1 = T_4/T_3$ ,  $p_2/p_1 = p_4/p_3$  i ekspanziju  $T_6/T_7 = T_8/T_9$ ,  $p_6/p_7 = p_8/p_9$  dobiveni koristan rad (uz  $c_p = \text{konst.}$ ) iznosi

$$w_{2ke} = c_p [(T_6 - T_7) + (T_8 - T_9)] - c_p [(T_2 - T_1) - (T_4 - T_3)] = 2 c_p (T_6 - T_7) - 2 c_p (T_2 - T_1) .$$

Dovedena toplina u obe komore izgaranja pri potpunoj regeneraciji ( $\eta_R = 1$ ) uz  $T_5 = T_9 = T_7$ :

$$q_{1rke} = c_p (T_6 - T_5) + c_p (T_8 - T_7) = 2 c_p (T_6 - T_5) .$$

Odvedena toplina iz procesa u okolinu je

$$q_{2rke} = c_p (T_{10} - T_1) .$$

U regenerativnom zagrijivaču zraku se dovodi toplina:

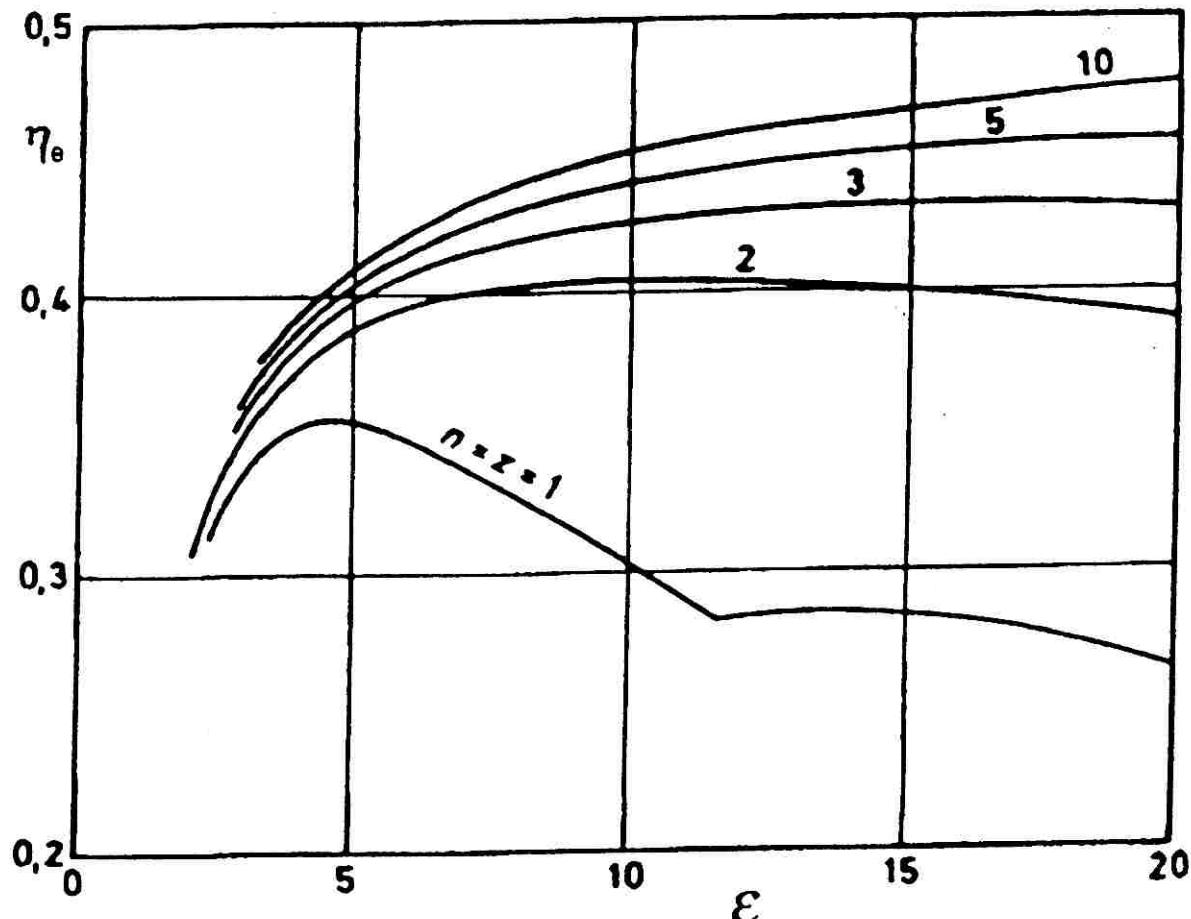
$$q_r = c_p (T_5 - T_4) .$$

Apsolutni unutarnji stupanj korisnosti uz potpunu regeneraciju iznosi:

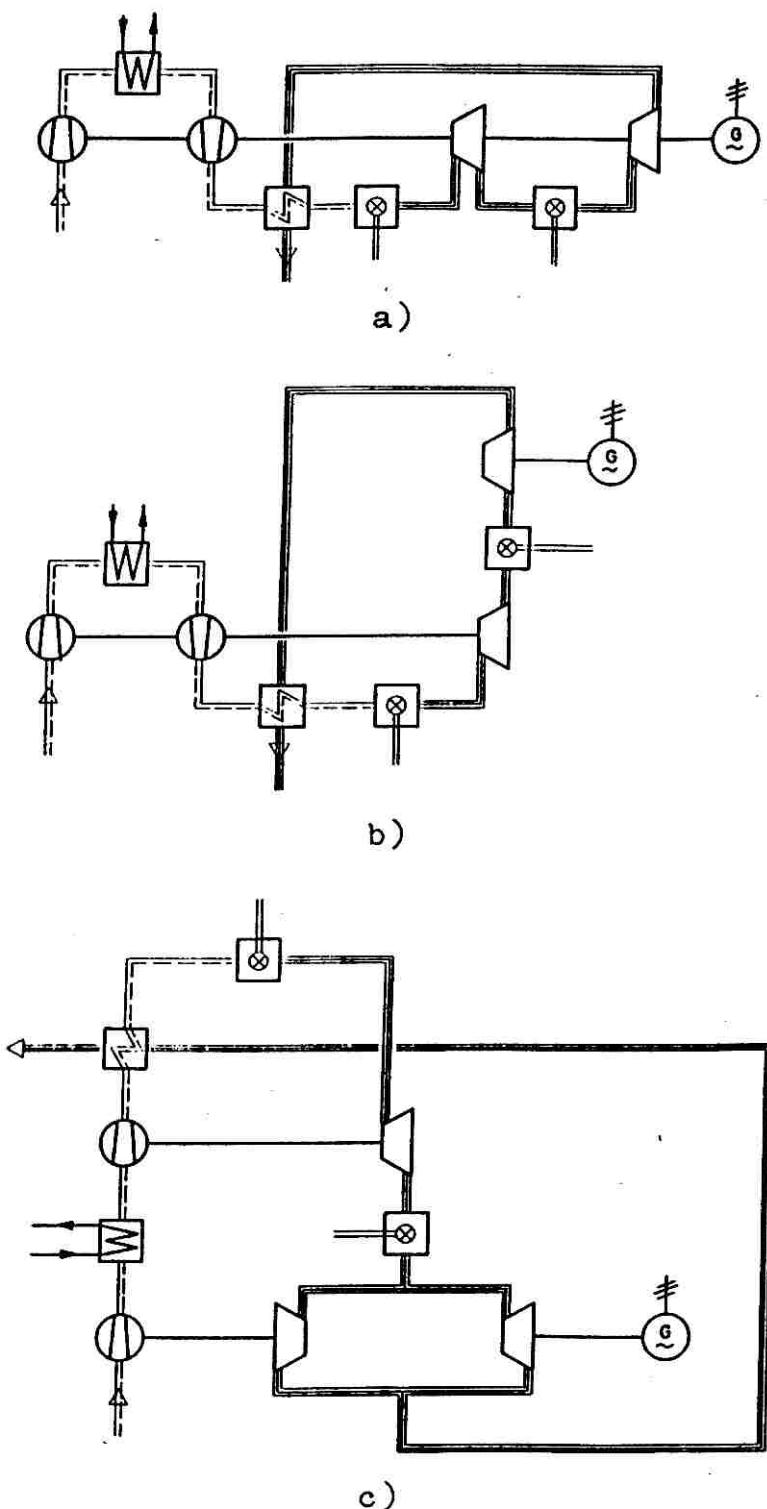
$$\eta_{\text{oirke}} = \frac{w_{2\text{ke}}}{q_{1\text{rk}} e} = \frac{2 c_p (T_6 - T_7) - 2 c_p (T_2 - T_1)}{2 c_p (T_6 - T_5)} = \frac{(T_6 - T_7) - (T_2 - T_1)}{(T_6 - T_5)}.$$

Dobiveni rad u procesu s međuhlađenjem i međuzagrijavanjem s regeneracijom i bez regeneracije je jednak, međutim dovedena toplina u proces s regeneracijom je manja u odnosu na proces bez regeneracije, tj.:

$2 c_p (T_6 - T_5) < c_p (T_6 - T_4) - c_p (T_8 - T_7)$ , pa je viši stupanj korisnosti procesa s regeneracijom.

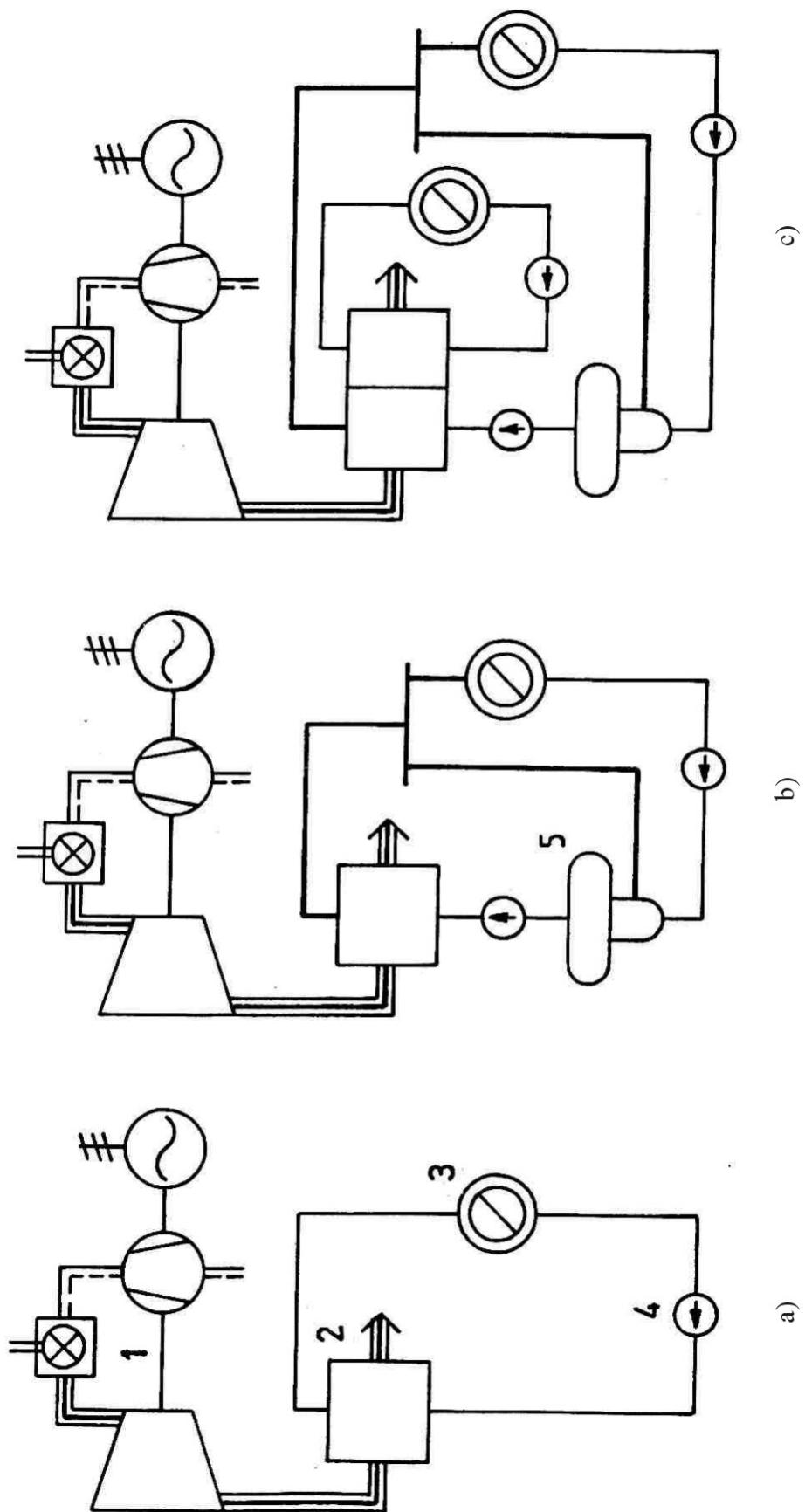


Sl. 22. - Utjecaj broja stupnjeva kompresije (z) i broja stupnjeva ekspanzije (n) na efektivni stupanj korisnosti ( $\eta_e$ ) pri stupnju regeneracije ( $\eta_R = 0,75$ ) i pri stupnju povišenja temperature ( $\Theta = 3,5$ )

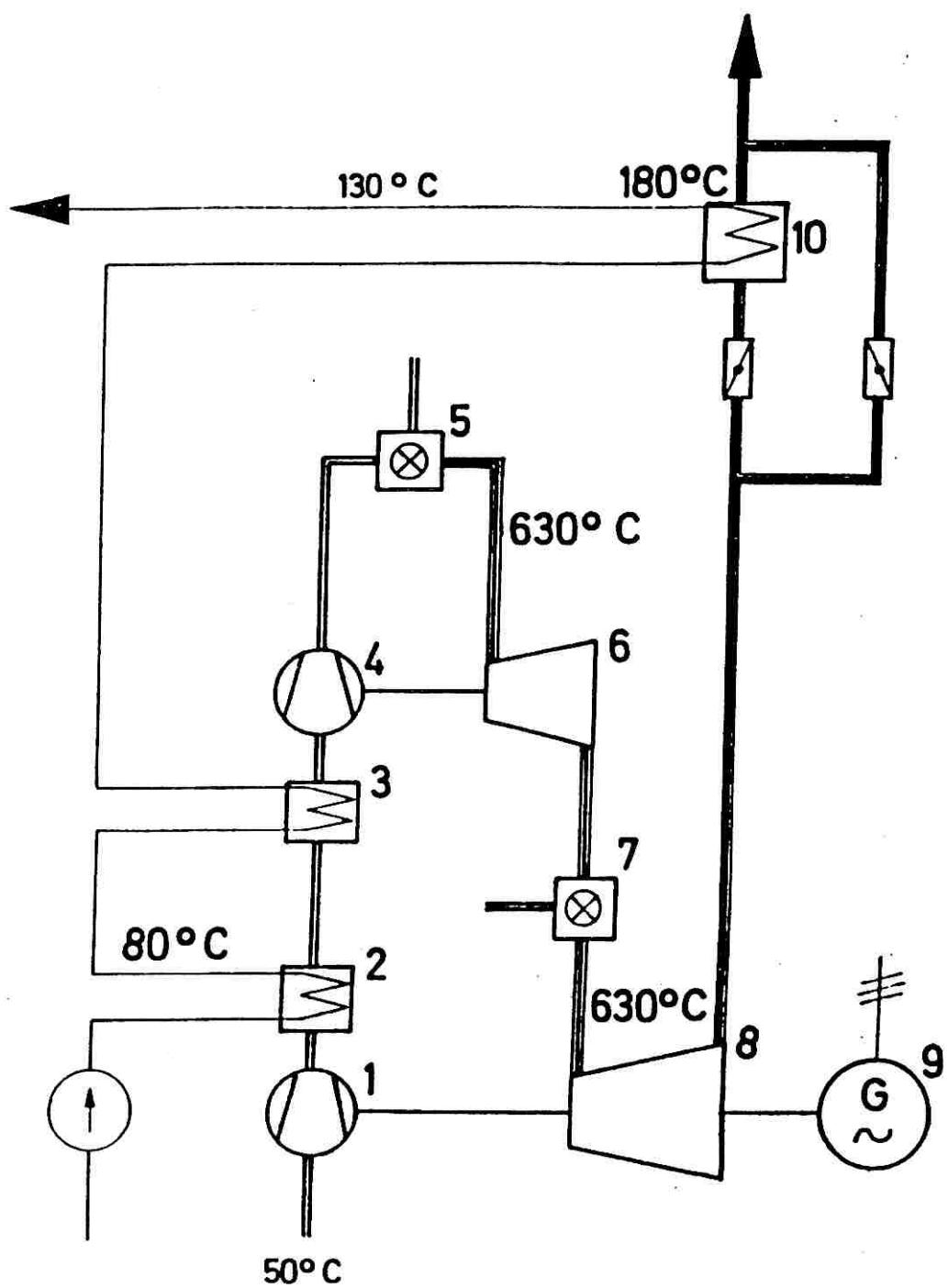


Sl. 23. - Primjeri izvedbi plinskoturbinskih postrojenja s regeneracijom, međuhlađenjem i  
i međuzagrijavanjem: a) proces s jednim vratilom; b) proces s dva vratila;  
c) proces s tri vratila

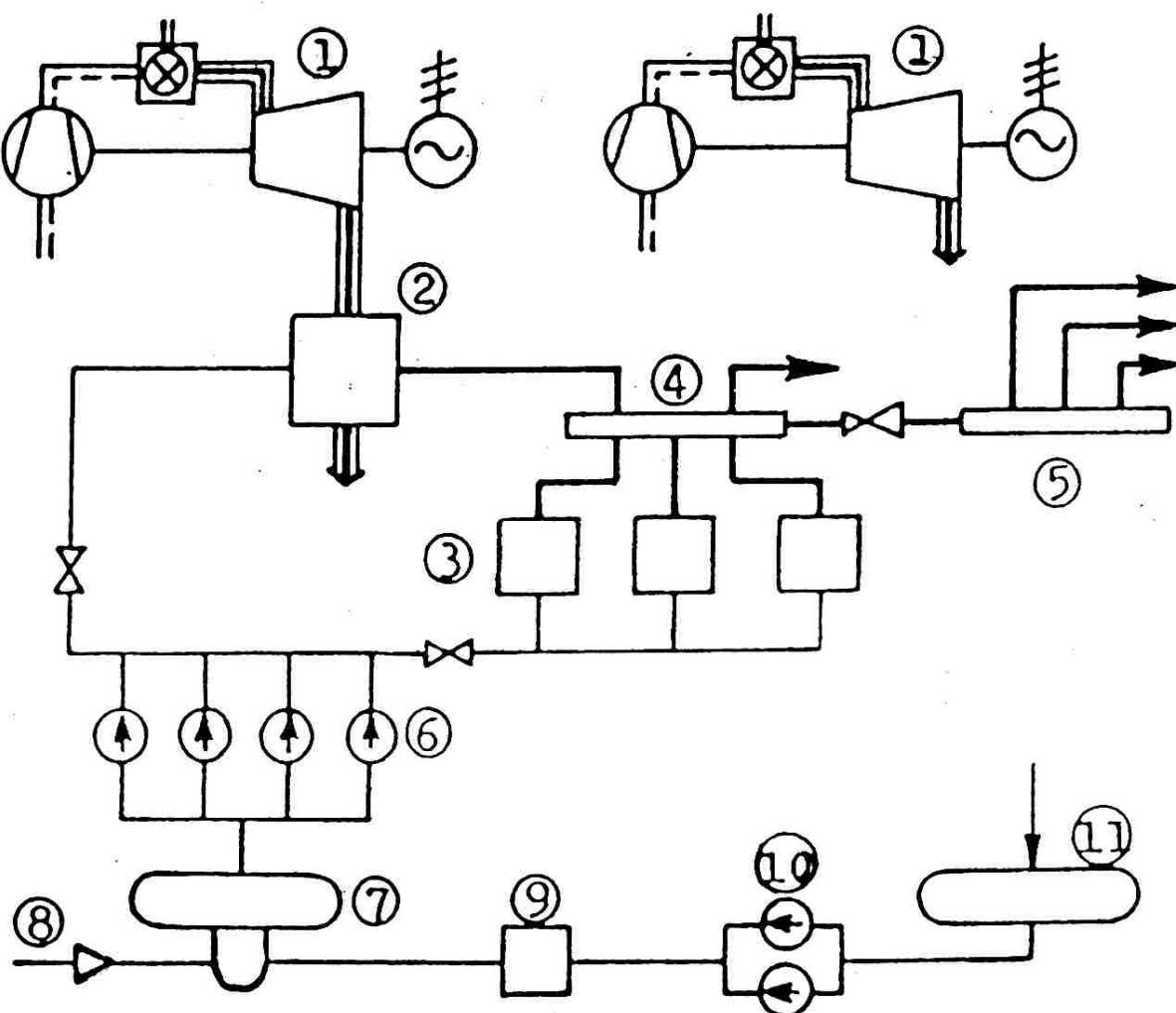
### 3.4.7. PROCESI PLINSKOTURBINSKIH POSTROJENJA ZA ZAJEDNIČKU PROIZVODNju ELEKTRIČNE I TOPLINSKE ENERGIJE



Sl. 24. - Toplinske sheme procesa plinskoturbinskih postrojenja za zajedničku proizvodnju električne i toploske energije:  
 a) proces za proizvodnju tople ili vrele vode (1 - plinskoturbinski agregat, 2 - kotao utilizator,  
 3 - potrošač topline, 4 - pumpa);  
 b) proces za proizvodnju vodene pare (5 - otplinjač); c) proces za proizvodnju pare i tople vode

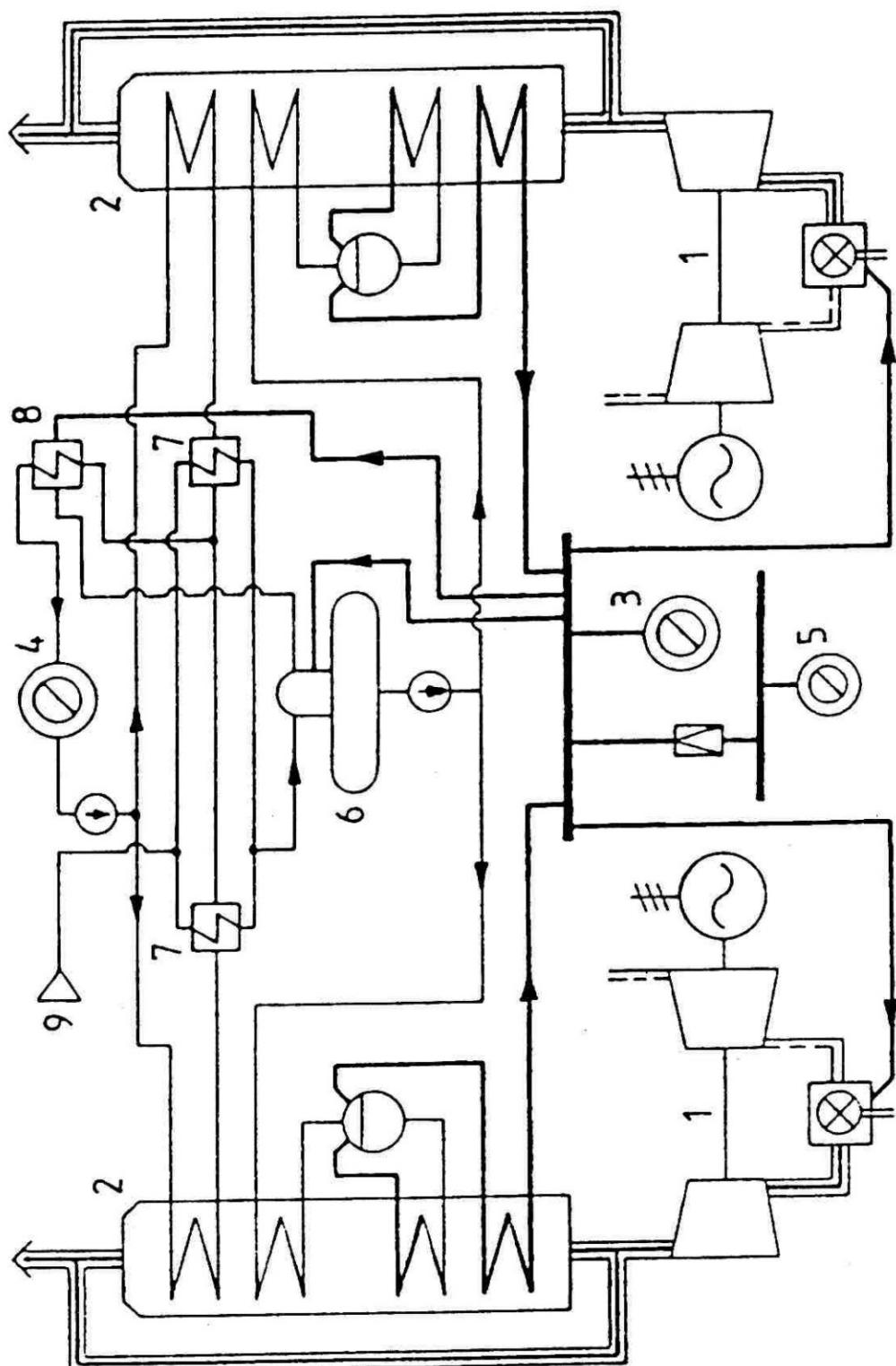


Sl. 25. - Toplinska shema plinskturbinskog postrojenja s međuhlađenjem i  
međuzagrijavanjem za zajedničku proizvodnje električne i toplinske energije:  
1,4 – niskotlačni i visokotlačni kompresor; 2,3 – međuhladnjaci/grijači mrežne vode  
5,7 – komore za izgaranje; 6,8 – visokotlačna i niskotlačna turbina;  
9 – električni generator; 10 – grijač mrežne vode

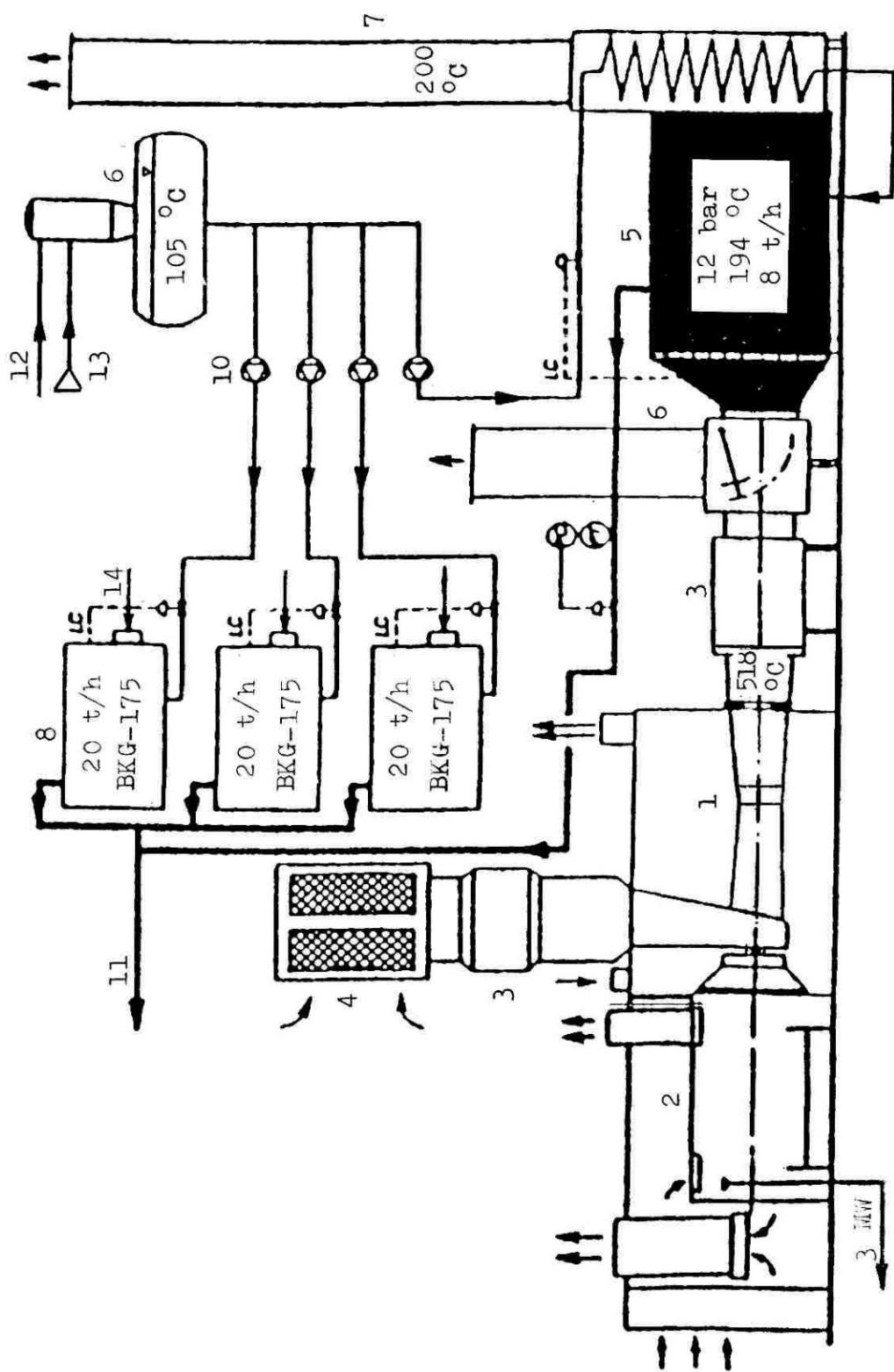


Sl. 26. - Toplinska shema plinskoturbinskog postrojenja za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije, električne snage 2 x 25 MW, PTE Osijek:

1 – plinska turbina; 2 – kotao utilizator; 3 – parni kotlovi; 4, 5 – visokotlačni i niskotlačni razvodnik pare; 6 – napojne pumpe; 7 – otplinjač; 8 - kemijski pripremljena voda; 9 – omekšivač kondenzata; 10 – kondenzacijske pumpe; 11 – spremnik kondenzata



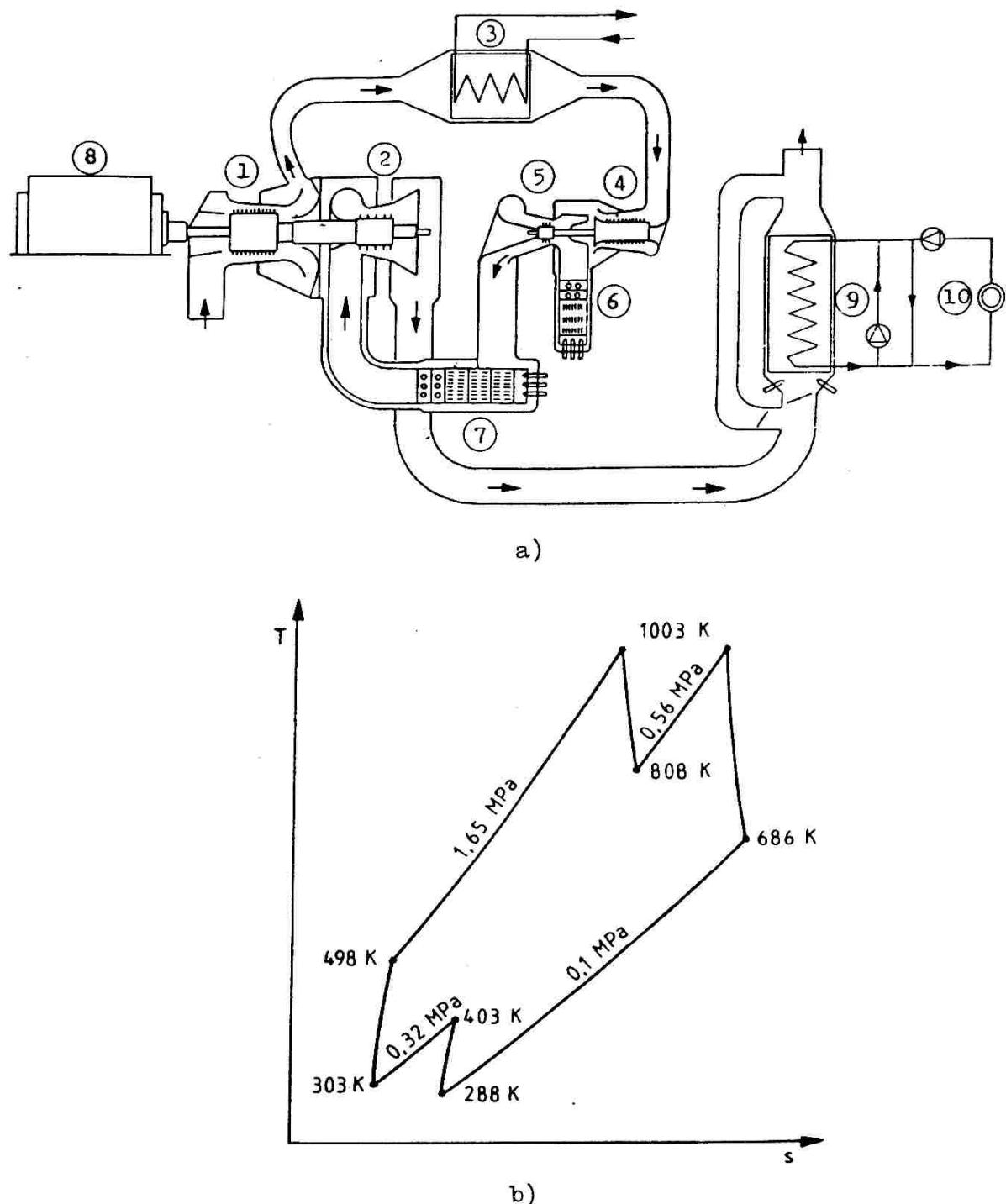
Sl. 27. - Toplinska shema plinskturbinskog postrojenja za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije snage 2 x 26 MW, EL-TO Zagreb.  
 1 - plinska turbina; 2 - generator pare; 3 - tehnološka para; 4 - daljinsko grijanje;  
 5 - para za vlastite potrebe; 6 - otplinjivač; 7 - izmjenjivač topline voda-voda; 8 - parni izmjenjivač topline;  
 9 - kemijска припрема воде



Sl. 28 -

Shema plinsturbinskog postrojenja za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije, električne snage 3 MW, CPS Molve: 1 - plinska turbina; 2 - električni generator; 3 - utilizacijski i parni kotao; 4 - plinsturbina; 5 - parni dimnjak; 6 - mimovodni dimnjak; 8 - napojne pumpne; 10 - povrat kondenata; 11 - povrat kondenzata; 12 - para za proces; 13 - povrat kondenzata; 14 - usisni filter zraka;

5 - utilizacijski i parni kotao; 6 - mimovodni dimnjak; 8 - napojne pumpne; 10 - povrat kondenata; 11 - povrat kondenzata; 12 - para za proces; 13 - povrat kondenzata; 14 - usisni filter zraka;



Sl. 29. - Plinskoturbinsko postrojenje s međuhlađenjem i međuzagrijavanjem za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije, električne snage 32 MW i toplinske energije 1320 GJ/h, PTE-TO Beograd: a) shema postrojenja (1 – kompresor niskog tlaka, 2 – turbina niskog tlaka, 3 – međuhladnjak, 4 – kompresor visokog tlaka, 5 – turbina visokog tlaka, 6 – komora za izgaranje visokog tlaka, 7 – komora za izgaranje niskog tlaka, 8 – generator, 9 – kotao utilizator, 10 – toplinski potrošači); b) toplinski proces plinskoturbinskog postrojenja u T,s dijagramu

## STUPANJ KORISNOSTI PROCESA PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA ZA ZAJEDNIČKU PROIZVODNJI ELEKTRIČNE I TOPLINSKE ENERGIJE

Za odvojeno plinskoturbinsko postrojenje stupanj korisnosti može se napisati kao odnos dobivene električne snage ( $P_{el}$ ) i topline sadržane u dovedenom gorivu  $Q_g$

$$\eta_{Pl} = \frac{P_{el}}{Q_g}.$$

Električna snaga plinskoturbinskog postrojenja može se odrediti pomoću izraza

$$P_{el} = (P_{Ti} - P_{Ki}) \eta_m \eta_g .$$

Dovedena toplina gorivom je  $Q_g = G_g H_d$  .

Količina ispušnih plinova iz turbine za proizvodnju toplinske energije u kotlu utilizzatoru

$$G_{Pl} = \frac{P_{Ti}}{(h_3 - h_4) \eta_T} = \frac{P_{Ti}}{c_p(T_3 - T_4) \eta_T},$$

gdje je:  $h_3, h_4$  - specifična entalpija plinova izgaranja na ulazu i izlazu iz turbine pri teoretskoj ekspanziji.

Toplina ispušnih plinova plinske turbine koja je predana vreloj vodi ili pari u kotlu utilizzatoru:  $Q_p = G_{Pl} (h_4 - h_1) \eta_{ku} = G_{Pl} c_p (T_4 - T_1) \eta_{ku}$  ,

gdje je:  $h_1$  - entalpija plinova na izlazu iz kotla utilizzatora;  $\eta_{ku}$  - stupanj korisnosti kotla utilizzatora.

Stupanj korisnosti pri zajedničkoj proizvodnji električne i toplinske energije iznosi:

$$\eta_z = \frac{P_{el} + Q_p}{Q_g}.$$

Iz danog izraza je vidljivo da je stupanj korisnosti viši u odnosu na odvojeno plinskoturbinsko postrojenje, obično može iznositi do 0,85.

### 3.5 GLAVNI DIJELOVI PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA

#### 3.5.1. TURBOKOMPRESORI

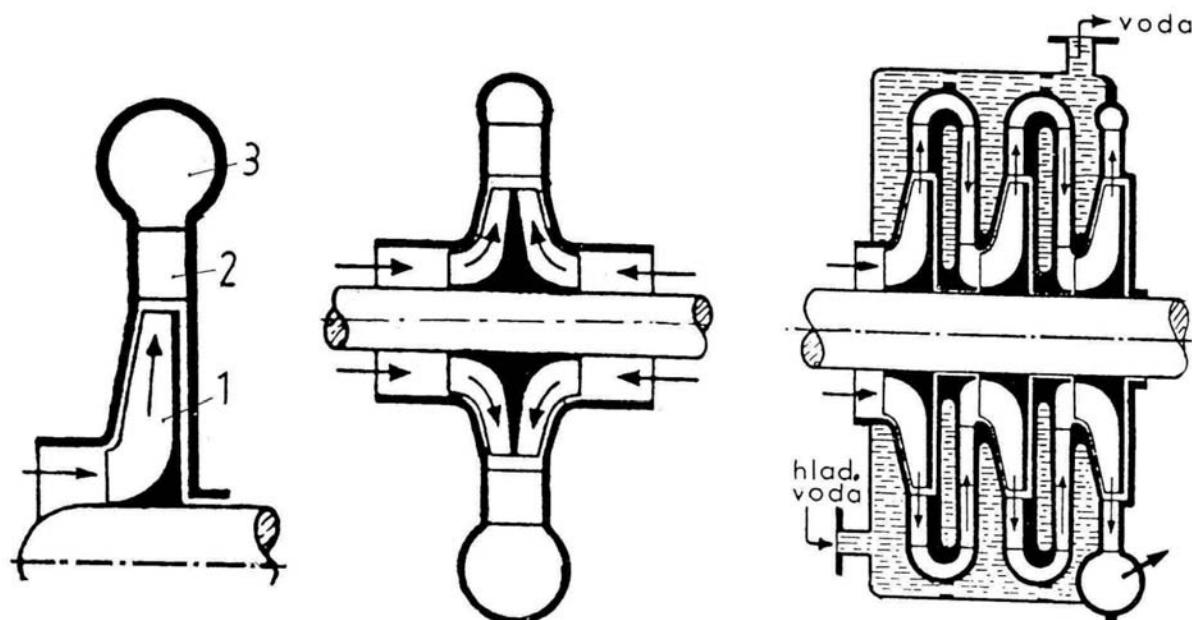
##### Podjela turbokompresora

Prema smjeru strujanja zraka:

- radijalni ili centrifugalni kompresori
- aksijalni kompresori

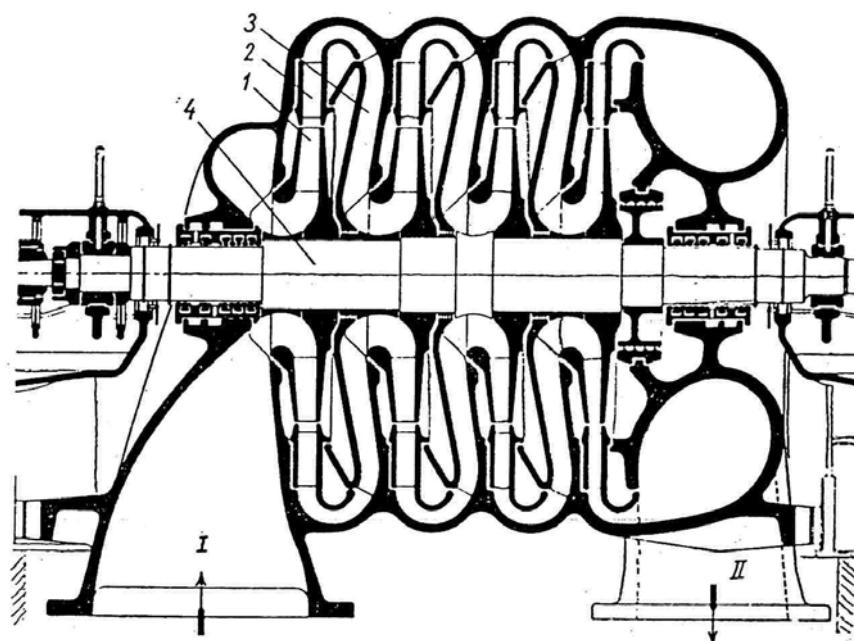
Prema broju stupnjeva:

- jednostupni
- višestupni



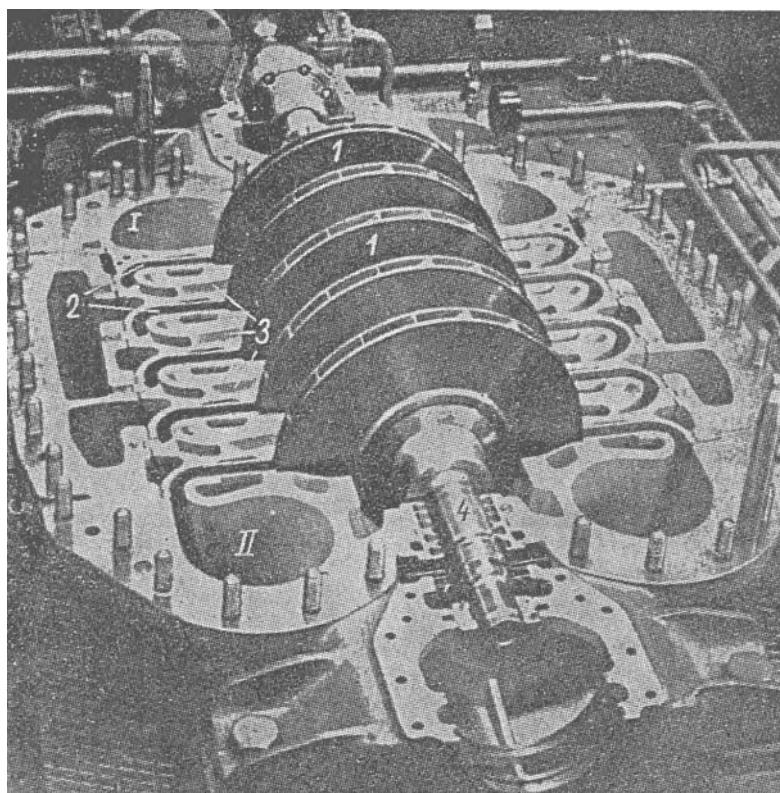
Sl. 48. - Sheme radijalnih turbokompresora:

a) jednostupni (1 - rotorsko kolo; 2 - difuzor; 3 - spiralni kanal); b) jednostupni s dva ulaza; c) višestupni hlađen vodom

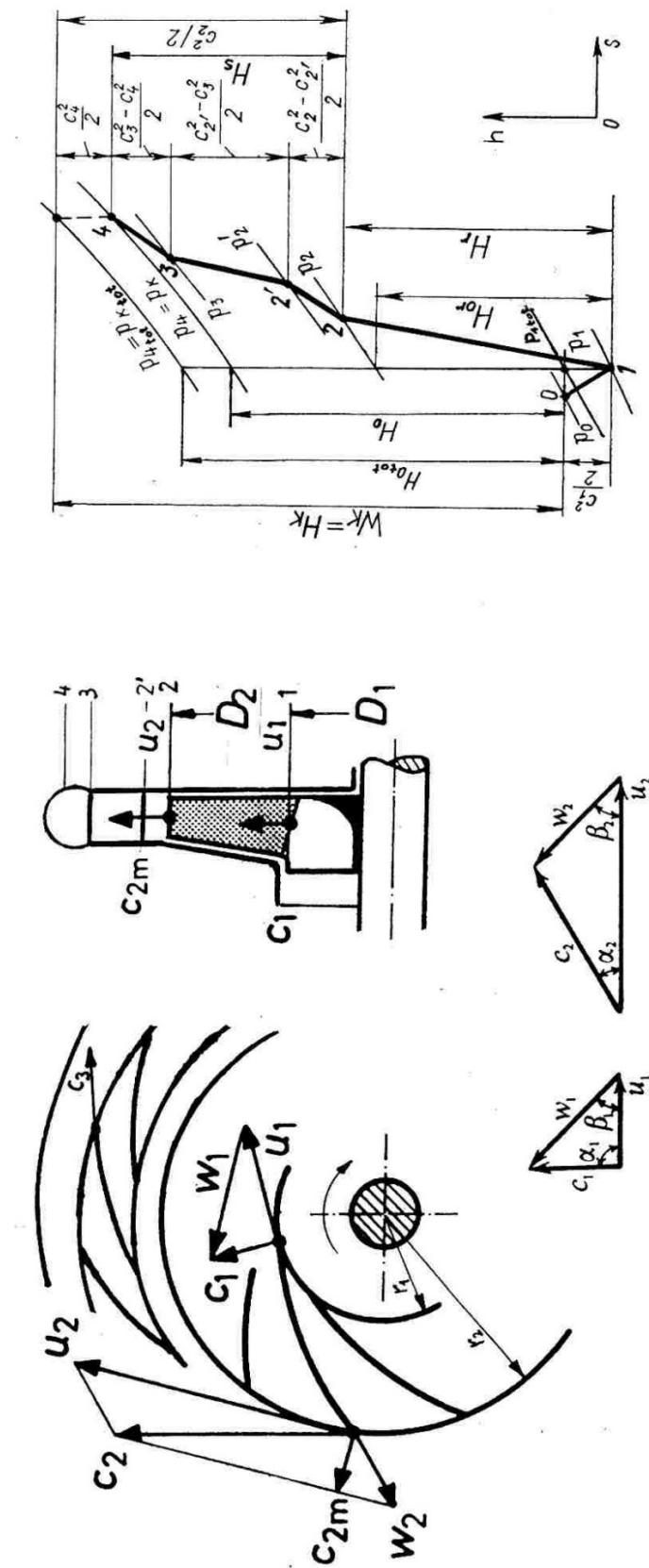


Sl. 49. - Uzdužni presjek kroz višestupni radikalni kompresor:

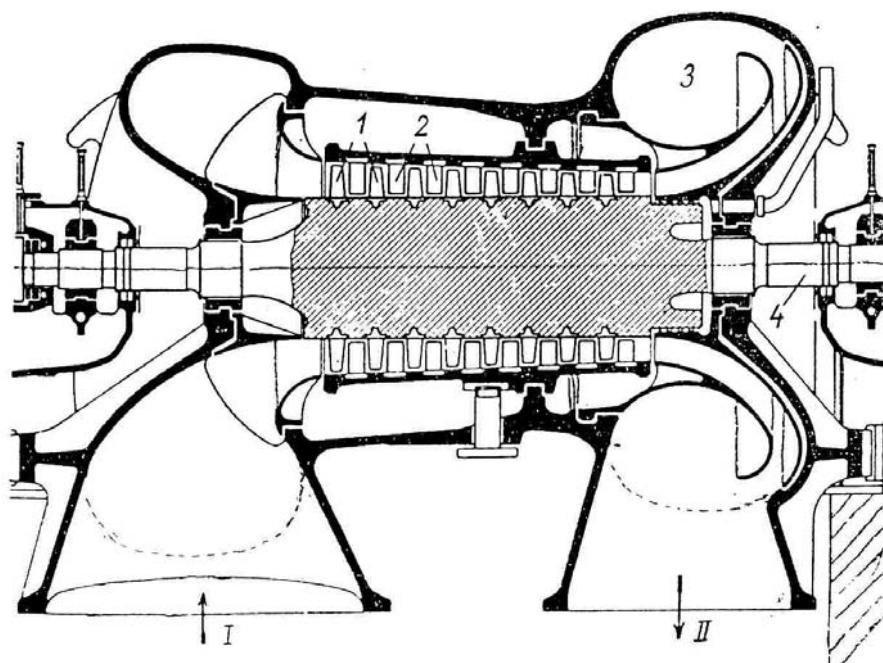
I – ulaz zraka; 1 – rotorsko kolo; 2 – difuzor; 3 – pretkolo; 4 – vratilo;  
II – izlaz zraka



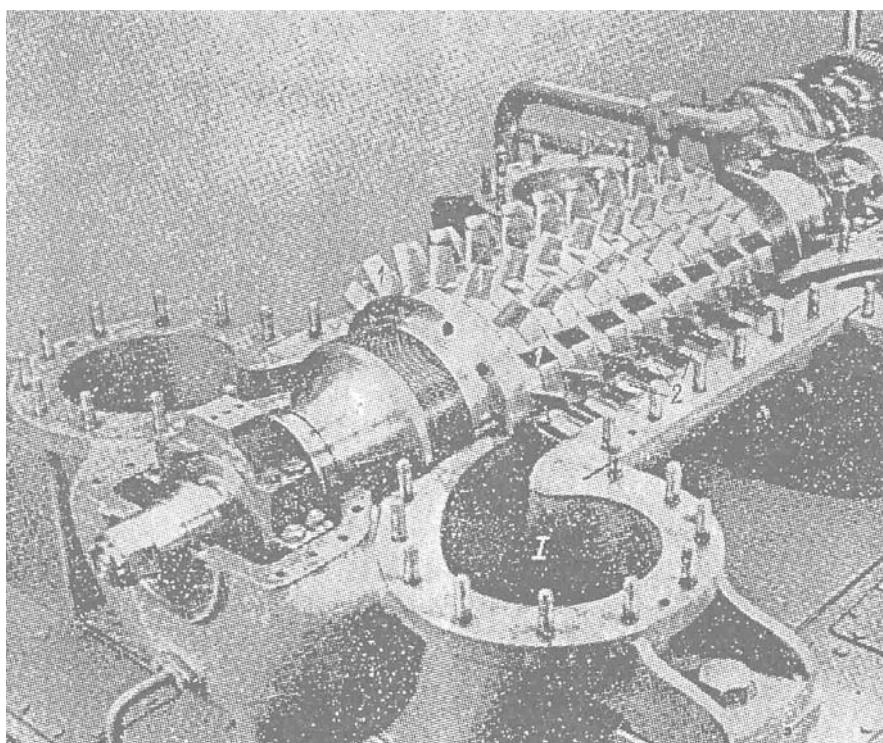
Sl. 50 - Prikaz donjeg kućišta i rotora višestupnog radikalnog kompresora:  
1- rotorska kola; 2 – difuzor; 3 – pretkolo; I, II – ulaz i izlaz zraka



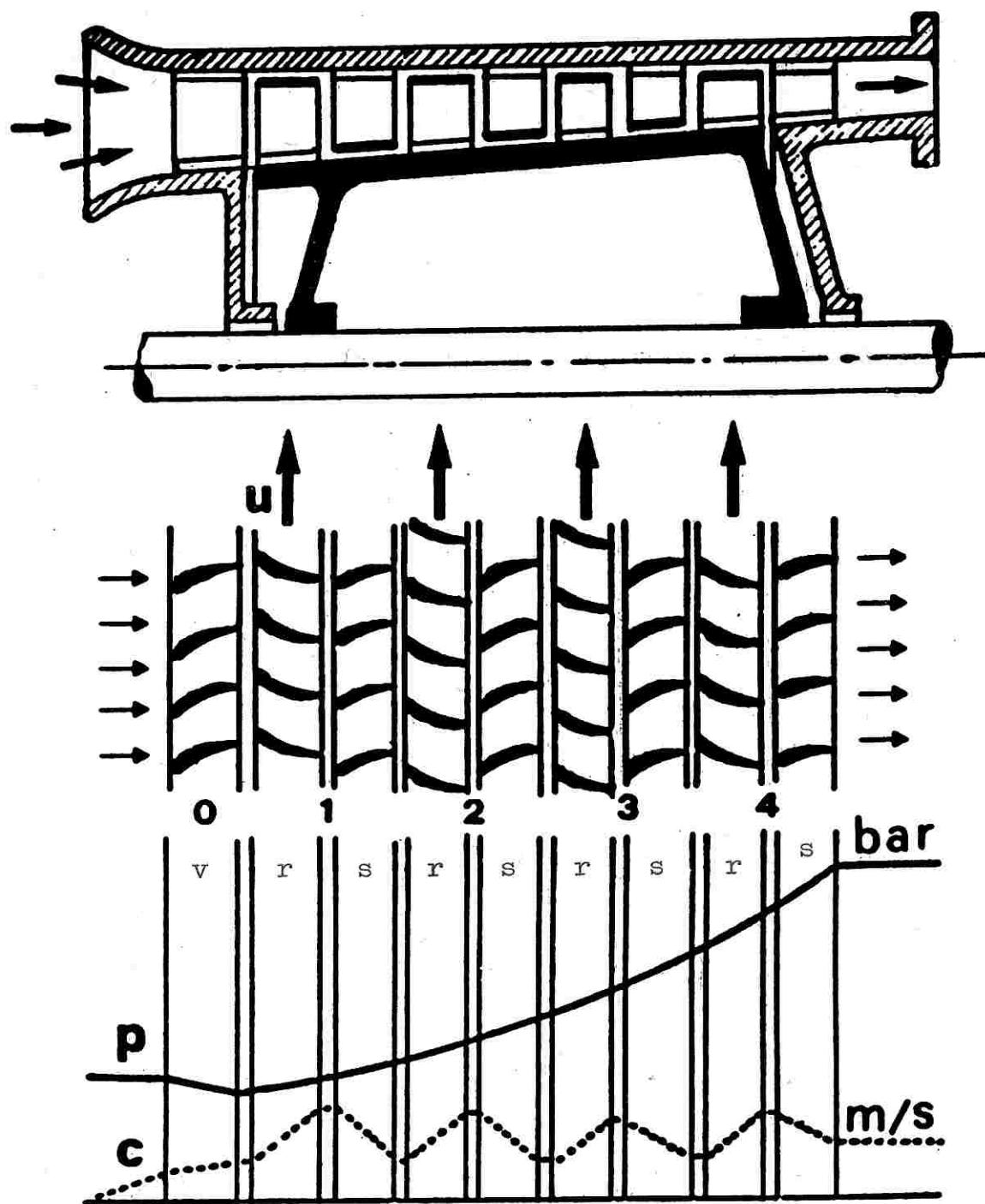
Sl. 51. - Stupanj radijalnog turbokompresora s prikazom trokuta brzina kola rotora i procesa kompresije u  $h$ , s dijagramu



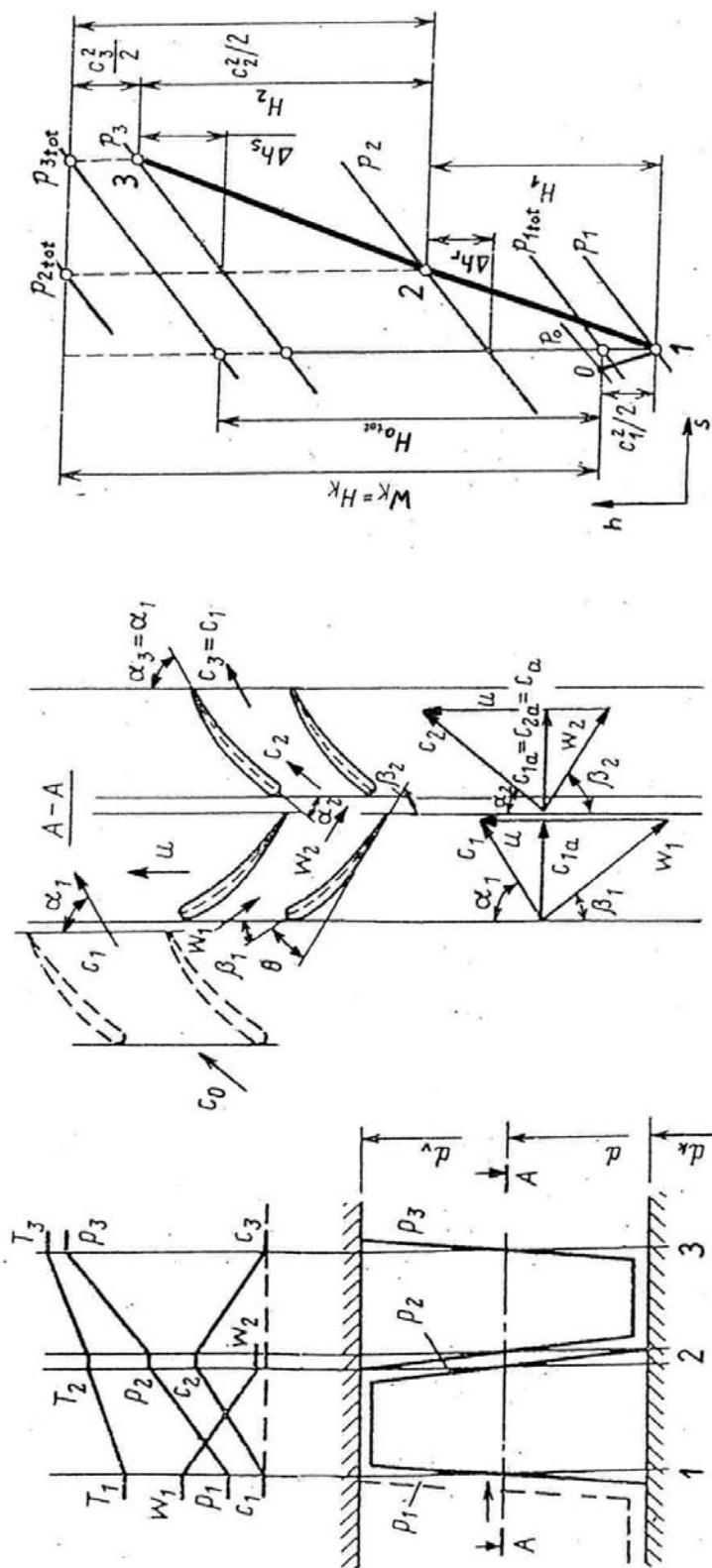
Sl. 52. - Uzdužni presjek kroz višestupni aksijalni kompresor:  
I – ulaz zraka; 1 – rotorske lopatice; 2 – statorske lopatice; 3 – spirala; 4 – vratilo;  
II – izlaz zraka



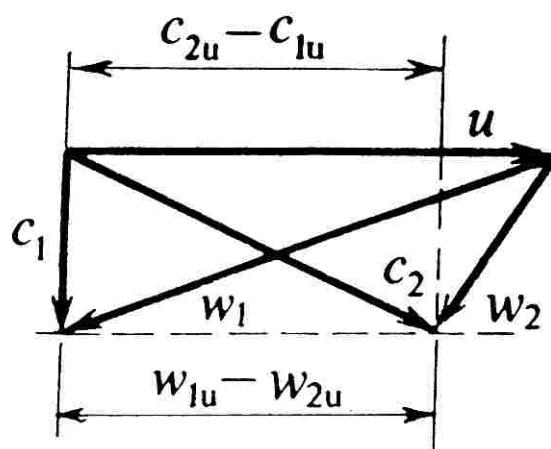
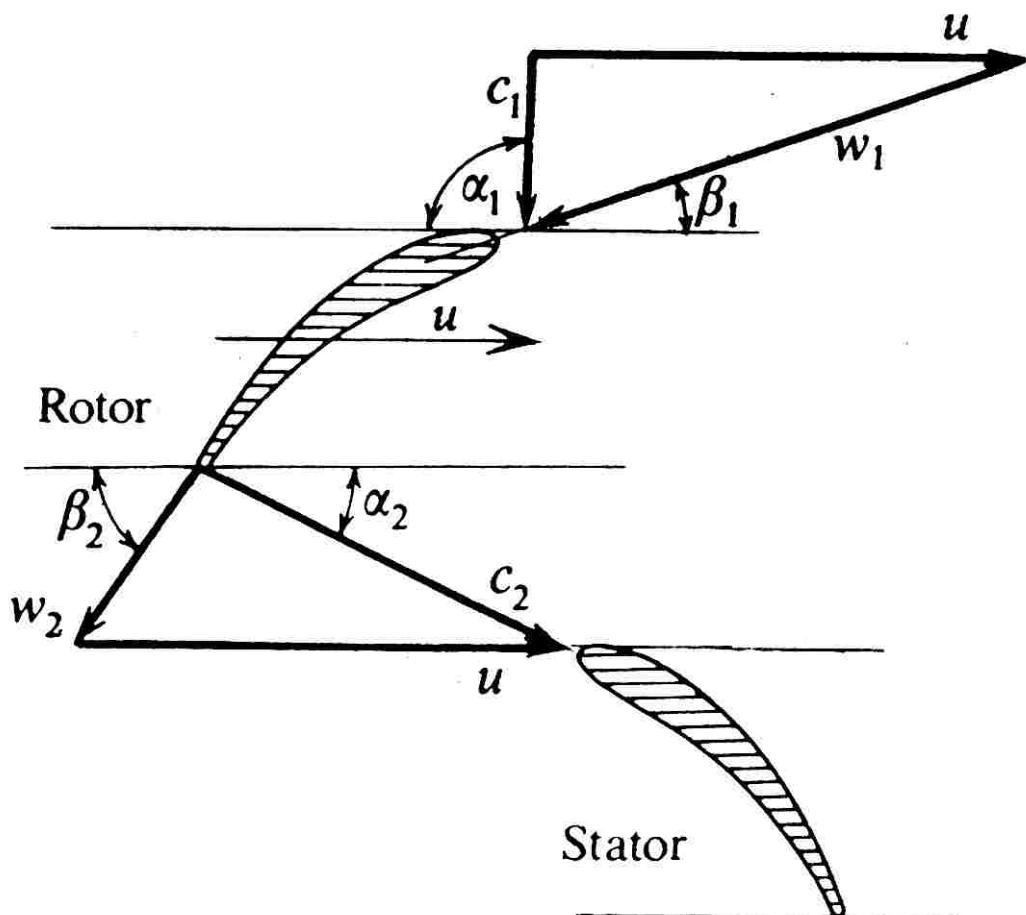
Sl. 53. - Prikaz donjeg kućišta i rotora višestupnog aksijalnog turbokompresora:  
I – ulaz zraka; 1 – rotorske lopatice; 2 – statorske lopatice



Sl. 54. - Shema aksijalnog kompresora s prikazom procesa kompresije u statorskim i rotorskim lopaticama



Sl. 55. - Stupanj aksijalnog kompresora s prikazom procesa kompresije u  $h, s$  dijagramu



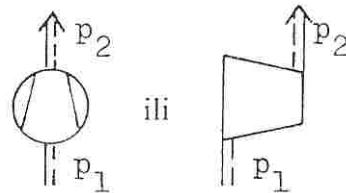
Sl. 56. - Trokuti brzina kola rotora aksijalnog turbokompresora

### 3.5.1.1. Pretvorba energije i energetska bilanca turbokompresora

#### Stupanj kompresije

Odnos tlaka nakon kompresije ( $p_2$ ) i prije kompresije ( $p_1$ ) naziva se stupanj kompresije:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}; \Rightarrow p_2 = p_1 \varepsilon; \text{ oznaka za kompresor}$$



Kod radijalnih ili centrifugalnih kompresora stupanj kompresije može iznositi u jednom stupnju do 5, a kod aksijalnih kompresora do 1,8.

Ukupni stupanj kompresije kod višestupnih kompresora jednak je umnošku pojedinih stupnjeva kompresije:

$$\varepsilon_u = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3 \quad \varepsilon_n = \varepsilon_i^n.$$

Ako je poznat broj stupnjeva kompresora i ukupni stupanj kompresije može se odrediti stupanj kompresije pojedinog stupnja pomoću izraza

$$\varepsilon_i = \sqrt[n]{\varepsilon_u}.$$

#### Stanje zraka nakon kompresije

Za teoretsku adijabatnu ili izentropnu kompresiju temperatura nakon kompresije odredi se pomoću jednadžbe za adijabatu

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{1}{k}} = T_1 \varepsilon^m; \quad m = (k - 1)/k; \quad \text{za zrak eksponent adijabate } k = 1,4$$

Stvarna kompresija se zbog gubitaka izvodi po politropi, pa je temperatura na kraju kompresije viša

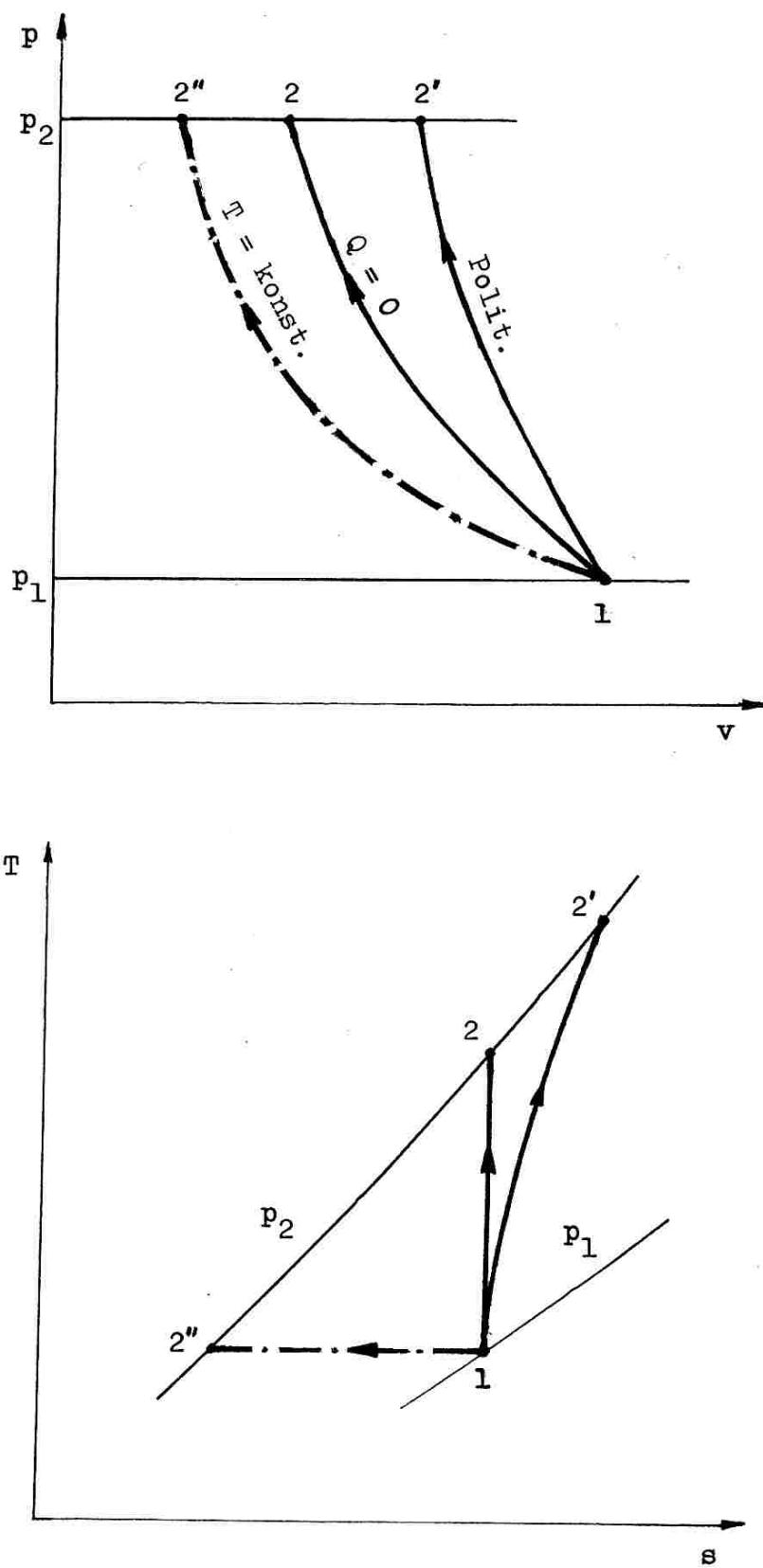
$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{1}{n}} = T_1 \varepsilon^{m'}; \quad m' = (n - 1)/n; \quad \text{za zrak eksponent politrope } n \approx 1,46$$

Volumen ili specifični volumen na kraju kompresije može se odrediti iz jednadžbe stanja za idealni plin

$$pV = mRT \quad \text{ili} \quad PV = RT$$

$$V_2 = mR T_2/p_2, \quad \text{m}^3 \quad \text{ili} \quad v_2 = R T_2/p_2, \quad \text{m}^3/\text{kg},$$

gdje je: m - masa zraka, kg; R - plinska konstanta za zrak  $R = 287 \text{ J/kg K}$ .



Sl. 57. - Procesi kompresije u  $p, v$  i  $T, s$  dijagramu

## MEHANIČKI RAD POTREBAN ZA KOMPRESIJU

Za teoretski proces mehanički rad utrošen na kompresiju iznosi:

$$W_k = m c_p (T_2 - T_1) = m c_p T_1 (\varepsilon^m - 1),$$

rad na jedinicu mase zraka je

$$w_k = W_k / m = c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 (\varepsilon^m - 1) = \frac{k R}{k-1} T_1 (\varepsilon^m - 1) = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 (\varepsilon^m - 1).$$

Jedinični rad se može izraziti i pomoću količine gibanja:

$$w_k = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u},$$

$$\text{gdje je: } c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1; c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2.$$

Ovaj izraz naziva se Eulerova jednadžba za turbostrojeve. Za radikalni kompresor za kut ulazne brzine  $\alpha_1 = 90^\circ$ , tj. za radikalni ulaz u kolo brzina  $c_{1u} = 0$  pa otpada drugi član Eulerove jednadžbe. U tom slučaju utrošeni rad ovisi samo o izlaznoj obodnoj brzini i obodnoj komponenti apsolutne izlazne brzine iz kola:

$$w_k = u_2 c_{2u}.$$

Za aksijalni kompresor je  $u_1 = u_2 = u$ ;  $c_{2u} - c_{1u} = w_{1u} - w_{2u}$ , pa rad izražen pomoću relativnih brzina ima oblik

$$w_k = u (w_{1u} - w_{2u}).$$

Utrošeni rad na kompresiju može se odrediti i pomoću razlike totalne entalpije nakon i prije kompresije prikazanih u procesu kompresije u h, s dijagramu:

$$w_k = h_{2\text{tot}} - h_{1\text{tot}} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} - h_1 + \frac{c_1^2}{2},$$

razlika entalpija je

$$h_2 - h_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}.$$

Uvrštavanjem ovog izraza u gornji izraz dobije se utrošeni rad za kompresiju u ovisnosti brzina strujanja zraka:

$$w_k = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}.$$

Ovaj izraz naziva se glavna jednadžba za turbostrojeve. Ova jednadžba pobliže pokazuje kako se pretvorbe izvode u rotorskom kolu pri kompresiji. Prvi član desne strane

jednadžbe pokazuje porast kinetičke energije 1 kg zraka koja se u statorskem dijelu pretvara u potencijalnu energiju tlaka. Drugi član daje direktni porast tlaka radi djelovanja centrifugalne sile na čestice zraka. Treći član pokazuje smanjenje kinetičke energije zraka u rotorskom kolu što dovodi u njemu do povećanja potencijalne energije, odnosno tlaka.

Za aksijalni kompresor je obodna brzina  $u_1 = u_2 = u$  pa jednadžba za jediničan rad dobiva oblik:

$$w_k = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}.$$

Iz Eulerove se jednadžbe može također dobiti glavna jednadžba za turbostrojeve. Pomoću kosinusovog poučka iz trokuta brzina proizlazi

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1; w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 u_2 c_2 \cos \alpha_2; \text{ pa slijedi da je}$$

$$u_1 c_{1u} = u_1 c_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2); u_2 c_{2u} = u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2).$$

Ako se navedeni izrazi uvrste u Eulerovu jednadžbu dobiva se iz nje glavna jednadžba za turbostrojeve.

Pomoću glavne jednadžbe za turbostrojeve može se odrediti teoretska visina dizanja turbokompresora :

$$H_{\text{teor } \infty} = \frac{1}{g} \left( \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right),$$

gdje je:  $g$  - ubrzanje sila teže,  $\text{m/s}^2$ .

### Stupanj reakcije turbokompresora

Odnos kompresije u rotoru i ukupne kompresije u stupnju naziva se stupanj reakcije

$$\rho_r = \frac{p_r}{p_2} = \frac{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{2 u_2 c_{2u}} = 1 - \frac{c_{2u}}{2 u_2}.$$

Za aksijalno kolo uz  $u_2 = u_1 = u$  stupanj reakcije je

$$\rho_r = \frac{p_r}{p_2} = \frac{(w_{1u} + w_{2u})}{2 u}.$$

## EFEKTIVNI STUPANJ KORISNOSTI TURBOKOMPRESORA

Efektivni stupanj korisnosti turbokompresora je odnos energije koja isključivo služi za komprimiranje zraka ( $H_e$ ) i energije koja se mora utrošiti na spojci ili vratilu turbokompresora ( $H_{tot}$ )

$$\eta_e = \frac{H_e}{H_{tot}}.$$

Ovaj stupanj korisnosti može se izraziti i kao umnožak pojedinih stupnjeva korisnosti

$$\eta_e = \eta_u \eta_v \eta_m,$$

gdje je:  $\eta_u = \eta_k$  - unutarnji stupanj korisnosti, koji obuhvaća unutarnje gubitke zbog pojave trenja čestica zraka međusobno i sa stjenkama kompresora;  $\eta_v$  - vanjski stupanj korisnosti, koji obuhvaća gubitke zbog trenja na vanjskim površinama kola, zatim gubitke u labirintnim brtvama na vratilu, te isijavanja jer se komprimiranjem zrak zagrijava;  $\eta_m$  - mehanički stupanj korisnosti, koji uzima u obzir gubitke zbog trenja u ležajevima.

## SNAGA KOMPRESORA

Teoretska snaga potrebna za rad kompresora može se izraziti u obliku

$$P_K = G w_k = G c_p (T_2 - T_1) = G c_p T_1 (\varepsilon^m - 1) = G \frac{R}{m} T_1 (\varepsilon^m - 1),$$

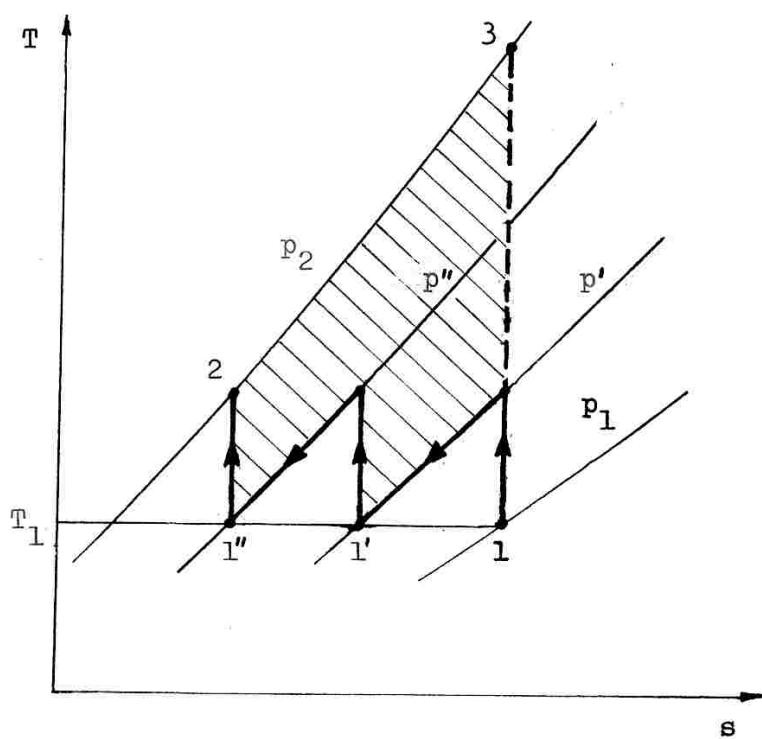
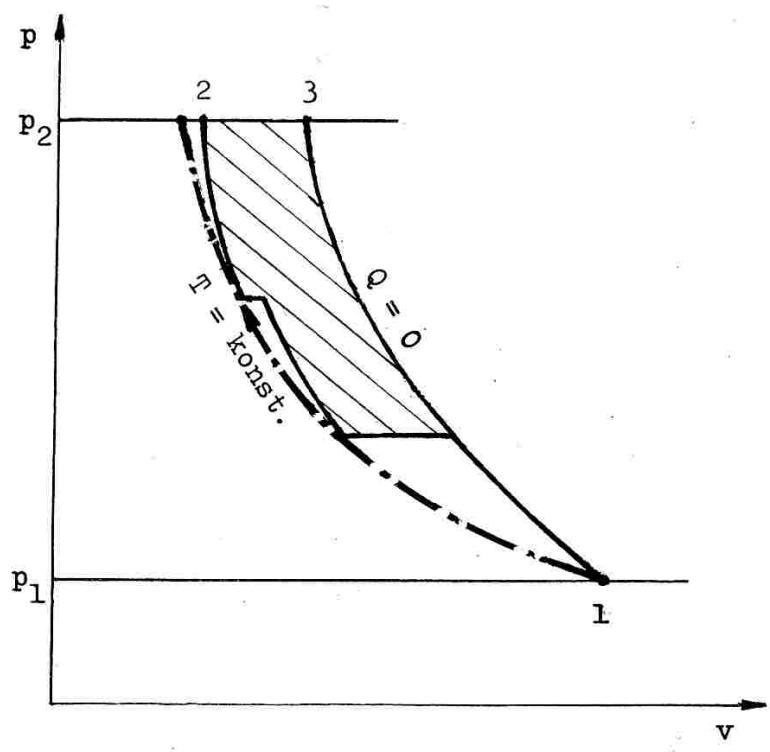
gdje je:  $G$  - količina zraka koji se komprimira, kg/s,  $R = c_p m$  - plinska konstanta, J/kg K.

Stvarno utrošena unutarnja snaga turbokompresora je

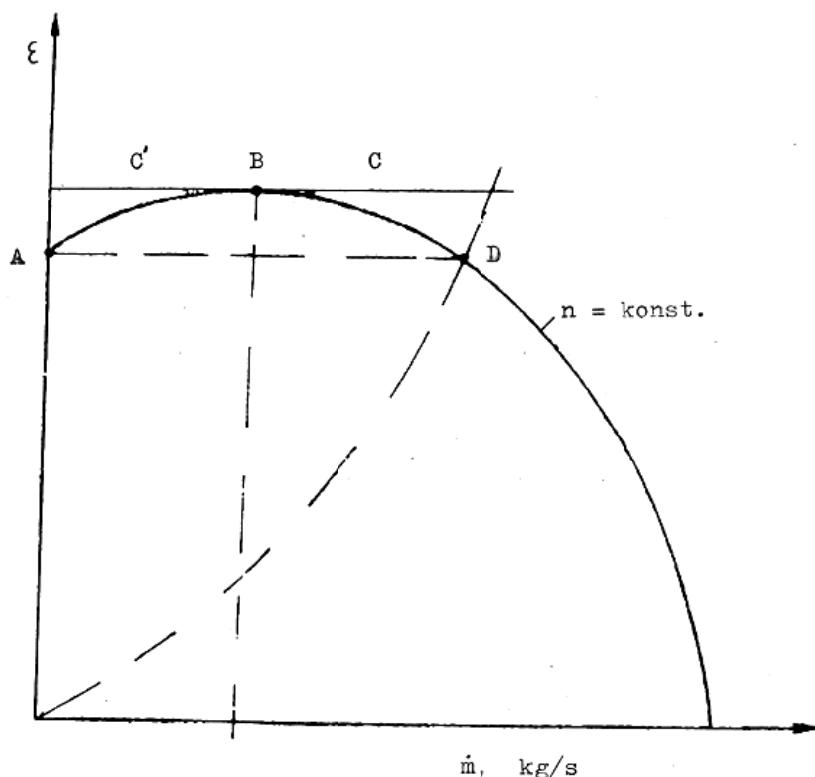
$$P_{Ki} = \frac{P_K}{\eta_k}.$$

Efektivna snaga na spojci ili vratilu turbokompresora može se odrediti pomoću izraza

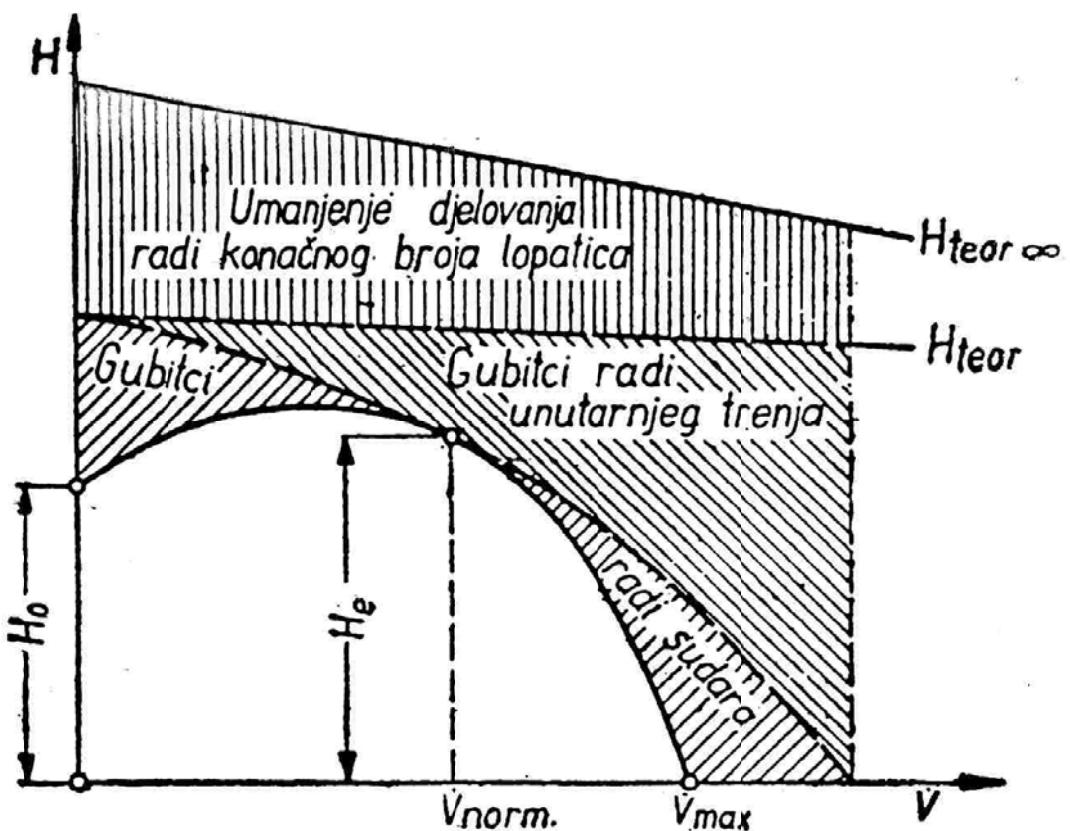
$$P_{Ke} = \frac{P_K}{\eta_e}.$$



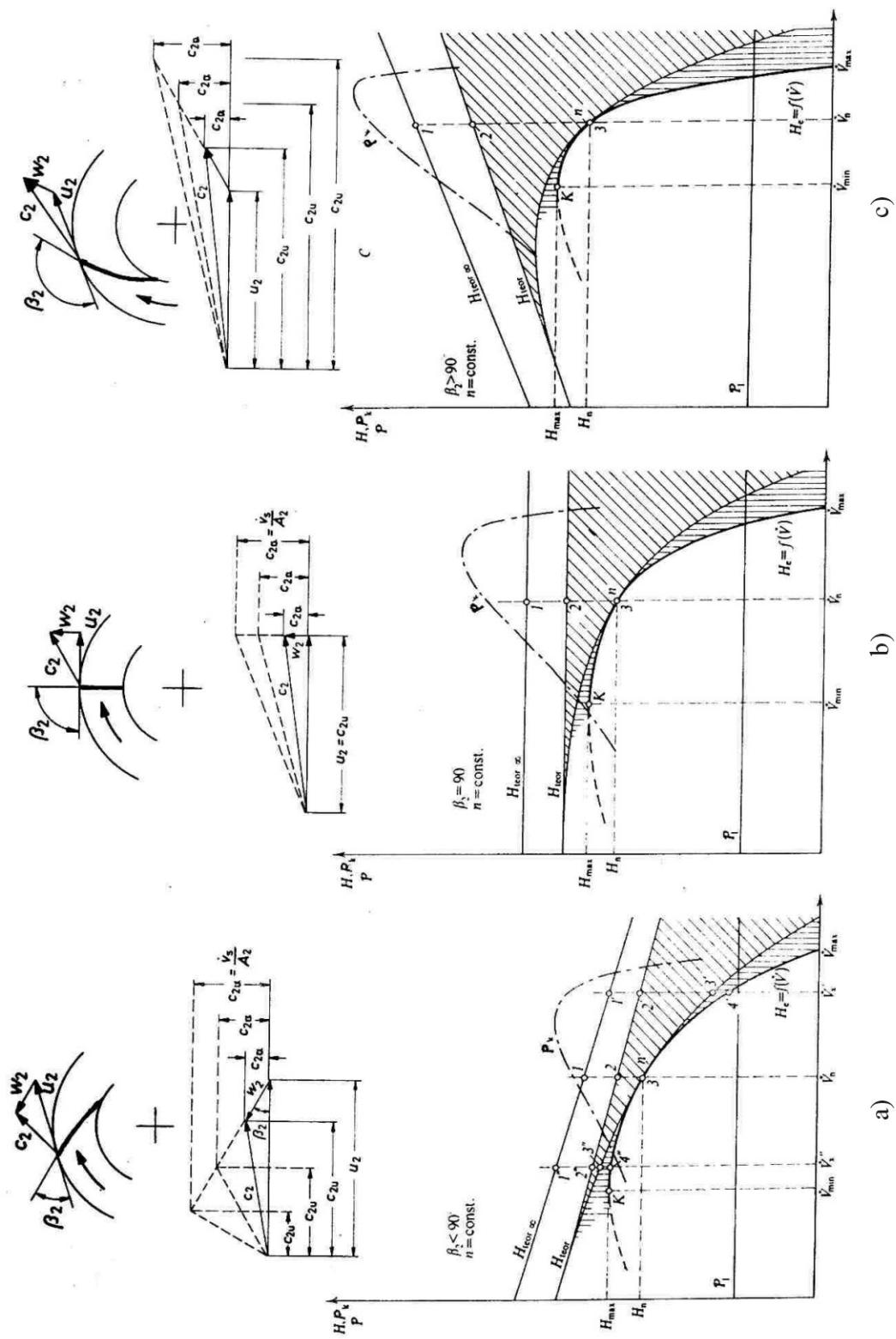
Sl. 58. - Proces višestupne kompresije s međuhlađenjem u p, v i T, s dijagramu



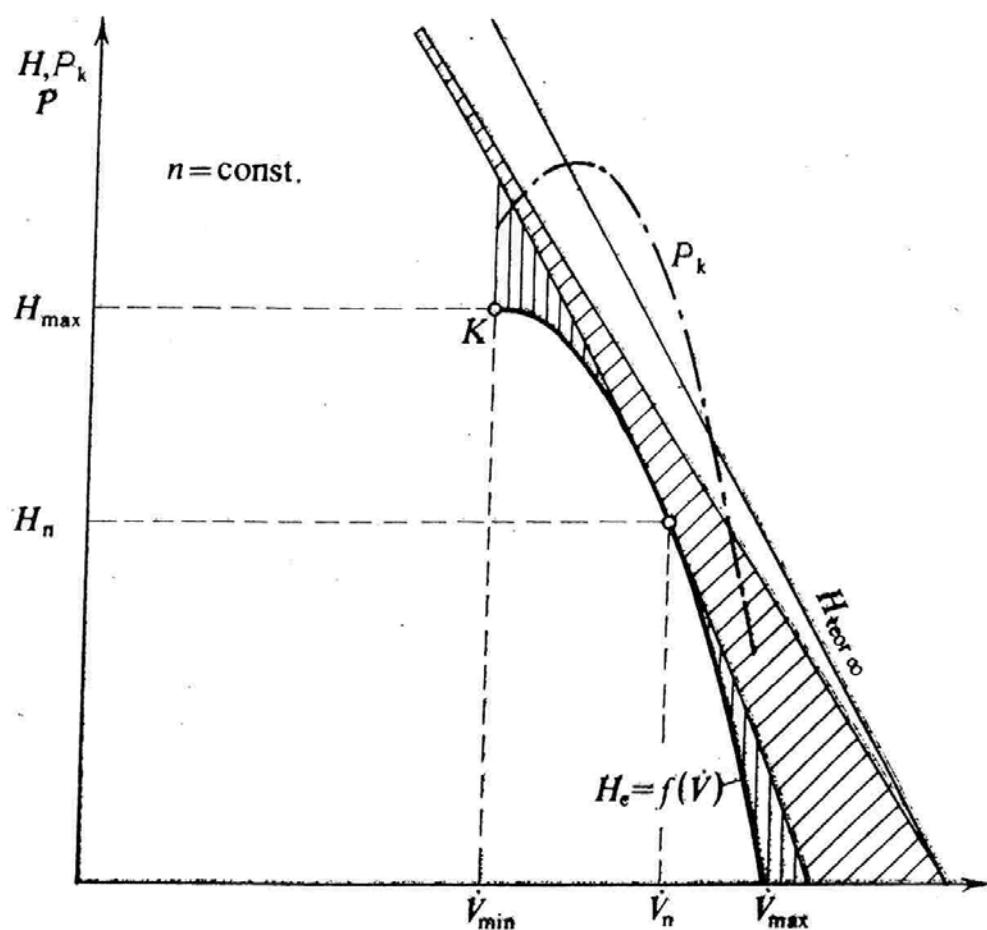
Sl. 59. - Karakteristika turbokompresora



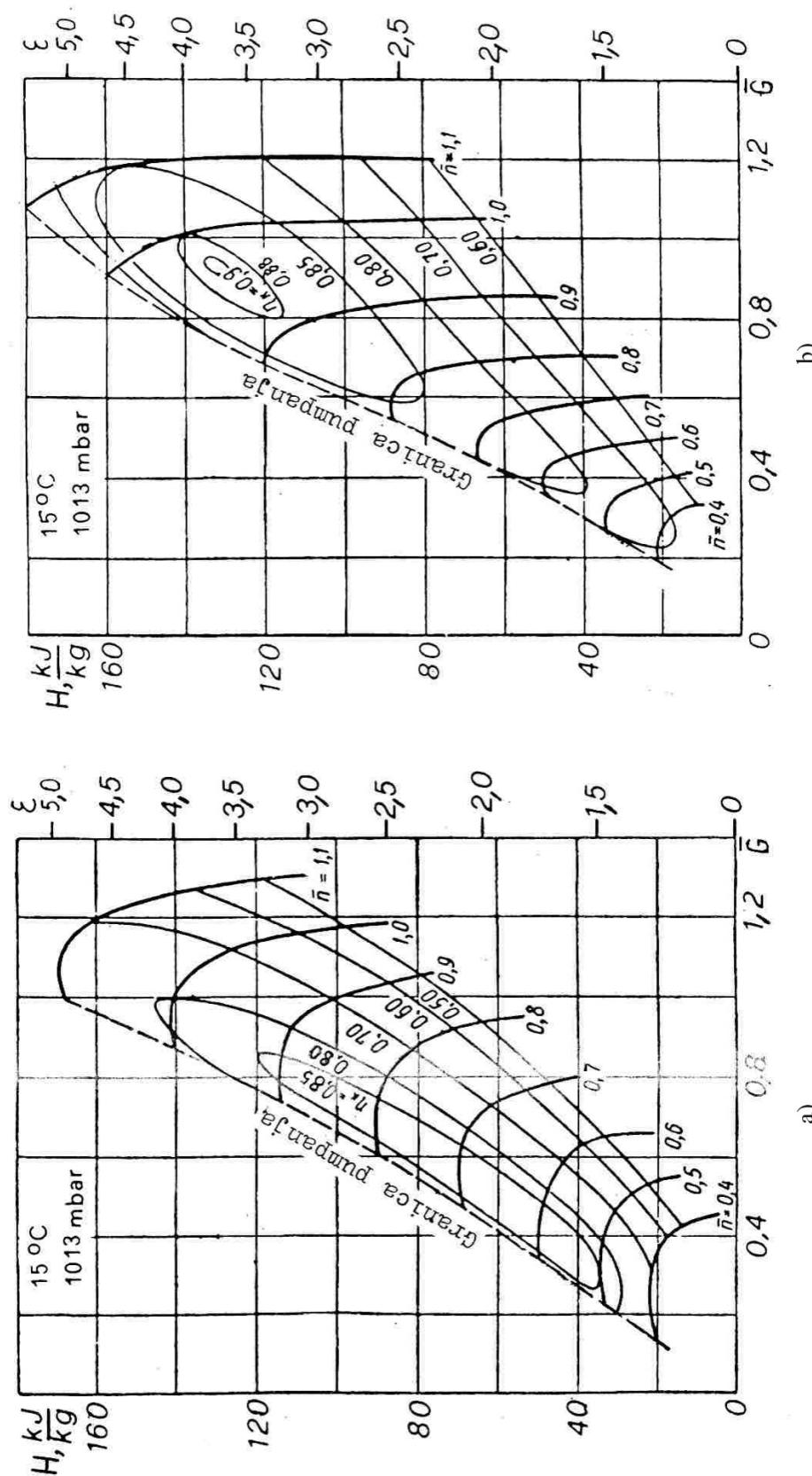
Sl. 60. - Radna karakteristika i gubici u turbokompresoru



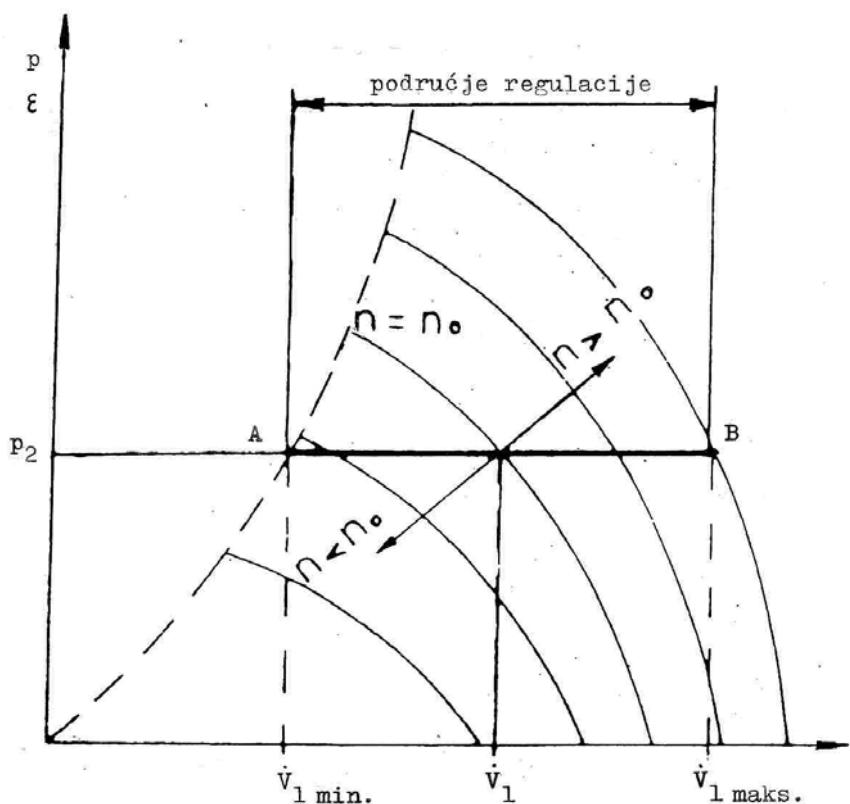
Sl. 61. - Radne karakteristike radijalnih turbokompresora različitim izlaznim kutevima lopatica rotora  $\beta_2$ : a)  $\beta_2 < 90^\circ$ , lopatice zakrivljene u smjeru vrtjene prema natrag; b)  $\beta_2 = 90^\circ$ , lopatice radijalnog oblika; c)  $\beta_2 > 90^\circ$ , lopatice zakrivljene u smjeru vrtjene



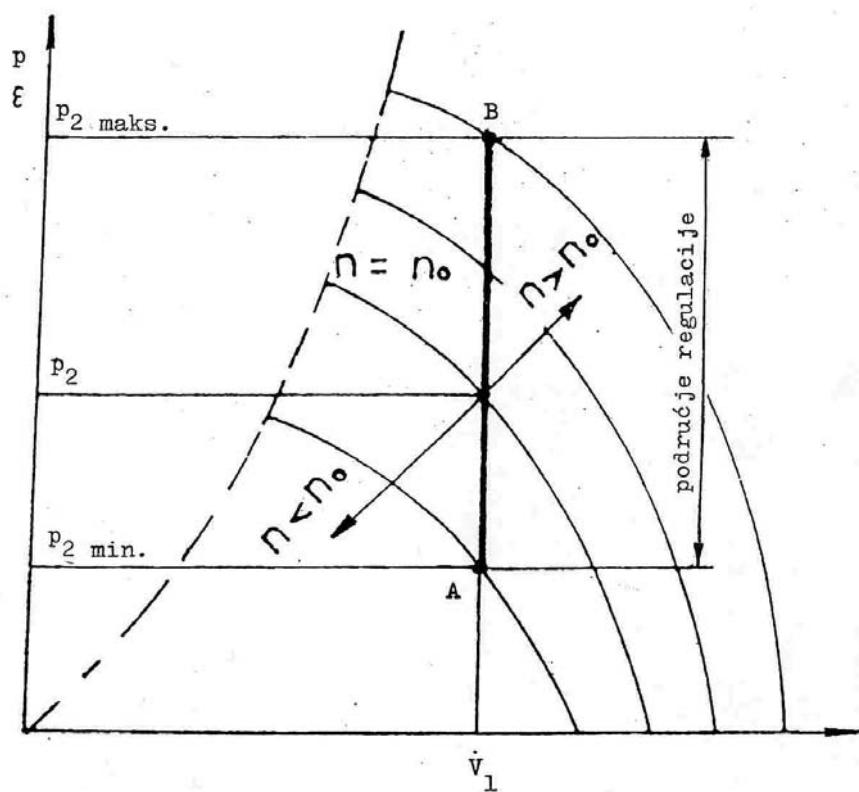
Sl. 62. - Radna karakteristika aksijalnog turbokompresora



Sl. 63. - Karakteristika (topografski dijagram) radijalnog i aksijalnog turbokompresora:  
a) radijalni; b) aksijalni



Sl. 64. - Regulacija turbokompresora kod stavnog radnog tlaka



Sl. 65. - Regulacija turbokompresora kod stavnog volumena dobave

### 3.5.2. KMORE ZA IZGARANJE

#### PODJELA KOMORA ZA IZGARANJE

##### Prema broju plamenih cijevi:

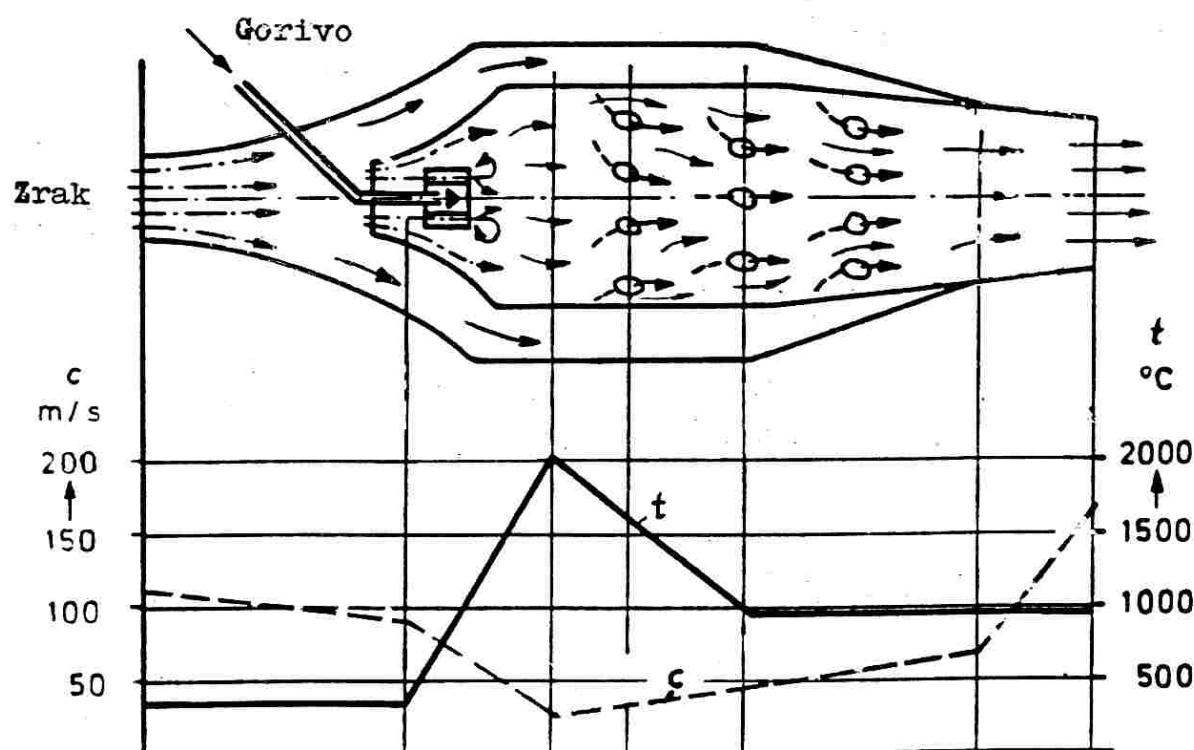
- izdvojene s jednom plamenom cijevi u kućištu
- cijevne smještene oko kućišta kompresora i turbine
- prstenaste s više plamenih cijevi smještenih u prstenastom kućištu

##### Prema položaju plamenih cijevi:

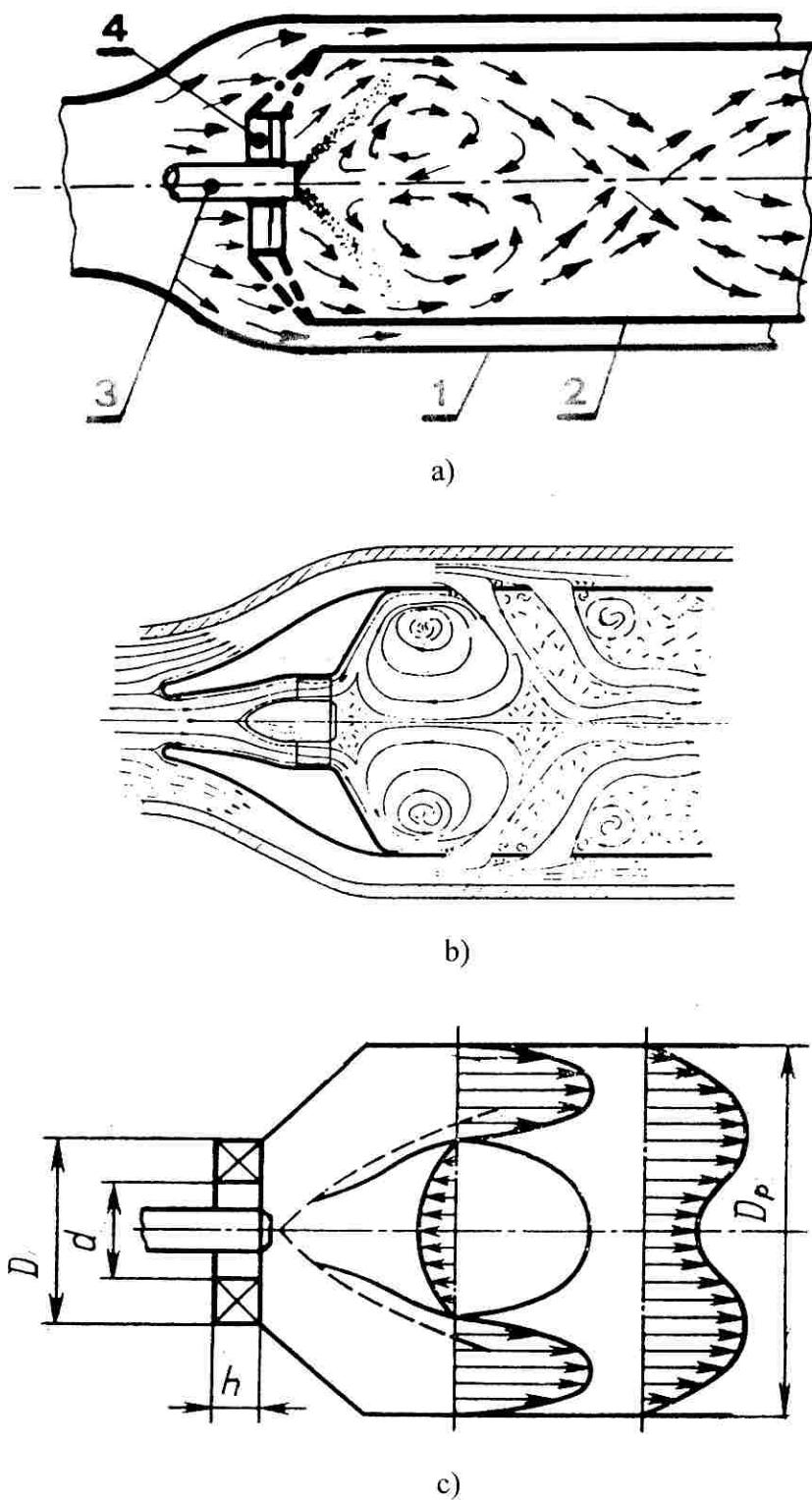
- horizontalne
- vertikalne

##### Prema smjeru strujanja radnog medija:

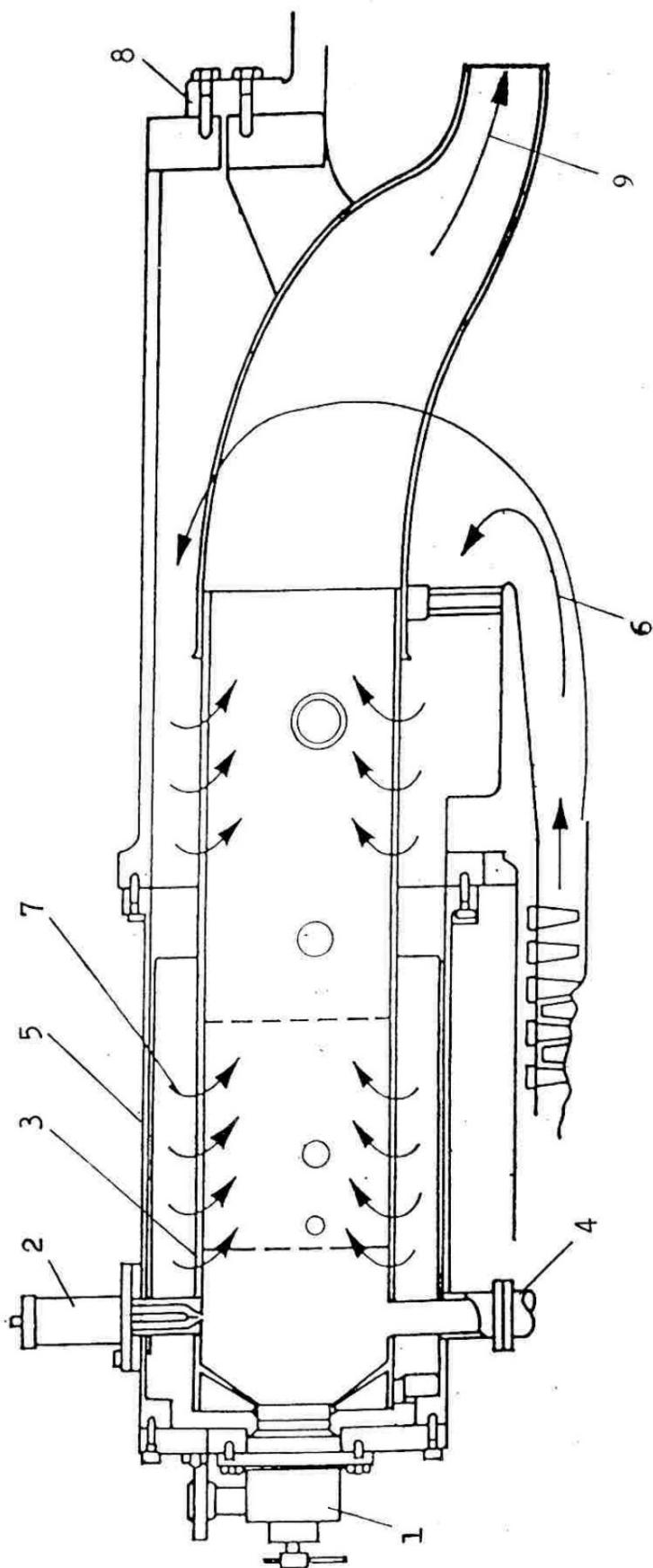
- istostrujne
- protustrujne



Sl. 66. - Prikaz sheme komore za izgaranje i procesa promjene temperature ( $t$ ) i brzine strujanja plinova ( $c$ )

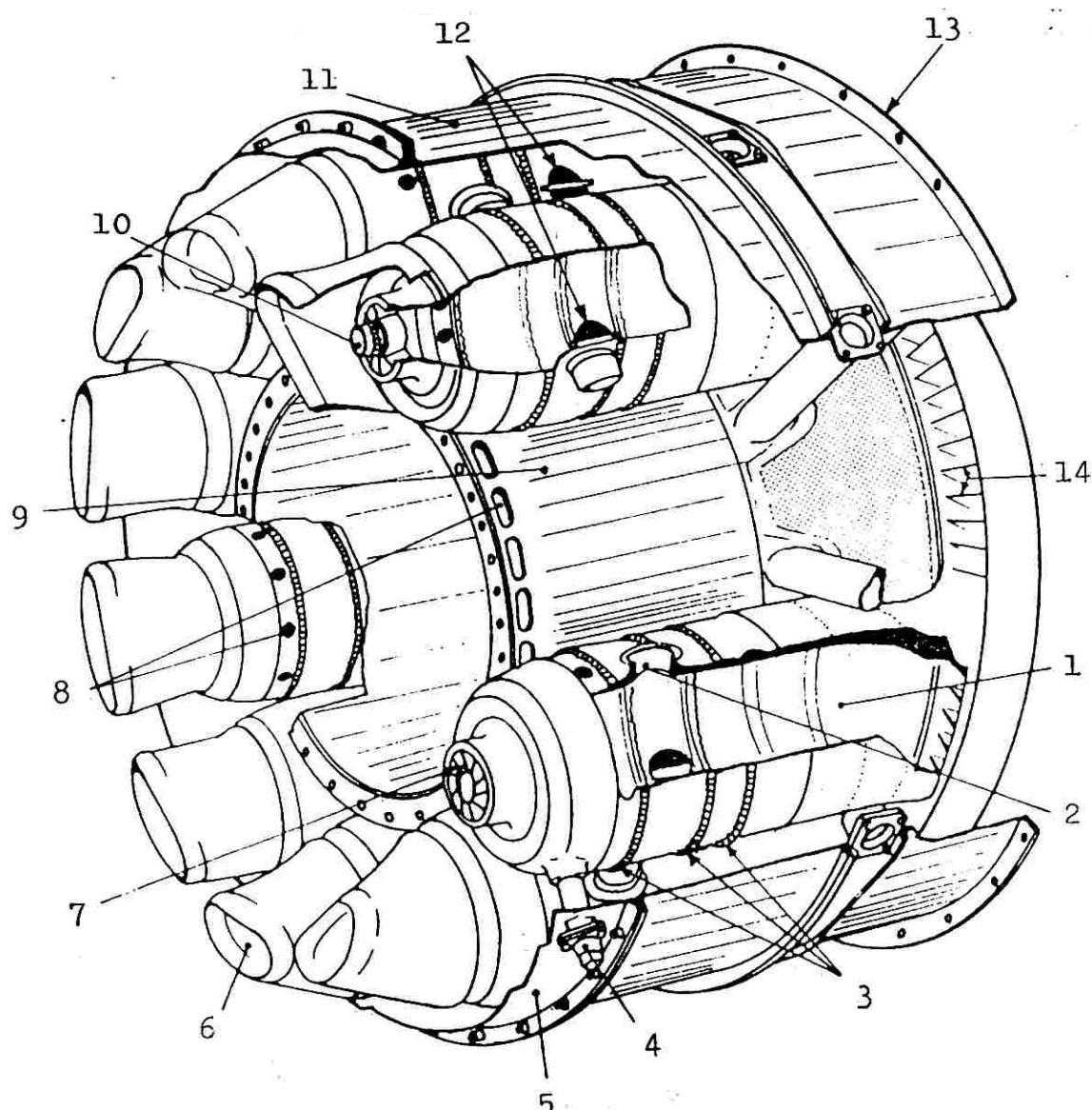


Sl. 67. - Sheme vrtloženja i strujanja plinova izgaranja u plamenoj cijevi: a) i b) sheme vrtloženja i strujanja (1-kućište, 2-plamena cijev, 3-sapnica za gorivo, 4-vrtložnik primarnog zraka); c) profil brzine strujanja u aksijalnom smjeru

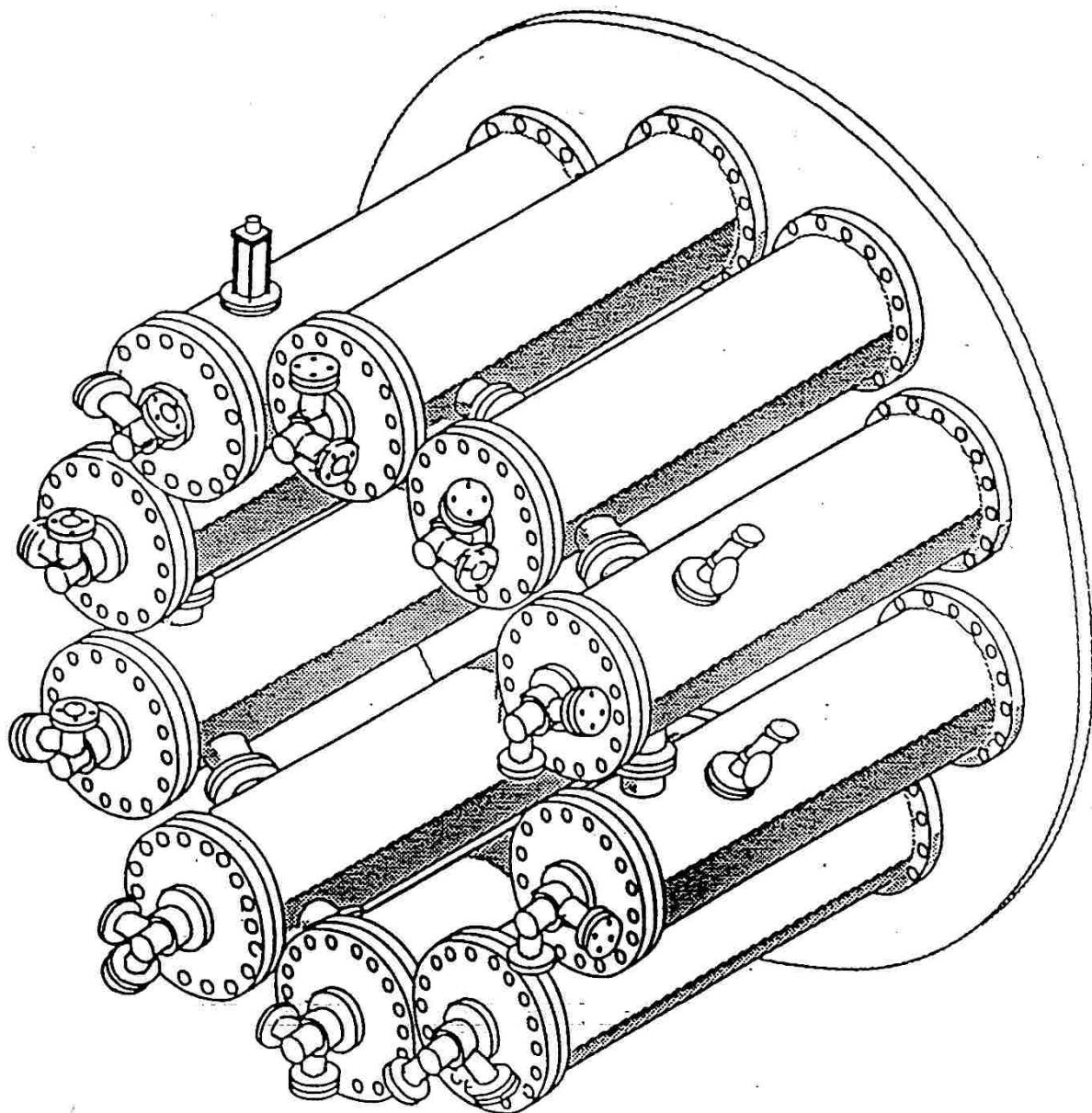


Sl. 68. - Izvedba horizontalne komore za izgaranje smještene prstenasto oko turbostroja:

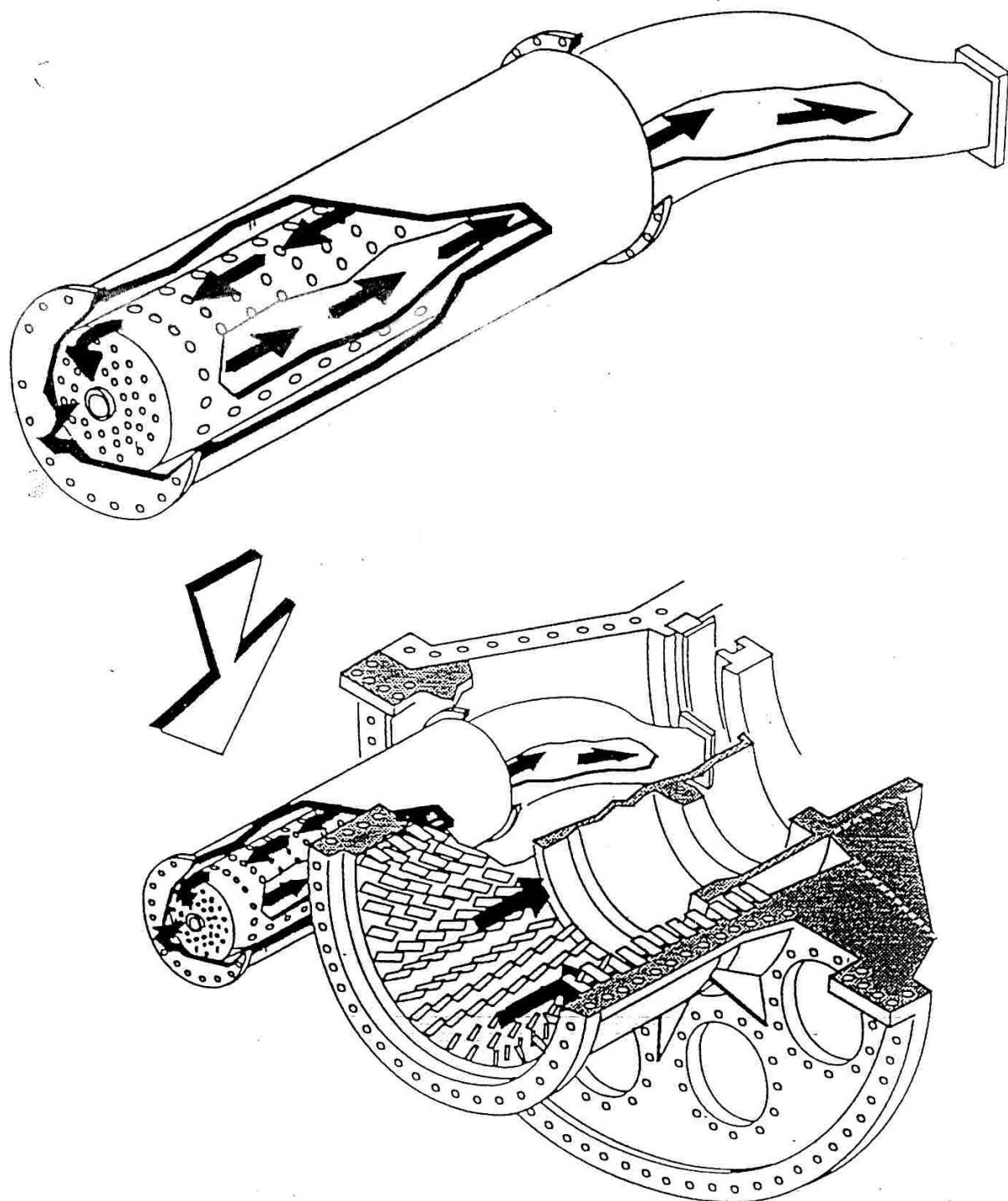
- 1 - sapnica za gorivo; 2 - svjećica za paljenje goriva; 3 - plamena cijev; 4 - cijev za prijenos plamena;
- 5 - vanjsko kućište; 6 - zrak iz kompresora; 7 - zrak za hlađenje; 8 - zrak za hlađenje;
- 9 - plinovi izgaranja na ulazu u turbinu



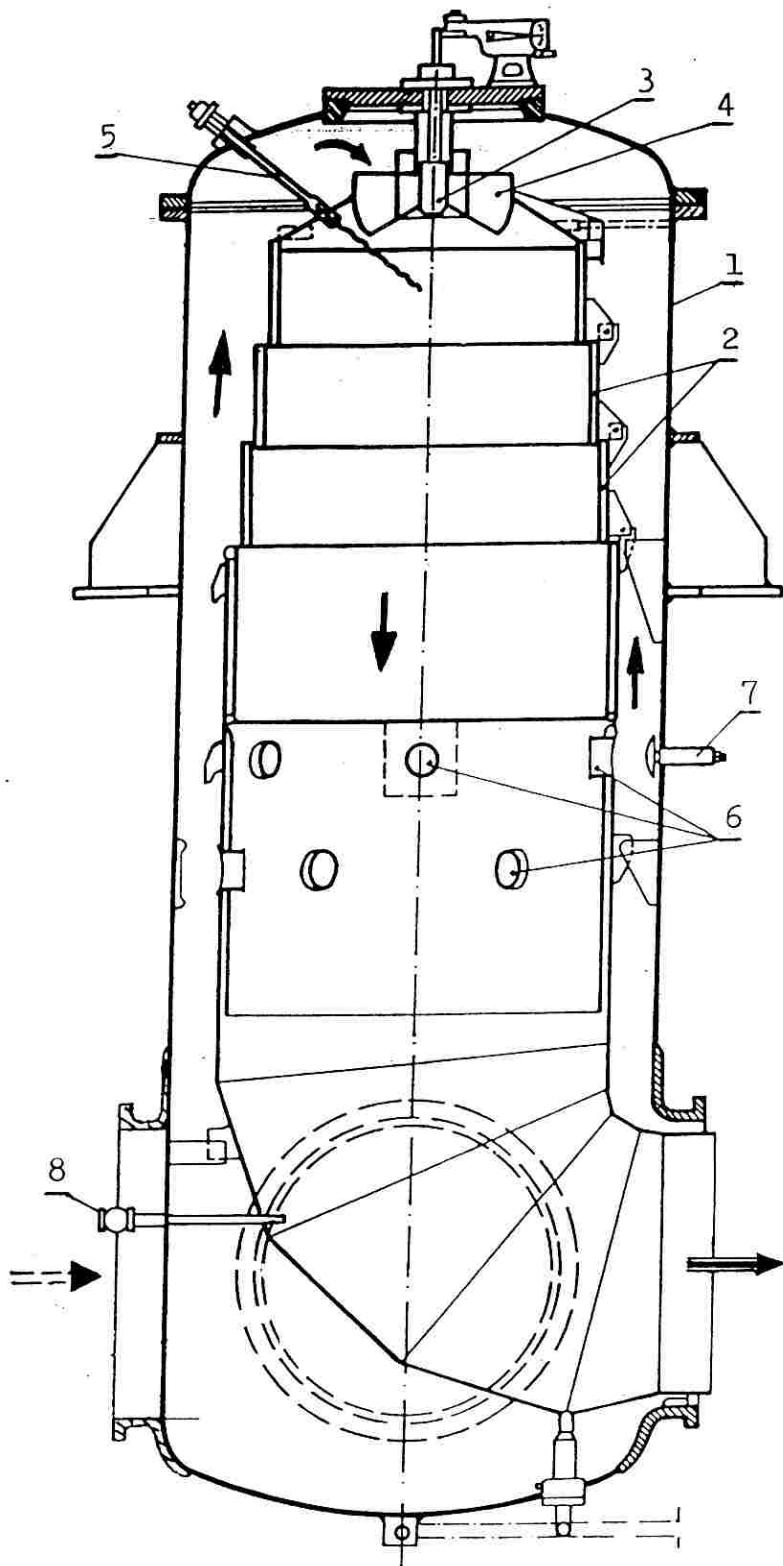
Sl. 69. - Prikaz komora za izgaranje smještenih prstenasto okolo turbine:  
 1-plamena cijev, 2-spoje plamenih cijevi za prijenos plamena, 3-valoviti prsten za ulaz sekundarnog zraka, 4-svijećica za paljenje goriva, 5-ulazno kućište, 6-ulaz primarnog zraka, 7-vrtložnik primarnog zraka, 8-otvori za zrak za hlađenje, 9-unutarnje kućište, 10-sapnica za gorivo, 11-vanjsko kućište, 12-otvori za sekundarni zrak, 13-prirubnica turbine, 14-prvi stupanj turbine



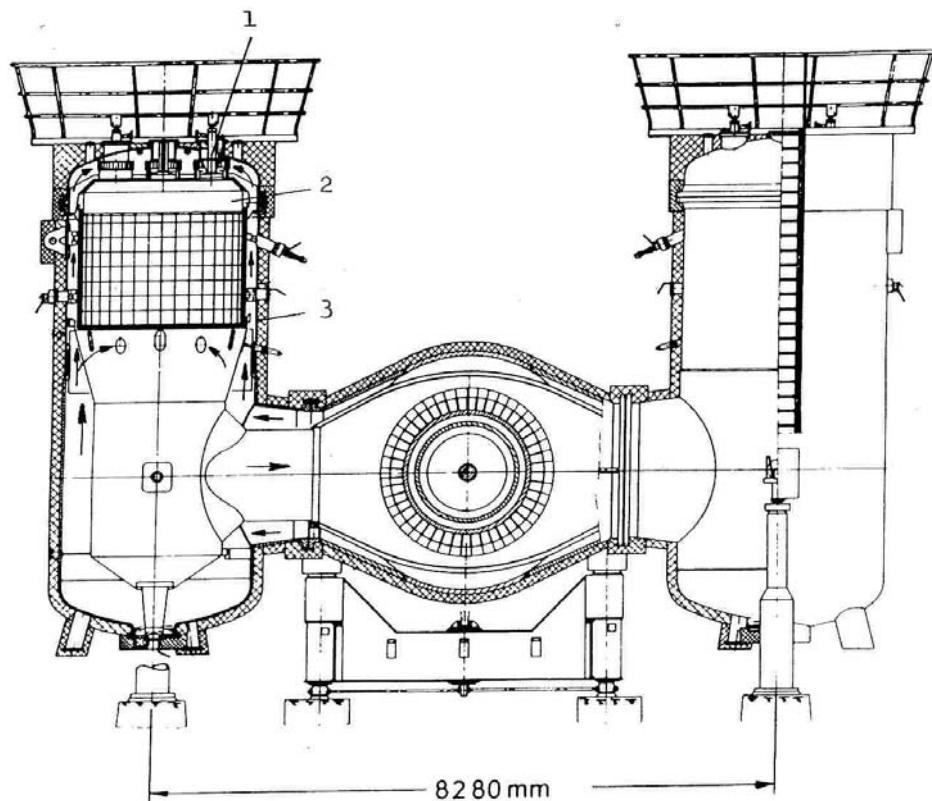
Sl. 70. - Sklop horizontalnih cjevnih komora za izgaranje smještenih oko turbine



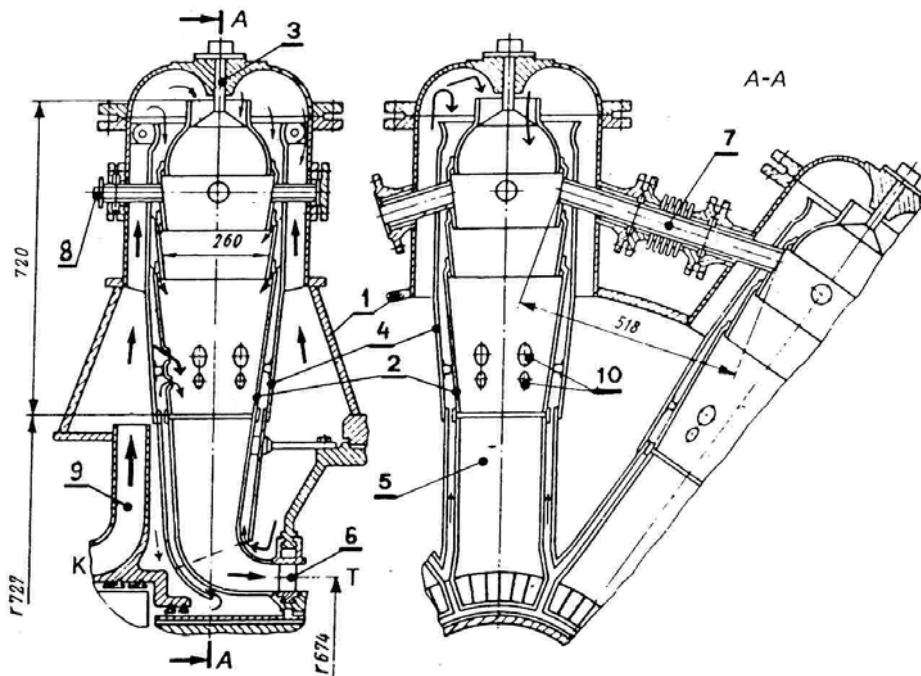
Sl. 71. - Shema strujanja zraka i plinova izgaranja u komori za izgaranje



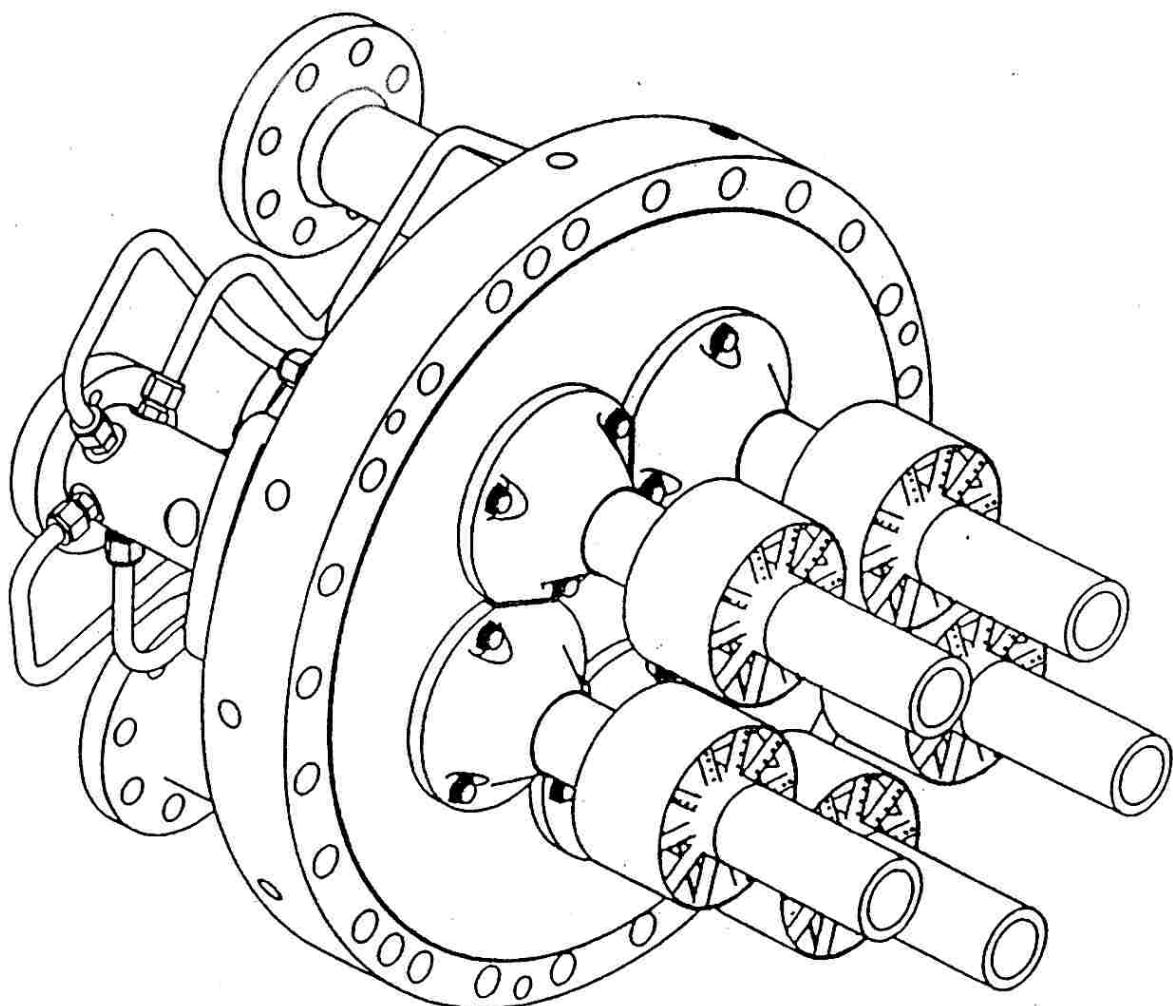
Sl. 72. - Vertikalna komora za izgaranje goriva: 1-kućište; 2-plamena cijev; 3-sapnica za gorivo; 4-lopatično kolo; 5-svjećica za paljenje goriva; 6-otvori za dodavanje zraka; 7-naprava za nadzor plamena; 8-termometar za mjerjenje temperature plinova izgaranja



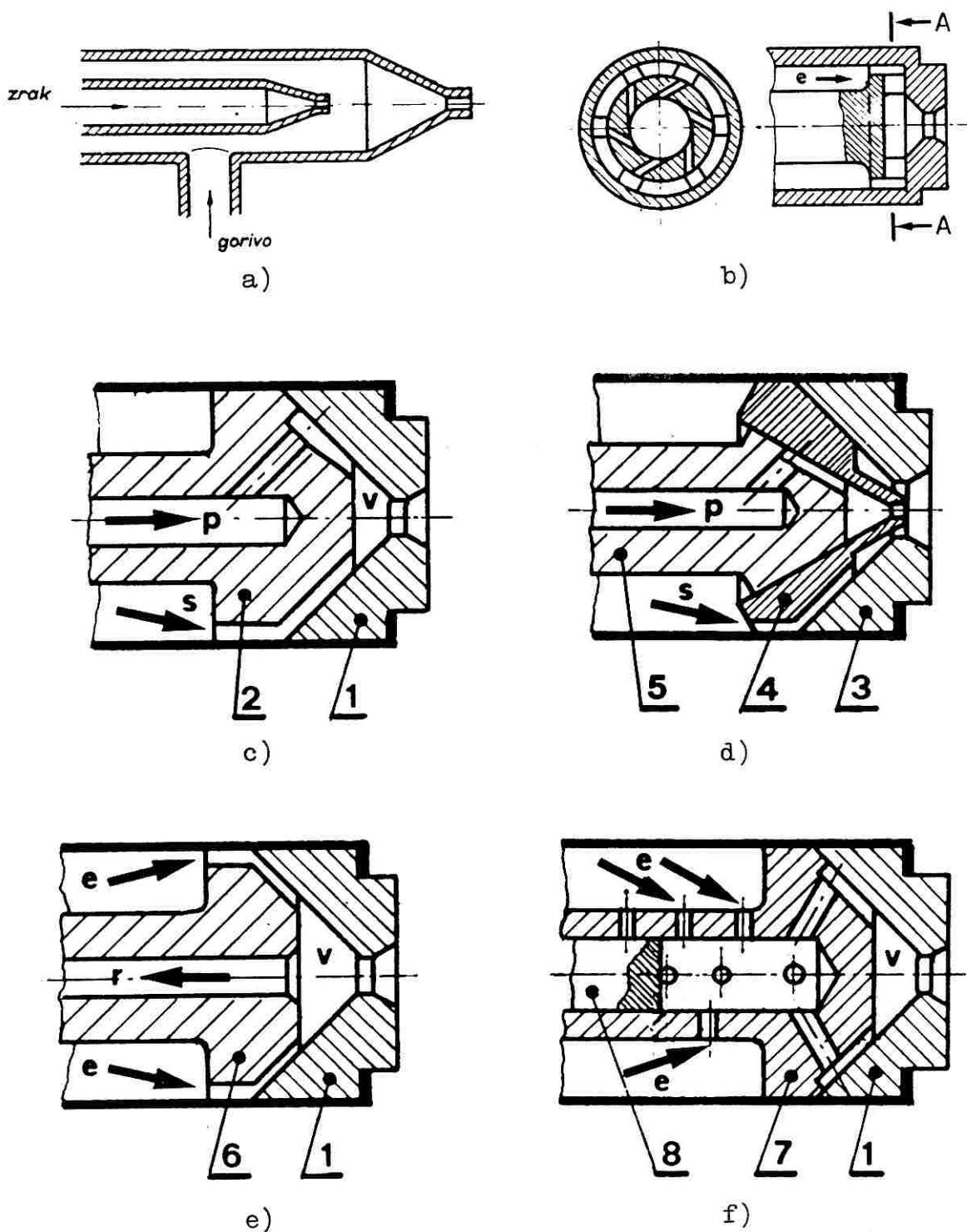
Sl. 73. - Prikaz vertikalnih komora za izgaranje smještenih uz turbinu:  
1-sapnica; 2-plamena cijev; 3-vanjsko kućište s izolacijom



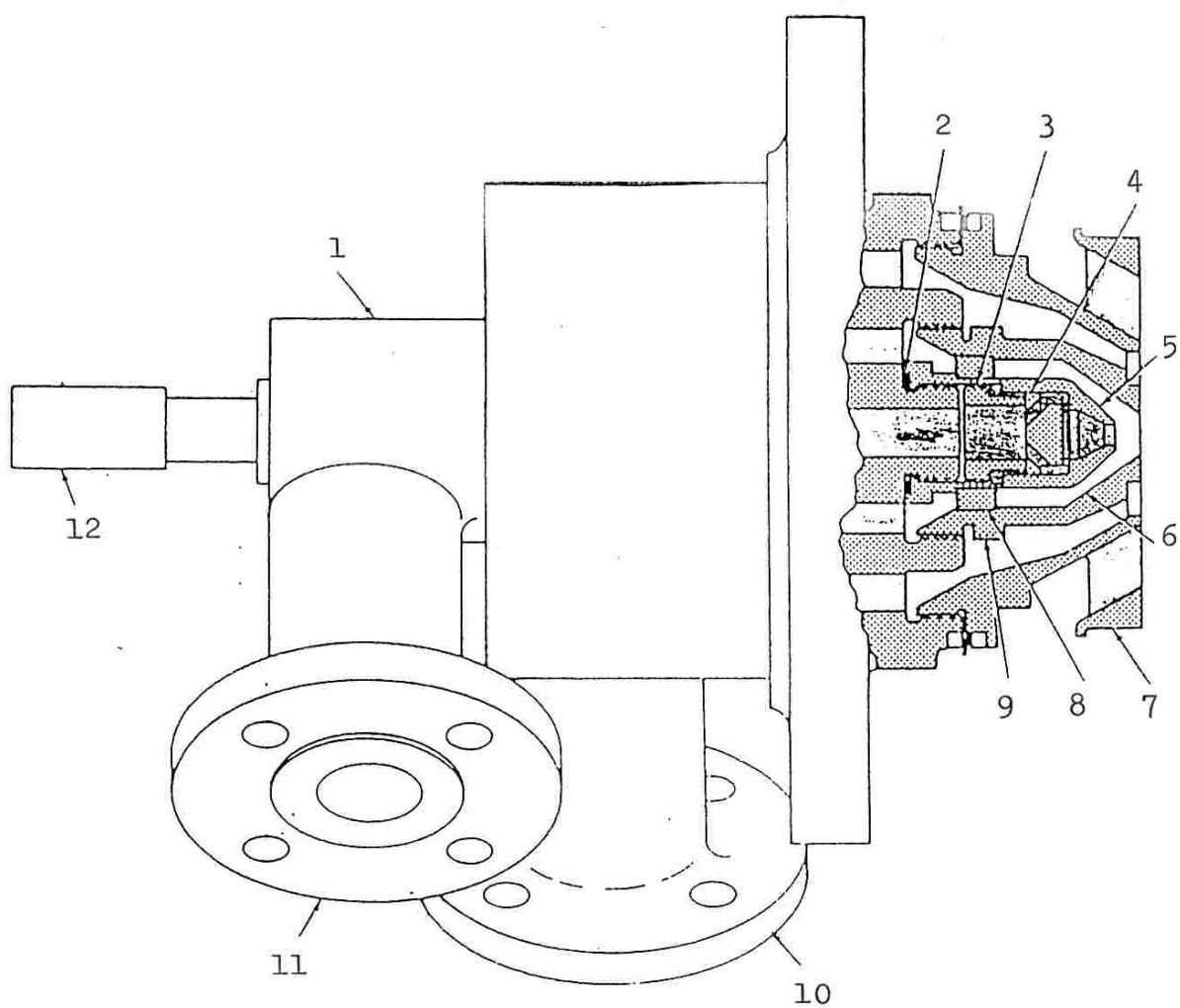
Sl. 74. - Sklop vertikalnih komora za izgaranje: 1-vanjsko kućište; 2-plamena cijev;  
3-sapnica za gorivo; 4-unutarnje kućište; 5-priklučak plamene cijevi i statorskih  
lopatica turbine; 6-statorske lopatice; 7-cijev za prijenos plamena; 8-detektor  
za nadzor plamena; 9-priklučak za dovod zraka iz kompresora



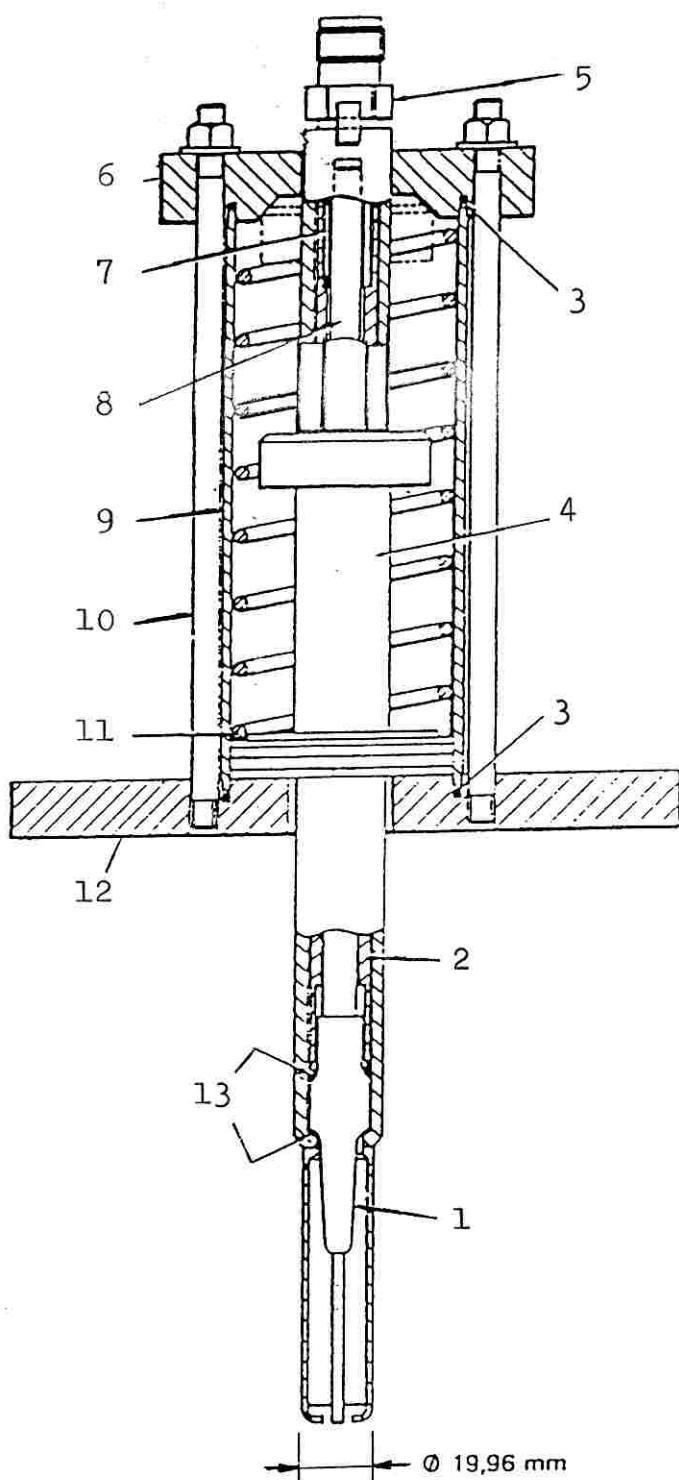
Sl. 75. - Prikaz sapnica za gorivo komore za izgaranje plinske turbine



Sl. 76. - Prikaz shema sapnica za gorivo: a) raspršivanje tekućeg goriva zrakom; b) dovod goriva tangencijalno u ravnini; c) dovod goriva tangencijalno u stošcu s jednom sapnicom (1-sapnica, 2-stožac); d) dovod goriva u stošcu s dvije sapnice (3, 4-vanjska i unutarnja sapnica, 5-stožac); e) sapnica s vraćanjem viška goriva (1-sapnica, 6-stožac); f) sapnica s prigušnim klipom (1-sapnica, 7-stožac, 8-prigušni klip)

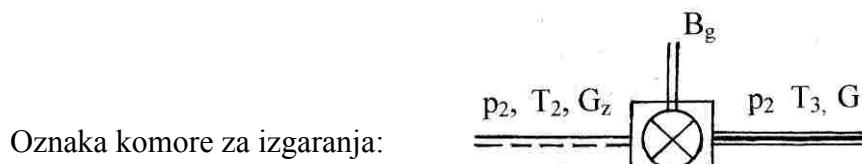


Sl. 77. - Sapnica za loživo ulje i plin: 1-kućište sapnice, 2-brtva, 3-držač, 4-vodilica, 5-sklop prijelaznog komada, 6-vrtložna komora, 7-sklop vrtložnog tipa, 8-prsten sapnice za gorivo, 9-unutarnja kapa, 10-priključak za plin, 11-priključak zraka za raspršivanje, 12-priključak za loživo ulje



Sl. 78. - Svjećica za paljenje goriva: 1-elektroda s jezgrom, 2-držač svjećice, 3-brtva, 4-klip, 5-zadržna matica, 6-pokrov svjećice, 7-izolatorska košljica, 8-priklučak za izduženje, 9-cilindar, 10-spojna šipka, 11-opruga, 12-montažna prirubnica, 13-podloška

### 3.5.2.1. OSNOVNI POKAZATELJI KOMORE ZA IZGARANJE



**Toplinska snaga komore za izgaranje** (toplina sadržana u gorivu)

$$Q_g = B_g H_d ,$$

gdje je:  $B_g$  - količina goriva, kg/s;  $H_d$  - donja ogrijevna vrijednost goriva, kJ/kg.

**Količina topline predana radnom mediju**

$$Q_1 = G c_p (T_3 - T_2) ,$$

gdje je količina plinova izgaranja:  $G = B_g + G_z$ , pri tom je  $G_z$  - količina zraka, kg/s.

**Stupanj korisnosti komore za izgaranje**

$$\eta_{ki} = \frac{Q_1}{Q_g} = \frac{G c_p (T_3 - T_2)}{B_g H_d} .$$

$$\eta_{ki} = \eta_{kit} \cdot \eta_{kia} ,$$

gdje je:  $\eta_{kit} = 0,97 - 0,99$  - termički stupanj korisnosti komore za izgaranje, koji uzima u obzir toplinske gubitke;  $\eta_{kia} = 0,98 - 0,99$  - aerodinamički stupanj korisnosti komore za izgaranje, koji uzima u obzir gubitke tlaka. Opći stupanj korisnosti komore za izgaranje obično iznosi  $\eta_{ki} = 0,96 - 0,98$ .

**Specifično toplinsko opterećenje komore za izgaranje**

$$q_t = \frac{Q_1}{V_k p_2} = \frac{B_g H_d \eta_{ki}}{V_k p_2} ,$$

gdje je:  $V_k$  - volumen komore za izgaranje,  $m^3$  obično se uzima volumen plamene cijevi;  $p_2$  - statički tlak na ulazu u komoru za izgaranje, Pa.

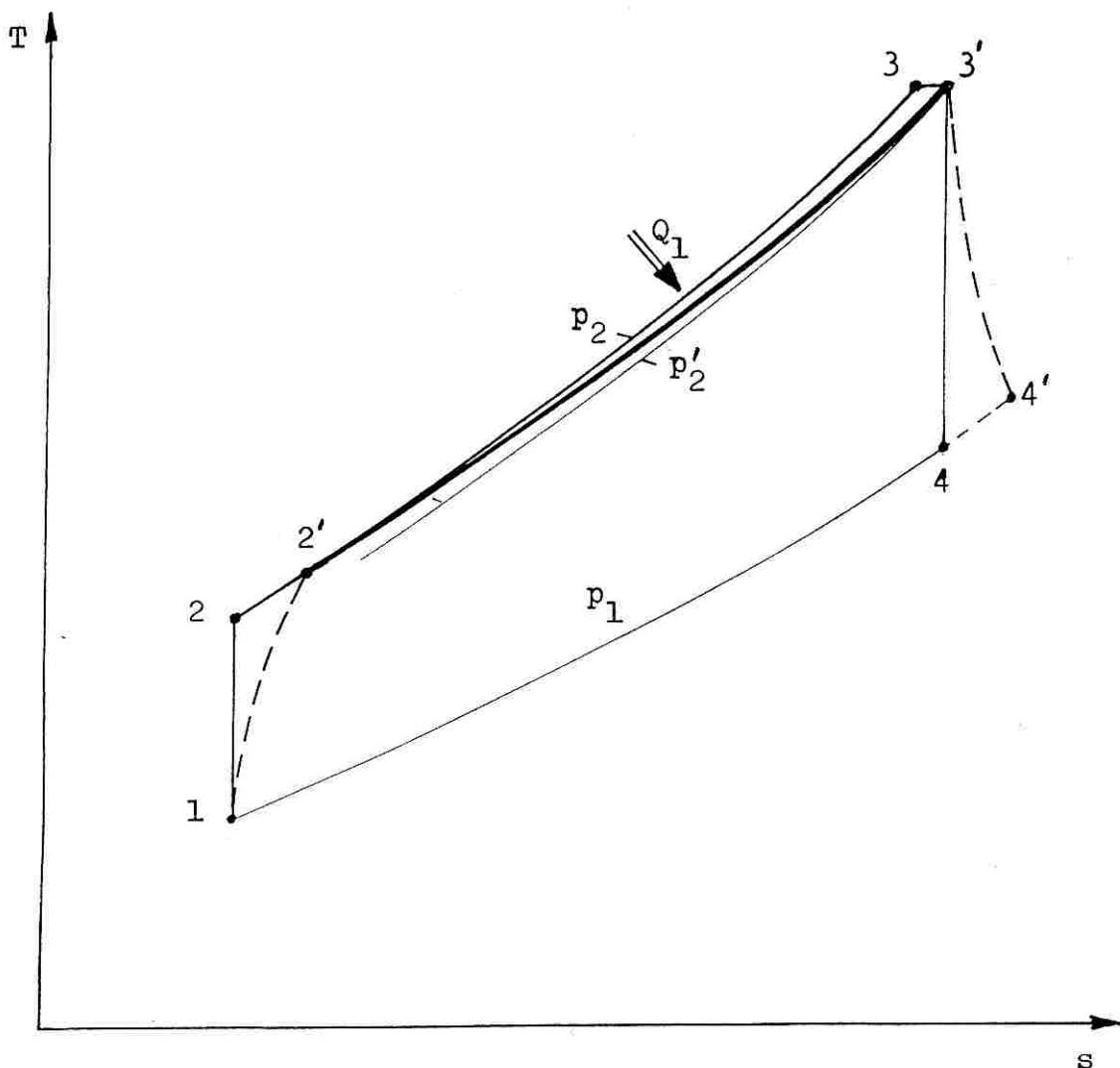
**Faktor pretička zraka u komori za izgaranje**

$$\lambda = \frac{G_z}{G_{zm}} ,$$

gdje je:  $G_{zm}$  - teoretska (stehiometrijska) minimalna količina zraka potrebna za potpuno izgaranje 1 kg goriva. U plinskim turbinama faktor zraka obično iznosi  $\lambda = 4 - 8$ . Pretičak zraka je

$$G_z - G_{zm} = (\lambda - 1) G_{zm} .$$

U nekim literaturama se faktor pretička zraka naziva pretičak zraka.



Sl. 79. - Dovodenje topline ( $Q_1$ ) u komori za izgaranje u teoretskom ( $T_2 - T_3$ ) i stvarnom ( $T_2' - T_3'$ ) procesu u T, s dijagramu

### 3.5.2.2. Stehiometrijski odnosi izgaranja goriva

Gorivo se sastoji iz gorivih i negorivih tvari. Gorive tvari su: C-ugljik, H-vodik i S-sumpor. Ostali sastojci goriva su negoriva tvar. Pri potpunom izgaranju ugljik izgara u ugljični dioksid:  $C + O_2 = CO_2$ . Vodik izgara u vodenu paru:  $H_2 + 1/2 O_2 = H_2O$ . Sumpor izgara u sumporni dioksid:  $S + O_2 = SO_2$ .

Stehiometrijske jednadžbe osnovnih procesa izgaranja s oslobođenom kemijskom energijom:

$$1 \text{ kmol } C + 1 \text{ kmol } O_2 = 1 \text{ kmol } CO_2 + 406,88 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ kmol } C + 1/2 \text{ kmol } O_2 = 1 \text{ kmol } CO + 123,99 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ kmol } H_2 + 1/2 \text{ kmol } O_2 = 1 \text{ kmol } H_2O + 241,74 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ kmol } S + 1 \text{ kmol } O_2 = 1 \text{ kmol } SO_2 + 296,60 \text{ MJ}$$

### Minimalna količina zraka za potpuno izgaranje goriva

U zraku koji se koristi za izgaranje goriva ima 21 volumenskih % kisika O<sub>2</sub> i 79 volumenskih % dušika N<sub>2</sub>. Prema tom je

$$G_{zm} = \frac{O_m}{0,21},$$

gdje je: O<sub>m</sub> - minimalna količina kisika za potpuno izgaranje 1 kg goriva, nm<sup>3</sup>/kg ili kmol/kg, (1 nm<sup>3</sup> = 1/22,41 kmol). Za određivanje minimalne količine kisika u kmol koja je potrebna za izgaranje mora se znati koliko se kmol C, H<sub>2</sub> i S nalazi u 1 kg goriva. Relativne molekularne mase su: m<sub>C</sub> = 12, m<sub>H</sub> = 2, m<sub>S</sub> = 32, m<sub>O</sub> = 32. U 1 kg goriva ima: c kg C ili c/12 kmol C, h kg H<sub>2</sub> ili h/2 kmol H<sub>2</sub> i s kg S ili s/32 kmol S. U gorivu ima i kisika: o kg O<sub>2</sub> ili o/32 kmol O<sub>2</sub>.

Iz danog slijedi

$$O_m = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32}.$$

Odnos minimalne teoretske količine kisika u kmol i ugljika u gorivu također u kmol naziva se karakteristika goriva:  $\sigma = O_m/(c/12)$ . S karakteristikom goriva se dobiva:  $O_m = 0,083 c \sigma$  i  $G_{zm} = 0,397 c \sigma$ , kmol/kg, kako je 1 kmol = 22,4 nm<sup>3</sup>,  $G_{zm} = 8,89 c \sigma$ , nm<sup>3</sup>/kg.

### 3.6 TURBINE

#### PODJELA TURBINA

**Prema pretvorbi energije:**

- akcijске
- reakcijске

**Prema smjeru strujanja radnog medija:**

- aksijalne
- radijalne

**Prema broju stupnjeva:**

- jednostupne
- višestupne

**Prema broju vratila:**

- jednovratilne
- više vratilne

#### 3.6.1. PRETVORBA ENERGIJE U STUPNUJU PLINSKE TURBINE

#### OSNOVNE JEDNADŽBE TEORIJE STRUJANJA KOMPRESIBILNOG MEDIJA

Pretvorba energije u stupnju plinske isto kao i parne turbine temelji se na slijedećim osnovnim jednadžbama teorije strujanja kompresibilnog medija u kanalu:

- jednadžbi stanja:  $pV = RT$ ; ( $h = pV^{k/(k-1)} + \text{konst.}$ ;  $h = c_p T$ ) .
- jednadžbi kontinuiteta:  $G = A c / V = \text{konst.}$  ili u diferencijalnom obliku  $dA/A = dv/v - dc/c$  .
- jednadžbi količine kretanja:  $c dc = - v dp - S dx$ , za izentropsko strujanje bez trenja sila trenja  $S = 0$ , pa se dobije da je  $c dc = - v dp$ .  
Integriranjem dane jednadžbe za konačni dio puta između presjeka 0-0 i 1-1 dobije se pri izentropskoj ekspanziji (za jednadžbu izentrope  $p_1 V_1^k = p_0 V_0^k = p V^k = \text{konst.}$  i  $V_1 = V_0 (p_0/p_1)^{1/k}$ ) povećanje kinetičke energije u obliku
- $$(c_{1t}^2 - c_o^2)/2 = \int_p^p v dp = k/(k-1) p_0 V_0 [1 - (p_1/p_0)^{(k-1)/k}]$$
.
- jednadžbi o očuvanju energije: za strujanje plina između presjeka 0-0 i 1-1 ima oblik  $h_0 + c_o^2/2 + q = h_1 + c_1^2/2 + w_t$   
ili u diferencijalnom obliku  $dh + c dc - dq + dw_t = 0$  .

Za strujanje bez dovođenja ili odvođenja topline ( $q = 0$ ) i mehaničkog rada u struji ( $w_t = 0$ ) jednadžba o očuvanju energije dobiva oblik  $dh + c dc = 0$ , integriranjem se dobije  $h + c^2/2 = \text{konst.}$  Iz jednadžbe o očuvanju energije dobije se povećanje kinetičke energije pri izentropskoj ekspanziji plina u obliku  $c_1^2/2 - c_o^2/2 = h_0 - h_1$  .

### Stupanj reakcije

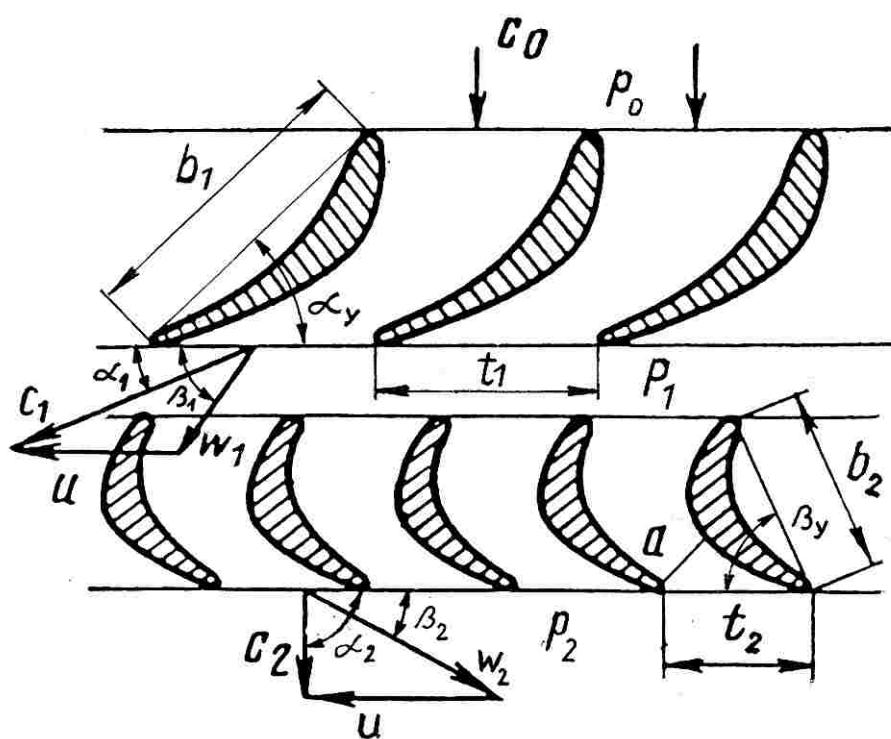
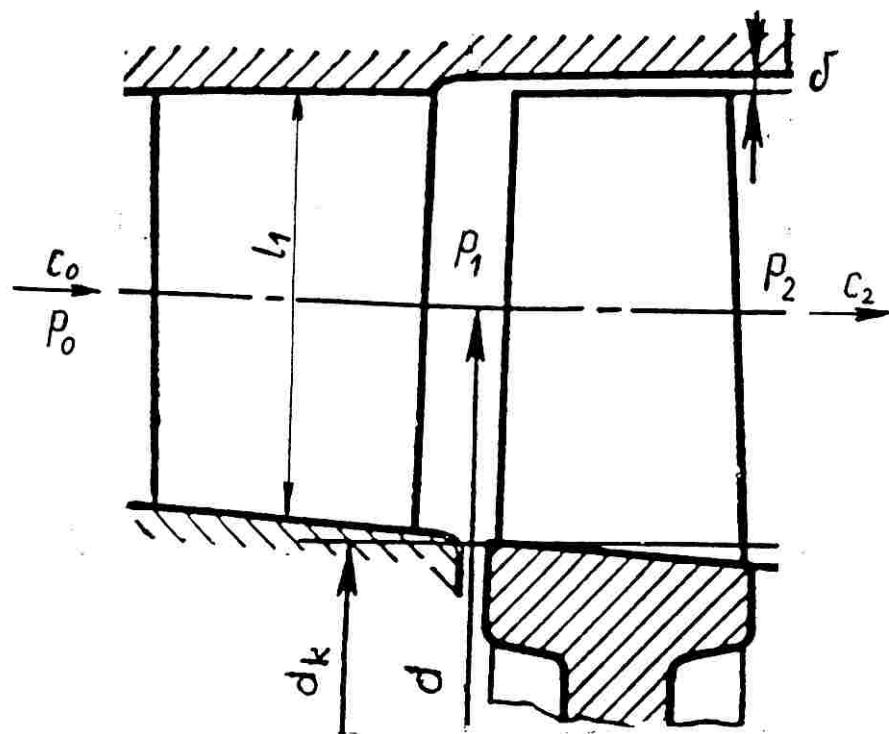
Odnos teoretskog toplinskog pada prerađenog u rotorskim lopaticama ( $H_{o2}$ ) i totalnog toplinskog pada u stupnju ( $H_{otot}$ ) naziva se stupanj reakcije:

$$\rho_t = \frac{H_{o2}}{H_{o1tot} + H_{o2}} \approx \frac{H_{o2}}{H_{otot}}.$$

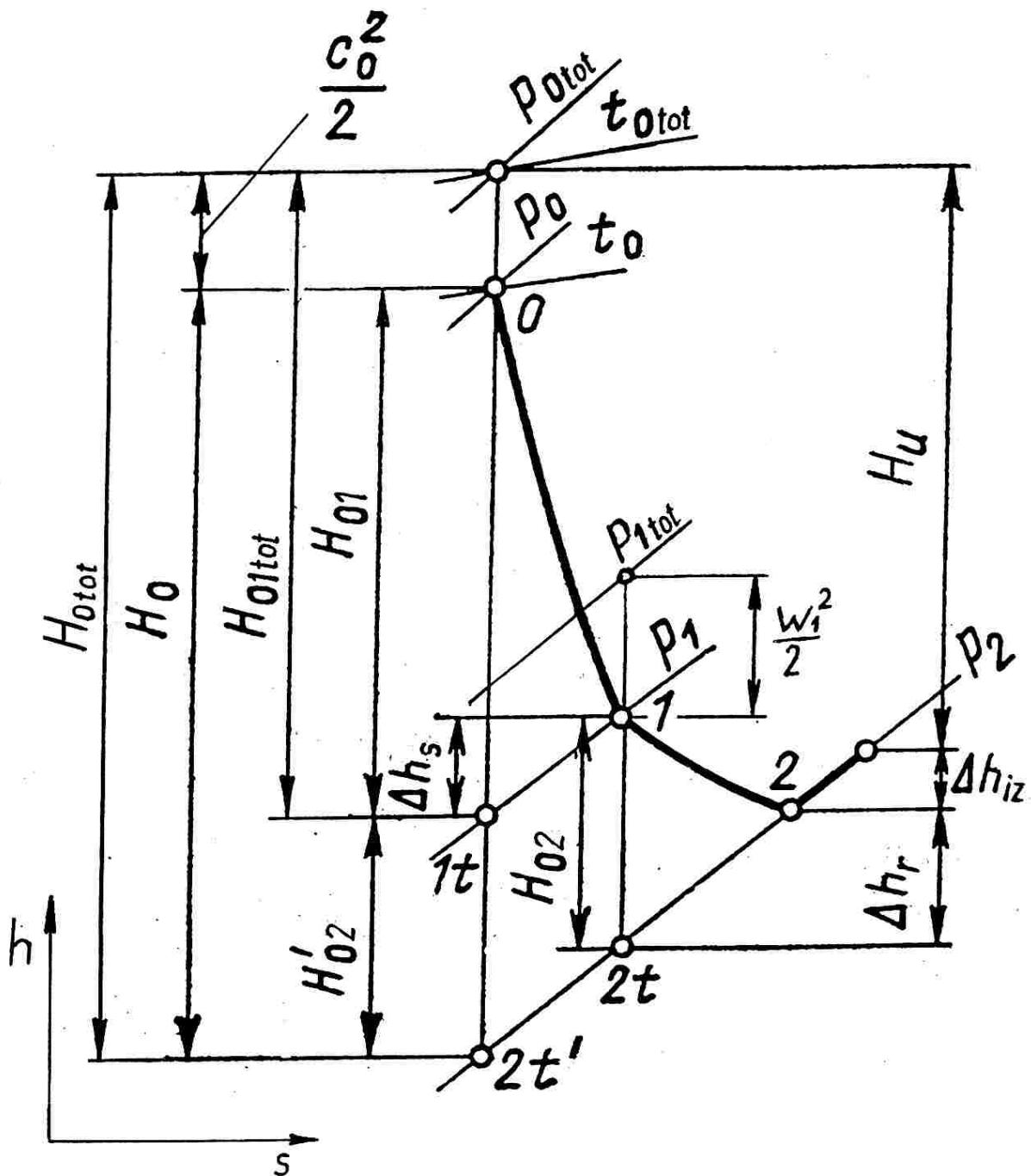
### Sila s kojom plin djeluje na rotorske lopatice

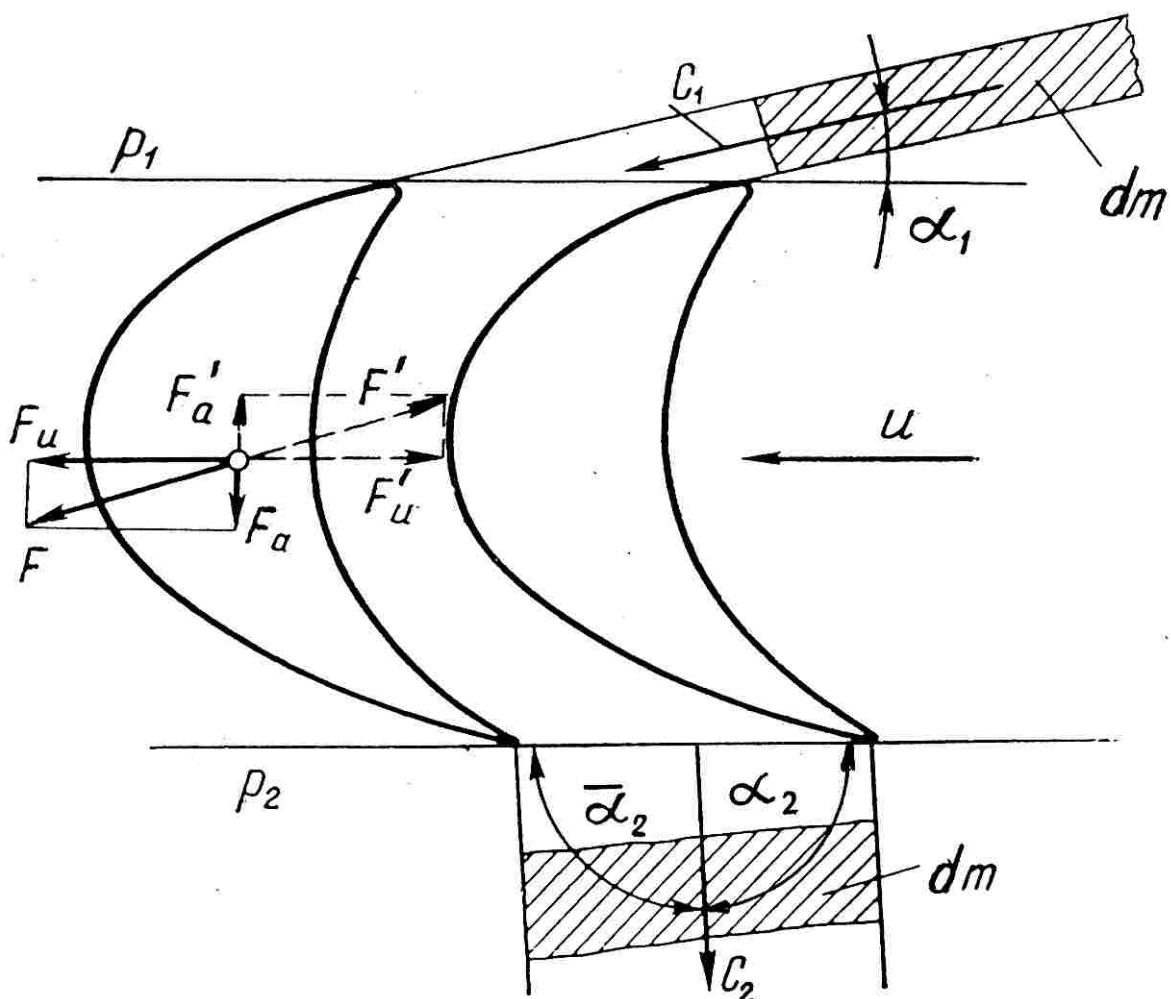
Promjena količine kretanja u smjeru vrtnje rotorskih lopatica jednaka je impulsu reaktivnih sila predanih struji plina, te slijedi da je

$$\int F_u dt = dm [c_2 \cos(\pi - \alpha_2) - c_1 \cos \alpha_1].$$



Sl. 80. - Turbinski stupanj s profilima lopatica i trokutima brzina struje plina

Sl. 81. - Proces ekspanzije plina u turbinskom stupnju u  $h, s$  dijagramu



Sl. 82. - Shema struje plina kroz kanal rotorskih lopatica

Sila reakcije s kojom lopatice djeluju na struju plina jednaka je u suprotnom smjeru sili s kojom plin djeluje na lopatice i za  $dm/dt = G$  dobije se obodna sila s kojom plin djeluje na lopatice u obliku

$$F_u = -F'_u = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = G(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2).$$

Reakcijska sila s kojom lopatice djeluju na struju plina u aksijalnom smjeru je

$$F'_a = G(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) - A_l(p_1 - p_2)$$

Aksijalna sila ( $F_a$ ) s kojom struja plina djeluje na lopatice jednaka je reakcijskoj sili u suprotnom smjeru

$$F_a = -F'_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + A_l(p_1 - p_2) = G(w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2) + A_l(p_1 - p_2),$$

gdje je:  $A_l = d \pi l_2$  - prstenasta površina rotorskih lopatica.

### Brzine struje plina

Teoretska izlazna brzina struje plina iz statorskih lopatica odredi se iz jednadžbe o očuvanju energije

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_o - h_{1t}) + c_o^2} = \sqrt{2(1 - \rho_t)H_{otot}} = \sqrt{2H_{o1tot}}$$

ili iz jednadžbe o količini kretanja

$$c_{1t} = \sqrt{2k/(k-1)p_o v_o [1 - (p_1/p_o)^{(k-1)/k}]} + c_o^2 = \sqrt{2c_p T_{otot} [1 - (p_1/p_{otot})^{(k-1)/k}]} .$$

Stvarna izlazna brzina je:  $c_1 = \varphi c_{1t}$ , gdje je  $\varphi$  - koeficijent brzine koji uzima u obzir sve gubitke u statorskim lopaticama.

Relativna izlazna brzina struje plina iz statorskih lopatica odredi se pomoću kosinusovog poučka iz trokuta brzina

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} ; \text{ obodna brzina je: } u = d \pi n , \text{ gdje je } n - \text{brzina vrtnje rotora,} \\ d - \text{srednji promjer stupnja.}$$

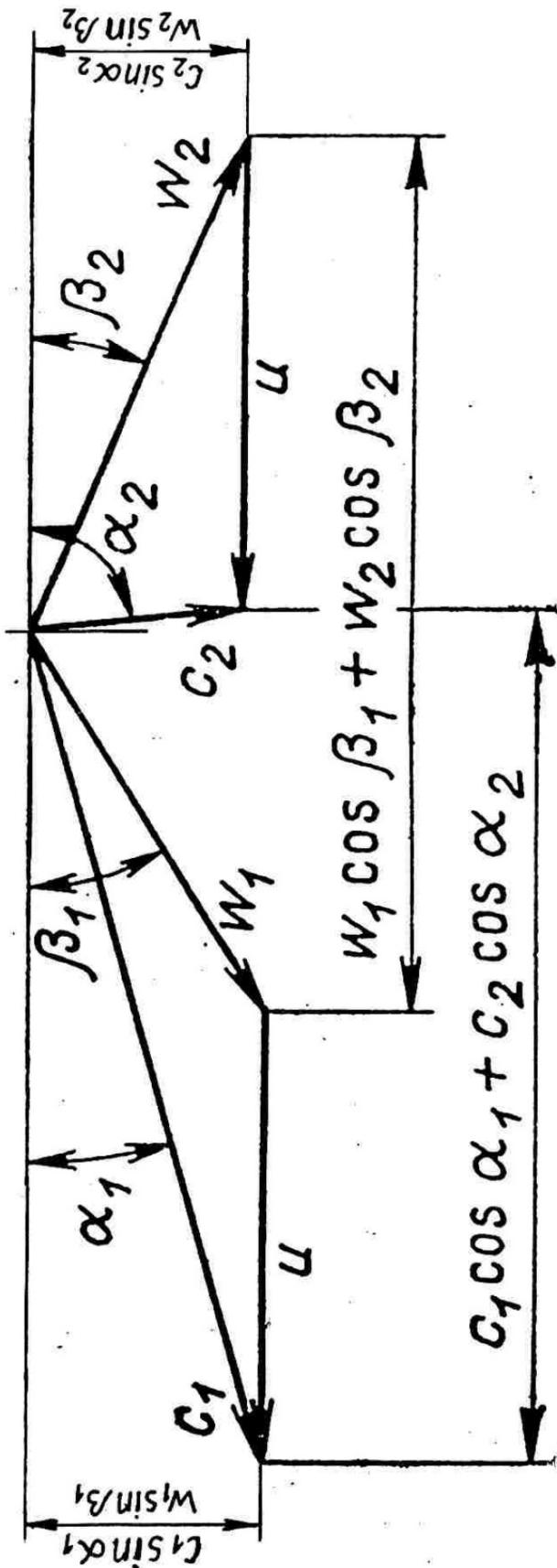
Teoretska izlazna brzina struje plina iz rotorskih lopatica odredi se iz jednadžbe o očuvanju energije analogno izlaznoj brzini iz statorskih lopatica

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2\rho_t H_{otot}} = \sqrt{2H_{o2} + w_1^2} = \sqrt{2H_{o2tot}}$$

ili iz jednadžbe o količini kretanja

$$w_{2t} = \sqrt{2k/(k-1)p_1 v_1 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}]} + w_1^2 = \sqrt{2c_p T_1 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}]} + w_1^2 .$$

Stvarna izlazna brzina je:  $w_2 = \psi w_{2t}$ , gdje je  $\psi$  - koeficijent brzine koji uzima u obzir sve gubitke u rotorskim lopaticama.



Sl. 83. - Trokut brzina turbinskog stupnja

Apsolutna izlazna brzina struje plina iz rotorskih lopatica odredi se pomoću kosinusovog poučka iz trokuta brzina

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \alpha_2}$$

### Gubici energije u stupnju turbine

Gubici energije u statorskim lopaticama mogu se odrediti pomoću izraza

$$\Delta h_s = h_1 - h_{it} = (c_{1t}^2 - c_1^2)/2 = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2/2 .$$

U rotorskim lopaticama gubici energije su

$$\Delta h_r = h_2 - h_{2t} = (w_{2t}^2 - w_2^2)/2 = (1 - \psi^2) w_{2t}^2/2 .$$

Gubici energije zbog izlazne brzine:  $\Delta h_{iz} = c_2^2/2 .$

### Snaga i specifični rad na lopaticama

Snaga dobivena strujom pare na rotorskim lopaticama može se odrediti kao umnožak sile na lopaticama i obodne brzine rotorskih lopatica

$$P_u = F_u u = G u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = G u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) .$$

Specifični rad na rotorskim lopaticama izražen pomoću apsolutnih ili relativnih brzina strujanja plina ima oblik

$$w_u = P_u/G = u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) .$$

Iz kosinusovog poučka i trokuta brzina proizlazi da je

$$u c_1 \cos \alpha_1 = (u^2 + c_1^2 - w_1^2)/2 \text{ i } u c_2 \cos \alpha_2 = (-u^2 - c_2^2 + w_2^2)/2 , \text{ korištenjem tih izraza}$$

dobije se specifični rad u obliku

$$w_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} .$$

Specifični rad na lopaticama može se izraziti i pomoću ukupne teoretske energije dovedene u stupanj i gubitaka

$$w_u = H_u = E_o - \Delta h_s - \Delta h_r - \Delta h_{iz} ,$$

gdje je:  $E_o = H_{o1tot} + H_{o2} \approx H_{otot}$  - ukupna energija dovedena u stupanj jednaka sumi raspoloživog toplinskog pada u statorskim i rotorskim lopaticama.

### Relativni stupanj korisnosti na lopaticama

Relativni stupanj korisnosti na lopaticama predstavlja odnos stvarne snage na lopaticama i teoretske snage stupnja ili specifičnog rada i ukupne energije dovedene u stupanj

$$\eta_u = \frac{P_u}{P_o} = \frac{w_u}{E_o}, \text{ gdje je: } P_u = w_u G \text{ i } P_o = E_o G.$$

Korištenjem danih izraza za specifični rad na lopaticama ( $w_u$ ) stupanj korisnosti može se izraziti pomoću projekcija apsolutnih ili relativnih brzina

$$\eta_u = \frac{u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_o} = \frac{u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_o}$$

ili pomoću brzina

$$\eta_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 - c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2}.$$

Stupanj korisnosti na lopaticama može se izraziti i pomoću ukupne energije i gubitaka

$$\eta_u = \frac{E_o - \Delta h_s - \Delta h_r - \Delta h_{iz}}{E_o} = 1 - \xi_s - \xi_r - \xi_{iz},$$

gdje je:  $\xi_s$ ,  $\xi_r$ ,  $\xi_{iz}$  - koeficijent gubitaka u statorskim lopaticama, rotorskim lopaticama i izlazne brzine.

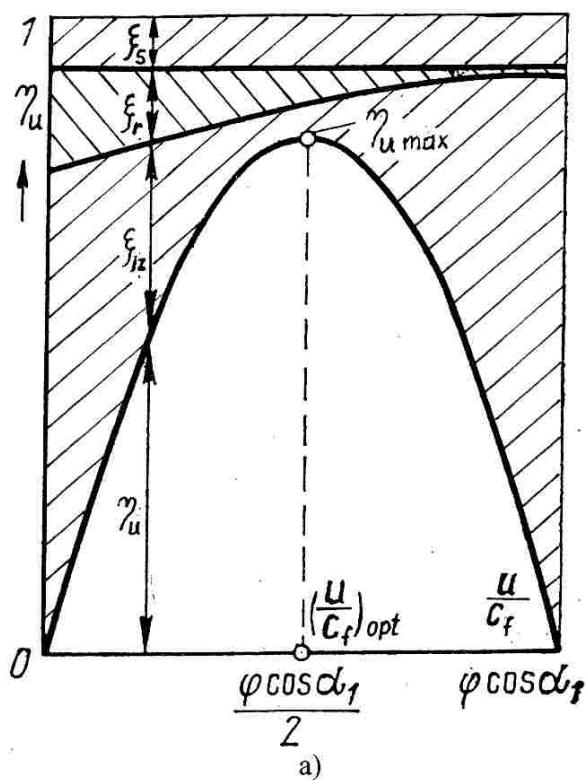
#### 6.3.2. Određivanje osnovnih razmjera stupnja

Jedna od najvažnijih značajki turbinskog stupnja koja karakterizira njegovu ekonomičnost je odnos obodne i fiktivne brzine stupnja koju bi dao ukupni toplinski pad. Veličina optimalnog odnosa tih brzina ovisi od stupnja reakcije. Za proizvoljan stupanj reakcije optimalan odnos obodne i fiktivne brzine stupnja može se približno odrediti pomoću izraza

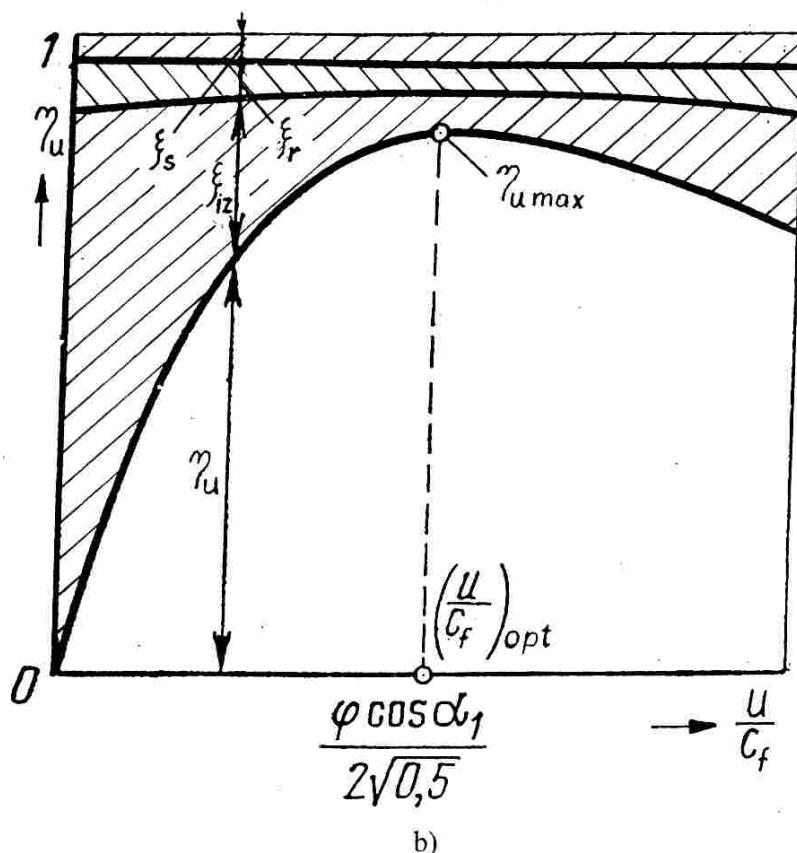
$$\left( \frac{u}{c_f} \right)_{opt} \approx \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho_t}}$$

Za čisto akcijski stupanj  $\rho_t = 0$  optimalni odnos brzina je

$$\left( \frac{u}{c_f} \right)_{opt} \approx \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2}.$$



a)



b)

Sl. 84. - Stupanj korisnosti na lopaticama ( $\eta_u$ ) u ovisnosti odnosa brzina ( $u/c_f$ ) i gubitaka energije ( $\xi_s$ ), ( $\xi_r$ ) i ( $\xi_{iz}$ ): a) akcijski stupanj; b) reakcijski stupanj

Koefficijent brzine za statorske lopatice obično iznosi  $\varphi = 0,98$ . Izlazni kut struje plina  $\alpha_1$  odabire se  $11 - 14^\circ$ . Za čisto akcijski stupanj bez gubitaka prema danom izrazu optimalni odnos brzina  $u/c_f \approx 0,5$ .

Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine stupnja za reakcijski stupanj  $\rho_t = 0,5$  na temelju danog izraza može se napisati u obliku

$$(u/c_f)_{opt} = \varphi \cos \alpha_1 .$$

Prema tome, optimalni odnos brzina za idealni reakcijski stupanj približno je 1,0.

Pri zadanom totalnom toplinskom padu stupnja  $H_{tot} = H_o + c_o^2/2$  i odabranoj vrijednosti odnosa brzina  $u/c_f$  srednji promjer stupnja može se odrediti pomoću izraza

$$d = \frac{\sqrt{2H_{tot}}}{\pi n} u/c_f .$$

U nekim slučajevima za zadani ili odabrani srednji promjer odredi se raspoloživi toplinski pad stupnja

$$H_{tot} = H_o + \frac{c_o^2}{2} = \frac{1}{2} \left( \frac{d \pi n}{u/c_f} \right)^2 .$$

Izlazna površina statorskih lopatica za dozvučno strujanje plina, tj. za Machov broj  $Ma < 1$  odredi se iz jednadžbe kontinuiteta

$$A_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} ,$$

gdje je;  $\mu_1 = 0,97 - 0,98$  - koeficijent protoka statorskih lopatica.

Visina statorskih lopatica odredi se pomoću izraza

$$l_1 = \frac{A_1}{d \pi \sin \alpha_1} = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 d \pi c_{1t} \sin \alpha_1} .$$

Za veće duljine lopatica izlazni kut struje plinova odabire se  $\alpha_1 = 15 - 25^\circ$ .

Broj statorskih lopatica odredi se pomoću izraza

$$z_1 = \frac{d \pi}{t_1} ,$$

gdje je:  $t_1 = t_{1\text{opt}} b_1$  - korak, tj., razmak između profila statorskih lopatica.

Kut ( $\beta_1$ ) relativne izlazne brzine struje plinova iz statorskih lopatica ( $w_1$ ) s kojom plinovi ulaze u rotorske lopatice može se odrediti iz trokuta brzina

$$\tan \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - u/c_1} \Rightarrow \beta_1 .$$

Za reakcijski stupanj kut  $\alpha_1 = \beta_2$ . Kut apsolutne izlazne brzine struje plina iz rotorskih lopatica odredi se iz trokuta brzina:

$$\tan \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - u/w_2} \Rightarrow \alpha_2 .$$

Broj rotorskih lopatica je

$$z_2 = \frac{d\pi}{t_2},$$

gdje je:  $t_2 = t_{2\text{opt}} b_2$  - korak rotorskih lopatica.

Relativni unutarnji stupanj korisnosti stupnja turbine je:

$$\eta_i = \eta_u - \sum \xi = \eta_u - \xi_{tr} - \xi_y - \xi_h ,$$

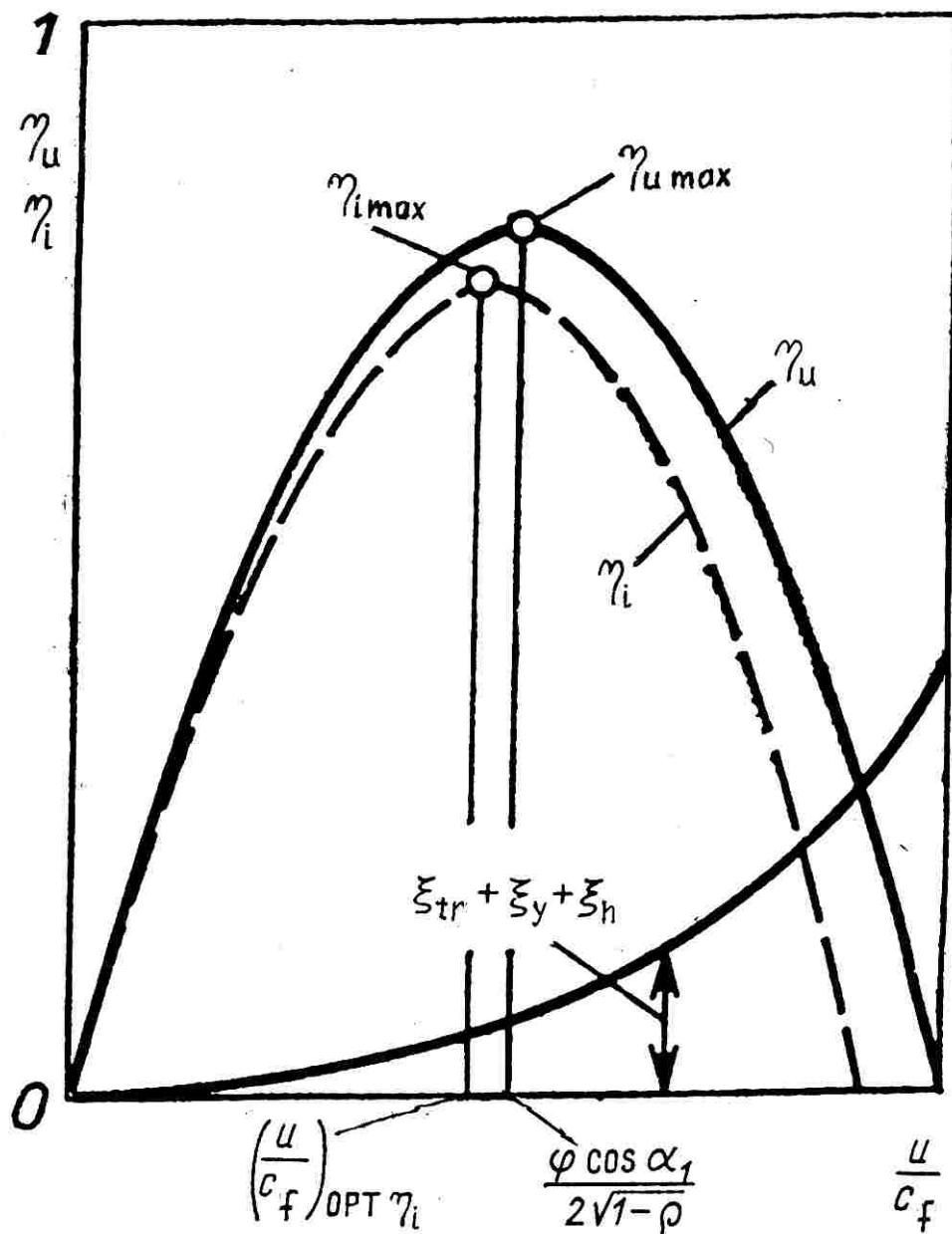
gdje su:  $\sum \xi$  - suma ostalih gubitaka;  $\xi_{tr}$  - gubici trenja diska i bandaže;  $\xi_y$  - gubici kroz unutarnje zazore u stupnju;  $\xi_h$  - gubici zbog hlađenja zrakom

Iskorišteni toplinski pad u stupnju je:

$$H_i = E_o \eta_i .$$

Ako se zanemari ulazna brzina u stupanj ( $c_o$ ) tada je

$$H_i = H_o \eta_i .$$



Sl. 85. - Unutarnji stupanj korisnosti ( $\eta_i$ ) u ovisnosti dopunskih gubitaka i optimalnog odnosa brzina ( $u/c_f$ )<sub>opt</sub>

### 3.6.2. Trodimenzionalno strujanje u aksijalnom stupnju - Uvijeni profili lopatica

Do sada se je strujanje kroz lopatične kanale razmatralo dvodimenzionalno. Svi proračuni izvođeni su na srednjem promjeru stupnja. Prepostavilo se da su sve veličine na bilo kojem radijusu od korijena do vrha lopatice jednake veličini na srednjem promjeru. Veličine po toj prepostavki se to manje razlikuju od stvarnih veličina što je veći odnos srednjeg promjera i visine lopatica ( $d/l_1 > 10 - 15$ ), tj. što su manje duljine lopatica. Pri duljim lopaticama značajno se mijenja obodna brzina od korijena do vrha lopatice. Posljedica toga je da se mijenjaju trokuti brzina od korijena do vrha lopatice, što treba uzeti u obzir kod proračuna i projektiranja stupnja, tj. lopaticu treba uvijati vrh u odnosu na korijen (Sl. 86.)

Pri duljim lopaticama treba također uzeti u obzir radijalnu komponentu kretanja plina, koja nastaje zbog toga što promjer raste od stupnja do stupnja i zbog centrifugarnog utjecaja obodne komponente brzine. Zbog toga strujanje treba razmatrati trodimenzionalno.

Da bi se uspostavila radijalna ravnoteža djelića mase plina potrebna je i promjena tlaka duž radijusa, koja se ostvaruje promjenom stupnja reakcije duž lopatice.

Jednadžba ravnoteže svih sila koje djeluju na djelić mase plina i smjeru radijusa (Sl. 87.) može se napisati u obliku:

$$p_1 r d\phi da - (p_1 + dp_1) (r + dr) d\phi da + 2 p_1 dr da \sin(d\phi/2) + \rho r d\phi da dr c_{1u}^2/r = 0 ,$$

gdje su prva dva člana jednadžbe - sila radijalnog tlaka djelujućeg na donju i gornju površinu djelića mase, treći član radijalna komponenta bočne sile ( $p_1 dr da$ ), četvrti član je centrifugalna sila.

Zamjenom  $\sin(d\phi/2) \approx d\phi/2$  i dijeljenjem s masom djelića ( $\rho d\phi da dr$ ) nakon sređivanja dobije se

$$\frac{dp_1}{dr} = \frac{1}{v_1} \frac{c_{1u}^2}{r} .$$

Dobiveni izraz naziva se jednadžba radijalne ravnoteže.

Promjena entalpije u zazoru između statorskih i rotorskih lopatica može se dobiti iz jednadžbe energije uz pretpostavku da se totalna entalpija ne mijenja po visini lopatice

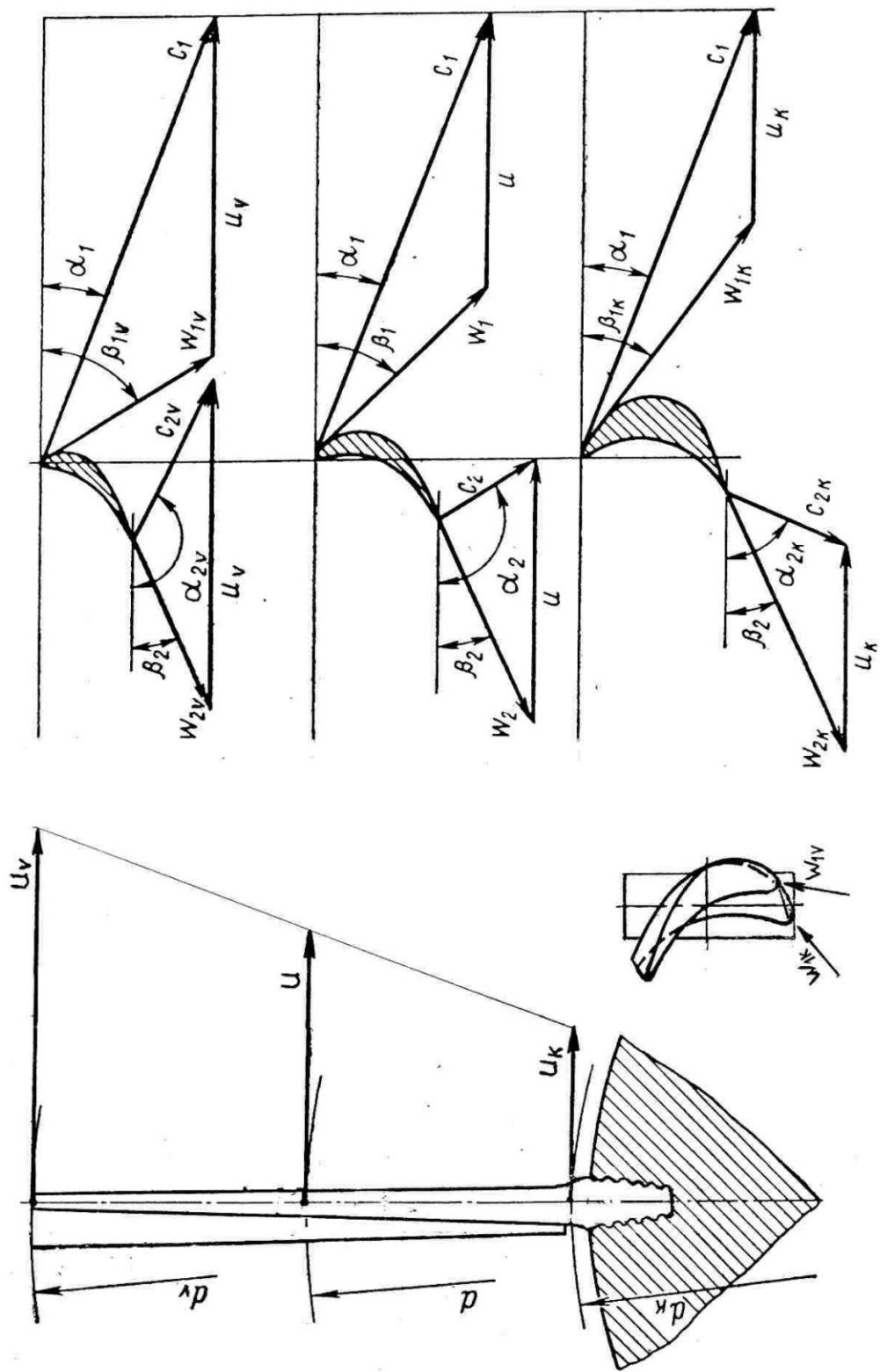
$$h_{1tot} = h_1 + c_1^2/2 = \text{konst.}$$

Diferenciranjem te jednadžbe po  $r$ , dobije se

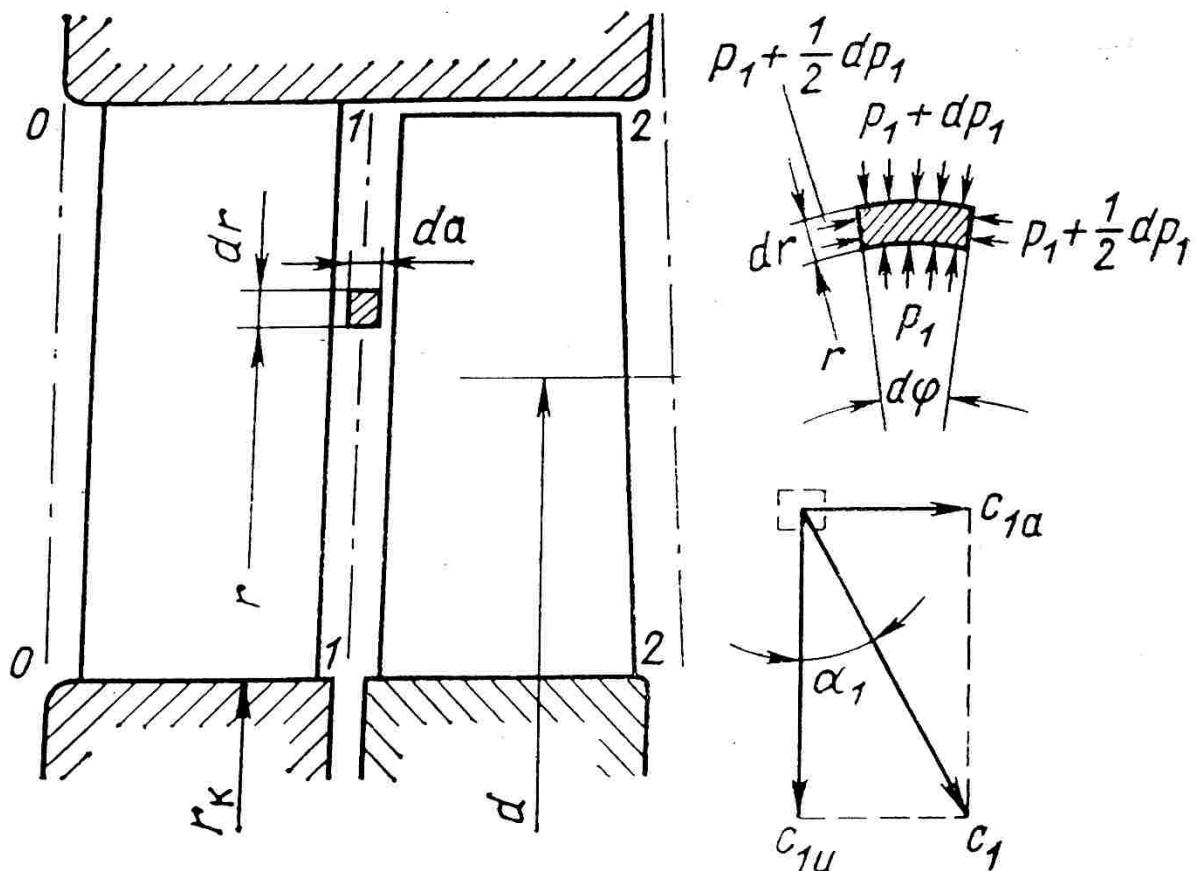
$$\frac{dh_{1tot}}{dr} = \frac{dh_1}{dr} + c_1 \frac{dc_1}{dr} = 0 .$$

Nakon zamjene  $dh_1 = v_1 dp$  i sređivanja dobije se izraz za radijalni gradijent tlaka

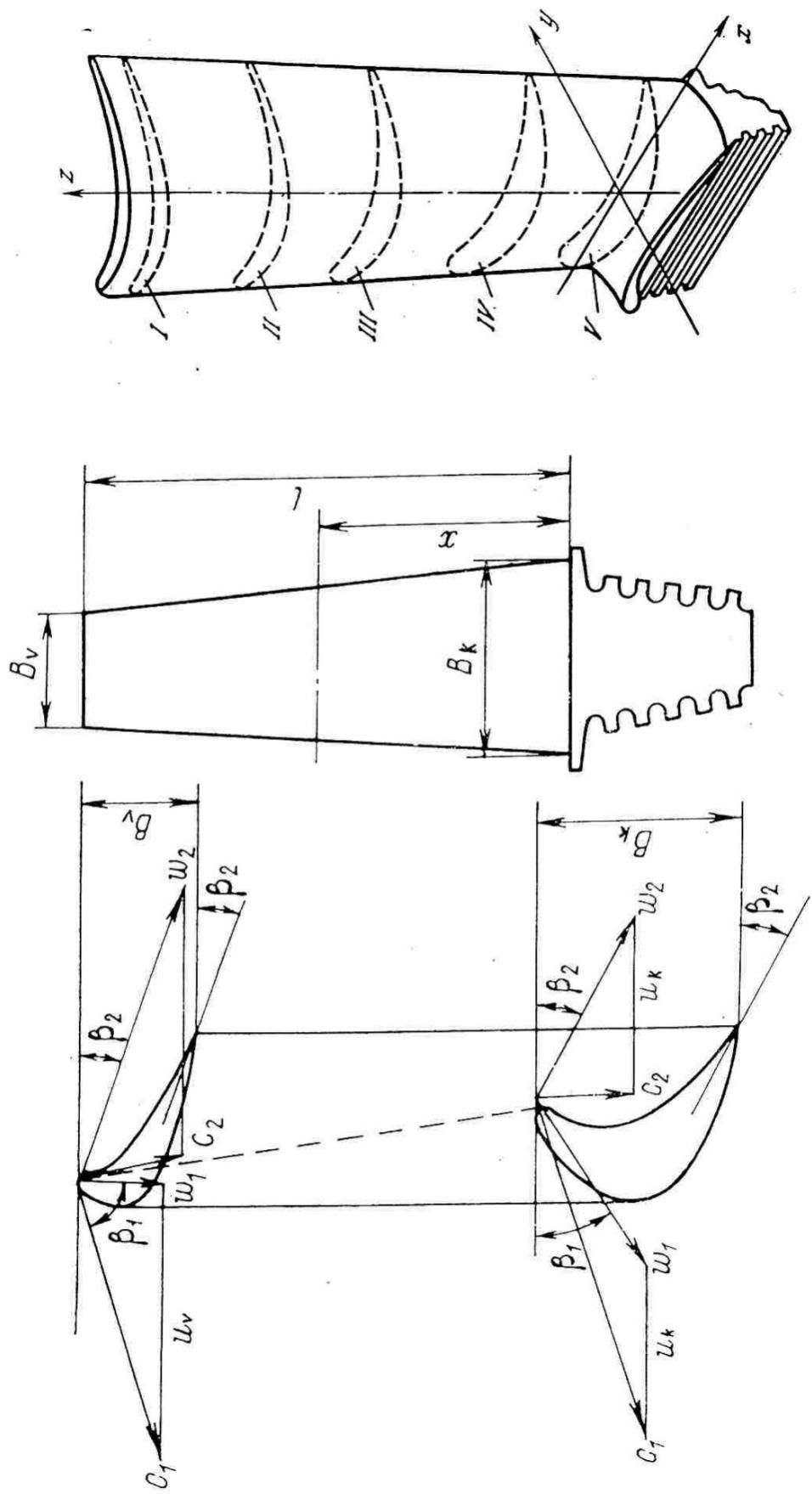
$$\frac{dp_1}{dr} = - \frac{c_1}{v_1} \frac{dc_1}{dr} .$$



Sl. 86. - Promjena obodne brzine i trokuta brzine po visini lopatice



Sl. 87. - Radijalna ravnoteža djelića mase u zazoru između statorske i rotorske lopatice



Sl. 88. - Trokuti brzina na vrhu lopatice i u vijenost rotorske lopatice s prikazom proračunskih presjeka uvijanja

Pomoću dobivenog izraza zamjeni se radijalni gradijent tlaka u jednadžbi radijalne ravnoteže s brzinama pa se dobije

$$c_{1u}^2/2 = - c_1 \frac{dc_1}{dr} .$$

Korištenjem odnosa između projekcija brzina

$$c_1^2 = c_{1a}^2 + c_{1u}^2$$

i pretpostavke da je stupanj projektiran za uvjete  $c_{1a} = \text{konst.}$ , nakon diferenciranja dobije se

$$\frac{dc_1}{dr} = c_{1u} \frac{dc_{1u}}{c_1} .$$

Uvrštanjem veličine  $\frac{dc_1}{dr}$  u gornju preuređenu jednadžbu radijalne ravnoteže dobije se diferencijalna jednadžaba za promjene obodne komponente brzine uzduž radiusa

$$\frac{dr}{r} = - \frac{dc_{1u}}{c_{1u}} .$$

Nakon integriranja dobivenog izraza dobije se

$$c_{1u} r = \text{konst.}$$

Iz danog izraza proizlazi da je umnožak obodne komponente brzine i radiusa u zazoru između statorske i rotorske lopatice konstantna veličina, tj. cirkulacija brzine po krugu iza statorskih lopatica ne mijenja se po radiusu stupnja. Dani izraz koristi se za proračun uvijanja profila lopatice nazvan metoda konstantne cirkulacije (slobodnog vrtloga).

Dani izraz može se napisati za korijen lopatice:

$$c_{1u} r = c_{1uk} r_k = \text{konst.} \Rightarrow c_{1uk} = c_{1u} r / r_k .$$

gdje je:  $r_k$  - radius u korijenu lopatice;  $c_{1uk}$  - obodna komponenta brzine u korijenu lopatice.

Po danoj metodi uvijanja brzina  $c_1$  od korijena prema vrhu lopatice pada a kut  $\alpha_1$  raste.

Poznavajući veličine na srednjem promjeru stupnja iz termodinamičkog proračuna, po danoj metodi mogu se odrediti sve te veličine za proizvoljan radius po visini lopatice.

Za uvijanje lopatice na temelju poznatih veličina na srednjem promjeru izvodi se proračun najmanje na korijenu i vrhu lopatice. Zatim se može izvoditi proračun za radius između korijena i sredine, te radius između sredine i vrha lopatice. Kod duljih lopatica proračunava se na više presjeka, jer što se izvodi proračun na više presjeka dobije se točnije uvijanje profila lopatice od korijena prema vrhu.

Sve rotorske lopatice plinskih turbina radi što manjih gubitaka, tj. višeg stupnja korisnosti obično se izvode s uvijenim profilom.

Postoje više metoda uvijanja profila lopatica:

- metoda konstantne cirkulacije po visini lopatice  $c_{1u} r = \text{konst.}$ ,
- metoda konstantnog izlaznog kuta struje plina  $\alpha_1 = \text{konst.}$
- metoda konstantne aksijalne komponente brzine  $c_a = \text{konst.}$
- metoda konstantnog specifičnog protoka  $\Delta G_1 = \text{konst.}$

Sve ove metode daju približno jednak stupanj korisnosti, pa se odabir pojedine metode uvijanja profila lopatice izvodi na temelju tehnoloških uvjeta izrade lopatice, vibracijske pouzdanosti i čvrstoće.

### 3.6.3. Toplinski proces i snaga višestupne plinske turbine

Višestupne plinske turbine obično imaju dva do pet stupnja. Izlazni parametri iz jednog stupnja su ulazni parametri za drugi stupanj. Ukupni toplinski pad u turbini jednak je sumi toplinskih padova u pojedinim stupnjevima

$$H_{ouk} = \sum H_o .$$

Broj stupnjeva turbine odredi se pomoću izraza

$$Z = \frac{H_{ouk} (1 + \alpha_T)}{H_o} ,$$

gdje je:  $\alpha_T = 0,02 - 0,04$  - koeficijent povraćaja topline.

Ukupni teoretski specifični rad u turbini jednak je ukupnom teoretskom toplinskom padu u turbini

$$w_t = H_{ouk} = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4) .$$

Stvarni ukupni specifični rad u turbini jednak je stvarnom ili iskorištenom ukupnom toplinskom padu turbine

$$w_{ti} = H_{iuk} = h_3 - h_4' = c_p (T_3 - T_4') ,$$

gdje su:  $h_3, T_3$  - entalpija i temperatura plina na ulazu u turbinu;  $h_4, h_4', T_4, T_4'$  - teoretska i stvarna entalpija i temperatura na izlazu iz turbine,  $c_p = \text{konst}$ .

Unutarnji stupanj korisnosti turbine je

$$\eta_T = \frac{w_{ti}}{w_t} = \frac{H_{iuk}}{H_{ouk}} = \frac{h_3 - h_4'}{h_3 - h_4} = \frac{T_3 - T_4'}{T_3 - T_4} .$$

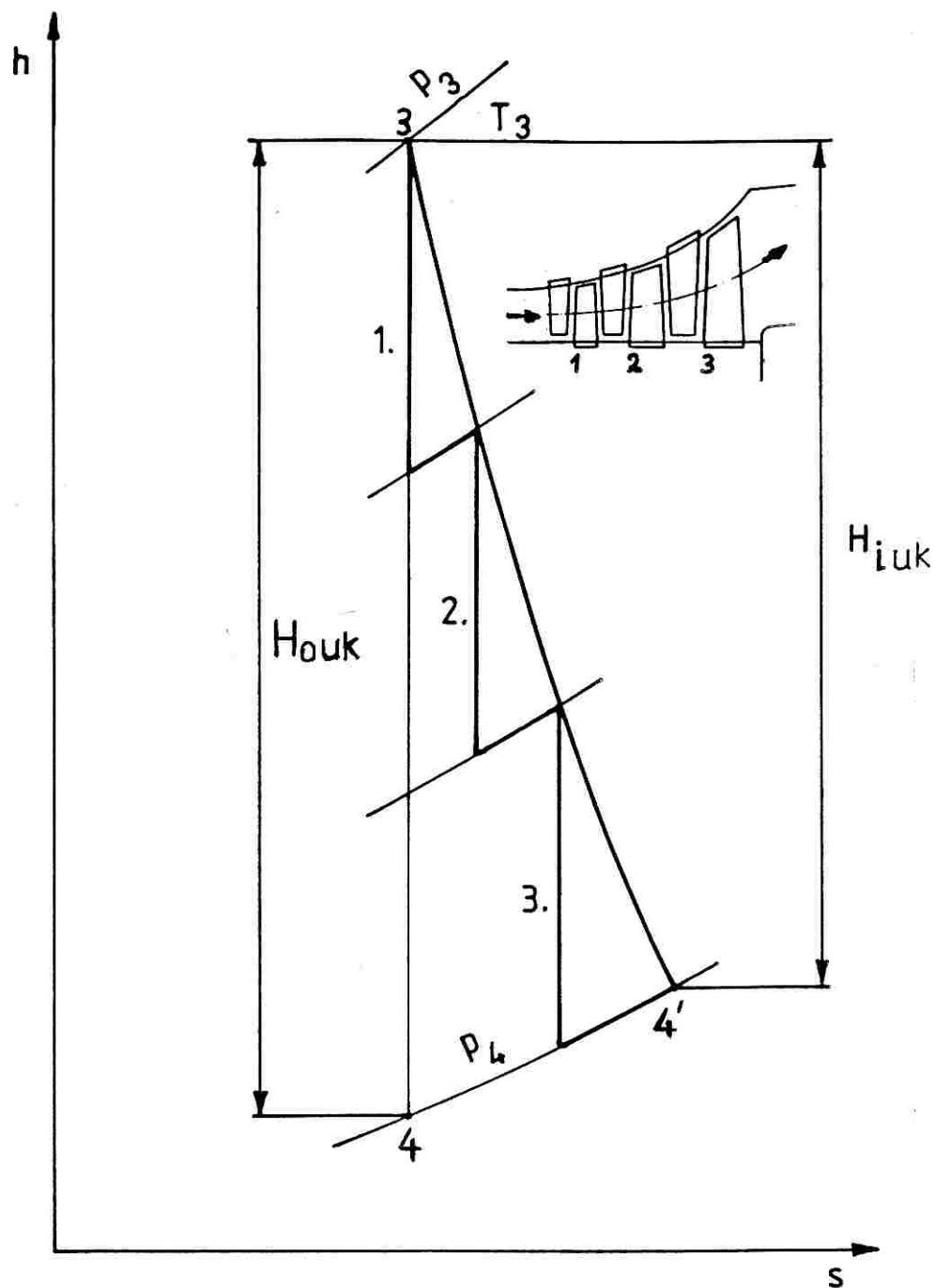
Teoretska unutarnja snaga turbine

$$P_T = G w_t = G H_{ouk} = G (h_3 - h_4) = G c_p (T_3 - T_4) .$$

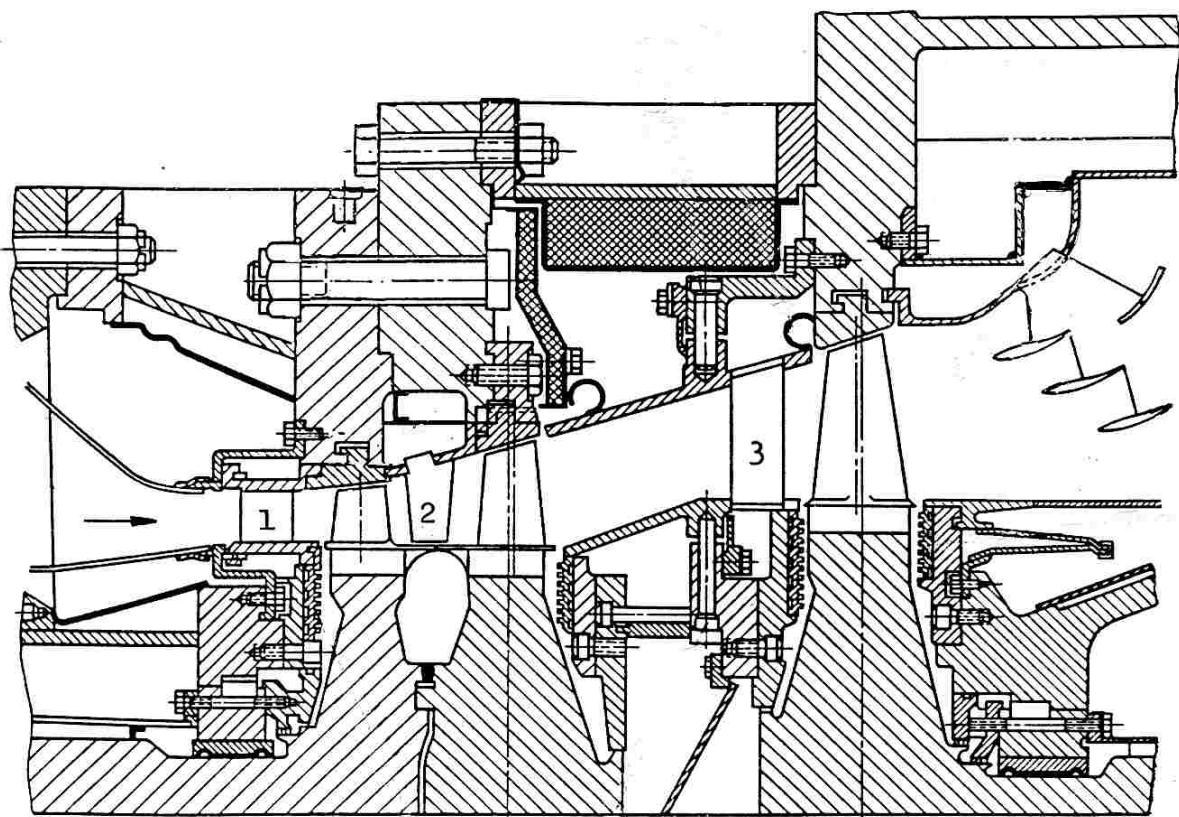
Stvarna ili iskorištena unutarnja snaga turbine je

$$P_{Ti} = G w_{ti} = G H_{iuk} = G (h_3 - h_4') = G (T_3 - T_4') .$$

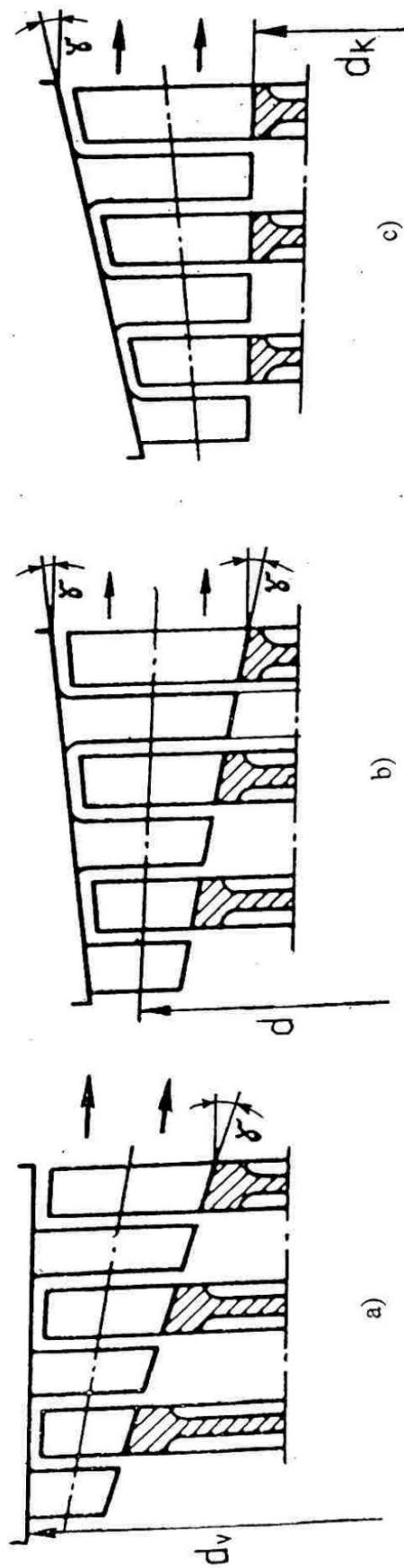
Efektivna snaga na vratilu turbine:  $P_{Te} = P_{Ti} \eta_m$  .



Sl. 89. - Proces ekspanzije u  $h, s$  (entalpija, entropija) dijagramu trostupne plinske turbine

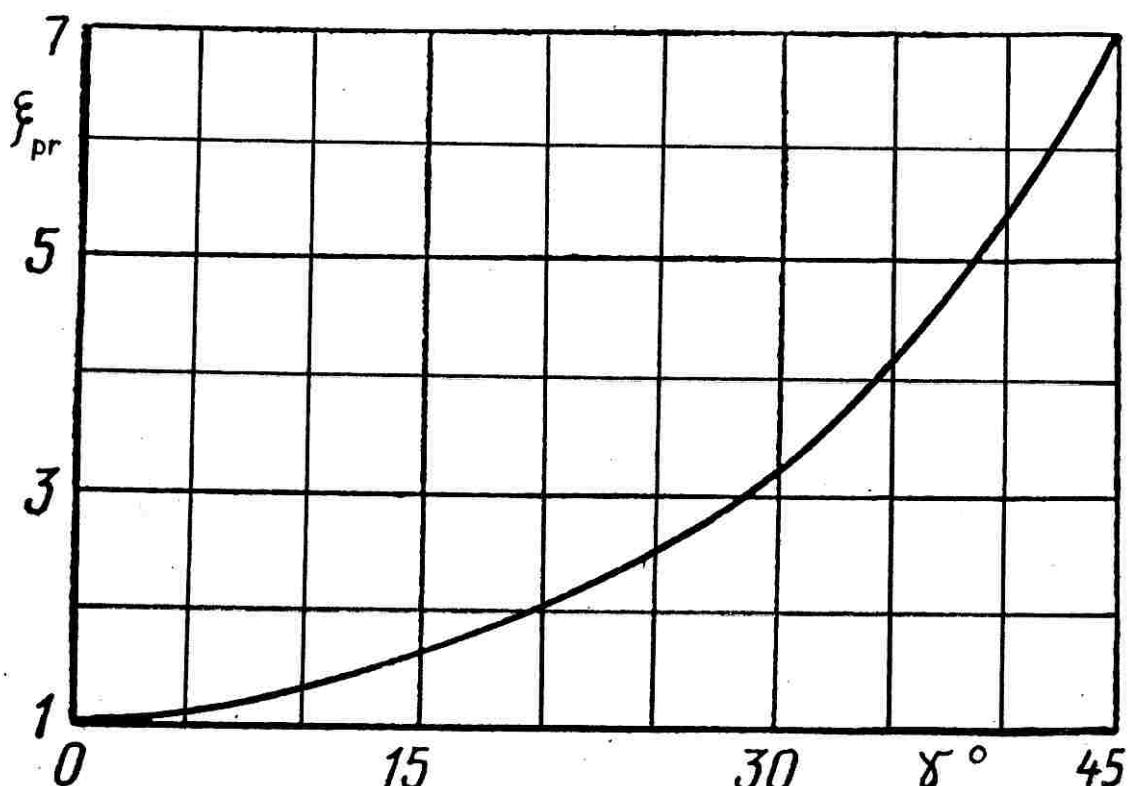


Sl. 90. - Uzdužni presjek kroz trostupnu plinsku turbinu plinskoturbinskog postrojenja snage 5000 kW, proizvodnje General Electric.



Sl. 91. - Konstrukcijske sheme protočnog dijela višestupnih plinskih turbina:

- a)  $d_v$  - promjer na vrhu lopatice je konstantan;
- b)  $d$  - srednji promjer stupnjeva je konstantan;
- c)  $d_k$  - promjer na korijenu lopatice je konstantan



Sl. 92. - Ovisnost gubitka ( $\xi_{pr}$ ) o kutu proširenja protočnog dijela turbine ( $\gamma$ )

### 3.7. POMOĆNI DIJELOVI PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA

U pomoćne dijelove plinskoturbinskog postrojenja ulaze: ulazni i ispušni sustav zraka i to filtri, prigušivači buke, uređaji za hlađenje i grijanje; uljni sustav i ležajevi; sustav za gorivo, sustav za pokretanje turbine.

#### 3.7.1. Filtri za zrak

Plinske turbine su strojevi koji su vrlo osjetljivi na čistoću zraka kao radnog medija. Pouzdanost i pogonske značajke plinske turbine su u funkciji kvalitete i čistoće zraka. Budući da za svoj rad koriste velike količine zraka to i mali sadržaj nečistoća u zraku može negativno djelovati na rad kompresora i turbine. Zrak u gradskim sredinama gdje su ugrađene stacionarne plinske turbine je nečist. Zagaden je prašinom, pijeskom, letećim otpacima industrije, pepelom, lišćem, letećim dijelovima cvjetova, plinovima iz automobila, SO<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub> i drugim plinovima.

Obzirom na djelovanje na plinsku turbinu onečišćenja zraka može se podijeliti na:

- primjese koje djeluju agresivno na dijelove turbine kod radne temperature, to su vanadij, natrij, kalij i olovo;
- primjese koje djeluju abrazivno i udarno na dijelove kompresora i turbine, to su pijesak i prašina;
- primjese koje stvaraju naslage na lopaticama kompresora i turbine, te mijenjaju njihov aerodinamički profil.

Kod vremenskih nepogoda kao što su jaki vjetrovi onečišćenje zraka se pogoršava. Zbog primjesa onečišćenja u zraku smanjuje se snaga turbine i povećava potrošnja goriva. U težim slučajevima može doći i do oštećenja dijelova kompresora i turbine. Neke primjese onečišćenja zraka uzrokuju smetnje i oštećenja turbine u svim uvjetima, a neke samo u određenim okolnostima. Štetnost primjesa je ovisna od:

- fizikalnih i kemijskih svojstava primjesa i njihovoј količini;
- fizikalnih i kemijskih svojstava površina dijelova kompresora i turbine s kojima primjese dolaze u doticaj;
- brzine i pravca kretanja primjesa u odnosu na površine s kojima dolaze u doticaj.

Problemi koje primjese onečišćenja u zraku uzrokuju dijelovima kompresora i turbine uglavnom su:

- naslage na lopaticama kompresora i turbine;
- mehanička oštećenja;
- korozionska oštećenja;
- erozijska oštećenja;

Zbog smanjenja navedenih problema, te učinkovit i pouzdan pogon neophodno je pripremiti atmosferski zrak koji se usisava u kompresor i odstraniti primjese onečišćenja. Za odstranjenje primjesa onečišćenja iz zraka na ulazu u plinsku turbinu koriste se različite vrste inercijskih filtera i filtera s filterskom masom u ovisnosti od vrste nečistoća. Oni se postavljaju na ulazu zraka u kompresor. Najveće krute primjese u zraku su lišće, papir, smeće i druge tvari koje može prenositi jaki vjetar. Ulaz tih primjesa u kompresor sprečava se mrežom, s kojom se također sprečava ulaz ptica.

Krute čestice prašine u zraku imaju promjer od 0,1 do 100 µm. Dijelovi krutih čestica ispod 5 µm se rado lijepe za lopatice, dok čestice iznad 10 µm zbog svog udarnog i abrazivnog djelovanje uzrokuju eroziju.

Za izdvajanje krupnijih krutih primjesa iz zraka koriste se inercijski filtri a za sitnije filtri sa filtarskom masom. Inercijski filtri rade na dva načela. Jedno načelo je nagla promjena smjera kretanja zraka, koju zrak lako slijedi, a krute čestice zbog inercije to manje što su veće mase. Pri tom se čestice talože na stjenku s koje se odvajaju i odstranjuju. Na slici 129. prikazan je primjer inercijskog filtra sa promjenom smjera kretanja zraka u uskim kosim kanalima. Ti kosi kanali zahtijevaju naglu promjenu smjera zraka, koju zrak lako slijedi, dok krute čestice ne mogu to manje što im je veća masa, te lete naprijed na stjenke kanala i skupljaju se u krajnjem kanalu i odvode, tj. odsisavaju.

Primjer inercijskog filtra skretnog načela prikazan je na slici 130. Zrak ulazi u filter i naglo mijenja smjer, a krute čestice zbog inercije nastavljaju kretanje i skupljaju se u krajnjem kanalu. Odseparirane krute čestice se odstranjuju iz sabirnog kanala pomoću posebnog ventilatora sa malom količinom zraka (4 - 6 %) u sabirni spremnik.

Drugo načelo rada inercijskog filtra je da zrak usmjeri u vrtložno kretanje. Pri tom se zrak centrifugira i na taj način se izdvajaju krute čestice. Na slici 131. prikazan je primjer inercijskog filtra s vrtloženjem zraka. Zrak na ulazu pomoću vrtložnika dobi vrtložno kretanje. Pri tom se centrifugirane krupne čestice odvajaju i uz stjenku cijevi odlaze, te se skupljaju u komori i odvode, a očišćeni zrak u sredini cijevi odlazi kroz difuzor prema kompresoru. Za odvođenje, tj. odsisavanje krutih čestica potreban je ventilator, jer je na ulazu u kompresor podtlak. Pri tom se odsisava i mala količina zraka.

Inercijski filtri izlučuju krute čestice veće od  $10 \mu\text{m}$ , a takovih je oko 95 % mase svih čestica u zraku. Efikasnost inercijskih filtera ocjenjuje se obično koeficijentom

$$\zeta = G_c/G_{uc}$$

gdje je:  $G_c$  - maseni protok čestica ulovljenih u filtru;  $G_{uc}$  - maseni protok čestica na ulazu u filter. Za dobre konstrukcije filtera efikasnost im iznosi  $\zeta = 0,95 - 0,99$ .

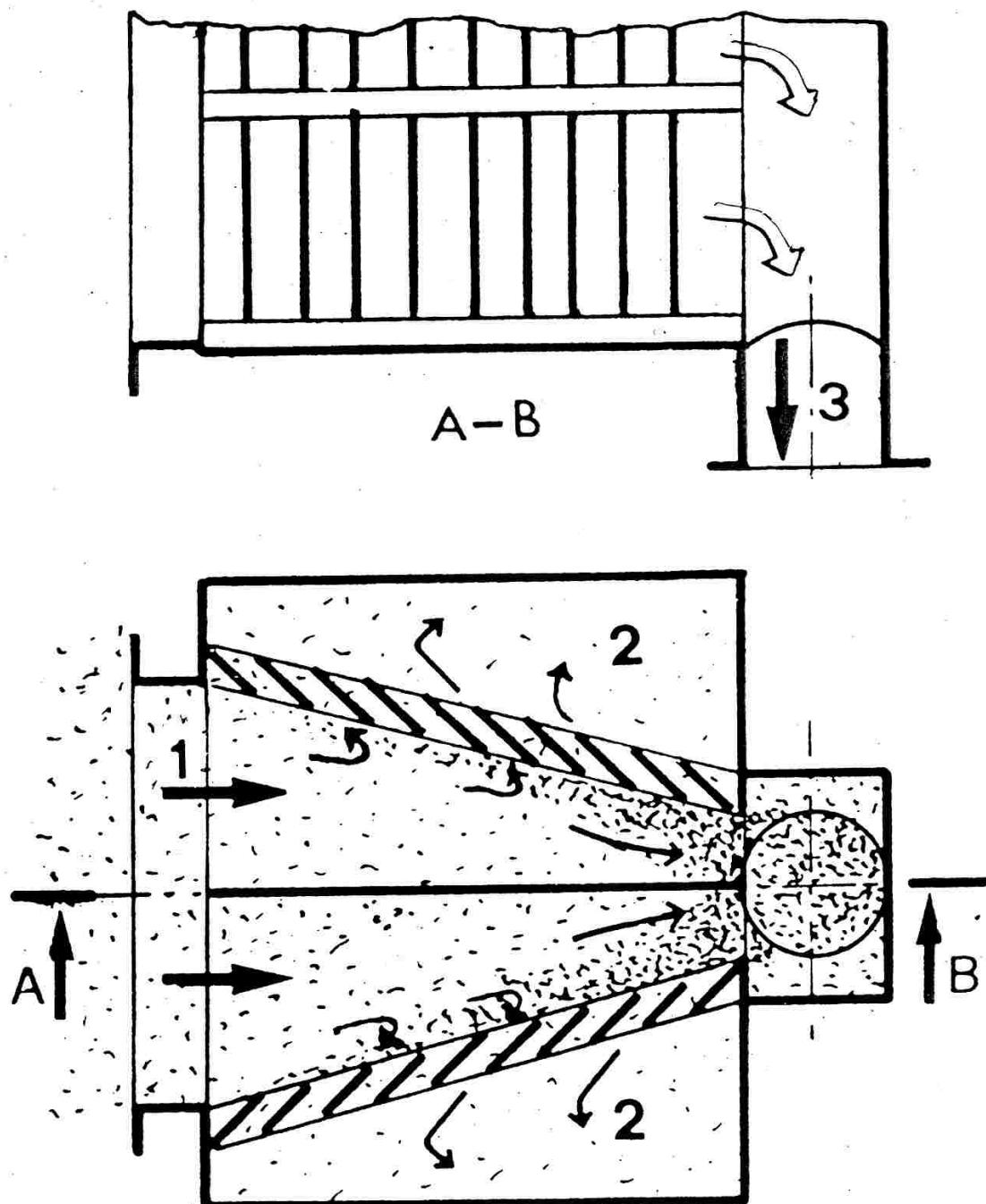
Izlučivanje krutih čestica manjih od  $10 \mu\text{m}$  može se izvoditi sa filtrima sa filtracijskom masom. Kod filtera sa filtracijskom masom zrak prolazi kroz filtracijsku masu smještenu u okvire na kojoj se zadržavaju nečistoće. Zaprljana masa se može baciti ili očistiti i ponovno koristiti. To ovisi o materijalu koji se koristi za filtracijsku masu i mogućnosti njegovog čišćenja. Pored toga koriste se filteri s pokretnom filtracijskom beskonačnom trakom. Beskonačna traka je razapeta na dva valjka i premotava se s jednog na drugi valjak. Primjer filtera s pokretnim filtracijskim materijalom od sintetične tkanine prikazan je na slici 132. Filtracijska tkanina kroz koju prolazi zrak je razapeta na gornjem i donjem valjku. Sa zaprljanjem se tkanina premotava s gornjeg valjka na donji valjak.

Zrak se može čistiti pranjem mlazom vode. Kada su primjese topive u vodi, može se struja zraka propustiti kroz kišnu zavjesu. Štetne primjese zaprljanog zraka kao što su natrij, kalij i sumporni dioksid su lako topivi u vodi, pa čist zrak izlazi iza kišne zavjese.

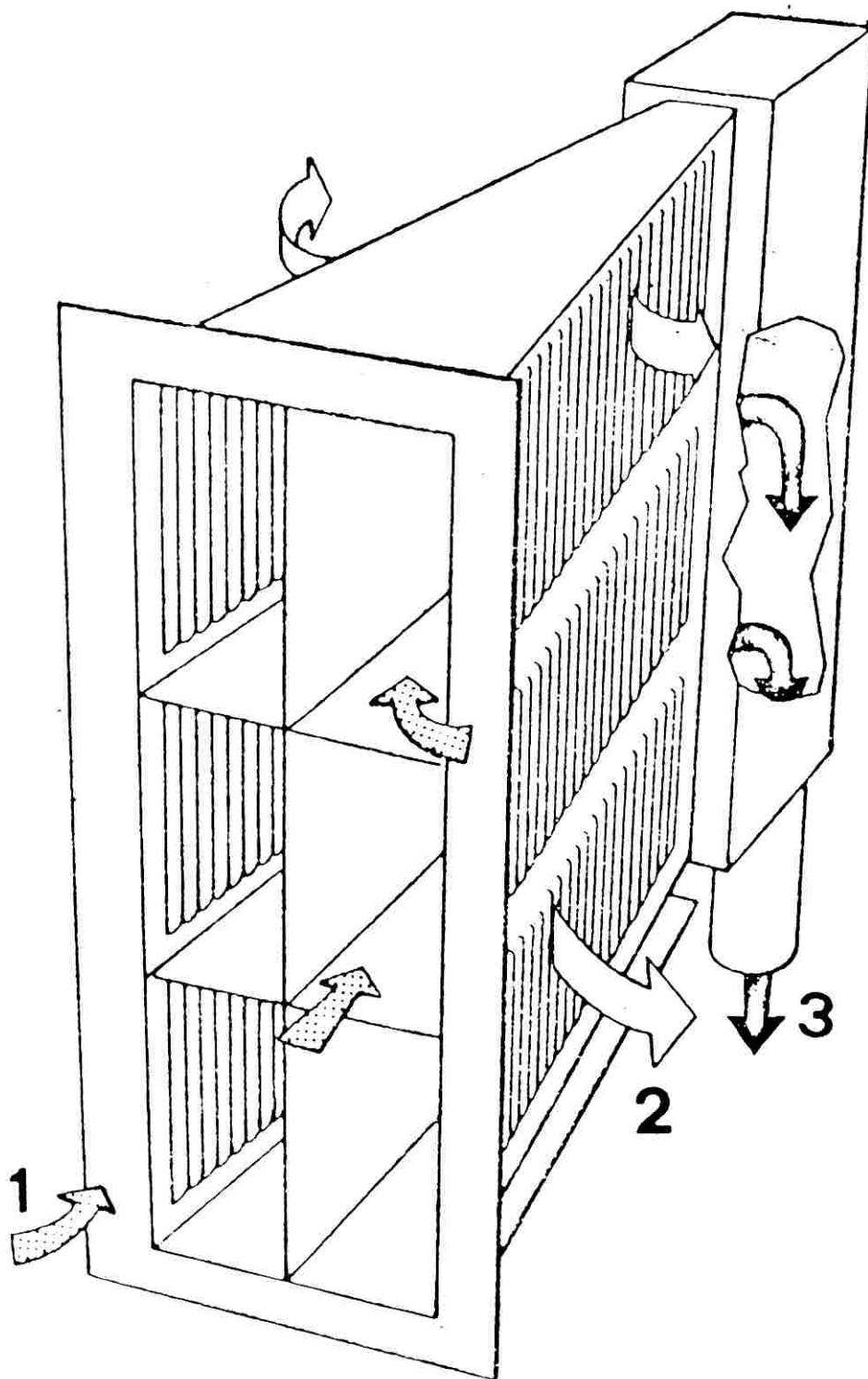
Za čišćenje zraka primjenjuju se i elektrotrouljni filteri. Pri tom zrak prolazi između dvije pločaste elektrode između kojih je jako elektrostatičko polje. Nečistoće u zraku se ioniziraju i privlače na dolju pločastu elektrodu. Na donoj elektrodi je ulje za koje se hvataju čestice nečistoće.

Ulje se može koristiti i za kod inercijskih filtera, kao i za filtracijske mase. Filtracijska masa se naujli i tada se na filtracijske niti hvata prašina.

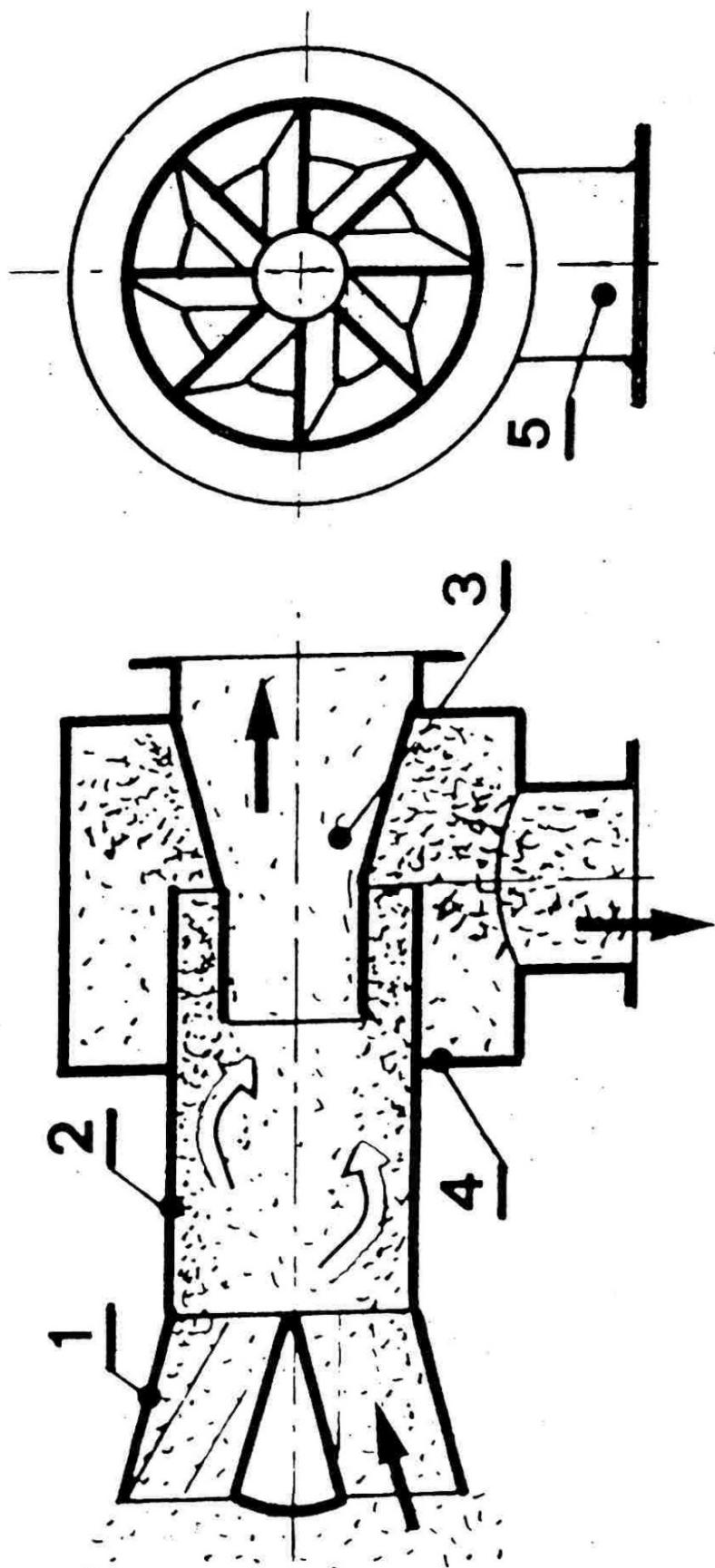
U područjima s jako onečišćenim zrakom racionalna je primjena dvostupanog čišćenja zraka. Pri tom za prvi stupanj čišćenja zraka primjenjuje se inercijski filter s naglom promjenom smjera ili vrtložnog načela, koji odstranjuje krupnije krute čestice. Za drugi stupanj čišćenja može se primijeniti filter s filtracijskom masom koji odstranjuje ostale primjese onečišćenja zraka.



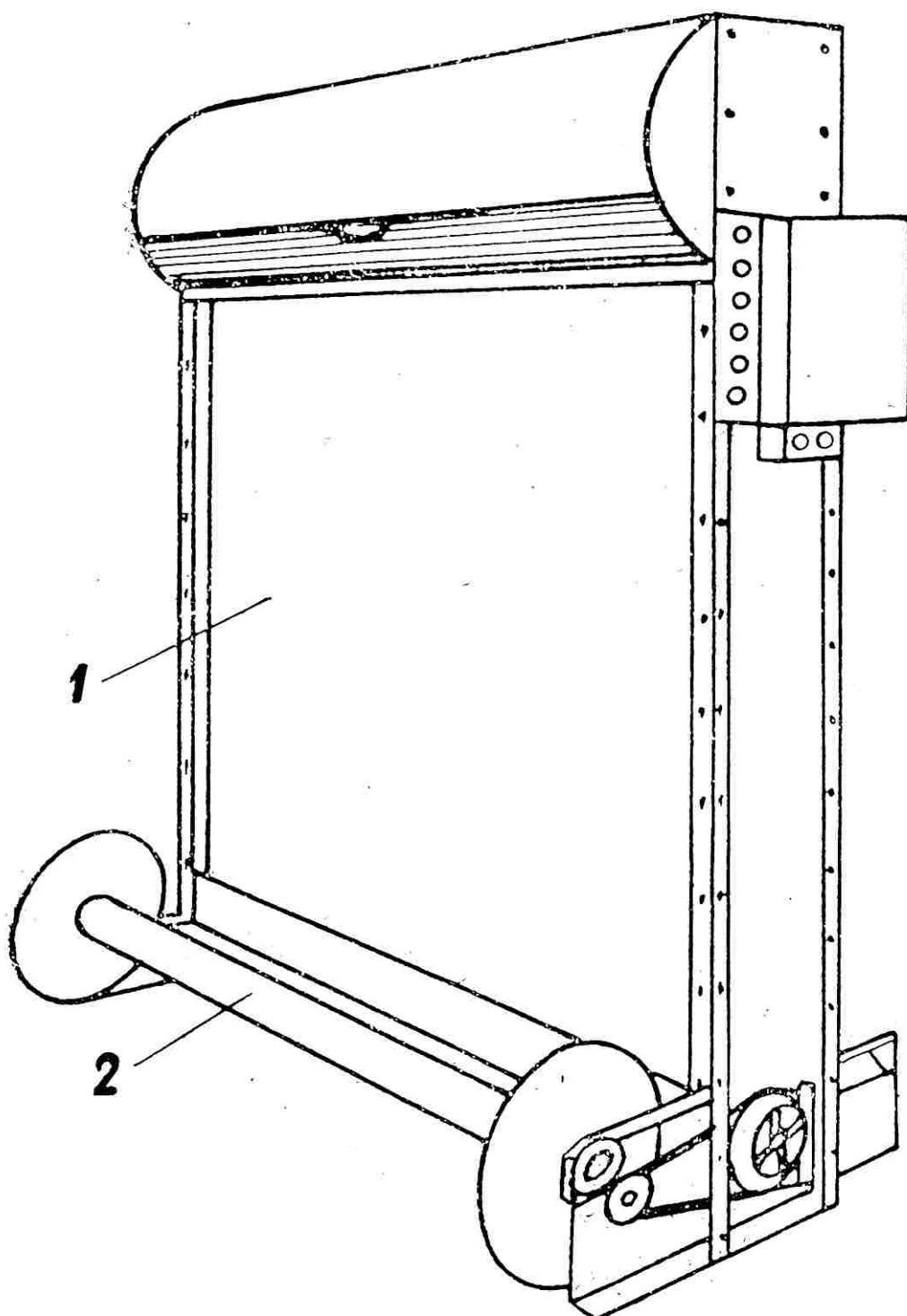
Sl. 129. - Inercijski filter sa promjenom smjera kretanja zraka:  
1 – ulaz zraka; 2 – očišćeni zrak; 3 – odvođenje krutih čestica



Sl. 130. - Prikaz inercijskog filtra sa skretanjem zraka:  
1 – ulaz zraka; 2 – očišćeni zrak; 3 – krute čestice



Sl. 131. - Inercijski filter s vrloženjem zraka:  
 1 - vrložnik zraka; 2 - cijev; 3 - difuzor za odvođenje čistog zraka; 4 - komora za skupljanje krutih  
 čestica; 5 - priključak za odvođenje krutih čestica



Sl. 132. - Filter s pokretnom trakom od filtracijske tkanine:  
1 – filtracijska tkanina; 2 – donji valjak

### 3.7.2. Prigušivači buke

Plinske turbine su strojevi koji u radu stvaraju relativno veliku buku. Glavni izvori buke su u ulazu zraka u kompresor, izlazu ispušnih plinova i samom kompresoru i turbini, gdje se prolazom zraka kroz statorske i rotorske rešetke stvaraju zvučni valovi. Međutim najjači i najneugodniji izvor buke je ulaz zraka u kompresor. Na ulazu u kompresor se rasprostiru zvučni valovi, uzbudeni promjenljivim aerodinamičkim silama nastalih pri prolazu zraka kroz nepokretne i pokretne lopatice. Ispred prvog stupnja kompresora razina buke može dostizati 130 - 140 dB. Frekvencija te buke može se odrediti pomoću izraza

$$f_i = n_k z_k i / 60$$

gdje je:  $n_k$  - brzina vrtnje kompresora;  $z_k$  - broj rotorskih lopatica prvog stupnja kompresora;  $i$  - broj harmonika.

Kod izgradnje stacionarnih plinskoturbinskih postrojenja poklanja se velika pažnja smanjivanju i izolaciji buke, naročito ako je postrojenje u naseljenom mjestu. Za prigušivanje buke poduzimaju se razne mjere, čiji obim ovisi uglavnom o zahtjevima okoline za dopuštenu razinu buke. Postoje propisane norme za dopuštenu razinu buke.

Za najjednostavnije slučajeve ugrađuju se prigušivači buke na ulazu zraka iza filtra i u ispuh plinova. To su komore sa ulošcima s poroznom masom za prigušivanje buke. Za izlaz plinova iz turbine ulošci moraju biti vatrootporni na temelju mineralne vune ili sličnog materijala. Ulošci su izrađeni od perforiranog čeličnog lima u aerodinamičnom obliku i ispunjeni prigušnom masom.

Na slici 133. su prikazani ulošci za prigušivanje buke iz perforiranog lima ispunjeni s mineralnom vunom. Da ne bi došlo do slijeganja za ispuh se koristi žičana armatura. Primjer prigušivača buke s dva reda rešetki uložaka prikazan je na slici 134. Sastoji se iz rešetki uložaka od perforiranog lima ispunjenih sintetičkim vlaknima. Rastojanje između uložaka u rešetki obično iznosi 2 do 5 debljina uloška. Ovakvi prigušivači buke su se pokazali veoma efikasni u smanjenju buke. Njihova efikasnost prigušivanja buke može se približno odrediti pomoću formule

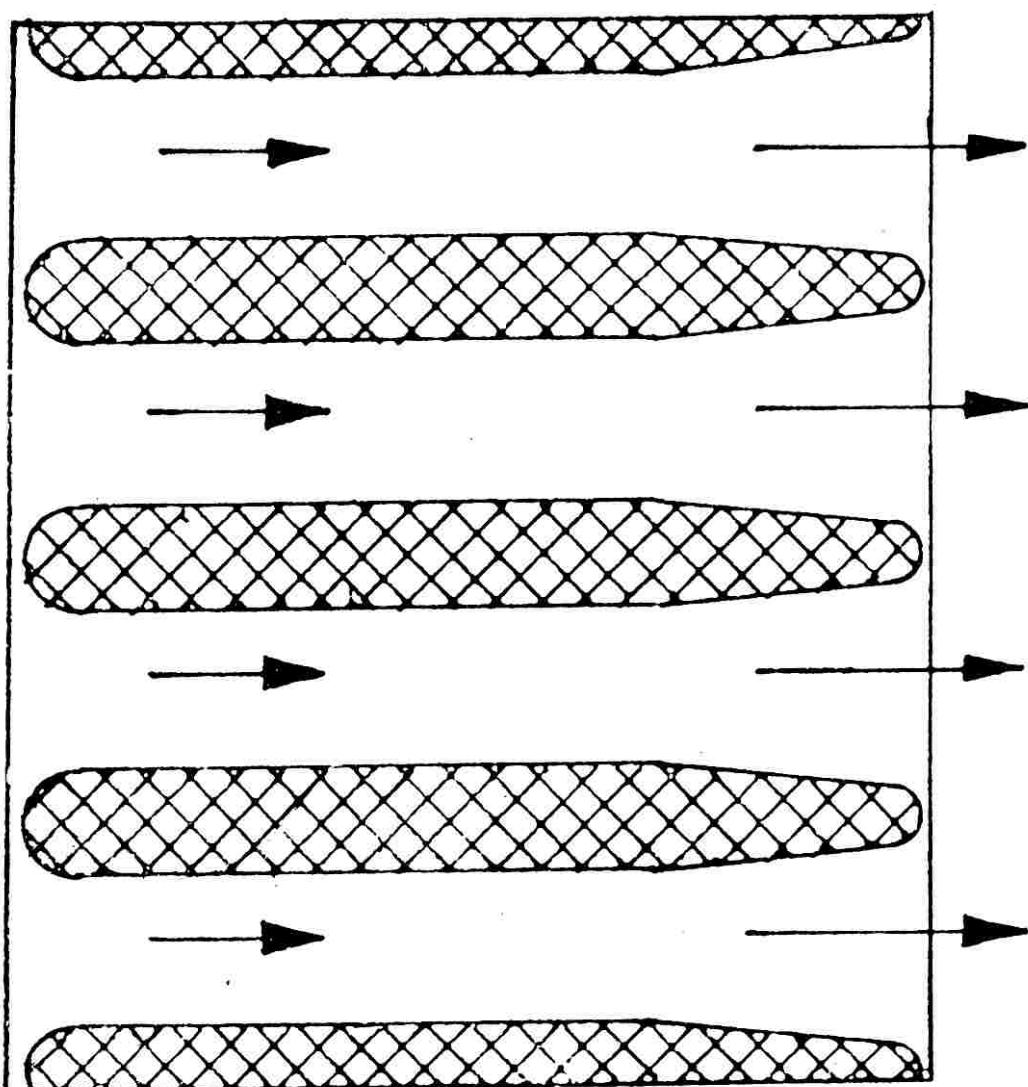
$$\Delta L_b = \alpha_b l_u / \delta_u$$

gdje je:  $\alpha_b$  - koeficijent prigušenja buke;  $l_u$  - duljina prigušnog uloška;  $\delta_u$  - debljina uloška.

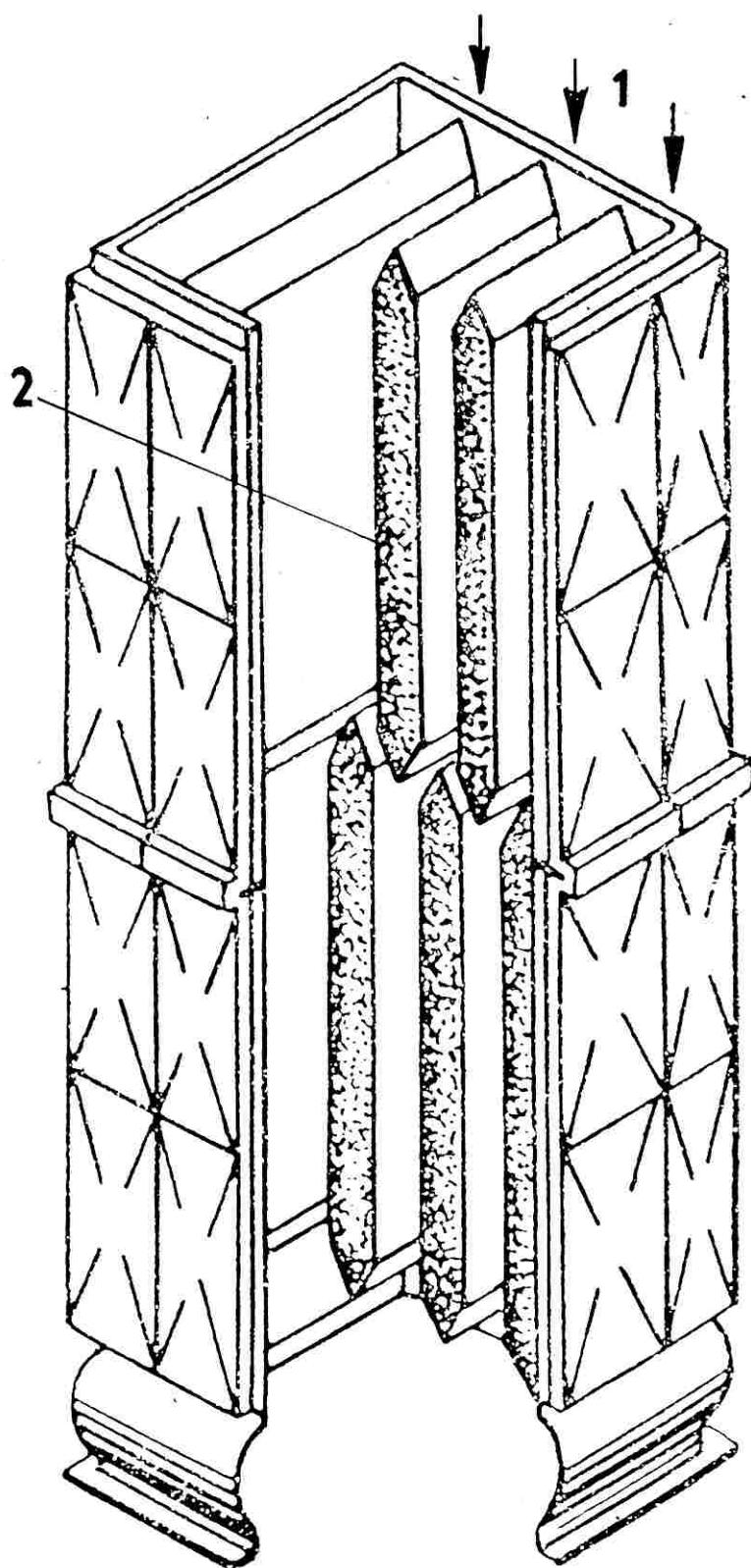
U strožim zahtjevima za smanjenje buke pored prigušivača buke na ulazu zraka i izlazu plinova izolira se cijela zgrada strojarnice. Cijelo postrojenje se izvodi tako da se više spriječi prođor buke ili vibracija. Takvim mjerama može se smanjiti prođor buke tako da se ona potpuno uklapa u opću razinu buke nekog naseljenog područja.

### 3.7.3. Uređaji za hlađenje i grijanje zraka

Pri visokim temperaturama i niskoj relativnoj vlažnosti atmosferskog zraka veoma je efikasno hlađenje zraka. Hlađenjem usisivanog zraka u kompresor moguće je povećati specifičnu snagu plinskoturbinskog postrojenja za 10 - 12 %. Moguća su dva načina hlađenja zraka s vodom: raspršivanjem vode u zraku i tokom zraka kroz vodenim filmom. Raspršivanje vode u zrak se izvodi pomoću sapnica. Pri tome postoje separatori za odvajanje neisparene vlage iz zraka. Za ubrizgavanu vodu se obično postavljaju zahtjevi za kemijskih sastavom ovisno o režimu rada plinske turbine. U nekim slučajevima dopušta se kraće vrijeme



Sl. 133. - Rešetka uložaka za prigušivanje buke



Sl. 134. - Prigušivač buke s dva reda rešetki uložaka za prigušivanje buke:  
1 – ulaz zraka; 2 – uložak za prigušivanje buke

primjenjivati kemijski nepripremljenu vodu. Pri hlađenju zraka s vodenim filmom, mora on biti dovoljno jak, da jedan njegov dio odlazi iz hladnjaka i odnosi soli.

Pri temperaturi zraka oko  $0^{\circ}\text{C}$  i visokoj relativnoj vlažnosti neophodno je grijanje zraka na ulazu u kompresor, zbog izbjegavanja mogućnosti zaledivanja ulaznog dijela, što bi narušilo pouzdanost ili onemogućilo rad postrojenja. Za grijanje ulaznog zraka primjenjuju se obično tri načina, slika 135. Prvi način je da se svježi zrak grijе do temperature  $T_1$  u površinskom izmjenjivaču topline s ispušnim plinovima iz turbine, slika 135.a. Količinu potrebnih plinova za grijanje zraka moguće je odrediti iz toplinske bilance

$$G_{\text{pl}} = \frac{G_z (h_1 - h_0)}{h_4 - h_5}$$

gdje je:  $G_z$  - količina zraka koji se grijе;  $h_1, h_0$  - entalpija zraka na ulazu i izlazu iz izmjenjivača topline;  $h_4, h_5$  - entalpija plina na ulazu i izlazu iz izmjenjivača topline.

Drugi način grijanja je miješanjem zraka i grijućih plinova izgaranja, tako da se svježem zraku ispred kompresora dodaju ispušni plinovi iz turbine, slika 135.b. Ovaj način je primjenjiv samo oko je gorivo prirodni plin, tako da ne dođu u kompresor moguće masne čadе od tekućeg goriva.

Pri ova ova načina grijanja zraka potrebne su dvije regulacijske zaklopke. Jedna za regulaciju količine grijućeg toka plina a druga za ostvarivanje nadtlaka za grijući tok.

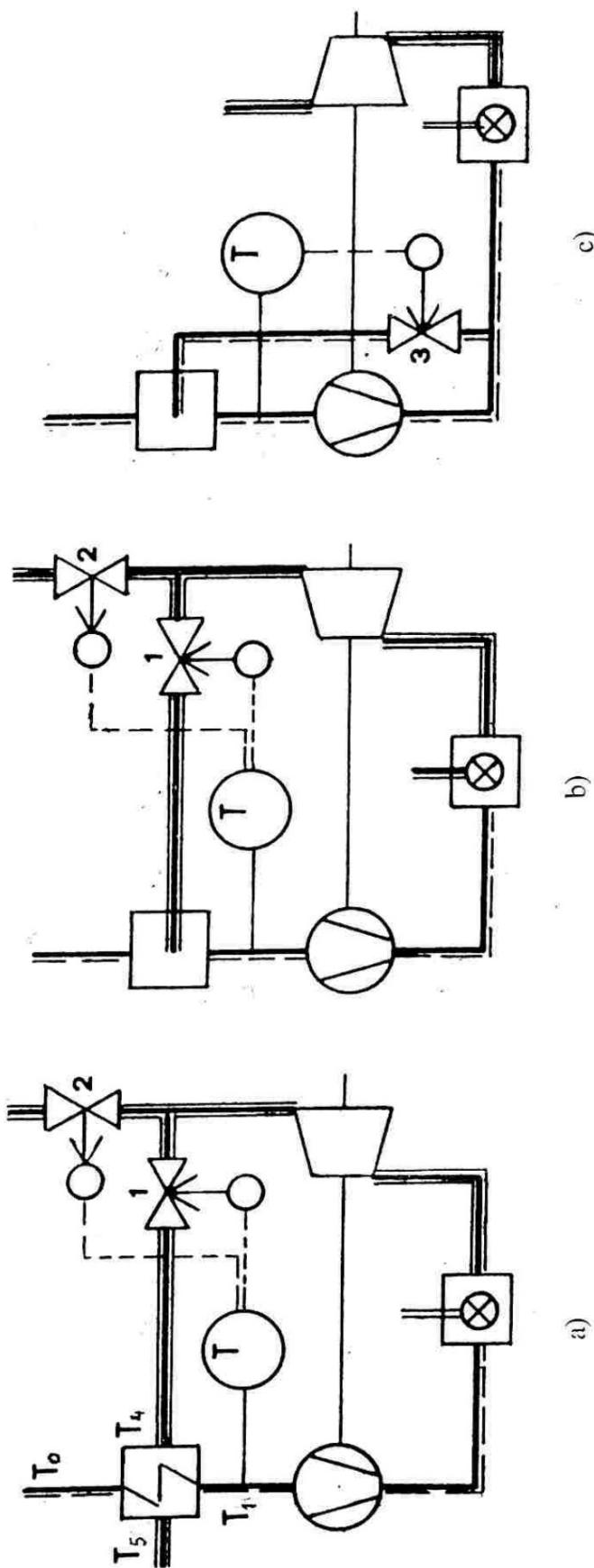
Treći način grijanja je miješanje svježeg zraka s grijućim zrakom iz izlaza kompresora, slika 135.c. Na izlazu iz kompresora odvaja se dio zraka i preko reduksijskog ventila dovodi svježem zraku na ulazu u kompresor. Pri plinskih turbina s regenerativnim grijanjem zraka povoljnije je oduzimati zrak iza regenerativnog grijача, jer je potrebna manja količina.

Pri svih tri načina grijanja svježeg zraka smanjuje se snaga i iskoristivost plinske turbine, zato se grijanje uključuje samo kad je neophodno potrebno. Za sprečavanje zaledivanja ulaznog sustava zraka dovoljno je održavati ulaznu temperaturu zraka ispred kompresora malo iznad ledišta ( $2 - 5^{\circ}\text{C}$ ).

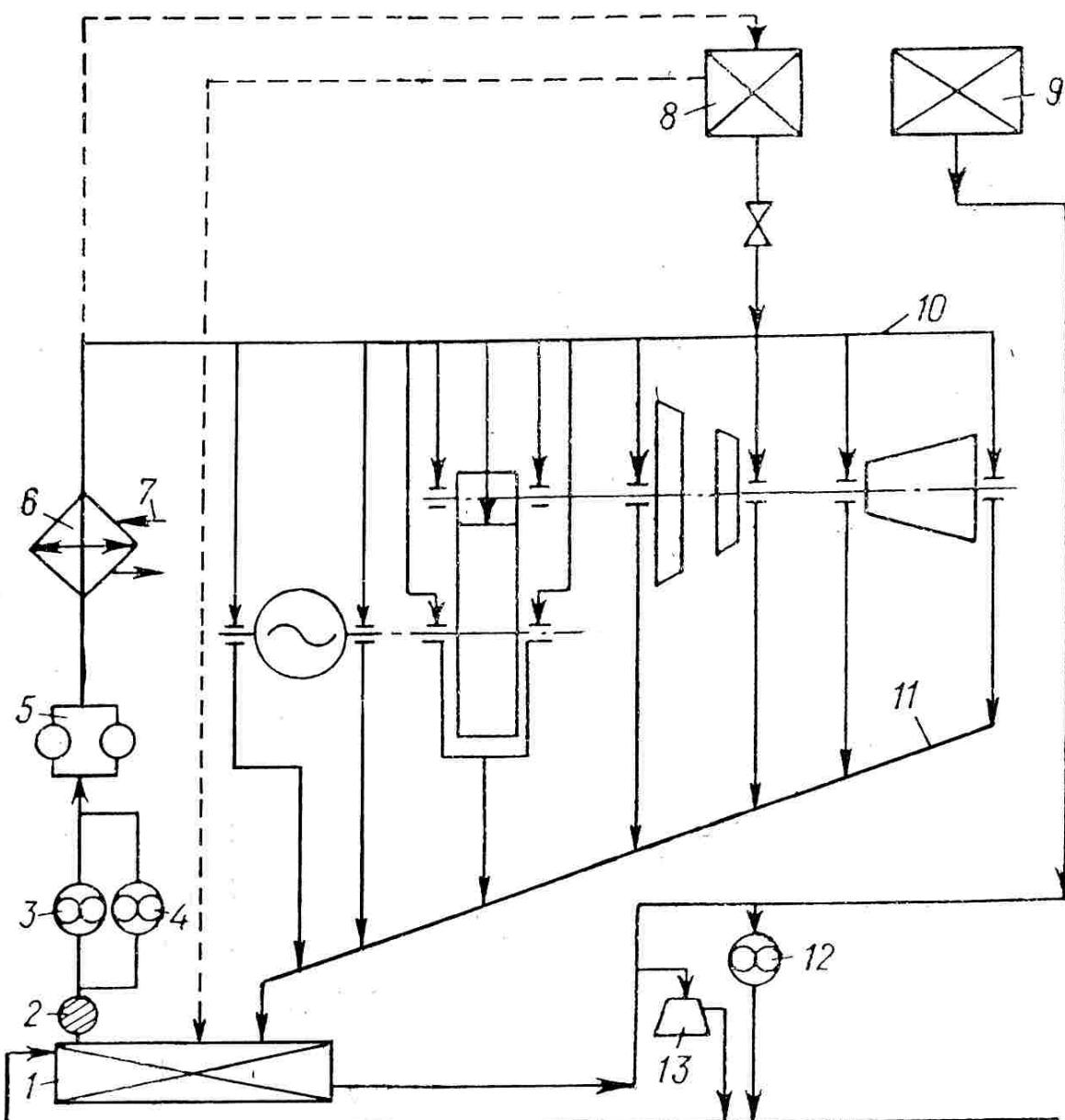
### 3.7.4. Uljni sustav i ležajevi

Plinske turbine imaju obično centralni uljni sustav koji služi za opskrbljivanje ulja za podmazivanje ležajeva turboagregata, zupčastog reduktora, pomoćnih prigona i drugih mehaničkih elemenata, te kao radni medij za pogon raznih hidrauličkih uređaja sustava automatske regulacije. Kod većine stacionarnih plinskih turbina tlak ulja za podmazivanje iznosi 1,6 do 2 bar, a radnog ulja za hidrauličke uređaje iznosi 11 do 16 bar. Uljni sustav se sastoji od raznih međusobno povezanih radnih strojeva i uređaja u kojima ulje cirkulira u zatvorenom krugu. Na slici 136. prikazana je načelna shema uljnog sustava plinske turbine.

Glavni dijelovi uljnog sustava su: spremnik ulja, glavna i pomoćna uljna pumpa, grijач i hladnjak ulja, filter za ulje i separator za čišćenje ulja. Spremnik ulja je otvorena posuda u kojoj se nalazi ukupna količina ulja za podmazivanje i potrebe za regulacije. Opremljen je sa pokazivačem razine ulja, odzračivačem, grijачem s kojim se može ulje zagrijati kad mu temperatura padne ispod određene razine, obično ispod  $20^{\circ}\text{C}$ . Glavna uljna pumpa je obično zupčasta pogonjena vratilom turbine i snabdijeva uljni sustav s dovoljnom količinom ulja radnog tlaka. Ako je tlak veći od radnog, otvara se sigurnosni ventil i vrača višak ulja u spremnik. Pomoćna uljna pumpa je obično centrifugalna uronjena u ulje i pogonjena elektromotorom. Kod pokretanja i zaustavljanja turbine ulje za podmazivanje osigurava pomoćna pumpa. Kada padne tlak ulja za podmazivanje ili kvara glavne uljne pumpe



Sl. 135. - Sheme grijanja ulaznog zraka u kompresor.  
 a) grijanje u površinskom izmjenjivaču s ispušnim plinovima; b) grijanje u mješalnom izmjenjivaču s ispušnim plinovima; c) grijanje u mješalnom izmjenjivaču sa zrakom na izlazu iz kompresora



Sl. 136. - Načelna shema uljnog sustava plinske turbine: 1 – spremnik ulja, 2 - magnetni filter, 3 – glavna uljna pumpa, 4 – pričuvna uljna pumpa, 5 – filter, 6 – hladnjak ulja, 7 – rashladna voda, 8 – gravitacijski spremnik ulja, 9 – pričuvni spremnik ulja, 10 – dovod ulja, 11 – odvod ulja, 12 – pretakajuća pumpa, 13 – separator ulja

uključuje se pomoćna uljna pumpa. Hladnjak ulja služi za hlađenje ulja. Ulje u ležajevima se grije zbog trenja i preuzimanja topline od vratila turbine, te dostigne temperaturu kod koje bi bilo poremećeno pravilno podmazivanje, zbog toga se mora hladiti. Radna temperatura ulja se obično održava u granicama 45 do 60 °C. Hlađenje u hladnjaku se može izvoditi vodom ili zrakom. Filter služi za pročišćavanje ulja za podmazivanje ležajeva, time se oni štite od oštećenja. Kad se ulje zaprlja do određene granice izvodi se njegovo čišćenje pomoću separatora. Uljni sustav može u funkciji zaštite imati gravitacijski spremnik ulja iz kojeg se mogu u slobodnom padu ulja, podmazivali ležajevi do zaustavljanja turbine u slučaju kvara glavne i pomoćne uljne pumpe.

Prikaz sheme uljnog sustava plinske turbine 26 MW EL-TO Zagreb dan je na slici 137. Iz sheme je vidljiv kružni tok ulja za podmazivanje ležajeva agregata.

Podmazivanje ležajeva jedna je od glavnih funkcija uljnog sustava. Podmazivanjem se smanjuje trenje rukavaca u ležajevima i odvodi toplina od rotora turbine. Toplina od lopatica preko diskova, vratila i rukavca prenosi se na ulje za podmazivanje. Na taj se način preko ulja za podmazivanje vrši hlađenje cijelog rotora turbine.

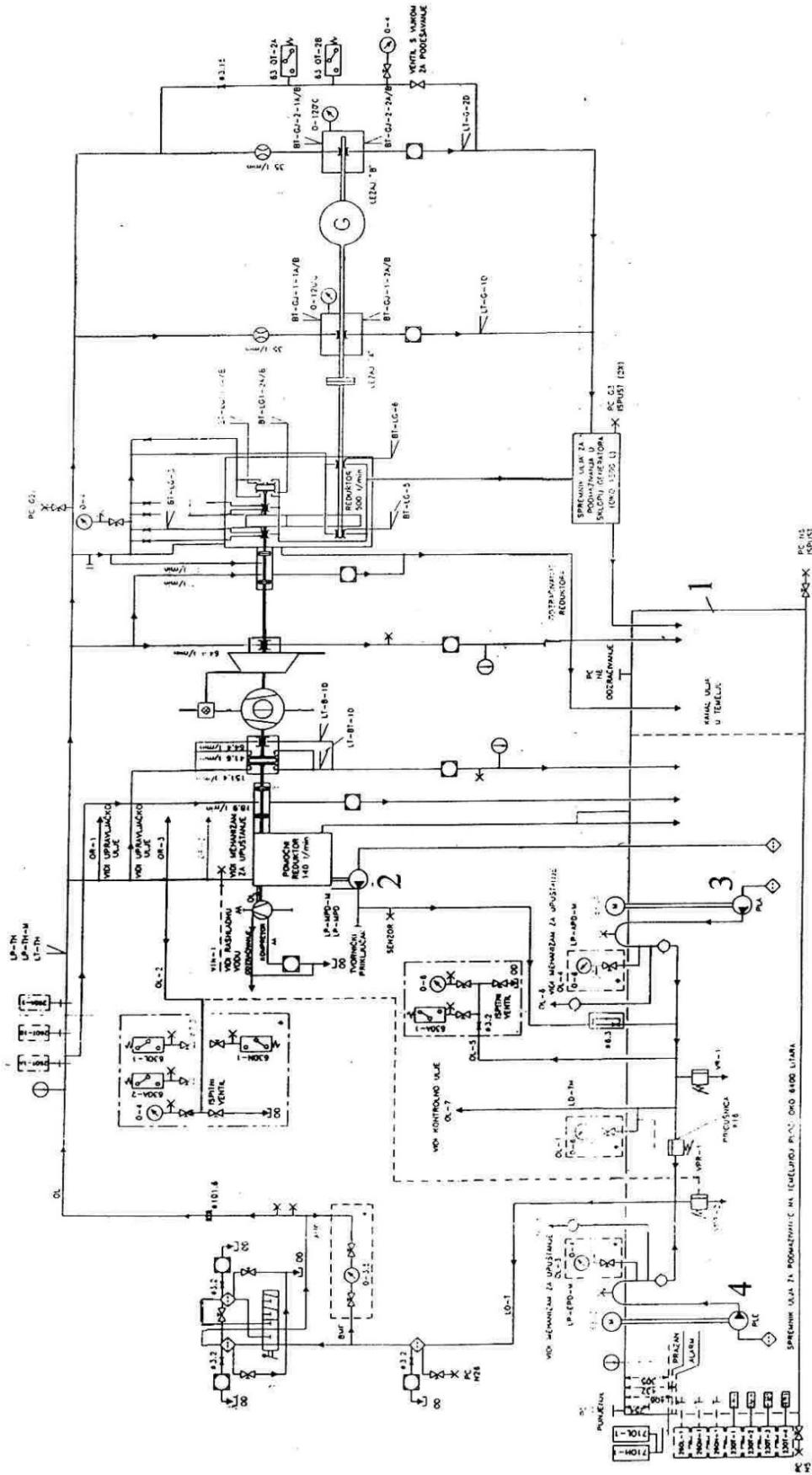
Pri puštanju turbine u pogon ulje se stavi u cirkulaciju pomoću pomoćne uljne pumpe. U tijeku puštanja turbine u pogon kod postizavanja određene brzine vrtnje prihvata dobavu ulja glavna uljna pumpa a pomoćna se automatski isključuje. Dalje u normalnom pogonu ulje dobavlja glavna uljna pumpa. Raspoljena ulja za podmazivanje ležajeva i druga mesta potrošnje izvodi se obično ugradnjom prigušnica, koje svojim promjerom točno određuju protjecajnu količinu ulja. Upotrebljeno ulje se povratnim cjevovodima skuplja u glavni povratni vod i vraća u spremnik.

#### **3.7.4.1. Svojstva ulja za podmazivanje**

Kvaliteta ulja za podmazivanje plinskih turbina jedna je od veoma bitnih značajki za njen pouzdan i dugotrajan rad. Zbog toga se ulju i njegovim svojstvima daje posebna pažnja. Za podmazivanje plinskih turbina koristi se mineralno ulje izrađeno iz nafte odgovarajuće kvalitete. Ulje može biti nelegirano ili legirano s aditivima koji mu povećavaju otpornost na starenje, stvaranje emulzije itd. Nelegiranja ulja su fino rafinirani derivati nafte, bez anorganskih primjesa. Jedno od glavnih svojstava ulja je njegova viskoznost. Viskoznost ulja za podmazivanje ležajeva plinskih turbina kreće se od 20 do 60 cSt pri temperaturi 50 °C. Sa porastom viskoznosti ulja rastu otpori trenja u ležajevima, te se ulje u ležajevima jače zagrijava. Smanjenje viskoznosti dovodi do smanjenja otpora trenja ali i opasnost od prekida uljnog filma u ležaju. Najbolje odgovara viskoznost ulja kod kojeg se uz najmanje unutarnje trenje još dobiva dovoljna mazivost za stvaranje uljnog filma.

Važna značajka turbinskog ulja je broj osapunjena, jer se njime dobiva mjerilo o sadržaju kisika u ulju. Najbolje vrste nelegiranog ulja imaju broj osapunjena 0 do 0,03 mg KOH/g. Mjeranjem i praćenjem broja osapunjena kod ulja u eksplotaciji može se dobiti uvid o napredovanju procesa starenja ulja. Kada broj osapunjena dostigne vrijednost 6, ulje treba zamijeniti novim. Osnovna svojstva ulja za podmazivanje plinskih turbina dana su u tablici 3.

Kritične temperature za turbineska mineralna ulja su između 100 i 130 °C. Za očuvanje kvalitete ulja treba paziti da temperatura ulja niti u jednom ležaju ne bude viša od 80 °C. Pri normalnom radu agregata zagrijavanje ulja u ležaju je  $\Delta t \leq 10 - 15$  °C. Maksimalna temperatura ulja u glavnom povratnom vodu ne smije biti viša od 70 do 75 °C. Temperaturu ulja u spremniku treba održavati od 55 do 65 °C. U eksplotaciji se određena količina ulja troši. Pri kontinuiranom pogonu treba obično uljni sustav dopuniti sa 10 do 15 % sadržine godišnje. Za dopunjavajuće ulje u sustav preporučljivo je koristiti ulje od istog proizvođača i



Sl. 137. - Shema uljnog sustava plinske turbine 26 MW EL-TO Zagreb:  
1 - spremnik ulja; 2 - glavna uljna pumpa; 3 - pomoćna uljna pumpa; 4 - sigurnosna uljna pumpa

Tablica 3.: Svojstva ulja za podmazivanje ležajeva plinskih turbina

| Svojstvo                           | Jedinica          | Vrijednost |
|------------------------------------|-------------------|------------|
| Specifična masa pri 15 °C          | g/cm <sup>3</sup> | maks. 0,93 |
| Viskoznost pri 50 °C               | cSt               | 35         |
| Indeks viskoznosti                 | -                 | min. 90    |
| Neutralizacijski broj              | mg KOH/g          | maks. 0,05 |
| Broj osapunjena                    | mg KOH/g          | maks. 0,15 |
| Točka paljenja                     | °C                | min. 180   |
| Stinište                           | °C                | - 10       |
| Sadržaj vode                       | %                 | maks. 0,1  |
| Sadržaj pepela                     | %                 | maks. 0,01 |
| Stvaranje pjene pri 25 °C          | ml                | maks. 200  |
| Neutralizacijski broj nakon 1000 h | mg KOH/g          | ispod 2    |

iste kvalitete kao i osnovno punjenje. Tijekom pogona ulje se mora podvrći povremenim laboratorijskim kontrolama kvalitete.

### 3.7.4.2. Ležajevi

Ležajevi plinske turbine namijenjeni su za uležištenje rotora kompresora i turbine. Manje jedinice se ponekad uležišću pomoću kotrljajućih ležajeva, kod većih uglavnom prevladavaju klizni ležajevi. Koriste se dvije vrste kliznih ležajeva potporni ili radijalni i odrivni ili aksijalni. Potporni ležajevi nose vratilo koje se u njima vrti, dok ga odrivni ležaj fiksira u aksijalnom smjeru. Broj potpornih ležajeva ovisi o vrsti i broju rotora plinske turbine. Ako su rotor kompresora i turbine kruto vezani mogu imati dva potportna ležajeva. Za broj odrivnih ležajeva vrijedi načelo, da svaki rotor koji čini u aksijalnom smjeru krutu cjelinu ima jedan odrivni ležaj. Tako da kruto spojeni rotor kompresora i turbine imaju jedan odrivni ležaj. Kada je rotor turbine iz dva dijela, jedan koji pokreće kompresor a drugi koji pokreće generator, svaki dio rotor mora imati svoj odrivni ležaj koji ga aksijalno fiksira. Ležajevi su smješteni u ležajna kućišta. Odrivni ležaj je obično zajedno u ležajnom kućištu s jednim potpornim ležajem. Često se primjenjuje kombinirani potporno-odrivni ležaj, gdje su u jednom nosaču potportni i odrivni ležaj.

Noseći dio ležaja je izrađen od čelika a klizni dio od tankog sloja ležajne slitine. Postoji veliki broj ležajnih slitina s dobrom kliznim svojstvom. Široko se primjenjuje ležajna slitina pod nazivom bijela kovina. Izrađena je od smjese kalaja i bakra s dodatkom antimona i olova.

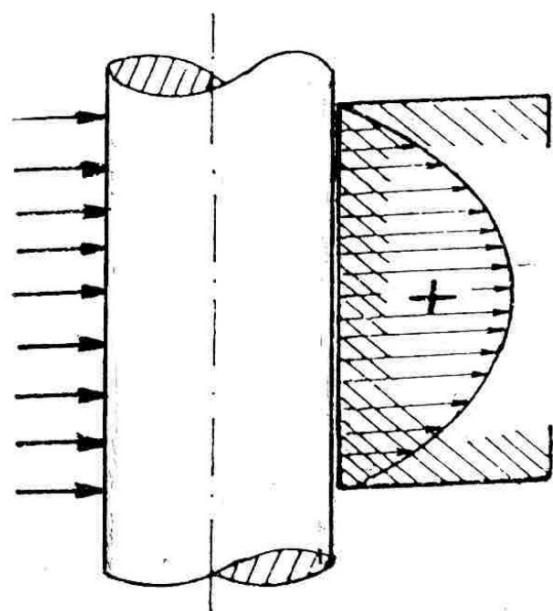
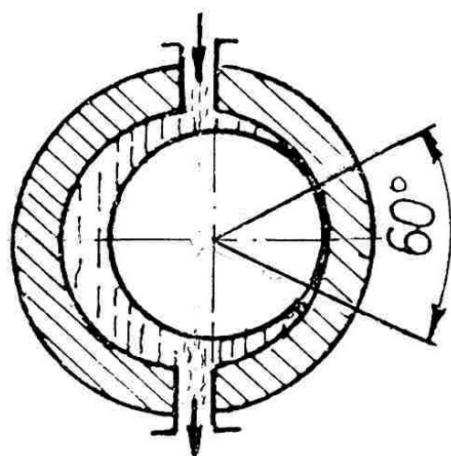
Podmazivanje ležajeva je izvedeno tako, da se odgovarajućom konstrukcijskom izvedbom dobiva tekuće trenje u ležajevima. Između rukavca vratila i ležaja u normalnom pogonu postoji uljni film s uljnim klinom, tako da se rukavac vrti u ležaju na tankom uljnom fumu. Na slici 138. prikazana je shema uljnog klina u kliznom ležaju. Uljni klin prikazuje silu tlaka s kojom rukavac djeluje na ležaj. Nastankom uljnog filma trenje u ležaju se svodi na minimum.

Trošenje ležajeva nastaje najvećim dijelom pri puštanju u pogon i zaustavljanju plinske turbine, kada je trenje suho i polusuho, jer zbog male brzine vrtanje ne može nastati uljni film u ležaju.

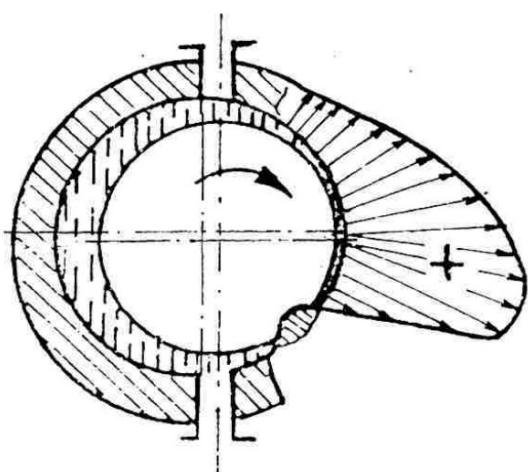
Klizni ležajevi radi lakše montaže izrađuju se od dvije polovice, tj. razdijeljeni su po srednjoj osi i spojeni vijcima. Razni proizvođači plinskih turbina razvili su različite vrste potpornih i odrivnih kliznih ležajeva. Na slici 139. i 140. prikazani su potportni klizni ležajevi stacionarnih plinskih turbina. Ležajevi su sastavljeni iz dvije polovice spojene vijcima. Izvedeni su samopodesivo, tj. kod progiba vratila mogu se samopodesiti da rukavac leži po cijeloj širini ležaja. Na uzdužnim presjecima ležajeva vidljiv je tanki klizni sloj ležajne slitine. Noseća površina je nažljebljena zbog boljeg prianjanja ležajne slitine. Na poprečnom presjeku ležaja vidljiv je provrt za dovod ulja za podmazivanje. Ležajevi imaju na donjoj polovici raspoređene tri podložne pločice za podešavanje u ležajnom kućištu.

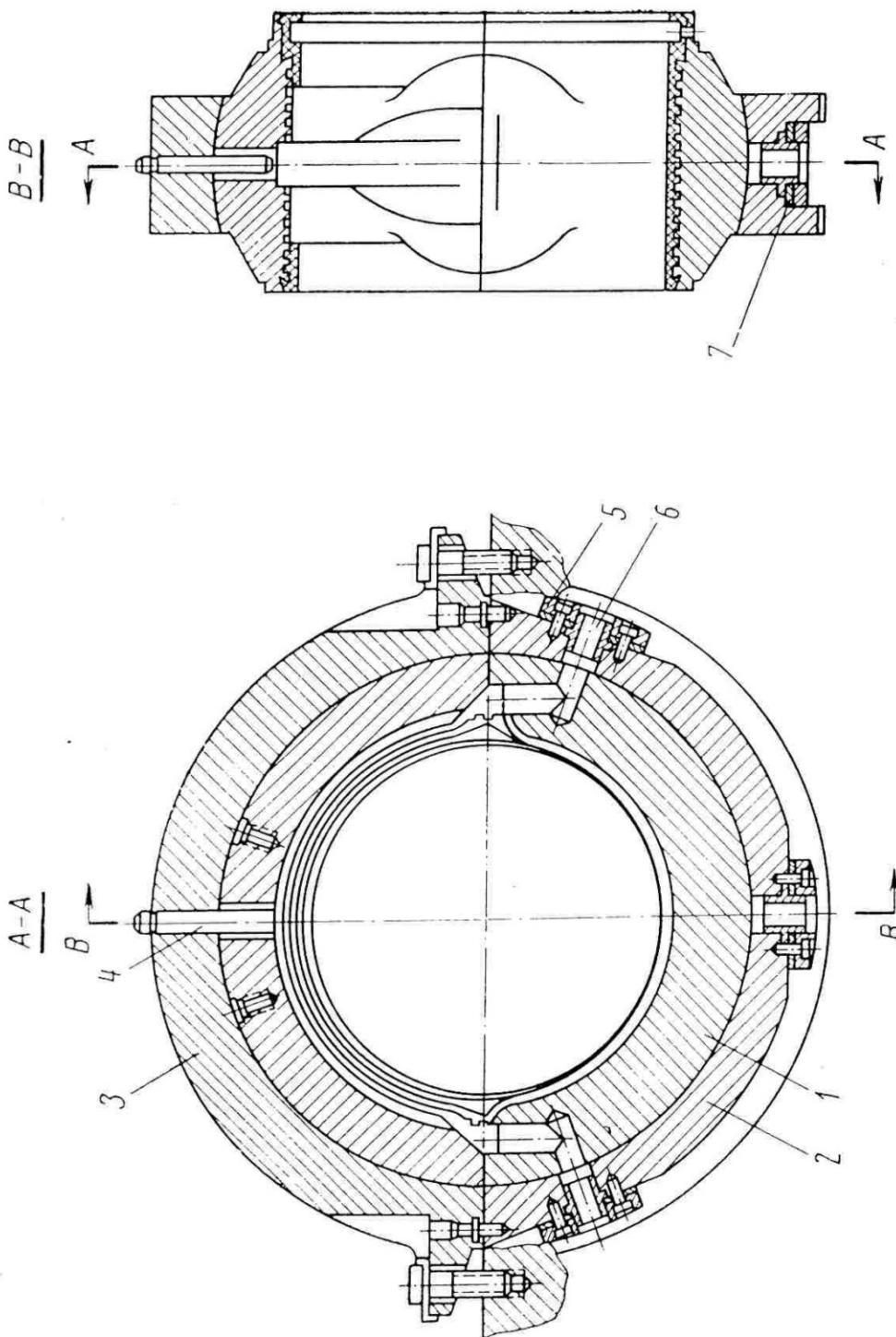
Prikaz odrivnih ležajeva dan je na slici 141. i 142. Oba ležaja imaju dva kruga ležajnih segmenata za fiksiranje rotora. Na ležajnim segmentima je tanki klizni sloj ležajne slitine. Zbog boljeg prianjanja ležajne slitine segmenti imaju žljebove u obliku lastina repa.

Na Slici 143. i 144. prikazani su kombinirani potporno-odrivni ležajevi. Iz danih slika su vidljivi potportni ležaji i segmenti odrivnog ležaja. Segmenti odrivnog ležaja su u nosaču potpornog ležaja, tj imaju isti nosač. Kod ovih ležajeva na rukavcu vratila je odrivna ploča, tj disk s čije su obje strane segmenti odrivnog ležaja za fiksiranje rotora. Kombinirani potporno-odrivni ležaj se obično ugrađuje za podupiranje i fiksiranje rotora u aksijalnom smjeru u kućište na ulazu u kompresor.

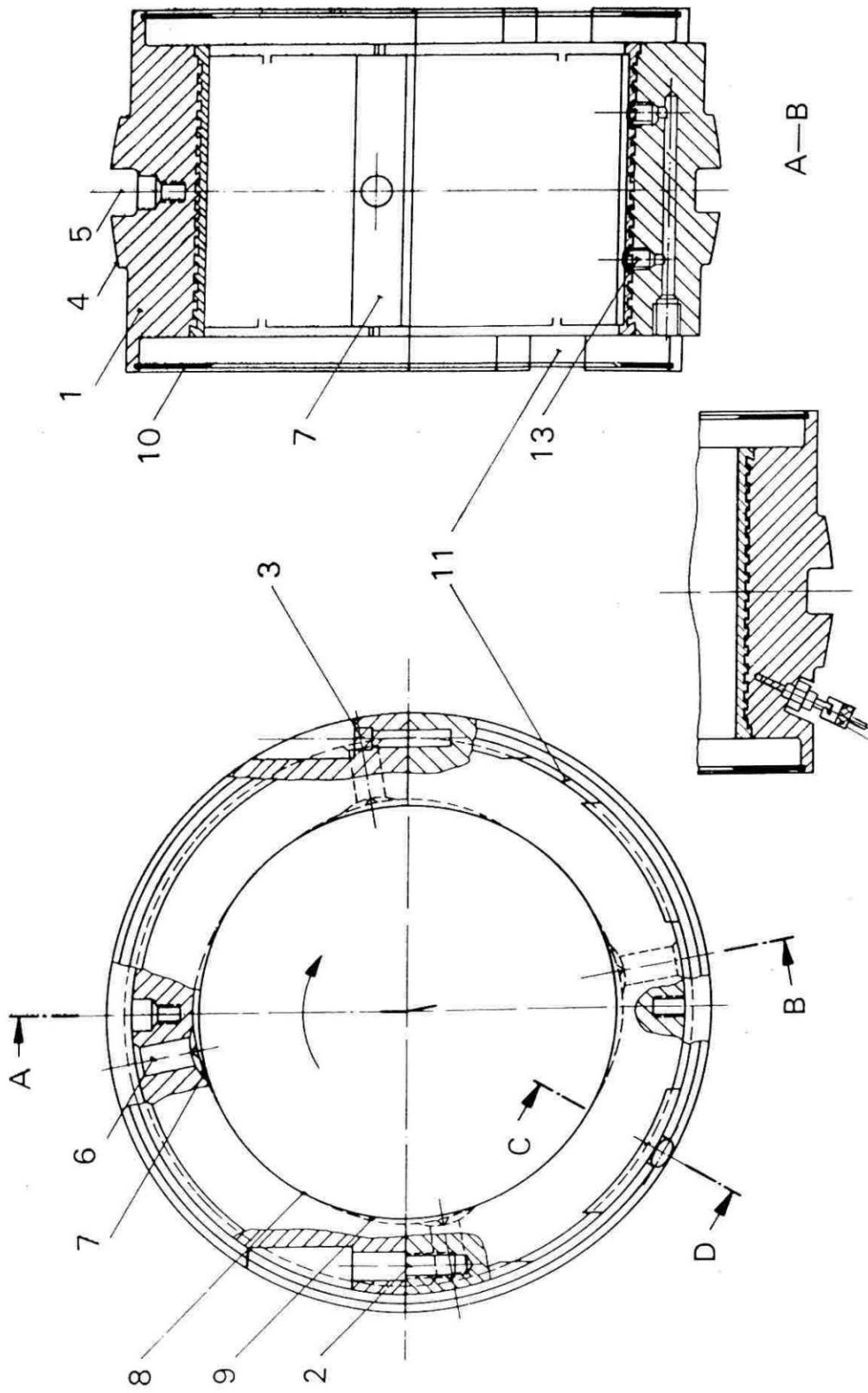


Sl. 138. - Shema uljnog klima u kliznom ležaju



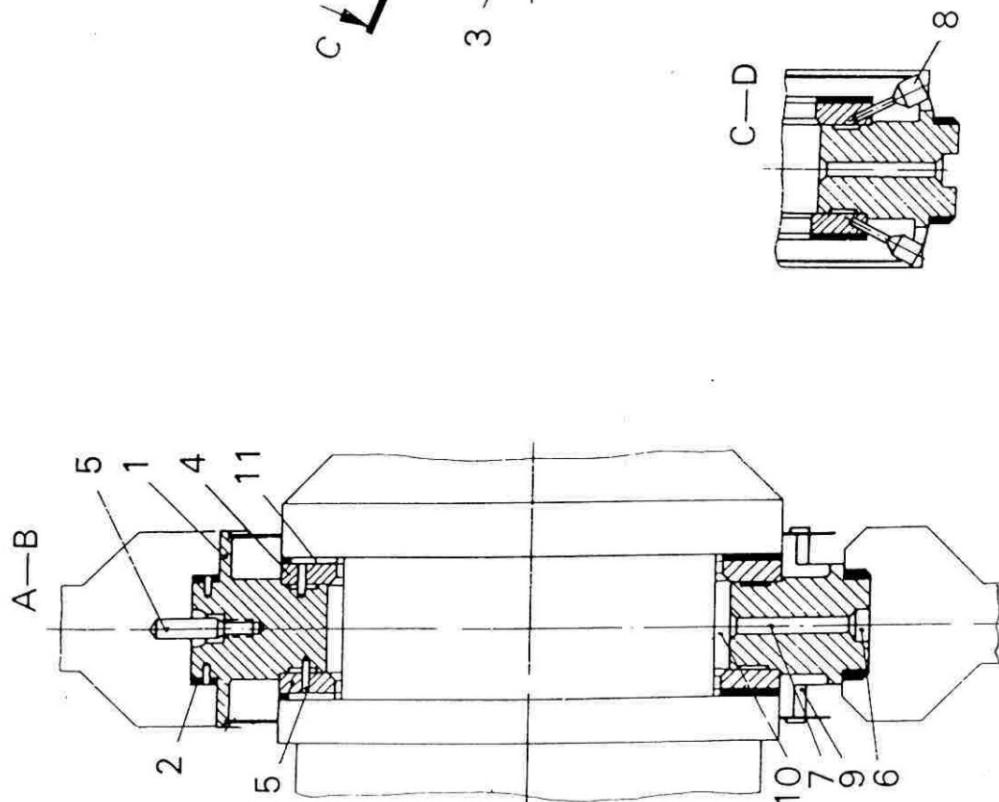
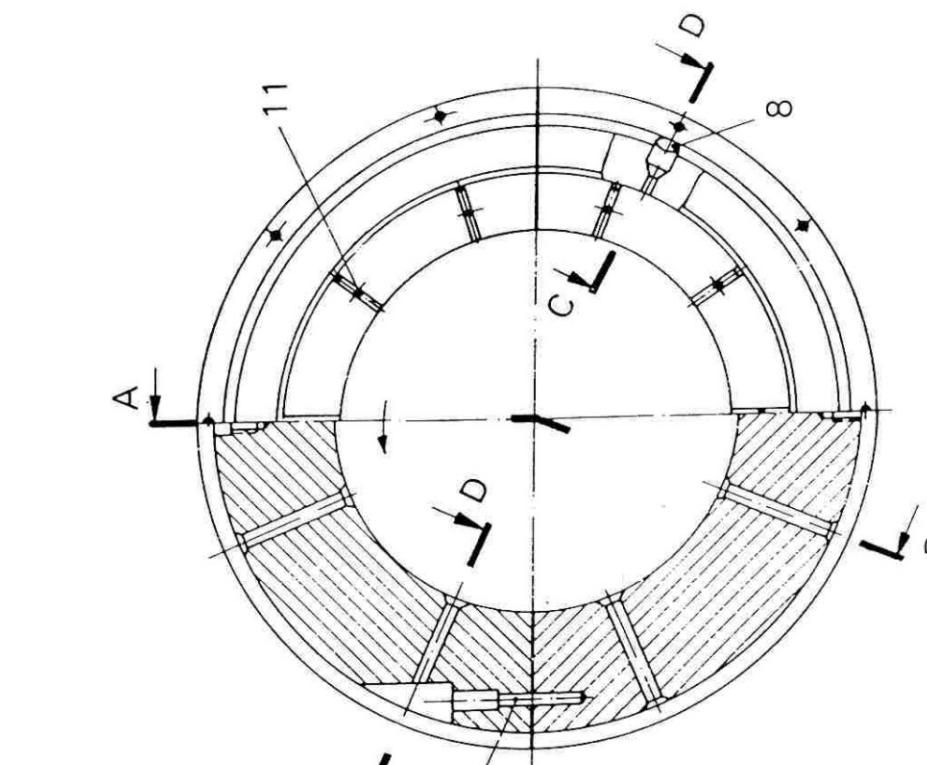


Sl. 139. - Potporni klizni ležaj plinske turbine snage 50 MW:  
 1 - uložak; 2 - donji poluprsten; 3 - gornji poluprsten; 4 - zatik; 5 - podložna pločica;  
 6 - čahura; 7 - podloška

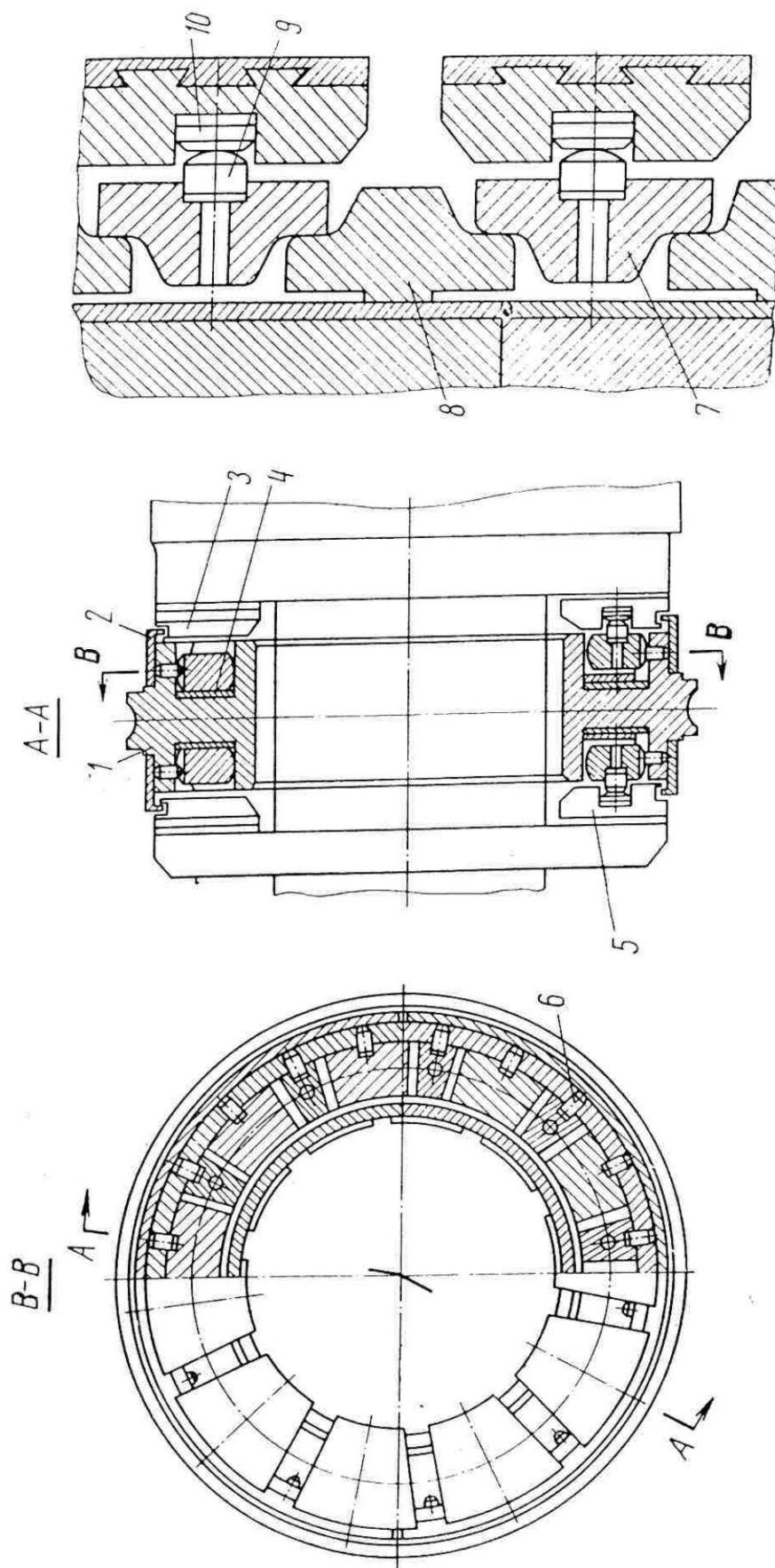


Sl. 140. - Potporni klizni ležaj plinske turbine tvrtke KWU:

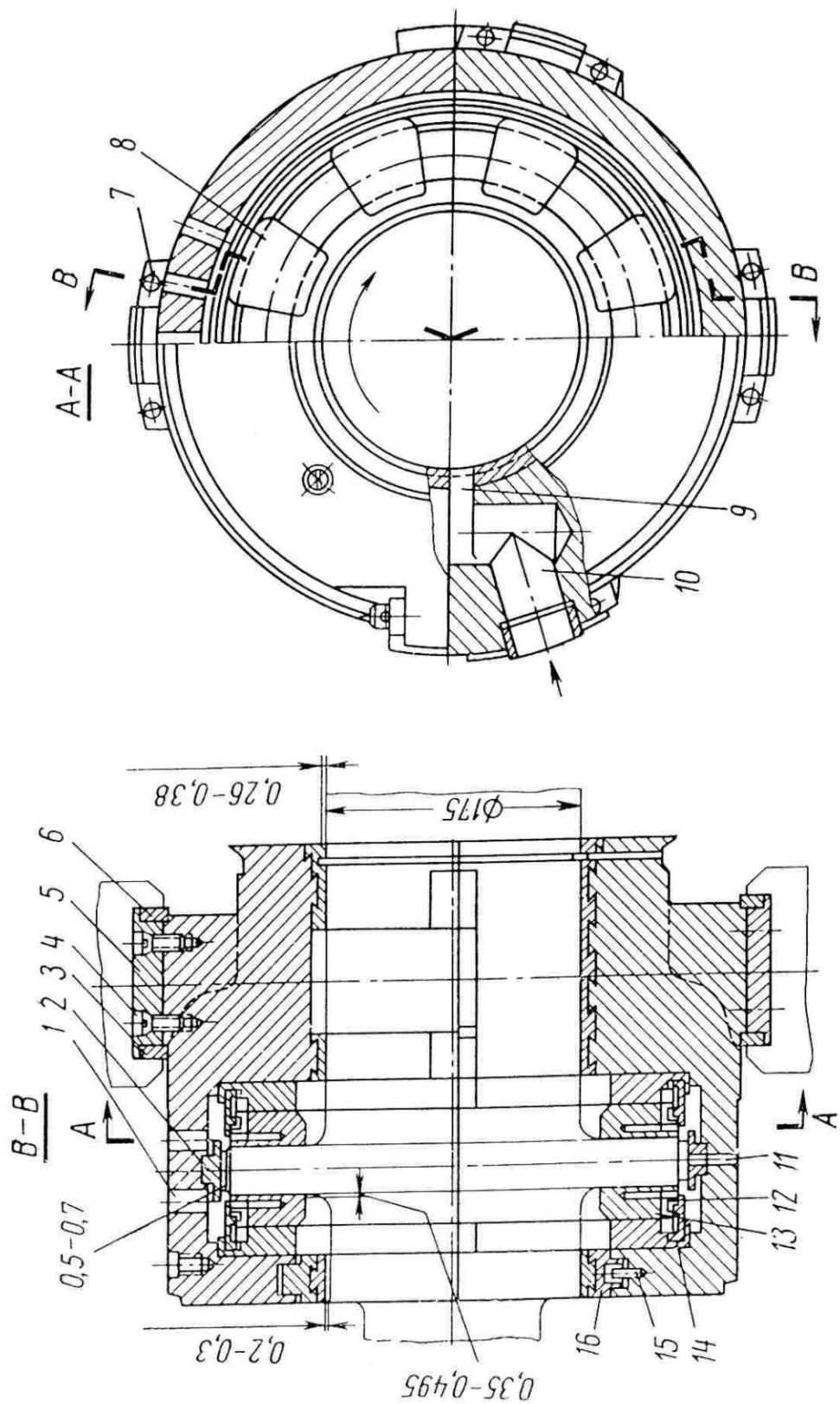
1 - nosač ležaja; 2 - provrt za vijak; 3 - provrt za ulje;  
 4 - kuglasta površina; 5 - prstenasti žljeb za ulje;  
 6 - provrt za dovod ulja; 7 - uljni džep; 8 - provrt ležaja; 9 - uljni džep;  
 10 - štitnik; 11 - odvodenje ulja; 12 - termoelement; 13 - provrt za tlačno ulje



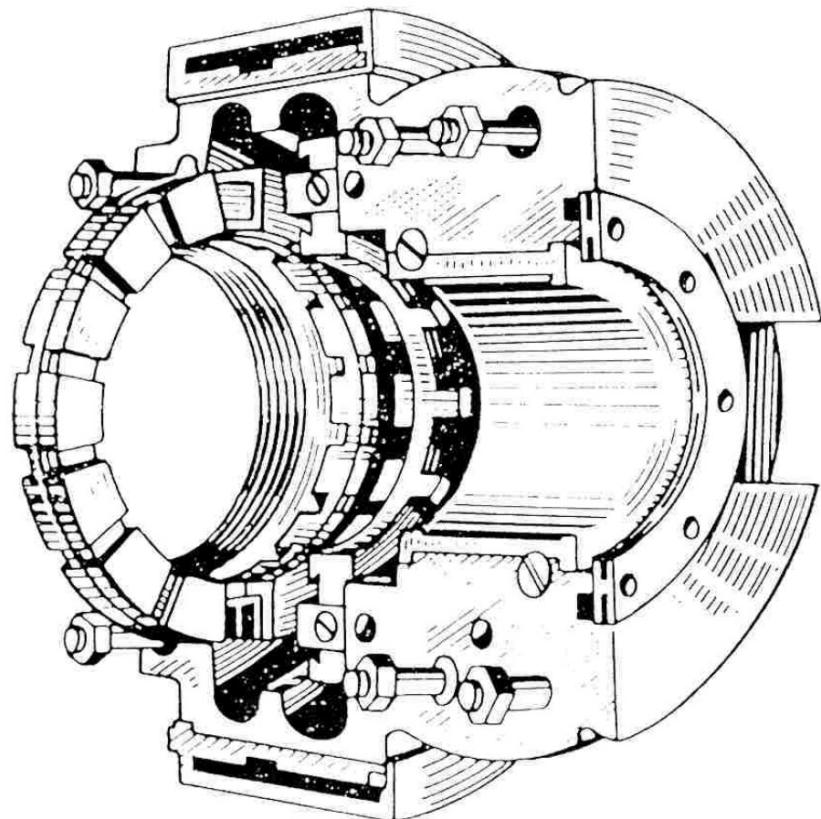
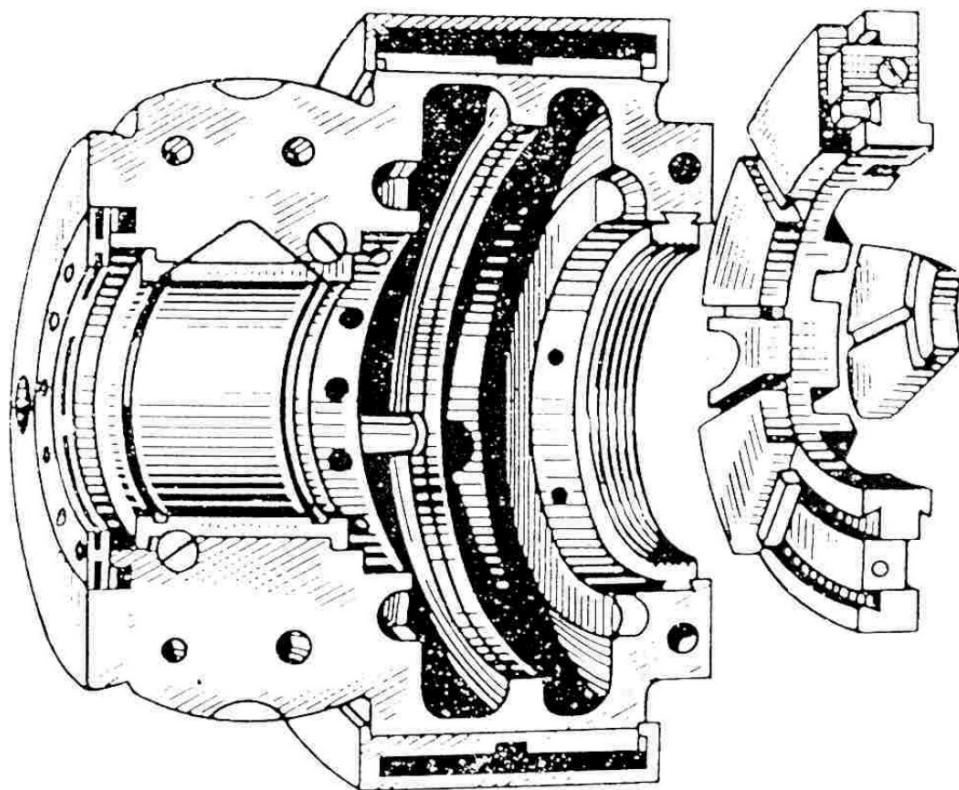
Sl. 141. - Odrivni klizni ležaj plinske turbine tvrtke KWU:  
 1 - nosač ležaja; 2 - podloška; 3 - provrt za zatik; 4 - ležajni prsten; 5 - zatik;  
 6 - prstenasti utor; 7 - provrt za dovod ulja; 8 - termoelement; 9 - žljeb za odvod ulja;  
 10 - prstenasti prostor; 11 - uljni prostor



Sl. 142. - Odrivni klizni ležaj plinske turbine snage 50 MW:  
1 - obujmica ležista; 2 - prsten; 3, 5 - odrivna ležina podloška, 4 - distancni prsten;  
6 - zatik; 7, 8 - gornji i donji oslonac; 9, 10 - oslonci



Sl. 143. - Kombinirani potporno-odriveni klizni ležaj plinske turbine GT-700-5, tvrtke NZL:  
 1 - uložak; 2 - razdjelni prsten; 3, 6 - podešavajući segment; 4 - vijak; 5 - potporna podloška; 7 - vijak;  
 8 - radni segment; 9, 10 - kanali za dovod ulja; 11 - otvor za dovod ulja; 12 - otvor za dovod ulja;  
 13 - prsten; 14 - brtveni prsten; 15 - termometar; 16 - zatik;



Sl. 144. - Kombinirani potpomo-odativni ležaj plinske turbine L51C, tvrtke AEI

### 3.7.5. Sustav za gorivo

#### 3.7.5.1. Goriva

U plinskim turbinama s otvorenim procesom mogu se u načelu primjenjivati sve vrste plinovitog i tekućeg goriva koje nemaju pepela, jer bi on brzo abrazivno oštetio lopatice. Međutim, svakoj vrsti goriva mora biti prilagođen sustav za dovodenje goriva u komoru za izgaranje. Na gorivo se postavljaju određeni zahtjevi koje mora zadovoljavati:

- izgaranje mora biti potpuno, a brzina izgaranja mora biti dovoljno velika da gorivo izgori u komori za izgaranje, jer je zbog velike brzine strujanja vrijeme zadržavanja goriva u komori kratko. Proces izgaranja mora biti dovršen u komori za izgaranje, jer bi se u protivnom nastavio u turbini i ispuhu, što bi uzrokovalo naglo trošenje dijelova turbine i njen neekonomičan rad;
- gorivo ne smije sadržati štetne primjese koje izgaranjem čine za okolinu štetne supstance,  $\text{SO}_2$  i  $\text{SO}_3$ , kao i tvari koju kod radnih uvjeta turbine pospješuju visokotemperaturnu koroziju, kao što su vanadij V, kalij K, natrij Na i olovo Pb, kao ni abrazivnih tvari, kao što je pjesak, koji uzrokuje eroziju.

##### 3.7.5.1.1. Plinovita goriva

Plin je sa stajališta izgaranja u komori za izgaranje najbolje gorivo. Dolazi u molekularnom stanju, te se brzo i dobro miješa sa zrakom i pravi gorivu smjesu koja brzo i potpuno izgara. Kao gorivo za plinske turbine mogu se koristiti u načelu slijedeći plinovi;

- prirodni,
- rafinerijski,
- koksni,
- grotleni,
- propan,
- butan.

U tablici 4. dan je kemijski sastav i svojstva pojedinih vrsta plinova. Za stacionarne plinske turbine najčešće se kao gorivo koristi prirodni plin. Plin koji se koristi kao gorivo ne smije sadržavati vlagu i nečistoće. U prirodnom plinu može biti prisutna tekuća faza. Ona dolazi iz nalazišta plina gdje je plin pomiješan sa naftom, a i plin koji se dobiva iz nafte može sadržavati tekuću fazu.

Iz prirodnog plina se izdvajaju viši ugljikovodici, te se otpremaju u trgovinu kao tekući plin, koji je kvalitetniji od prirodnog plina. Sadržaj viših ugljikovodika većini trošila ne šteti, međutim šteti plinskim turbinama gdje je vrijeme zadržavanja goriva u plamenoj cijevi vrlo kratko, te se pojavljuje koksiranje i produljenje izgaranja u turbini, što može ometati njen rad i uzrokovati visokotemperaturnu koroziju.

Prirodni plin se od mjesta nalazišta magistralnim cjevovodima transportira do mjesta potrošnje. Ponekad se plinske turbine za proizvodnju električne energije postavljaju na nalazište plina, a električna energija se transportira do potrošača.

Druga vrst plina koji se može koristiti kao gorivo za plinske turbine, su razni otpadni plinovi koji se pojavljuju u raznim procesima, kao što su rafinerije nafte, koksare i dr. Te plinove u ovisnosti o njihovom sastavu, ogrijevnoj vrijednosti, sadržaja nečistoće i štetnih primjesa, potrebno je doraditi i očistiti.

Kao gorivo za plinske turbine koje rade u kombi procesu primjenjuje se i plin dobiven plinifikacijom ugljena. Takovi kombi procesi za proizvodnju električne energije su šire

Tablica 4.: Kemijski sastav i svojstva pojedinih vrsta plina

| Vrsta plina          | CH <sub>4</sub> | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | C <sub>4</sub> H <sub>16</sub> | Viši uglj. | H <sub>2</sub> | O <sub>2</sub> | CO   | CO <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | H <sub>d</sub> , kJ/m <sup>3</sup> | ρ, kg/m <sup>3</sup> |
|----------------------|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|------------|----------------|----------------|------|-----------------|----------------|------------------------------------|----------------------|
| Prirodni s nalazišta | 76,4            | 10,7                          | 7,7                           | 3,6                            | 1,6        | -              | -              | -    | -               | -              | 36900                              | 0,77                 |
| Rafinerijski         | 39,4            | 26,8                          | 17,8                          | 10,5                           | 5,1        | 0,9            | -              | -    | -               | -              | 57000                              | 1,10                 |
| Koksni               | 22,2            | 9,8                           | -                             | -                              | -          | 51,5           | 0,6            | 1,8  | 5,2             | 8,9            | 19700                              | 0,51                 |
| Grotleni             | 0,3             | -                             | -                             | -                              | -          | 2,8            | -              | 26,7 | 12,2            | 58,0           | 3250                               | 1,31                 |
| Propan               | -               | -                             | 100                           | -                              | -          | -              | -              | -    | -               | -              | 92000                              | 2,02                 |
| Butan                | -               | -                             | -                             | 100                            | -          | -              | -              | -    | -               | -              | 123000                             | 2,70                 |

primjenjivi, kada se u njima postiže ukupna pretvorba energije po nižoj cijeni u odnosu na parnoturbinska postrojenja na ugljen.

### 3.7.5.1.2. Priprema i dobava plinovitog goriva u komoru za izgaranje

Plin se za korišćenje u plinskoj turbini mora odgovarajuće pripremiti. On mora biti odgovarajućeg tlaka i temperature, čist i suh. Ako je tlak plina niži od radnog mora se komprimirati na radni tlak ili ako je viši tlak mora se reducirati na radni tlak. Također se mora hladiti ili grijati ako nije odgovarajuće radne temperature.

Skladištenje plina kao pogonskog goriva za plinske turbine u kuglaste spremnike za plin pod visokim tlakom bilo bi preskupo, zbog toga se one redovito priključuju na magistralni plinovod. U tim plinovodima nalazi se plin temperature tla, tlaka višeg od radnog tlaka plinske turbine. Priprema plina sastoji se u redukciji tlaka na radni tlak plinske turbine, čišćenja pomoću filtra, odvajanja tekuće faze i grijanja na radnu temperaturu da bi se održala stalna temperatura na ulazu u sapnice za gorivo.

Načelna shema pripreme prirodnog plina iz magistralnog plinovoda kao goriva za nekoliko plinskih turbina prikazana je slici 145. Plin se iz magistralnog ili glavnog plinovoda preko glavnog zasuna, filtra, odvajača vode, zagrijivača, reduktora tlaka, mjerača protoka, zasuna, razvodnika i zapornih ventila dovodi u plinske turbine. Sustav ima sigurnosni ventil koji propušta manju količinu plina u atmosferu, ako dođe do nekih poremećaja u radu i tlak poraste iznad dozvoljenog.

Uz turbinu se nalazi regulator rada turbine koji djeluje na regulacijski ventil za gorivo i njegovim otvaranjem ili zatvaranjem pušta u turbinu više ili manje goriva. Na slici 146. dan je prikaz načelne sheme uređaja regulacije goriva na ulazu u turbinu. Uređaj se sastoji od

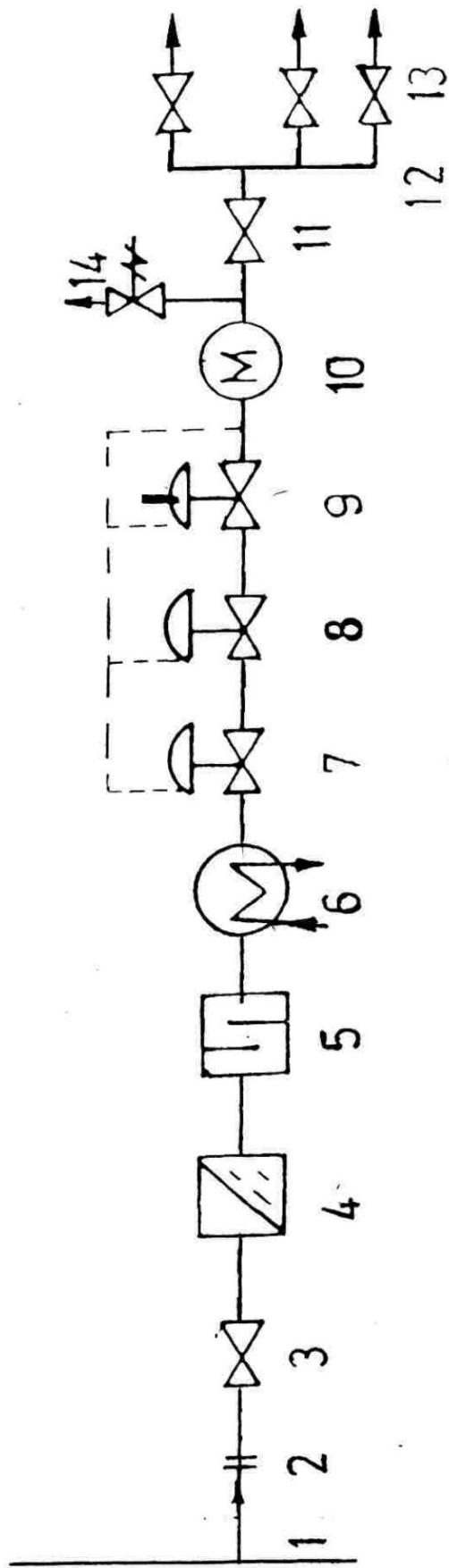
zapornog ventila na dovodnom plinovodu, filtra, mjerila protoka, ventila za regulaciju, te razvodnika plina na sapnice za gorivo.

### 3.7.5.2. Tekuća goriva

Plinske turbine koje koriste prirodni plin iz magistralnog plinovoda obično su opremljene sa sustavom dvostrukog goriva plinskog i tekućeg. Kad nema dovoljne količine plinovitog goriva koriste tekuće gorivo. Tekuća goriva koja se koriste za plinske turbine su uglavnom nafta i njezini derivati. Ona se mogu svrstati u slijedeće grupe:

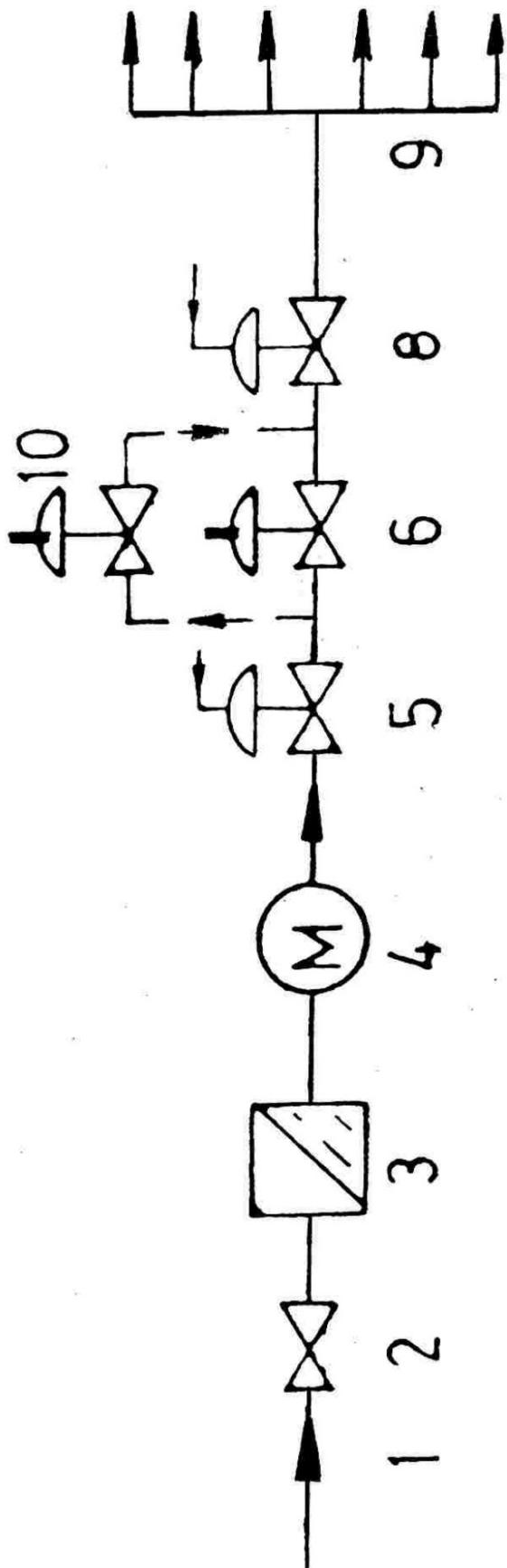
- sirova nafta,
- ekstra lako gorivo,
- lako gorivo,
- srednje teško gorivo.
- teško gorivo,
- mlazno gorivo.

Sirova nafta koristi se kao gorivo za plinske turbine samo kada je ona direktno na raspolaganju, tj. na izvorima nafte i naftovodima, gdje se plinske turbine koriste za proizvodnju električne energije za naftovodno područje. Nafta se sastoji iz: 84-86 % C, 10-14 % H, 1-3 % O, do 1 % vode, do 1 % pepela, do 3 % sumpora. Donja ogrjevna vrijednost nafte iznosi  $H_d = 40000 - 48000 \text{ kJ/kg}$ . Gustoća nafte je  $\rho = 820 - 980 \text{ kg/m}^3$ . Sirova nafta sadrži sve frakcije lako hlapljive, teško hlapljive, kao i destilacijski ostatak, te štetne primjese, koje štetno djeluju na turbinu i uzrokuju niz problema u njenom radu. Teške frakcije otežavaju protok goriva i njegovo raspršivanje, tako da može doći do pojave koksiranja i povećane visokotemperaturne korozije.



Sl. 145. - Načelna shema pripreme i razvoda prirodnog plina za nekoliko plinskih turbina:

- 1 - magistralni plinovod; 2 - električni izolirajući spoj za sprečavanje lutajućih struja; 3 - glavni zasun;
- 4 - filter; 5 - odvajac tekuće faze; 6 - grijač plina; 7, 8 - sigurnosni ventil; 9 - reduktor tlaka;
- 10 - mjerać protokola plina; 11 - zasun ispred potrošača; 12 - razvodnik plina; 13 - zapotni ventil potrošača;
- 14 - sigurnosni ventil



Sl. 146. - Načelna shema uređaja regulacije goriva na ulazu u plinsku turbinu:  
 1 - dovodni cjevovod; 2 - zaporni ventil; 3 - filter; 4 - mjerac protoka plina; 5 - glavni upusni ventil;  
 6 - regulator; 7 - startni ventil; 8 - ponocni upusni ventil; 9 - razvodnik plina na sumpice

Ostala navedena tekuća goriva su derivati nafte. U grupu lakih derivata spadaju benzin i petrolej, laka dizel goriva i ekstra lako loživo ulje. Ova goriva se obično ne moraju posebno dorađivati i čistiti, već se mogu direktno spaljivati u plinskim turbinama. Srednje i teško dizel gorivo kod sobne temperature stinjava, te se uređaji za dobavu goriva moraju grijati. Teška goriva kao što je rafinerijski ostatak rjeđe se koriste za plinske turbine, jer sadrže sve štetne primjese sirove nafte u povećanoj koncentraciji. Zbog toga moraju postojati dodatni uređaji za pranje i dodavanje aditiva što poskupljuje primjenu ovog goriva.

Mlazno gorivo sastoji se od frakcija teškog benzina i petroleja. Kod primarne destilacije dobiva se na temperaturi 60 do 300 °C. Može se dobiti primarnom destilacijom ili miješanjem benzina i petroleja. Trgovački naziv mu je kerozin. To gorivo koristi se za zrakoplovne plinske turbine. Gustoća mu iznosi 750 do 850 kg/m<sup>3</sup> pri temperaturi 15 °C. Donja ogrjevna vrijednost mu je 44000 kJ/kg. Temperatura stinjavanja mu je ispod -60 °C, a plamište 30 do 60 °C.

### 3.7.5.2.1. Svojstva tekućih goriva

Gustoća tekućeg goriva ( $\rho$ ) je njegova masa koja se nalazi u zapreminji jednog kubnog metra (kg/m<sup>3</sup>). Lakše frakcije tekućeg goriva imaju gustoću od 680 do 800 kg/m<sup>3</sup>, teške frakcije od 800 do 950 kg/m<sup>3</sup>, a rafinerijski ostatak do 1000 kg/m<sup>3</sup>.

Donja ogrjevna vrijednost tekućeg goriva ( $H_d$ ) je količina topline koja se dobije pri potpunom izgaranju jedinice mase goriva (kJ/kg), gdje nije uzeta u obzir toplina kondenzacije vodene pare u plinovima izgaranja, dok je gornja ogrjevna vrijednost ( $H_g$ ) sva toplina dobivena izgaranjem. Ogrjevna se vrijednost tekućih goriva iz naftnih derivata sa povećanjem gustoće smanjuje.

Apsolutna ili dinamička viskoznost ( $\eta$ ) je unutarnje trenje tekućine. Kinematička viskoznost (v) je omjer dinamičke viskoznosti i gustoće ( $v = \eta/\rho$ ). Viskoznost tekućeg goriva je mjera njegovog otpora prema tečenju. To je veoma važno svojstvo tekućeg goriva jer mu određuje pogodnost za pumpanje, protjecanje, raspršivanje i miješanje sa zrakom. Da bi se tekuće gorivo raspršilo u finu maglu i tako miješalo sa zrakom, te kvalitetno izgaralo mora biti određene viskoznosti. Kinematička viskoznost se mjeri na različite načine s različitim uređajima - viskozimetrima. Jedinica joj je centistokes, 1 cSt = 1 mm<sup>2</sup>/s = 10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s. Viskozitet se značajno mijenja s temperaturom. Ako temperatura raste viskoznost se smanjuje i obratno. Zbog toga je važeći podatak viskoznosti samo u vezi s temperaturom. Za efikasno paljenje tekućeg goriva kod pokretanja plinske turbine maksimalni viskoznosti kod bilo koje temperature je 100 cSt, dok za dobro izgaranje goriva u pogonu maksimalna viskoznost je oko 150 cSt.

Stinište je točka najniže temperature kod koje se tekuće gorivo toliko skrutne, da još teče, tj. mijenja svoj oblik uslijed sile gravitacije. Npr. temperatura stinjavanja je za: benzin - 80 °C, petrolej - 30 °C, plinsko ulje D<sub>1</sub> - 20 °C, mazut 40 °C. Za uspješno dovodenje tekućeg goriva do sapnica, njegovog kvalitetnog raspršivanja i miješanja sa zrakom i izgaranja, potrebno je da njegova temperatura minimalno bude 10 do 20 °C iznad točke stiništa.

Plamište je najniža temperatura tekućeg goriva na kojoj se razvije dovoljno para koje čine sa zrakom zapaljivu smjesu koja se sa otvorenim plamenom ili iskrom zapali. Tekućim gorivima se obično plamište kreće od 50 °C na više. Općenito se zahtijeva da temperatura plamišta bude 20 °C iznad najviše moguće temeperature okoline. Ako se tekuće gorivo grije najviša dozvoljena temperatura grijanja je za 20 °C niža od temperature plamišta.

Temperatura samozapaljenja je ona temperatura stjenke kod koje se smjesa goriva i zraka ili para tekućeg goriva dodirom zapali. Tekuća goriva imaju temperaturu samozapaljenja

350 do 400 °C.

Gorivo za plinske turbine ne smije imati primjese koje štetno djeluju na postrojenje i okolinu. Kao štetne primjese goriva za plinske turbine ubrajaju se metali vanadij V, kalij K, natrij Na, olovo Pb, Kalcij Ca i nemetal sumpor S. Ove primjese tvore kod visoke temperature spojeve koji su korozivno vrlo agresivni na protočne dijelove turbine. Primjese dolaze u gorivo sa naftom iz izvora ili dolaze kao nečistoće tijekom prerade i transporta.

Vanadij je jedna od najštetnijih primjesa goriva za plinske turbine, koja dolazi naftom iz izvora. Pri destilaciji nafte ostaje u destilacijskom ostatku, gdje mu se koncentracija poveća do 200 ppm (ppm = part per milion, što znači jedan dio nečistoće prema jedan milion masenih dijelova goriva, ppm = mg/kg). Vanadij oksidira do 675 °C u vanadijev trioksid  $V_2O_3$  i kod više temperature prelazi u vanadijev pentoksid  $V_2O_5$ , te se brzo disocira na  $V_2O_3 + O_2$ . Slobodan kisik je vrlo agresivan na visikotemperaturne djelove turbine te dolazi do ubrzane oksidacije. Ovaj proces se još povećava ako u gorivu ima sumpora. U gorivo onečišćeno s vanadijem dodaju se aditivi koji vežu na sebe vanadij u spojeve koji nisu agresivni. Gornja granica vanadija u gorivu koja se može uspješno tretirati je 150 ppm. Dozvoljena gornja granica vanadija u tekućem gorivu za plinske turbine je 0,5 do 1,0 ppm.

Kalij i natrij dolaze zajedno sa naftom iz izvora i jednako su štetni. Ovi elementi su naročito opasni u kombinaciji sa sumporom i vanadijem s kojima čine niz korozionsko agresivnih spojeva. Gorivo onečišćeno s kalijem i natrijem pere se tako da se miješa s vodom u kojoj se oni otope i vodom odstrane. Dozvoljena gornja granica ovih nečistoća u gorivu za plinske turbine je 0,1 do 1,0 ppm.

Oovo se u sirovoj nafti nalazi u neznatnim količinama. U prometnim dijelovima grada oovo može doći u plinsku turbinu zrakom. Prisustvo olova u gorivu također uzrokuje visokotemperaturnu koroziju. Gornja dozvoljena granica olova u tekućem gorivu za plinske turbine je 2 do 5 ppm.

Kalcij ne uzrokuje koroziju, ali je štetan jer stvara naslage na lopaticama plinske turbine i mijenja njihov aerodinamički oblik. Odstranjuje se iz goriva pranjem vodom, kao i kalij i natrij.

Sumpor se smatra štetnom primjesom u tekućem gorivu, premda ima ogrijevnu vrijednost 9420 kJ/kg kad izgara u  $SO_2$ , zbog toga što njegovi spojevi s vodom tvore sumpornu kiselinu  $H_2SO_4$ , koja je veliki zagadivač okoline. Sami produkti izgaranja sumpora ne uzrokuju visokotemperaturnu koroziju, već ju s drugim primjesama posješuju. Zbog zaštite okoliša ne preporučuje se spaljivati gorivo koje ima preko 2 % sumpora.

Postoje različite norme koje propisuju svojstva tekućih goriva za plinske turbine. Primjer norme ASTM D-2880 za tekuća goriva za plinske turbine dan je u tablici 5.

### 3.7.5.2.2. Uskladištenje, priprema i dobava tekućeg goriva u komoru za izgaranje

Tekuće gorivo za plinske turbine dovozi se s vagonima ili automobilskim cisternama na istakalište, opremljeno istakališnim kolektorima i pumpama pomoću kojih se gorivo uskladištuje u spremnike. Spremnici za tekuće gorivo su zatvorene posude koje mogu biti ukopane u zemlju, poluukopane ili iznad zemlje. Uglavnom svi veći spremnici od 100 m<sup>3</sup> grade se iznad zemlje. Spremnici se izrađuju od čeličnog lima. Nadzemni spremnici moraju biti smješteni u kade koje mogu biti izrađene od nabijene nepropusne zemlje, betona ili čeličnog lima. Kada mora biti nepropusna i kapaciteta da primi svu količinu goriva iz spremnika u slučaju njegovog izlijevanja.

Pored glavnog spremnika u kojem može biti zalihe goriva za mjesec dana rada plinske turbine, postavljaju se i dnevni spremnici. Dnevni spremnici sadrže gorivo koje se neposredno koristi za izgaranje u plinskoj turbini. Kad se izvodi priprema goriva, pranje i aditiviranje,

Tablica 5.: Norma ASTM D-2880 za svojstva tekućih goriva za plinske turbine

| Oznaka goriva                     |                          | 1-GT | 2-GT | 3-GT | 4-GT |
|-----------------------------------|--------------------------|------|------|------|------|
| Plamište                          | min. °C                  | 38   | 38   | 54   | 66   |
| Stinište                          | maks. °C                 | -18  | -7   | -    | -    |
| Voda                              | maks. vol. %             | 0,05 | 0,10 | 1,0  | 1,0  |
| Ugljik u 10 % ostatka, maks.      |                          | 0,15 | 0,35 | -    | -    |
| Pepela                            | maks. %                  | 0,01 | 0,01 | 0,03 | -    |
| 90 % goriva se ispani do maks. °C |                          | 288  | 357  | -    | -    |
| Viskoznost<br>pri 38 °C           | min. mm <sup>2</sup> /s  | 1,4  | 2,0  | 5,8  | 5,8  |
| pri 50 °C                         | maks. mm <sup>2</sup> /s | 2,5  | 5,8  | 638  | 638  |
| Gustoća                           | min. kg/m <sup>3</sup>   | 850  | 876  | -    | -    |
| Vanađij                           | maks. ppm                | 2    | 2    | 2    | 500  |
| Kalij + Natrij                    | maks. ppm                | 5    | 10   | 10   | 10   |
| Olovo                             | maks. ppm                | 5    | 5    | 5    | 5    |
| Kalcij                            | maks. ppm                | 5    | 10   | 10   | 10   |
| Sumpor                            | maks. %                  | 0,5  | 1,0  | -    | -    |

pripremljeno gorivo stavlja se u dnevne spremnike. Dnevni spremnici su obično postavljeni neposredno uz postrojenje plinske turbine, radi nesmetanog rada regulacijskog i dobavnog sustava goriva.

Sustav za dobavu tekućeg goriva u komoru za izgaranje plinske turbine obuhvaća sve dijelove koji služe za dovod goriva od dnevnog spremnika do sapnica u komori. Načelna shema sustava za dobavu tekućeg goriva u plinsku turbinu prikazana je na slici 147. U dnevnom spremniku je pripremljeno gorivo za korištenje. Ako gorivo stinjava na temperaturi okoline u spremniku se grijе tako da se može dovoditi u komoru za izgaranje. Dobavna pumpa je obično centrifugalna pogonjena elektromotorom, koja dobavlja gorivo iz spremnika do glavne pumpe za gorivo.

Pomoću filtra se sprečava prolaz krutih čestica koje bi mogle uzrokovati smetnje u radu turbine. On obično odstranjuje krute čestice većeg promjera od  $5\mu\text{m}$ . Glavna pumpa za gorivo koja je obično zupčasta ili krilna dobavlja gorivo za rad turbine. Za lakše frakcije goriva kao što je benzin koji nema sposobnosti podmazivanja koristi se krilna pumpa, a za teže frakcije zupčasta pumpa. Pumpa daje dovoljno visok tlak da se protok može regulirati prigušivanjem. Pogonjena je obično vratilom turbine.

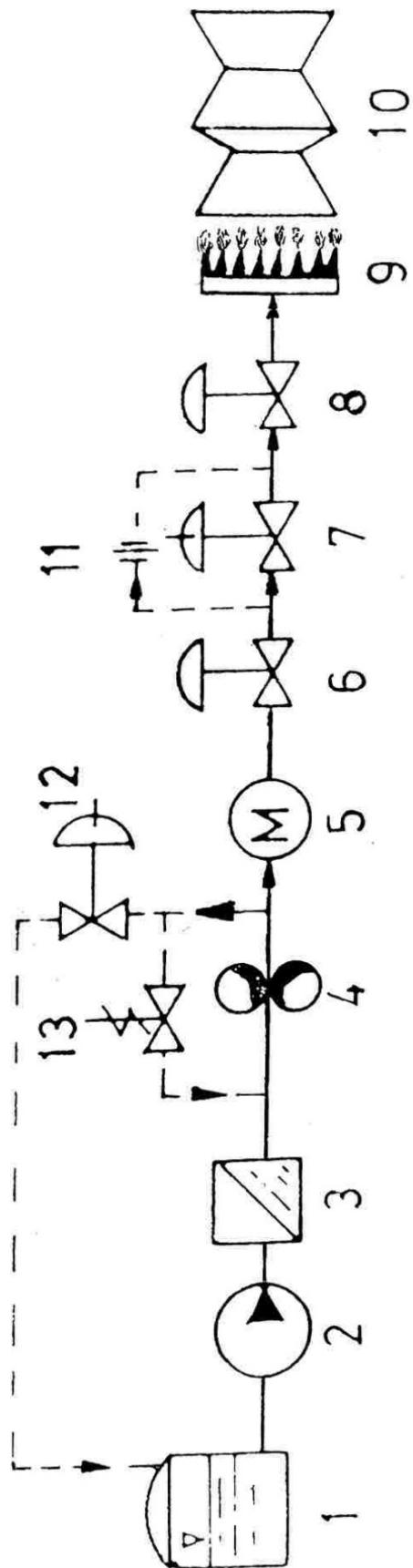
Praćenje potrošnje goriva izvodi se mjeračem protoka. Glavni upusni ventil služi za prolaz goriva u turbinu. Na njega djeluje zaštita, tako da ga kod nedozvoljenog poremećaja naglo zatvara i tako izvrštava turbinu iz pogona. Regulacijski ventil služi za regulaciju protoka goriva na turbinu. Na njega djeluje regulacija rada turbine. On održava potrebnii tlak goriva, tako da višak goriva preko povratnog cjevovoda vraća natrag u spremnik. Izolacijski ventil djeluje u sprezi s glavnim upusnim ventilom i sprečava propuštanje goriva u turbinu kod stajanja.

Djelitelj protoka raspoređuje gorivo na sapnice komora za izgaranje plinske turbine. Raspršivanje goriva izvodi se preko sapnica mehanički djelovanje visokog tlaka ili pomoćnim zrakom za raspršivanje. Potreban tlak za dobro raspršivanje goriva iznosi 40 do 60 bar. U obilazni vod regulacijskog ventila ugrađena je prigušnica za ograničavanje protoka goriva kod pokretanja turbine. Prigušnica u pogonu osigurava minimalni protok. Ako bi zbog nestabilnosti i njihanja regulacije došlo do kratkog zatvaranja regulacijskog ventila, došlo bi do gašenja plamena, da nema prigušnice koja osigurava stalan minimalni protok. Regulator tlaka goriva djeluje tako da višak goriva vraća u spremnik. Sustav ima sigurnosni ventil koji kod nedopuštenog povišenja tlaka goriva vraća gorivo ispred glavne pumpe.

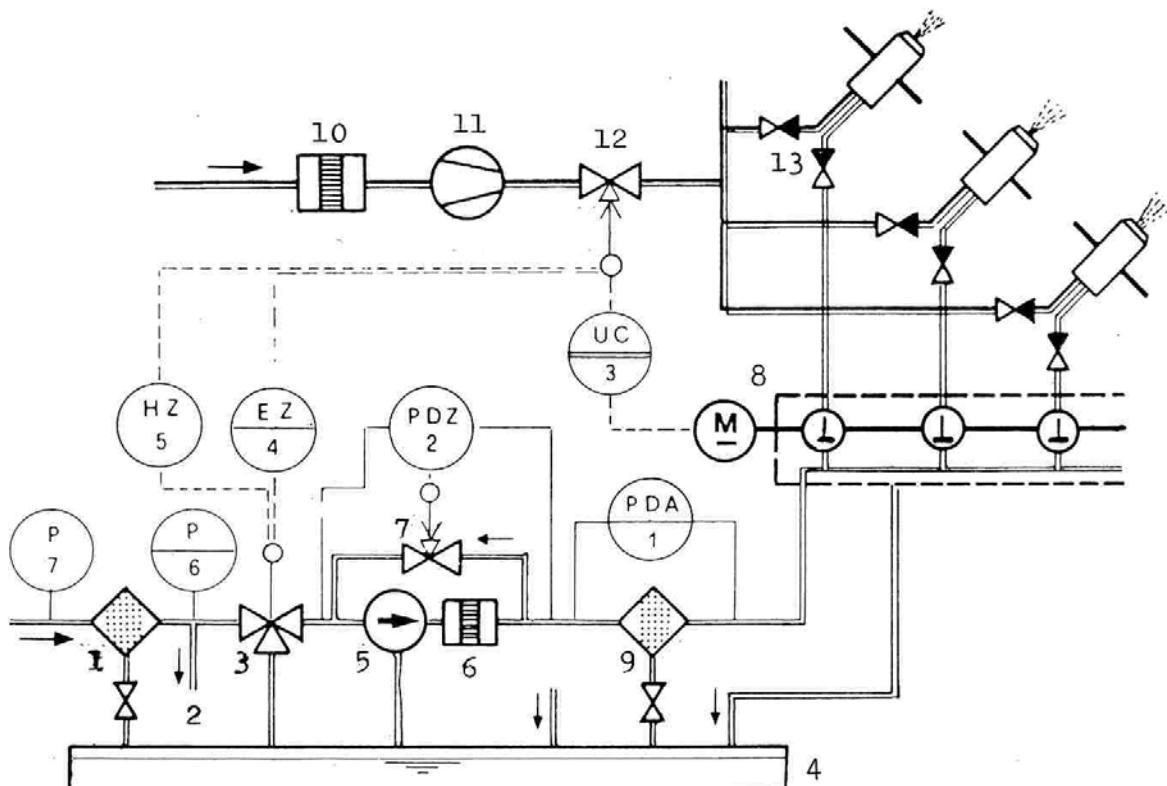
Plinske turbine su obično koncipirane da imaju mogućnost korištenja tekućeg i plinovitog goriva. Na slici 148. prikazana je načelna shema dobave tekućeg i plinovitog goriva u sapnice komore za izgaranje plinske turbine. Tekuće gorivo se dobavlja preko filtra (1) iz koga se oduzima dio goriva (2) za startni dizel motor. Gorivo dalje odlazi preko ventila (3) za izvršavanje turbine, pri tom se gorivo ispušta u sabirnik (4) u kojega se dovode ispusti za čišćenje. Iza glavne pumpe (5) je ugrađen izlučivački filter (6) koji izlučuje eventualne metalne čestice od trošenja pumpe. Ako se tlak goriva povisi iznad dozvoljenog otvara se ventil (7) za povrat goriva ispred pumpe. Dobavni sustav (8) pomoću zupčastih pumpi dobavlja svakoj sapnici komore za izgaranje jednaku količinu goriva. Na zajedničkom vratilu je toliko pumpi koliko ima sapnica za raspršivanje goriva. Grupu pumpi pogoni istosmjerni elektromotor. Zbog malih zračnosti u sustavu pumpi ispred je fini filter (9) ( $5\mu\text{m}$ ).

Dobava plinovitog goriva je jednostavnija od dobave tekućeg goriva. Tu je dovoljan filter (10), kompresor (11) ako je tlak plina u plinovodu manji od radnog tlaka turbine i regulacijski ventil (12). Sapnice za plin imaju relativno veliki otvor, zbog toga nije potreban fini filter.

Kod dvostrukog dobave goriva tekućeg i plinovitog svaki priključak goriva na komori za izgaranje mora imati protupovratni ventil (13), da se gorivo ne bi kretalo natrag u vod koji nije u radu.



Sl. 147. - Načelna shema sustava dobave tekućeg goriva od dnevnog spremnika do sumpica komora za izgaranje plinske turbine:  
 1 - dnevni spremnik goriva; 2 - dobavna pumpa; 3 - filter; 4 - glavna pumpa; 5 - mješač protoka; 6 - glavni upusni  
 ventil; 7 - regulacijski ventil; 8 - izolacijski ventil; 9 - sigurnosni ventil; 10 - plinska turbina; 11 - prigušnica;  
 12 - regulator tlaka goriva; 13 - sigurnosni ventil



Sl. 148. - Načelna shema dvostrukog dobave goriva tekućeg i plinovitog u sapnici komora za izgaranje plinske turbine: 1 – filter tekućeg goriva, 2 – oduzimanje goriva, 3 – glavni ventil, 4 – sabirnik, 5 – glavna pumpa, 6 – filter, 7 – povratni ventil, 8 – dobavni pumpni sustav goriva u sapnici, 9 – fini filter, 10 – filter plina, 11 – kompresor za plin, 12 – regulacijski ventil plina, 13 – protupovratni ventil

### 3.7.6. Sustav za pokretanje turbine

Pokretanje plinske turbine se smatra razdoblje od njenog starta iz stanja mirovanja do postizavanja nominalne radne brzine vrtnje. Plinska turbina ne može sama startati sa svojim radnim medijem. Nju je potrebno dovesti do brzine vrtnje kod koje ona može sama pomoći kompresora dobavljati dovoljnu količinu zraka u komoru za izgaranje, da joj plinovi izgaranja daju dovoljni zakretni moment za održavanje i ubrzavanje vrtnje

Sustav za pokretanje u ovisnosti o vrsti konstrukcije plinske turbine, mora pokrenuti ukupnu masu rotirajućih dijelova kompresora, turbine i generatora ili njen dio, slika 149. Za postrojenje slike 149.a, mora se pokretati ukupna rotirajuća masa, dok za postrojenje slike 149.b, ne mora se vrtjeti niski tlak turbine i generator. Postrojenja s više vratila, slika 149.c, za svako vratilo na kojem je kompressor moraju imati zaseban sustav za pokretanje.

Pri postizanju brzine vrtnje oko 20 % nominalne dolazi do paljenja goriva i turbina počinje proizvoditi zakretni moment. Nakon postizanja brzine vrtnje oko 35 % turbina proizvodi toliki zakretni moment da može samostalno održati brzinu vrtnje. Sustav za pokretanje se pomoći jednosmjerne spojke (S) isključuje a turbina se sama dalje ubrzava do nominalne brzine vrtnje.

Za pokretanje plinske turbine u ovisnosti o uvjetima rada i pokretanja mogu se koristi se različiti strojevi. Najčešće se koriste slijedeći strojevi za pokretanje i startanje plinske turbine:

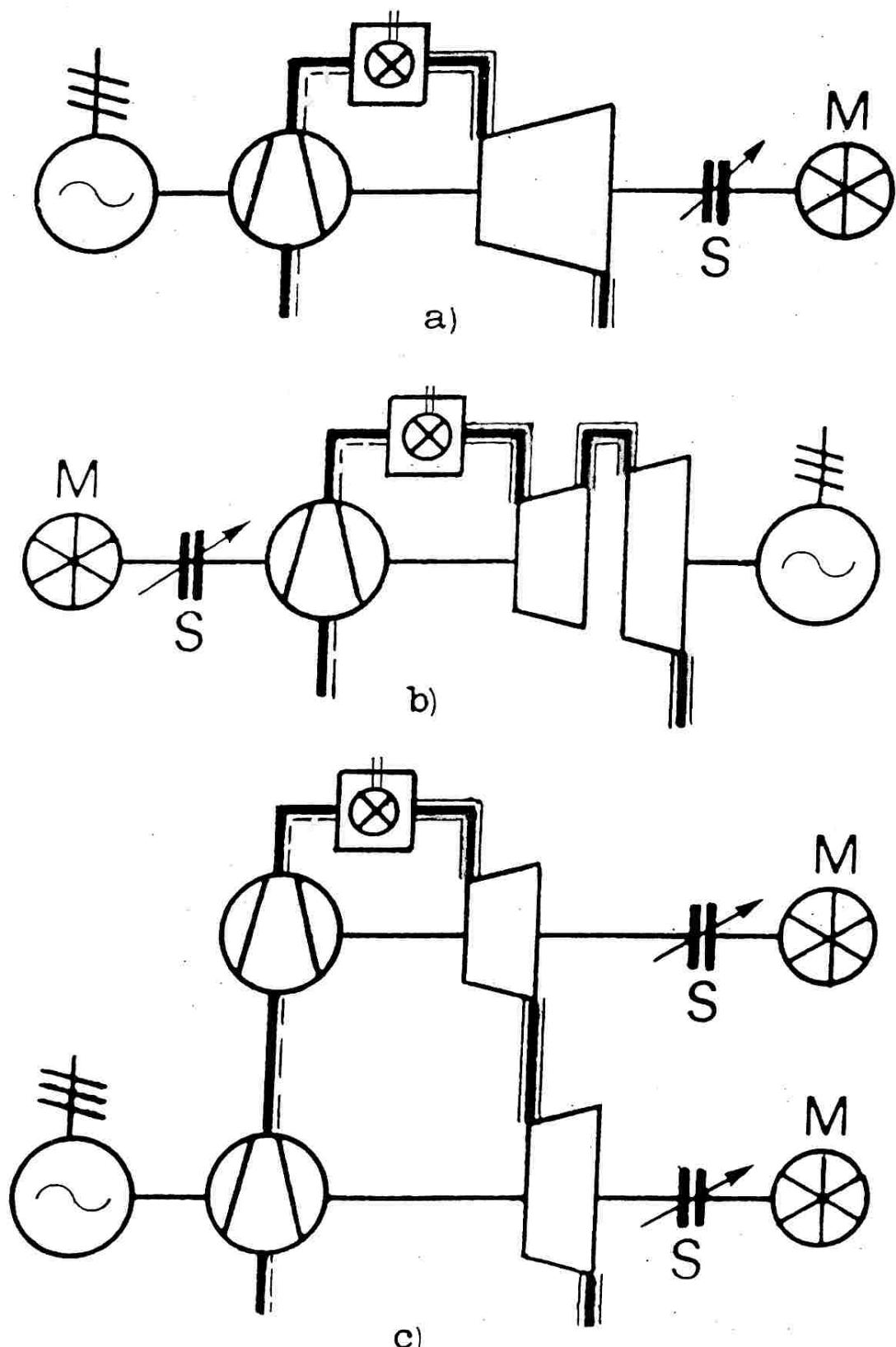
- elektromotori,
- motori s unutarnjim izgaranjem,
- pneumatski pokretači,
- hidraulički motori.

Za pokretanje stacionarnih plinskih turbina uglavnom se koriste elektromotori ili motori s unutarnjim izgaranjem. Elektromotori za pokretanje plinske turbine koriste se u elektranama gdje ima priključak na električnu mrežu. Motori s unutarnjim izgaranjem koriste se gdje nema mogućnosti priključka na električnu mrežu. Pri tom motor obično koristi isto gorivo kao i plinska turbina. Plinska turbina se može također pokretati i sa zasebnom malom plinskom turbinom.

Pneumatski motori obično se koriste za plinovode koji idu preko pustih krajeva. Oni obično rade kao krilna pumpa u reverzibilnom pogonu. Mogu biti pokretani s plinom iz plinovoda ili s zrakom iz zasebnog spremnika.

Hidraulički motori koriste se uglavnom za pokretanje zrakoplovnih plinskih turbina, koje imaju hidrauličku regulaciju. Budući da ulje koje se koristi za pogon nema energetsku razinu za vršenje radnje pokretanja, mora postojati dodatni energetski izvor. Tlačno ulje je samo prinosnik energije. U nekim slučajevima se koristi komprimirani zrak iz spremnika.

Na zrakoplovima se koristi sustav s pomoćnim uređajem koji proizvodi pomoćnu električnu energiju i tlači ulje za podmazivanje i regulaciju. Prvo ulje pod tlakom komprimiranog zraka iz malog spremnika pokrene pomoćni uređaj, a ovaj kad uđe u pogon preko svog hidrauličkog motora nakon toga dobavlja ulje pod tlakom za pokretanja glavnog motora koji pokreće rotor kompresora i plinske turbine.



Sl. 149. - Sheme priključaka stroja za pokretanje različitih vrsta plinskoturbinskih postrojenja:  
 a) stroj pokreće cijelo postrojenje, b) stroj pokreće kompresor i visoki tlak turbine,  
 b) svako vratilo pokreće jedan stroj, M-stroj za pokretanje, S-jednosmjerna spojka

## 3.8. UPRAVLJANJE I REGULACIJA PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA

### 3.8.1. Upravljanje plinskoturbinskim postrojenjem

Upravljanje plinskoturbinskim postrojenjem podrazumijeva pripremu za pogon, pokretanje i postizavanje pogonskog stanja, uključivanje u proizvodnju, upravljanje postrojenjem za izvođenje zadane proizvodnje, te isključivanje i zaustavljanje postrojenja. Plinske turbine su strojevi s visokim stupnjem automatizacije radnog procesa. Njihov je rad obično potpuno automatiziran ili daljinski upravljan. Upravljanje se sastoji od davanja određenih komandi, uključiti, isključiti, te mijenjanja snage prama zadanom programu.

Automatizacija rada plinskoturbinskog postrojenja obuhvaća dvije njegove osnovne funkcije:

- automatizaciju pogona, tj. postizanje i održavanje radnih parametara koji osiguravaju učinkovit i ekonomičan rad postrojenja,
- automatska zaštita postrojenja od poremećaja koji bi mogli ugroziti njegov pouzdani rad.

Mjesto upravljanja postrojenjem ovisi o njegovoj namjeni, veličini i stupnju automatizacije. Upravljanje može biti lokalno, centralno i daljinski.

Lokalno upravljanje procesom rada je na licu mjesta iz komandne prostorije. Sastoji se od praćenja rada instrumentacije i davanje naredbi za rad postrojenja prema zahtjevima potrošača energije. Pri tom se postrojenje povremeno obilazi.

Centralno upravljanje je kad se iz jedne komandne prostorije upravlja s radom više postrojenja koji se nalaze na istoj lokaciji. U komandnoj prostoriji operater prati pogonsko stanje postrojenja i po potrebi daje određene komande preko instrumenata.

Daljinsko upravljanje je kada se iz jednog mjesta upravlja s postrojenjem koje se nalazi na nekoj drugoj lokaciji. Kod daljinskog upravljanja operater nema direktnog uvida u stanje postrojenja, već je potpuno upućen na instrumentaciju.

### 3.8.2. Regulacija plinske turbine

Regulacija rada plinske turbine sastoji se od regulacije parametara i proizvodnje energije prema zahtjevima potrošača. Prema namjeni plinske turbine regulirati se može:

- brzina vrtnje,
- snaga postrojenja,
- temperatura plinova na ulazu u turbinu.

Regulacija brzine vrtnje primjenjuje se kod postrojenja koja proizvode električnu energiju u samostalnom radu, tj. u otočnom pogonu. Pri tom regulacija održava konstantnu brzinu vrtnje, tj. frekvenciju u mreži za potrošače električne energije koji su na nju priključeni.

Regulacija snage postrojenja primjenjuje se kad postrojenje radi u paralelnom radu na električnoj mreži s drugim postrojenjima. Pri tom električna mreža drži konstantnu brzinu vrtnje s drugim postrojenjima koji na njoj rade i proizvode električnu energiju u zajednički sustav. Sa dovođenjem više ili manje goriva u turbinu davati će se veća ili manja snaga u mrežu. Plinske turbine rade s faktorom pretička zraka 3 do 4 i pri većoj promjeni količine goriva značajno se mijenja taj odnos. U tom slučaju ako se želi održati projektirani stupanj korisnosti potrebno je regulirati i količinu zraka.

Regulacija maksimalne temperature na ulazu u turbinu uglavnom se primjenjuje kod postrojenja koja rade u paralelnom radu na mreži. Promjena temperature izvodi se s promjenom količine goriva. Pri tom je snaga kompresora konstantna, mijenja se samo snaga turbine i snaga postrojenja. Sa sniženjem maksimalne temperature smanjuje se i korisnost

postrojenja. Također se snizuje i izlazna temperatura ispušnih plinova iz turbine, pa to može stvarati probleme kod postrojenja s regeneracijom i kombi procesa.

Prema načinu izvođenja i radnom mediju sustavi za regulaciju plinskih turbina mogu se podijeliti na:

- mehaničku regulaciju,
- mehaničko hidrauličku,
- pneumatsku,
- elektroničku.

Mehanička regulacija je najjednostavniji sustav regulacije koji se je primjenjivao na prvim strojevima. Na tom jednostavnom sustavu za regulaciju može se prikazati opće načelo djelovanja regulacije plinske turbine. Glavni dio toga sustava je centrifugalni regulator brzine vrtnje s utezima.

Osnova regulacije se temelji na činjenici da povećanjem opterećenja generatora brzina vrtnje turbine pada i obrnuta sa rasterećenjem brzina vrtnje raste, dok se ne uspostavi ravnoteža djelovanjem regulatora brzine vrtnje.

Na slici 150. dan je prikaz mehaničkog sustava regulacije. Centrifugalni regulator brzine vrtnje s utezima je pomoću poluge direktno vezan s pladnjem ventila za dovod goriva u turbinu. Sa rasterećenjem turbine brzina vrtnje raste i zbog povećane centrifugalne sile utezi se podiže i preko poluge zatvaraju ventil za dovod goriva i brzina vrtnje pada do uspostave ravnoteže. Obrnuto sa povećanjem opterećenja turbine brzina vrtnje pada utezi se spuštaju i preko poluge otvaraju ventil za dovod goriva do uspostave ravnoteže. Na taj način se regulator održava konstantnu brzinu vrtnje pri svakom opterećenju turbine.

Iz iznesenog proizlazi da se osnovno načelo regulacije pri promjeni opterećenja sastoji u otvaranju ili zatvaranju ventila za dovod goriva.

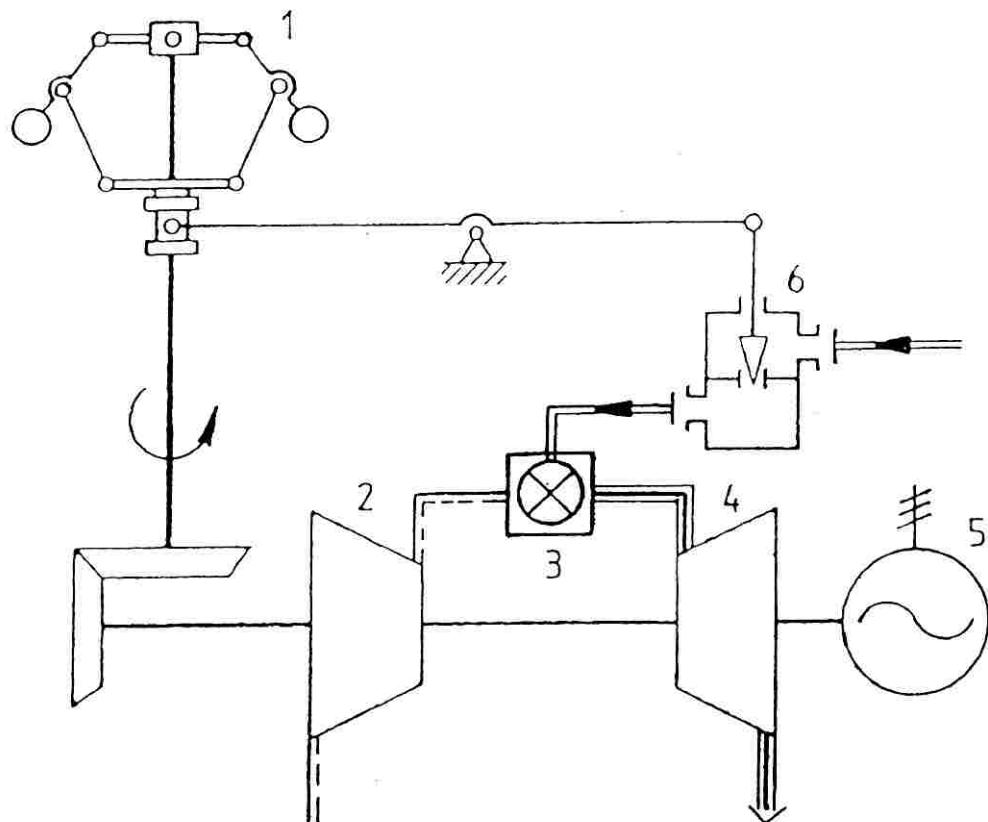
Mehanička regulacija se više ne primjenjuje na strojevima. Ona je bila spora, nestabilna i imala je veliko njihanje. To je prva generacija u razvoju sustava regulacije. Međutim osnovno načelo regulacije je ostalo do danas isto.

Mehaničko hidraulička regulacija je druga generacija u razvoju sustava regulacije. Pri toj regulaciji ostao je centrifugalni regulator s utezima, a izvršni članovi s servomotorom su hidraulični. Radni medij za prijenos impulsa je ulje.

Primjer jednostavnog sustava mehaničko-polužno hidrauličke regulacije dan je na slici 151. Ovdje je još zadržano polužje za prijenos dijela impulsa. Ova regulacija primjenjivala se za plinske turbine koje rade na mreži s konstantnom brzinom vrtnje, a regulirao se samo protok goriva. Na ovoj regulaciji regulacijsko ulje je samo pomoćni medij koji povećava njenu osjetljivost i stabilnost rada. Kad se brzina vrtnje turbine povećava centrifugalna sila podiže utege centrifugalnog regulatora i polugu (a), koja pomoću poluge (b) podiže klip razvodnika servomotora (2). Regulacijsko ulje ulazi u gornji prostor cilindra servomotora (3), potiskuje prema dolje klip, koji preko poluge (c) pritvara regulacijski ventil (8). Ventil propušta manju količinu goriva na sapnici komore za izgaranje i brzina vrtnje se smanjuje do uspostave ravnoteže. Obrnuti je slučaj kad se brzina vrtnje turbine smanjuje. Tada se smanjuje centrifugalna sila i utezi se spuštaju i preko poluge potiskuju klip razvodnika prema dolje, koji propušta ulje u donji dio cilindra servomotora, čiji se klip kreće prema gore i otvara regulacijski ventil za gorivo.

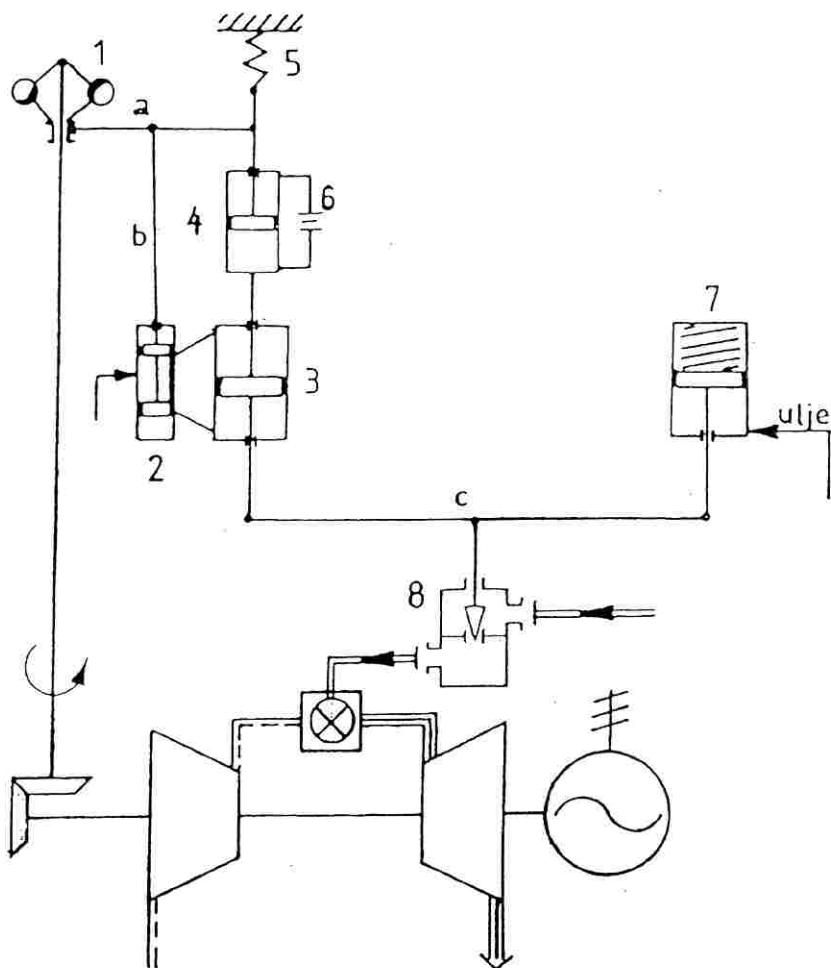
Ovako jednostavan sustav ne može raditi efikasno jer bi došlo do njihanja rada i nestabilnosti regulacije. Regulacijski ventil bi stalno zatvarao i otvarao dovod goriva, a broj okretaja bi oscilirao oko neke srednje veličine. Pri regulaciji je potrebno da regulacijski ventil kad zauzme novi položaj ostane u njemu, dok ga novi signal ne potpisne u potrebnom smjeru. Da bi se to ostvarilo ugrađen je cilindar (4) s prigušnicom (6), kao i oprugom (5). Ovakav sustav daje potrebnu stabilnost i mirnoću rada regulacije.

Sustav ima brzinski izvrstioc (7), koji kad se brzina vrtnje turbine poveća iznad dozvoljene granice i tlačno ulje isključi, pomoću opruge preko poluge (c) zatvara regulacijski ventil za gorivo.



Sl. 150. - Shema mehaničkog sustava za regulaciju pliske turbine:

- 1 – centrifugalni regulator brzine vrtnje, 2 – kompresor, 3 – komora za izgaranje,
- 4 – turbina, 5 – generator, 6 – regulacijski ventil za gorivo



Sl. 151. - Shema mehaničko-polužno hidrauličkog sustava za regulaciju plinske turbine:

- 1 – centrifugalni regulator brzine vrtnje, 2 – razvodnik, 3 – servomotor,
- 4 – cilindar za prigušivanje, 5 – opruga, 6 – prigušnica, 7 - prekobrzinski izvrstioc, 8 – regulacijski ventil za gorivo

Na slici 152. dan je prikaz sheme mehaničko hidrauličkog sustava regulacije plinske turbine. Ovdje je centrifugalni regulator brzine vrtnje bez polužja, impulsi se prenose uljem kao radnim medijem. Centrifugalni regulator brzine vrtnje (12) i regulator temperature plinova izgaranja na ulazu u turbinu (18) upravljuju s dovođenjem goriva u komoru izgaranja (2), pomoću regulacijskog ventila (16) i obilaznog ventila (17). Pri padu opterećenja i adekvatnom snanjenju brzine vrtnje centrifugalni regulator snizuje impulsni tlak ulja u regulacijskom ventilu za dovođenje goriva. Istovremeno sniženje tlaka impulsnog ulja otvara ventil (17) za obilazno odvođenje goriva. Pri tome se pritvaraju regulacijski ventili (15) za dovođenje prirodnog plina u ekspanzijsku turbinu (5). Obrnuto djelovanje je na regulacijske ventile pri porastu opterećenja. Također obrnuto djelovanje je regulatora temperature na regulacijske ventile pri padu temperature plinova izgaranja.

Ovdje je gorivo prirodni plin višeg tlaka koji se predgrijava ispušnim plinovima iz plinske turbine i dovodi u ekspanzijsku plinsku turbinu gdje ekspandira do tlaka potrebnog za rad i dovodi se kroz regulacijski ventil u komoru za izgaranje. Ekspanzijska plinska turbina ujedno služi za pokretanje plinske turbine.

Pneumatska regulacija koristi umjesto ulja za prijenos impulsa zrak. Budući da koristi zrak nije tako osjetljiva na propuštanje radnog medija. Komponente sa zrakom su većih dimenzija i ne traže toliku preciznost izrade kao hidrauličke.

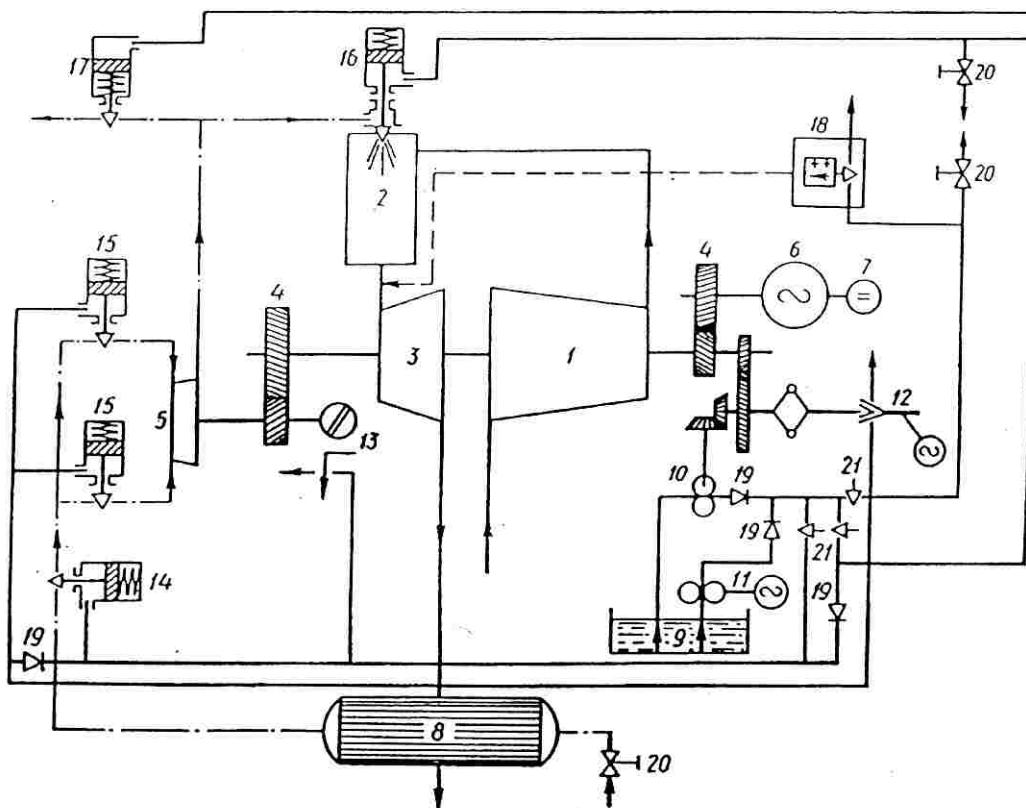
Na suvremenim plinskim turbina primjenjuje se elektronička regulacija. To je treća generacija u razvoju sustava regulacije. Kod te regulacije kompletno vođenje turbine izvodi se pomoću mikroprocesora. Međutim, osnovno načelo djelovanja elektroničke regulacije je isto kao i mehaničke ili mehaničko hidrauličke regulacije.

Načelna shema elektroničke regulacije plinske turbine prikazana je na slici 153. Na prikazanoj shemi elektronički regulator (1) preko beskontaktnе sonde za mjerjenje brzine vrtnje (5) dobiva impuls brzine vrtnje, impuls temperature plinova izgaranja (6) na ulazu u turbinu i impuls da li je generator na mreži (7). Obradenu reguliranu veličinu elektronički regulator preko elektroničkohidrauličkog pretvarača (E/H) (2) u obliku impulsa daje regulacijskom ventilu za dovod goriva (3), pomoću kojega otvaranjem i zatvaranjem upravlja turbinom. Za zaštitu turbine od poremećaja koji bi mogli ugroziti njen pouzdani rad, elektronički regulator može dati impuls za zatvaranje ventila za dovod goriva (4), nakon kojeg se zaustavlja rad turbine.

Na slici 154. prikazana je blokovska shema sustava elektroničke regulacije plinske turbine. Ulaz u sustav je komanda operatera, odnosno veličina brzine vrtnje, kad je turbina odvojena od električne mreže i opterećenje kad je povezana s mrežom. Izlaz je impuls za regulaciju sustava za dovod goriva. Taj impuls može ići na sustav za plinovito gorivo ili na tekuće gorivo u skladu s operaterovom komandom. Startanje i rad turbine može biti s plinovitim ili tekućim gorivom. Elektronička regulacija omogućuje prebacivanje s jedne vrste goriva na drugu i pod opterećenjem turbine.

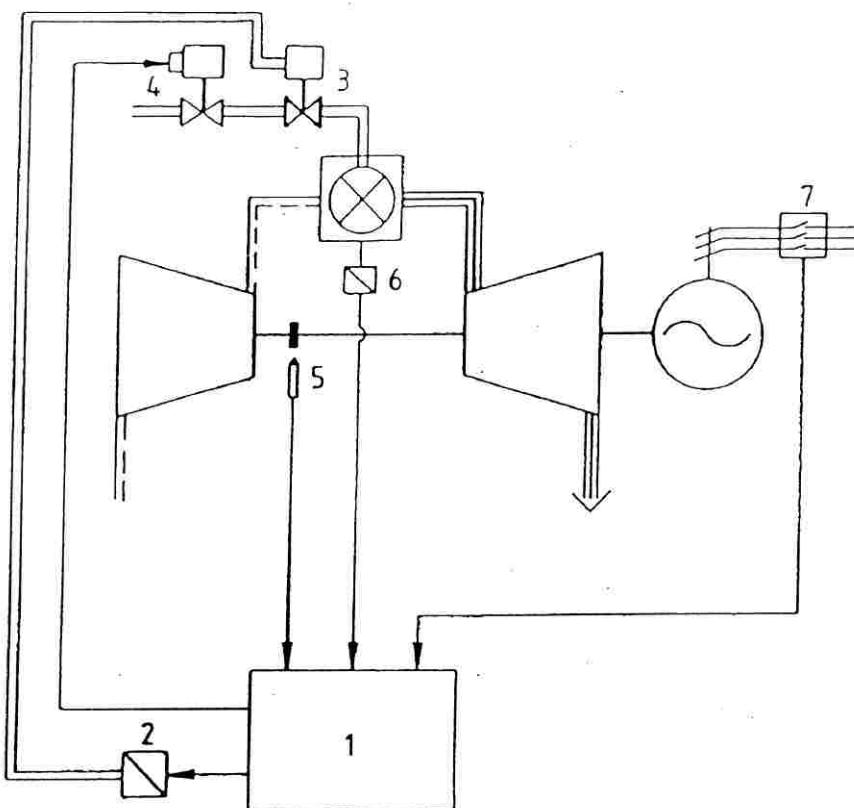
Sustav elektroničke regulacije turbine ima višestruku namjenu, izvodi regulaciju goriva i zraka, regulaciju temperature plinova izgaranja, regulaciju emisije štetnih plinova, startanje, zaustavljanje i hlađenje turbine, nadzor rada cijelog turbinskog postrojenja i zaštitu turbine od poremećaja koji bi mogli ugroziti njen pouzdani rad. Osnovna funkcija elektroničke regulacije turbine se izvodi djelovanjem regulacije brzine vrtnje, opterećenja i temperature plinova izgaranja na protok goriva.

Prikaz blokovske sheme elektroničke regulacije za upravljanje i regulaciju plinske turbine snage 71 MW u TE-TO Zagreb dan je na slici 155. Blokovska shema se sastoji od više funkcionalno povezana modula. Svaki modul upravlja i regulira određene veličine plinske turbine. Izlazna regulirana veličina je količina goriva.(FRS)



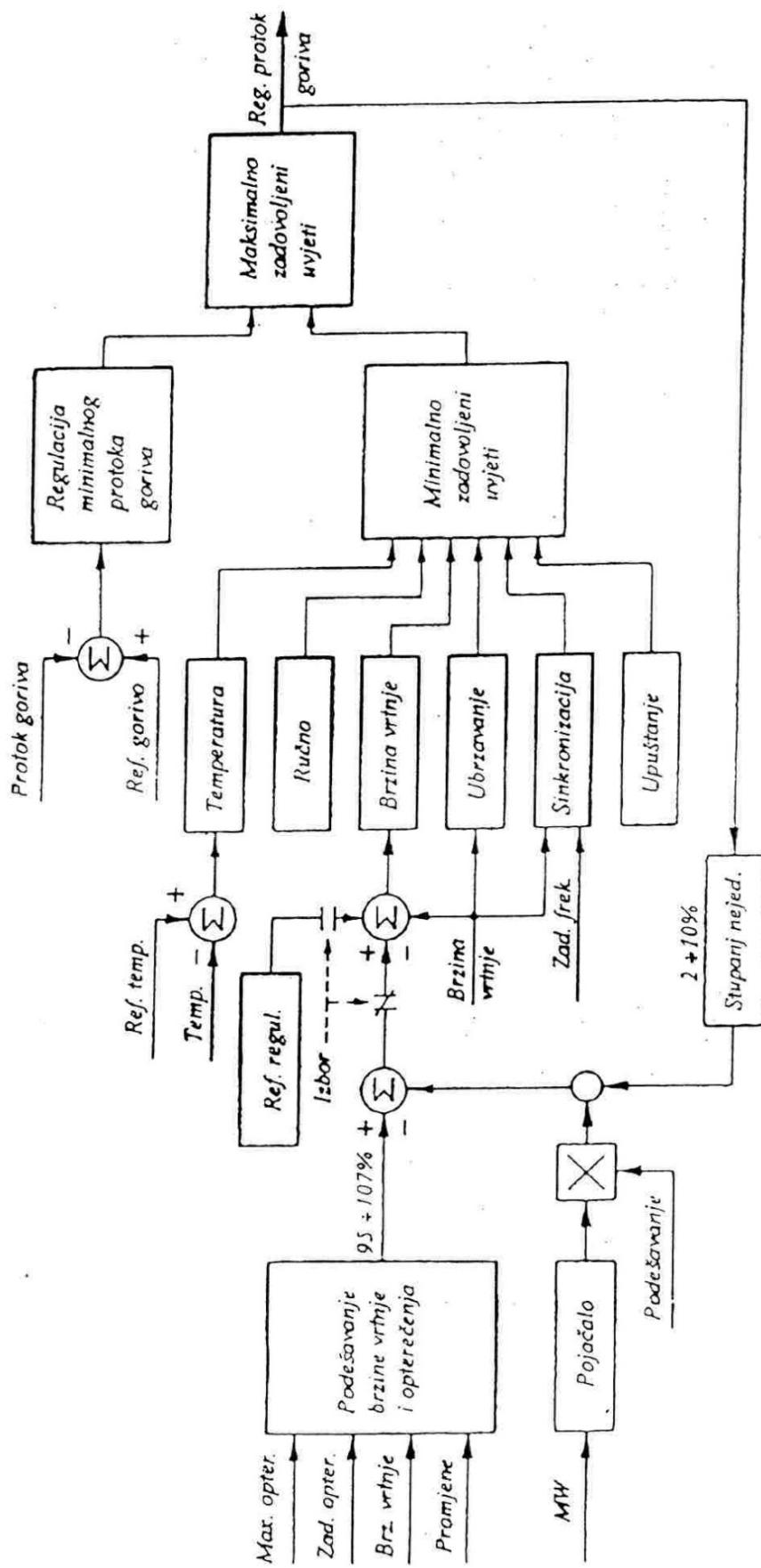
Sl. 152. - Shema mehaničko hidrauličkog sustava za regulaciju plinske turbine:

1 – kompresor, 2 – komora za izgaranje, 3 – turbina, 4 – reduktor, 5 - ekspanzijska plinska turbina, 6 – generator, 7 – budilica, 8 – regenerativni zagrijač prirodnog plina, 9 – uljni spremnik, 10 – glavna uljna pumpa, 11 – pomoćna uljna pumpa, 12 – centrifugalni regulator brzine vrtnje, 13 – centrifugalni izvrstioc, 14 - glavni ventil za gorivo, 15 – regulacijski ventil za ekspanzijsku turbinu, 16 - regulacijski ventil za dovođenje goriva, 17 – ventil za obilazno odvođenje goriva, 18 – regulator temperature, 19 – protupovratni ventil, 20 – ventil za ručno upravljanje, 21 - prigušnica

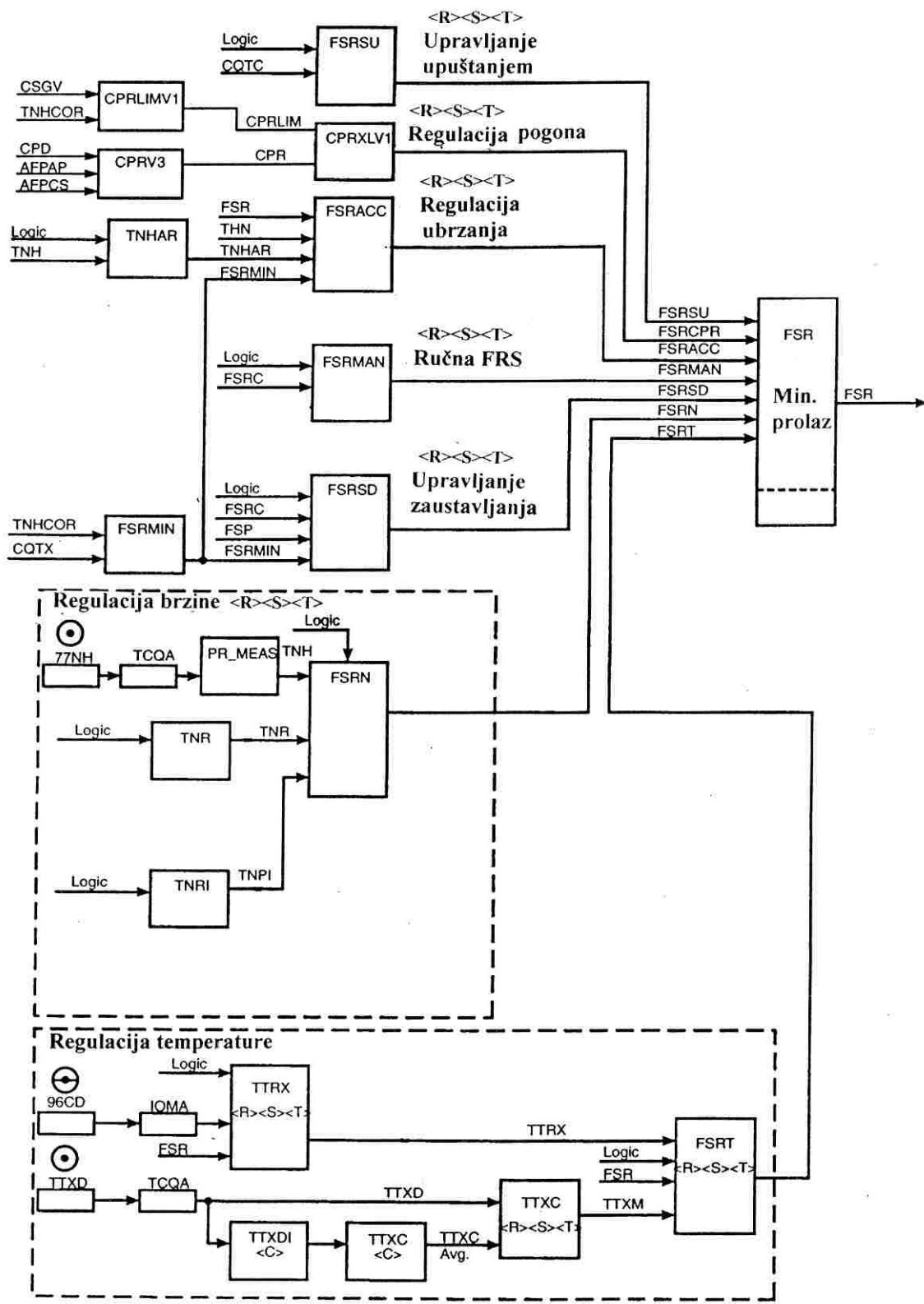


Sl. 153. - Načelna shema sustava za elektroničku regulaciju plinske turbine:

1 – elektronički regulator, 2 – elektrohidraulički pretvarač (E/H), 3 – ventil za regulaciju goriva, 4 – ventil za dovod goriva, 5 – sonda za mjerjenje brzine vrtnje, 6 – mjerač temperature, 7 – električna mreža



Sl. 154. - Blokovska shema sustava elektroničke regulacije plinske turbine



Sl. 155. - Blokovska shema upravljanja i regulacije plinske turbine 71 MW – Mark V  
TE-TO Zagreb

## 3.9. KONSTRUKCIJSKE KONCEPCIJE PLINSKOTURBINSKIH POSTROJENJA

### 3.9.1. Osnovne konstrukcijske sheme

Pod konstrukcijskom shemom plinskoturbinskog postrojenja obično se podrazumijeva povezanost njegovih osnovnih dijelova na temelju toplinske sheme i načelnog konstrukcijskog rješenja pomoću kojeg je izvršena ta povezanost. Teoretski gledano broj vrsta konstrukcijskih shema može biti velik. Međutim, sve moguće konstrukcijske sheme plinskoturbinskih postrojenja mogu se svrstati u pet osnovnih vrsta:

- Jednovratilno postrojenje s mogućnošću uvođenja međuhlađenje između pojedinih dijelova kompresora i međuzagrijavanja (međuizgaranja) između pojedinih dijelova turbine.
- Jednovratilno postrojenje s regeneracijom.
- Dvovratilno postrojenje, s odvojenom turbinom za pogon kompresora i pogon generatora s mogućnošću regeneracije.
- Dvovratilno postrojenje gdje svako vratilo ima kompresor i turbinu s mogućnošću međuhlađenja zraka i međuzagrijavanja plinova izgaranja.
- Jednovratilno postrojenje s mogućnošću oduzimanja zraka iz kompresora i plinova izgaranja iz turbine za tehnološke potrebe.

Na slici 156. dan je prikaz pet osnovnih vrsta konstrukcijskih shema plinskoturbinskih postrojenja. Odabiranje pojedine vrste plinskoturbinskog postrojenja obično se izvodi na temelju namjene postrojenja, režima eksploatacije, maso-gabaritnih ograničenja, manevrnosti, raspoloživog goriva. Konačna konstrukcijska shema odabire se na temelju tehničko-ekonomskih proračuna, pri kojima se određuju ukupni godišnji računski troškovi odgovarajućih varijanti s uzimanjem u obzir neophodne eksploatacijske pouzdanosti.

Za plinskoturbinsko postrojenje namijenjeno za pokrivanje vršnih opterećenja osnovni zahtjevi su dobra manevarska svojstva, niska cijena ugrađenog kilovata i visoka eksploatacijska pouzdanost. Te zahtjeve bi najbolje zadovoljila konstrukcijska shema, slika 156. a ili c.

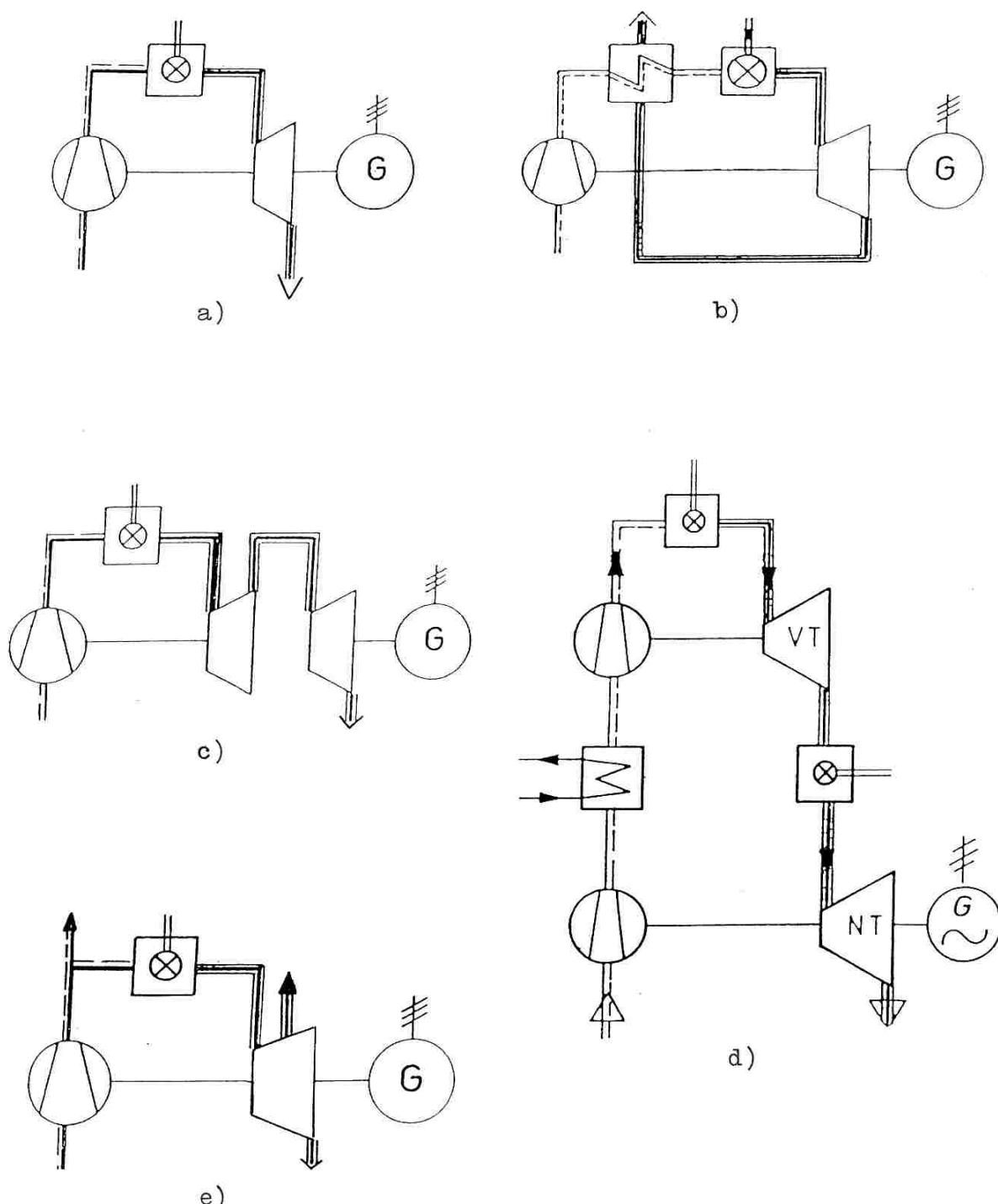
Za plinskoturbinsko postrojenje namijenjeno za rad u temeljnem opterećenju, gdje je osnovni zahtjev visoka ekonomičnost, najpovoljnije je odabrati konstrukcijsku shemu, slika 156. b ili d.

Ako je plinskoturbinsko postrojenje namijenjeno za havarijsku pričuvu, gdje je broj sati rada veoma mali, a traži se visoka pouzdanost, mali specifični troškovi postrojenja, montaže i eksploatacije, najpovoljnije je odabrati konstrukcijsku shemu, slika 156. c. U toj konstrukcijskoj shemi može se za kompresor i visokotlačnu turbinu koristiti zrakoplovna plinska turbina.

Za tehnološke potrebe u kemijskoj, naftnoprerađivačkoj i metalurgijskoj industriji povoljno je primijeniti konstrukcijsku shemu plinskoturbinskog postrojenja, slika 156. e.

### 3.9.2. Opća načela projektiranja

Razvoj konstrukcije stacionarnih plinskoturbinskih postrojenja nakon drugog svjetskog rata krenuo je u dva pravca. Jedan pravac se je temeljio na iskustvu već jako razvijenih konstrukcija parnih turbina. Taj pravac su razvijali proizvođači parnih turbina koji su usvojili proizvodnju plinskih turbina, koje su bile namijenjene za proizvodnju električne



Sl. 156. - Osnovne vrste konstrukcijskih shema plinskoturbinskih postrojenja:

- jednovratilno postrojenje, b) jednovratilno postrojenje s regeneracijom,
- c) dvovratilno postrojenje s turbinom za pogon kompresora, d) dvovratilno postrojenje gdje svako vratilo ima kompresor, e) jednovratilno postrojenje s oduzimanjem zraka i plinova izgaranja

energije isto kao i parne turbine. Osnovne značajke konstrukcije tih plinskoturbinskih postrojenja bile su:

- svaki glavni dio postrojenja (kompresor, komora za izgaranje, turbina) je bio u zasebnom kućištu,
- kućište kompresora i turbine je imalo zasebna ležajna kućišta i ležajeve,
- turboagregat je bio na masivnom temelju,
- postrojenje se ugrađivalo u specijalnu zgradu, kao i parnoturbinsko postrojenje.

Tehnologija procesa proizvodnje i montaže takovih plinskoturbinskih postrojenja nije se razlikovala od parnoturbinskih postrojenja. Ispitivanja proizvodnje i eksploatacije takovih plinskoturbinskih postrojenja su pokazala neisplativost i nekonkurentnost takovog načela projektiranja i tehnologije proizvodnje. To su bila plinskoturbinska postrojenja tkz. teške konstrukcije. Pri takovom projektiranju nisu se koristile osnovne prednosti plinskoturbinskog postrojenja.

Po drugom pravcu razvoja su krenuli proizvođači zrakoplovnih plinskih turbina, koji su usvojili proizvodnju stacionarnih plinskih turbina ili plinskoturbinskih postrojenja. Osnovna značajka konstrukcije tih plinskoturbinskih postrojenja je njihova paketna izvedba. Tu su se koristika dostignuća postignuta u razvoju zrakoplovnih plinskih turbina. Takova plinskoturbinska postrojenja imaju na jednom temeljnem okviru montiran kompresor, više manjih komora za izgaranje i turbinu, koji su obično smješteni u kontejneru. Pri paketnoj izvedbi moguće su se koristiti prednosti plinskih turbina kao što su: velika specifična snaga, dobra manevarska svojstva, mali troškovi za remont i eksploataciju. To su plinskoturbinska postrojenja tkz. lagane konstrukcije.

Velika dostignuća u razvoju zrakoplovnih plinskih turbina koristili su mnogi proizvođači stacionarnih plinskih turbina u preorientiranju na načelo paketnog projektiranja plinskoturbinskih postrojenja.

U posljednje vrijeme su svi proizvođači stacionarnih plinskoturbinskih postrojenja usvojili u manjoj ili većoj mjeri načelo paketnog projektiranja plinskoturbinskih postrojenja. Načelo paketnog projektiranja plinskoturbinskih postrojenja omogućilo je izvedbu postrojenja s minimalno konstrukcijskih dijelova, jednostavnu montažu i pregled u eksploataciji. Takove paketne jedinice pliskoturbinskog postrojenja obično imaju objedinjene slijedeće dijelove:

- Kompresor i turbinu na temeljnem okviru u kojem je obično i uljni spremnik. Komore za izgaranje goriva su prstenasto smještene oko kompresora i turbine. Tu je uključen i uljni sustav i cjevovod za hlađenje zrakom.
- Sustav za pokretanje turbine smješten je na istom temeljnem okviru s kompresorom i turbinom.
- Sustav za čišćenje zraka, prigušivač buke i sustav za grijanje i hlađenje zraka objedinjeni su u ulaznom dijelu u kompresor.
- Izlazni dio iz turbine objedinjen je s prigušivačem buke i ponekad s regenerativnim grijajućem.
- Sustav za automatsko upravljanje i regulaciju agregata.
- Kontejner ili vanjska oplata.

Paketno projektiranje koristi specijalne metode montaže, ispitivanja, posluživanja i remonta, tako da je pri montaži paketnih jedinica minimalna količina radova. Pojedini blokovi se ispituju kod proizvođača, i eventualni defekti se otklanjaju na licu mjesta. Na mjesto montaže blok se obično transportira u potpuno montiranom stanju na temeljnem okviru. Sama montaža svodi se na montažu temeljnog okvira na temelj.

Paketna jedinica može biti jedna ili više. Odabir broja paketnih jedinica ovisi od niza faktora, kao što je jedinična snaga agregata, konstrukcijska shema, korištena vrsta goriva, broj puštanja u pogon.

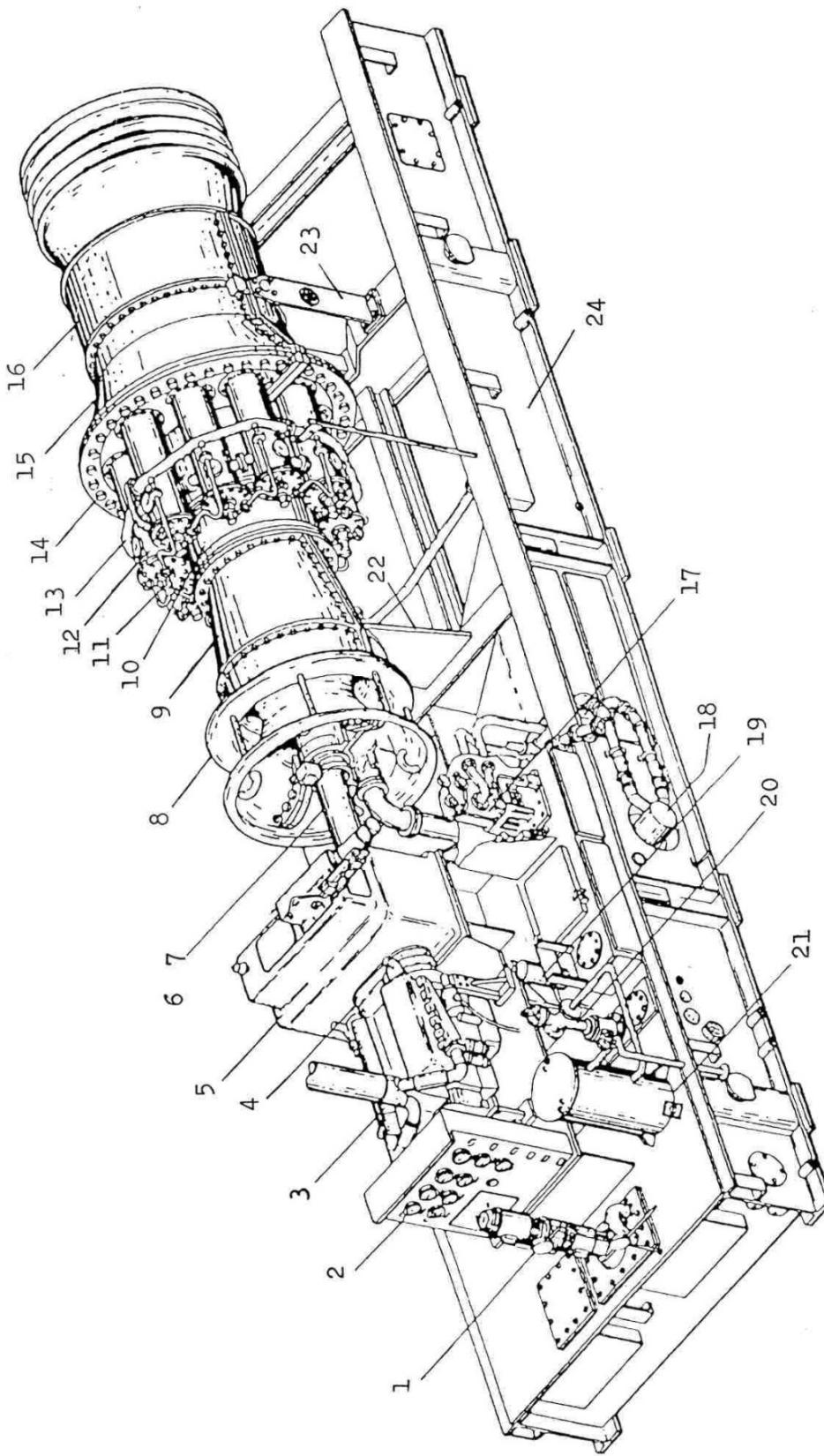
### 3.9.3. Primjeri pojedinih vrsta konstrukcija plinskoturbinskih postrojenja

Prikaz sheme paketne lake konstrukcije plinskoturbinskog postrojenja s pomoćnim dijelovima dan je na slici 157. Na slici su vidljivi osnovni glavni i pomoćni dijelovi postrojenja. Vidljiv je njihov vanjski oblik i paketni raspored na temeljnem okviru. Cijelo postrojenje smješteno je na jednom temeljnem okviru. Kućište kompresora, cijevnih komora za izgaranje smještenih okolo kompresora i turbine spojeni su vijcima i čine jednu kompaktну cjelinu pričvršćenu pomoću potporne ploče i nosača na temeljni okvir. Dizel motor za pokretanje postrojenja ugrađen na prednji dio temeljnog okvira, spojen je preko zupčastog reduktora s vratilom kompresora. Spremnik ulja i hladnjak ulja ugrađeni su u temeljni okvir. Na spremnik ulja ugrađena je pomoćna uljna pumpa. Kontrolna ploča s lokalnim instrumentima za kontrolu rada postrojenja postavljena je u prednjem dijelu postrojenja. Postrojenje je namijenjeno za daljinsko upravljanje.

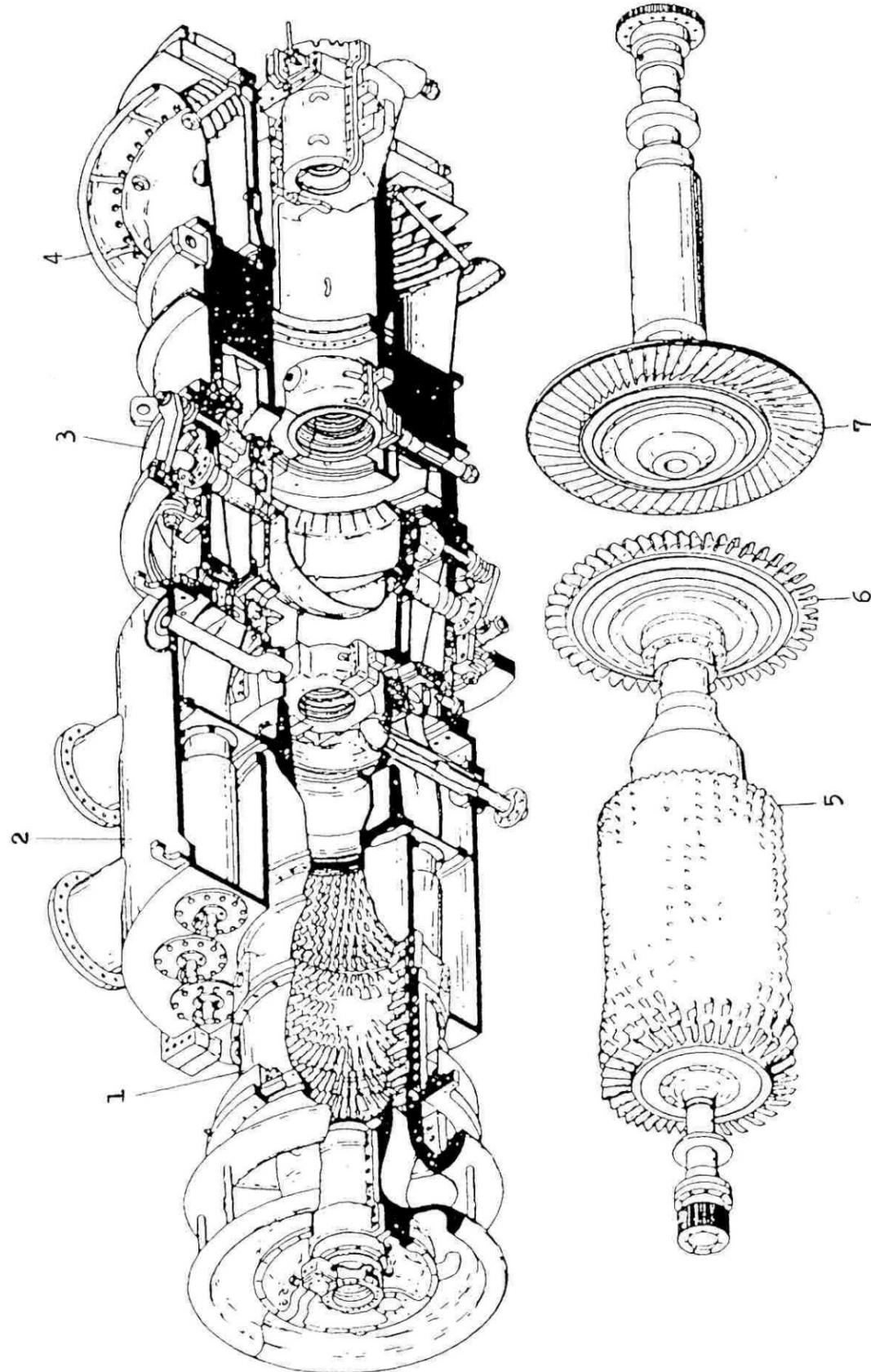
Na slici 158. prikazana je shema djelomičnog presjeka konstrukcije dvovratilnog plinskoturbinskog postrojenja. Ovo je postrojenje projektirano po trećoj konstrukcijskoj shemi (Sl. 156. c). Iz slike je vidljiv vanjski i unutarnji oblik glavnih dijelova postrojenja s izvađenim rotorima kompresora i turbine. Aksijalni kompresor, komore za izgaranje i turbina čine jednu kompaktну paketnu cjelinu spojeni s vijcima. Turbina ima dva stupnja. Visokotlačni stupanj turbine, tj. rotor pogoni višestupnji rotor kompresora a niskotlačni pogoni generator. Komore izgaranja smještene su u prstenastom kućištu.

Uzdužni presjek gornje polovice dvovratilnog plinskoturbinskog postrojenja s temeljnim okvirom, projektiranog po trećoj konstrukcijskoj shemi (Sl. 156. c), prikazan je na slici 159. Iz slike je vidljiv uzdužni presjek djelova gornje polovice postrojenja i vanjski oblik donje polovice postrojenja. Na slici su označeni svi važniji dijelovi postrojenja. Postrojenje je pomoću prednje i stražnje potporne ploče pričvršćeno na temeljni okvir. Aksijalni kompresor ima 16 stupnjeva a turbina ima dva stupnja. Kompresor usisava zrak i tlači ga u prstenaste komore izgaranja. Gorivo se dovodi u rasprskivač, miješa se s zrakom i sa svjećicom potpaljuje. Preko prelaznog dijela komore za izgaranje plinovi izgaranja dolaze u prvi visokotlačni stupanj turbine koji pokreće rotor kompresora. Plinovi izgaranja nakon ekspanzije u prvom stupnju ulaze u drugi niskotlačni stupanj koji pokreće rotor generatora. Nakon ekspanzije u drugom stupnju plinovi izgaranja preko ispušnog kanala odlaze u atmosferu.

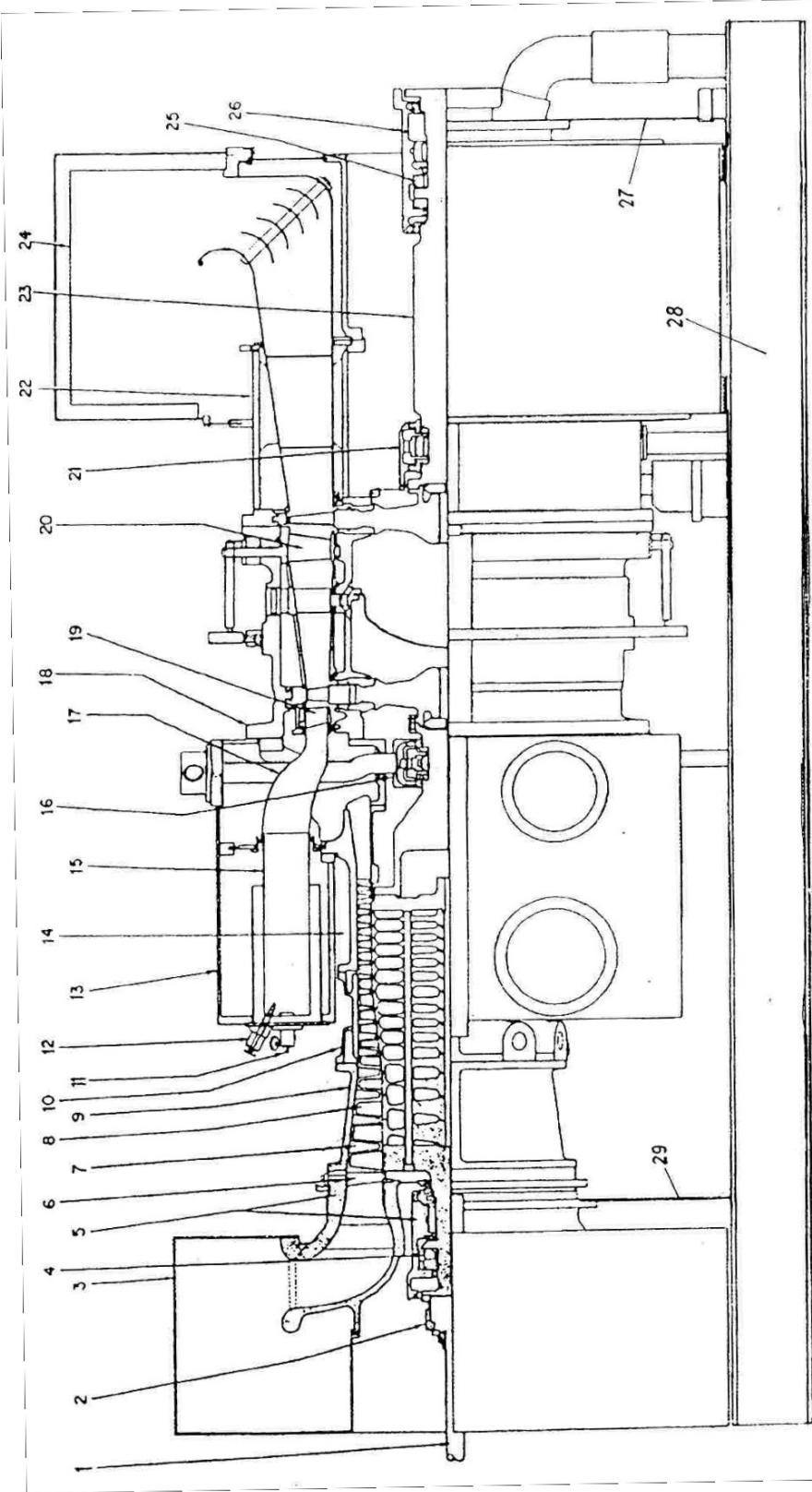
Na slici 160. prikazana je shema djelomičnog presjeka konstrukcije jednovratilnog plinskoturbinskog postrojenja snage 26 MW instaliranog u EL-TO Zagreb 2000. godine za rad u kogeneracijskom procesu. Ovo postrojenje PG 5371 proizvodnje tvrtke EGT je projektirano po prvoj konstrukcijskoj shemi (Sl. 156. a). Iz slike je vidljiv vanjski i djelomično unutarnji oblik postrojenja pričvršćenog na temeljni okvir. Cijevne komore za izgaranje goriva smještene su u krugu oko izlaznog dijela kompresora. Prikaz uzdužnog presjeka gornje polovice postrojenja s pomoćnim dijelovima dan je na slici 161. Na slici je vidljiv unutarnji oblik gornje polovice i vanjski oblik donje polovice glavnih dijelova postrojenja, kompresora, komora za izgaranje i turbine. Vidljiv je pokretački dizel motor s pomoćnim reduktorom smješteni na prednjem dijelu temeljnog okvira. Uljni spremnik i hladnjaci ulja ugrađeni su u prednji dio temeljnog okvira. Pomoćna i sigurnosna pumpa ulja za podmazivanje ugradene su na spremnik ulja. Filtri ulja za podmazivanje i regulaciju smještene su na prednji dio temeljnog okvira. Na prednji dio temeljnog okvira smješten je i mjerni ormar s lokalnim instrumentima za kontrolu rada postrojenja. Hladnjak zraka za raspršivanje ugrađen je u stražnji dio temeljnog okvira. Na slici 162. dan je prikaz uzdužnog presjeka kroz aksijalni kompresor, komore za izgaranje i turbinu. Kompresor ima 17 stupnjeva, a turbina ima dva stupnja. Broj cijevnih komora smještenih u krugu oko izlaznog dijela kompresora je 10. Rotorske lopatice kompresora su ugrađene u diskove koji su spojeni



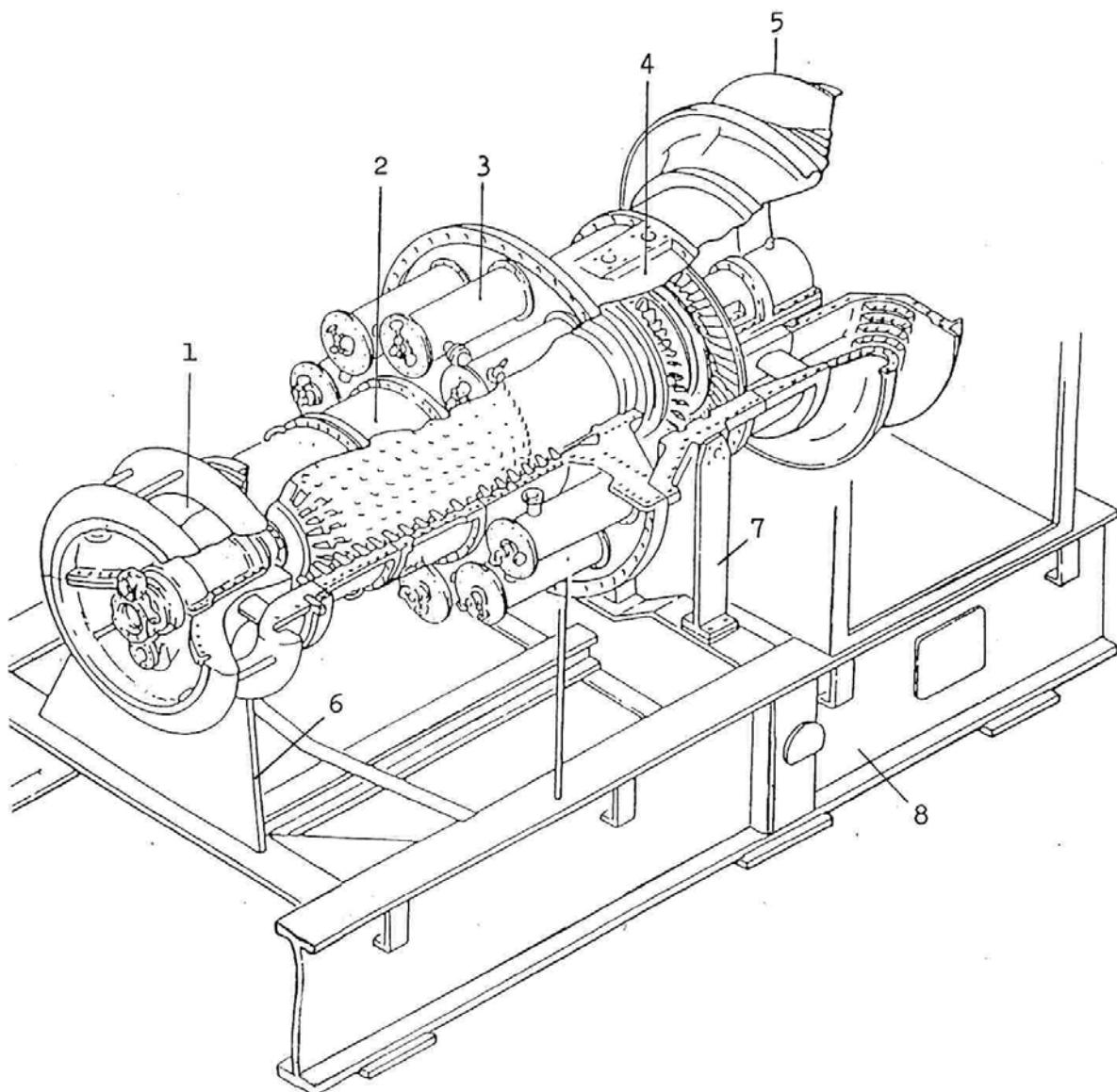
Sl. 157. - Prikaz paketne izvedbe glavnih i pomoćnih dijelova plinsoturbinskog postrojenja na temeljnem okviru: 1 - pomoćna uljna pumpa; 2 - komandna ploča; 3 - dizel motor za pokretanje; 4 - zupčasti prijenos; 5 - kućište; 6 - transmisija zupčanika; 7 - spojka; 8 - kućište usisa; 9, 10 - prednje i stražnje kućište kompresora; 11 - raspršivač goriva; 12 - komora za izgaranje; 13 - cijev goriva; 14 - prirubnica; 15 - kućište turbine; 16 - ispušno kućište; 17 - regulacijski ventil; 18 - hladnjak ulja; 19 - filter ulja; 20 - ventil goriva; 21 - filter goriva; 22 - potorna ploča; 23 - džač; 24 - temeljni okvir



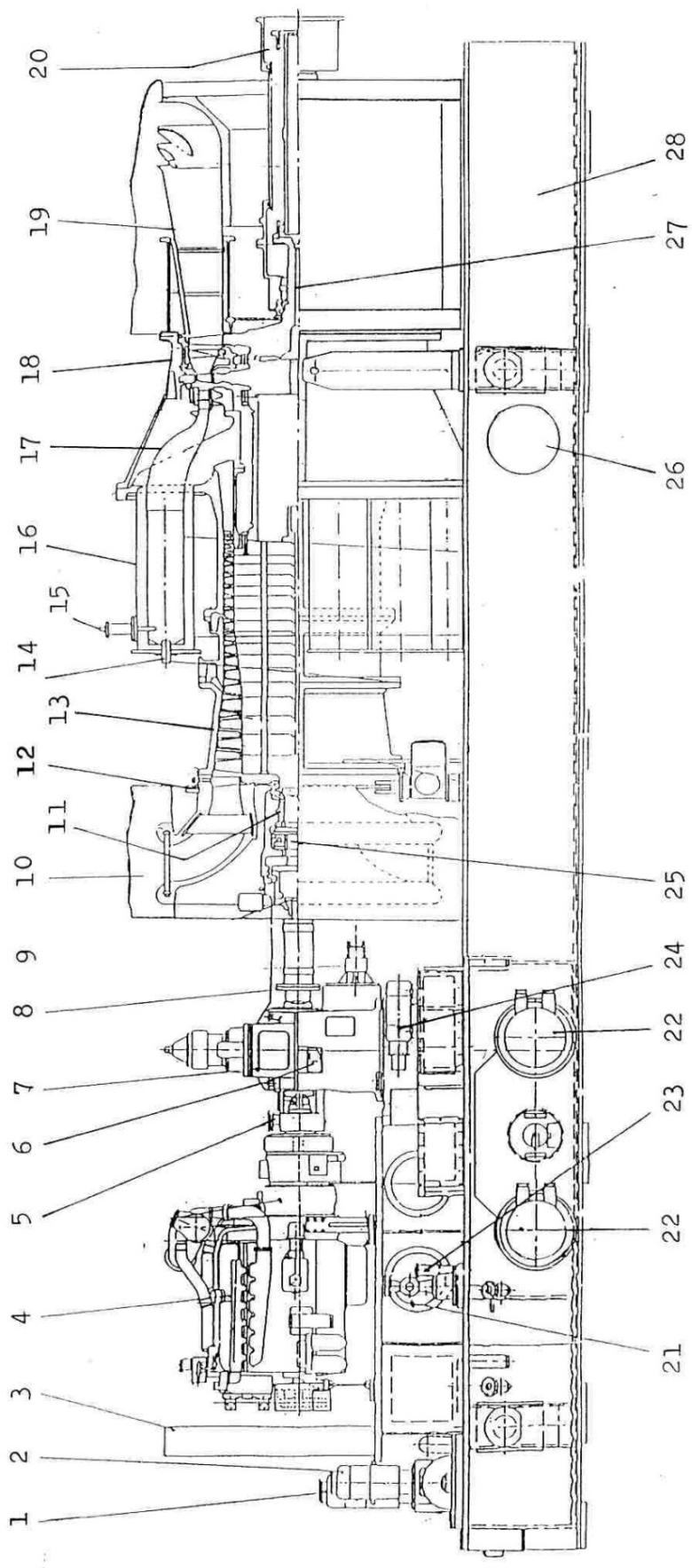
Sl. 158. - Kućište i rotori dvovratilnog plinskturbinskog postrojenja: 1 - kompresor; 2 - komore za izgaranje;  
3 - turbina; 4 - ispuh; 5 - rotor kompresora; 6,7 - rotor kotačni i miskotlačni rotor turbine



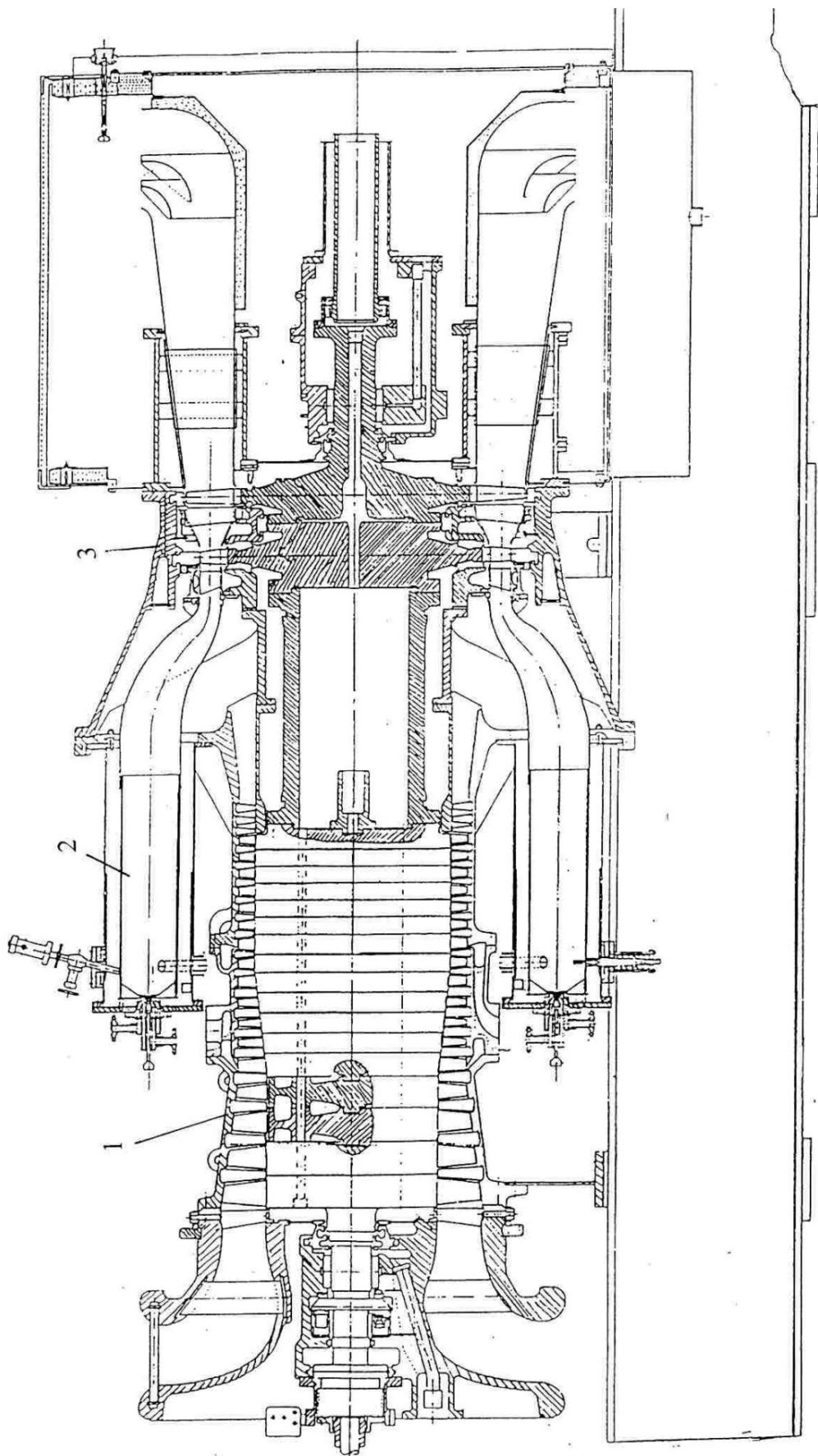
Sl. 159. - Uzdužni presjek dvovratilnog plinsko-turbinskog postrojenja: 1 - vratilo reduktora motora za pokretanje; 2 - vratilo za pokretanje; 3 - usisni plastični kanal; 4 - odrivni klizni ležaj; 5 - potporni klizni ležaj; 6 - zakretna statorska lopatica; 7 - uvodne lopatice; 8 - rotor kompresora, 9 - prednje kućište kompresora; 10 - srednji dio kućišta kompresora; 11 - raspršivač goriva; 12 - svjećica; 13 - vanjski plastični kanal; 14 - zadnji dio kućišta kompresora; 15 - komore za izgaranje; 16 - potporni klizni ležaj; 17 - prijelazni dio komore; 18 - kućište turbine; 19, 20 - visokotlačne i niskotlačne sapnice; 21 - potporni klizni ležaj; 22 - ispušni plastični kanal; 23 - niskotlačni rotor; 24 - temeljni okvir; 25 - prednja potporna ploča; 26 - odrivni klizni ležaj; 27 - stražnja potporna ploča; 28 - stražnji okvir; 29 - zadnja potporna ploča



Sl. 230. - Shema paketne konstrukcije plinskoturbinskog postrojenja proizvodnje EGT snage 26 MW EL-TO Zagreb: 1 – ulaz kompresora, 2 – kompresor, 3 – komore za izgaranje, 4 – turbina, 5 – ispuh, 6 – potporna ploča, 7 – držač, 8 – temeljni okvir



Sl. 161. - Plinskturbinski postrojenje s pomoćnim dijelovima, snage 26 MW EL-TO Zagreb: 1, 2 - pomoćna i sigurnosna uljna pumpa; 3 - mjeri ormar; 4 - pokretački motor; 5 - pumpa rashladne vode; 6 - sklop za izvršavanje; 7 - pomoći reduktor; 8 - zaštitna sklopkva; 9 - pumpa upravljačkog ulja; 10 - usis; 11 - kućište ležaja; 12 - zakretne lopatice; 13 - kompresor; 14 - sapnica za gorivo; 15 - svjećica; 16 - komora za izgaranje; 17 - prelazni dio; 18 - turbina; 19 - ispuh; 20 - pogonska spojka; 21 - filter za ulje; 22 - hladnjak ulja; 23 - elektromagnetski ventil za izvršavanje; 24 - stroj za okretanje; 25 - odrični klizni ležaj; 26 - hladnjak zraka za raspršivanje; 27 - potporni klizni ležaj; 28 - temeljni okvir



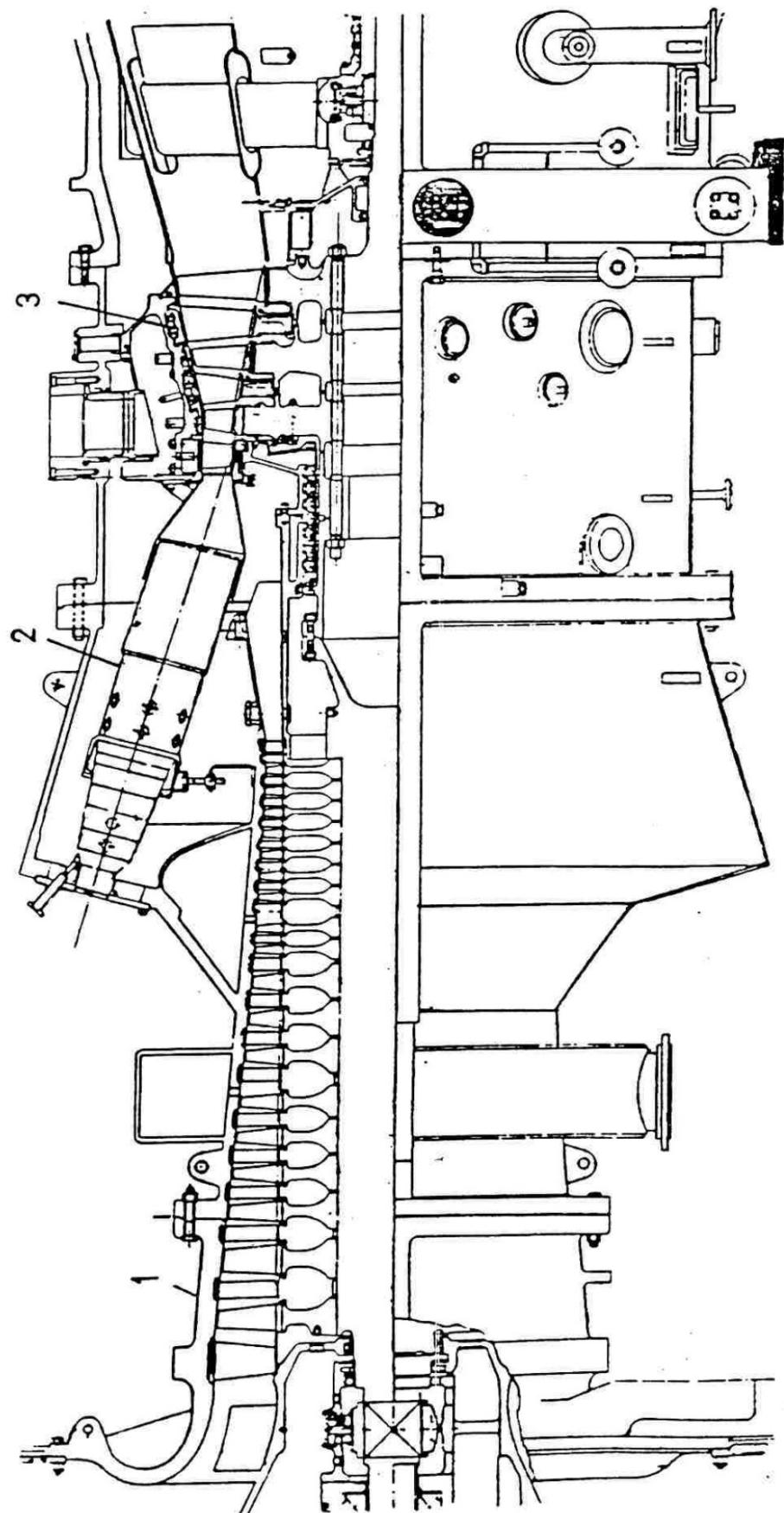
Sl. 162. - Uzdužni presjek kroz kompresor, komore izgaranja i turbinu snage 26 MW EL-TO Zagreb:  
1 - kompresor; 2 - komora za izgaranje; 3 - turbina

s prolaznim vijcima u jednu cjelinu. Statorske lopatice su ugrađene u kućište kompresora. Turbinske statorske lopatice su ugrađene u kućište turbine, a rotorske u diskove rotora. Diskovi rotora su spojeni s vijcima u jednu cjelinu. Rotor kompresora i turbine je također spojen vijcima u jednu cjelinu, što čini ovo postrojenje jednovratilnim. Spojeni rotor kompresora i turbine oslanja se na prednji i stražnji potporni klizni ležaj. Prednji potporni klizni ležaj ugrađen je u ležajno kućište smješteno na ulazu zraka u kompresor. Stražnji potporni klizni ležaj ugrađen je u ležajno kućište smješteno u stražnjem ispušnom dijelu turbine. U prednjem ležajnom kućištu ugrađen je i odrivni klizni ležaj koji sprečava pomak rotora u aksijalnom smjeru. Osnovna nominalna obilježja postrojenja su: stupanj kompresije 10,2, količina zraka 122,19 kg/s, temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu 963 °C, specifična potrošnja topline 12740 kJ/kWh, stupanj korisnosti 0,283, brzina vrtnje turbine  $5100 \text{ min}^{-1}$ . Kompresor usisava okolni zrak i tlači ga u komore za izgaranje. Gorivo se dovodi kroz sapnicu u komore za izgaranje i miješa sa zrakom, pomoću svjećice se potpaljuje i izgara. Plinovi izgaranja kroz prelazni dio komora za izgaranje odlaze u turbinu gdje ekspandiraju do tlaka okoline. Ekspanzijom se toplinska energija pretvara u kinetičku, a ova u mehanički rad u obliku vrtnje rotora turbine, koji pokreće rotor kompresora i električnog generatora. Na komori za izgaranje je detektor plamena s kojim se izvodi kontrola plamena i u slučaju nestanka plamena automatski se zatvara dovod goriva. Za gorivo se koristi prirodni plin ili lako lož ulje. Postrojenje je paketne izvedbe u kontejneru koji je smješten u zasebnoj zgradi.

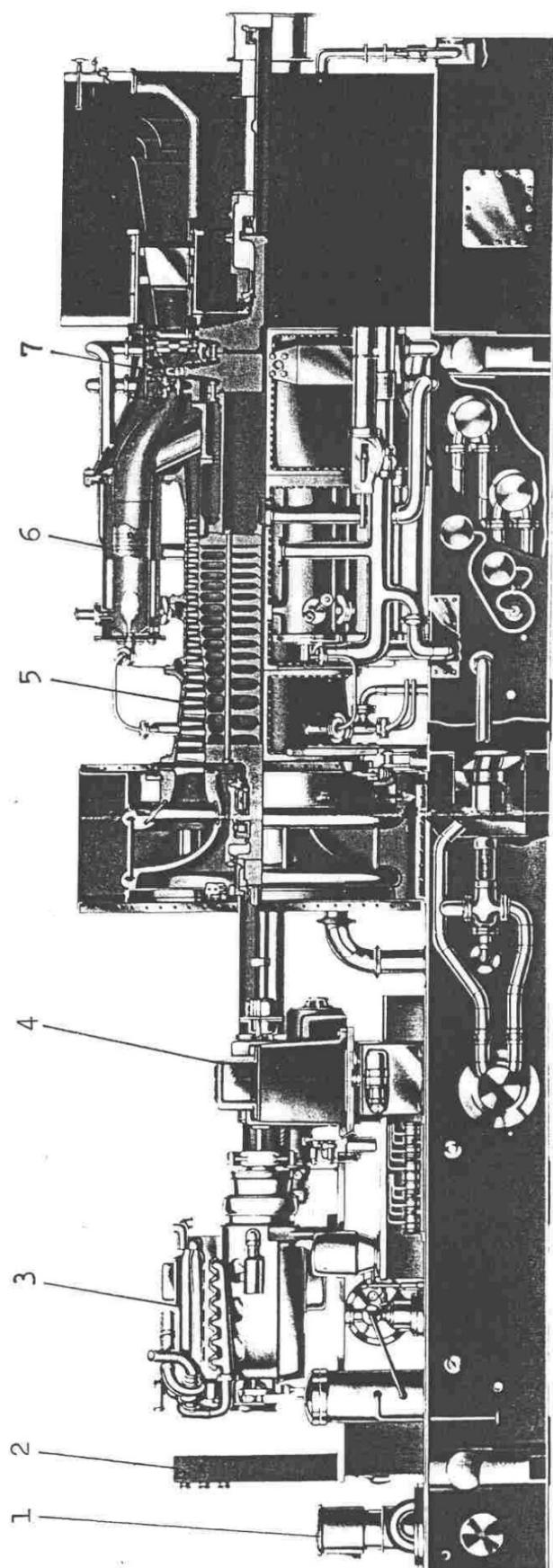
Prikaz plinskoturbinskog postrojenja snage 31,5 MW proizvodnje tvrtke Westinghouse, instaliranog u KTE Jertovec 1976. godine, dan je na slici 163. Postrojenje radi u kombi procesu s parnim turbinama. Iz slike je vidljiv uzdužni presjek gornjeg dijela i vanjski dio donjeg dijela postrojenja. Kućište kompresora, prstenastih komora za izgaranje i turbine spojeni su vijcima u jednu kompaktnu cjelinu. Aksijalni kompresor ima 18 stupnjeva, a turbina ima 3 stupnja. Broj komora prstenasto smještenih oko izlaznog dijela kompresora i ulaza u turbinu je 6. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je 1019 °C. Stupanj kompresije iznosi 10. Plinovi izgaranja nakon ekspanzije izlaze iz turbine s temperaturom 496 °C. Protok plina je 160 kg/s. Brzina vrtnje turbine iznosi  $4854 \text{ min}^{-1}$ . Specifična potrošnja topline je 13146 kJ/kWh. Za gorivo se koristi prirodni plin ili lako lož ulje. Postrojenje je paketne izvedbe smješteno u kontejner na otvorenom, što je omogućilo brzu montažu.

Na slici 164. dan je prikaz plinskoturbinskog postrojenja paketne izvedbe PG 5341 snage 25 MW proizvodnje AEG-Kanis, instaliranog u TE-TO Osijek 1976. godine. Aksijalni kompresor ima 17 stupnjeva, a turbina ima 2 stupnja. Postrojenja ima 10 cijevnih komora za izgaranje smještenih u krugu oko izlaznog dijela kompresora i ulaza u turbinu. Stupanj kompresije zraka u kompresoru je 10. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu iznosi 980 °C. Nakon ekspanzije u turbini plinovi izgaranja imaju na izlazu temperaturu 500 °C. Brzina vrtnje turbine je  $5100 \text{ min}^{-1}$ . Za pokretanje postrojenja koristi se dizel motor. Postrojenje je smješteno u kontejneru na otvorenom.

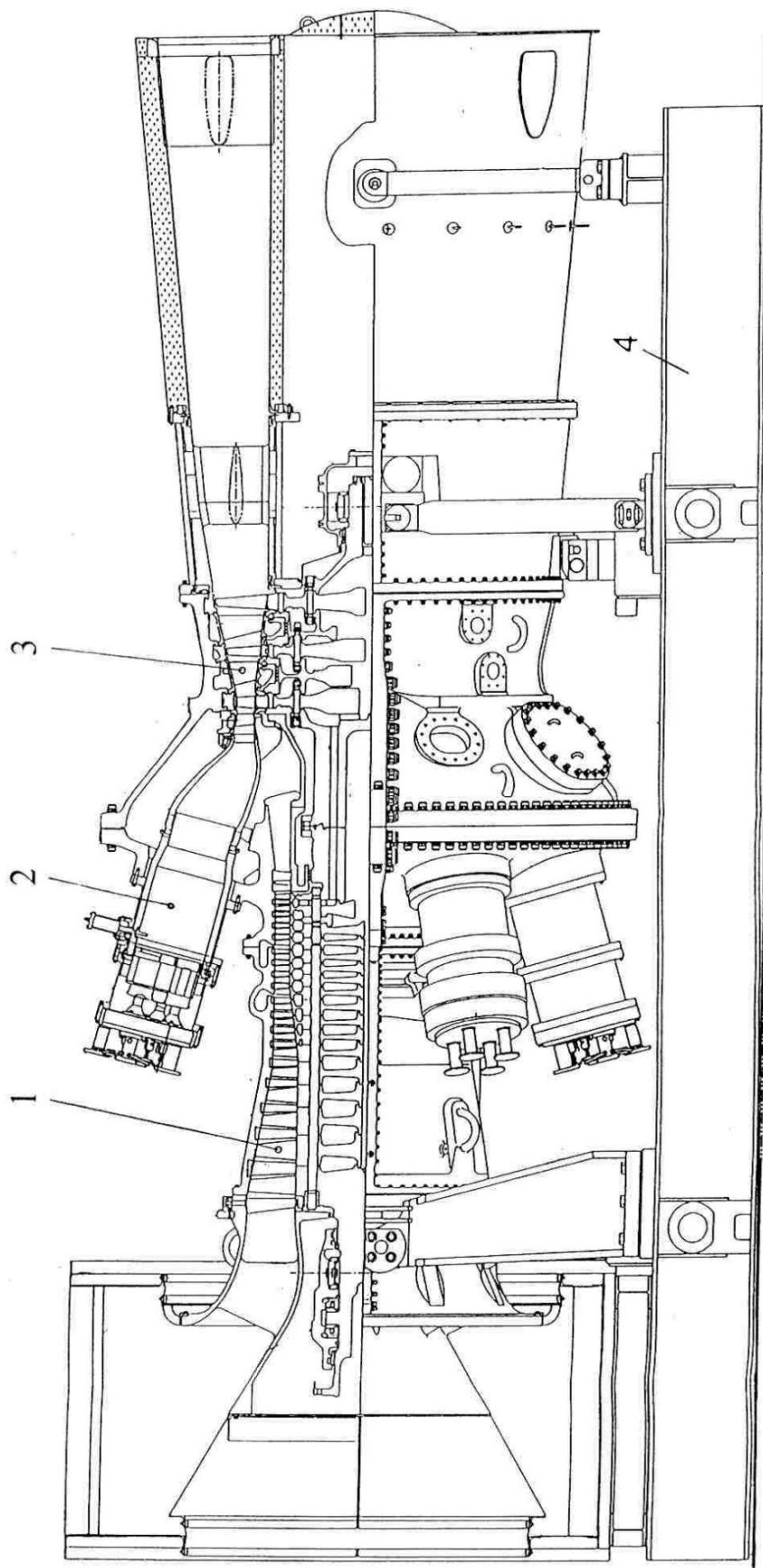
Prikaz plinskoturbinskog postrojenja paketne izvedbe MS 6001 FA snage 71 MW proizvodnje General Electric, instaliranog u TE-TO Zagreb 2003. godine, dan je na slici 165. Postrojenje radi u kombi-kogeneracijskom procesu. Iz slike je vidljiv uzdužni presjek gornjeg dijela i vanjski dio donjeg dijela postrojenja. Kućište kompresora, cijevnih komora za izgaranje i turbine spojeni su vijcima u jednu kompaktnu cjelinu i pričvršćeni na temeljni okvir. Na slici 166. dan je prikaz uzdužnog presjeka kroz kompresor komore za izgaranje i turbinu. Aksijalni kompresor ima 18 stupnjeva, a turbina ima 3 stupnja. Broj komora za izgaranje prstenasto smještenih oko izlaznog dijela kompresora i ulaza u turbinu je 6. Rotor kompresora sastoji se od zasebnih diskova spojenih s prolaznim vijcima u jednu cjelinu. Turbinski rotor ima tri diska spojena s razdjelnim stijenama pomoću vijaka u čvrstu cjelinu. Rotor turbine i kompresora također su spojeni vijcima u jednu cjelinu, što čini ovo postrojenje



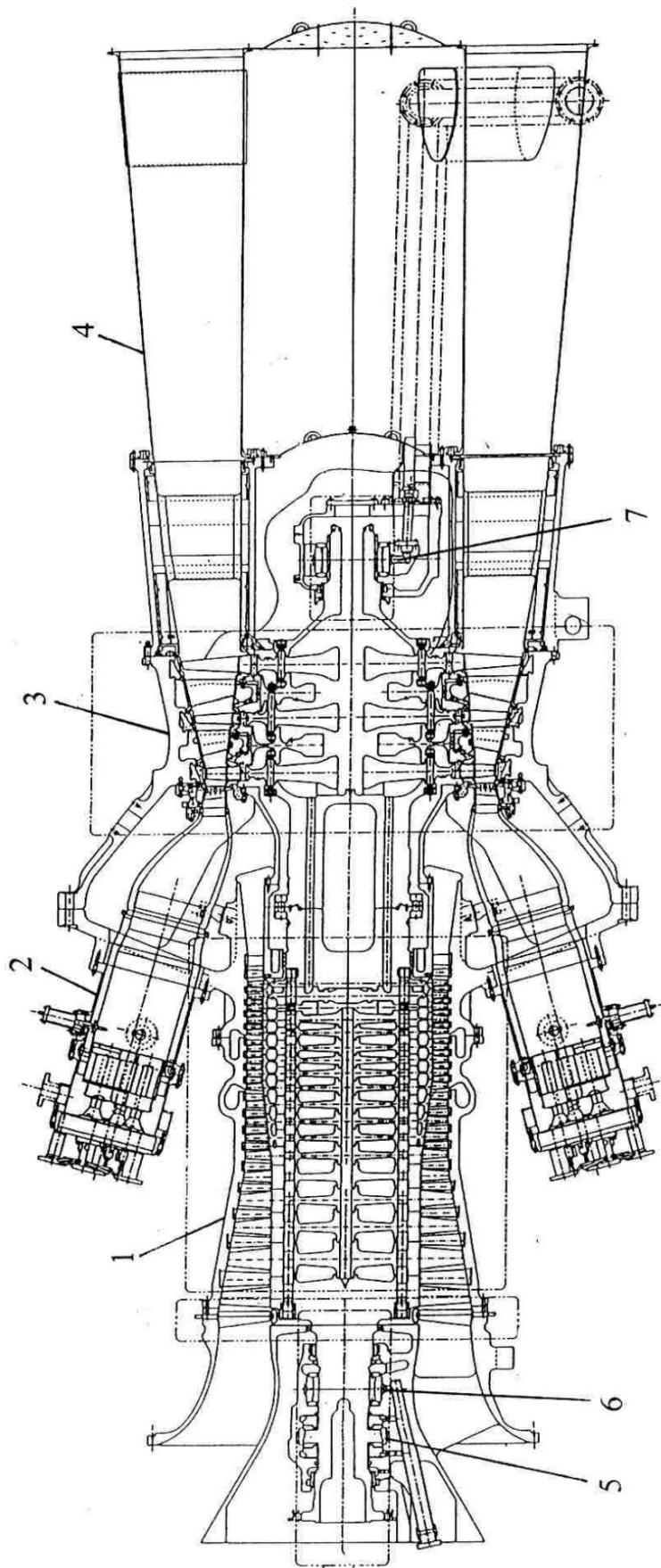
Sl. 163. - Plinskturbinsko postrojenje proizvodnje Westinghouse snage 31,5 MW KTE Jertovec:  
1 - kompresor; 2 - komora za izgaranje; 3 - turbina



Sl. 164. - Plinskturbinski postrojenje proizvodnje AEG-Kanis snage 25 MW TE-TO Osijek:  
 1 - pomoćna uljna pumpa; 2 - mjeri ormari; 3 - dizel motor za pokretanje; 4 - pomoći reduktor;  
 5 - kompresor; 6 - komore za izgaranje; 7 - turbina



Sl. 165. - Plinskturbinsko postrojenje proizvodnje General Electric snage 71 MW TE-TO Zagreb:  
1 - kompresor; 2 - izgaranje; 3 - komora za izgaranje; 4 - turbinomotorski okvir



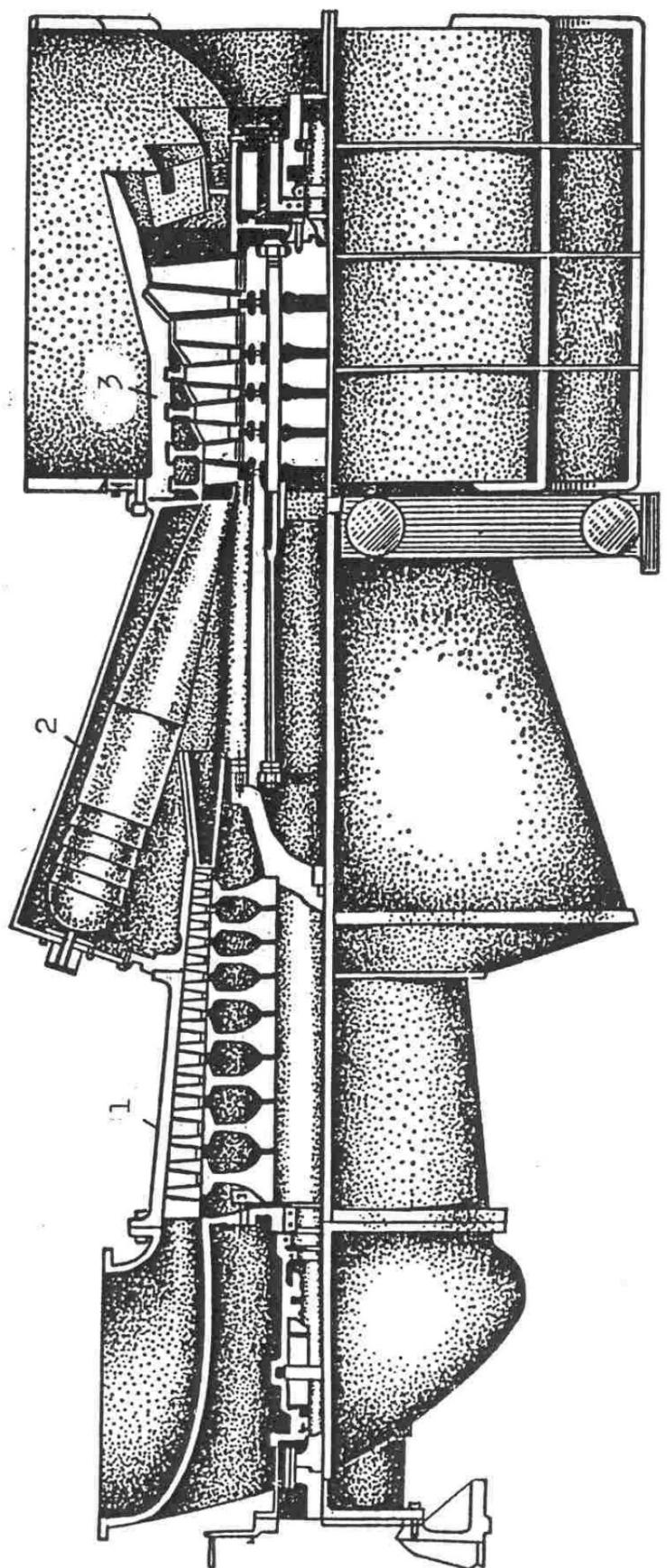
Sl. 166. - Uzdužni presjek kompresor komore za izgaranje i turbinu snage 71 MW TE-TO Zagreb:  
1 - kompressor; 2 - komore za izgaranje; 3 - turbina; 4 - ispuh; 5 - odrivni klizni ležaj;  
6 - prednji potporni klizni ležaj; 7 - stražnji potporni klizni ležaj

jednovratilnim. Zajednički rotor kompresora i turbine oslonjen je na prednji i stražnji potporni klizni ležaj. Prednji potporni klizni ležaj ugrađen je u prednje ležajno kućište na ulazu u kompresor. Stražnji potporni klizni ležaj je ugrađen u stražnje ležajno kućište u ispušnom dijelu turbine. U prednje ležajno kućište ugrađen je i odrivni klizni ležaj za sprečavanje pomaka rotora u aksijalnom smjeru. Stupanj kompresije iznosi 14,9. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je  $1288\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Plinovi izgaranja nakon ekspanzije izlaze iz turbine s temperaturom  $594\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Protok plina je 204 kg/s. Brzina vrtnje turbine iznosi  $5235\text{ min}^{-1}$ . Specifična potrošnja topline je 10530 kJ/kWh. Za gorivo se koristi prirodni plin ili lako lož ulje. Plinskturbinsko postrojenje može iz hladnog stanja doći za 5 min. do sinkrone brzine vrtnje i za dalnjih 12 min. može doći na nominalno opterećenje. Kompletno postrojenje je u kontejneru koji je smješten u zasebnoj zgradbi.

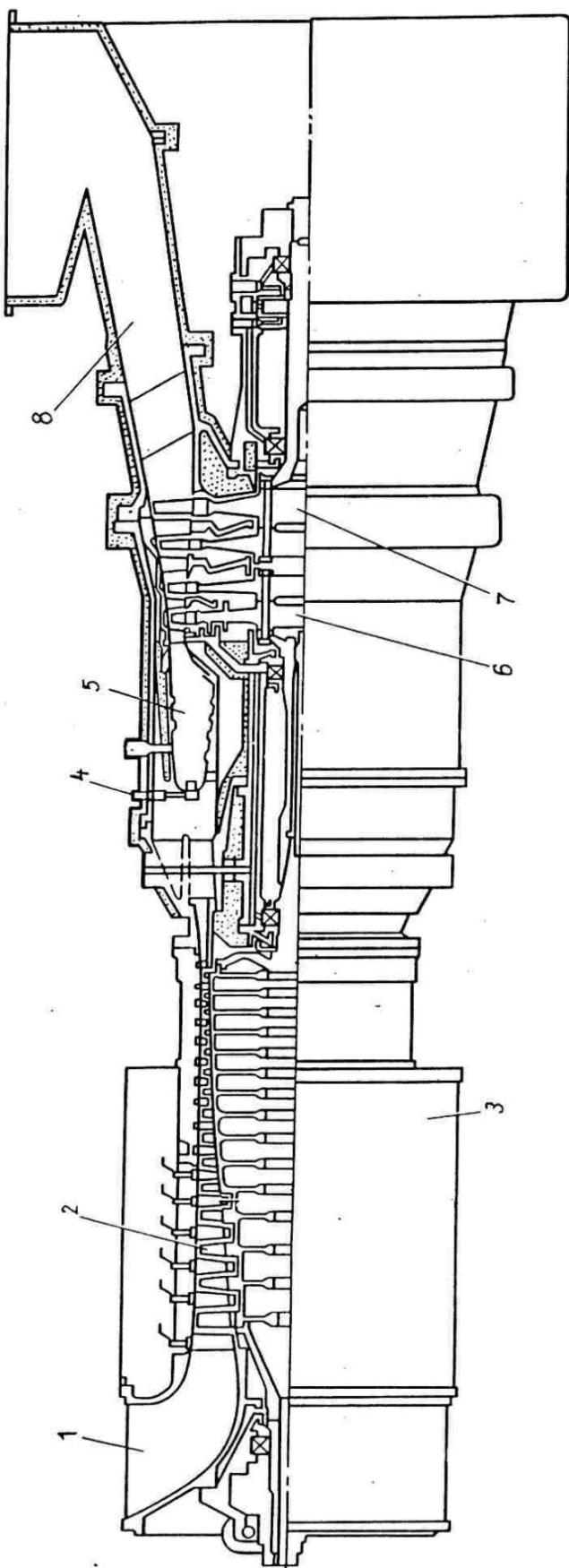
Primjer jednovratilnog plinskturbinskog postrojenja snage 5000 kW proizvodnje tvrtke Westinghouse dan je na slici 167. Turbina je puštena u pogon 1952. godine. Protok zraka je 52,5 kg/s, stupanj kompresije iznosi 6. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je  $732\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nakon ekspanzije temperatura plinova izgaranja na izlazu iz turbine iznosi  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Stupanj korisnosti postrojenja je 18,6 %. Aksijalni kompresor postrojenja ima 16 stupnjeva, a turbina ima 5 stupnja. Rotor kompresora sastavljen je od diskova navučenih na vratilo, koji su otkovani od 12 % kromovog čelika. Na svakom disku su ugrađena dva reda rotorskih lopatica. Turbinski se rotor sastoji od diskova spojenih s prolaznim vijcima u čvrstu cjelinu. Rotor kompresora i turbine spojeni su vijcima i čine jedinstven rotor koji je oslonjen na dva potporna klizna ležaja. Brzina vrtnje rotora je  $5740\text{ min}^{-1}$ . Komora izgaranja je prstenasta sa šest plamenih cijevi ugrađenih pod kutom u odnosi na os rotora ispred turbine. Ugradnjom plamenih cijevi pod kutem smanjuje se duljina rotora i cijelog postrojenja. Postrojenje je paketne izvedbe montirano na temeljnog okviru zajedno sa motorom za pokretanje i pomoćnom opremom. Masa postrojenja bez rotora je 23500 kg. Kod pokretanja postrojenja nakon postizavanja brzine vrtnje 20 do 25 % nominalne veličine, dovodi se i potpaljuje gorivo. Nakon ubrzavanja 40 do 60 % nominalne brzine isključuje se motor za pokretanje. Ta brzina ovisi o aerodinamičkim svojstvima postrojenja i maksimalno dopuštenoj temperaturi plinova ispred turbine. Ovo plinskturbinsko postrojenje je projektirano po prvoj konstrukcijskoj shemi (Sl. 156. a).

Na slici 168. prikazan je primjer paketne lake konstrukcije dvovratilnog plinskturbinskog postrojenja "Mars" snage 8300 kW, proizvodnje tvrtke Solar (SAD) 1977. godine. Aksijalni kompresor ima 15 stupnjeva od kojih je prvi pet sa zakretnim statorskim lopaticama. Rotor kompresora je izведен od zavarenih diskova u obliku bubenja. Turbina ima četiri stupnja. Prva dva stupnja turbine pogone kompresor, a zadnja dva stupnja pogone rotor električnog generatora. Rotor visokog tlaka sastoji se od dva diska spojenih s pet prolazna vijka sa rotorom kompresora. Dva diska rotora niskog tlaka spojeni su s pet prolazna vijka s izlaznim dijelom vratila sa spojkom za pogon generatora. Komora za izgaranje je prstenasta s devet plamenih cijevi smještenih u krugu ispred turbine. Ovakva ugradnja plamenih cijevi produljuje rotor i cijelo postrojenje. Kompresor s dva visokotlačna stupnja turbine i komora za izgaranje čine plinski generator za dva stupnja niskotlačnog dijela turbine koji pogone električni generator. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je  $996\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Stupanj kompresije iznosi 16. Protok zraka na ulazu u kompresor je 36,3 kg/s. Nakon ekspanzije odradeni plinovi izgaranja odlaze iz turbine kroz izlazni difuzor u atmosferu. Brzina vrtnje rotora iznosi  $9500\text{ min}^{-1}$ . Stupanj korisnosti postrojenja je 33 %. Duljina postrojenja iznosi 10,4 m, širina 2,44 m, visina 2,75 m. Specifična masa postrojenja iznosi 3,3 kg/kW. Ovo plinskturbinsko postrojenje je projektirano po trećoj konstrukcijskoj shemi (Sl. 156. c).

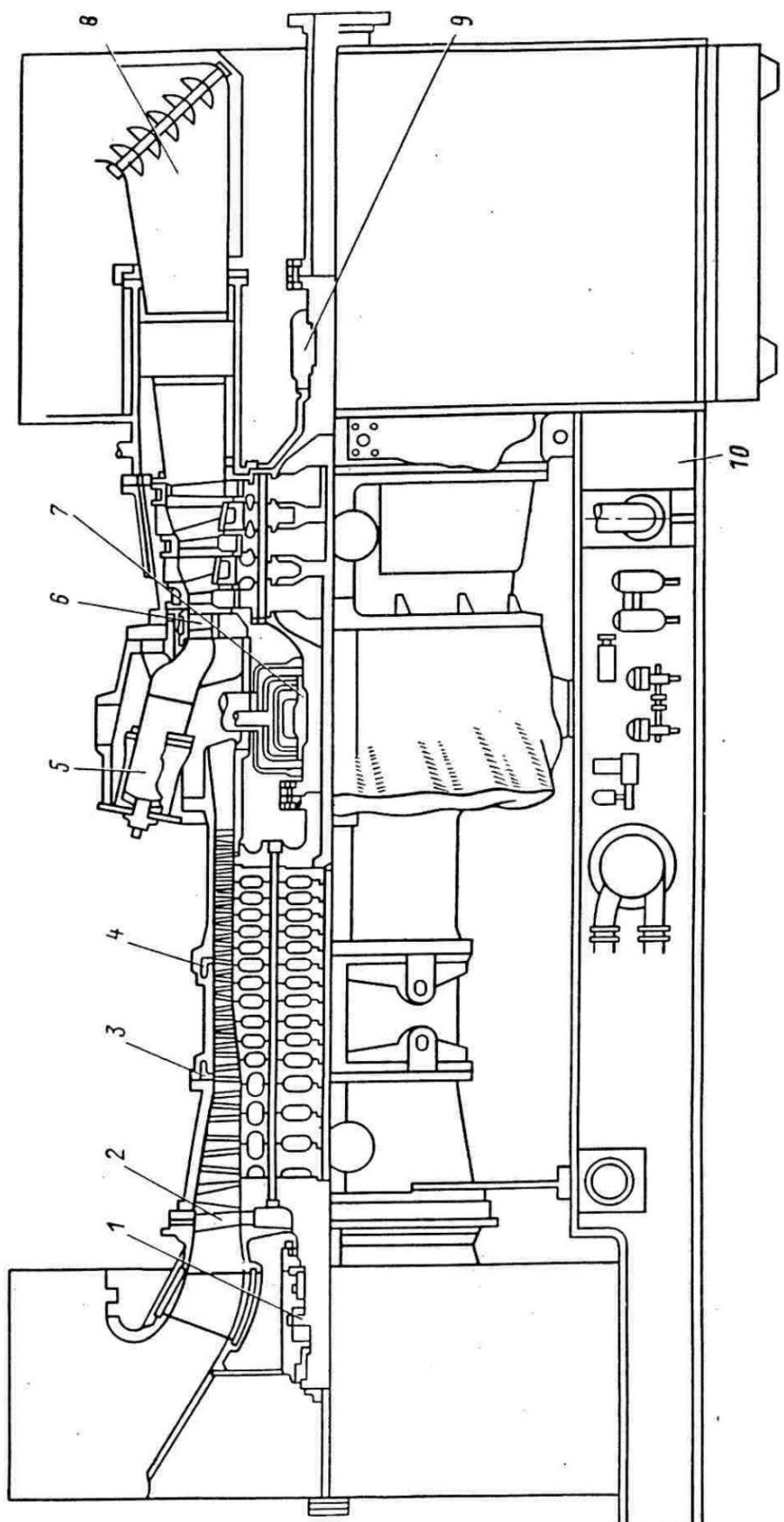
Primjer jednovratilnog plinskturbinskog postrojenja MS 9001 E snage 110 MW proizvodnje General Electric puštene u pogon 1979. godine, dan je na slici 169. Postrojenje je namijenjeno za rad u vršnom i temeljnem opterećenju. Može biti izvedeno bez i sa



Sl. 167. - Uzdužni presjek plinskturbinskog postrojenja snage 5000 kW, proizvodnje Westinghouse:  
1 - kompresor; 2 - komore za izgaranje; 3 - turbina



Sl. 168. - Uzdužni presjek plinskturbinskog postrojenja snage 8300 kW, brzina vrtnje 9500 min<sup>-1</sup>, proizvodnja Solar (SAD):  
1 - ulaz zraka; 2 - kompresor; 3 - kućište kompresora; 4 - dovod goriva; 5 - komora za izgaranje; 6 - rotor turbine za kompresor; 7 - rotor turbine za generator; 8 - izlazni difuzor



Sl. 169. - Plinskturbinsko postrojenje tip MS9001E, snage 110 MW, proizvodnje General Electric:

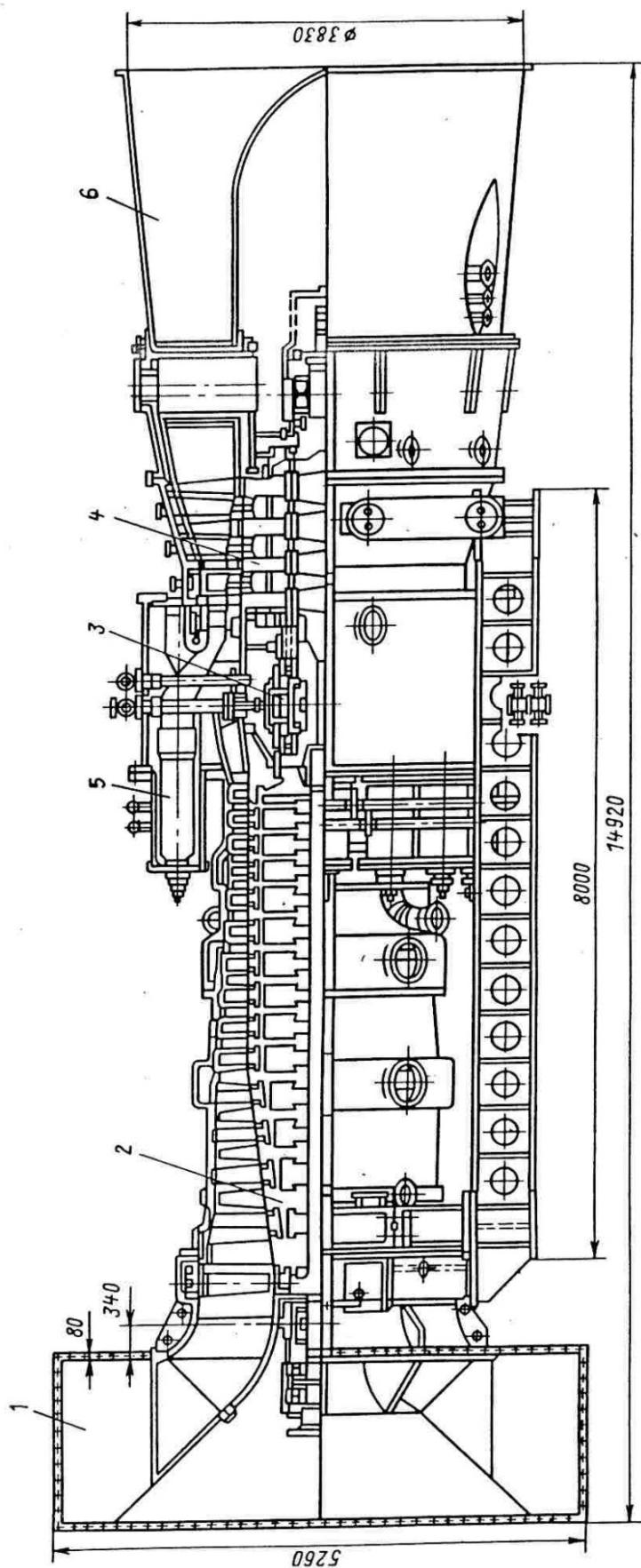
- 1 - radijalno aksijalni ležaj;
- 2 - zakretna ulazna statorska lopatica kompresora;
- 3, 4 - ispust zraka u atmosferu;
- 5 - komora za izgaranje;
- 6 - turbina;
- 7 - meduležaj;
- 8 - izlazni difuzor;
- 9 - izlazni difuzor;
- 10 - radijalni ležaj;
- 10 - spremnik za ulje

regeneracijom. Primjenom regeneracije povisi se stupanj korisnosti postrojenja sa 31 % do 38 %. Postrojenje je paketne izvedbe montirano na temeljnem okviru zajedno s motorom za pokretanje i pomoćnom opremom. Masa postrojenja je 206000 kg. Aksijalni kompresor ima 17 stupnjeva. Rotor kompresora je sastavljen iz diskova spojenih između sebe i prednjeg i stražnjeg kraja vratila s prolaznim vijcima u jednu cjelinu. Turbina ima tri akcijska stupnja. Rotor turbine sastozi se iz prednjeg i stražnjeg prstenastog dijela, tri diska i dva međuprstena. Svi ti dijelovi su spojeni s prolaznim vijcima. Rotor kompresora i turbine spojeni su s krutom spojkom. Kućište turbine je dvostruko i hlađeno je zrakom iz kompresora. Sapnice i rotorske lopatice prvog stupnja imaju unutarnje hlađenje zrakom iz kompresora, koji zatim odlazi u protočni dio turbine. Protok zraka na ulazu u kompresor iznosi 401 kg/s. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je 1185 °C. Stupanj kompresije iznosi 11,4. Plinovi izgaranja nakon ekspanzije u turbini odlaze u prstenasti difuzorski ispuh, koji ima usmjerujuće lopatice za bolju organizaciju struje plinova. Brzina vrtnje rotora je  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Stupanj korisnosti postrojenja iznosi 32,1 %. Masa plinsko-turbinskog postrojenja je 295100 kg.

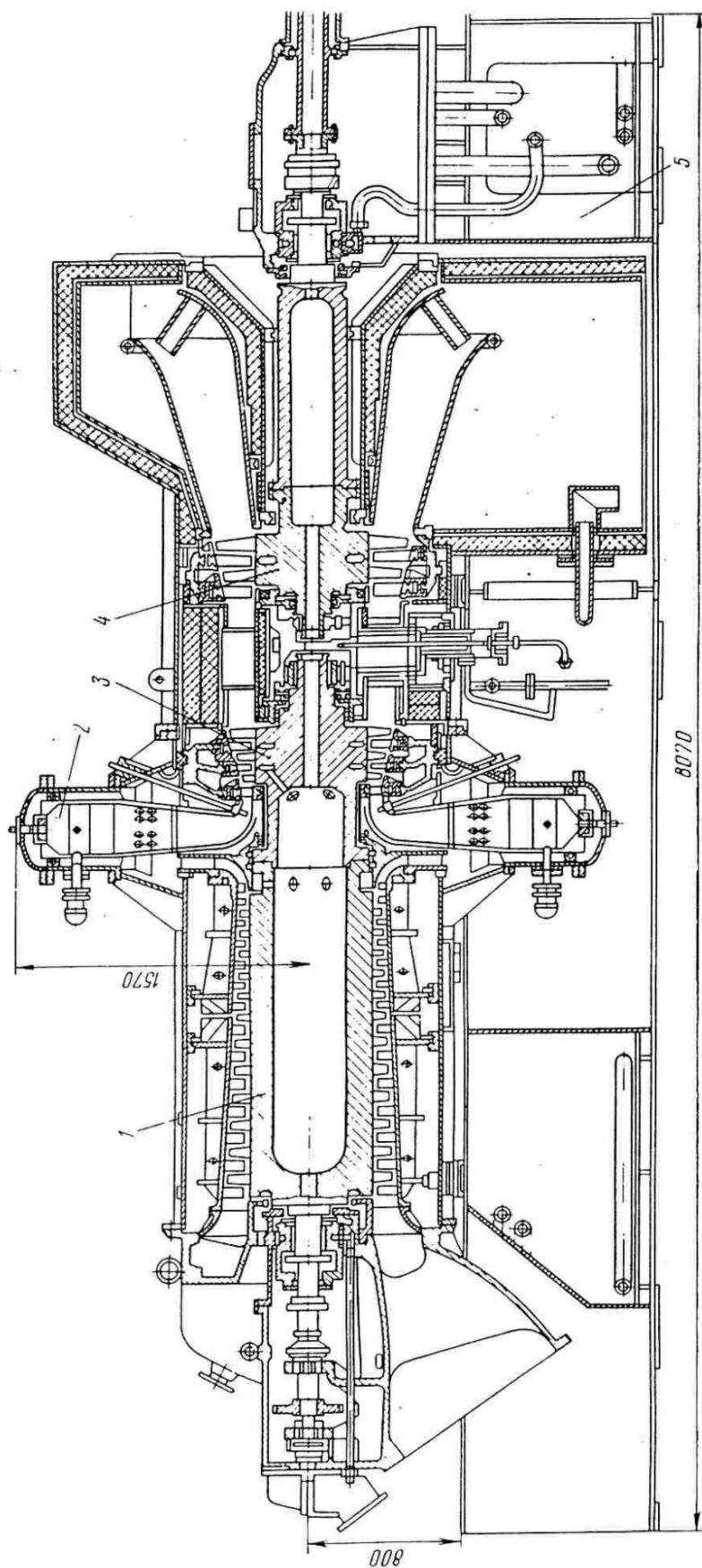
Na slici 170. dan je primjer plinsko-turbinskog postrojenja GTE-150 snage 157 MW proizvodnje tvrtke LMZ (Lenihgradski metaličeski zavod). Postrojenje je paketne izvedbe. Aksijalni kompresor ima 14 stupnjeva, a turbina ima 4 stupnja. Prstenasto u krugu oko izlaznog dijela kompresora smješteno je 14 komora za izgaranje. Protok zraka na ulazu u kompresor iznosi 630 kg/s. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je 1100 °C. Stupanj kompresije iznosi 13. Statorske lopatice i rotorske lopatice prvog stupnja turbine imaju unutarnje hlađenje zrakom. Stupanj korisnosti postrojenja je 31 %. Vrijeme puštanja u pogon do postizavanja punog opterećenja iznosi do 30 min. Gorivo je prirodni plin i tekuće turbinsko gorivo. Prijelaz s jedne vrste goriva na drugu moguć je bez zaustavljanja postrojenja. Postrojenje je paketne izvedbe na temeljnem okviru, takove veličine, da je omogućen transport do mjesta ugradnje. Masa postrojenja je 302600 kg.

Primjer uzdužnog presjeka dvovratilnog plinsko-turbinskog postrojenja GT-6-750 snage 6 MW sa radikalnim komorama za izgaranje proizvodnje tvrtke TMZ (Turbo motorni zavod) dan je na slici 171. U tom postrojenju je ugrađeno je 10 radikalnih komora za izgaranje po krugu na mjestu izlaza iz kompresora i ulaza u turbinu. Rotor kompresora je u obliku bubenja, a rotor turbine visokog i niskog tlaka je monoblok izvedbe. To je zadržano od prve generacije plinsko-turbinskih postrojenja koja su se projektirala na iskustvima parnih turbina. Aksijalni kompresor ima 12 stupnjeva, a turbina ima 3 stupnja u visokom tlaku koji pogone kompresor i 2 stupnja u niskom tlaku koji pogone generator. Protočna količina zraka na ulazu u kompresor je 45,5 kg/s. Stupanj kompresije iznosi 6. Temperatura plinova izgarnja na ulazu u turbinu je 760 °C. Brzina vrtnje rotora kompresora i turbine visokog tlaka iznosi  $6300 \text{ min}^{-1}$ , a turbine niskog tlaka brzina vrtnje je  $6100 \text{ min}^{-1}$ . Stupanj korisnosti postrojenja iznosi 24 %. Specifična masa postrojenja je 8,42 kg/kW. Postrojenje je paketne izvedbe montirano na temeljni okvir u kojem je ugrađen spremnik ulja.

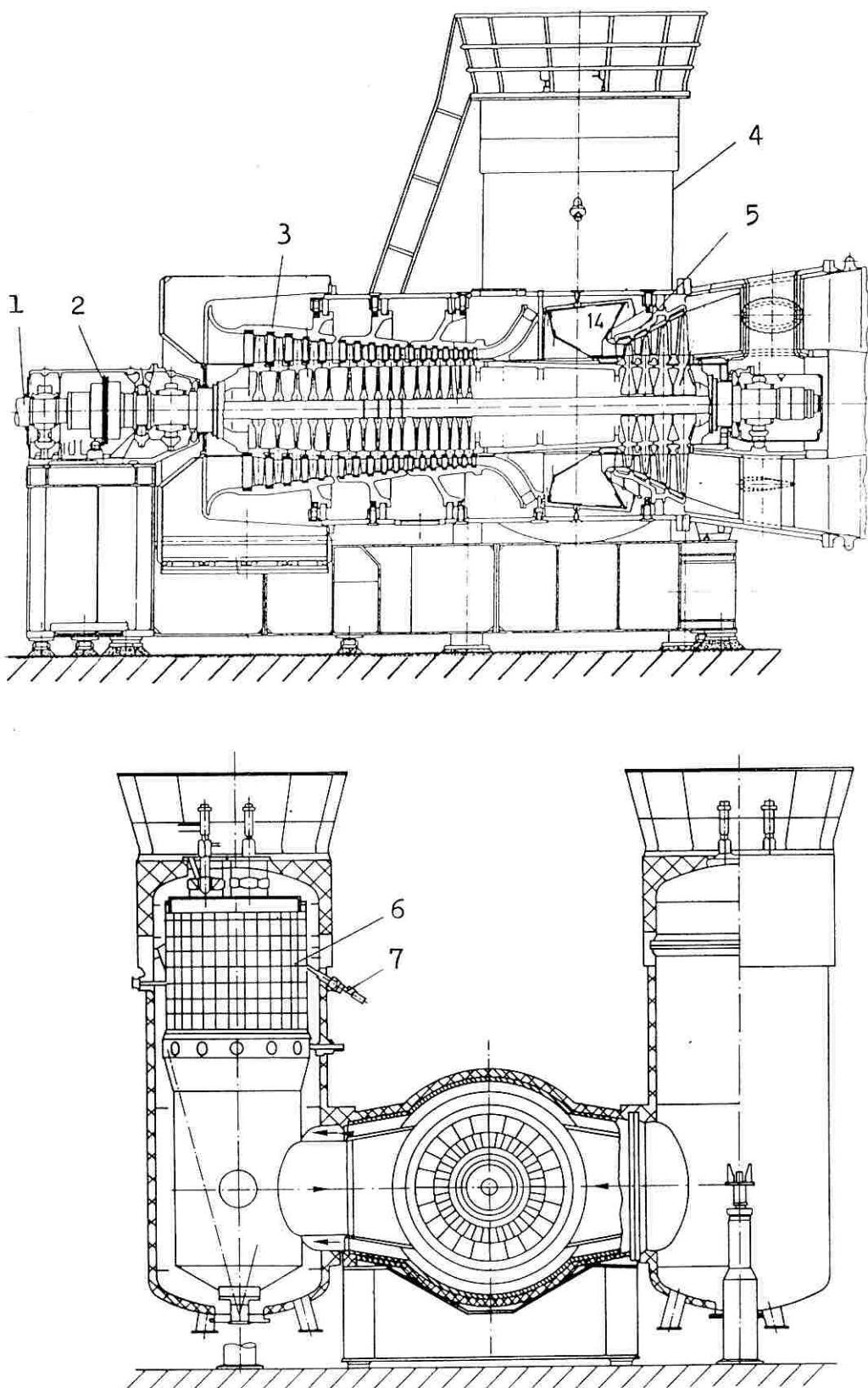
Na slici 172. dan je prikaz uzdužnog i poprečnog presjeka plinsko-turbinskog postrojenja V 93 snage 55 MW s dvije zasebne vertikalne komore za izgaranje, proizvodnje tvrtke Kraftwerk-Union AG. Vertikalne komore za izgaranje su smještene po jedna sa svake strane uz kompresor i turbinu, te su sa prirubnicama sa strane spojene s kompresorom i turbinom. Njihov veliki volumen omogućuje viši stupanj korisnosti postrojenja. Plamena cijev komore za izgaranje u području primarnog plamena je obložena keramičkom oblogom otpornom na visoku temperaturu. Gorivo je prirodni plin ili tekuće gorivo, koji se mogu mijenjati u tijeku pogona. Aksijalni kompresor ima 16 stupnjeva, a turbina ima 4 stupnja. Rotor kompresora i turbine sastoje se od diskova koji s centralnim steznim spojem, čine jednu cjelinu oslonjenu na dva potporna klizna ležaja, prednji i stražnji. U prednjem ležajnom bloku ugrađen je i odrivni ležaj, koji sprječava pomak rotora u aksijalnom smjeru. Brzina vrtnje rotora iznosi  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Na rotor kompresora je spojen rotor električnog generatora.



Sl. 170. - Uzdužni presjek kroz plinsko-turbinski postrojenje tip GTE-157 snage 157 MW, proizvodnja LMZ:  
 1 - ulazni priključak; 2 - kompresor; 3 - međuležaj troležajnog rotora; 4 - turbina; 5 - komora za izgaranje;  
 6 - izlazni difuzor



Sl. 171. - Plinskturbinsko postrojenje tip GT-6-750, proizvodnje Turbo motorni zavod:  
 1 - kompresor; 2 - komora za izgaranje; 3 - turbina za pogon kompresora; 4 - turbina za pogon generatora;  
 5 - spremnik ulja



Sl. 172. - Uzdužni i poprečni presjek plinskoturbinskog postrojenja V 93 snage 55 MW proizvodnje tvrtke Kraftwerk-Union AG: 1 – vratilo generatora, 2 – spojka, 3 – kompresor, 4 – komora za izgaranje, 5 – turbina, 6 – plamena cijev, 7 – kontrola plamena

Protočna količina zraka na ulazu u kompresor je 348 kg/s. Stupanj kompresije iznosi 8,8. Temperatura zraka na izlazu iz kompresora je 285 °C. Stupanj korisnosti kompresora iznosi 86 %, a turbine 89 %. Temperatura plinova izgaranja na izlazu iz komore za izgaranje je 800 °C. Potrošnja lakog loživog ulja donje ogrjevne vrijednosti 42580 kJ/kg iznosi 4,8 kg/s. Temperatura plinova izgaranja na izlazu iz turbine je 400 °C.

Prikaz sheme djelomičnog presjeka plinskoturbinskog postrojenja V 93 iz kojeg je vidljiv njegov oblik dan je na slici 173. Ukupna duljina postrojenja je 14300 mm, širina 10500 mm i visina 8050 mm.

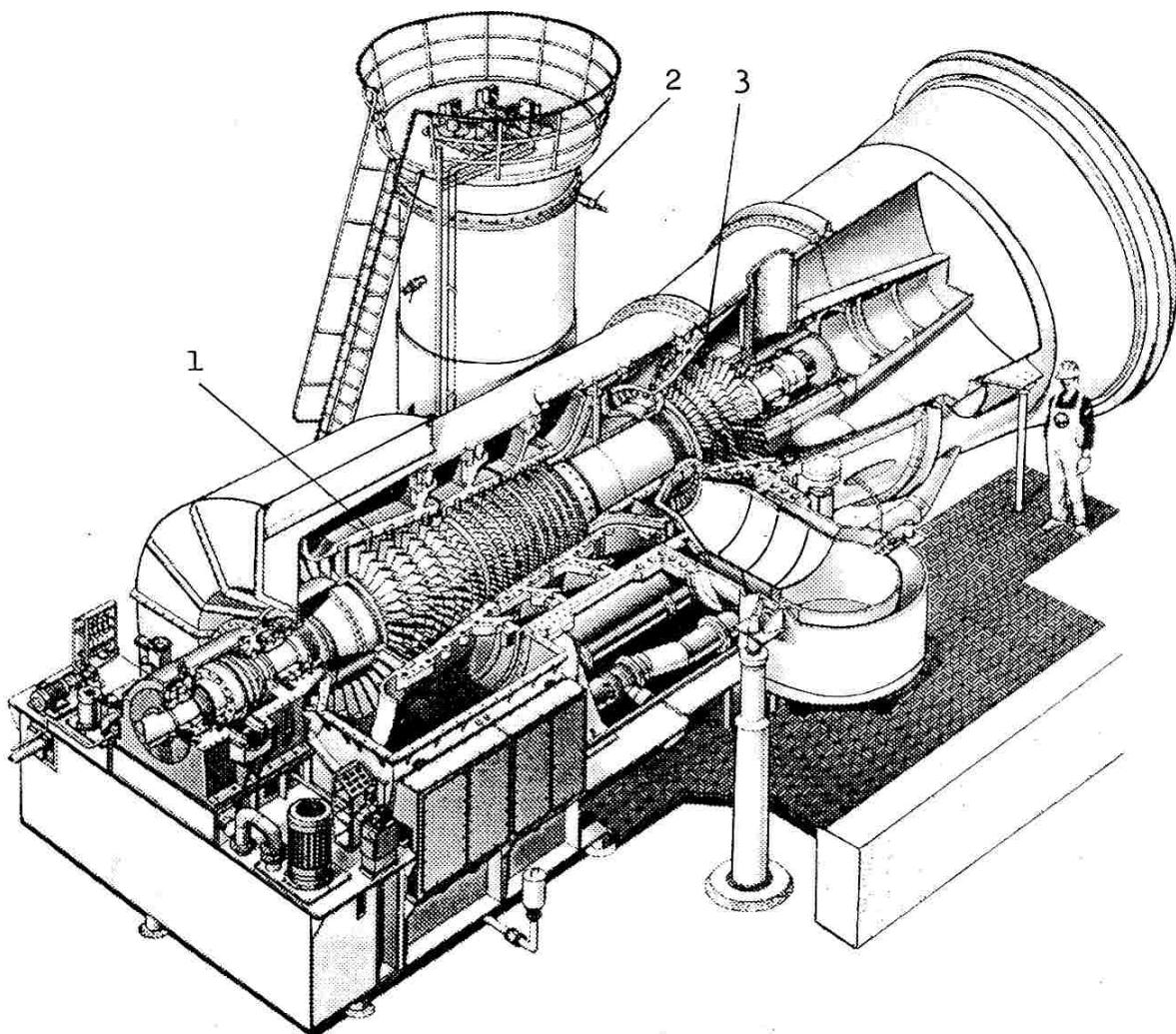
Na slici 174. dan je prikaz plinskoturbinskog postrojenja V 94.2 snage 153 MW s dvije vertikalne komore za izgaranje, proizvodnje tvrtke Simens. Postrojenje je jednovratilno. Aksijalni kompresor ima 17 stupnjeva, a turbina ima 4 stupnja. Rotor kompresora i turbine se sastoje od diskova sa centralnim steznim spojem. Zajednički rotor kompresora i turbine je oslonjen na dva potporna klizna ležaja. Smanjena masa i veća krutost rotora omogućili su njegovu dvoležajnu izvedbu sa drugom kritičnom brzinom većom od radne brzine vrtnje. Statorske lopatice prva četiri stupnja kompresora su zakretne. Protočna količina plinova izgaranja na izlazu iz turbine je 509 kg/s. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu iznosi 1060 °C. Stupanj kompresije je 10,9. Temperatura plinova izgaranja na izlazu iz turbine je 546 °C. Stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja iznosi 33,9 %.

Prikaz plinskoturbinskog postrojenja V 94.3 snage 200 MW s dvije horizontalne komore za izgaranje, proizvodnje tvrtke Simens dan je na slici 175. Aksijalni kompresor i turbina su iste konceptcije i imaju isti broj stupnjeva kao i postrojenje V 94.2 (Sl.174.). Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je 1120 °C. Stupanj kompresije je 15,6. Protok plinova izgaranja na izlazu iz turbine iznosi 605 kg/s. Temperatura plinova izgaranja na izlazu iz turbine je 534 °C. Stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja iznosi 35,7.

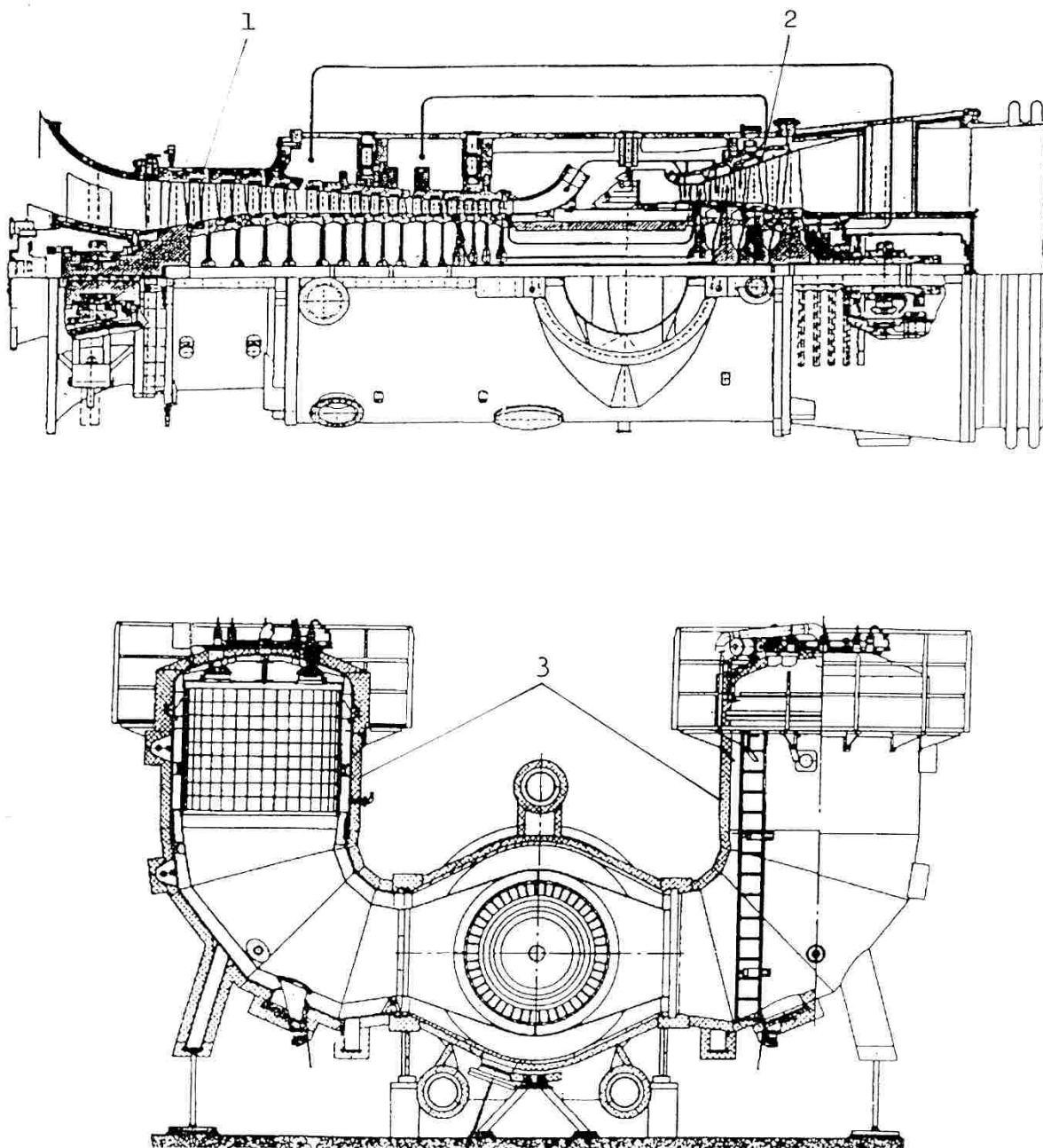
Na slici 176. dan je prikaz sheme djelomičnog presjeka plinskoturbinskog postrojenja tip 9 snage 34,5 MW s jednom vertikalnom komorom za izgaranje, proizvodnje tvrtke Brown Boveri. Postrojenje je razvijeno 1977. godine. Iz dane slike je vidljiv oblik jednovratilnog postrojenja. Vertikalna komora za izgaranje je ugrađena na kućište na mjestu izlaza iz kompresora i ulaza u turbinu. Aksijalni kompresor ima 15 stupnjeva, a turbina ima 4 stupnja. Stupanj kompresije je 8,85. Protočna količina plinova izgaranja iznosi 161 kg/s. Brzina vrtnje rotora turbine i kompresora je  $4485 \text{ min}^{-1}$ . Stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja iznosi 28,4 %.

Prikaz uzdužnog presjeka plinskoturbinskog postrojenja tip 17 snage 210 MW proizvodnje Brown Boveri dan je na slici 177. Rotor kompresora i turbine se sastoje iz zavarenih pogača, koje su nastale na iskustvu proizvodnje parnih turbina. Vertikalna komora za izgaranje ugrađena je na kućište na mjestu izlaza iz kompresora i ulaza u turbinu nije prikazana na danoj slici. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je 1100 °C. Stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja je 33 %. Na slici 178. dan je prikaz rotora kompresora i turbine u donjem kućištu. Kućište kompresora i turbine je razdijeljeno po osi rotora na donju i gornju polovicu i spojeno vijcima, radi lakše montaže.

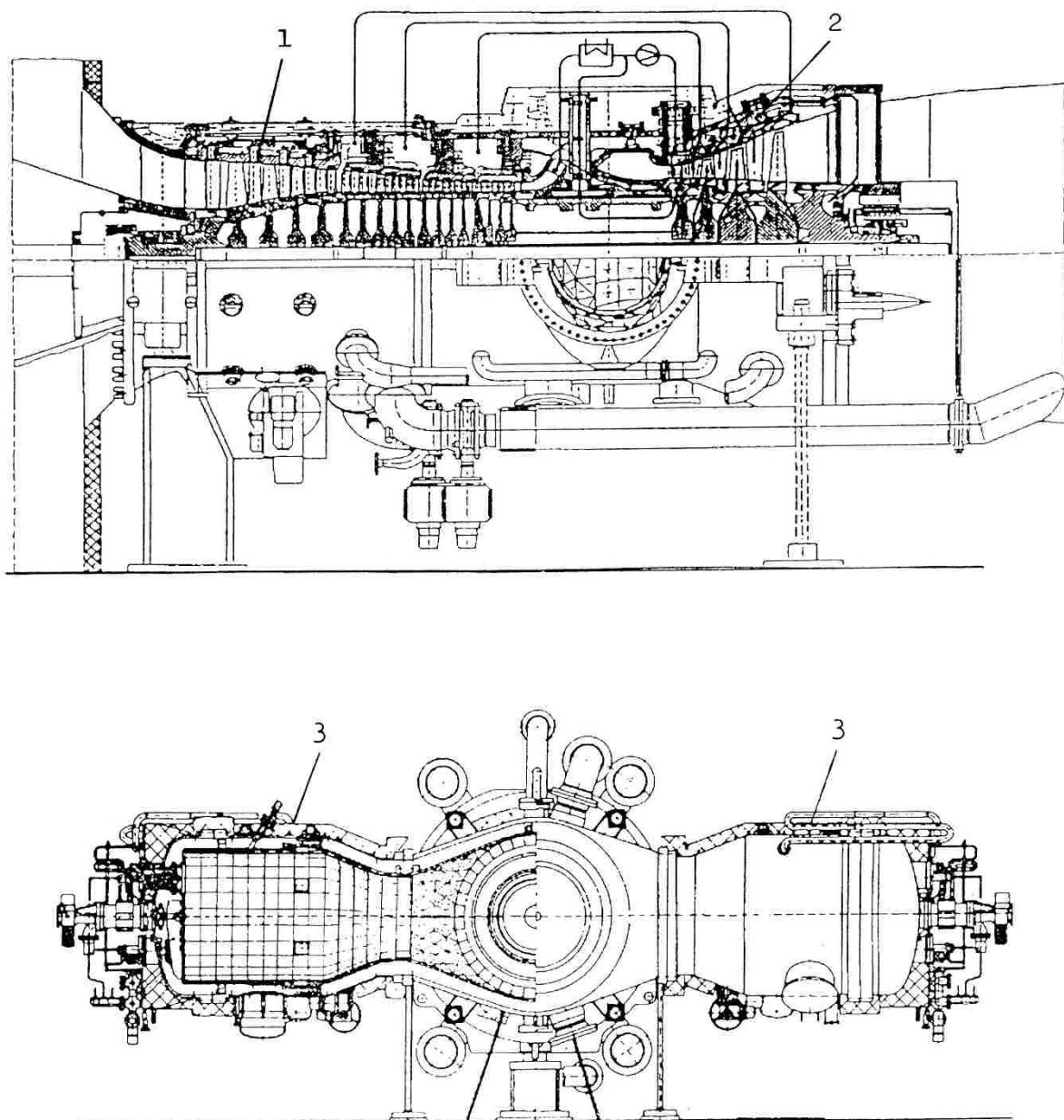
Prikaz postrojenja plinske turbine s međuizgaranjem ili međuzagrijavanjem proizvodnje Brown Boveri dan je na slici 179. Na kućištu turbine ugrađena je vertikalna visokotlačna i niskotlačna komora za izgaranje. Turbina se sastoji iz visokotlačnog i niskotlačnog dijela. U visokotlačnom dijelu turbine ima 6 stupnjeva, a u niskotlačnom dijelu ima 5 stupnjeva. Rotor visokotlačnog i niskotlačnog dijela turbine je u obliku bubenja zavarene izvedbe iz pogača. Iz kompresora koji nije prikazan na danoj slici ulazi zrak u visokotlačnu komoru za izgaranje. Plinovi izgaranja iz visokotlačne komore za izgaranje odlaze u visokotlačni dio turbine gdje ekspandiraju do međutlaka. Nakon ekspanzije do međutlaka plinovi izgaranja odlaze u niskotlačnu komoru za izgaranje gdje se zagrijavaju do početne temperature i odlaze u niskotlačni dio turbine gdje ekspandiraju do tlaka okoline.



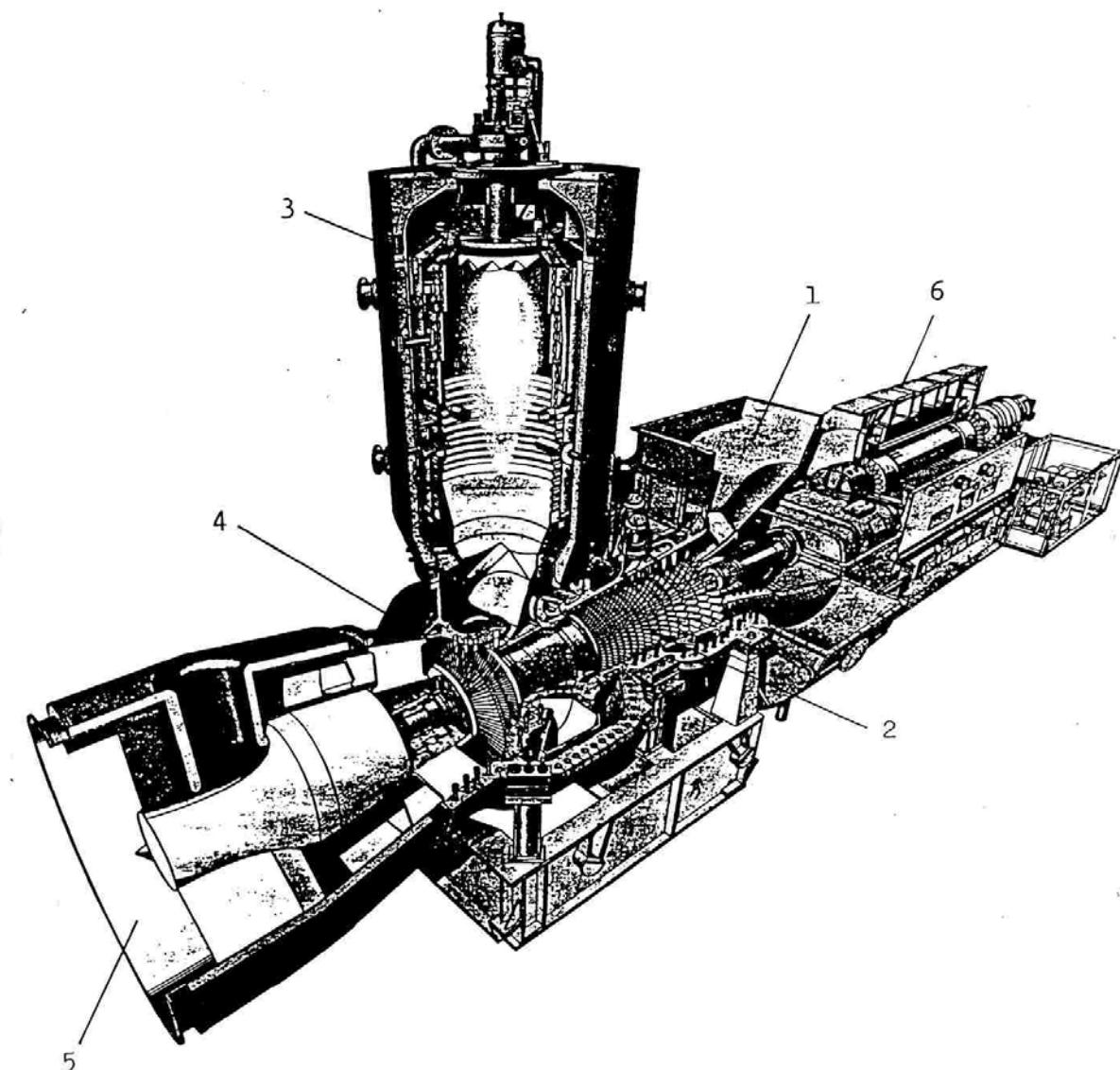
Sl. 173. - Shema plinskoturbinskog postrojenja V 93 snage 55 MW proizvodnje tvrtke Kraftwerk-Union AG: 1 – kompresor, 2 – komora za izgaranje, 3 – turbina



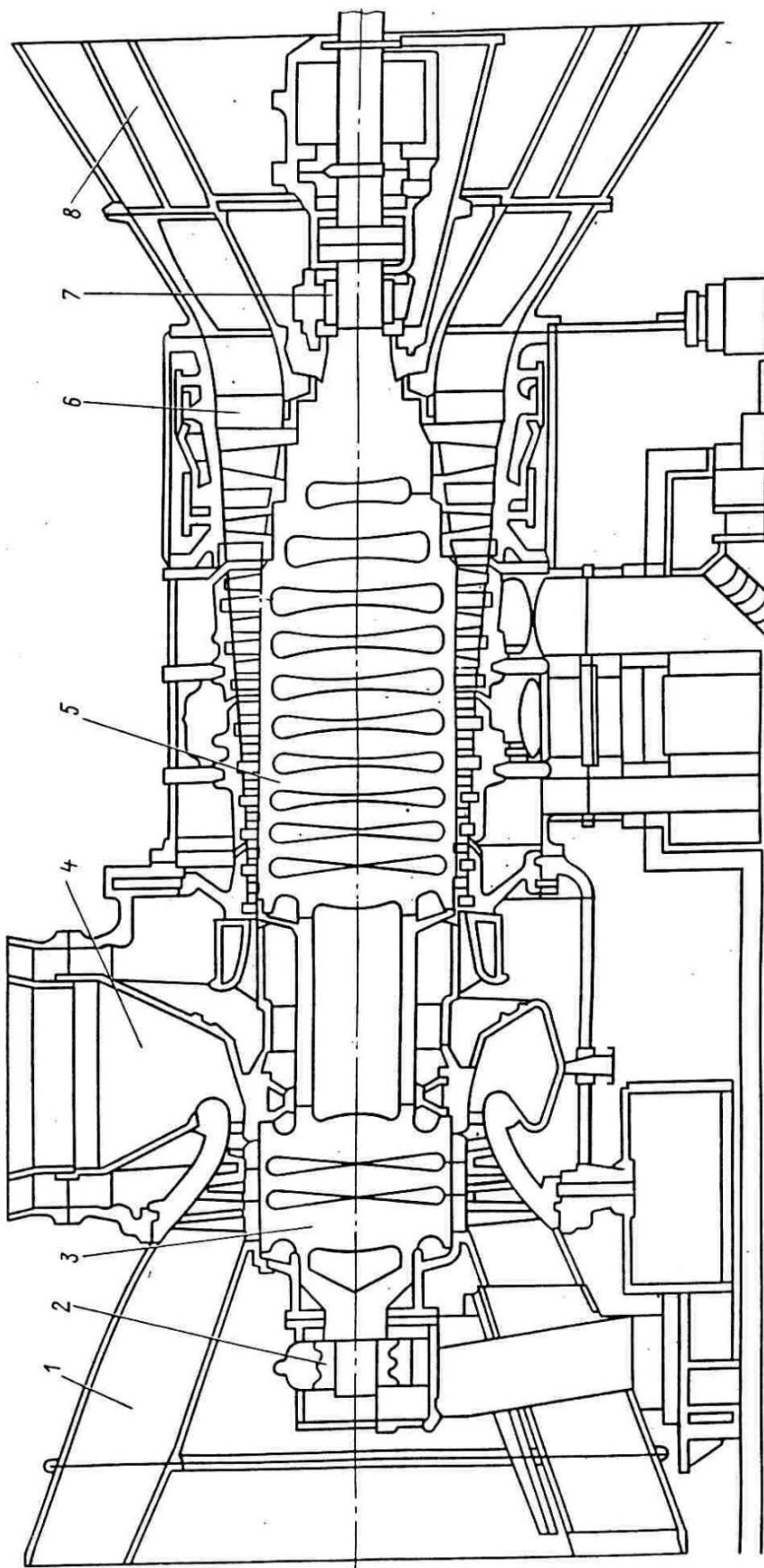
Sl. 174. - Plinskoturbinsko postrojenje V 94.2 snage 153 MW proizvodnje tvrtke Siemens:  
1 – kompresor, 2 – turbina, 3 – komora za izgaranje



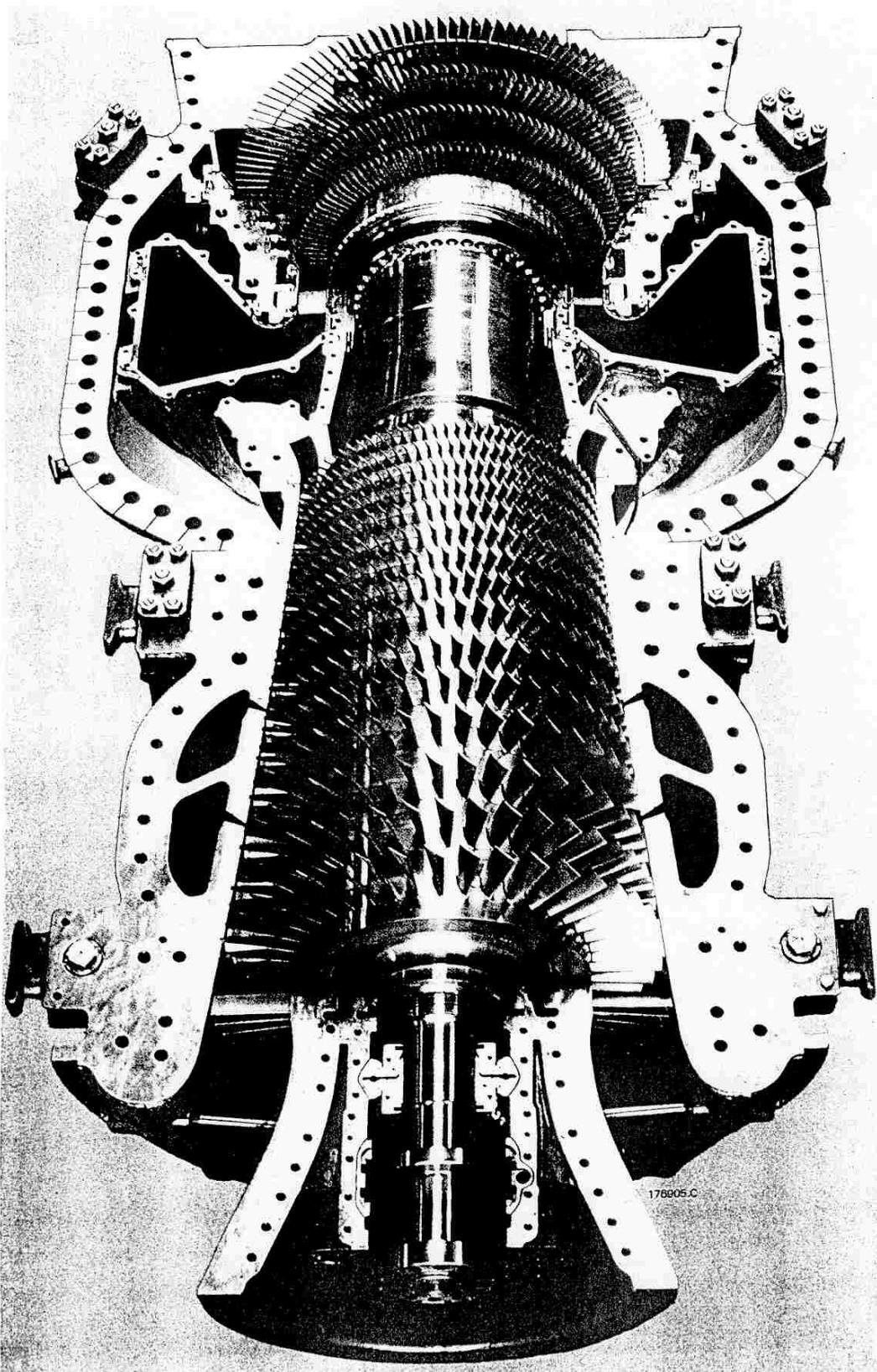
Sl. 175. - Plinskoturbinsko postrojenje V 94.3 snage 200 MW proizvodnje tvrtke Siemens:  
1 – kompresor, 2 – turbina, 3 – komora za izgaranje



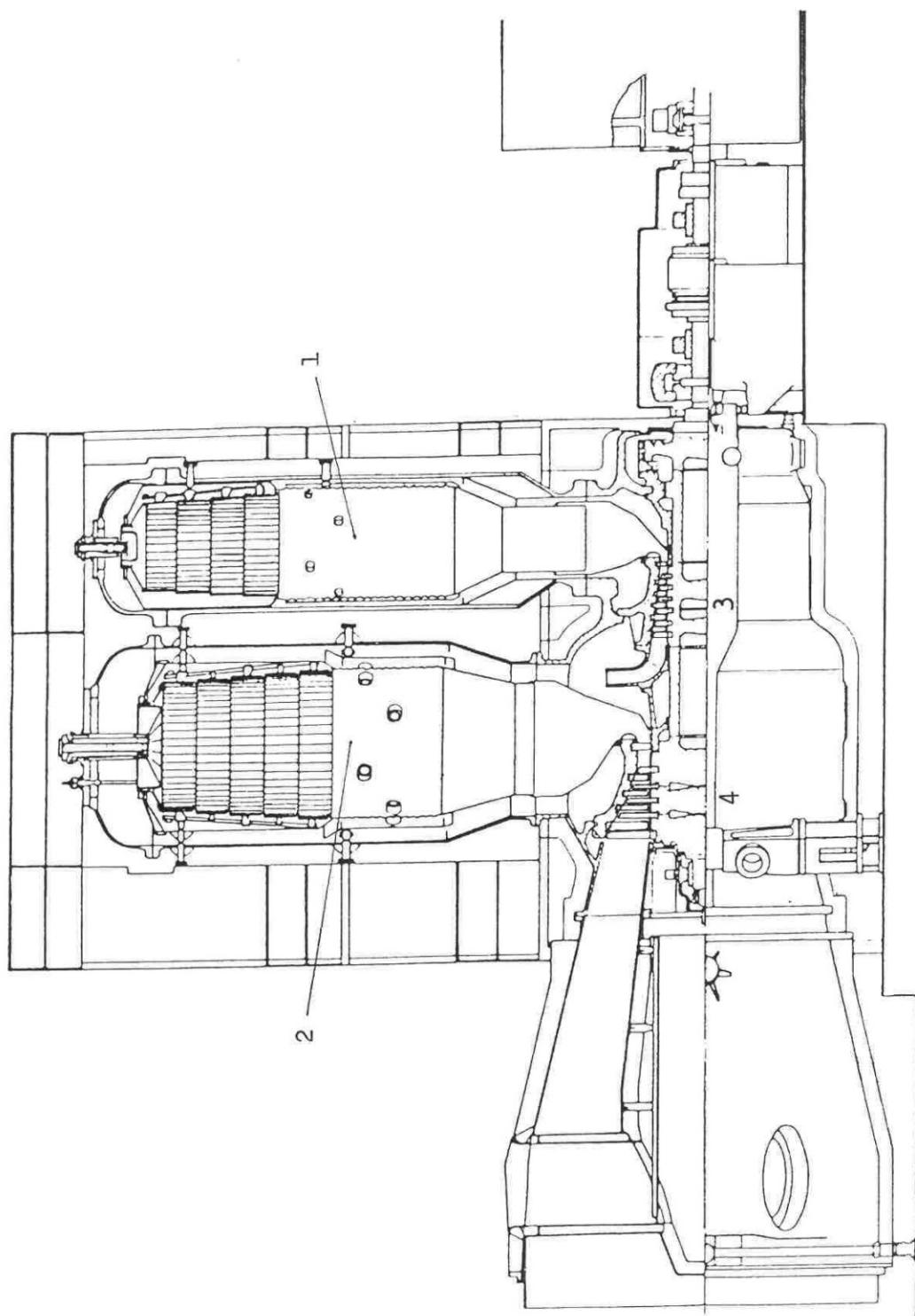
Sl. 176. - Shema plinskoturbinskog postrojenja tip 9 snage 34,5 MW proizvodnje tvrtke Brown Boveri: 1 – ulaz zraka, 2 – kompresor, 3 – komora za izgaranje, 4 – turbina, 5 – izlaz plinova izgaranja, 6 – električni generator



Sl. 177. - plinskturbinsko postrojenje snage 210 MW, proizvodnje ABB:  
 1 - radijalni ležaj; 2 - difuzor iza turbine; 3 - rotor turbine; 4 - ulaz u turbinu; 5 - rotor kompressora;  
 6 - ulazne statorske lopatice kompressora; 7 - radijalno aksijalni ležaj; 8 - ulaz u kompresor



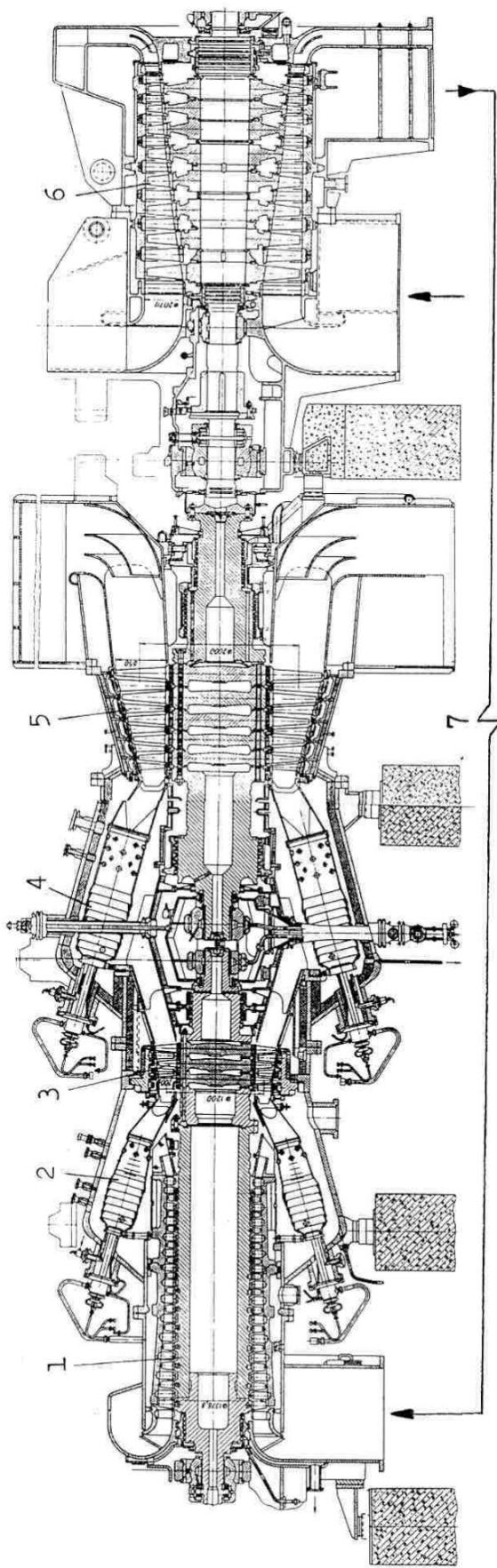
Sl. 178. – Rotor kompresora i turbine plinskoturbinskog postrojenja u donjem kućištu



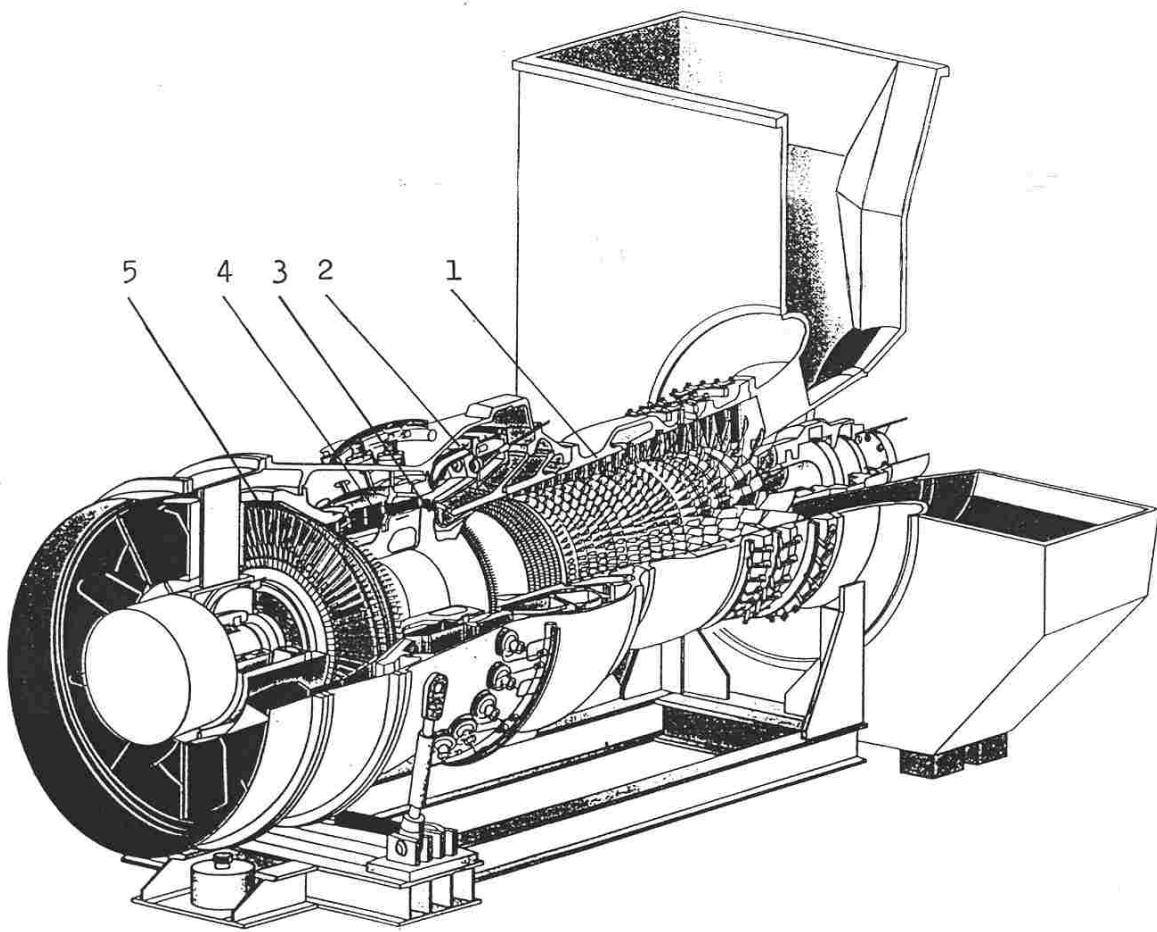
Sl. 179. - Postrojenje plinske turbine s međuizgaranjem proizvodnje tvrtke Brown Boveri:  
1,2 - visokotlačna i niskotlačna komora za izgaranje; 3,4 - visokotlačni i niskotlačni dio turbine

Na slici 180. dan je prikaz dvovratilnog plinskoturbinskog postrojenja s međuizgaranjem GT-100-750 snage 100 MW proizvodnje tvrtke LMZ. Postrojenje je prvi put pušteno u pogon 1970. godine. Ovo postrojenje je projektirano po četvrtoj konstrukcijskoj shemi (Sl.156.d). Visokotlačna turbina pogoni visokotlačni kompresor, a niskotlačna turbina pogoni niskotlačni kompresor i generator. Visokotlačni kompresor ima 13 stupnjeva, a niskotlačni 8 stupnjeva. Turbina visokog tlaka ima 3 stupnja, a niskog tlaka 5 stupnja. Visokotlačne komore izgaranja su prstenasto u krugu ugrađene oko izlaznog dijela visokotlačnog kompresora i ulaznog dijela visokotlačne turbine. Komore su ugrađene pod kutom u odnosu na os rotora. Rotor visokotlačnog kompresora je izrađen u obliku bubenja u kojeg su ugrađene rotorske lopatice, a rotor visokotlačne turbine je sastavljen od diskova s rotorskim lopaticama, spojenih prolaznim vijcima. Oba rotora su kruto spojena vijcima i oslanjaju se na dva potporna klizna ležaja. Prednji klizni ležaj je kombinirani potporno odrivni. Brzina vrtnje rotora visokog tlaka je  $4110 \text{ min}^{-1}$ . Statorske lopatice kompresora ugrađene su direktno u kućište kompresora, a statorske lopatice turbine ugrađene su direktno u kućište turbine. Rotor turbine niskog tlaka sastavljen je od diskova i krajnjih dijelova spojenih s prolaznim vijcima. Oslonjen je na dva klizna ležaja od kojih je stražnji ležaj kombinirani potporno odrivni ležaj. Rotor niskotlačnog kompresora sastavljen je od diskova navučenih na vratilo. Oslonjen je na dva potporna klizna ležaja. Rotor turbine niskog tlaka i rotor kompresora niskog tlaka spojeni su krutom spojkom. Brzina vrtnje im je  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Niskotlačni kompresor usisava okolini zrak i tlači ga na međutlak s kojim odlazi u hladnjak na hlađenje do početne temperature. Iz hladnjaka zrak odlazi u visokotlačni kompresor gdje se komprimira na nominalni tlak i odlazi u visokotlačnu komoru za izgaranje. Plinovi izgaranja iz visokotlačne komore za izgaranje odlaze u visokotlačni dio turbine gdje ekspandiraju do međutlaka i odlaze u niskotlačnu komoru za izgaranje gdje se zagrijavaju do početne temperature. Iz niskotlačne komore za izgaranje plinovi izgaranja odlaze u niskotlačni dio turbine i ekspandiraju do okolnog tlaka. Protok zraka je  $435 \text{ kg/s}$ . Stupanj kompresije iznosi 26,5. Temperatura plinova izgaranja ispred turbine iznosi  $750^\circ\text{C}$ . Stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja je 28 %. Masa postrojenja iznosi 650000 kg. Ukupna duljina postrojenja je 23 m, širina 20 m i visina 15,5 m.

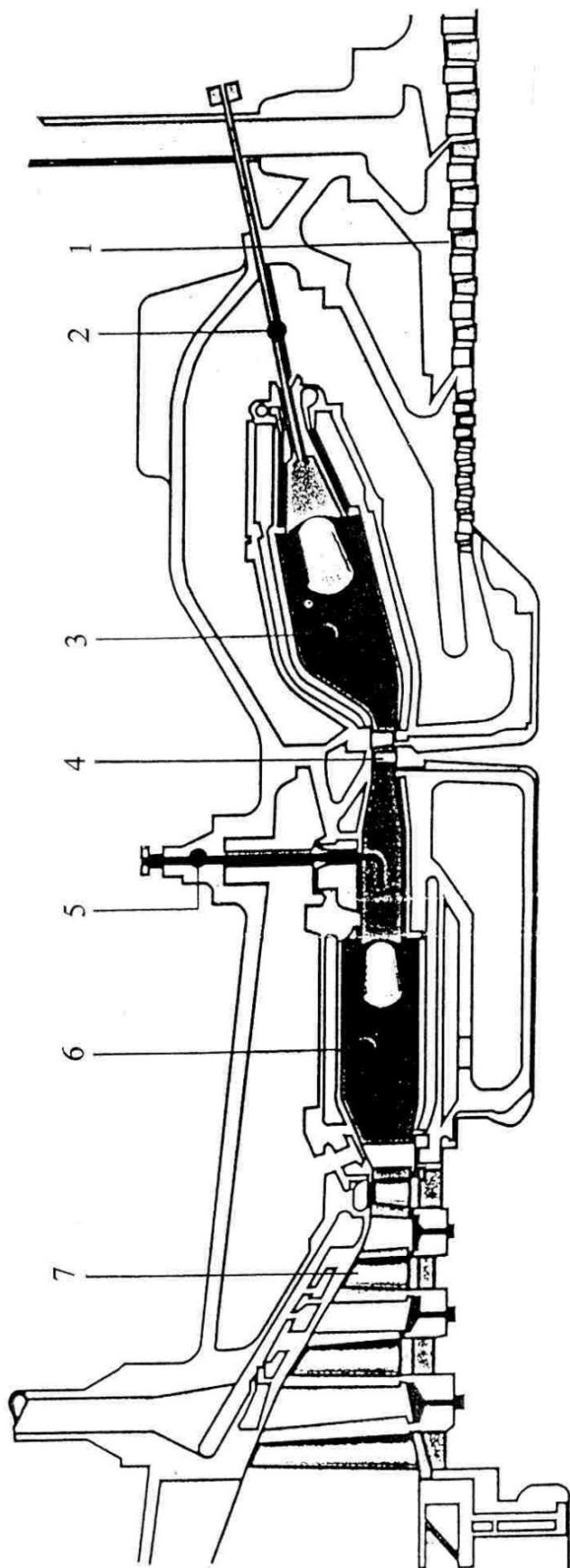
Aksionometrijski prikaz plinskoturbinskog postrojenja s međuizgaranjem GT 26 snage 240 MW proizvodnje tvrtke ABB (Asea Brown Boveri) dan je na slici 181. Iz dane slike je vidljiv oblik postrojenja. Postrojenje je paketne izvedbe učvršćeno na temeljnog okviru. Ovo plinskoturbinsko je projektirano i proizvedeno 1995. godine nakon višegodišnjeg istraživanja i razvoja, kao suvremeno visokoekonomično postrojenje s visokom specifičnom snagom, visokom pouzdanošću i niskom emisijom štetnih plinova. Visok stupan korisnosti i visoka specifična snaga nisu dobiveni na temelju povišenja temperature plinova izgaranja na ulazu u turbinu iznad uobičajene, već u korištenju sekvencijalnog sustava izgaranja i poboljšanja aerodinamičkih i termodinamičkih značajki postrojenja. Na slici 182. prikazan je uzdužni presjek kroz plinskoturbinsko postrojenje s međuizgaranjem GT 26. Postrojenje se sastoji od aksijalnog kompresora s 22 stupnja, visokotlačne i niskotlačne prstenaste komore za izgaranje, jednog visokotlačnog stupnja turbine i 4 niskotlačna stupnja turbine. Kompresor usisava i tlači zrak u visokotlačnu komoru za izgaranje. Plinovi izgaranja iz visokotlačne komore za izgaranje odlaze u visokotlačan stupanj turbine gdje ekspandiraju do međutlaka i odlaze u niskotlačnu komoru za izgaranje. U niskotlačnoj komori za izgaranje plinovi se zagrijavaju do početne temperature i odlaze u niskotlačnu turbinu gdje ekspandiraju do tlaka okoline. Gorivo je prirodni plin. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je  $1235^\circ\text{C}$ . Stupanj kompresije iznosi 30. Protok plinova izgaranja je  $542 \text{ kg/s}$ . Temperatura plinova na izlazu iz turbine iznosi  $610^\circ\text{C}$ . Brzina vrtnje rotora turbine je  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Stupanj korisnosti postrojenja iznosi 37,8 %. Specifična potrošnja topline je  $9526 \text{ kJ/kWh}$ . U ispušnim plinovima ima  $\text{NO}_x$  manje od 25 ppm. Masa postrojenja iznosi 300000 kg. Duljina



Sl. 180. - Uzdužni presjek dvoovratilnog plinskturbinskog postrojenja s međuizgaranjem GT-100-750 snage 100 MW proizvodnje LMZ:  
1 - visokotlačni kompresor; 2 - visokotlačna komora za izgaranje; 3 - visokotlačna turbina; 4 - niskotlačna komora za izgaranje; 5 - niskotlačna turbina; 6 - niskotlačni kompresor



Sl. 181. - Aksionometrijski prikaz plinskturbinskog postrojenja s međuizgaranjem GT 26 snage 240 MW proizvodnje ABB: 1 – kompresor, 2 – visokotlačna komora za izgaranje, 3 – visokotlačni stupanj turbine, 4 – niskotlačna komora za izgaranje, 5 – niskotlačna turbina



Sl. 182. - Uzdužni presjek plinskturbinskog postrojenja s međuizgaranjem GT 26 snage 240 MW proizvodnje ABB:  
 1 - kompresor; 2 - plamenik; 3 - visokotlačna komora za izgaranje; 4 - visokotlačni stupanj turbine; 5 - injektor goriva;  
 6 - niskotlačna komora za izgaranje; 7 - niskotlačna turbina

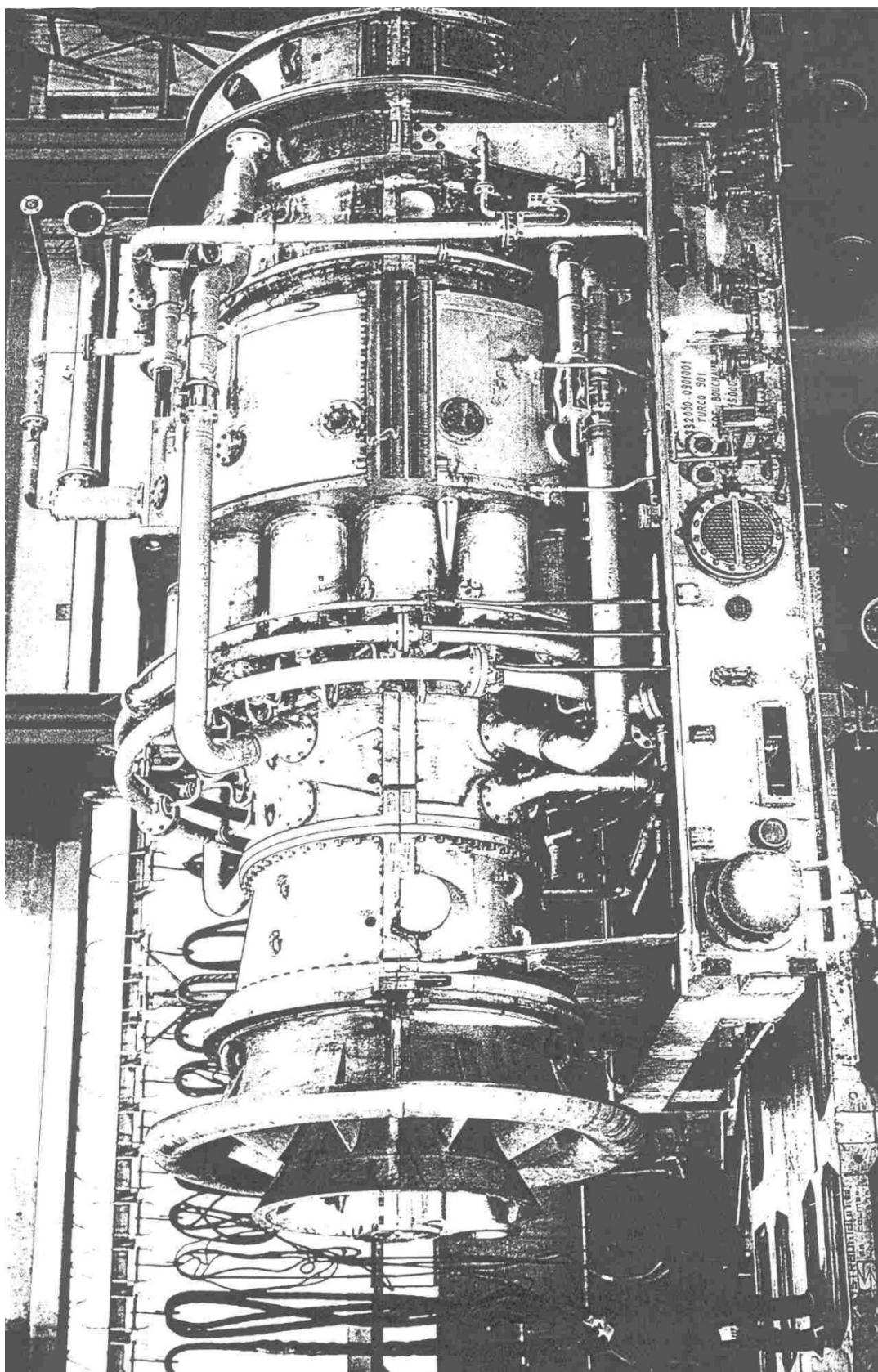
postrojenja je 15 m, a visina 11 m. Plinsketurbinsko postrojenje je namijenjeno za samostalni rad i rad u kombi procesu gdje se postiže stupanj korisnosti 58,5 % i specifični potrošak topline 6155 kJ/kWh.

Plinska turbinska postrojenja paketne izvedbe se kompletno montiraju u tvrki proizvođača i takova otpremaju na gradilište. Pri tom se na gradilištu izvode minimalni montažni radovi. Prikaz plinsketurbinskog postrojenja paketne izvedbe montiranog na temeljnem okviru spremnog za isporuku dan je na slici 183.

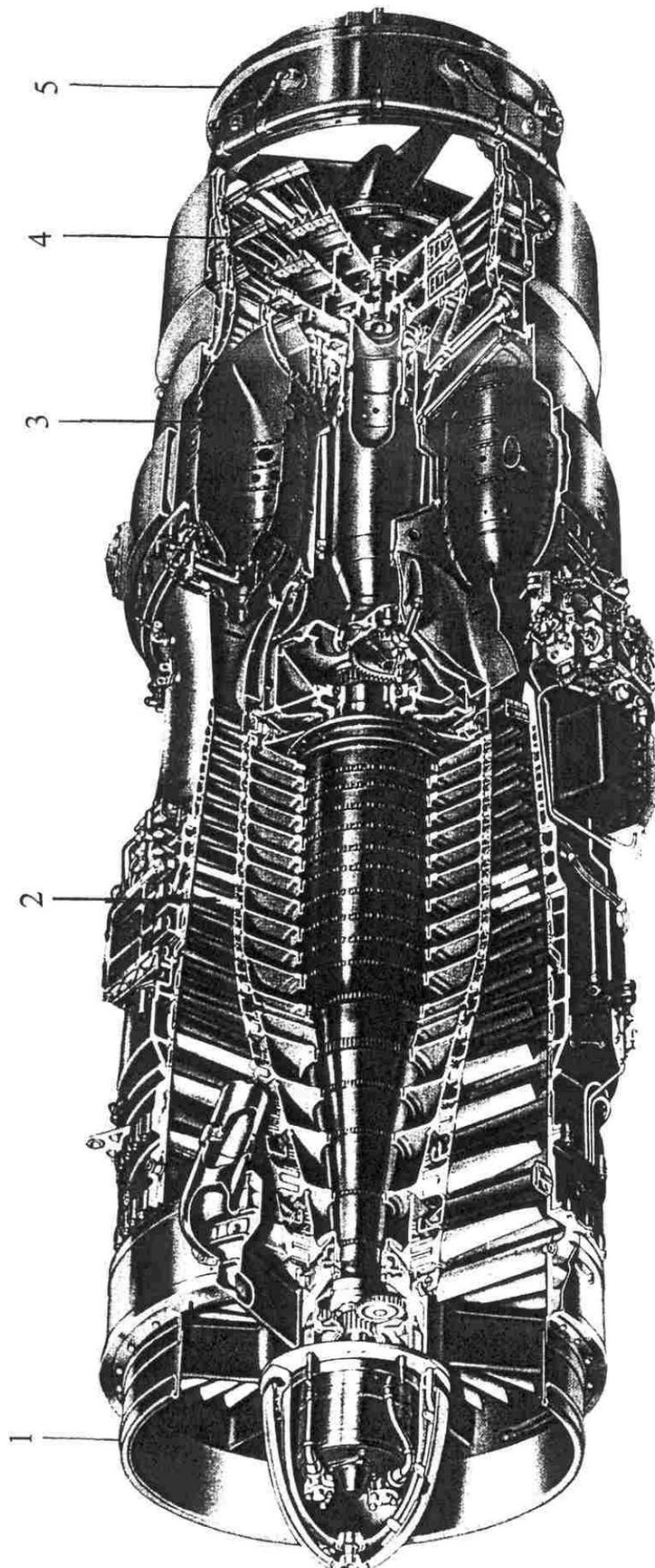
Pored klasičnih plinsketurbinskih postrojenja luke i teške konstrukcije razvila su se plinskorubinska postrojenja iz zrakoplovnih plinskih turbina s veoma kratkim rokom isporuke. Ta postrojenja su se razvila uglavnom zbog potrebe elektroprivreda za pokrivanje vršnih opterećenja.

Aksionometrijski prikaz zrakoplovnog plinsketurbinskog postrojenja ili generatora plina za pogon, tj. propulziju zrakoplova, proizvodnje tvrtke Rolls-Royce dan je na slici 184. Iz dane slike je vidljiv opći oblik postrojenja. Postrojenje se sastoji od ulaznog difuzora, aksijalnog kompresora, prstenaste komore za izgaranje, turbine, sapnice ili mlaznice. Ovdje turbinu pogoni samo kompresor i neke pomoćne strojeve, npr. pumpu za ulje i pumpu za gorivo. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je 850 °C. Stupanj kompresije iznosi 10. Tlak plinova na izlazu iz turbine je 2,7 bar, a temperatura iznosi 570 °C. Temperatura plinova na izlazu iz sapnice je 420 °C, tlak je 1 bar. Termički stupanj korisnosti postrojenja iznosi 26,6 %. Na slici 185. prikazan je uzdužni presjek kroz plinsketurbinsko postrojenje za propulziju zrakoplova. Aksijalni kompresor sa 17, a turbinu ima 3 stupnja. Komore za izgaranje su smještene prstenasto u krugu na izlazu iz kompresora i ulaza u turbinu. Kompresor usisava i tlači zrak u komoru za izgaranje. U komori za izgaranje se miješa zrak sa gorivom, koje izgara i plinovi izgaranja ulaze u turbinu gdje ekspandiraju do međutlaka koji se potreban da se dobije rad za pogon kompresora. Nakon ekspanzije u turbini plinovi izgaranja odlaze u sapnicu gdje ekspandiraju do tlaka okoline. Ekspanzijom u sapnici dobije se velika izlazna brzina plinova izgaranja, koja daje potisak zrakoplovu. Prema tom glavni proces za potisak zrakoplova je ekspanzija u sapnici. Plinska turbina je samo dobavitelj primarnog plina, tj. generator plina za sapnicu.

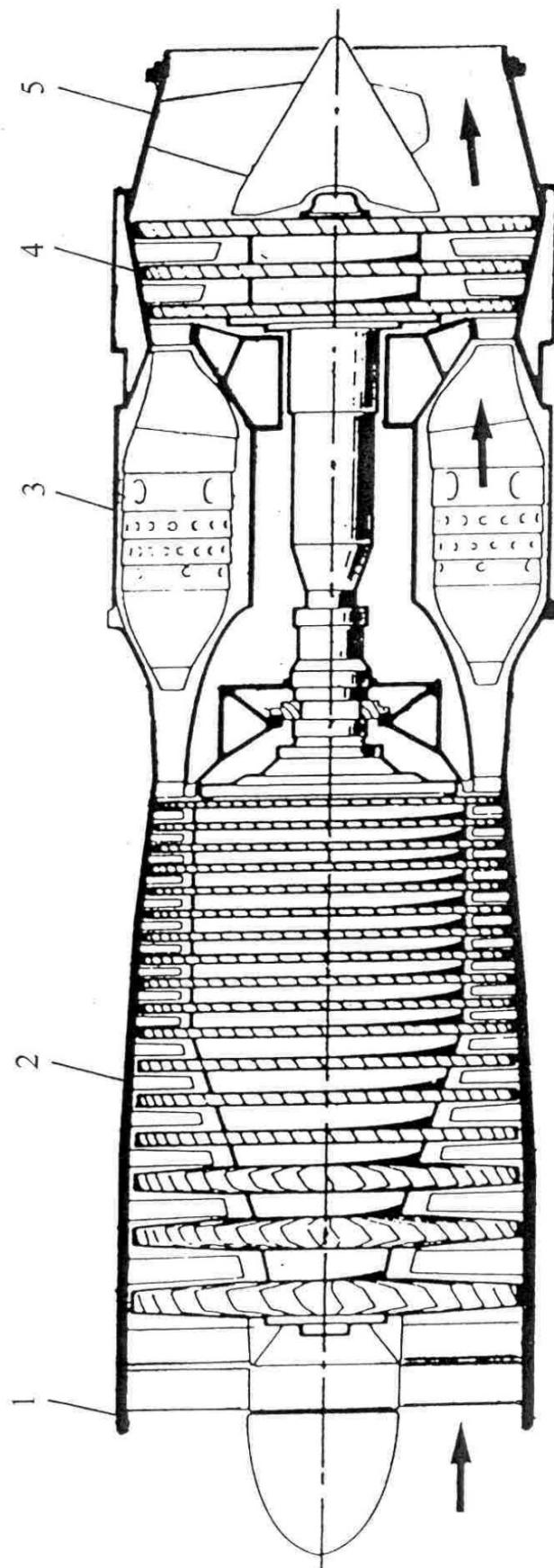
Prikaz stacionarnog plinsketurbinskog postrojenja snage 55 MW izведенog iz zrakoplovne plinske turbine, proizvodnje Rolls-Royce dan je na slici 186. Ovdje je na standardnoj zrakoplovnoj plinskoj turbini "Olympus" odstranjena sapnica i umjesto nje dodana je radna turbina s tri stupnja za pogon električnog generatora. Plinovi izgaranja umjesto u sapnici ekspandiraju u radnoj turbini i tako se dobiva rad za pogon generatora. Postrojenje zrakoplovne plinske turbine ili generatora plina za radnu turbinu se sastoji od niskotlačnog kompresora kojeg pokreće niskotlačni stupanj turbine i visokotlačnog kompresora kojeg pokreće visokotlačni stupanj turbine. Temperatura plinova izgaranja na izlazu iz komore za izgaranje je 1060 °C. Stupanj korisnosti plinsketurbinskog postrojenja iznosi 30 %. Zrakoplovna plinska turbina i radna turbina učvršćeni su na temeljnem okviru u paketnu cjelinu. Ova postrojenja su našla široku primjenu za vršne elektrane s kratkim rokom isporuke. Snaga im je glede na maksimalnu zrakoplovnu plinsku turbinu ograničena do 60 MW. U usporedbi s klasičnim plinsketurbinskim postrojenjima, ova postrojenja imaju prednost u tome što je zrakoplovna plinska turbina uzeta iz serijske dobro uhodane proizvodnje, koja je uz malu preinaku prenamjenjena u stacionarno postrojenje. Serijska dobro uhodana zrakoplovna turbina daje ovim postrojenjima visoku pouzdanost u radu što je veoma važno za vršne elektrane. Radna turbina je jednostavna i radi u području niskih temperatura pa ne može stvarati poteškoće u eksplataciji, što također doprinosi pouzdanosti ovim plinsketurbinskim postrojenjima u radu. Ova postrojenja imaju kraći rok isporuke u odnosu na klasična plinsketurbinska postrojenja, zbog korištenja serijske zrakoplovne turbine za generator plina radne turbine.



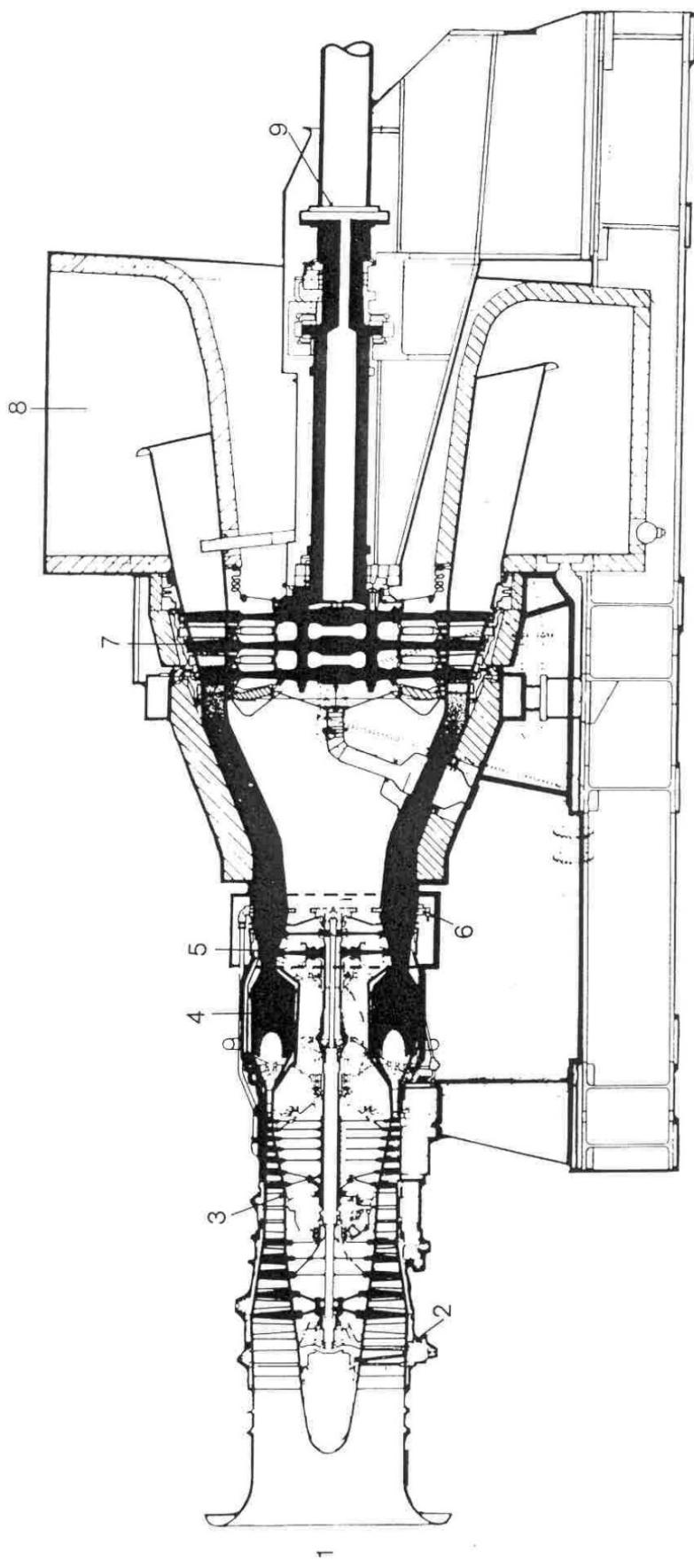
Sl. 183. - Prikaz s montiranim paketnog plinskoturbinskog postrojenja veće snage tvrtke Alstom, spremnog za isporuku



Sl. 184. - Aksionometrijski prikaz plinskturbinskog postrojenja za pogon zrakoplova proizvodnje Rolls-Royce:  
1 - difuzor; 2 - kompresor; 3 - komora za izgaranje; 4 - turbina; 5 - sumpica



Sl. 185. - Uzdužni presjek plinskturbinskog postrojenja za pogon zrakoplova, proizvodnje Rolls-Royce:  
1 - difuzor; 2 - kompresor; 3 - komora za izgaranje; 4 - turbaranje; 5 - sarnica



Sl. 186. - Uzdužni presjek stacionarnog plinsko-turbinskog postrojenja snage 55 MW izvedenog iz zrakoplovne plinske turbine proizvodnje Rolls-Royce: 1 - ulaz zraka; 2 - niskotlačni kompresor; 3 - visokotlačni kompresor; 4 - komora za izgaranje; 5 - visokotlačni stupanj turbine; 6 - niskotlačni stupanj turbine; 7 - radna turbina; 8 - ispuh; 9 - spojka generatora

Pored razvoja stacionarnih plinskoturbinskih postrojenja srednjih i velikih snaga razvile su se i plinske turbine malih snaga. One se primjenjuju za mehanički pogon radnih rotacijskih strojeva i pogon malih električnih generatora.

Za plinske turbine malih snaga za pogon različitih rotacijskih strojeva najčešće pumpi i kompresora primjenjuje se radijalni ili centrifugalni kompresor. Na slici 187. dan je uzdužni presjek plinskoturbinskog postrojenja s radijalnim kompresorom. Postrojenje se sastoji od jednostupnog radijalnog kompresora, vertikalne komore za izgaranje i turbine s dva stupnja. Vertikalna komora za izgaranje smještena je na ulazu u turbinu. Sastoji se od plamene cijevi i vanjskog kućišta. Rotor turbine se sastoji od diskova na vratilu. Snaga ovakvih postrojenja obično iznosi od 20 do 1000 kW. Postrojenje je kompaktne paketne izvedbe, male mase.

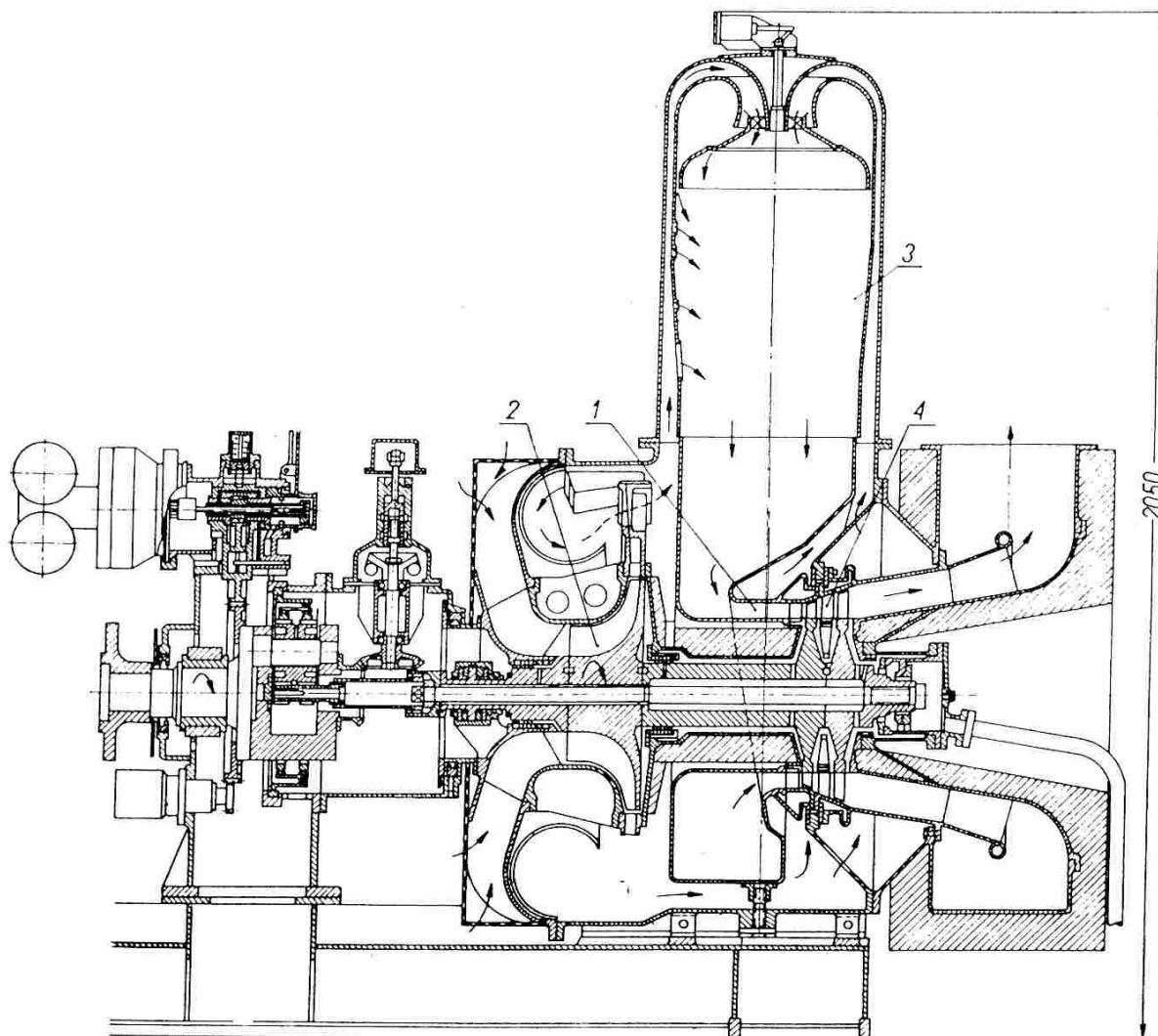
Prikaz uzdužnog presjeka dvovratilnog plinskoturbinskog postrojenja snage 80 kW s radijalnim kompresorom proizvodnje tvrtke Rover dan je na slici 188. Turbina ima dva stupnja. Rotor prvog stupnja pokreće radijalni kompresor, a rotor drugog stupnja pokreće preko reduktora brzine vrtnje radni stroj. Broj okretaja rotora prvog stupnja turbine i kompresora je  $52000 \text{ min}^{-1}$ , a rotora drugog radnog stupnja iznosi  $33000 \text{ min}^{-1}$ . Temperatura plinova izgaranja na izlazu iz komore izgaranja je  $830^\circ\text{C}$ . Stupanj kompresije iznosi 3,85. Postrojenje je namijenjeno za pogon raznih pumpi, naročito vatrogasnih, zatim pomoćnih električnih generatora. Bilo je ugrađeno i na neke eksperimentalne automobile. Ovo plinskoturbinsko postrojenje ima relativno visoku potrošnju goriva oko 295 g/kWh, što za njegovu specifičnu primjenu nije toliko bitno. Prednost mu je jednostavnost, pouzdanost, brzo upućivanje u pogon i mala masa na jedinicu snage, zbog čega se i primjenjuje.

Na slici 189. prikazan je uzdužni presjek plinskoturbinskog postrojenja M1A-23 snage 2150 kW s dvostupanjskim radijalnim kompresorom proizvodnje tvrtke Kawasaki. Postrojenje pored dvostupanjskog radijalnog kompresora ima vertikalnu komoru za izgaranje i turbinu s 4 stupnja. Namijenjeno je za zajedničku proizvodnju električne i toplinske energije u industriji. Postrojenje je u komercijalnoj upotrebi od 1991. godine. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je  $1160^\circ\text{C}$ , a na izlazu iz turbine temperatura iznosi  $588^\circ\text{C}$ . Stupanj kompresije je 10,5. Protočna količina plinova iznosi 8,5 kg/s. Brzina vrtnje rotora turbine je  $22000 \text{ min}^{-1}$ . Stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja iznosi 27,3 %. Specifična potrošnja topline postrojenja je 13200 kJ/kWh. Masa plinskoturbinskog postrojenja iznosi 3800 kg.

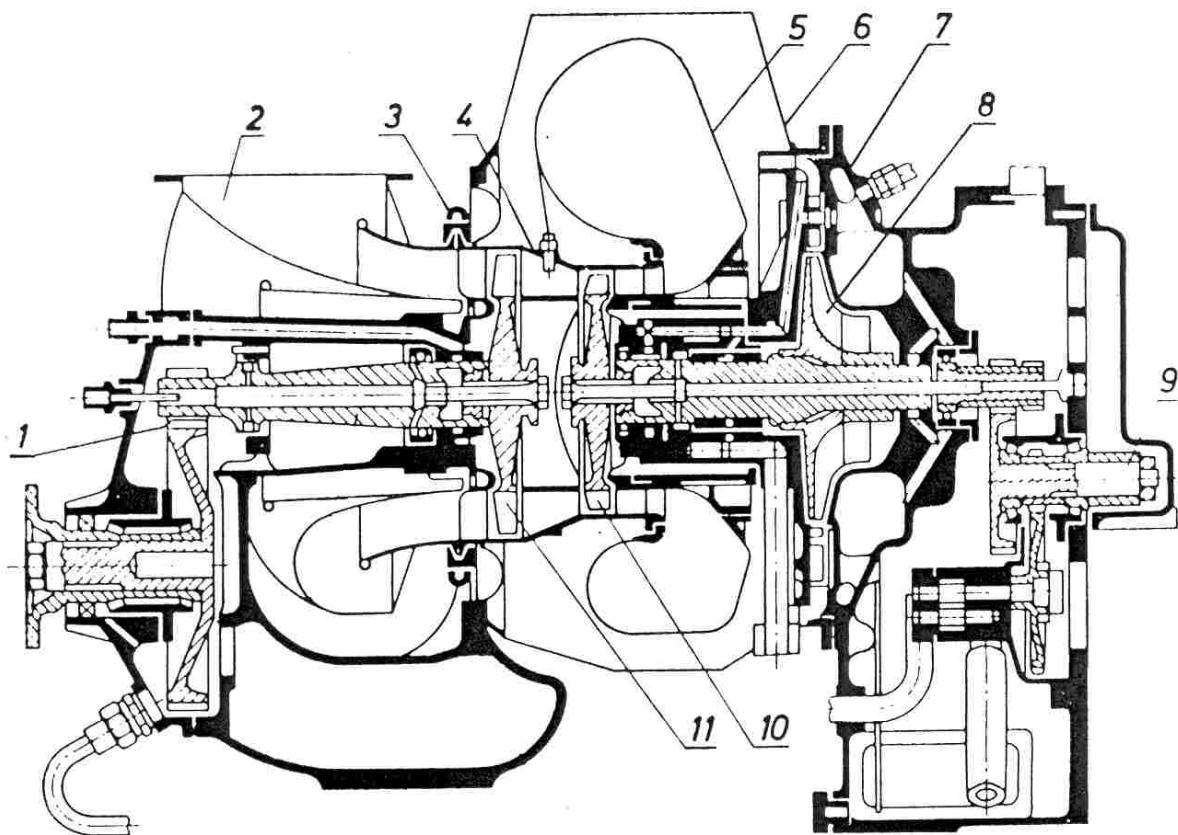
Prikaz dvovratilnog plinskoturbinskog postrojenja TF 10 snage 7,5 MW s radijalnim kompresorom proizvodnje tvrtke Thomassen Holandija dan je na slici 190. Radijalni kompresor se sastoji od dva stupnja. Prvi stupanj radijalnog kompresora je dvoulazni. Komora izgaranja je ugrađena prstenasto u krugu ispred turbine. Turbina ima tri stupnja. Rotor turbine se sastoji od diskova. Rotorsko kolo prvog stupnja turbine pokreće kompresor, a rotorska kola ostala dva stupnja turbine pokreću generator. Brzina vrtnje rotora je  $9200 \text{ min}^{-1}$ . Postrojenje ima međuhlađenje između dva stupnja kompresora i regenerativno grijanje zraka naklon kompresije. Termički stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja iznosi 43 %. Postrojenje je paketne izvedbe na temeljnem okviru.

Plinske turbine male snage mogu se izvoditi radijalne (centripetalne). Na slici 191. dan uzdužni presjek kroz radijalni kompresor i radijalnu turbinu snage 125 kW proizvodnje tvrtke Allen. Rotor kompresora i turbine su izrađeni iz jednog otkivka. Komora za izgaranje je vertikalna iznad rotora turbine. Postrojenje je paketne izvedbe, duljine 1000 mm, širine 870 mm i visine 126 mm. Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je  $780^\circ\text{C}$ . Stupanj kompresije iznosi 2,5. Brzina vrtnje rotora je  $23000 \text{ min}^{-1}$ . Turbina dođe do pune snage za 35 s. Stupanj korisnosti plinskoturbinskog postrojenja je 8,75 %. Postrojenje je namijenjeno za pogon električnog generatora za pričuvu u slučaju havarije.

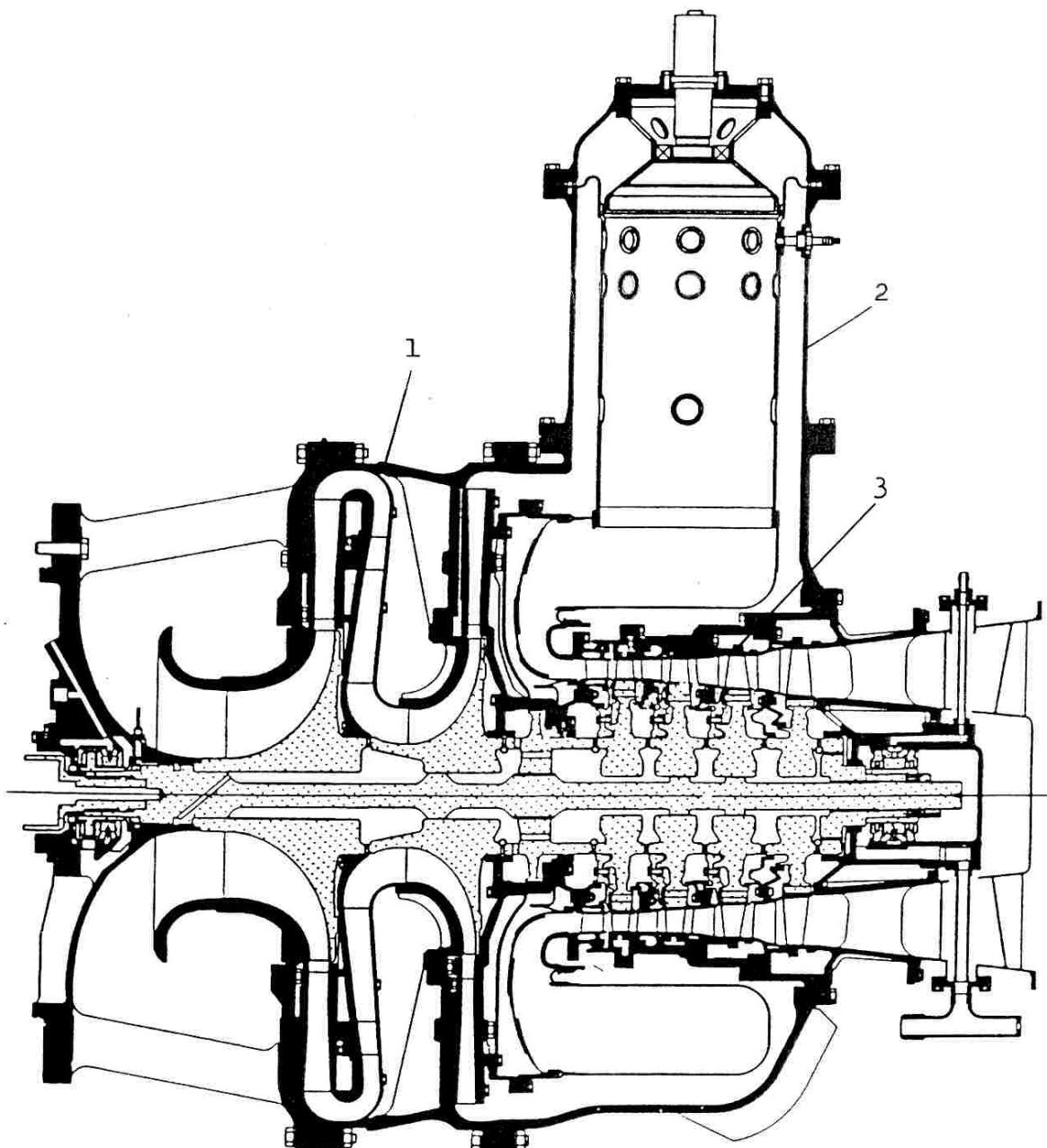
U tablici 5. dane su osnovne značajke izvedenih suvremenih plinskoturbinskih postrojenja većih snaga za pogon generatora i kombi procesa, različitih proizvođača.



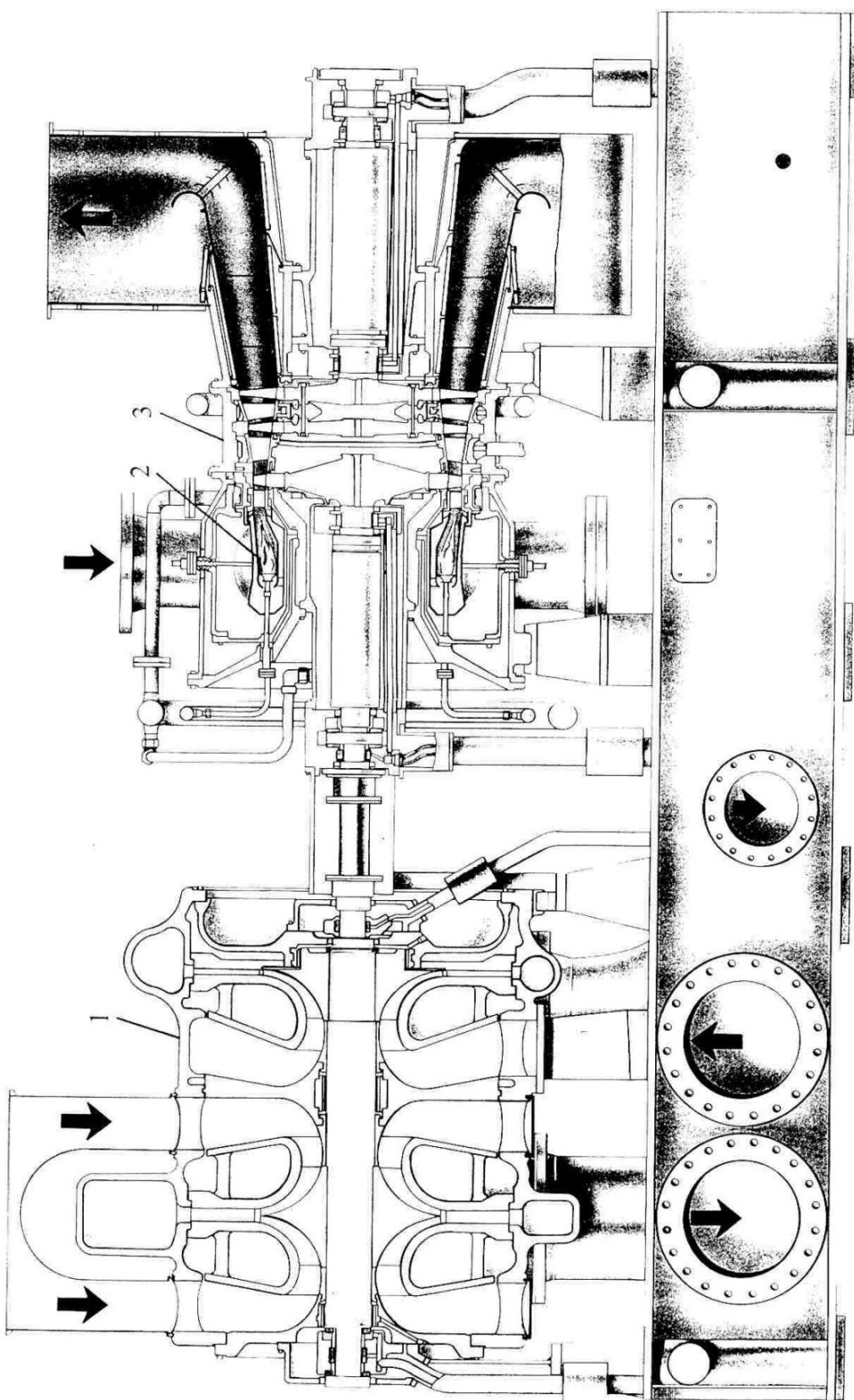
Sl. 187. - Uzdužni presjek plinskoturbinskog postrojenja male snage s radijalnim kompresorom: 1 – ulaz u turbinu, 2 – radijalni kompresor, 3 – komora za izgaranje, 4 - turbina



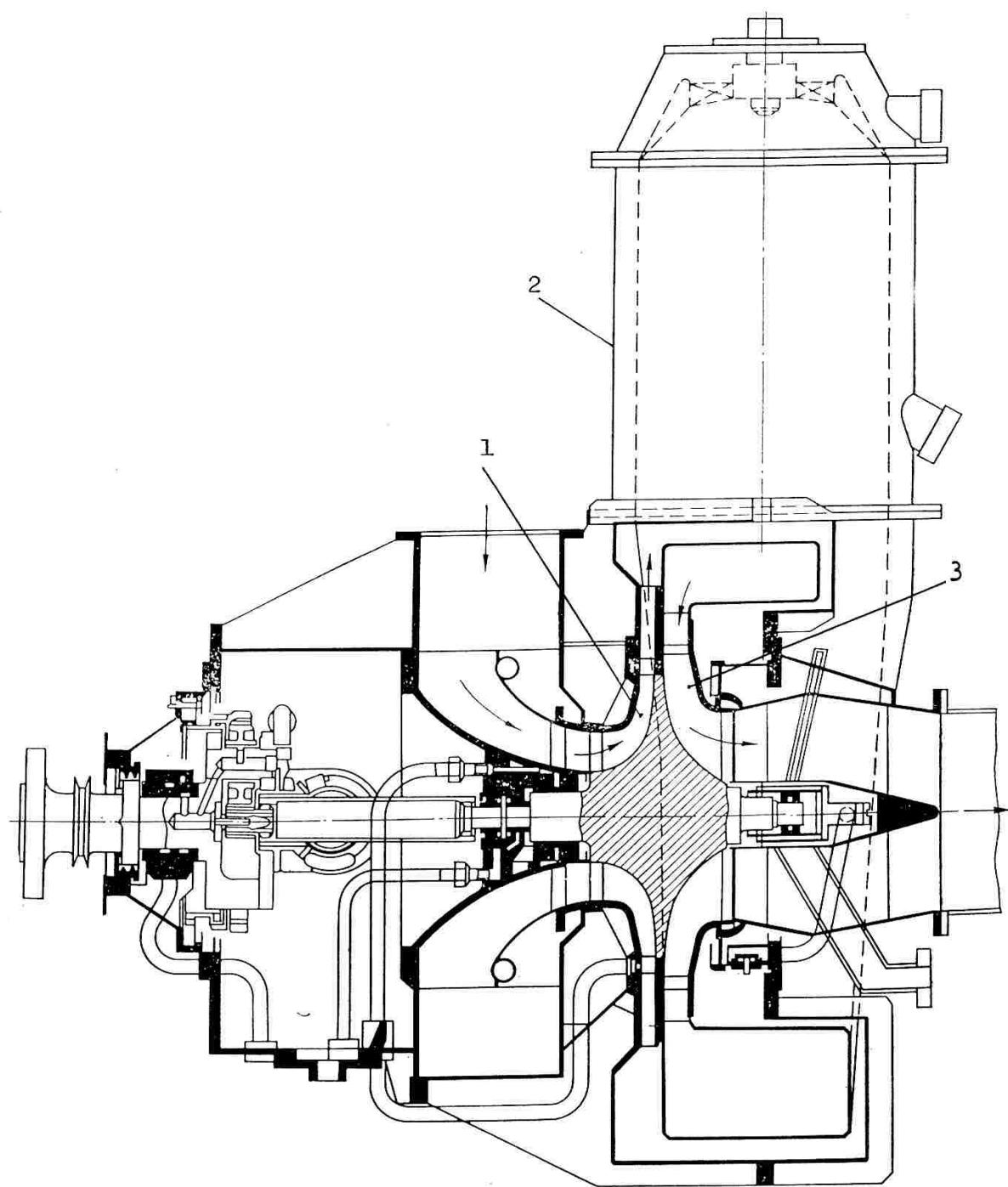
Sl. 188. – Uzdužni presjek plinskoturbinskog postrojenja snage 80 kW s radijalnim kompresorom proizvodnje tvrtke Rover: 1 – reduktor brzine vrtnje, 2 – ispuh, 3 – prsten, 4 – turbina, 5 – plamena cijev komore za izgaranje, 6 – kućište komore za izgaranje, 7 – radijalni kompresor, 8 – rotor kompresora, 9 – prigon pomoćnih uređaja, 10 – disk prvog stupnja turbine za pogon kompresora, 11 – disk drugog stupnja turbine za pogon radnog stroja



Sl. 189. - Uzdužni presjek plinskoturbinskog postrojenja M1A-23 snage 2150 kW s radijalnim kompresorom proizvodnje tvrtke Kawasaki: 1 – radijalni kompresor, 2 – komora za izgaranje, 3 - turbina



Sl. 190. - Uzdužni presjek dvovratilnog plinskturbinskog postrojenja TF 10 snage 7,5 MW s radijalnim kompresorom proizvodnje tvrtke Thomassen. 1 - radijalni kompresor; 2 - komora za izgaranje; 3 - turbina



Sl. 191. - Uzdužni presjek plinskoturbinskog postrojenja snage 1250 kW s radijalnim kompresorom i radijalnom turbinom proizvodnje tvrtke Allen: 1 – radijalni kompresor, 2 – komora za izgaranje, 3 – radijalna turbina

Tablica 6.: Prikaz osnovnih značajki suvremenih plinsko-turbinskih postrojenja većih snaga za pogon generatora i kombi procesa, različitih proizvođača

| Proizvođač       | Model    | Godina proizv. | Snaga MW | Stupanj komp. | Temperatura |          | Brzina vrtnje min <sup>-1</sup> | Potrošak topline kJ/kWh |
|------------------|----------|----------------|----------|---------------|-------------|----------|---------------------------------|-------------------------|
|                  |          |                |          |               | ulaz °C     | izlaz °C |                                 |                         |
| Alstom           | GT 8 C2  | 1998.          | 57       | 17,6          | -           | 506      | 6210                            | 10586                   |
|                  | GT 11 N2 | 1993.          | 116,5    | 15,5          | -           | 530      | 3600                            | 10602                   |
|                  | GT 13 E2 | 1993.          | 165,1    | 14,6          | -           | 524      | 3000                            | 10085                   |
|                  | GT 24    | 1994.          | 171      | 32            | -           | 615      | 3600                            | 9861                    |
|                  | GT 26    | 1994.          | 263      | 32            | -           | 615      | 3000                            | 9728                    |
| Simens           | V.64.3A  | 1996.          | 67,4     | 15,8          | -           | 583      | 5400                            | 10306                   |
|                  | V94.2A   | 1997.          | 182,3    | 13,8          | -           | 567      | 3000                            | 10235                   |
|                  | V94.3A   | 1995.          | 265,9    | 17            | -           | 584      | 3000                            | 9325                    |
| General Electric | PG6111FA | 2003.          | 75,9     | 15,6          | -           | 603      | 5231                            | 10296                   |
|                  | PG7251FB | 2002           | 184,4    | 18            | -           | 623      | 3600                            | 9721                    |
|                  | PG9351FA | 1996           | 255,6    | 17            | -           | 602      | 3000                            | 9758                    |
| Mitsubishi       | M501G    | 1997.          | 264      | 20            | -           | 597      | 3600                            | 9209                    |
|                  | M701F    | 1992.          | 270,3    | 17            | -           | 586      | 3000                            | 9420                    |
|                  | M701G    | 1997.          | 334      | 21            | -           | 587      | 3000                            | 9104                    |
| Rolls Royce      | RB211    | 2000.          | 32,12    | 21,5          | -           | 503      | 4800                            | 9157                    |
|                  | Trent 50 | 1996.          | 51,92    | 32            | -           | 449      | 3000                            | 8535                    |
|                  | Trent 60 | 2001.          | 58,2     | 36            | -           | 424      | 3000                            | 8814                    |

#### Kombiprocesi:

| Proizvođač       | Model      | Godina proiz. | Snaga MW | Stupanj konis. % | Potrošak topline kJ/kWh | Snaga turb. |         | Model plinske turb.         |
|------------------|------------|---------------|----------|------------------|-------------------------|-------------|---------|-----------------------------|
|                  |            |               |          |                  |                         | plinske MW  | pame MW |                             |
| Alstom           | KA11N2-2   | 2001.         | 337,8    | 49,7             | 7243                    | 224         | 121,4   | 2 x GT11N2<br>1 x GT24      |
|                  | KA24-11CS  | 1998.         | 250,8    | 55,7             | 6367                    | -           | -       |                             |
| Simens           | S209FB     | 2002.         | 825,4    | 58               | 6208                    | 593,4       | 303,7   | 2 x MS9001FB<br>1 x MS9001H |
|                  | S109H      | 1997.         | 480      | 60               | 6000                    | -           | -       |                             |
| General Electric | S206B      | 2002.         | 126,7    | 54,4             | 6618                    | 84,4        | 43,7    | 2 x MS6001C<br>2 x MS7001FB |
|                  | S207FB     | 1999.         | 562,5    | 57,5             | 6260                    | 366,5       | 204     |                             |
| Mitsubishi       | MPCP2M501G | 1995.         | 778,2    | 58,4             | 6185                    | 521,4       | 256,8   | 2 x M501G<br>1 x M501H      |
|                  | MPCP1M501H | 2001.         | 403      | 60               | 6000                    | -           | -       |                             |
| Rolls Royce      | 2x Trent   | 1996.         | 128,9    | 53,1             | 6797                    | 100,7       | 28,2    | 2 x Trent<br>2 x Trent      |
|                  | 2x Trent   | 2001.         | 145,4    | 50,5             | 7132                    | 116,4       | 28,9    |                             |

## 4.0 KOMBINIRANI CIKLUS PLINSKE I PARNE TURBINE

### 4.1. UVOD

U pojedinačnim ciklusima ne može se realizirati onoliko velika vrijednost stupnja korisnosti postrojenja kao u slučaju kombiniranog postrojenja. U ovom poglavlju dan je pregled termodinamičkih karakteristika kombiniranog ciklusa, ili kombi-postrojenja, plinske i parne turbine. Kompleksniji pristup analizi kombi postrojenja dan je u odgovarajućoj literaturi [4.1, 4.2].

### 4.2. ANALIZA KOMBINIRANOG RADA DVAJU IDEALNIH CIKLUSA

Razmatra se kombinirano postrojenje koje se sastoji od dva ciklička procesa, H gornjeg ciklusa i L donjeg ciklusa, kako je to prikazano na slici 4.1. Gornji idealni ciklus H ima stupanj korisnosti  $\eta_H$ , dok donji idealni ciklus L ima stupanj korisnosti  $\eta_L$ . U gornji ciklus dovodi se putem izgaranja goriva količina topline  $Q_B$ , dok se iz njega odvodi količina topline  $Q_{HR}$ , koja se u cijelosti odvodi donjem ciklusu. Srednja temperatura dovođenja topline u gornjem ciklusu viša je od srednje temperature dovođenja topline donjem ciklusu. Donjem ciklusu toplina se dovodi samo iz gornjeg ciklusa.

Rad donjeg ciklusa može se zapisati kao

$$W_L = \eta_L Q_{HR}, \quad (4.1)$$

dok je

$$Q_{HR} = Q_B(1 - \eta_H). \quad (4.2)$$

Rad gornjeg ciklusa je

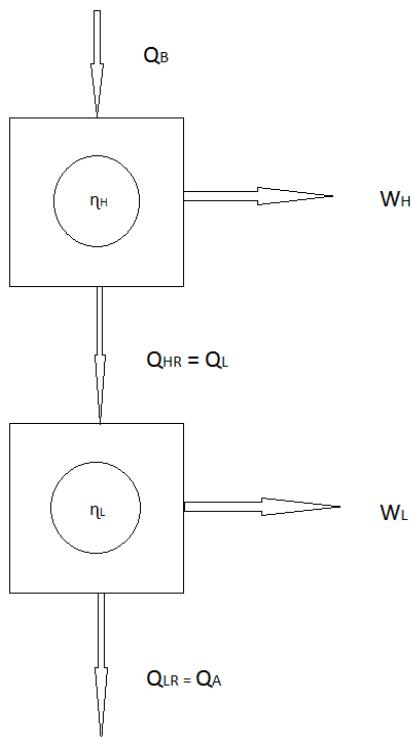
$$W_H = \eta_H Q_B. \quad (4.3)$$

Dakle, ukupni i rad kombi-postrojenja iznosi

$$W = W_H + W_L = \eta_H Q_B + \eta_L(1 - \eta_H) Q_B = Q_B(\eta_H + \eta_L - \eta_H \eta_L). \quad (4.4)$$

Stupanj korisnosti kombi-postrojenja tada je

$$\eta_{CP} = W/Q_B = \eta_H + \eta_L - \eta_H \eta_L. \quad (4.5)$$



Slika 4.1. Idealin kombinirani ciklus.

Iz izraza (4.5) se može zaključiti da je stupanj korisnosti (termodinamički stupanj djelovanja) idealnog kombi-postrojenja  $\eta_{CP}$  veći od stupnja korisnosti gornjeg ciklusa H za vrijednost  $\eta_L(1 - \eta_H)$ .

### 4.3. KOMBI POSTROJENJE S GUBITKOM TOPLINE IZMEĐU DVA CIKLUSA

Razmatra se kombi-postrojenje gdje postoji neiskorišteni dio topline  $Q_{UN}$  (ili gubitak topline) između dva ciklusa, tako da je  $Q_{HR} = Q_L + Q_{UN}$ , kao što je prikazano na slici 4.2.  $Q_L$  predstavlja količinu topline koja je dovedena donjem ciklusu.  
Stupanj korisnosti kombi-postrojenja tada je

$$\eta_{CP} = (W_H + W_L)/Q_B , \quad (4.6)$$

dok su stupnjevi korisnosti gornjeg i donjeg ciklusa

$$\eta_H = W_H/Q_B \text{ i } \eta_L = W_L/Q_L . \quad (4.7)$$

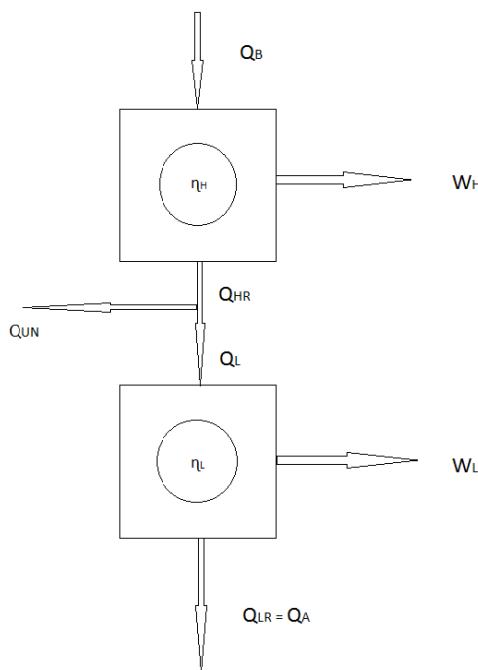
Međutim, toplina na donji ciklus je sada

$$Q_L = Q_{HR} - Q_{UN} = Q_B(1 - \eta_H) - Q_{UN}$$

tako da je

$$\begin{aligned} \eta_{CP} &= \eta_H Q_B + \eta_L [Q_B(1 - \eta_H) - Q_{UN}]/Q_B \\ \eta_{CP} &= \eta_H + \eta_L - \eta_H \eta_L - v_{UN} \eta_L , \end{aligned} \quad (4.8)$$

gdje je  $v_{UN} = \frac{Q_{UN}}{Q_B}$ . Smanjenje vrijednosti stupnja korisnosti ovakvog postrojenja je za vrijednost  $v_{UN} \eta_L$ , u usporedbi sa idealnim ciklусом koji nema gubitka topline između postrojenja H i L.



Slika 4.2. Kombi postrojenje sa gubitkom topline između gornjeg i donjeg ciklusa.

Jednadžba (4.8) može biti definirana na drugi način

$$\eta_B = \frac{Q_L}{Q_{HR}} = 1 - \frac{Q_{UN}}{Q_{HR}} = 1 - [ \frac{1 - \eta_H}{1 - \eta_H} ] \quad (4.9)$$

kao razlika ukupne topline i dijela topline koji se isporučuje donjem ciklusom, u obliku stupnja djelovanja generatora pare. Učinkovitost kombiniranog postrojenja može biti napisana kao

$$\eta_B = \eta_H + \frac{\eta_L \eta_B}{\eta_B} = \eta_H + \eta_L \eta_B \quad \frac{Q_B}{Q_B} = \eta_H + \eta_B \eta_L - \eta_B \eta_H \eta_L,$$

ili

$$\eta_{CP} = \eta_H + (\eta_O)_L - \eta_H (\eta_O)_L, \quad (4.9a)$$

gdje je  $(\eta_O)_L$  ukupni stupanj djelovanja (ili korisnosti) donjeg postrojenja, jednaka produktu toplinske učinkovitosti i stupnju djelovanja generatora pare utilizatora,  $\eta_L \eta_B$ .

#### 4.4. KOMBINIRANO POSTROJENJE PLINSKE I PARNE TURBINE

Tehnički najrazvijenije i najčešće korišteno kombinirano postrojenje je kombinirano postrojenje otvorenog sustava plinske turbine i zatvorenog sustava parne turbina, tzv. kombi-postrojenje plinske i parne turbine. Teoretski gledano postoji puno različitih kombinacija postrojenja sa plinskim i parnim turbinama. U stručnoj literaturi [4.3] dan je velik broj mogućih varijanti i područja primjene uporabe takvih postrojenja, ali u praksi postoje dvije osnovne vrste kombi-postrojenje plinske i parne turbine.

U prvom varijanti toplina u ciklus parne turbine dolazi putem ispušnih dimnih plinova plinske turbine, sa ili bez dodatnog izgaranja goriva u generatoru pare utilizatoru, jer u ispušnim plinovima iz plinske turbine ima dovoljna količina zraka za dodatno izgaranje goriva. U drugom slučaju, postoji glavna komora izgaranja, koja je pod povišenim tlakom, koja generira toplinsku energiju potrebnu za rad plinske i parne turbine.

Većina tehnološkog razvoja provedena je na prvoj varijanti kombi-postrojenje plinske i parne turbine sa ili bez dodatnog izgaranja. Dodatno izgaranje goriva u generatoru pare utilizatoru obično se provodi do maksimalne temperature dimnih plinova od  $750^{\circ}\text{C}$ . U slučaju pregradnje postojećih parnih postrojenja u kombi postrojenja (repowering) primjenjuje se zagrijavanje dimnih plinova u generatoru pare utilizatoru izgaranjem dodatne količine dimnih plinova s ciljem da proces parne turbine realizira svoje postojeće radne parametre.

#### 4.4.1. KOMBI-POSTROJENJE PLINSKE I PARNE TURBINE BEZ DODATNOG IZGARANJA U GENERATORU PARE UTILIZATORU

U ovakovom tipu postrojenja izlazni dimni plinovi iz plinske turbine odlaze u generator pare utilizator (HRSG-heat recovery steam generator) gdje se, bez dodatnog izgaranja goriva, koriste za proizvodnju sveže pare za proces parne turbine, kako je prikazano na slici 4.3. Ograničavajući faktor ovakvog tipa postrojenja je izvedbi generatora pare utilizatora. Potrebno je odabrati odgovarajući tlak isparavanja vodene pare u generatoru pare utilizatoru ( $p_c$ ) u ovisnosti o najmanjoj temperaturnoj razlici ( $T_6 - T_c$ ) između dimnih plinova i vodene pare, kako je prikazano na slici 4.3, te se mora postići kompromis između veličine pritiska vodene pare i izlazne temperatura dimnih plinova ( $T_s$ ) iz generatora pare utilizatora.

Realizirani rad plinske turbine kao gornjeg ciklusa u kombi postrojenju prema slici 4.3 može se izraziti na slijedeći način

$$W_H = (\eta_o)_H F, \quad (4.10)$$

$(\eta_o)_H$  je stupanj djelovanja ili učinkovitost gornjeg postrojenja (plinske turbine), a  $F$  predstavlja energiju dovedenu gorivom, za koju se može zapisati izraz  $F = M_f H_d$ , gdje je  $H_d$  daljnja ogrjevna moć goriva (koliko se dobije topline izgaranjem jednog kilograma te vrste goriva), a  $M_f$  predstavlja maseni protok goriva. Realizirani rad parnog ciklusa može se definirati izrazom

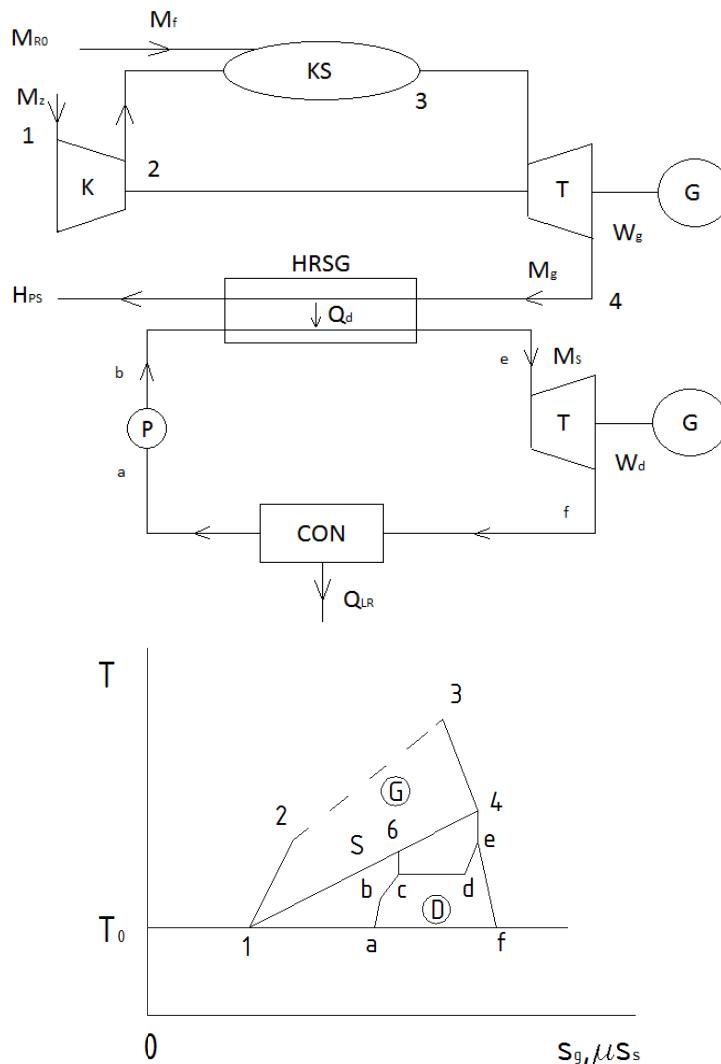
$$W_L = \eta_L Q_L, \quad (4.11)$$

gdje je  $\eta_L$  stupanj djelovanja ili učinkovitost donjeg ciklusa (procesa parne turbine), a  $Q_L$  je toplina prenesena putem dimnih plinova iz plinske turbine u generatoru pare utiliatoru. Stupanj djelovanja ili korisnosti kombi-postrojenje plinske i parne turbine može se zapisati kao

$$(\eta_o)_{CP} = \frac{WH + WL}{F} = (\eta_o)_H + \frac{\eta_L Q_L}{F}. \quad (4.12)$$

Ali ako se izgaranje goriva u komori izgaranja plinske turbine (KS) tretira kao adijabatsko, onda je bilanca topline za komoru izgaranja, uz  $H_{PS}$  kao količinu energije koja se gubi u okoliš s dimnim plinovima iz generatora pare utilizatora sa temperaturom  $T_S$  koja je viša od temperature okoliša  $T_{OK}$ , jednaka

$$H_{R0} = H_{PS} + W_H + Q_L, \quad (4.13)$$



Slika 4.3 Prikaz toplinske sheme kombi-postrojenja plinske i parne turbine bez dodatnog izgaranja goriva u generatoru pare utilizatoru (slika gore) i i T,s-dijagramu (slika dolje).

tako da je

$$Q_L = H_{RO} - H_{PS} - W_H = [H_{RO} - H_{PO}] - [H_{PS} - H_{PO}] - W_H = F - [H_{PS} - H_{PO}] - W_H, \quad (4.14)$$

gdje je  $H_{PO}$  apsolutna entalpija produkata izgaranja dotičnog goriva, koji izlaze iz kalorimetra nakon eksperimenta, nakon izgaranja goriva  $M_f$  pri temperaturi  $T_0$ .

Arbitražna ukupna učinkovitost kombiniranog postrojenja (stupanj korisnosti) može biti napisana kao

$$\begin{aligned} (\eta_o)_{CP} &= (\eta_o)_H + \eta_L \left[ 1 - \frac{W_H}{F} - \frac{[H_{PS} + H_{PO}]}{F} \right] \\ &= (\eta_o)_H + \eta_L - (\eta_o)_H \eta_L - \frac{\eta_L [H_{PS} - H_{PO}]}{F}, \end{aligned} \quad (4.15a)$$

$$= (\eta_o)_H + (\eta_o)_L - (\eta_o)_H (\eta_o)_L, \quad (4.15b)$$

$$= (\eta_o)_H + (\eta_o)_L - (\eta_o)_H (\eta_o)_L,$$

gdje je

$$(\eta_B) = 1 - [(H_P)_S - (H_P)_0] / F [1 - (\eta_o)_H].$$

Izraz (4.15a) za ukupnu učinkovitost kombi postrojenja je sličan onom izvedenom u poglavlju 4.3. jer član  $\frac{F}{L[HPS - HPO]}$  odgovara „gubitku topline“ u generatoru pare utilizatoru.

Veličina ovog smanjenja ukupne učinkovitosti kombi postrojenja ovisi o tome na koju se temperaturu izlazni dimni plinovi mogu ohladiti, a teoretski može biti jednaka nuli ako izlazni dimni plinovi iz generatora pare utilizatora imaju temperaturu reaktanata (temperatura okoliša). U praksi to nije moguće, jer bi došlo do značajne korozije dijelova generatora pare utilizatora, ukoliko je temperatura rošta temperature izlaznih plinova iznad temperature napojne vode. Može se dokazati da predgrijavanje napojne vode u procesu parne turbine, ima mali ili nikakav utjecaj na povećavanje stupnja djelovanja (korisnosti) kombi postrojenje plinske i parne turbine.

#### 4.4.2. KOMBI POSTROJENJE PLINSKE I PARNE TURBINE SA INTEGRIRANIM RASPLINJAVANJEM UGLJENA

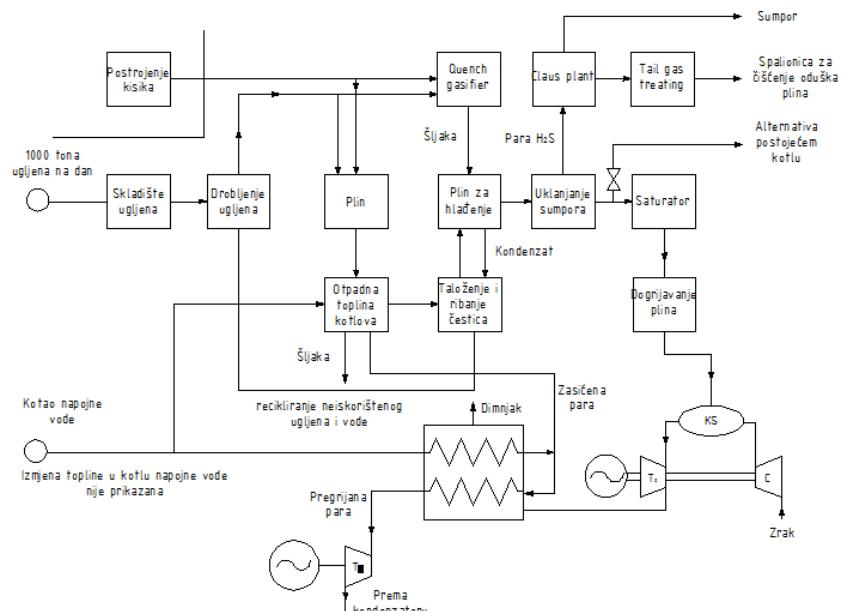
Trend razvoja kombi postrojenja danas je usmjeren i prema kombi postrojenjima sa integriranim rasplinjavanjem ugljena. Jedno od prvih pilot postrojenja s integriranim rasplinjavanjem ugljena izgradila je kompanija General Electric gdje je ugrađen Texaco rasplinjivač ugljena. Plinska turbina, generator pare utilizator, te komponente procesa parne turbine su standardne izvedbe, pa je kritična komponenta postrojenja konstrukcija rasplinjivača i njegovo uspješno integriranje sa generatorom pare utilizatorom.

Ugljen se melje u fini prah te se miješa s vodom tako da se dobije kaša koja se u gorionku ubrizgava u rasplinjivač, u kojem se odvija djelomično izgaranje sa podstehiometrijskim udjelom kisika (koji se proizvodi u zasebnom postrojenju). Tijekom rasplinjavanja nastali pepeo ugljena je u obliku taline, koja se hlađi s vodom, pa nastaje šljaka koja se kao kruta tvar uklanja iz procesa.

Reakcija rasplinjavanja ugljena i kisika odvija se pri visokim temperaturama, a kao produkt nastaje sintetski plin, koji se sastoji uglavnom od vodika i ugljičnog monoksida (svaka frakcija čini oko 40% molarne koncentracije), koji se hlađi u radijacijskim i konvekcijskim hladnjacima gdje se proizvodi mokra para. Sintetski plin zatim prolazi kroz filtre, dodatno se ohlađi na okolišnu temperaturu prije nego se provede uklanjanje sumpora.

Tako obrađeni sintetski plin ulazi u konvencionalno kombi postrojenje plinske i parne turbine, gdje izgara u komori izgaranja sa zrakom koji dolazi iz turbokompresora. Nastali dimni plinovi iz komore izgaranja ulaze u plinsku turbinu. Dio dobivenog rada plinske turbine služi za pogon turbokompresora, a ostatak rada se u elektrogeneratoru pretvara u električnu energiju. Dimni plinovi nakon plinske turbine odlaze u generator pare utilizator gdje se pregrijava vodena para, koja pokreće parnu turbinu koja u vlastitom elektrogeneratoru proizvodi električnu energiju. Osim ovog toka pare u generatoru pare utilizatoru pregrijava se i zasićena para koja je generirana u hladnjacima rasplinjivača, te se miješa sa prvim tokom pregrijane pare.

Više od 20 ovakvih kombi postrojenja, različitih proizvođača, većinom sa kisikom u rasplinjivaču, radi diljem svijeta ili su u fazi izgradnje. Pojednostavljena shema kombi postrojenja procesa parne i plinske turbine sa integriranim rasplinjavanjem ugljena prikazana je na slici 4.4.

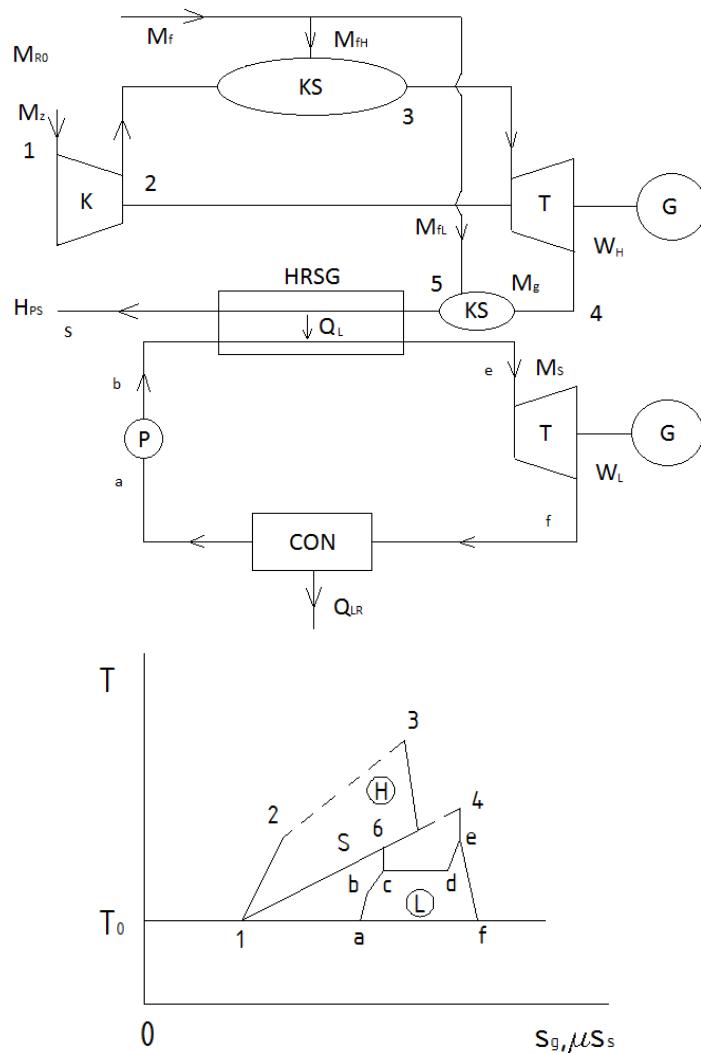


Slika 4.4. Pojednostavljena shema kombi postrojenja procesa parne i plinske turbine sa integriranim rasplinjavanjem ugljena.

#### 4.4.3. KOMBI POSTROJENJE PLINSKE I PARNE TURBINE SA DODATNIM IZGARANJEM GORIVA

Ispušni plinovi iz plinske turbine sadrže znatne količine zraka (veliki pretičak zraka), jer se proces izgaranja u komori izgaranja odvija sa velikim suviškom zraka, zbog potrebe smanjenja temperature izgaranja od one koja bi se realizirala pri stehiometrijskim uvjetima izgaranja, a uzrok tomu su metalurška ograničenja ulaznih dijelova plinske turbine. Suvišak zraka omogućuje dodatno izgaranje goriva u generatoru pare utilizatoru bez dovođenja dodatnih količina zraka.

Na slici 4.5. prikazana je toplinske sheme kombi postrojenja plinske i parne turbine s dodatnim izgaranjem (gore), te prikaz procesa u  $T,s$  – dijagramu (dolje). Korist od uvođenja regenerativnog zagrijavanja napojne vode u ovakvim postrojenjima ima dvojbeni rezultat, kako će se to kasnije analizirati. Dodatno izgaranje općenito smanjuje vrijednost stupnja korisnosti kombi postrojenja. U osnovi dio topline realiziran dodatnim izgaranjem koristi se za proizvodnju više rada u donjem ciklusu, u ovom slučaju procesu parne turbine, ali uz realizaciju niže vrijednosti stupnja korisnosti gornjeg ciklusa, u ovom slučaju procesa plinske turbine.



Slika 4.5. Prikaz toplinske sheme kombi postrojenja plinske i parne turbine s dodatnim izgaranjem (gore), te prikaz procesa u T,s-dijagramu (dolje).

Maseni protok zraka ( $M_a$ ) struji kroz turbokompresor postrojenja plinske turbine, a maseni protok goriva  $M_f$  (sa specifičnom entalpijom  $h_{f0}$  goriva), ubrizgava se u dvije komore izgaranja KS ( $M_f = (M_f)_H + (M_f)_L$ ). Ukupna učinkovitost ili stupanj korisnosti kombi postrojenja može se definirati kao

$$\begin{aligned}
 (\eta o)_{CP} &= \frac{W_H + W_L}{M_f (CV)_0} = \frac{W_H + W_L}{[(M_f)_H + (M_f)_L] [CV]_0} \\
 (\eta o)_{CP} &= \left[ \frac{(\eta o)_H}{1 + \frac{(M_f)_L}{(M_f)_H}} \right] + \frac{\eta_L Q_L}{(M_f)_H [CV]_0 \left[ 1 + \frac{(M_f)_L}{(M_f)_H} \right]} \quad (4.16)
 \end{aligned}$$

Izraz (4.16) možemo napisati kao

$$(\eta_{\vartheta})_{CP} = \frac{(\eta_{\vartheta})_H}{\left[1 + \frac{(M_f)_L}{(M_f)_H}\right]} + \frac{\eta_L}{\left[1 + \frac{(M_f)_L}{(M_f)_H}\right]} \times \left\{ \frac{(M_f)_L}{(M_f)_H} + [1 - (\eta_{\vartheta})_H] - \frac{[H_{P'S} - H_{P'0}]}{(M_f)_H [CV]_0} \right\} \quad (4.17)$$

gdje je  $H_P = [M_a + (M_f)_L]h_p$ , a  $P'$  označava produkte dodatnog izgaranja.

Izraz (4.17) može biti izražen pomoću količina topline kao

$$Q_H = (M_f)_H [CV]_0$$

$$Q_L = (M_f)_L [CV]_0$$

i gubitka topline

$$Q_{UN} = [M_a + (M_f)_H + (M_f)_L][(h_{P'})_S - (h_p)_0].$$

Zatim  $\gamma_L = Q_L / (Q_L + Q_H)$  te  $\gamma_{UN} = Q_{UN} / (Q_L + Q_H)$ , dobijemo da je

$$(M_f)_L / (M_f)_H = \gamma_L / (1 - \gamma_L), \quad (4.18)$$

i

$$Q_{UN} / [(M_f)_H [CV]_0] = \gamma_{UN} / (1 - \gamma_L), \quad (4.19)$$

tako da izraz (4.17) dobiva novi formulaciju

$$(\eta_{\vartheta})_{CP} = (\eta_{\vartheta})_H + \eta_L - (\eta_{\vartheta})_H \eta_L - \eta_L \gamma_{UN} - (\eta_{\vartheta})_H (1 - \eta_L) \gamma_L. \quad (4.20)$$

## 4.5. STUPANJ DJELOVANJA ILI UČINKOVITOST KOMBI POSTROJENJA PLINSKE I PARNE TURBINE

Izraz za učinkovitost ili stupanj djelovanja kombi procesa plinske i parne turbine definiran kao

$$\eta = (\eta_{\vartheta})_H + (\eta_{\vartheta})_L [1 - (\eta_{\vartheta})_H] \quad (4.21)$$

vrijedi za kombi postrojenje bez dodatnog izgaranja goriva. Parametarski izračun stupnja djelovanja ili učinkovitosti gornjeg ciklusa  $(\eta_{\vartheta})_H$ , a to je u ovom slučaju proces plinske turbine, detaljno će se analizirati u narednom poglavljju. Ukupan stupanj djelovanja ili učinkovitost donjeg ciklusa  $(\eta_{\vartheta})_L$ , što je u ovom slučaju proces parne turbine, je umnožak stupnja korisnosti donjeg ciklusa  $\eta_L$  i stupnja korisnosti ili učinkovitosti generatora pare utilizatora  $\eta_B$ .

Stupanj djelovanja ili korisnost donjeg ciklusa (proces parne turbine)  $\eta_L$  ovisi o nekoliko čimbenika:

- tlaku u generatora pare utilizatoru i u kondenzatoru,
- učinkovitosti napojnih i kondenz pumpi,
- postoji li ili ne postoji regenerativno podgrijavanje pare,
- da li u generatoru pare utilizatoru para zagrijava u jednom, dva ili u tri stupnja.

S druge strane, stupanj korisnosti generatora pare utilizatora  $\eta_B$  ovisi o nekoliko značajki procesa plinske turbine, a to su:

- temperatura izlaznih dimnih plinova iz plinske turbine,
- specifični toplinski kapacitet izlaznih dimnih plinova iz plinske turbine,
- krajnja dopuštena temperatura dimnih plinova na izlazu iz dimnjaka.

Interakcija između postrojenja plinske turbine i postrojenja parne turbine je kompleksna, te je objavljeno više radove koji podrobno analiziraju taj odnos [4.5-4.8]. Ovdje će se analizirati definiranje stupnja djelovanja ili korisnost jednostavnih konfiguracija kombi postrojenja plinske i parne turbine. Zatim će se sumirati važnije značajke složenijeg kombi postrojenja.

#### 4.5.1 PARAMETARSKI PRORAČUN KOMBI POSTROJENJA

Provjerat će se parametarski izračun vrijednosti stupnja djelovanja ili učinkovitosti jednostavnog kombi postrojenja plinske i parne turbine bez regenerativnog predgrijavanja napojne vode. Zadani su glavni parametri gornjeg ciklusa, odnosno procesa plinske turbine, a to su omjer tlakova, maksimalna temperatura u procesu i učinkovitost pojedinih komponenti postrojenja, čime je određena vrijednost  $(\eta_0)_H$ .

Za proces parne turbine zadani su tlak u kondenzatoru, stupanj korisnosti pumpi i parne turbine. Zanemaruju se rad napojne pumpe u procesu parne turbine, tako da  $h_b \sim h_a$ . Kod generatora pare utilizatora potrebno je uočiti dvije temperaturne razlike:

- a) gornja temperaturna razlika,  $\Delta T_{4e} = T_4 - T_e$ ,
- b) donja temperaturna razlika,  $\Delta T_{6c} = T_6 - T_c$ .

Ako je poznata temperatura dimnih plinova ( $T_4$ ) na izlazu iz plinske turbine, temperatura pregrijavanja vodene pare u procesu parne turbine ( $T_e$ ) se određuje iz izraza (a).

Temperatura i tlak isparavanja ( $T_c$  i  $p_c$ ) u generatoru pare utilizatoru su parametarski nezavisna varijabla, pa su poznate temperature i entalpija u točkama c i e, a iz temperaturne razlike (b) određuje se temperaturu  $T_6$ . Uz uvođenje pretpostavke da nema toplinskih gubitaka, bilanca topline u generatoru pare utilizatoru između točaka 4 i 6 iznosi

$$M_g(h_4 - h_6) = M_s(h_e - h_c), \quad (4.22)$$

gdje su  $M_g$  i  $M_s$  maseni protoci dimnog plina i vodene pare. Pošto su poznate sve entalpije iz izraza (5.22) može se izračunati omjer masenih protoka  $\mu = M_s/M_g$ . Ulazna temperatura napojne vode  $T_b$  približno je jednaka temperaturi kondenzata, pa se izraz za bilancu topline generatora pare utilizatora može zapisati kao

$$(h_4 - h_s) = \mu(h_e - h_b), \quad (4.23)$$

Gdje su  $(h_s, T_s)$  entalpija i temperatura dimnih plinova u dimnjaku.

Čak i za ovo relativno jednostavno kombi postrojenje plinske i parne turbine, potrebna je primjena iterativnog postupka, sa različitim vrijednostima  $p_c$ , kako bi se zadovoljili uvjeti za veličinom ulazne temperature parnu turbinu  $T_e$ , i za veličinu temperaturu  $T_s$ , jer izračunata vrijednost  $T_s$  mora biti takva da je temperatura rosišta dimnih plina ( $T_{dp}$ ) manja od temperature ulazne napojne vode ( $T_b$ ), što možda nekad nije moguće zadovoljiti.

Kada se odabere omjer  $\mu$  koji zadovoljava prethodno propisane uvjete, dobiveni rad donjeg ciklusa  $W_L$  (proces parne turbine) može se izračunati, a stupanj korisnosti ili učinkovitost komi postrojenja može se odrediti iz izraza

$$\eta_0 = (W_H + W_L) / M_f [CV]_0, \quad (4.24)$$

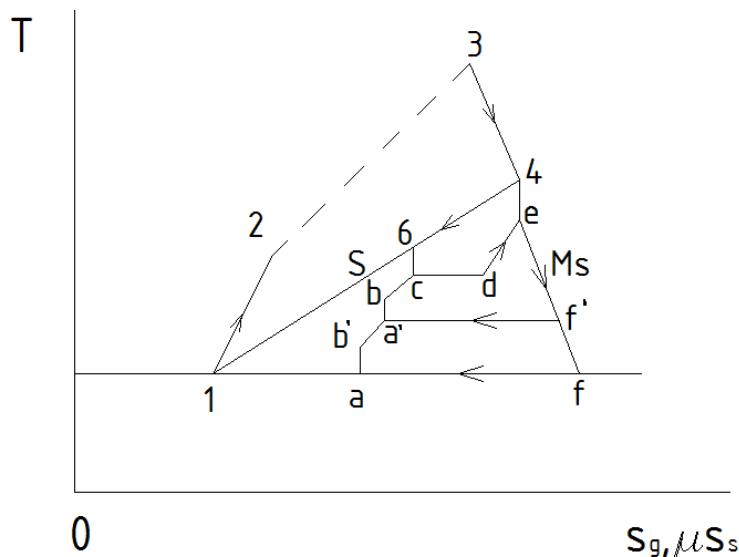
pošto su poznati podaci o energijskom unosu goriva i dobivenom radu gornjeg ciklusa (proces plinske turbine).

Ovakav pristup je primijenjen je u radu od Rufli-a [4.9] gdje je dan opsežan proračun, ali uz pretpostavku da ulazna temperatura vode u ekonomajzer  $T_b$  se povećava zbog zagrijavanja iznad temperature u kondenzatoru, što je prikazano na slici 4.6 u  $T,s$  dijagramu.

Radovi napojnih pumpi su zanemareni tako da je  $h_a \sim h_{b'} \sim h_{a'}$ .

Poznavajući stupanj korisnosti turbine, može se konstruirati približna ekspanzijska linija do stanja  $f'$  i tlaka  $p_{b'}$ , te se može procijeniti entalpija pare  $h_{f'}$ . Ako se tu oduzme masa pare  $m_s$ , tada bilanca topline za direktni grijач koji podiže temperaturu vode od temperature u kondenzatoru  $T_a$  u  $T_b$ , glasi

$$M_s(h_{f'} - h_b) = M_s(1 - m_s)(h_b - h_a). \quad (4.25)$$



Slika 4.6. Prikaz u  $T,s$ -dijagramu kombi postrojenja plinske i parne turbine sa regenerativnim zagrijavanjem napojne vode.

Iz tog izraza moguće je odrediti vrijednost  $m_s$ . Dobiveni rad parnog ciklusa tada se određuje iz izraza

$$W_L = M_s[(h_e - h_{f'}) + (1 - m_s)(h_{f'} - h_f)], \quad (4.26)$$

gdje je zanemaren rad napojnih pumpi.

Sa poznatom energijom koja je u sustav dovedena putem goriva  $F = M_f [CV]_0$ , stupanj djelovanja kombi postrojenja plinske i parne turbine glasi

$$(\eta_0)_{CP} = (W_H + W_L)/F. \quad (4.27)$$

Korištenje grijачa napojne vode omogućuje da se temperatura napojne vode poveća na vrijednost  $T_b$  koja je veća od temperature napojne vode na izlazu iz kondenzatora  $T_a$ , uz uvjet

da temperatura  $T_b$  mora biti veća od temperature rosišta dimnih plinova  $T_{dp}$ . Ukoliko bi temperatura  $T_b$  imala nižu vrijednost od temperature  $T_{dp}$  tada može doći do pojave kondenzat u dimnim plinovima na vanjskoj strani cijevi ekonomajzera uz pretpostavku da je temperatura na vanjskoj stjenci cijevi praktično jednaka unutrašnjoj temperaturi napojne vode zbog. Dakle, ako se realizira  $T_b > T_{dp}$  tada se može izbjegići korozija.

Na slici 4.7 (a) prikazana je promjena stupnja korisnosti kombi postrojenja  $(\eta_o)_{CP}$ , sa promjenom tlaka u generatoru pare utilizatoru  $p_c$  [4.9]. Iz dijagrama na slici 4.7. (a) mogu se uočiti dvije važne činjenice:

- a) stupanj djelovanja ili korisnost kombi postrojenja povećava se s porastom maksimalne temperature u procesu plinske turbine,
- b) optimalni omjer tlaka za maksimalnu vrijednost stupnja korisnosti kombi postrojenja ima relativno nisku vrijednost u usporedbi sa običnim ciklusom plinske turbine.

Slični opsežni parametarski proračuni su provedeni za kombi postrojenje [4.10]:

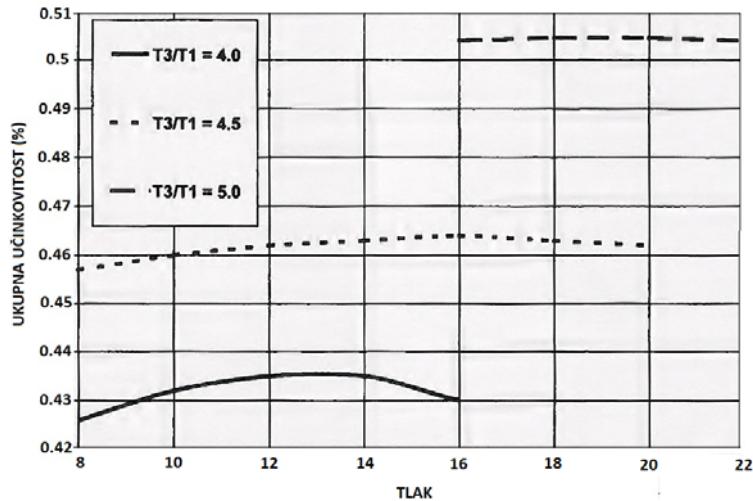
- a) sa i bez predgrijavanja napojne vode,
- b) sa i bez dodatnog izgaranja goriva.

Za slučaj sa i bez predgrijavanja napojne vode proračuni prikazuju da predgrijavanje napojne vode dovodi do malog povećanja ukupnog stupnja djelovanja. Predgrijavanje napojne vode ima za posljedicu povećanje stupnja djelovanja procesa parne turbine (donjeg ciklusa)  $\eta_L$ , što ima za posljedicu povećanje temperature  $T_s$  izlaznih dimnih plinova, čime se smanjuje vrijednost stupnja djelovanja generatora pare utilizatora  $\eta_B$ . Zbog toga ukupni stupanj djelovanja ili korisnost ciklusa parne turbine  $(\eta_o)_L = \eta_B \eta_L$  skoro da ne mijenja svoju vrijednost, što znači da prema izrazu (4.15b) za ukupni stupanj djelovanja ili korisnost kombi postrojenja  $(\eta_o)_{CP}$ , ta vrijednost skoro da se ne mijenja. Međutim, kako je ranije navedeno, predgrijavanje napojne vode može se koristiti kako bi osiguralo da je temperatura  $T_b$  bude veća od temperature rosišta izlaznih plinova,  $T_{dp}$ , kako bi se izbjegla korozija na cijevima ekonomajzerskog dijela generatora pare utilizatora.

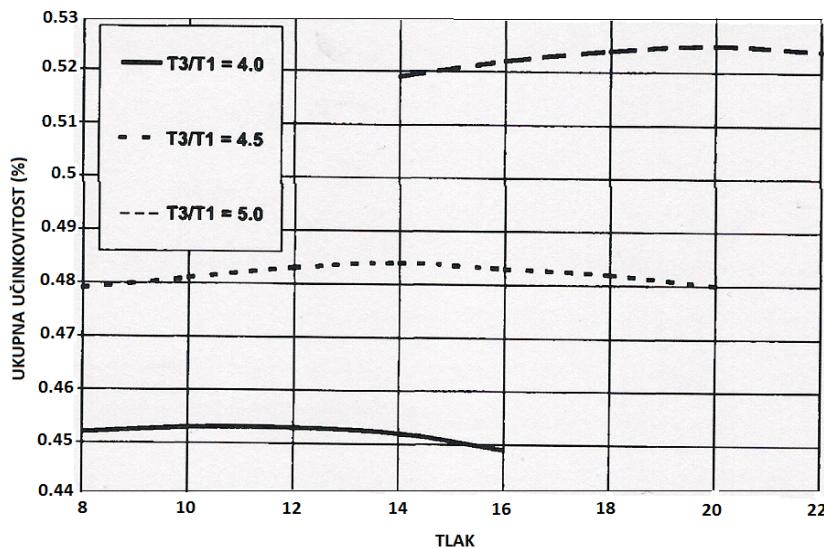
Za kombi postrojenje sa i bez dodatnog izgaranja goriva [4.10] pokazano je da dodatna količina toplina dovedena dodatnim izgaranjem omogućuje realizaciju maksimalne temperature jednake prepostavljenoj maksimalnoj temperaturi pare na ulazu u parnu turbinu  $T_e$ . Danas je moguće realizirati visoke vrijednosti maksimalne temperature  $T_3$  u ciklusu plinske turbine, tako da za povećanje ukupnog stupnja djelovanja ili učinkovitost kombi postrojenja dodatno izgaranje goriva ima mali ili minimalni utjecaj.

Rufli [4.9] također istražuje da li proizvodnja vodene pare u generatoru pare utilizatoru sa dvije razine tlaka ima prednost u odnosu na jedan tlak. Dobiveni rezultati [4.9] prikazani su na slici 4.7 (b). Može se vidjeti da se veličina ukupnog stupnja djelovanja ili korisnost kombi postrojenja prosječno povećanje za 2% do 3% korištenjem generatora pare utilizatora sa dvije razine tlaka. Rezultati dobiveni u citiranoj literaturi [4.9 i 4.10] su višestruko potvrđeni od strane mnogih autora [4.5-5.8].

a)



b)



Slika 4.7. (a) Prikaz parametarske promjene stupnja korisnosti kombi postrojenja sa predgrijavanjem napojne vode oduzetom parom i jednim tlakom u generatoru pare utilizatoru [4.9]. (b) Prikaz parametarske promjene stupnja korisnosti kombi postrojenja sa predgrijavanjem napojne vode oduzetom parom i dva tlaka u generatoru pare utilizatoru [4.9]

#### 4.5.2. REGENERATIVNO PREDGRIJAVANJE NAPOJNE VODE

Opsežnu analizu o korištenju regenerativnog predgrijavanja napojne vode u kombi postrojenju plinske i parne turbine moguće je naći u specijaliziranoj literaturi [4.2], dok će prikaz najvažnijih rezultata biti prezentiran u narednom poglavlju.

Temeljna postavka [4.2] je da proces plinske turbine predstavlja „dani“ dio kombi postrojenja, te se sva pažnja usmjerava u optimizaciju postrojenja parne turbine. Glavna pitanja su ograničenje temperature dimnih plinova u dimnjaku i ograničenje temperature ulazne napojne vode u generator pare utilizator, te njihova interakcija na odabir tlaka  $p_c$  (jednostavni generator pare utilizator), odnosno odabirom dvaju tlakova isparavanja  $p_c$  u složenom generatoru pare utilizatoru. S obzirom na ekonomajzerski dio generatora pare utilizatora utvrđeno je da temperatura rosišta dimnih plinova na izlazu iz generatora pare utilizatora mora biti niže vrijednosti od ulazne temperature napojne vode.

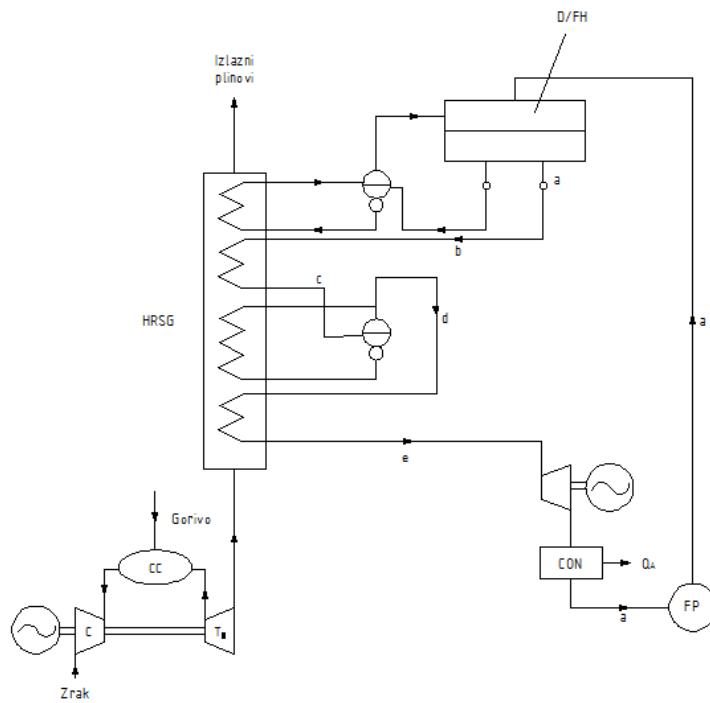
U kombi postrojenju sa generatorom pare utilizatorom sa jednim tlakom isparavanja vodene pare ( $p_c$ ) i regenerativnim predgrijavanjem napojne proizvedena količina vodene pare  $M_s$  ovisi o temperaturnoj razlici u generatoru pare utilizatoru  $\Delta T_{6c}$  (točka suženja) za odabrani tlak isparavanja  $P_C$  kako je definirano izrazom (4.22). Međutim, ako se kao gorivo koristi loživo ulje sa visokim udjelom sumpora, napojna voda koja ulazi u generator pare utilizator mora imati visoku temperaturu ( $T_b$  je oko  $130^{\circ}\text{C}$ ), tako da je ograničena količina topline koja se može iskoristiti iz dimnih plinova iza točke suženja ( $M_s(h_c - h_b)$ ). Kondenzat se može u predgrijaču napojne vode predgrijati na temperaturu  $T_b$  pomoću oduzete pare iz turbine čiji tlak oduzimanja odgovara temperaturi zasićenja  $T_b$ .

Cilj je iskoristiti što više topline iz dimnih plinova, čak i u slučaju visoke vrijednosti temperature  $T_b$  (kad se kao gorivo koristi loživo ulje s visokim udjelom sumpora). U takvom slučaju je termodinamički bolje ako se proces izvede bez regenerativnog predgrijavanja napojne vode, jer se zbog oduzimanja dijela pare dobije manje korisnog rada iz parne turbine.

U kombi postrojenju sa generatorom pare utilizatorom sa jednim tlakom isparavanja vodene pare i predgrijavanjem napojne vode, dodatna toplina se dobiva iz dimnih plinova putem niskotlačnog isparivača kako je prikazano na slici 4.8 [4.11]. Temperatura isparavanja jednaka je temperaturi rosišta sumporne kiseline (i ulazne temperature napojne vode  $T_b = 130^{\circ}\text{C}$ ). Irreverzibilnost nastala tijekom zagrijavanja radnog fluida (napojne vode) na temperaturu  $T_b$  podijeljenu između topline koja proizlazi od plina do petlje isparavanja i to je grijач napojne vode.

U stručnoj literaturi [4.2] je predloženo da predgrijavanje napojne vode mora biti dizajnirano tako da dovedena toplina omoguće zagrijavanje napojne vode od temperature u kondenzatoru  $T_a$  na temperaturu  $T_a'$  (vidi sliku 4.6). Količina topline koja je na raspolaganju povećava se sa povećanjem tlaka isparavanja vodene pare ( $p_c$ ), za određenu temperaturu  $T_b$  ( $=T_a$ ) te za dane uvjete rada plinske turbine, dok je toplina potrebna da se zagrije napojna voda jednaka ( $T_a' - T_a$ ).

Kombi postrojenje sa generatorom pare utilizatorom sa dva tlaka isparavanja vodene pare predstavlja logično unapređenje kombi postrojenju sa generatorom pare utilizatorom sa jednim tlakom i niskotlačnim isparivačem koji obavlja ulogu predgrijača. Kod upotrebe goriva sa visokim sadržajem sumpora zahtijeva se visoka temperatura napojne vode ( $T_b$ ) koja ulazi u generator pare utilizator, dvotlačni sustav bez niskotlačnog isparivača može imati dva površinska regenerativna predgrijača. Kod upotrebe gorivo bez sumpora potrebna je niža vrijednost temperature  $T_b$ , dvotlačni sustav sa niskotlačnim ekonomajzerom može imati predgrijač napojne vode sa direktnim ubrizgavanjem oduzete pare, odnosno odplinjivač..



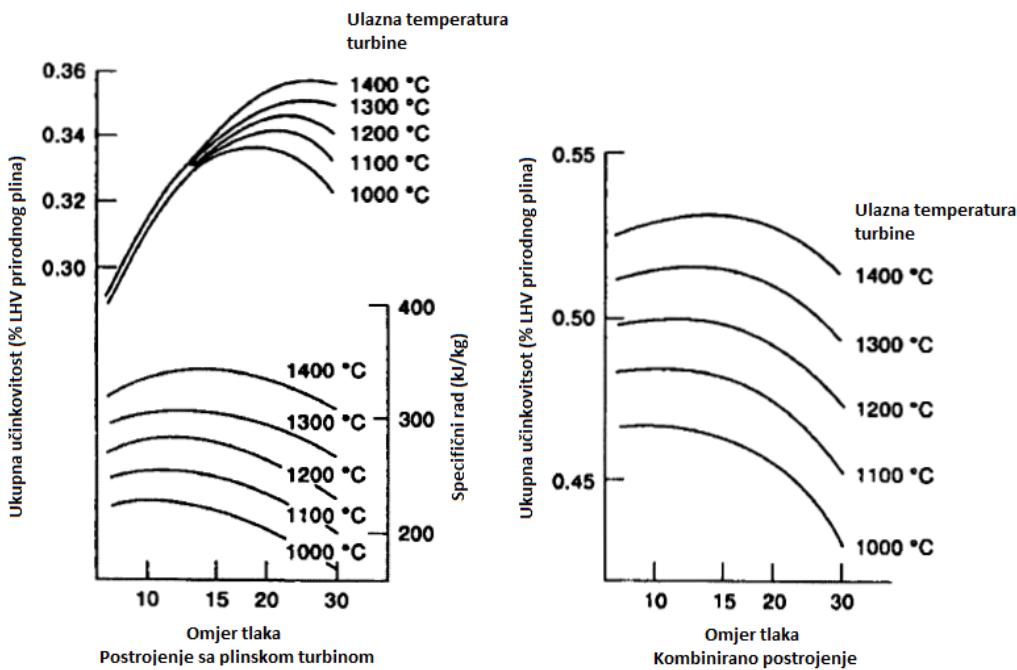
Slika 4.8. Jednotlačni parni ciklus sa LP isparivačem u petlji predgrijavanja, kao alternativa za napojno grijanje [11].

#### 4.6. OPTIMALNI OMJER TLAKOVA KOMBI POSTROJENJA ,

Na osnovu rezultata prikazanih na slici 4.7 (a) i (b), može se primjetiti da je optimalni omjer tlakova za kombi postrojenje plinske i parne turbine relativno nizak u usporedbi sa osnovnim procesom plinske turbine. U oba slučaja, optimalni omjer tlakova se povećava kako raste maksimalna temperatura u procesu. U literaturi je dan [4.6] usporedni prikaz stupnja djelovanja za oba postrojenja, kako je to prikazano na slici 4.9, gdje se vidi promjena optimalnog omjera tlakova za kombi postrojenje plinske i parne turbine i jednostavnog procesa plinske turbine u ovisnosti o omjeru tlakova i maksimalnoj temperaturi u ciklusu (dimni plinovi na ulasku u plinsku turbinu).

Razlog za ovako nizak optimalni omjer tlakova objašnjen je u približnoj analizi [4.12], koja predstavlja grafičku ekstenziju osnovnog postupka izračuna procesa plinske turbine. Ako se prepostavi da je proces plinske turbine gornje postrojenje u kombi postrojenju koje radi sa radnim fluidom koji je idealni plin sa konstantnim fizikalnim svojstvima, onda se rad kompresora, rad turbine, dobiveni rad postrojenja i dovedena toplina postrojenju mogu definirati kao

$$W_k = w_k = (x - 1) / \eta_c(\theta - 1), \quad (4.28)$$



Slika 4.9. Usporedba promjene stupnja djelovanja sa omjerom tlakova kombi postrojenja plinske i parne turbine i jednostavnog procesa plinske turbine [4.6].

$$W_{pt} = W_{pt} = \eta_{pt} \theta (x - 1) / x(\theta - 1), \quad (4.29)$$

$$W_n = W_H = W_{pt} - W_k \quad (4.30)$$

$$Q_{pt} = q_H = (1 - w_C) \quad (4.31)$$

gdje oznake crtica ukazuju na to da su svi izrazi bezdimenzionalani jer su svi članovi podijeljeni sa umnoškom masenog protoka idealnog plina i  $c_p(T_3 - T_1)$ . Ove veličine su ucertane s obzirom na  $x = r^{(\gamma-1)/\gamma}$  što je prikazano na slici 4.10, uz pretpostavku konstantnih vrijednosti  $\theta = (T_3/T_1) = 5.0$ , te stupnja djelovanja kompresora i turbine ( $\eta_c = 0.9$ ,  $\eta_{pt} = 0.889$ ,  $\eta_c \eta_{pt} = 0.8$ ).

Timmermans [4.13] je predložio da se korisni rad parne turbine (po jedinici protoka dimnog plina u gornjem postrojenju) definira kao

$$w_L = K c_p (T_4 - T_6) \quad (4.32)$$

gdje je temperatura  $T_4$  izlazna temperatura iz plinske turbine, a  $T_6$  je temperatura u generatoru pare utilizatoru u donjoj točki suženja, a  $K$  je konstanta (vrijednosti oko 4.0). Bezdimentzionalni rad parne turbine može se zapisati kao

$$W_{pat} = w_L = K(T_4 - T_6)/(T_3 - T_1) \quad (4.33)$$

i ukupni (bezdimentzionalni) korisni rad kombi postrojenja tada iznosi

$$W_{cp} = w_{CP} = (1 - K) w_H + K q_H - k \quad (4.34)$$

gdje je  $k = K[(T_6/T_1) - 1]/(\theta - 1)$  ima malu vrijednost, te za približnu analizu može se uzeti kao konstantna ( $k = 0.06$ ).

Na slici 4.10 može se uočiti da se krivulja  $w_{CP}$  leži iznad krivulje  $w_H$ . Za omjer tlakova ciklusa plinske turbine pri kojem kombi postrojenje ima maksimalni stupanj

djelovanja ili učinkovitost može se odrediti crtanjem tangente na krivulju korisnog rada iz točke na osi x, gdje vrijedi da je  $x = 1 + \eta_o(\theta - 1)$ , tj.  $x = 4.6$  u ovom primjeru. Optimalni omjer tlakova kod kombi postrojenja ( $r = 18$ ) je manje vrijednosti nego kod običnog postrojenja plinskom turbinom ( $r = 30$ ) iako je još uvijek veći nego omjer tlaka dobiven za maksimalni specifični rad u gornjem postrojenju ( $r = 11$ ). Stupanj djelovanja ili učinkovitost kombi postrojenja  $\eta_{CP}$  minimalno varira sa vrijednošću  $r$ -a u blizini optimalne točke.

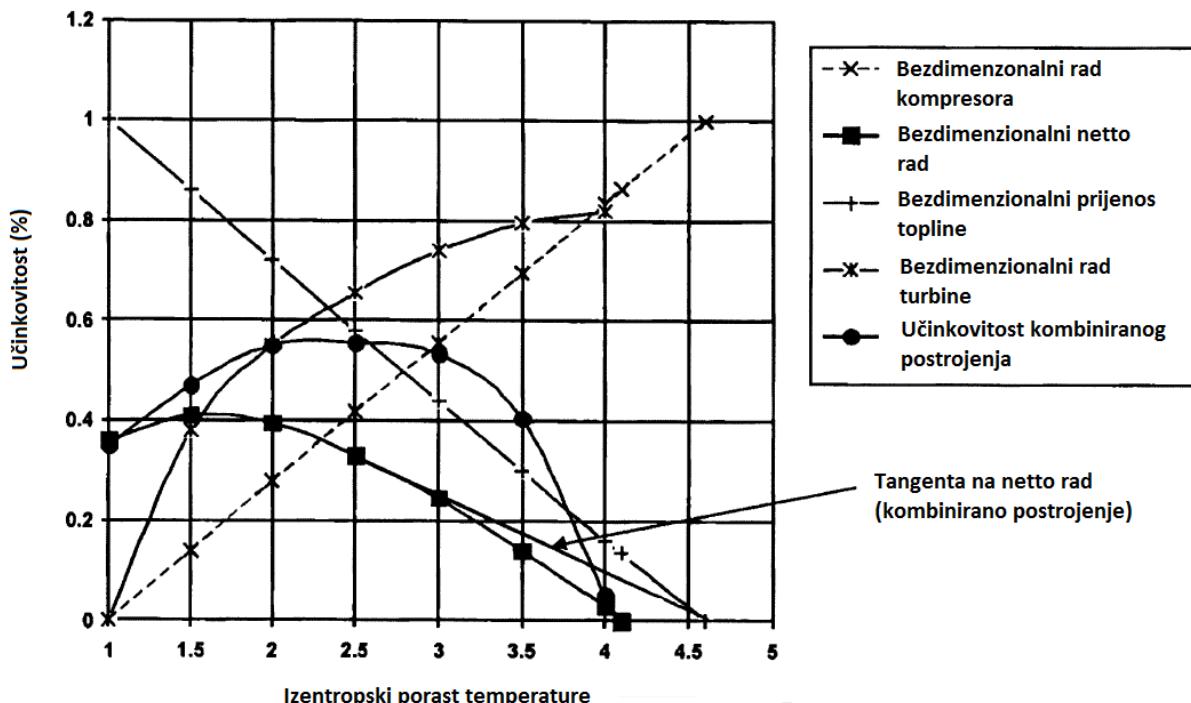
Deriviranjem jednadžbe (4.9a) s obzirom na  $r$  (odnosno  $x$ ), te izjednačavanjem s nulom za maksimalni stupanj djelovanja kombi postrojenja, vrijedi da je

$$\frac{\partial(\eta o)_H}{\partial x} = -\frac{(1-(\eta o)_H)}{[1-(\eta o)_L]} \frac{\partial(\eta o)_L}{\partial x} \quad (4.35)$$

i

$$\frac{\partial(\eta o)_H}{\partial x} \approx -\frac{\partial(\eta o)_L}{\partial x}, \quad (4.36)$$

Gdje se konstatira da se vrijednosti  $(\eta o)_H$  i  $(\eta o)_L$  u većini praktičnih slučajeva malo razlikuju. Stoga se maksimalni stupanj djelovanja ili korisnost kombi postrojenja  $(\eta o)_{CP}$  ostvaruje kada stupanj korisnosti gornjeg postrojenja raste sa  $r$ -om po istom razmjeru kao što stupanj korisnosti donjeg postrojenja pada sa  $r$ -om. Pri tome će omjer tlakova biti manje vrijednosti u odnosu na onu kod koje gornji ciklus doseže maksimalni stupanj djelovanja, a stupanj korisnosti donjeg postrojenja ima nižu vrijednost zbog pada temperature izlaznih plinova iz plinske turbine.



Slika 4.10. Grafički prikazuje odnos omjera tlaka za maksimalnu učinkovitost kombiniranog postrojenja

Ovaj pristup je iskoristio Briesch u svom radu [4.14], gdje je pokazao odvojene dijagrame promjene  $(\eta o)_H$ ,  $(\eta o)_L$  i  $(\eta o)_{CP}$  sa promjenom omjera tlakova za dane temperature  $T_{max}$  i  $T_{min}$  (slika 4.11), te je dokazao valjanost izraza (4.35). Ograničenje maksimalne ulazne temperature u parnu turbinu utječe na izbor omjera tlaka u ciklusu plinske turbine.

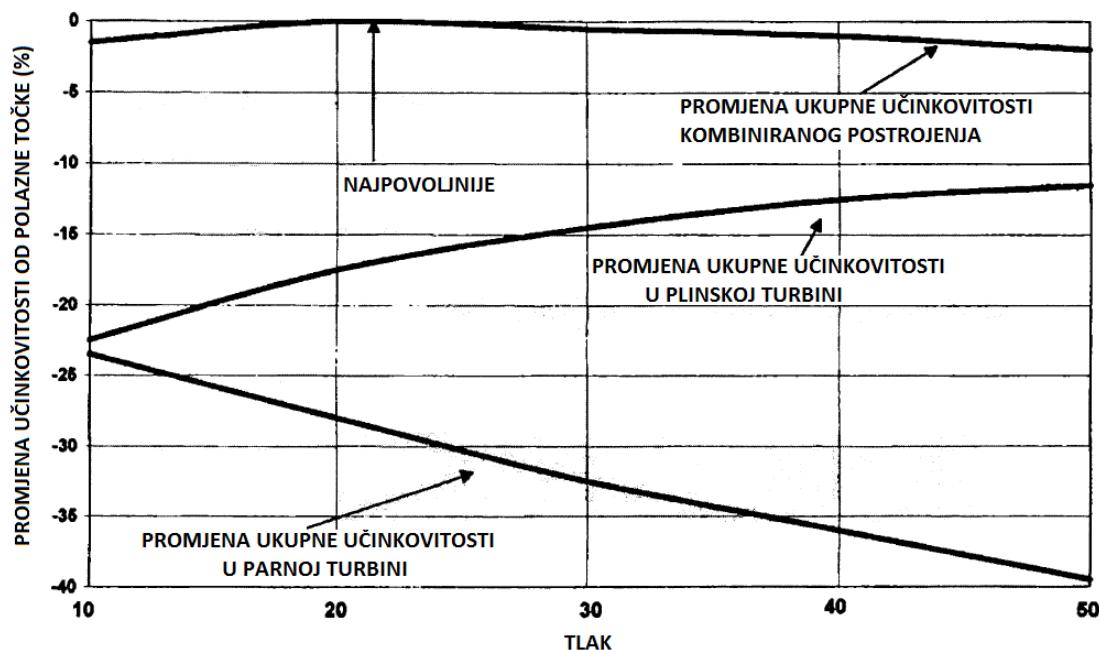
#### 4.7. DODATNO IZGARANJE U CIKLUSU PLINSKE TURBINE

U literaturi [4.10] je dokazano da dolazi do smanjenja stupnja djelovanja kombi postrojenja u slučaju korištenja dodatnog izgaranja u generatoru pare utilizatoru, osim pri relativno niskim maksimalnim temperaturama u (gornjem) procesu plinske turbine. Moderna kombi postrojenja imaju visoke ulazne temperature dimnih plinova u plinsku turbinu, pa se generalno ne koristi dodatno izgaranje goriva u generatorima pare utilizatorima. Međutim, postoji argument za upotrebu dodatnog izgaranja goriva u plinskoj turbini (tj. između visokotlačnog i niskotlačnog dijela plinske turbine), čime se realizira viša srednja temperatura dovođenja topline, što ima za posljedicu povećanje stupnja djelovanja ili učinkovitosti kombi postrojenja.

U stručnoj literaturi [4.15] je opsežno analiziran utjecaj dodatnog izgaranja goriva u plinskoj turbini na kombi postrojenje. Analiziran je (gornji) ciklus plinske turbine sa dodatnim izgaranjem na način da je izračunavana vrijednost stupnja djelovanja ( $\eta_o$ )<sub>H</sub>, temperatura dimnih plinova na izlazu plinske turbine i ekspanzijski omjer turbine, u ovisnosti o omjeru tlakova i ostvarenim maksimalnim temperaturama u glavnoj i pomoćnoj komori izgaranja.

Veličine stanja u procesu parne turbine su odabrane. Utvrđeno je da u slučaju visokih temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare utilizator, što je posljedica korištenja dodatnog izgaranja goriva u procesu plinske turbine, zbog restrikcije koju postavlja minimalna temperaturna razlika u utilizatoru, dolazi do određenih „gubitaka topline“, odnosno temperature dimnih plinova u dimnjaku su niže, nego što je to slučaj kod običnog procesa plinske turbine. Postoje i dodatni problemi, a to su porast ireverzibilnost u generatoru pare utilizatoru zbog veće razlike temperature između dimnog plina i vode, te ograničenje temperature napojne vode na ulasku u ekonomajzer generatora pare utilizatora. Generalno je potvrđeno da kombi postrojenja sa dodatnim izgaranjem, usprkos navedenim problemima, pri optimalnom omjeru tlakova ostvaruje visok stupanj korisnosti.

Moderno kombi postrojenje sa dodatnim izgaranjem (ABB GT24/36) [4.16], izvedeno je sa relativno velikim omjerom tlakova od 30.



Slika 4.11. Dijagrami promjene ( $\eta_o$ )<sub>H</sub>, ( $\eta_o$ )<sub>L</sub> i ( $\eta_o$ )<sub>CP</sub> sa promjenom omjera tlakova za dane temperature  $T_{\max}$  i  $T_{\min}$

Većina novih velikih kombi postrojenja plinske i parne turbine koristi plinske turbine čiji su ulaznih dijelovi hlađeni zrakom. Iznimka je GE MS9001H kombi postrojenje koje koristi plinske turbine hlađene parom (para je iz donjeg procesa parne turbine). To smanjuje razliku između temperature izgaranja  $T_{cot}$  i ulazne temperature dimnih plinova u prvi rotora plinske turbine  $T_{rit}$ .

## 4.8. ZAKLJUČCI

Kombi postrojenja plinske i parne turbine postiže puno veći ukupni stupanj djelovanja ili učinkovitost od običnih (pojedinačnih) procesa (postrojenja) plinske ili parne turbine. Maksimalni stupanj djelovanja ili učinkovitost kombi postrojenja se postiže pri nižim omjerima tlakova za (gornji) proces plinske turbine nego što je to slučaj kod optimalnih uvjeta običnog procesa plinske turbine.

Kod modernih plinskih turbina postižu se takve izlazne temperature da dodatno izgaranje u generatoru pare utilizatoru ne daje nikakvu korist. Međutim, dvostruko izgaranje goriva u procesu plinske turbine može povećati stupanj korisnosti ili učinkovitost kombi postrojenja, ali pri većim optimalnim odnosima tlakova.

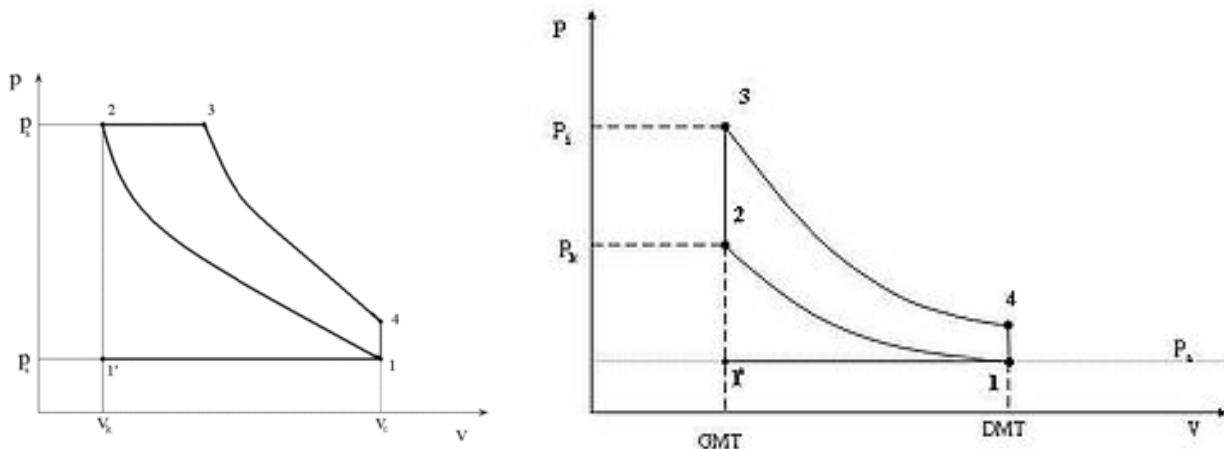
Ireverzibilnost koja se javlja u generatoru pare utilizatoru može se smanjiti uvođenjem dvaju dvostrukog isparavanja. To može povećati stupanj djelovanja ili učinkovitost kombi postrojenja za oko 2-3%, ali uvođenjem trostrukog isparavanja realizira se relativno malo povećanje korisnosti.

Uvođenje predgrijavanja napojne vode u (donji) ciklus (postrojenje) parne turbine predstavlja složeno pitanje te su relevantne naredne činjenice. Izvođenje donjeg ciklusa parne turbine bez regenerativnog predgrijavanja napojne vode (napojna voda se zagrijava samo u generatoru pare utilizatoru) nije moguće, zato jer postoje ograničenja na veličinu ulazne temperature napojne vode  $T_b$  u generator pare utilizator, s ciljem da se izbjegne korozija u utilizatoru. Termodinamički je povoljnije predgrijavanje napojne vode od temperature u kondenzatoru  $T_a$  do željene temperature  $T_b$  pomoću dimnih plinova , nego da se to izvodi u predgrijaču napojne vode pomoću oduzete pare iz parne turbine.

## 5. MOTORI S UNUTARNJIM IZGARANJEM

Teoretski četverotaktni **Otto** ciklus u p,V-dijagramu dan je na slici 5.1.(desno) gdje su prikazani pojedini taktovi:

1. takt **usis** od 1'do 1 (usis gorive smjese),
2. takt **kompresija** od 1 do 2 (izentropska kompresija i u točci 2 zapaljenje gorive smjese),
3. takt **ekspanzija** od 2 do 4 (od 2-3 izgaranje; prikazano kao izohorno dovođenje topline, te od 3-4 izentropska ekspanzija),
4. takt **ispuh** od 4 do 1' (od 4-1 izohorno odvođenje topline, 1-1' ispuh dimnih plinova).



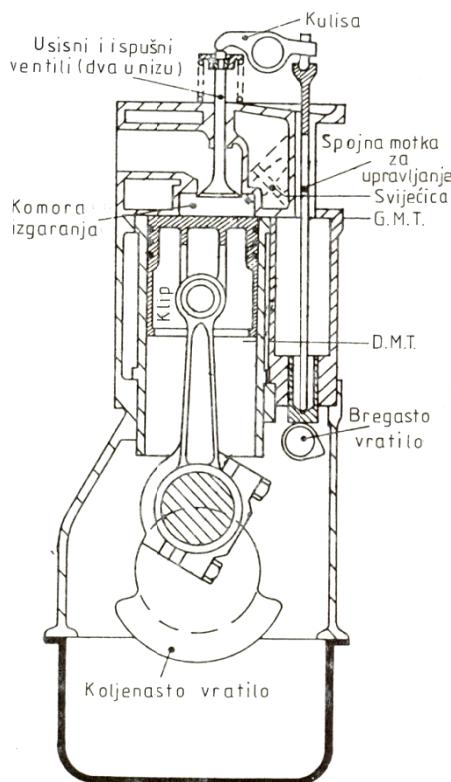
Slika 5.1. Prikaz teoretskih ciklusa motora sa unutarnjim izgaranjem:  
Dieselov ciklus (lijevo) i Ottov ciklus (desno).

Teoretski četverotaktni **Diesel** ciklus u p,V-dijagramu dan je na slici 5.1.(lijevo) gdje su prikazani pojedini taktovi:

1. takt **usis** od 1'do 1 (usis zraka),
2. takt **kompresija** od 1 do 2 (izentropska kompresija zraka),
3. takt **ekspanzija** od 2 do 4 (od 2-3 ubrizgavanje i izgaranje goriva; prikazano kao izobarno dovođenje topline, te od 3-4 izentropska ekspanzija),
4. takt **ispuh** od 4 do 1'(od 4-1 izohorno odvođenje topline, 1-1' ispuh dimnih plinova).

Kod teorijskih ciklusa ne postoji kemijska promjena kod radnog fluida, za koji se pretpostavlja da je zrak, i izmjene topline u ciklusu su izvana s obzirom na radni fluid. Kod stvarnog ciklusa dovođenje topline se dobiva izgaranjem goriva u zraku te se tako dovedeni zrak troši tokom izgaranja i produkti izgaranja moraju biti istisnuti van iz cilindra prije nego svježi zrak bude usisan za sljedeći ciklus. Stvarni ciklus se sastoji od procesa usisavanja i istiskivanja, povezanih s procesima kompresije i ekspanzije, isto kao i kod teorijskog ciklusa. Daljnje razlike između idealnog i teorijskog ciklusa bit će proanalizirane u poglavljju 5.8.

Mehanizam motora s unutarnjim izgaranjem se sastoji od klipa koji se pomiče u cilindru i formira pomični stupac plina, stupajice i radilice (koljenastog vratila), kako je prikazano na slici 5.2. Ako motor ima više od jednog cilindra tada cilindri, klipovi,...su međusobno jednakih, te sve stupajice su povezane na zajedničko koljenasto vratilo. Kutni položaji koljena na koljenastom vratilu su takvi da cilindri izvode svoje radne taktove u određenim i pravilnim sekvincama. Pomoću tih mehanizama periodičko gibanje klipa se pretvara u rotirajuće gibanje koljenastog vratila.



Slika 5.2. Mehanizam motora s unutarnjim izgaranjem.

Postoje različiti tipovi motora, i određena klasifikacija je potrebna da bi mogli opisati adekvatno pojedini motor. Načini klasifikacije su:

**a) S obzirom na gorivo koje se koristi i na način na koji inicira izgaranje**

Benzinski motori i motori na plin imaju paljenje pomoću iskre (S.I.). Diesel motori ili motori na ulje imaju paljenje pomoću kompresije (C.I.). Kod S.I. motora zrak i gorivo se miješaju prije kompresije. Kod C.I. motora se zrak komprimira, dok se gorivo injektira u zrak koji je tada na dovoljno visokoj temperaturi da inicira izgaranje.

**b) S obzirom na način na koji su raspoređeni procesi ciklusa**

To je definirano brojem kompletnih taktova klipa potrebnih za jedan kompletan ciklus. Takt klipa je put koji prevaljuje klip od točke u kojoj je najudaljeniji od koljenastog vratila do točke u kojoj mu je najbliži i obrnuto. On se izvodi za vrijeme pola okretaja koljenastog vratila. Kod benzinskih motora u praksi se točka u kojoj je klip najudaljeniji od koljenastog vratila naziva gornja mrvla točka (G.M.T.) a točka u kojoj je najbliži koljenastom vratilu naziva se donja mrvla točka (D.M.T.), sl.5.1. Kod diesel motora u praksi se te točke nazivaju vanjska mrvla točka i unutarnja mrvla točka. Motore kod kojih su potrebna četiri takta klipa (tj. dva okretaja koljenastog vratila) za kompletan ciklus nazivaju se četverotaktni motori. Motori kod kojih su potrebna samo dva takta klipa (ili jedan okretaj koljenastog vratila) nazivaju se dvotaktni.

Kod svih motora s unutarnjim izgaranjem plinovi se usisavaju u cilindar i istiskuju iz njega kroz kanale čije otvaranje i zatvaranje je uvjetovano pozicijom klipa. Kod dvotaktnih motora kanali mogu biti otvoreni ili zatvoreni pomoću samog klipa, dok kod četverotaktnog

motora potrebno je posebno vratilo, tzv. bregasto vratilo, koje se pogoni pomoću koljenastog vratila preko 1 ili dva stupnja redukcije brzine. Bregovi na vratilu upravljaju ventilima, ili direktno ili pomoću motke. Moderni brzohodni benzinski motori imaju dva bregasta vratila, jedno upravlja radom usisnih ventila a drugo radom ispušnih ventila. Sinkronizacija rada ventila i točka paljenja su osnovne karakteristike motora i vrijednosti dane u tehničkim podacima su rezultat kompromisa između brojnih faktora, međusobno povezanih, te su određene empirijski. Početak i kraj svakog procesa ne treba se podudarati s G.M.T. i D.M.T. klipa, dok nominalno svaki proces može biti povezan s taktom klipa. Sinkronizacija rada (položaj) ventila može biti predviđena u p-V dijagramu no pogodnije je predstaviti u razvodnom dijagramu (slika 5.3), pomoću kuta koljenastog vratila.

## 5.1. ČETVEROTAKTNI CIKLUS

Na slici 5.3. predstavljen je tipični p-V dijagram za S.I. benzinski motor. Pojedinačni taktovi su:

### 1-2 Usisni takt

Zrak plus ubrizgano gorivo se usisava u cilindar kako klip se giba od G.M.T. do D.M.T. Zbog gibanja klipa tlak u cilindru se smanjuje na vrijednost ispod atmosferskog tlaka, i zrak struji kroz usisni sistem pod djelovanjem te razlike tlaka. Na taj način u cilindar struji zrak kroz karburator (rasplinjač) u kojem se dodaje određena količina benzina zraku. Nominalno usisni ventil se zatvara u točki 2, ali stvarno to se može očekivati tek kada klip izvede dio puta duž povratnog takta.

### 2-3 Takt kompresije

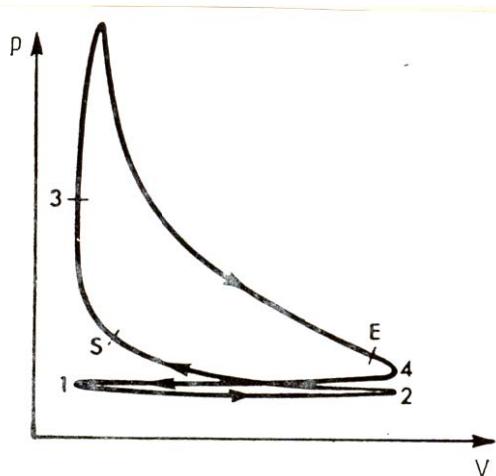
Kada su oba ventila zatvorena smjesa zraka i benzina se komprimira pomoću klipa. U G.M.T. smjesa zauzima volumen iznad klipa, koji se zove štetni (mrtvi) volumen, i sastoji se uglavnom od volumena komore izgaranja. Iskra je sinkronizirana da se pojavi u točki S, što je prije G.M.T. Postoji vremensko kašnjenje između S i stvarnog početka izgaranja. Proces izgaranja zbiva se uglavnom skoro kod konstantnog volumena, i uz veliki porast tlaka i temperature smjese tokom procesa.

### 3-4 Radni takt

Vrući, visokog tlaka plinovi ekspandiraju, pomičući klip duž cilindra. Želja je da taj proces ekspanzije ide do 4, ali da bi pomogli istiskivanje plinova izgaranja ispušni ventil se otvara u točki E koja je prije D.M.T. U toj točki tlak je oko 3,5 bar ili viši i oko 60% plinova se istiskuje između E i 4 kako tlak u cilindru opada skoro do atmosferskog tlaka.

### 4-1 Ispušni takt

Klip koji se vraća „ispire“ radni volumen od ispušnih plinova, i tlak tokom toga taka je nešto viši nego atmosferski tlak. Kod normalno ispiranih motora kao što je opisani, štetni volumen ne može biti ispran, te na početku sljedećeg ciklusa taj volumen je pun ispušnih plinova kod atmosferskog tlaka. Stoga smjesa koja se komprimira sastoji se od svježeg zraka plus gorivo, razrijeđena s količinom ispušnih plinova iz prethodnog ciklusa.



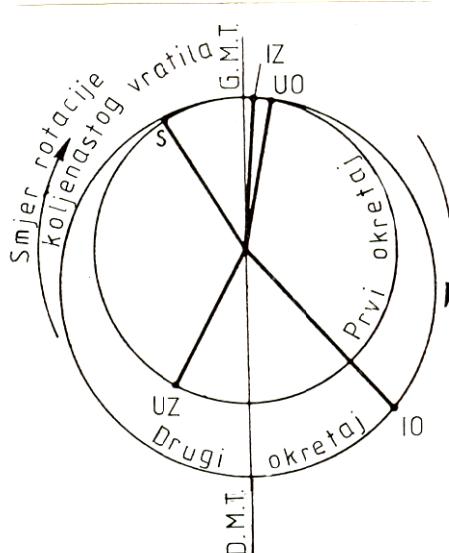
Sl.5.3. Tipični p-V dijagram za S.I. benzinski motor.

Treba se prisjetiti da maksimalni volumen svježe smjese koja može biti usisana je jednak radnom volumenu,  $V_s$ , ali stvarna usisana masa u praksi je niža nego maksimalno moguća, zbog razloga koji će biti proanalizirani kasnije.

Tipični razvodni dijagram za četverotaktni benzinski motor je prikazan na slici 5.4, i kutne pozicije izražene preko kuta koljenastog vratila su navedene s obzirom na G.M.T. i D.M.T. klipa. Točke na dijagramu su slijedeće:

1. **UO** Usisni ventil je otvoren.  
Stvarni položaj je između  $10^\circ$  prije G.M.T. i  $15^\circ$  poslije G.M.T.
2. **UZ** Usisni ventil je zatvoren.  
To se dešava  $20^\circ$  do  $40^\circ$  prije D.M.T. uz iskorištavanje količine gibanja plinova koji brzo struje.
3. **S** Dolazi do iskre.  
To se dešava  $20^\circ$  do  $40^\circ$  prije G.M.T. kada je u potpunosti ranije paljenje i kod G.M.T. kada je u potpunosti kasnije paljenje.
4. **IO** Ispušni ventil otvoren.  
Srednja vrijednost te pozicije je oko  $50^\circ$  prije D.M.T. ali ona je veća nego kod motora trkačih automobila.
5. **IZ** Ispušni ventil zatvoren.  
To se dešava od  $0^\circ$  do  $10^\circ$  prije G.M.T.

Može postojati određeno preklapanje između UO i IZ tako da oba ventila su otvoreni u istom trenutku.

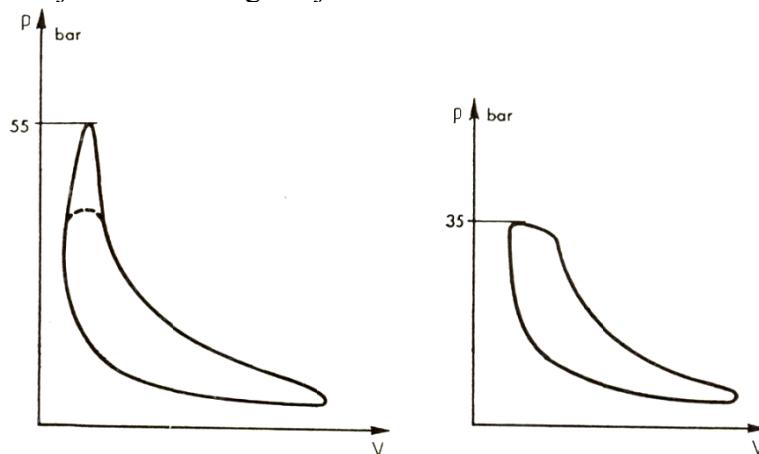


Slika 5.4 Tipični razvodni dijagram za četverotaktni benzinski motor.

Treba naglasiti da navedene vrijednosti kuteva su određene srednje te se mogu očekivati određene razlike između različitih motora. Prikazane točke predstavljaju normalno otvoreno i zatvoreno stanje svakog ventila. Vrijeme potrebno za otvaranje i zatvaranje ventila znači da svaki ventil bit će potpuno otvoren za kutni pomak vratila koji je puno manji nego što prikazan pomoću razvodnog dijagraama. Druga stvar o kojoj treba voditi računa se dobiva analizom geometrije vratilo-stapajica; u pozicijama mrtvih točki značajni pomak koljenastog vratila uvjetuje odgovarajući mali pomak klipa.

Kutni pomaci vratila mogu se preračunati u vremenske vrijednosti ako je broj okretaja motora poznat i može se prepostaviti da je konstantan.

p-V dijagram za C.I. motor s ubrizgavanjem goriva je prikazan na slici 5.5. Idealni ciklus za motor je ciklus s dvostrukim izgaranjem gdje se toplina dovodi odvojeno kod približno konstantnog volumena i odvojeno kod približno konstantnog tlaka. Kod modernih brzohodnih motora gorivo se ubrizgava dosta unaprijed tako da se veći dio goriva izgara kod približno konstantnog volumena. Dijagram za isti motor s naknadnom točkom ubrizgavanja ima ravniji vrh kao što je prikazano crtanom linijom na slici 5.5. Oblik dijagraama je također uvjetovan konstrukcijom komore izgaranja.



Slika 5.5. Prikaz ciklusa u P,V-dijagramu motora s naknadnom točkom ubrizgavanja (lijevo).

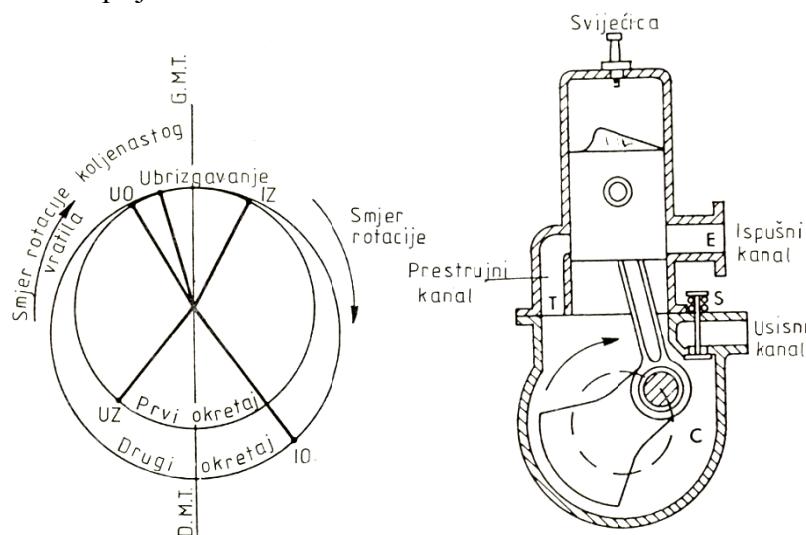
Slika 5.6. Prikaz ciklusa u P,V-dijagramu motora kod kojih se vrši ubrizgavanje goriva pomoću struje zraka (desno).

Kod motora kod kojih se vrši ubrizgavanje goriva pomoću struje zraka p-V dijagram je sličan onom prikazanom na sl.5.6. Kod toga ciklusa zrak koji ulazi u cilindar s gorivom koje se ubrizgava, pomaže održavanje konstantnog tlaka tokom početnog dijela povratnog takta te na taj način dolazi do povećanja površine dijagrama. Ta metoda ubrizgavanja je sada praktički zastarjela zbog određenih poteškoća te povećanja cijene uslijed potrebe dovođenja zraka visokog tlaka.

Slika.5.7 prikazuje tipični razvodni dijagram za četverotaktni diesel motor koji ima slijedeće srednje vrijednosti za položaj ventila:

1. **UO** Usisni ventil otvoren: do  $30^\circ$  prije G.M.T.
2. **UZ** Usisni ventil zatvoren: do  $50^\circ$  poslije D.M.T.
3. **IO** Ispušni ventil otvoren: do  $45^\circ$  prije D.M.T.
4. **IZ** Ispušni ventil zatvoren: oko  $30^\circ$  poslije G.M.T.

Ubrizgavanje: oko  $15^\circ$  prije G.M.T.



Slika 5.7. Prikaze tipičnog razvodnog dijagrama za četverotaktni diesel motor (lijevo).

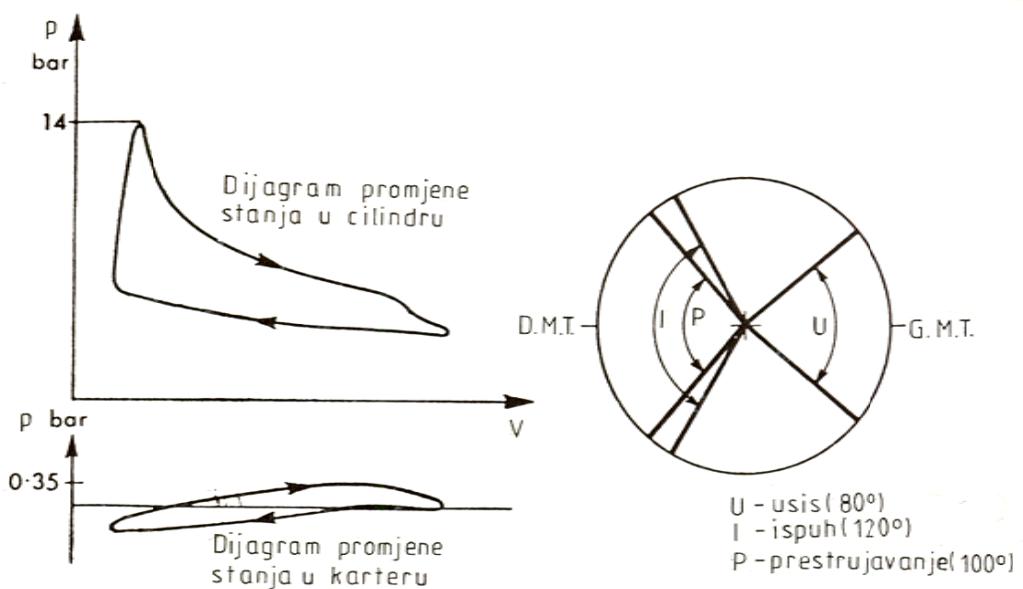
Slika 5.8. Prikaz cilindra dvotaktnog benzinskog motora s karterom (desno).

## 5.2 DVOTAKTNI CIKLUS

Na slici 5.8 prikazan je cilindar dvotaktnog benzinskog motora s karterom (kućište koljenastog vratila) u kojem se odvija kompresija.

Kako se klip podiže tokom takta kompresije tako dolazi do usisavanja zraka u karter C kroz automatski ventil s oprugom, S. Paljenje se očekuje prije G.M.T. i u G.M.T. počinje radni takt. Kada se klip spusti za 80% hoda radnog takta, ispušni kanal E se otvara i istiskivanje može početi. Prestrujni kanal T se otvara kasnije tokom takta zbog oblika klipa ili smještaja s obzirom na kanal E, i zrak koji je bio usisan u karter C i komprimiran pomoću klipa kada se on spuštao tokom radnog takta, ulazi u cilindar kroz kanal T.

Klip može biti oblikovan da zakreće svježi zrak poprijeko cilindra pomažući ispiranje cilindra; to je tzv. poprečno ispiranje. Kako se klip podiže, prestrujni kanal T se zatvara prije ispušnog kanala E i kada je ispušni kanal E zatvoren počima kompresija punjenja u cilindru. p-V dijagram i razvodni dijagram za dvotaktni benzinski motor su prikazani na slici 5.9.a i 5.9.b.



Slika 5.9 a) prikaz realnog ciklusa u p-V dijagramu dvotaktnog benzinskog motora,  
b) razvodni dijagram za dvotaktni benzinski motor.

Umjesto ventila s oprugom, S, može se koristiti konstrukcija s trećim kanalom. To je usisni kanal koji je upravljan pomoću klipa i kroz koji se uvodi smjesa u karter.

Prethodni opis dvotaktnog ciklusa primjenjiv je također i na C.I. motore uz razliku da se komprimira sam zrak te se svjećice zamjenjuju sa ubrizgavanjem goriva.

Obično se izvodi kompresija u karteru kao što je ovdje i opisano dok punjenje i ispiranje cilindra može se izvesti na druge načine. Npr. pomoću odvojenog cilindra sa svojim klipom koji se pogoni pomoću koljenastog vratila. Također stupni kompresor ili puhalo mogu biti upotrijebljeni kao treći način punjenja cilindra.

Klip čije čelo je zakriviljeno i koji je debalansiran može izazvati kupanje te se tada može zamijeniti s klipom čije čelo je ravno. Ispiranje se tada izvodi pomoću dva prestrujna kanala koji skreću ulazeći zrak u cilindar prema gore. To je tzv. „povratni tok“ ili „obrnuti tok“ dok se sistem zove „ispiranje s petljom“.

Kod motora koji imaju jednostavne usisne kanale i pomoću ventila (npr. cijevnih) kontrolirane ispušne kanale, usisni i ispušni otvor su smješteni na suprotnim krajevima cilindra i svježe punjenje ispira cilindar u smjeru ispušnog kanala. To je tzv. ispiranje s jednim tokom i primjenjuje se uz velika mehanička pojednostavljenja kod motora sa suprotno-hodnim klipovima.

Iz određenih razloga dvotaktni ciklus se više primjenjuje kod C.I. motora nego kod S.I., naročito za stacionarne motore s konstantnim brojem okretaja. Kod takovih motora patentiran je određeni broj inovacija u svrhu izbjegavanja upotrebe ventilatora za ispiranje. Neke konstrukcije koriste tzv. Kadenacy-ev efekt, koji koristi visoki vakuum koji nastaje iznenadnim ispuštanjem u atmosferu ispušnih plinova kroz velike površine oštro oblikovanih otvora. Kod motora s konstantnim brojem okretaja moguće je postaviti ispušni sistem tako da ispušni plinovi visokog tlaka koji napuštaju jedan cilindar mogu biti iskorišteni za sabijanje drugog cilindra koji je na početku svog takta usisa.

### 5.3 DRUGI TIPOVI MOTORA

U početku razvoja četverotaktnih motora njihov nedostatak je bio buka koju su stvarali ventili. Zato su bolji za upotrebu cijevni ventili. Klizne cjevčice se stavljuju između klipa i cilindra, pomicanje cjevčica se kontrolira bregovima bregastog vratila koje pogoni koljenasto vratilo s polovicom svog broja okretaja. Gibanje tih ventila kontrolira ulazne i izlazne otvore u cilindar.

Također razvijeni su motori koji koriste više vrsta goriva, gotovo sve vrste naftnih derivata. Glavno područje primjene takovih motora je za vojne potrebe.

Za primjene u industriji značajni su motori koji koriste dvije vrste goriva. Neki diesel motori koji imaju normalni takt usisa ili turbo punjenje, mogu se koristiti kao motori s dvije vrste goriva. Oni se startaju pomoću diesel goriva da bi potom dalje radili na plin kao što je metan, prirodni plin, otpadni plin, plin dobiven destilacijom ugljena. Proces izgaranja zahtijeva inicijalno ubrzgavanje diesel goriva u iznosu od 7 do 10% od količine koja je potrebna za punu snagu kada motor radi s diesel gorivom. Promjena rada s jednog na drugi tip goriva može se izvesti ručno ili automatski. Za dovođenje inicijalne količine goriva koristi se set pumpi koje dovode gorivo kod standardnog ubrzgavanja.

Također dosta rada je uloženo na razvoju motora sa slobodnim klipom. Kod toga tipa motora koljenasto vratilo i stupajica su zamijenjeni sa dva suprotno djelujuća ali spojena klipa koja rade u istom cilindru. Glavna primjena takovog motora je tamo gdje treba zamijeniti zasebni zračni kompresor koji pokreće neki I.C. motor, pa tada upotreba motora sa slobodnim klipom omogućuje eliminaciju rotirajućeg međuvratila pa tako imamo kompaktniju jedinicu. To je posebno značajno za male zračne kompresore koji se dosta često koriste. Druga primjena motora sa slobodnim klipom je kao gazifikatora iz kojeg plinoviti produkti izgaranja se ispuštaju pri povoljnim tlakovima i dovode plinskoj turbini u kojoj ekspandiraju. Tada motor ne daje prema van korisni rad već to čini plinska turbina. Potencijalno područje primjene takovih motora manjih snaga je za cestovna i tračna vozila, plovila s većim brzinama, teretne brodove i elektrocentrale.

Dana klasifikacija I.C. motora nije u potpunosti iscrpljena. Primjena takovih motora je široka. Moderni razvoj obećava primjenu I.C. motora ne samo kao individualnih jedinica nego kao i dio kompletног postrojenja namijenjenog za specijalne namjene.

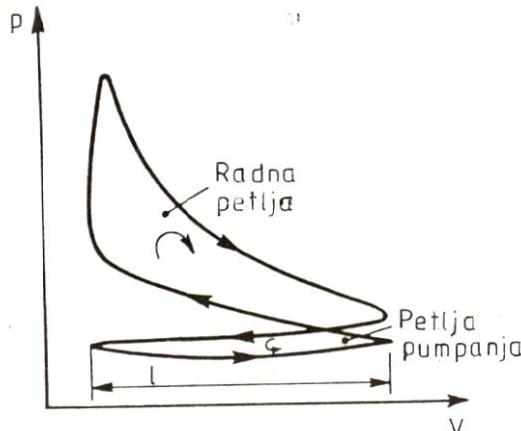
### 5.4 KARAKTERISTIKE MOTORA

Određeni motor se odabire s obzirom na zahtjeve njegove pojedinačne primjene i pri tome je najznačajnija karakteristika: njegova snaga-brzina. Značajni dodatni faktori su početna cijena investicije i cijena održavanja. Isto tako da bi se različiti tipovi motora ili pak različiti motori istog tipa mogli uspoređivati moraju biti definirane određene karakteristike. One se dobivaju mjeranjem veličina koje se uzimaju u obzir tokom testa na ispitnom (eksperimentalnom) stolu, te računanjem pomoću standardnih procedura. Rezultati se crtaju grafički u obliku krivulja karakteristika.

#### a) Indicirana snaga (I.S.)

Ona je definirana kao omjer rada dovedenog plinom na klip i računa se iz indikatorskog dijagrama dobivenog na motoru. Indikatorski dijagram ima oblik kao što prikazuje slika 5.10. Za sporohodne motore (niže ok oko 400 o/min) koriste se mehanički indikatori, dok za motore koji rade s brojem okretaja do 2400 o/min koristi se specijalno konstruirani Maihak tip „S“. Slika 5.10 prikazuje i radnu i petlju pumpanja, ali one ne mogu

biti dobivene na istom indikatorskom dijagramu. Najčešće se te petlje dobivaju odvojeno. Radna petlja se dobiva korištenjem teške opruge koja je pričvršćena na indikator dok petlja pumpanja se dobiva s lakovom oprugom. Stoga se ponekad dijagrami označavaju kao dijagrami teške i luke opruge. Kod dijagrama teške opruge petlja pumpanja se jako malo razlikuje od atmosferske linije, koja se uvjek naznačuje na dijagramu kao podatak.



Slika 5.10. Prikaz radne petlje i petlje pumpanja u P,V-dijagramu.

Korisno dobiveni rad po ciklusu  $\alpha$  (površina radne petlje-površina petlje pumpanja) stoga indicirani srednji efektivni tlak,  $P_i$  u barima je dan s:

$$P_i = \frac{\text{neto površina dijagrama u mm}^2}{\text{dužina dijagrama u mm}} * *$$

\*konstanta opruge  
(konstanta opruge je dana u bar po mm vertikalno, pomaka pisača).

Analizirajući jedan cilindar motora:

$$\text{Rad dobiven po ciklusu} = P_i \cdot A \cdot L \quad (\text{gdje je } A-\text{površina klipa}; L-\text{hod klipa})$$

$$\text{Rad obavljen po minuti} = \text{Rad obavljen po ciklusu} * \text{broj ciklusa u minuti}$$

ili      I.S. =  $P_i \cdot A \cdot L \cdot (\text{ciklusa/minuti})$       (5.1)

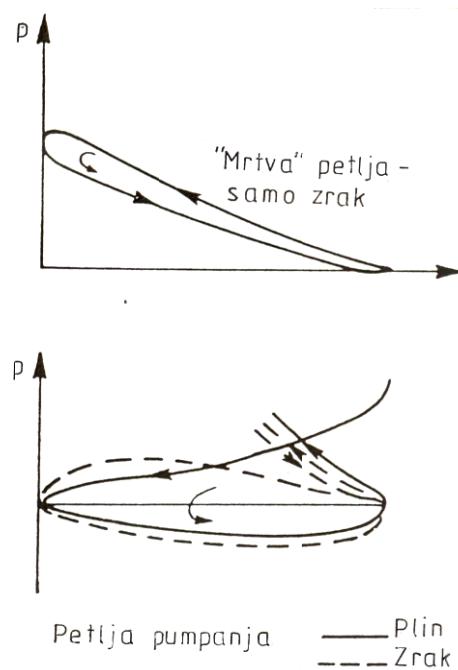
Broj ciklusa u minuti ovisi o tipu motora; za četverotaktne motore broj ciklusa u minuti je  $N/2$ , dok za dvotaktne broj ciklusa je  $N$ , gdje je  $N$  broj okretaja motora. Postoje određeni plinski motori kod kojih kada broj okretaja raste povrh regulirane vrijednosti daljnji taktovi usisa se izostavljaju sve dok se ne uspostavi traženi broj okretaja. U tom slučaju stvarni broj radnih ciklusa mora se brojiti tokom perioda mjerjenja i tada uzeti srednji broj ciklusa  $f$  u minuti. "Mrtav" ciklus (kada je takt usisa izostavljen) za takovi tip motora kao i petlja pumpanja su prikazani na slici 5.11. Jednadžbe za I.S. tada su:

$$\text{-za četverotaktni motor,} \quad I.S. = \frac{P_i A L N n}{2} \quad (5.2)$$

$$\text{-za dvotaktni motor,} \quad I.S. = P_i A L N n \quad (5.3)$$

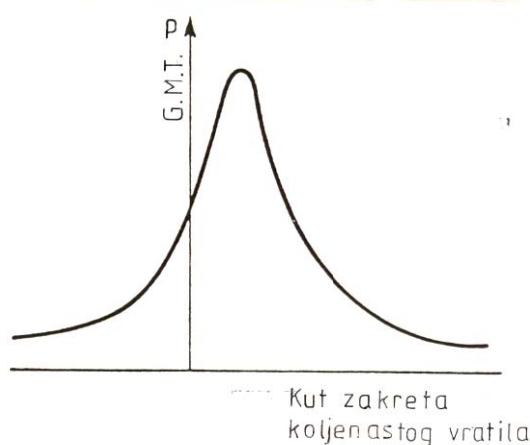
$$\text{-za plinski motor,} \quad I.S. = P_i A L f n \quad (5.4)$$

(gdje je  $n$  broj cilindara).



Slika 5.11. Prikaz "mrtvog" ciklusa (kada je takt usisa izostavljen) za i petlja pumpanja.

Za motore čiji je broj okretaja veći od 2400 o/min mehanički indikatori nisu pogodni, stoga za visoke brojeve okretaja su razvijeni indikatori kod kojih nema štetnih inercijskih utjecaja kao kod mehaničkih tipova. Dva tipa koji se koriste su Farnboro indikator (za brojeve okretaja do 4000 o/min) i elektronski indikator koji koristi katodni osciloskop (CRO) na kojem se možeочitati tlak. p-V dijagram se ne dobiva direktno ni kod jednog od ta dva tipa, već se dobiva promjena tlaka zraka u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila kao što je prikazano na slici 5.12.



Slika 5.12. Prikaz promjene tlaka zraka u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila.

Farnborov dijagram se dobiva kao sredina od nekoliko stotina ciklusa na specijalnom papiru za zapisivanje te srednji dijagram se može nacrtati jednostavno kroz ucrtane točke. Izlaz elektronskog indikatora se dobiva kao trag na CRO za svaki sukcesivni ciklus dok se konstantno zapisivanje dobiva fotografiranjem traga.

Moderne metode mjerjenja, akvizicije podataka i analize, bazirane na najnovijim dostignućima u elektronici, digitalnoj tehnici i primjeni mikroprocesora, također postaju primjenjive kod testiranja, razvoja i kontrole motora.

### b) Snaga na kočnici (K.S.)

Također se mjeri na motoru. Motor se spoji s kočnicom ili dinamometrom koji mogu biti opterećeni na takovi način da zakretni moment koji ostvaruje motor može se mjeriti. Dinamometar može biti apsorpcijskog ili transmisijskog tipa. Apsorpcijski dinamometri se češće koriste i mogu biti klasificirani kao: (I) frikcijskog tipa, koji se koriste za manje snage i nižih broja okretaja motora; (II) hidraulički ; (III) električni ; (IV) zračni ventilator. Kod tipova (I), (II) i (III) zakretni moment se dobiva očitanjem neto opterećenja,  $W$ , na poznatom radijusu,  $R$ , od osi rotacije, i stoga zakretni moment  $T$  je dan sa:

$$T = W R \quad (5.5)$$

Snaga na kočnici je tada dana sa:

$$(K.S.) = 2 \pi N T \quad (5.6)$$

Kod transmisijskog tipa dinamometra zakretni moment  $T$ , koji se prenosi pomoću pogonskog vratila mjeri se direktno i (K.S.) dobiva se supstitucijom u jednadžbi (5.6). Kod ventilatora zakretni moment se dobiva iz kalibrirane krivulje za ventilator.

### c) Snaga trenja (S.T.) i mehanička iskoristivost, $\eta_m$

Razlika između (I.S.) i (K.S.) je snaga trenja (S.T.), i to je snaga potrebna da se savladaju otpori trenja pri gibanju dijelova motora, t.j.

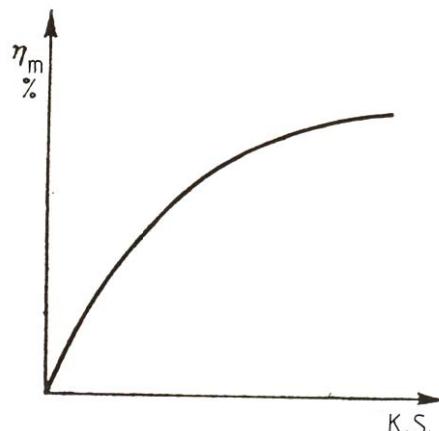
$$(S.T.) = (I.S.) - (K.S.) \quad (5.7)$$

Mehanička iskoristivost motora je definirana kao:

$$\text{Mehanička iskoristivost, } \eta_m = \frac{\text{K.S.}}{\text{I.S.}} \quad (5.8)$$

$\eta_m$  obično se kreće u granicama 80% do 90%.

Snaga trenja je gotovo konstantna kod danog broja okretaja motora; ako opterećuje opada poprimajući niže vrijednosti snage na kočnici, tada promjena  $\eta_m$  u ovisnosti o K.S. je prikazana na slici 5.13. Kada je K.S. jednaka nuli kod istog broja okretaja motor razvija tek toliko snage koliko je potrebno za pokrivanje otpora trenja.



Slika 5.13. Prikaz promjene  $\eta_m$  u ovisnosti o K.S..

$\eta_m$  ovisi o I.S. i K.S., te se određuje na temelju eksperimentom utvrđenih njihovih vrijednosti.

Postoje četiri glavne metode za određivanje mehaničke iskoristivosti:

(I) mjeranjem I.S. i K.S. kako je već prethodno opisano;

(II) mjeranjem K.S. pomoću električnog dinamometra;

(III) Morse-ov test:

On je primjenjiv jedino za motore s više cilindara. Motor se vrti s traženim brojem okretaja i uz to se mjeri zakretni moment. Jedan cilindar se tada isključuje iz rada, npr. kod S.I. motora dovođenjem svjećice u kratki spoj ili prekidanjem ubrizgavanja kod C.I. motora tokom testa. Broj okretaja opada pošto imamo gubitak snage jednog cilindra, ali se postepeno vraća smanjivanjem opterećenja. Zakretni moment se ponovo mjeri kada brzina postigne svoju originalnu vrijednost. Ako vrijednosti I.S. svakog od cilindara označimo s  $I_1, I_2, I_3$  i  $I_4$  (ako analiziramo motor s četiri cilindra) i ako gubitke snage u svakom cilindru označimo s  $L_1, L_2, L_3$  i  $L_4$ , tada vrijednost K.S.,  $B$ , kod brzine testiranja za sve cilindre je dana sa:

$$B = (I_1 - L_1) + (I_2 - L_2) + (I_3 - L_3) + (I_4 - L_4)$$

Ako cilindar br.1 se isključi iz rada, tada član  $I_1$  je jednak 0; ako gubitak u tom cilindru ostaje konstantan tada K.S.,  $B_1$ , dobivena kod istog broja okretaja je jednak:

$$B_1 = (0 - L_1) + (I_2 - L_2) + (I_3 - L_3) + (I_4 - L_4)$$

Oduzimajući drugu jednadžbu od prve dobivamo:

$$B - B_1 = I_1 \quad (5.9)$$

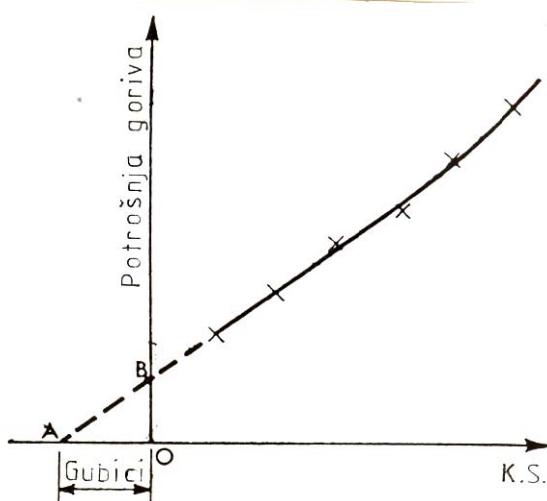
Isključujući iz rada svaki od cilindara možemo dobiti vrijednosti  $I_2, I_3$  i  $I_4$  pomoću jednadžbi sličnih jednadžbe (5.9).

Tada za motor:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 \quad (5.10)$$

(IV) Willansova linija:

Ta metoda je primjenjiva samo za C.I. motore. Kod konstantnog broja okretaja motora opterećenje se smanjuje s određenim korakom i pri tome se očitava odgovarajuća K.S. i ukupna potrošnja goriva. Tada se crta dijagram ovisnosti potrošnje goriva o K.S., kako je prikazano na slici 5.14. Taj dijagram se zove Willansova linija (analogno Willansovoj liniji kod parne turbine), i ona se ekstrapolira do točke A gdje siječe apscisu K.S. Očitanje OA se uzima kao gubitak snage motora kod toga broja okretaja. Potrošnja goriva kod nulte K.S. je dana s očitanjem OB. Ako je ovisnost između potrošnje goriva i K.S. linear, tada potrošnja goriva OB je ekvivalentna gubitku snage OA.



Slika 5.14. Dijagram ovisnosti potrošnje goriva o K.S.

**d) Srednji efektivni tlak kočenja (S.E.T.K.), termička iskoristivost i potrošnja goriva**

K.S. motora može se odrediti pogodno i točno pomoću dinamometra.

$$\text{Iz jednadžbe (5.8), } \text{K.S.} = \eta_m \cdot \text{I.S.}$$

Također uvrštavajući za I.S. jednadžba (5.2) za četverotaktni motor dobivamo:

$$\text{K.S.} = \frac{\eta_m \cdot P_i \cdot A \cdot L \cdot N \cdot n}{2}$$

Pošto je  $\eta_m$  i  $P_i$  teško dobiti, njihov produkt može biti zamijenjen sa srednjim efektivnim tlakom kočenja,  $P_b$ , t.j.:

$$\text{K.S.} = \frac{P_b A L N n}{2} \quad (5.11)$$

gdje je  $P_b = \eta_m \cdot P_i$

S.E.T.K. može se zamisliti kao srednji efektivni tlak koji djeluje na klipove koji pak ostvaruju K.S. ako pretpostavimo da u motoru nema gubitaka trenja. S.E.T.K. je također kriterij za uspoređivanje karakteristika motora. Ako izjednačimo dvije jednadžbe za K.S., jednadžbe (5.6) i jednadžbe (5.11) :

$$\frac{P_b A L N n}{2} = 2 \pi N T$$

$$P_b = K \cdot T$$

gdje K je konstanta.

Stoga S.E.T.K. je direktno proporcionalan zakretnom momentu motora i neovisan je o broju okretaja motora.

Izlazna snaga motora se dobiva iz kemijske energije dovedenog goriva. Ukupna iskoristivost motora je dana s termodinamičkom iskoristivošću na kočnici:

$$\eta_{K.T.} = \frac{\text{rad na kočnici}}{\text{dovedena energija}}$$

$$\eta_{K.T.} = \frac{K.S.}{\dot{m}_g \cdot H_d} \quad (5.12)$$

gdje je  $\dot{m}_g$  potrošnja goriva u jedinici vremena a  $H_d$  je donja ogrijevna moć goriva.

Specifična potrošnja goriva (S.P.G.) je masa goriva koja se troši na sat po kW razvijene snage i kriterij je ekonomičnosti motora:

$$S.P.G. = \frac{\dot{m}_g}{K.S.}, \text{kg/kWh} \quad (5.13)$$

Indicirana termodinamička iskoristivost,  $\eta_{I.T.}$  je definirana na sličan način kao i  $\eta_{K.T.}$ :

$$\eta_{I.T.} = \frac{I.S.}{\dot{m}_g \cdot H_d} \quad (5.14)$$

Dijeleći jednadžbu (5.12) s jednadžbom (5.14) dobivamo:

$$\frac{\eta_{K.T.}}{\eta_{I.T.}} = \frac{K.S.}{I.S.} = \eta_m$$

$$\eta_{K.T.} = \eta_m \cdot \eta_{I.T.}$$

### e) Volumetrička iskoristivost, $\eta_v$

Izlazna snaga I.C. motora direktno ovisi o količini punjenja koja može biti usisana u cilindar. Ona se kvantitativno izražava volumetričkom iskoristivošću. Za I.C. motore volumetrička iskoristivost je omjer volumena usisanog zraka,mjerenog kod atmosferskog stanja, i radnog volumena cilindra:

$$\eta_v = V / V_s \quad (5.16)$$

Izlazna snaga motora ovisi o njegovom usisnom kapacitetu,i ako neki motor ima konstantnu termodinamičku iskoristivost tada njegova izlazna snaga bit će proporcionalna količini usisanog zraka. Volumetrička iskoristivost s normalnim taktom usisa je oko 80% i da bi to poboljšali koristi se tzv. prednabijanje. Zrak se forsira u cilindar pomoću kompresora ili puhalja koji se pogone pomoću motora. Nešto više o tome bit će rečeno kasnije.

Volumetrička iskoristivost motora je uvjetovana s mnogima varijablama kao što su omjer kompresije, sinkronizacija rada ventila, takt usisa i konstrukcija kanala, sastav smjese, latentna toplina isparivanja goriva, zagrijavanje usisanog punjenja, temperatura cilindra i atmosferski uvjeti.

## 5.5. USPOREĐIVANJE MOTORA POMOĆU KARAKTERISTIKA

Testiranje I.C. motora sastoji se od njegovog rada uz različita opterećenja i brzine, te dovoljnog broja mjerena da bi se moglo izračunati karakteristike. Potrebno je izmjeriti protok zraka da bi odredili omjer zrak/gorivo te analizirati produkte izgaranja koristeći npr. Orsatov aparat.

Ponekad se daje za motor energetska bilanca, i toplina odvedena sa rahladnom vodom se određuje mjeranjem masenog protoka i temperaturnog prirasta vode. Izlazna temperaturnog prirasta vode. Izlazna temperatura rashladne vode je ograničena s vrijednošću oko  $80^{\circ}\text{C}$  da bi se osigurali od nastajanja parnih mjehurića. Da bi odredili energiju ispušnih plinova treba na ispuhu ugraditi kalorimetar; to je jednostavni izmjenjivač topline u kojem se hlađe ispušni plinovi pomoću vode koja cirkulira pri čemu se mjeri maseni protok i temperaturni prirast vode.

Članovi koji obično sačinjavaju energetsku bilancu te se izražavaju u postotcima energije dovedene gorivom (t.j.  $\dot{m}_g \cdot H_d$ ) su:

(a) K.S.: (b) toplina rashladne vode; (c) energija ispuha normirana na ulazne uvjete, ili kalorimetriranjem ispuha; (d) neobračunati gubici dobiveni kao razlika, i koji obuhvaćaju gubitke radijacije i konvekcije, itd.

Energetska bilanca koja se obično daje nije sasvim točan račun distribucije energije ali je ipak koristan. K.S. se mjeri na uobičajeni način (dosta točno) i izražena u postotcima dovedene energije je najvažniji član bilance. Toplina predana rashladnoj vodi može se koristiti kao indikacija koliko se topline može dobiti ako se ta voda koristi za daljnje grijanje u kombiniranom postrojenju.

Energija ispuha može se na najbolji način odrediti kalometriranjem kako je opisano prethodno. Idealno ispušni plinovi bi se trebali hladiti na temperaturu zraka na ulazu, i toplina dobivena hlađenjem pomoću rashladne vode u kalorimetru po minuti da je član (c) bilance. Temperatura s kojom ispušni plinovi ulaze u kalorimetar je vjerojatno druga nego s kojom prolaze kroz ispušne ventile, te dio energije ispuha bit će obračunat s rashladnom vodom ili kao gubitak u atmosferu. Određivanje člana (c) proračunom je više teorijski pošto plin je kemijski različit od zraka na ulazu i maseni protok se povećava zbog dodavanja goriva.

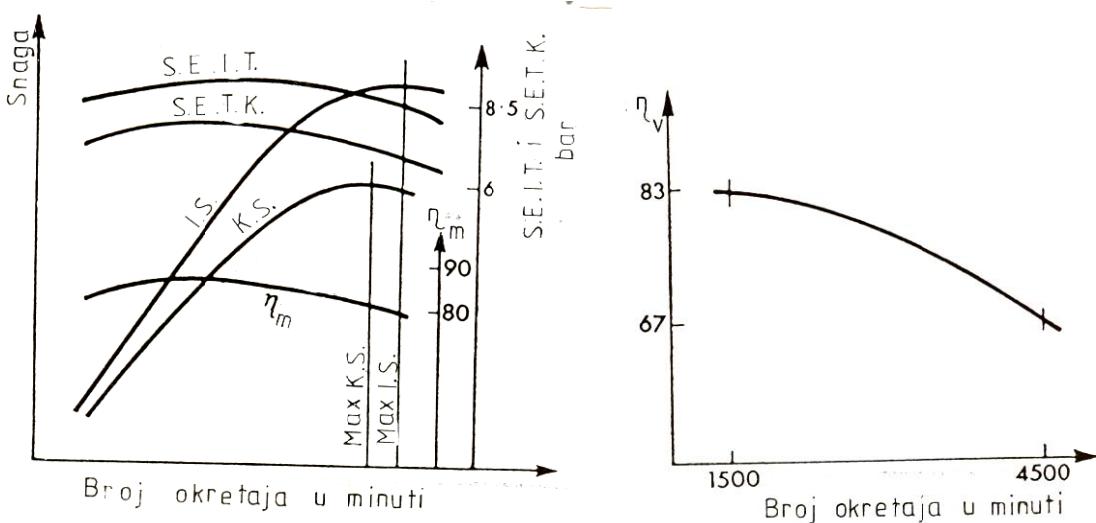
Greška koja nastaje zbog odabira podataka je obično niža nego ona koja se javlja uslijed korištenja netočne vrijednosti za temperaturu na ispuhu, koju nije jednostavno odrediti točno. Dovoljno je napisati:

$$\text{Energija ispuha} = (\dot{m}_z + \dot{m}_g) h_{is} - \dot{m}_z h_z$$

(gdje  $\dot{m}_z$  i  $\dot{m}_g$  maseni postotci zraka i goriva,  $h_{is}$  je entalpija ispušnih plinova (suhi plinovi + para), preračunata na  $0^{\circ}\text{C}$  i  $h_z$  je entalpija zraka na ulazu preračunata na  $0^{\circ}\text{C}$ . Prikladna vrijednost za  $c_p$  za suhe plinove može se izračunati ili pretpostaviti.

Za diesel motor kod punog opterećenja tipične vrijednosti su: K.S. 35%, rashladna voda 20%, ispuh 35%; radijacija, itd. 10%. Toplina koju preuzima rashladna voda i toplina ispušnih plinova može se koristiti u industriji za procese grijanja kao što je zagrijavanje prostorija i potreba za topлом vodom. Toplina rashladne vode je povrativa dok 18% od ukupno dovedene energije se može povratiti od ispušnih plinova.

Najelementarniji test snage je taj gdje se daju karakteristike snaga – broj okretaja i zakretni moment – broj okretaja, kao što su prikazani na slici 5.15. Kod benzinskog motora test se izvodi uz „konstantni gas“ dok kod C.I. motora uz namještenu pumpu za gorivo.



Slika 5.15. Test snage motora: a) karakteristika snaga – broj okretaja motora i karakteristika zakretni moment – broj okretaja motora (lijevo), b) promjena volumetričke iskoristivosti motora s brojem okretaja (desno).

Na slici 5.15 su prikazane karakteristike snage motora i to K.S. i I.S. Kako broj okretaja raste od nižih ka višim vrijednostima. Te dvije krivulje su slične, razlika između I.S. i K.S. kod bilo kojeg broja okretaja predstavlja S.T. koja raste s povećanjem broja okretaja. Obe krivulje postižu maksimalne vrijednosti, ali kod različitih vrijednosti brojeva okretaja. I.S. opada poslije maksimalne vrijednosti zbog smanjenja volumetričke iskoristivosti s povećanjem broja okretaja. To je uvjetovano temperaturom plinova, sinkronizacijom rada ventila, dinamikom mehanizma ventila, te pulzacijama tlaka na usisu i ispuhu. To opadanje volumetričke iskoristivosti utječe i na K.S. krivulju, ali ona dalje opada prije svega zbog porasta S.T. Posljednji utjecaj je dominantan pošto K.S. dostiže svoj maksimum pri nižoj vrijednosti broja okretaja nego I.S.

Promjena volumetričke iskoristivosti s brojem okretaja je prikazana na sl.5.15 b), dok promjena mehaničke iskoristivosti s brojem okretaja je prikazana na sl.5.15 a).

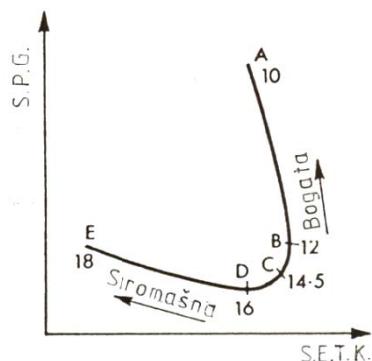
### (I) S.I. motori

Ti motori se reguliraju otvaranjem i zatvaranjem prigušnih ventila koji reguliraju maseni protok punjenja cilindara. Neki plinski motori se prigušuju promjenom usisne visine usisnog ventila, i on se može kontrolirati sistemom regulacije motora. Regulirana brzina može se podešiti odabirući neku vrijednost u njenom području.

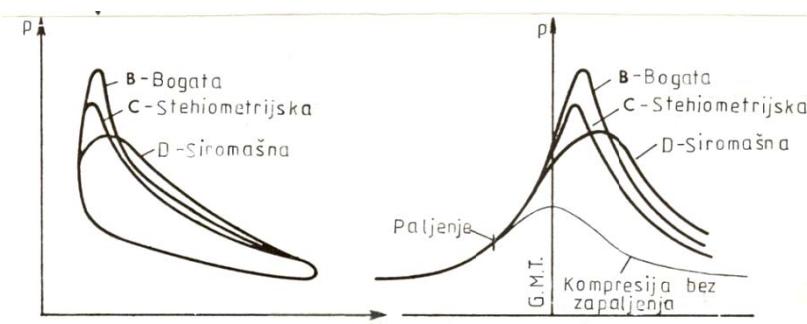
Benzinski motori će raditi s omjerom zrak-gorivo u području 10/1 do 22/1. Postoje određene razlike između motora. Važan test je rad motora uz promjenjivi odnos zrak-gorivo. On se izvodi uz konstantni broj okretaja, konstantno prigušenje ventila i cijelo vrijeme jednako podešeno paljenje. Specifična potrošnja goriva se crta u ovisnosti o S.E.T.K. te se dobiva tzv. „kukasta krivulja“ ili tzv. „petlja potrošnje“. Za jednocilindični motor kod potpunog prigušenja krivulja je jasno definirana kao na slici 5.16. Omjer zrak-gorivo je minimalan u točki A (to je bogata smjesa). Kako omjer zrak-gorivo raste tako i S.E.T.K. raste do točke B u kojoj postiže maksimum (obično za omjere zrak-gorivo između 10/1 do 13/1).

Dalnjim porastom omjera zrak-gorivo dolazi do smanjenja S.E.T.K. uz porast ekonomičnosti koja postiže svoj maksimum u točki D. Iza D, porast omjera zrak-gorivo znači i porast potrošnje goriva i smanjivanje S.E.T.K. Kod točke A motor može raditi nestabilno i može se javiti izgaranje smjese u ispušnom sistemu. Kod E, gdje je smjesa najsiromašnija rad

motora također će biti nestacionaran i izgaranje može biti sporo da plinovi izgaraju u štetnom prostoru sve dok ne počne slijedeći takt usisa; to se reflektira na rad karburatora (tzv. "popping back"). Točka C je točka kemijski korektnog ili stehiometrijskog odnosa zrak-gorivo, i iznosi oko 14,5/1. Smjesa između B i D je najpovoljnijeg omjera pošto istovremeno dobivamo najveću snagu uz maksimalnu ekonomičnost. Indikatorski dijagrami koji odgovaraju smjesama u B, C i D su prikazani na sl.5.17

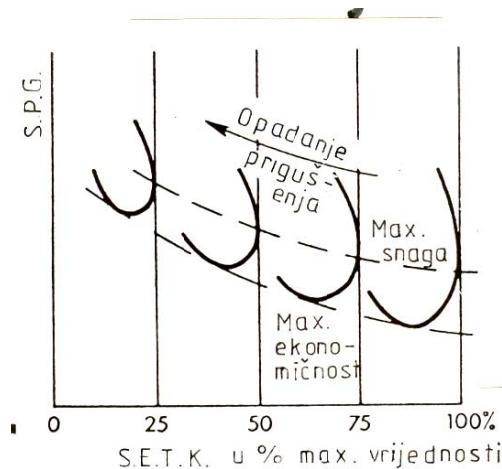


Slika 5.16. „Kukasta krivulja“ ili „petlja potrošnje“ jednocijlindričnog motora kod potpunog prigušenja .



Slika 5.17. Prikaz indikatorskih dijagrama.

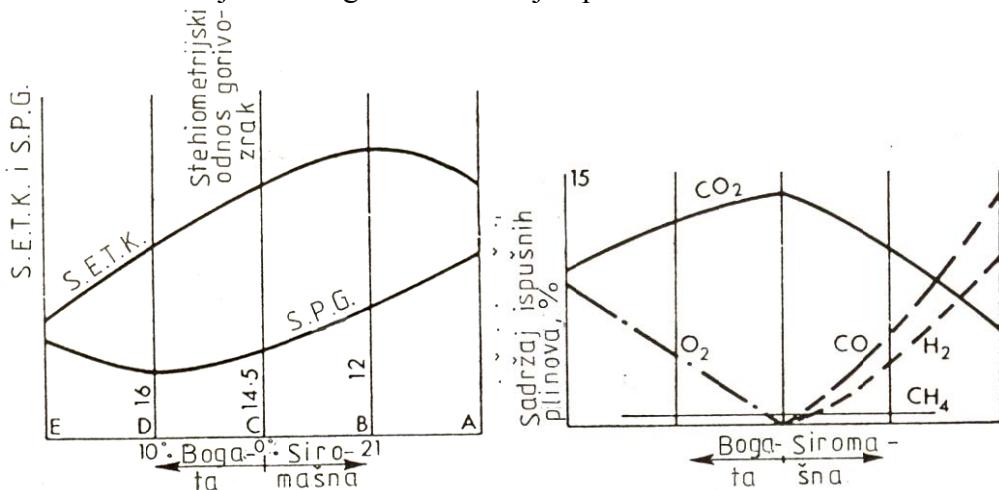
Za višecilindrične motore petlje potrošnje su manje jasne, ali općenito sliče po obliku kod jednocijlindričnog motora. To je također točno za testove koji se izvode kod djelomičnog prigušenja. Niz očitanja dobivenih za različita prigušenja uz konstantni broj okretaja su prikazani na slici 5.18



Slika 5.18. Očitanja „kukastih krivulja“ za različita prigušenja uz konsantni broj okretaja .

Kod prethodnih testova pretpostavlja se da je paljenje podešeno jednako cijelo vrijeme, ali postoje i testovi koji mogu obuhvatiti utjecaj i podešenosti paljenja na petlju potrošnje. Paljenje može biti pojedinačno podešeno za svaku smjesu da dobijemo maksimalnu snagu kod broja okretaja testiranja; to znači da omjer prirasta tlaka tokom izgaranja može se držati približno konstantnim.

S.E.T.K. i S.P.G. mogu se nacrtati u ovisnosti o omjeru zrak-gorivo kao što je prikazano na slici 5.19. Također sadržaj  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  i  $\text{O}_2$  u suhim ispušnim plinovima može biti nacrtan u ovisnosti o omjeru zrak-gorivo kao što je i prikazano na slici 5.20.



Slika 5.19. Ovisnost S.E.T.K. i S.P.G. o omjeru zrak-gorivo (lijevo).

Slika 5.20. sadržaj  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  i  $\text{O}_2$  u suhim ispušnim plinovima u ovisnosti o omjeru zrak-gorivo (desno).

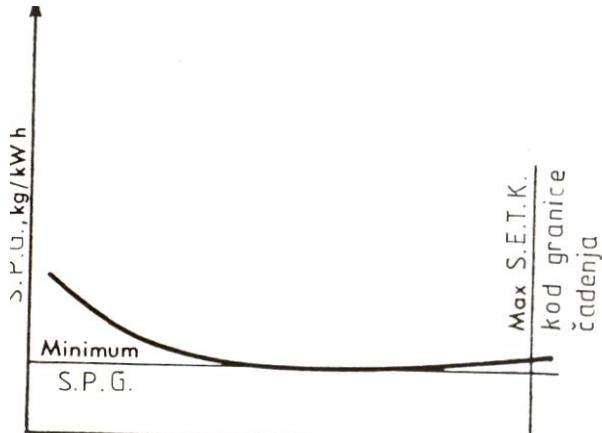
Energetska bilanca može se napraviti za najvažnije točke s petlje potrošnje. Testiranje S.I. motora kod djelomičnog opterećenja pokazuje nedostatak metode regulacije prigušivanjem punjenja pošto iskoristivost opada s opadanjem opterećenja. Tlak usisa se smanjuje i rastu gubici pumpanja. Razrjeđivanje svježeg punjenja pomoći ispušnih plinova se povećava kod nižih opterećenja, štetni prostor sadrži praktički istu količinu ispušnih plinova pošto protutlak kod takta istiskivanja ostaje konstantan. Za takovi tip smjese potrebna je veća količina goriva da bi izgaranje bilo moguće.

## (II)C.I. motori

C.I. motori uglavnom se ne reguliraju prigušivanjem nego prilagođivanjem količine goriva dovedenog motoru i stoga je to „kvalitativna“ regulacija dok je kod S.I. motora to bila „kvantitativna“ regulacija. Kada se prilagođena količina goriva koja se dovodi C.I. motoru granični uvjet je dan s granicom čađenja, što predstavlja pojavu crnog dima (čadi) u ispušnim plinovima. Motori ne smiju raditi s prebogatom smjesom (više nego što je potrebna) pošto dolazi do stvaranja čade, iako takova smjesa može dati veću izlaznu snagu. Iskoristivost unutar takovih uvjeta je niska i motor ubrzano postaje prljav. Stvaranje čade se očekuje kod omjera zrak-gorivo oko 16/1. Motor se testira kod različitih brojeva okretaja na pojavu granice čađenja, o čijoj pojavi se može zaključiti vizualno ili mjerjenjem specijalnim instrumentom. Vrijednosti zakretnog momenta, K.S., potrošnje goriva i S.P.G. se crtaju u ovisnosti o broju okretaja.

Petlja potrošnje za C.I. motor ima oblik kao što prikazuje slika 5.21. Ona pokazuje minimalnu S.P.G. i stoga maksimalnu termodinamičku iskoristivost na kočnici, kod djelomičnog opterećenja (t.j. nižeg nego za maksimalni S.E.T.K.). Krivulja je ravna preko

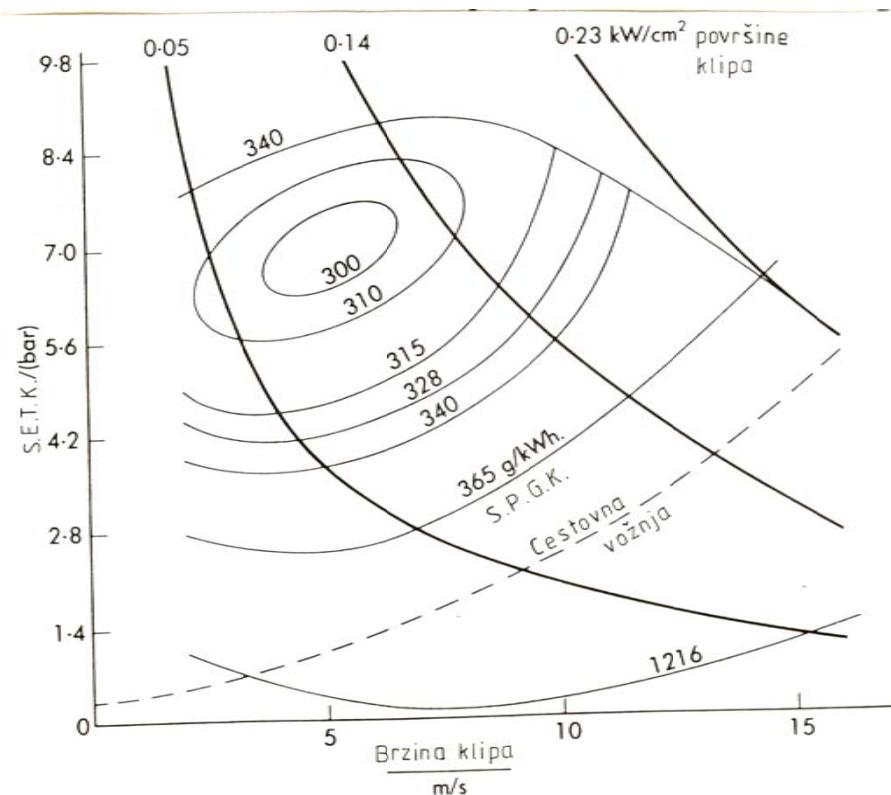
širokog područja vrijednosti S.E.T.K., što pokazuje prednost C.I. motora u usporedbi sa S.I. motorom za rad pri djelomičnim opterećenjima, što je značajno za motore cestovnih vozila. Smanjenje termodinamičke iskoristivosti kod djelomičnog opterećenja je manje kod C.I. motora nego kod S.I. motora.



Slika 5.21. Petlja potrošnje za C.I. motor.

Ovisnost S.E.T.K. o brzini motora (klipa) za benzinski motor uz uzimanje u obzir parametarski konstantne specifične potrošnje goriva i snage po jedinici površine klipa je dana dijagramski na slici 5.22, dok za diesel motor je to dano na slici 5.23.

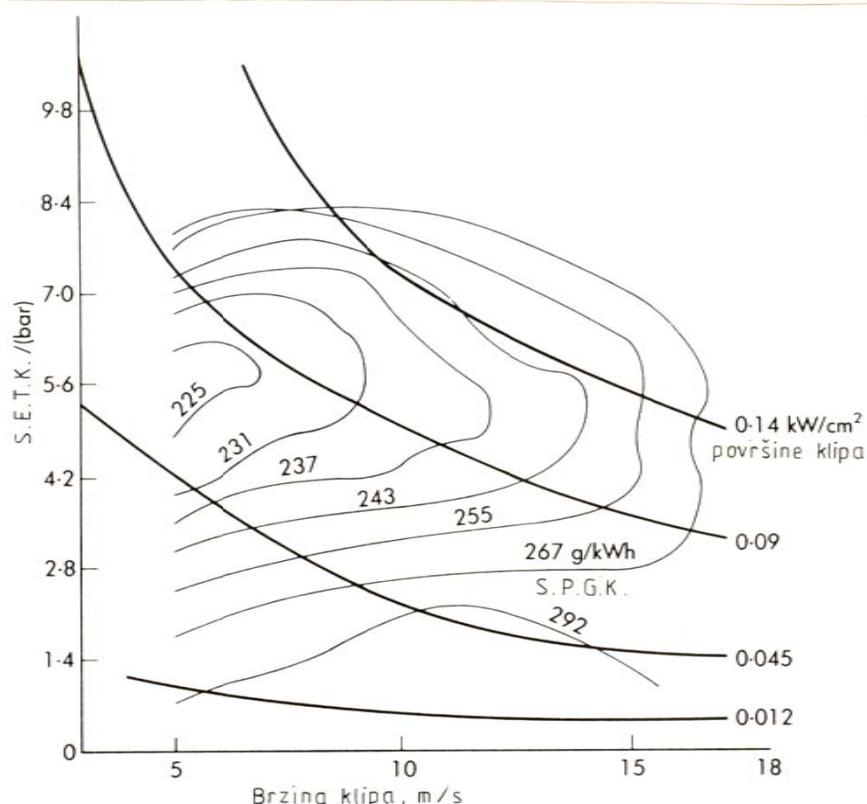
Crtkana linija na sl.5.22 predstavlja karakteristiku S.E.T.K. – brzina klipa ako se motor koristi za pogon cestovnog vozila.



Slika 5.22. Ovisnost S.E.T.K. o brzini motora (klipa) za benzinski motor.

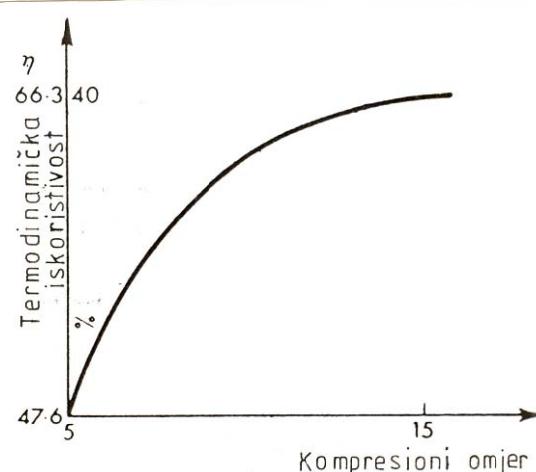
## S.I. motori

Analiza Otto ciklusa pokazuje ovisnost termodinamičke iskoristivosti o kompresionom omjeru. Dijagram ovisnosti termodinamičke iskoristivosti standardnog ciklusa sa zrakom o kompresionom omjeru je dana na slici 5.24. Taj dijagram ukazuje na činjenicu da tokom razvoja motora se išlo po što višim kompresionim omjerima. Ipak u periodu 1960.-1985. kompresioni omjeri nisu se značajno povećali i bili su u granicama 9-10 za cestovna vozila. Mogućnost upotrebe viših omjera ovisi o raspoloživosti goriva bolje kvalitete kao i poboljšanju konstrukcije komore izgaranja. Glavne karakteristike komore izgaranja su put koji mora prevaliti plamen poslije iniciranja izgaranja i uspostavljanje toka plinova.



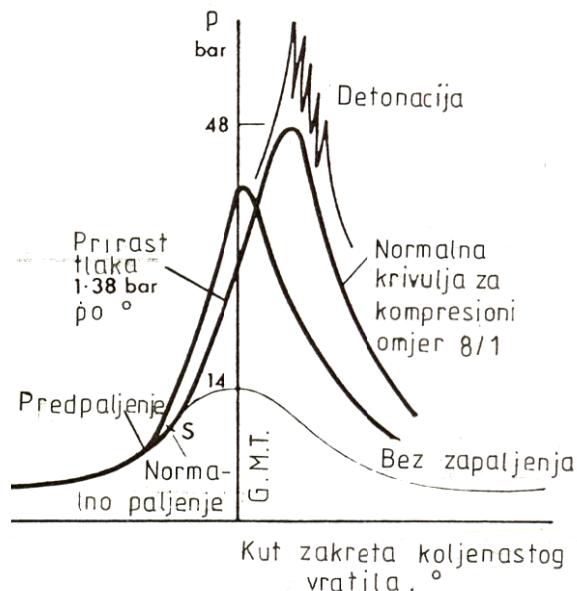
Slika 5.23. Ovisnost S.E.T.K. o brzini motora (klipa) za dieselski motor.

## 5.6 FAKTORI KOJI UTJEĆU NA KARAKTERISTIKU MOTORA



Slika 5.24. Dijagram ovisnosti termodinamičke iskoristivosti standarnog ciklusa sa zrakom o kompresionom omjeru.

Evidentno je da ako smjesu benzin-zrak je dovoljno iskomprimira doći će do spontanog zapaljenja. To ukazuje da moramo postaviti granicu na kompresionu vrijednost ako želimo kontrolirano izgaranje koje će biti inicirano pomoću iskre. Ipak, prije nego se postigne granica za čitavo punjenje, spontano zapaljenje može se zbiti u neizgorenom punjenju, poslije izgaranje teče normalno. Neizgorenom plinu komprimiranom pomoću fronte plamena povisuje se temperatura i on može doseći točku samozapaljenja. To prouzrokuje nekontrolirano izgaranje i ta pojava može se čuti kao zvučna detonacija. Kažemo da je postignut kritični uvjet koji se zove detonacija. Napredujuća fronta vala se naglo ubrzava pojavom valova visokog tlaka i fronta plamena i udarni val putuju preko cilindra zajedno. Detonacijski val doživljava uzastopne refleksije te se stvara buka visoke frekvencije. To je ekstremni uvjet koji se može postići kod testiranja te je mala vjerojatnost da tako snažni uvjeti se ostvare kod normalnog motora. Te pojave izgaranja se obično označavaju zajedno kao detonacijsko izgaranje. Kao rezultat detonacije su lokalno topila mjesta koja ostaju kod dovoljno visoke temperature mogu izazvati zapaljenje sljedećeg punjenja prije nego što se pojavi iskra. To se zove prepaljenje i može pomoći dalnjim detonacijama. Rezultat je buka, lokalna pregrijanja, onesposobljavanje motora i ponekad i mehanički lomovi. Kemijске pojave tokom toga tipa izgaranja nisu još u potpunosti poznate, mada postoji značajni broj empirijskih podataka. Dijagram tlak-kut zaokreta koljenastog vratila za normalno izgaranje je prikazan na slici 5.25 s maksimalnim tlakom  $10^{\circ}$  do  $12^{\circ}$  poslije G.M.T. uz prirast tlaka 1,38 bar po stupnju zakreta koljenastog vratila i kompresionu vrijednost 8/1. Iskra se očekuje u točki S na normalnoj kompresionoj krivulji, ali postoji period kašnjenja između pojave iskre i zamjetno odstupanje krivulje tlaka od normalne kompresije. To je vrijeme kašnjenja neovisno o brzini motora tako da kako brzina motora raste točka S mora se pojaviti ranije u ciklusu da bi dobili najbolju poziciju maksimuma tlaka. To ranije paljenje može biti postignuto ručno, ali u praksi se kontrolira automatski pomoću mehanizma distributora koji je osjetljiv na brzinu motora.



Slika 5.25. Dijagram tlak-kut zaokreta koljenastog vratila za normalno izgaranje.

Kompresionni omjer koji se može koristiti ovisi o gorivu koje se koristi te postoji skala prema kojoj se može procjenjivati sklonost goriva detonacijskom izgaranju. Mjera je dana kao oktanski broj. Gorivo se tokom testa komparira sa smjesom izo-oktana (velika sklonost) i normal heptana (mala sklonost). Oktanski broj goriva je postotak oktana u promatranoj smjesi koja detonira pri istim uvjetima kao gorivo. Broj koji se dobije ovisi o uvjetima pri kojima je vršeno testiranje i koriste se dvije glavne metode (tzv. istraživačka i motor test) koje daju različite pokazatelje za isto gorivo. Motor test se izvodi kod više temperature i daje niže pokazatelje. Razlika između te dvije metode uzima se kao mjera temperaturne osjetljivosti goriva. Visoko oktanska goriva (do 100) mogu se proizvesti rafiniranjem, no puno jeftinije i češće se dobivaju dodavanjem anti-detonacijskih aditiva, kao npr. dojni tetraethyl. (Dodatak 1,1 cm<sup>3</sup> dovnog tetraethyla jednoj litri 80 oktanskog benzina povisuje oktanski broj na 90.) Razvijena su goriva koja imaju oktanski broj veći nego sam izo-oktan i to zahtijeva proširenje oktanske skale. Uvjeti pri kojima rade avioni traže drugu skalu koja daje bolju indikaciju o detonacijskoj karakteristici; to je karakteristični broj (K.B.). Relacija između oktanskog broja (O.B.) preko 100 i karakterističnog broja dana sa :

$$O.B. \text{ preko } 100 = 100 + \frac{K.B. - 100}{3}$$

Kod motora s višim kompresionim omjerima zapažaju se druge pojave. Počevši od kompresionih omjera 9,5/1 prema više javlja se visoki prirast tlaka koji ima izvor u dodatnoj fronti plamena koja polazi s površine naslaga u cilindru. Kod kompresionog omjera 9,5/1 javljaju se vibracije motora niske frekvencije, tzv. odjekivanje ili udaranje. Kod kompresionog omjera 12/1 prirast tlaka je 8,3 bar po stupnju zakreta koljenastog vratila s maksimalnim tlakom 83 bar. Buka motora koja nastaje je poznata kao tupo udaranje ili udaranje tlaka; nema pojave površine zapaljenja te karakteristika goriva ima neki utjecaj. Istraživanje tih pojava je više područje rada kemičara.

## C.I. motori

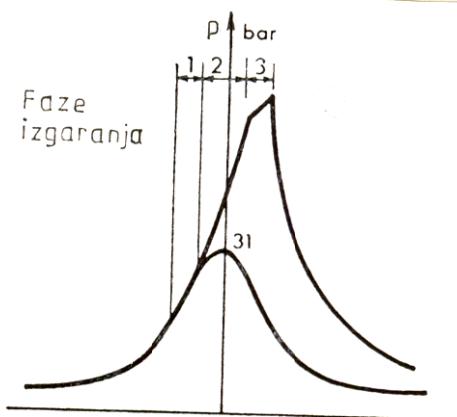
Utjecaj kompresionog omjera kod C.I. motora je nešto jednostavniji nego kod S.I. motora. Izgaranje se postiže kod temperature koju imamo poslije kompresije zraka i za to je potreban kompresioni omjer 12/1. Iskoristivost ciklusa raste s povećanjem kompresionog omjera i ograničenje je isključivo mehaničke prirode uslijed visokih tlakova koji se razvijaju u cilindru. S povećanjem kompresionog omjera opada omjer snaga/težina. Normalno područje kompresionih omjera je 13/1 do 17/1, ali ponekad može biti do 25/1.

Mješavina za izgaranje u S.I. motorima se formira prije kompresije, dok kod C.I. motora ta mješavina se formira poslije kompresije kada počinje ubrizgavanje goriva. To uvodi ka vremenskom kašnjenju kod C.I. motora koje je veće nego kod S.I. motora. Ubrizgane kapljice goriva trebaju ispariti i pomiješati se sa kisikom kako bi dobili mješavinu za izgaranje. Vremensko kašnjenje formira prvu fazu procesa izgaranja i ovisi o prirodi goriva.

Druga faza se sastoji od širenja plamena od inicijalne jezgre unutar punjenja. Ovdje postoji brzi porast tlaka tokom te faze i omjer prirasta tlaka ovisi o mogućnosti kisika da dođe do raspršenog goriva, što dalje ovisi o turbulenciji u cilindru. Glavni faktor je ipak vremensko kašnjenje. Drugi period kašnjenja znači da stoji na raspolažanju duže vremena za stvaranje mješavine i tako jača mješavina ulazi u početno izgaranje. Kako brzina raste tako su veći i prirasti tlaka u toj fazi. To je zbog toga pošto period kašnjenja je funkcija vremena ako ostali uvjeti ostaju konstantni, te kod viših brzina motora više smjese će se formirati u periodu kašnjenja. Brzo početno izgaranje može biti popraćeno s bukom, tzv. diesel detonacijama.

Tokom treće faze izgaranja gorivo izgara kako je ubrizgano u cilindar i ta faza daje puno kontroliranje izgaranje nego u prve dvije faze. Jedan od glavnih faktora koji doprinosi kontroliranom izgaranju je vrtlog koji je iniciran konstrukcijom komore izgaranje. Kako je naglašeno period kašnjenja ovisi o prirodi goriva, te se zahtijeva gorivo s kratkim periodom kašnjenja ili visokom zapaljivošću. Zapaljivost diesel goriva se označava s njegovim cetanskim brojem i postupak njegovog određivanja je sličan određivanju oktanskog broja benzina. Gorivo se uspoređuje sa mješavinom cetana ( $C_{16}H_{14}$ ) koji je jako zapaljiv i  $\alpha$ -metil-naftalen ( $C_{11}H_{10}$ ) koji je slabo zapaljiv. Za brzohodne motore traži se cetanski broj oko 50, za motore srednjih brzina oko 40 i za sporohodne oko 30.

Omjeri zrak/gorivo koji se koriste kod C.I. motora leže u granicama između 20/1 i 25/1. Te mješavine su puno siromašnije od stehiometrijskog odnosa i stoga S.I.E.T. bit će ograničen, i to znači da za danu potrošnju goriva radni volumen motora bit će veći nego od ekvivalentnog S.I. motora.

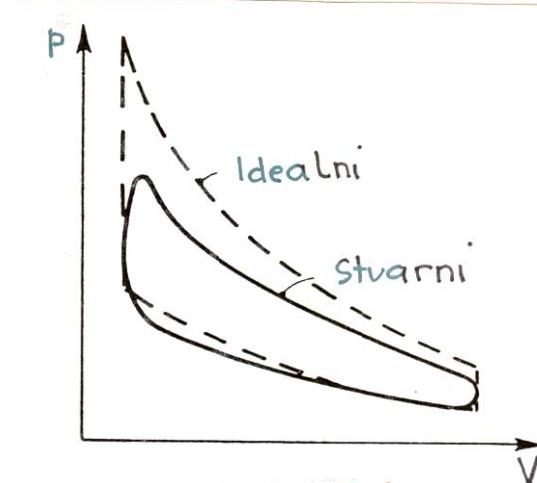


Slika 5.26. Prikaz promjene tlaka u fazi izgaranja.

Karakteristika motora su uvjetovane stanjem atmosfere (tlaka, temperature, relativne vlažnosti) u kojoj motor radi i ako se ono promijeni doći će do i do promjena karakteristika. Promjene karakteristika mogu se predstaviti grafički i normalne vrijednosti su naznačene do 30°C i 150 m nadmorske visine kod motora s uobičajenim usisom (bez prednabijanja). Smanjenje snage za 300 m nadmorske visine preko 150 m je oko 3% i za svakih 5K preko 30°C snaga se također smanjuje za 3%. Smanjenje snage zbog promjene relativne vlažnosti može biti do 6% ovisno o uvjetima.

### 5.7 Usporedba stvarnog ciklusa sa standardnim ciklusom sa zrakom

Neke razlike između stvarnog i idealnog ciklusa već su proanalizirane u uvodnom poglavlju. Druge razlike su evidentne iz usporedbe indikatorskog dijagrama, kao što je zaobljivanje kutova dijagrama zbog prigušenja ventila i činjenice da proces izgaranja ne ide u stvarnosti uz konstantni volumen ili konstantni tlak. Radni fluid nije zrak: na početku procesa izgaranja je to mješavina goriva i zraka te se ta mješavina mijenja kako teče proces izgaranja. Jedno od svojstva idealnog plina je da njegova specifična toplina ostaje konstantna, ali kod I.C. motora postoji značajna promjena njene vrijednosti zbog visokih temperatura koje se ostvaruju. Kod viših temperatura se javlja proces disocijacije kod izgaranja pa se smanjuje korisni rad. Isto tako postignuti tlak i temperatura (njihove maksimalne vrijednosti) u stvarnom ciklusu su puno niže nego one dobivene proračunom baziranom na teoretskom ciklusu, uz prepostavku da je dovedena ista količina topline. Toplinski gubici kod toplinskog stroja mogu se izbjegći ali kod realnog stroja postoji hlađenje koje je bitno da temperature ne bi postigle takve vrijednosti koje bi mogle izazvati oštećenje materijala komponenti motora. Procesi kompresije i ekspanzije također nisu adijabatski već oblika  $p \cdot v^h = \text{konst.}$ ; također prepostavka o unutarnjoj povrativosti može ponekad biti dobra. Usporedba stvarnog i idealnog ciklusa za benzinski motor je prikazana na slici 5.27., petlja pumpanja stvarnog ciklusa je izostavljena.



Slika 5.27. Usporedba stvarnog i idealnog ciklusa za benzinski motor.

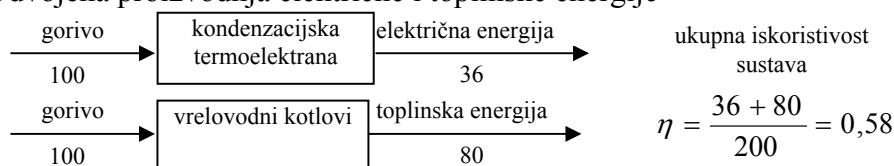
### 5.8. MIKRO I MINI KOGENERACIJSKA POSTROJENJA

Posljednje desetljeće svjedoci smo korjenitih promjena na evropskom energetskom tržištu. Došlo je do liberalizacije tržišta električne energije i plina, te do postrojenja zahtjeva s obzirom na zaštitu okoliša. Dogovorom u Kyotu zemlje potpisnice obavezale su se na

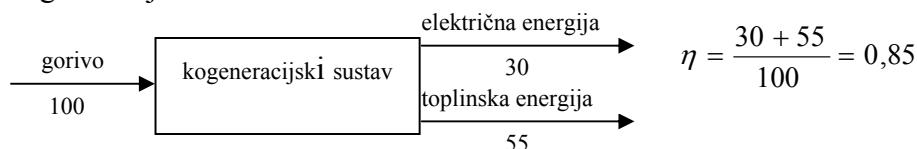
smanjenje emisije ugljičnog dioksida i ostalih stakleničkih plinova. Kogeneracija je prepoznata kao tehnologija koja će uvelike pomoći u ostvarenju ovih ciljeva. Promoviranje i potpomaganje implementacije kogeneracije ne obuhvaća samo industriju i velike kogeneracijske sisteme, već je cilj primijeniti ovu tehnologiju doslovno na svim razinama. Krajnji cilj je dakle povećati energetsku učinkovitost i povećati sigurnost opskrbe stvaranjem okvira za unapređivanje i razvoj kogeneracije visokog učinka na temelju potrošnje korisne topline i štednje primarne energije na unutrašnjem tržištu, uzimajući u obzir specifične nacionalne okolnosti naročito klimatske i ekonomske uvjete. Kao posljedica toga došlo je do razvoja mini i mikro kogeneracijskih sustava, čija se široka primjena očekuje u skoroj budućnosti.

Po definiciji kogeneracija je istovremena proizvodnja korisne toplinske i električne energije u istom energetskom sustavu. Prilikom proizvodnje električne energije u konvencionalnim kondenzacijskim termoelektranama velike količine topline se putem rashladnih sustava i dimnih plinova emitiraju u okoliš. Veliki dio ove otpadne topline može se iskoristiti u kogeneracijskim sustavima, tako da se stupanj iskoristivosti kondenzacijskih termoelektrana od 30-50% može povećati na vrijednost od 80-90% kod kogeneracijskih sustava, kako je to zorno i prikazano na slici 5.28.

#### Odvojena proizvodnja električne i toplinske energije



#### Kogeneracija



Slika 5.28. Usporedba ukupne iskoristivosti sustava između odvojene proizvodnje toplinske i električne energije te kogeneracije.

U literaturi postoji čitav niz definiranja mikro i mini kogeneracijskih sustava. EU Direktiva o unaprjeđenju kogeneracije definira da je mikro kogeneracijska jedinica maksimalne snage manje od 50 kW, dok je mala kogeneracija jedinica instalirane električne snage do 1 MW. U našoj zakonskoj legislativi može se iščitati naredna podjela kogeneracijskih sustava:

- mikrokogeneracijski sustavi imaju instaliranu električnu snagu manju od 50 kW,
- mali kogeneracijski sustavi imaju instaliranu električnu snagu od 50 kW do 1 MW,
- srednji kogeneracijski sustavi imaju instaliranu električnu snagu od 1 MW do 35 MW,
- velika kogeneracijski sustavi imaju instaliranu električnu snagu veću od 35 MW.

Za potrebe ovog članka pod mikrokogeneracijskim sustavima prvenstveno se misli na sisteme čija je električna snaga manja od 15 kW, dok se pod pojmom mini kogeneracijskih sustava misli na sisteme čija je električna snaga veća od 15 kW, a manja od 200 kW.

Potencijalne promjene mikro i mini kogeneracijskih sustava većinom se predviđa u zgradama s centralnim sistemom grijanja. To znači da će se u budućnosti konvencionalni centralni sistemi grijanja zamijeniti sa sistemima koji će istovremeno osim toplinske proizvoditi i električnu energiju. Proizvedena toplinska energija koristiti će se za potrebe

zagrijavanja prostorija i sanitарne vode, dok će se proizvedena električna energija trošiti odmah u zgradi ili će biti predana u elektrodistribucijsku mrežu. Mikro i mini kogeneracijski sustavi posebno su podesni za implementaciju u postojeće i novoizgrađene obiteljske kuće i stambene zgrade, bolnice i ambulante, škole i fakultete, poslovne zgrade, trgovačke centre i veće prodavaonice, hotele, restorane, te bazene i rekreacijske centre.

Najčešće tehnologije koje se koriste u mini i mikro kogeneracijskim sustavima su:

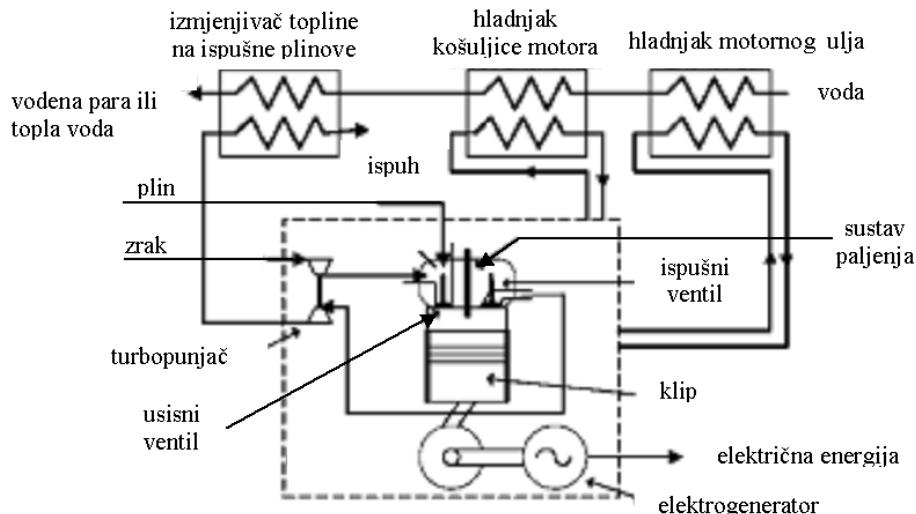
- a) motori sa unutarnjim izgaranjem,
- b) mikro plinske turbine,
- c) motori sa vanjskim izgaranjem-Stirlingovi motori.

Mini i mikro kogeneracijski sustavi zasnovani na motorima sa unutarnjim izgaranjem su dokazana i pouzdana tehnologija u praksi. Međutim, da se osigura visok stupanj raspoloživosti postrojenja potrebno je redovito servisiranje i održavanje ovakvih sustava.

Postoje kogeneracijski sustavi čija se snaga kreće od 1 kW pa sve do preko 10 MW. Osim Različita goriva se mogu koristiti, kao na primjer loživo ulje, zemni i tekući plin, biodizel, bioplín, odlagališni plin, ulje uljene repice itd. Otto motori snage do 30 kW se većinom koriste za potrebe mini i mikro kogeneracije u zgradama. Dizel motori primarno se koriste za srednju kogeneraciju, ali se malim dijelom koriste i za potrebe mini i mikro kogeneracije. To su četverotaktni motori sa direktnim ubrizgavanjem, opremljeni sa turbopuhalom i međuhlađenjem. Moguće je modificirati takve motore tako da mogu raditi sa dva goriva, primarno gorivo je plin, uz dodatak manje količine dizel goriva.

Stacionarni dizel motori uobičajeno rade s brojem okretaja između 500 i 1500 okretaja u minuti. Sustav hlađenja dizel motora kompleksniji je od sustava hlađenja otto motora, te je temperatura izlaznih dimnih plinova relativno niska, oko 85°C, što limitira potencijal povrata topline. Otto motori su podesniji za primjenu u mikro i mini kogeneracijskim sustavima budući da njihov sustav povrata topline može proizvesti toplu vodu temperature do 160°C, ili zasićenu paru od 20 bara. Konfiguracija tipičnog kogeneracijskog sustava baziranog na motoru s unutarnjim izgaranjem prikazana je na slici 5.29. Postoje četiri izvora toplinske energije koji se koriste u kogeneracijskim sustavima. To su osjetna toplina izlaznih dimnih plinova, hlađenje košuljice motora vodom, hlađenje ulja za podmazivanje motora, te međuhlađenje zraka u turbokompresoru. Oko 30 % toplinske energije realizira se hlađenjem košuljice motora vodom, dok se 30% do 50% realizira iz osjetne topline izlaznih dimnih plinova. Temperatura vode kojom se hladi košuljica motora iznosi između 85°C i 90°C, dok se pomoću izlaznih dimnih plinova uobičajeno proizvodi topla voda i zasićena para temperaturna od 100°C do 120 °C. Opsežna ispitivanja u praksi su pokazala da se ukupna iskoristivost kogeneracijskih sustava baziranih na motorima s unutarnjim izgaranjem kreće u iznosu od 85% do 90%. Korisnost pretvorbe energije goriva u električnu energiju , kreće se u intervalu između 28% i 39%, s time da ova korisnost raste kako se povećava snaga motora.

Emisija štetnih dimnih plinova drži se u zahtjevanim granicama odgovarajućom konstrukcijom motora, kontrolom procesa izgaranja, te korištenjem odgovarajućih katalizatora. Najpopularniji mikro kogeneracijski sustav je Dachs firme Senertec koji proizvodi 5,5 kW električne energije i 12,5 kW toplinske energije. U području malih kogeneracijskih sustava električne snage od 50 kW do 250 kW nalazi se čitav niz sustava različitih proizvođača koji se koriste u praksi.



Slika 5.29. Prikaz kogeneracijskog postrojenja s motorom s unutarnjim izgaranjem.

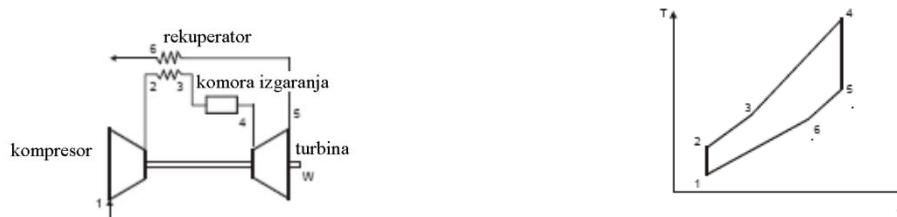
Mikro plinske turbine pripadaju grupi turbo strojeva do električne snage od 250 kW. Ovi uređaji su posebno razvijene za stacionarnu primjenu. Glavne komponente mikroturbinskog sustava su (slika 5.30.) kompresor, komora izgaranja rekuperator, plinska turbina, te kogeneracijska jedinica za iskorištavanje topline dimnih plinova. Konstrukcijske specifičnosti ovih uređaja su radikalni kompresor i turbina montirani na istom vratilu, rekuperator kojim se predgrijava zrak prije ulaska u komoru izgaranja, korištenje zračnih ležaja s ciljem smanjenja potrebe za nadgledanjem sustava, relativno mali stupanj kompresije, korištenje jeftinih materijala, te visokofrekventni elektrogeneratori sa permanentnim magnetima. Za razliku od industrijskih plinskih turbina kod mikro plinskih turbina regulacija snage se realizira pomoću broja okretaja vratila. Stoga se za vrijeme rada prvo producira visokofrekventna izmjenična struja koja se naknadno pretvara u izmjeničnu struju s frekvencijom od 50 Hz. Upravo zbog regulacije snage putem brzine vrtnje vratila dolazi do relativno malog pada stupnja djelovanja kod nižih opterećenja plinske mikro turbine.

Rekuperator omogućuje da učinkovitost proizvodnje plinske turbine iznosi od 25% do 30 %. Primjene mikro plinskih turbina naročito je pogodna tamo gdje se želi implementirati trigeneracija budući da izlazni dimni plinovi imaju relativno visoku temperaturu. Temperatura izlaznih dimnih plinova doseže 280 °C, što se može iskoristiti za proizvodnju procesne topline za manje industrijske pogone, kao i za rashlađivanje prostorija pomoću apsorpcijskog rashladnog uređaja. Zbog vrlo niske temperature izgaranja prilikom izgaranja plina u komori izgaranja producira se mala količina NO<sub>x</sub>-a. Potrebni tlak plina na ulasku u komoru izgaranja iznosi od 3,8 do 8,5 bara, koji osigurava ugrađeni kompresor, pa se ovi uređaji bez problema mogu uključiti u niskotlačnu plinovodnu mrežu.

Dvije kompanije danas prednjače na tržištu svojom ponudom plinskih mikro turbina. Prva je američka kompanija Capstone koja nudi agregate snage 30 kW i 60 kW, te švedsko-talijanska firma Turbec sa svojim uređajem T 100 snage 100 kW. Ova vrsta uređaja proživljava vrlo dinamičan tehnološki razvoj, te se od mikro i muni kogeneracijskog sustava očekuje u skoroj budućnosti značajan tržišni probaj.

Stirlingov motor spada u kategoriju motora s vanjskim izgaranjem kojeg je 1816. godine patentirao škotski izumitelj Robert Stirling. Ovi motori mogu koristiti vanjske izvore toplinske energije za zagrijavanje radnog fluida (plina) unutar cilindra. Jedna od značajki ovih motora je relativno dobar stupanj iskoristivosti. Glavi razlog ponovnog velikog interesa za razvoj i primjenu stirlingovih motora je taj što se pomoću njih mogu koristiti različiti

obnovljivi izvori energije uključujući solarnu i geotermalnu energiju, biomasu, biopljin te kapljevita biogoriva. Za razliku od motora s unutarnjim izgaranjem kod stirlingovih motora imamo kontinuirani proces izgaranja čime se realizira potpunije izgaranje goriva, što ima za posljedicu manju emisiju štetnih tvari u okoliš.



Slika 5.30. Prikaz toplinske sheme plinske mikroturbine i toplinskog ciklusa u T,s-dijagramu

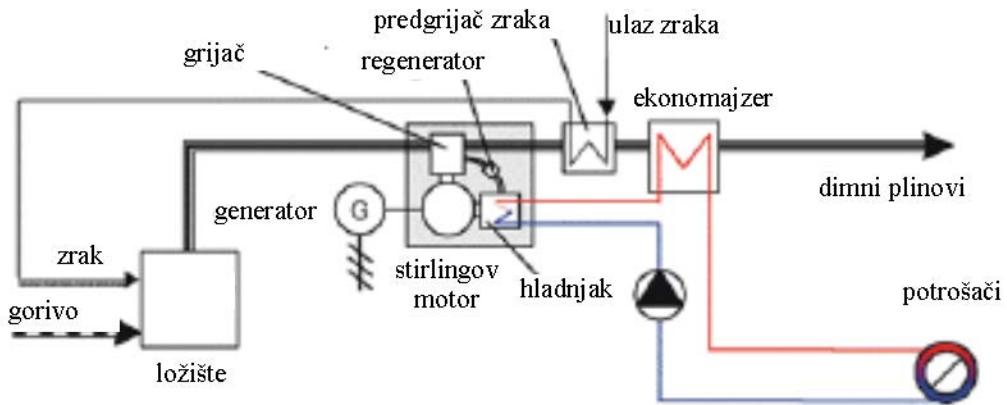
Konstrukcijski se ovaj tip motora može podijeliti u tri osnovne izvedbe: alfa, beta i gama izvedba.

Alfa izvedba se sastoji od dva nezavisna cilindra s klipovima koji su međusobno pozicionirani pod kutem od 90°. Prvi cilindar, koji se naziva ekspanzijski, potrebno je tijekom rada zagrijavati, dok je drugi cilindar, koji se naziva kompresijski, potrebno tijekom rada motora hladiti s zrakom ili vodom.

Beta izvedba ove vrste motors bazira se na originalnom Stirlingovom rješenju. To je jednocilindrična izvedba sa toploim i hladnim zonom unutar istog cilindra.

Gama izvedba stirlingovog motora izvedena je iz beta izvedbe. Sastoji se od dva odvojena cilindra.

Mikro kogeneracijski sustavi na bazi stirlingovog motora danas su u komercijalnoj ponudi. Najistaknutiji sustav takve vrste predstavlja SOLO 161 V firme Solo Stirling GmbH. Osnovu ovog sustava predstavlja stirlingov motor alfa izvedbe sa helijem kao radnim fluidom. Radni fluid tijekom radnog ciklusa dostiže maksimalnu temperaturu od 650 °C, dok minimalna temperatura iznosi približno 100 °C. Posebitost ove izvedbe je grijač prstenastog oblika. Ovi kogeneracijski sustavi proizvode se u modulima od 2 do 9 kW električne snage i od 8 do 26 kW toplinske snage. Stupanj korisnosti pri proizvodnji električne energije iznosi od 22 do 24,5%, dok se stupanj korisnosti cijelokupnog kogeneracijskog sustava kreće u iznosu od 92 do 96 %. Prikaz kogeneracijskog sustava zasnovanog na stirlingovom motoru prikazan je na slici 5.31.



Slika 5.31.Prikaz kogeneracijskog sustava zasnovanog na stirlingovom motoru.

Mini kogeneracijski sustavi još su u razvojnoj i demonstracijskoj fazi, ali zbog široke palete obnovljivih goriva koje mogu koristiti predviđa im se veliki tržišni potencijal. Tehnička izvedba stirlingovog motora razvijenog na Tehničkom fakultetu u Koprnhagenu (Danska) ima veliki potencijal primjene u velikom broju različitih kogeneracijskih sustava uz iskorištavanje različitih vrsta obnovljivih izvora energije. Momentalno se proizvodi u dva modula električne snage od 35 kW i 70 kW. Prikaz kogeneracijskog sustava zasnovanog na stirlingovom motoru prikazan je na slici 5.31.

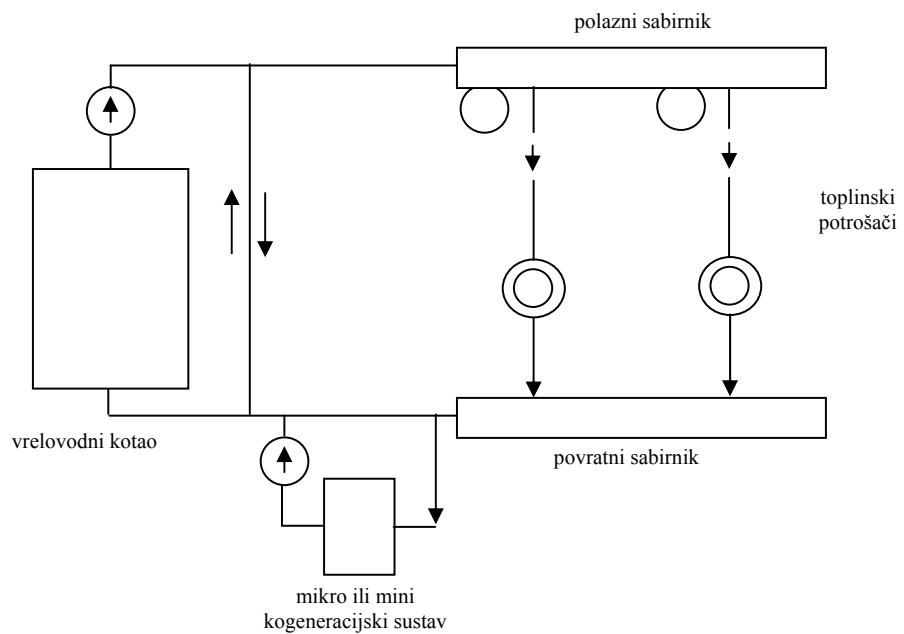
Način rada mini i mikro kogeneracijskih sustava ovisi o tome koju vrstu energetske potrebe dotičnog potrošača želimo zadovoljiti. Postoji nekoliko osnovnih načina rada mini i mikro kogeneracijskih sustava:

a)Zadovoljavanje toplinskog konzuma potrošača. Sustav proizvodi u svakom trenutku upravo onoliko toplinske energije koliko je potrebno da se zadovolje trenutne potrebe za toplinskog energijom potrošača. Ako je generirana električna energija veća od trenutne potrošnje potrošača, suvišak električne energije se šalje u elektrodistribucijsku mrežu. U protivnom se potrebna električna energija uzima iz mreže. Ovo je osnovni način rada mini i mikro kogeneracijskog sustava.

b)Zadovoljavanje konzuma električne energije potrošača. U svakom trenutku proizvedena električna energija zadovoljava konzum električne energije potrošača. Ako proizvedena toplinska energija ne zadovoljava toplinski konzum potrošača to se nadoknađuje pomoću dodatnog vrelovodnog kotla. Ako je proizvedena toplina veća od toplinskog konzuma potrošača, suvišak topline se spremi u toplinski spremnik za kasniju upotrebu.

c)Kombinirani način rada. U pojedinom periodu rada kogeneracijski sustav radi u nekom od gore spomenutih načina rada. Odluka se donosi na osnovu niza faktora kao što su tarifa električne energije u pojedinom dijelu dana, cijena goriva, nivo opterećenja i sl. Na takav način može se optimizirati način pogona kogeneracijskog sustava tako da sustav radi uz minimalne troškove.

d)Samostalni način rada. Kod ovog načina rada potrebno je za dani potrošač osigurati cjelokupnu potrebnu količinu toplinske i električne energije. Da bi se ova zadaća uspješno obavila potrebno je osigurati toplinske spremnike i eventualno sustave za pohranu električne energije.



Slika 5.32. Prikaz paralelnog priključivanje kogeneracijskog sustava postojećem vrelovodnom sustavu grijanja.

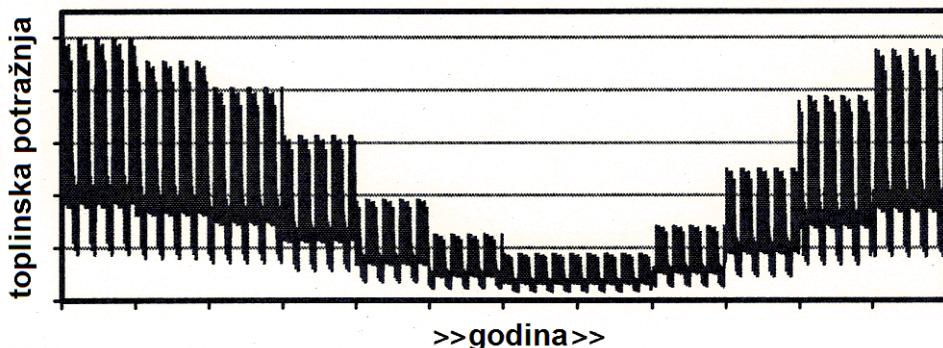
Mikro i mini kogeneracijski sustavi često se ugrađuju u već postojeći sustav grijanja s vrelovodnim kotlovima. Da se realizira godišnje što veći broj radnih sati rada kogeneracijskog sustava on radi u baznom režimu rada. Vrelovodni kotlovi rade u vršnom režimu rada.

Preporučljivo je opremiti vrelovodne kotlove modularnim gorionicima, koji omogućuju što niže temperature vode u povratnom vodu sustava grijanja. Mini ili mikro kogeneracijski sustavi priključuju se na postojeće sisteme grijanja vrelovodnim kotlovima na dva načina: serijski i paralelno. Na osnovu dosadašnjih iskustava serijsko priključenje omogućuje kogeneracijskom sustavu veliki broj radnih sati, te osigurava veliku sigurnost funkcioniranja čitavog sustava. Kogeneracijski sustav uzima dio toka vode iz povratnog voda sustava grijanja. Taj dio toka se zagrijava u kogeneracijskom sustavu uz istovremenu proizvodnju električne energije, te se vraća u glavni povratni vod. Cjelokupna količina vode iz povratnog voda sustava grijanja zatim prolazi kroz vrelovodni kotao gdje se zagrije na konačnu temperaturu. Za slučaj kada dogrijavanje u vrelovodnom kotlu nije potrebno ugrađuje se zaobilazni vod (bypass) oko vrelovodnog kotla. Paralelno priključivanje kogeneracijskog sustava postojećem vrelovodnom sustavu grijanja primjenjuje se kada priključujemo relativno veliki kogeneracijski sustav, ili kada želimo realizirati služeni sustav koji omogućuje različite načine rada. Kod ovakvog načina priključivanja obavezna je ugradnja toplinskog spremnika, čime se omogućuje smanjenje isključivanja kogeneracijskog sustava. Kada je proizvedena količina toplinske energije u kogeneracijskom sustavu veća od potreba za grijanje zgrade, suvišak topline pohranjuje se u toplinskem spremniku. U periodu dana kada je potreba veća količina topline nego što kogeneracijski sustav trenutno može proizvesti, nastala razlika se pokriva pražnjenjem spremnika topline i pomoću vrelovodnih kotlova. Prikaz paralelnog priključivanje kogeneracijskog sustava postojećem vrelovodnom sustavu grijanja prikazan je na slici 5.32.

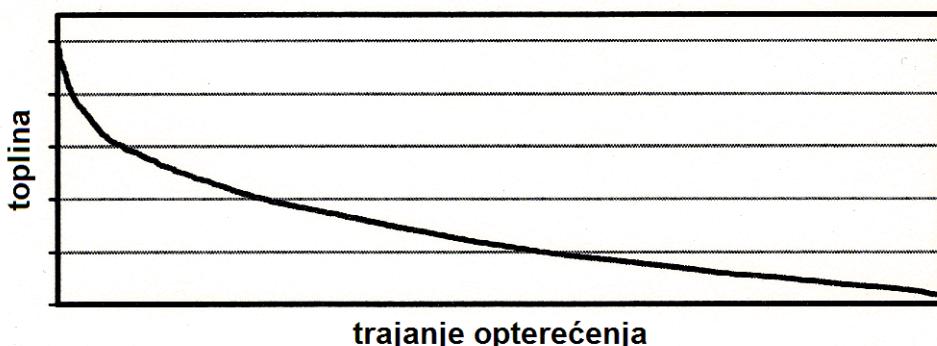
## 5.9. OSNOVE DIMENZIONIRANJA KOGENERACIJSKOG SUSTAVA

Profil karakteristične godišnje toplinske potrošnje nekog potrošača prikazana je na slici 5.33. Toplinski potrošač može biti poslovna zgrada, industrijski pogon, hotel, bolnica, naselje ili čitavi grad. Ovim profilom dominira toplinska potrošnja za potrebe grijanja, koja je velika u zimskom periodu, uz malu toplinsku potrošnju, zbog potreba zagrijavanja sanitarne vode, tijekom ljeta. Ako se radi o potrošaču koji je operativan samo tijekom tjedna, javlja se smanjena potreba za toplinskom energijom tijekom vikenda.

Ako se satne potrebe za toplinskom energijom potrošača, ekstrahirane iz profila karakteristične godišnje toplinske potrošnje nekog potrošača, poredaju po veličini, dobije se krivulja godišnjeg trajnog toplinskog opterećenja, kako je prikazano na slici 5.34. Krivulja godišnjeg trajnog toplinskog opterećenja nekog potrošača služi kao osnova za dimenzioniranje kogeneracijskog sustava.



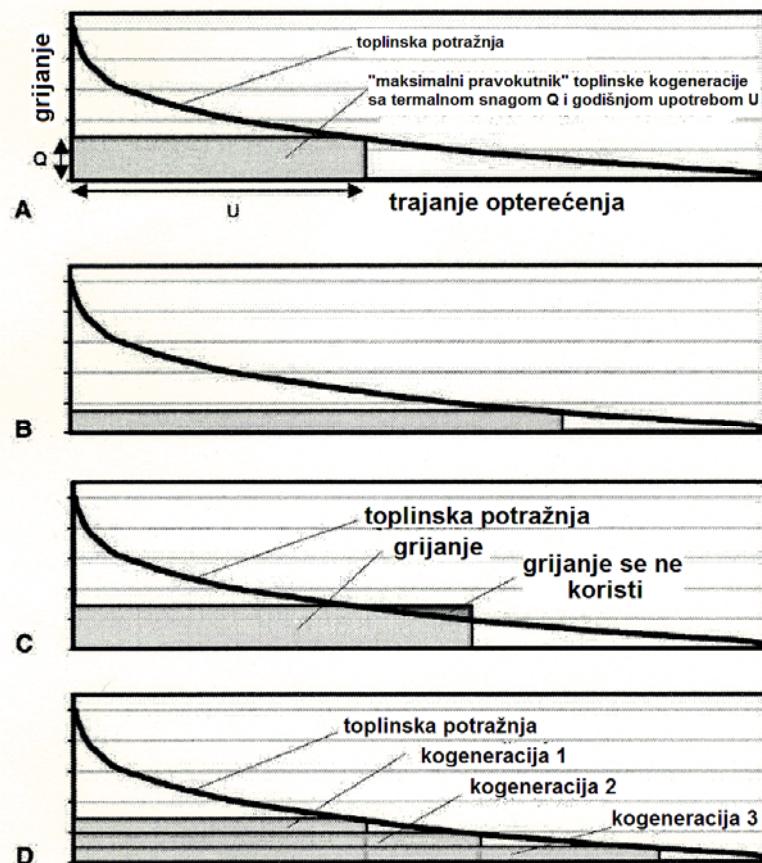
Slika 5.33. Profil karakteristične godišnje toplinske potrošnje nekog potrošača.



Slika 5.34. Krivulja godišnjeg trajnog toplinskog opterećenja.

Dimenzioniranje kogeneracijskog sustava predstavlja odabir njegove toplinske snage, na osnovu koje se za odabranu jedinicu određuje i veličina njene električne snage.

Osnovni pristup dimenzioniranja veličine toplinske snage kogeneracijske jedinice je realizacija maksimalne godišnje proizvodnje topline. Ovakva strategija dimenzioniranja kogeneracijske jedinice prikazana je na slici 5.35.A. Za danu krivulju godišnjeg trajnog toplinskog opterećenja odabire se toplinska snaga  $Q$ , tako da zajedno sa brojem radnih sati godišnje ( $u$ ) formira kvadrat s najvećom površinom. Uz pretpostavku da kogeneracijska jedinica radi samo u nominalnom režimu rada, broj radnih sati tijekom godine može biti relativno mali, što može značajno utjecati na ekonomsku isplativost tako odabranog postrojenja.



Slika 5.35. Različite strategije dimenzioniranja kogeneracijskog postrojenja: A strategija realizacije maksimalne godišnje proizvodnje topline, B strategija maksimalnog godišnjeg broja radnih sati bez akumulacije toplinske energije C strategija realizacije maksimalne godišnje proizvodnje topline uz akumulaciju dijela topline, D strategija upotrebe većeg broja kogeneracijskih jedinica bez akumulacije topline.

Drugi pristup dimenzioniranja kogeneracijskog postrojenja je korištenje strategije maksimalnog godišnjeg broja radnih sati bez akumulacije toplinske energije, kako je to prikazano na slici 5.35.B. Odabrana toplinska snaga  $Q$  je niže vrijednosti od one u slučaju 5.35.A, ali je broj (godišnjih) radnih sati pri punoj toplinskoj (i električnoj) snazi kogeneracijskog postrojenja značajno povećava, ali tako da ekonomska isplativost postrojenja bude povoljnija od predhodnog primjera. Tijekom rada kogeneracijskog sustava nije predviđena proizvodnja toplinske energije u suvišku.

Treća strategija dimenzioniranja kogeneracijskih postrojenja za danu krivulju godišnjeg trajnog toplinskog opterećenja predstavlja kombinaciju prethodnih strategija, kako je to prikazano na slici 8C. Kogeneracijsko postrojenje ima toplinsku snagu  $Q$  iste vrijednosti kao u slučaju 8A, ali je veći broj radnih sati godišnje ( $u$ ), čime se povećava i godišnja proizvodnja toplinske i električne energije. Tijekom rada kogeneracijskog sustava predviđena je proizvodnja suviška dijela toplinske energije. S jedne strane povećava se ekonomska isplativost postrojenja, te se povećava energetska efikasnost uz smanjivanje emisije stakleničkih plinova. S druge strane, bacanje dijela generirane topline nije poželjno.

Osim tri raspravljene strategije postoje druge mogućnosti za povećanje godišnje upotrebe kogeneracije. Prva mogućnost je pohranjivanje ili akumuliranje dijela topline. U praksi je moguća upotreba akumulatora topline kako bi se izbalansirao rad kogeneracijskog postrojenja sa dnevnim potrebama potrošača za toplinskom energijom. Onaj dio toplinske

energije koji je proizведен u suvišku, kako je to prikazano na slici 5.35.C, pohranjuje se u akumulatorima topline. Potrebno je pravilno odabratи dnevni kapacitet akumulatora toplie, koji ovisi o dnevnim potrebama potrošača za toplinskog energijom u različitim dijelovima godine. Na taj način se unapređuje strategija, prikazana na slici 5.35.C, jer se proizvedena količina topline u suvišku ipak iskorištava od strane potrošača.

Još jedna mogućnost je realizacija kogeneracijskog postrojenja sa više proizvodnih jedinica umjesto samo sa jednom jedinicom. Ova je mogućnost prikazana na slici 5.35. D, gdje su prikazane tri identične proizvedene jedinice, koje zajedno imaju ukupnu toplinsku snagu  $Q$ . Sve jedinice imaju drugačiju ulogu u proizvodnji toplinske i električne energije, te rade u rasponu od kogeneracijske jedinice u „baznom režimu rada“ sa najviše sati rada na godinu (kogeneracija 3) pa do jedinice sa „vršnjim režimom rada“ sa najnižim brojem radnih sati godišnje (kogeneracija 1). Analiza konstrukcije kogeneracijskih sustava s više proizvodnih jedinica ima puno optimizacijskih parametara kao što je optimizacija broja jedinica, veličina jedinica i njihov broj radnih sati godišnje, dakle korištenje akumulatora topline.

Kogeneracijski strojevi mogu raditi pri djelomičnom opterećenju, odnosno u vanprojektom načinu rada, uz određeno smanjene termičkog stupnja djelovanja kogeneracijskog postrojenja. Takav način rada kogeneracijskog postrojenja u praksi se izbjegava, te je uobičajeno da ako je određena jedinica u pogonu, onda ona radi u projektom odnosno u nominalnom režimu rada.

Iz prethodne analize je vidljivo da je dimenzioniranje kogeneracijskog postrojenja složena optimizacija zadaća, koja zahtjeva opsežan postupak odabira optimalnog rješenja. Iskustveni podatci iz prakse govore da je optimalna toplinska snaga kogeneracijskog postrojenja negdje između 25% i 30% maksimalne potrebne toplinske snage danog potrošača, uz 6500 do 7000 radnih sati godišnje (pa i više). Nakon odabira dimenzija kogeneracijskog postrojenja, koje je ekološki i ekonomski optimalno, potrebno je odabrati i najpovoljniji godišnji način rada takvog postrojenja s obzirom na karakteristike konzuma toplinske (i električne) energije danog potrošača.

## 6. MOTORI S VANJSKIM IZGARANJEM – STIRLINGOV MOTOR

Rad Stirlingovih motora zadovoljava potrebne uvjete učinkovitog iskorištanja energije i sigurnosti za okoliš, pa je zato u današnje vrijeme predmet velikog interesa. Velik broj znanstvenih instituta i privatnih tvrtki privukao je razvoj i istraživanje Stirlinigovih motora. Vrlo je značajan uređaj, jer je relativno jednostavan, pouzdan i siguran, što je i prepoznao njegov izumitelj Robert Stirling davne 1816. Motor radi u zatvorenom termodinamičkom ciklusu koji je reverzibilan. Današnji sustavi čiji se rad temelji na Stirlingovom ciklusu su u funkciji kao dizalice topline, kriogeni hladnjaci i ukapljivači plinova. Cilj ovog članka je pružanje temeljnih informacija i predstavljanje detaljnog opisa dosadašnjeg truda uloženog u razvoj motora sa stirlingovim ciklusom i tehnika korištenih za analizu. Mnogi su istraživači pokušali konstruirati i poboljšati rad Stirlingovog motora. Pokazalo se da bi se ostvario rad motora sa dobrom učinkovitosti, potreban je dobar dizajn izmjenjivača topline, ispravan odabir pogonskog mehanizma, te je ključna konfiguracija motora. Istraživanja pokazuju da je Stirlingov motor koji radi na relativno niskoj temperaturi, sa helijem kao radnim fluidom, potencijalno najbolji motor budućnosti. Naročito solarno pogonjeni dvoradni Stirlingovi motori sa malom temperturnom razlikom, gama konfiguracije.

**Oznake**

|                  |   |
|------------------|---|
| a, b             | koeficijent konvekcijskog prijenosa topline na određenoj površini     |
| $A_h$            | površina grijajuća  |
| $A_r$            | površina izmjene topline regeneratora                                 |
| $B_N$            | Beale-ov broj   |
| $C_p$            | specifični toplinski kapacitet radnog fluida pri konstantnom tlaku    |
| $C_{PM}$         | specifični toplinski kapacitet regeneratora                           |
| $C_V$            | specifični toplinski kapacitet radnog fluida pri konstantnom volumenu |
| $d_h$            | promjer grijajuća   |
| h                | koeficijent konvekcijskog prijenosa topline                           |
| $h_b$            | koeficijent većinskog dijela topline                                  |
| $h_h$            | koeficijent konvekcijskog prijenosa topline grijajuća                 |
| k                | omjer radnog volumena   |
| $k_1 \& k_2$     | omjer regenerativnog procesa  |
| $k_h$            | termalna provodljivost materijala grijajuća                           |
| $l_h$            | duljina grijajuća   |
| $L_R$            | duljina regeneratora  |
| M                | masa radnog fluida  |
| $m_c$            | masa radnog fluida u kompresijskom prostoru                           |
| $m_{ck}$         | masa radnog fluida u između kompresijskog prostora i hladnjaka        |
| $m_e$            | masa radnog fluida u ekspanzijskom prostoru                           |
| $m_f$            | masa protoka fluida   |
| $M_{FR}$         | masa fluida u regeneratoru  |
| $m_h$            | masa radnog fluida u grijajuću  |
| $m_{he}$         | maseni protok radnog fluida između ekspanzijskog prostora i grijajuća |
| $m_i$            | maseni protok radnog fluida prema Ralli pojednostavljenoj čeliji      |
| $m_k$            | masa radnog fluida u hladnjaku  |
| $M_M$            | masa regeneratora   |
| $m_o$            | maseni protok radnog fluida iz Ralli pojednostavljenje čelije         |
| $m_r$            | masa radnog fluida u regeneratoru                                     |
| n                | molarni broj radnog fluida  |
| $N_u$            | Nusselt-ov broj   |
| p                | trenutni tlak   |
| $P_1, P_2, P_3,$ | tlak u točkama PV dijagrama   |
| $P_4$            |   |
| $P_{AM}$         | aritmetička sredina tlaka pri kraju regeneratora                      |
| $P_i$            | snaga motora  |
| $p_{max}$        | maksimalni tlak ciklusa   |
| $p_m$            | srednji tlak ciklusa  |
| $P_r$            | Prandtl-ov broj   |
| Q                | prijenos topline  |
| $Q_C$            | gubitak topline prilikom kompresije                                   |
| $Q_h$            | dobavljena toplinska energija za vrijeme grijanja                     |
| $Q_k$            | gubitak energije prilikom hlađenja                                    |
| $Q_R$            | omjer odbačene energije   |
| $Q_s$            | omjer dobavljene toplinske energije                                   |
| R                | plinska konstanta   |
| Re               | Reynolds-ov broj  |
| $r_v$            | omjer volumen/kompresija  |

|                   |  |
|-------------------|--|
| $s$               | entropija  |
| $S$               | reducirani mrtvi volumen   |
| $S_t$             | Stanton-ov broj  |
| $T$               | ordinata vremena   |
| $T_1, T_2, T_3,$  | temperatura radnog fluida u točkama TS dijagrama                       |
| $T_4$             |  |
| $t_1$             | vrijeme povezano s prijenosom topline u ekspanzijskom prostoru         |
| $t_2$             | vrijeme povezano s prijenosom topline u kompresijskom prostoru         |
| $T_C$             | sink temperature   |
| $T_c$             | temperatura radnog fluida u kompresijskom prostoru                     |
| $T_{C\text{ av}}$ | prosječna temperatura radnog fluida u kompresijskom prostoru           |
| $T_{ck}$          | srednja temperatura radnog fluida u hladnjaku i kompresijskom prostoru |
| $T_D$             | temperatura u mrtvom prostoru  |
| $T_E$             | najviša temperatura radnog fluida                                      |
| $T_e$             | temperatura na ekspanzijskoj strani                                    |
| $T_{E\text{ av}}$ | prosječna temperatura radnog fluida na ekspanzijskoj strani            |
| $T_e$             | temperatura radnog fluida u ekspanzijskog prostora                     |
| $T_F$             | temperatura radnog fluida  |
| $T_H$             | temperatura na ulaznoj strani  |
| $T_h$             | temperatura radnog fluida na grijajućem                                |
| $T_{he}$          | temperatura radnog fluida na grijajuću i ekspanzijskom prostoru        |
| $T_i$             | ulazna temperatura u Urieli-evu pojednostavljenu ćeliju                |
| $T_k$             | temperatura radnog fluida u hladnjaku                                  |
| $T_M$             | temperatura matrice  |
| $T_{\max}$        | maksimalna temperatura ciklusa   |
| $T_{\min}$        | minimalna temperatura ciklusa  |
| $T_o$             | izlazna temperature iz Urieli-eve pojednostavljenje ćelije             |
| $v$               | brzina fluida  |
| $V_c$             | odstupanja kompresijskog cilindra                                      |
| $V_d$             | volumen mrtvog prostora  |
| $V_e$             | odstupanja ekspanzijskog cilindra                                      |
| $V_r$             | volumen regeneratora   |
| $V_{sc}$          | radni volumen kompresijskog prostora                                   |
| $V_{se}$          | radni volumen ekspanzijskog prostora                                   |
| $V_T$             | ukupni volumen   |
| $W_C$             | rad kompresije   |
| $W_d$             | obavljeni rad motora   |
| $W_e$             | rad ekspanzije   |
| $W_s$             | West-ov broj   |
| $x$               | omjer mrtvog volumena  |
| $X$               | udaljenost   |

### Grčki simboli

|          |   |
|----------|---|
| $\rho$   | c/a   |
| $\alpha$ | fazni kut između ekspanzijskog i kompresijskog cilindra |
| $\zeta$  | bezdimenzijska veličina                                 |
| $\eta_t$ | termički stupanj djelovanja                             |
| $\delta$ | b/a   |

|                 |  |
|-----------------|--|
| $\Theta$        | $\tan^{-1}((k \sin \alpha)/(k + k \cos \alpha))$ |
| $\phi$          | kut radilice                                     |
| $\gamma_t$      | izentropski koeficijent                          |
| $\eta$          | bezdimenzijsko vrijeme                           |
| $\delta$        | faktor u Schmidt-ovoj analizi                    |
| $\lambda$       | periodično vrijeme toka                          |
| $\mu$           | viskoznost plina                                 |
| $\varepsilon_R$ | učinak korisnosti regeneratora                   |
| $\Delta$        | promjena duljine                                 |
| $\sigma$        | permeabilnost matrice                            |
| $\mu$           | viskoznost fluida                                |
| $\xi$           | odnos temperatura, $T_1/T_3$                     |
| $\tau$          | odnos radnih temperatura motora                  |
| $\Gamma$        | odnos odbačene i uskladištene temperature        |
| $\Pi$           | reducirani period                                |

## 6.1.UVOD

Stirlingov motor izumio je Robert Stirling 1816. u Škotskoj, nekih 80 godina prije izuma diesel motora, te je doživio veliki komercijalni uzlet, sve do ranih godina 20. st. Stirlingov motor je ciklički uređaj, koji radi u zatvorenom regenerativnom termodinamičkom ciklusu, sa cikličkom kompresijom i ekspanzijom radnog fluida na različitim temperaturama. Protok je kontroliran promjenom volumena, na način da se ostvaruje pretvorba topline u rad, i obrnuto. Stirlinogove motore često zovu i drugim imenima, npr. motori na vrući zrak ili motori na vrući plin, ili još nekim nazivima koji se odnose na različite izvedbe motora. Početkom 19. stoljeća, zbog naglog razvoja motora sa unutarnjim izgaranjem i električnih strojeva, daljnji razvoj Stirlingovih motora je znatno otežan.

Visoka toplinska učinkovitost, rad sa niskom razinom buke i sposobnost Stirlingovih motora da koriste različita goriva, zadovoljava uvjet učinkovite upotrebe energije i brige za okoliš. Uredaji na bazi stirlingovih motora smatraju se najbolji između većine učinkovitih niskoenergetskih uređaja za solarno-termalnu pretvorbu. S ciljem analiziranja i poboljšavanja preformansi tri glavne komponente tih uređaja, solarnog prijamnika, kruga termodinamičkog plina i pogonskog mehanizma, simulacijski programi se razvijaju u cijelom svijetu. 1980. godine sa krizom goriva, Stirlingov motor je postao privlačan sa brzim postignućima u tehnologiji materijala. Ovo je drugi stupanj transformacije Stirlingovog motra. Izvješće daje pregled literature o tehnološkom razvoju Stirlingovog motora i prokomentirana su brojna istraživanja. Cilj ovog istraživanja je pronaći izvedivo rješenje, koje može dovesti do preliminarnog idejnog projekta učinkovitog Stirlingovog motora.

Budući zahtjevi energana i povoljne karakteristike Stirlingovih motora:

### Budući zahtjevi i trendovi

1. iscrpljena konvencionalna goriva
2. Porast cijena fosilnih goriva
3. Korištenje alternativnih goriva
4. Zahtjevi za nisku razinu buke i manje zagađenje zraka
5. Ponovno korištenje otpadne topline

### Povoljne karakteristike

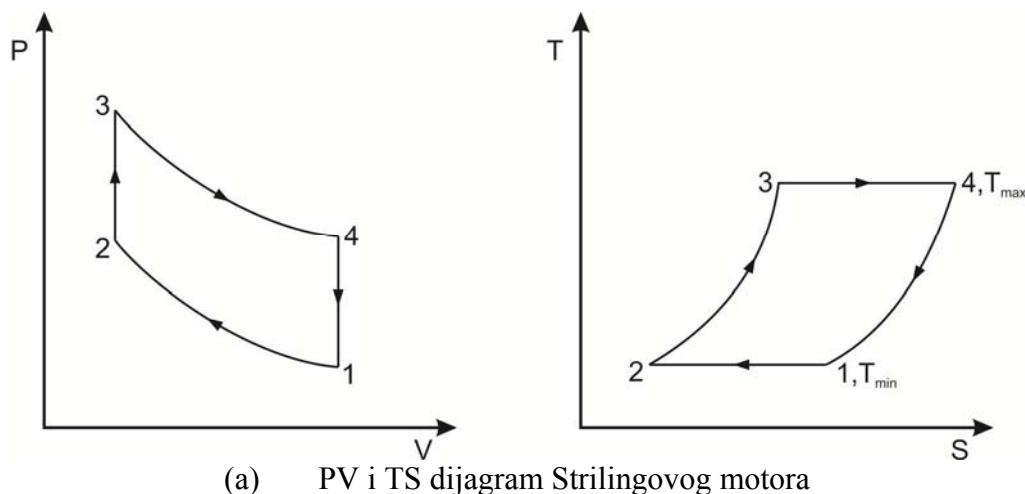
- Mogućnost korištenja različitih goriva
- Mala potrošnja goriva
- Visoka učinkovitost  
(korištenje ne-fosilnih goriva)
- Mogućnost korištenja različitih goriva  
(korištenje ne-fosilnih goriva)
- Čisto izgaranje
- Niska razina buke
- Rad na niskim temperaturama

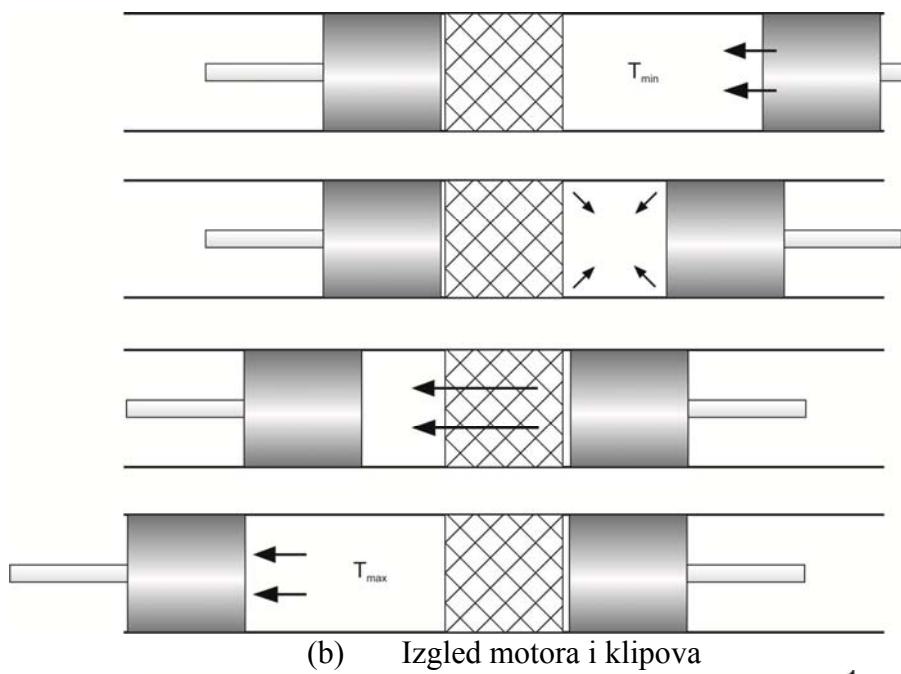
## 6.2. TERMODINAMIKA CIKLUSA STIRLINGOVOG MOTORA

Robert Stirling izumio je motor zatvorenog regenerativnog ciklusa i regenerativni izmjenjivač topline. Motor i ciklus motora prikazan je na PV i TS dijagramu Sl.6.1(a). Ciklus se sastoji od četiri procesa, izotermalne kompresije i ekspanzije i izentropskog dodavanja i oduzimanja topline, Sl.6.1. Zamislimo cilindar u kojem se nalaze dva suprotno postavljena klipa i regenerator između njih, kao na Sl.6.1(b). Regenerator se ponaša kao termalna spužva, naizmjениčno absorbirajući i otpuštajući toplinu. Regenerator je u biti matrica fino podijeljenog metala u obliku žica i traka. Prostor između regeneratora i desnog klipa je ekspanzijski volumen, a prostor između regeneratora i lijevog klipa je kompresijski volumen. Ekspanzijski volumen se održava na višoj temperaturi, a kompresijski volumen se održava na nižoj temperaturi. Temperaturna razlika između ( $T_{\max} - T_{\min}$ ) između krajeva regeneratora održava se ista.

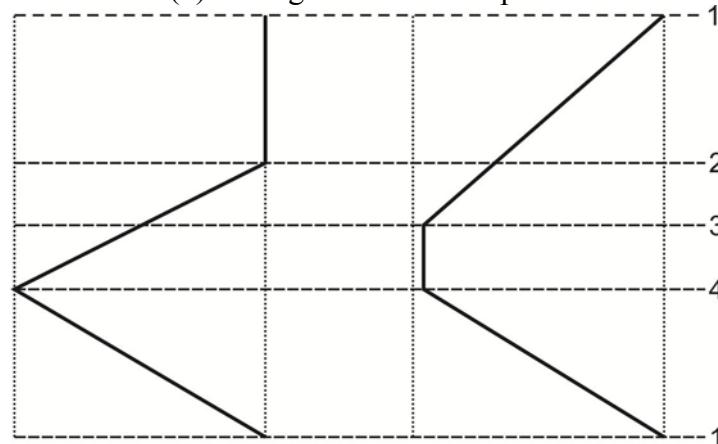
### 6.2.1. CIKLUS MOTORA

U početku ciklusa prepostavljamo da je klip kompresijskog prostora u vanjskoj mrtvoj točki (krajnje desno), te da je klip ekspanzijskog prostora u unutarnjoj mrtvoj točki, blizu regeneratora. Sav radni fluid se nalazi u hladnom kompresijskom prostoru. Kompresijski volumen je na maksimalnoj vrijednosti, a tlak i temperatura su na minimalnoj vrijednosti (točka 1 na PV i TS dijagramu). Četiri procesa termodinamičkog ciklusa su: Proces 1–2, izotermalna kompresija: za vrijeme kompresije 1 do 2, kompresijski klip putuje prema regeneratoru, dok ekspanzijski klip miruje. Radni fluid je stlačen u kompresijskom prostoru, te dolazi do porasta tlaka s  $P_1$  na tlak  $P_2$ . Temperatura je konstantna, zbog toka topline iz hladnog prostora u okolinu. Rad koji je preuzeo radni fluid, proporcionalan je toplini odbačenoj iz ciklusa. Nema promjene unutarnje energije i dolazi do smanjenja entropije. Izotermalna kompresija radnog fluida, uključujući prijenos topline sa radnog fluida u okoliš  $T_{\min}$ .





(b) Izgled motora i klipova



Ekspanzijski volumen

(c) Dijagram put - vrijeme

Kompresijski volumen

Dijagram put - vrijeme

### Sl.6.1. Stirlingov ciklus

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} = P_1 r_v$$

$$T_1 = T_2 = T_{min}$$

Izmijenjena toplina  $Q = \text{obavljeni rad } W$

$$Q = W_c = P_1 V_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) = m R T_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$$

$$\text{Promjena entropije} = (s_2 - s_1) = R \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$$

Proces 2–3, konstantni volumen regenerativnog prijelaznog procesa: u procesu 2–3, oba klipa se kreću istovremeno, npr. kompresijski klip prema regeneratoru i ekspanzijski klip od regeneratora, tako da volumen između klipova ostaje konstantan. Radni fluid se prebacuje iz kompresorskog prostora u ekspanzijski prostor, kroz regenerator od poroznog materijala. Temperatura radnog fluida povećava se od  $T_{min}$  do  $T_{max}$ , prijelazom topline sa regeneratora na radni fluid. Postupno povećanje temperature radnog fluida dok prolazi kroz regenerator,

uzrokuje povećanje tlaka. Ovdje se ne obavlja rad, pa dolazi do povećanja entropije i unutarnje energije radnog fluida. Izohorni (konstantan volumen) prijenos topline na radni fluid sa regeneratora:

$$P_3 = \frac{P_2 T_3}{T_2} = \frac{P_2}{\lambda}; \quad V_3 = V_2$$

Ako je  $\tau = \left(\frac{T_2}{T_3}\right)$  odnos temperatura, koji je definirao Gustav Schmidt [6.5]:

Izmijenjena toplina  $Q = C_V(T_3 - T_2)$ ,

Obavljeni rad = 0,

$$\text{Promjena entropije} = (s_2 - s_1) = C_V \ln\left(\frac{1}{\tau}\right)$$

Proces 3–4, izotermalna ekspanzija: u procesu ekspanzije 3–4, ekspanzijski klip se nastavlja kretati od regeneratora prema vanjskoj mrtvoj točki, dok kompresijski klip miruje u unutarnjoj mrtvoj točki do regeneratora. Kako se ekspanzija nastavlja, tlak se smanjuje sa povećanjem volumena. Temperatura se održava konstantna dodavanjem topline iz vanjskog izvora topline, temperature  $T_{max}$ . Rad koji se obavlja na klipu proporcionalan je dovedenoj toplini. Nema promjene unutarnje energije, nego samo povećanje entropije radnog fluida.

$$P_4 = \frac{P_3 V_3}{V_4} = P_3 \left(\frac{1}{r_V}\right); \quad T_4 = T_3 = T_{max},$$

Izmijenjena toplina = Obavljeni rad,

$$Q = W = P_3 V_3 \ln r_V = mRT_3 \ln r_V,$$

$$\text{Promjena entropije} = (s_3 - s_4) = R \ln r_V.$$

Proces 4–1, regenerativni transfer proces konstantnog volumena: u procesu 4–1 oba klipa se istovremeno gibaju i prenose radni fluid iz ekspanzijskog prostora u kompresijski prostor kroz regenerator pri konstantnom volumenu. Prolaskom radnog fluida kroz regenerator, toplina prelazi sa radnog fluida na regenerator, i tako spušta temperaturu radnog fluida na  $T_{min}$ . Ovdje se ne obavlja rad, nego se smanjuje unutarnja energija i entropija radnog fluida. Izohorno (pri konstantnom volumenu) odbacivanje topline:

$$P_1 = \frac{P_3 T_4}{T_1} = P_1 \tau; \quad V_1 = V_4$$

Izmijenjena toplina  $Q = C_V(T_1 - T_4)$ ,

$$\text{Promjena entropije} = (s_1 - s_4) = C_V \ln \tau$$

Ako je

$$r_V = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}$$

ukupna dobavljeni toplina =  $RT_3 \ln r_V$  i odbačena toplina =  $RT_1 \ln r_V$ .

Onda termički stupanj djelovanja možemo pisati kao

$$\eta_t = \frac{mRT_3 \ln(r_V) - mRT_1 \ln(r_V)}{mRT_3 \ln(r_V)},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \tau. \quad (6.1)$$

Stirling-ov ciklus je vrlo idealiziran termodinamički ciklus, koji se sastoji od dva izotermna i dva izohorna procesa, i termodinamički je reverzibilan. Prva pretpostavka izoternog rada i izmjene topline, je da izmjenjivači topline moraju biti savršeno učinkoviti. Slijedeća pretpostavka je da nema izmjene topline između stijenki i radnog fluida. Naravno u praktičnoj primjeni niti jedna od te dvije pretpostavke nije točna.

## 6.2.2. IZOTERMNA ANALIZA

Da bi se realizirala učinkovita izmjena topline, Urieli Berchowitz je zamislio idealni motor sa pet serijski spojenih komponenata, kompresijskog prostora c, hladnjaka k, regeneratora r, grijajućeg h i ekspanzijskog prostora e, kao na sl.6.2. Razmatranje motora je obavljeno za prijenos topline na radni fluid preko površine obuhvaćene u PV dijagramu. Uzeta je pretpostavka da je ukupna masa radnog fluida u motoru konstantna.

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e$$

Uzimajući u obzir da je tlak u cijelom motoru konstantan i da je temperatura u hladnjaku i grijajućem konstantna, npr.  $T_c = T_k, T_h = T_e$ .

Koristeći jednadžbu idealnog plina:

$$M = \frac{p}{R} \left( \frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)$$

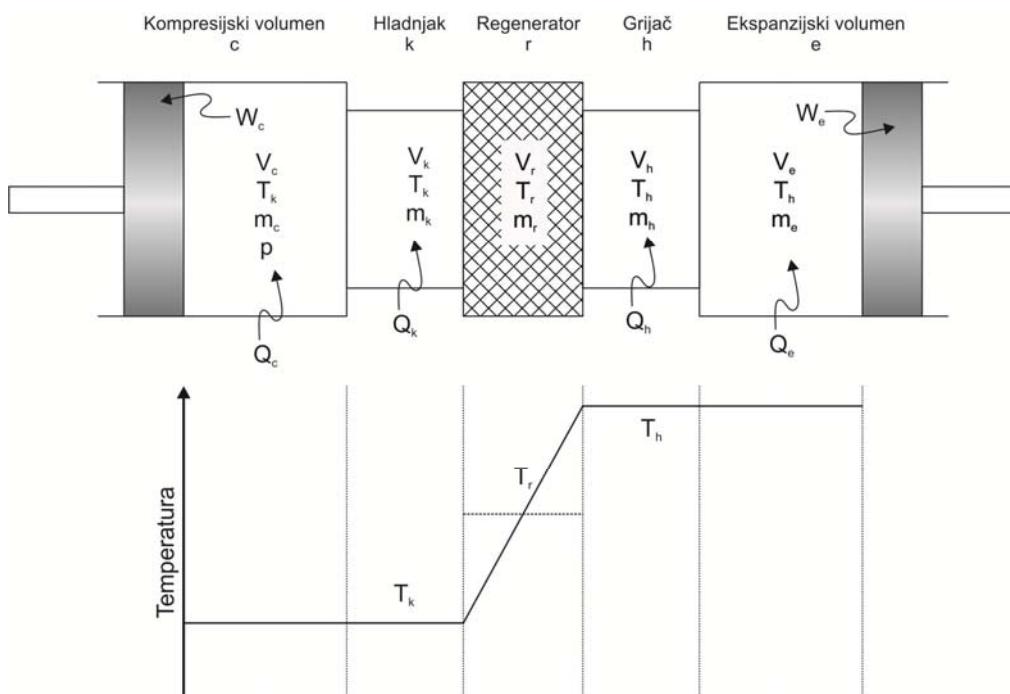
Temperatura u regeneratoru  $T_r$  može se pisti kao

$$T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)},$$

pa je tlak ciklusa,

$$p = MR \left( \frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (6.2)$$

Jednadžba koju je izveo Senft [7] za radni fluid tlaka P, kao funkciju promjene volumena  $V_c$  i  $V_e$ . Obavljeni rad je posljedica promjene volumena radnih prostora  $V_c$  i  $V_e$ .



Sl.6.2. Idealni izotermalni model

Tokom cijelog ciklusa, ukupni obavljeni rad je algebarska suma radova, koji su posljedica kompresije i ekspanzije.

$$\begin{aligned} W &= W_c + W_e \\ W &= \oint p dV_c + \oint p dV_e \\ W &= \oint p \left( \frac{dV_c}{d\phi} + \frac{dV_e}{d\phi} \right) d\phi \end{aligned} \quad (6.3)$$

gdje je  $\phi$  kut radilice.

### 6.2.3. IZMJENA TOPLINE U IZOTERMALNOM MODELU MOTORA

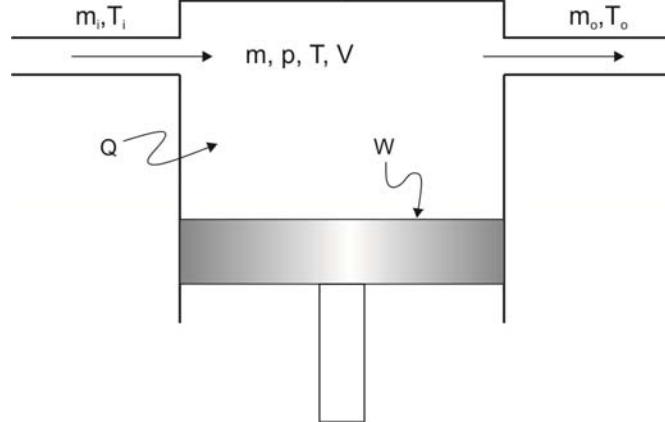
Da bi istražili prijenos topline u grijajući i hladnjak, potrebno je uzeti u obzir energetsku jednadžbu radnog fluida. Pojednostavljena ćelija radnih prostora koju je modelirao Rallis [6.8] sl.6.3, može biti upotrijebljena kao radni prostor ili prostor za izmjenu topline. Entalpija se prenosi u ćeliju sa protokom mase  $m_i$  i temperaturom  $T_i$ , i iz ćelije masom  $m_o$  i temperaturom  $T_o$ . Derivacijski operator označen sa  $D$  i  $D_m$  odnosi se na derivaciju mase ( $d_m/d_t$ ).

Izraz energetske jednadžbe za radni fluid u pojednostavljenoj ćeliji je:

$$\begin{aligned} &\{\text{Količina topline koja ulazi u ćeliju}\} + \{\text{Neto entalpija konvertirana u ćeliju}\} \\ &= \{\text{Količina rada obavljena na okolini}\} \\ &+ \{\text{Povećanje unutarnje energije u ćeliji}\} \end{aligned}$$

Matematički izraz,

$$DQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = DW_d + C_V D(mT) \quad (6.4)$$



Sl.6.3. Pojednostavljena ćelija radnog prostora

gdje su  $C_p$  i  $C_V$  specifični toplinski kapaciteti plina konstantnog tlaka i konstantnog volumena. Jednadžba (6.4) je dobro poznati oblik jednadžbe protoka za nestacionarno stanje, gdje je kinetička i potencijalna energija zanemarena.

U izotermalnom modelu, za kompresijski i ekspanzijski prostor, kao i za grijajući i hladnjak vrijedi  $T_i = T_o = T$ .

$$DQ = C_p T (m_o - m_i) + C_V T Dm + DW_d$$

Prema zakonu očuvanja mase, razlika u masenom toku ( $m_o - m_i$ ) je brzina akumulacije mase unutar ćelije za radni fluid  $R = C_p - C_V$ . Prema tome jednadžba se pojednostavljuje na:

$$DQ = RT Dm + DW_d$$

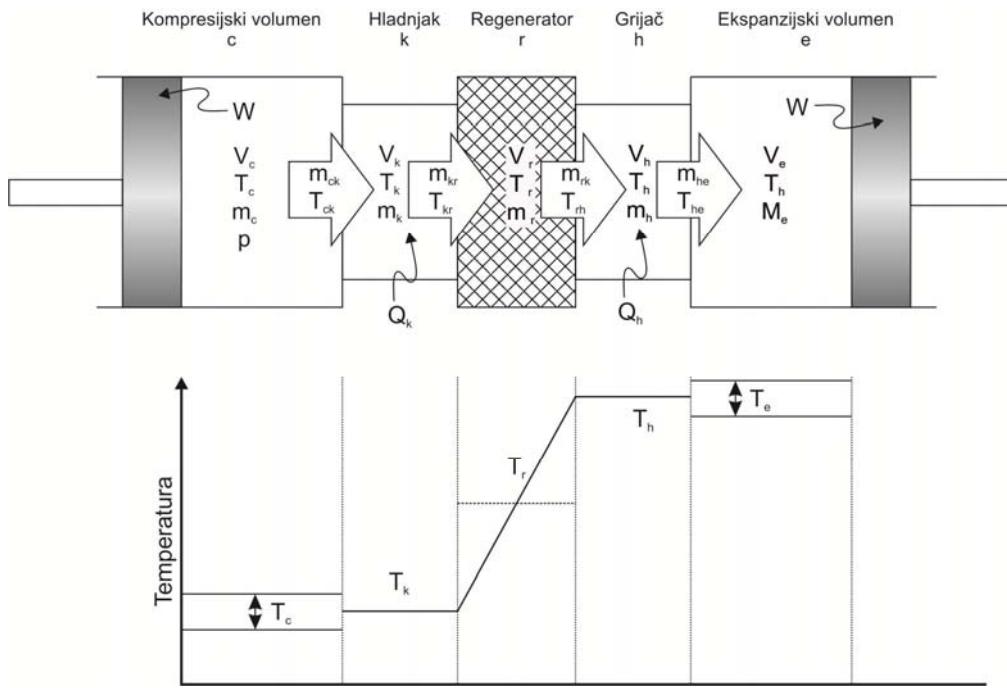
Neto toplina izmijenjena između radnog fluida tokom ciklusa, dana je cikličkom integracijom jednadžbe:

$$Q = \oint DQ = RT \oint Dm + \oint DW_d \quad (6.5)$$

#### 6.2.4. IZMJENA TOPLINE U ADIJABATSKOM MODELU MOTORA.

U idealnom modelu izotermalnog motora, kompresijski i ekspanzijski prostor održavan je u izotermalnim (temperatura konstantna) uvjetima. Rankine [6.9] je dokazao da se niti grijanje niti hlađenje ne može sprovesti na točno konstantnom volumenu ili temperaturi. To je dovelo do paradoksalne situacije, da niti grijач niti hladnjak ne pridnosi izmjeni neto topline u toku ciklusa, dakle postaju suvišni. Sva potrebna izmjena topline odvijala se u granicama izotermalnog radnog prostora. Ipak, praktični zahtjevi za učinkovitu izmjenu topline su u sukobu sa radnim prostorom dizajniranim za kompresiju i ekspanziju radnog fluida. Zato u stvarnim uređajima, radni prostor će sigurno biti adijabatski, a ne izotermalni. Ovo implicira da neto izmjena topline tokom ciklusa mora biti osigurana iz izmjenjivača topline sl.4. Uređaje koji rade u Stirlingovom ciklusu a imaju ne-izotermalni radni prostor, prvi je proučavao Finkelstein [6.10] 1960., i to istraživanje predstavlja najznačajniji razvoj u tome stoljeću. Njegov model prepostavlja određenu količinu izmijenjene topline dobavljene u radni prostor prema koeficijentu izmjene topline. Rezultirajuća temperaturna varijacija u fluidu u radnom prostoru vodila je temperaturnom diskontinuitetu u radnom prostoru. Teoriju koju je predstavio Finkelstein su dalje istražili Walker i Kahn [6.11] 1965, sa posebnim naglaskom na limitirajući slučaj adijabatske kompresije i ekspanzije. Obavljeno je Istrživanje efekta četiri najvažnija parametra dizajna; omjer temperature, faznog kuta, omjer radnog volumena i mrvog volumena. Nedavno prije toga, adijabatsku analizu proučavo je Berchowitz [6.12], gdje je proučavan Urieli-ev idealni adijabatski model. Motor je zamišljen kao petkomponentni, kao što je ranije objašnjeno, sa savršenim izmjenjivačima topline i regeneratorom. Tako se fluid u hladnjaku i grijajući održava u izotermalnom stanju, na temperaturama  $T_k$  i  $T_h$ . Regenerator i fluid u regeneratoru imaju individualnu linearnu temperaturnu distribuciju: fluid prolazi kroz regenerator, jer je jedna strana na nižoj temperaturi  $T_k$ , a druga strana na višoj temperaturi  $T_h$ . Prepostavlja se da su radni prostori adijabatski, i zato će tokom ciklusa temperature  $T_c$  i  $T_e$  varirati ovisno o adijabatskoj prirodi tih radnih prostora Sl.4. Pojednostavljena energetska jednadžba može se pisati kao:

$$DQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = dW_d + C_v D(mT) \quad (6.6)$$



Sl.6.4. Idealni adijabatski model

Jednadžba stanja u obliku  $PV = mRT$  i  $C_P - C_V = R$

$$C_P = \frac{R\gamma}{(\gamma-1)}, \quad C_V = \frac{R}{(\gamma-1)}, \quad \text{gdje je } \gamma = C_P/C_V$$

Ako uzmemo logaritam obje strane jednadžbe, diferenciranjem dobijemo diferencijalnu jednadžbu stanja.

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dV}{V}$$

Ukupna masa radnog fluida ostaje konstantna, pa je

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M$$

diferenciranjem gornje jednadžbe

$$dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e = 0$$

Pošto su svi volumeni i temperature konstantni, za sve čelije izmjenjivača topline, diferencijalna jednadžba se svodi na

$$\frac{dm}{m} = \frac{dp}{p} \quad (6.7)$$

Primjenom jednadžbe (6.7) na svaki od tri izmjenjivača topline, supsticijom dobijemo

$$dm_c + dm_e + dp \left( \frac{m_k}{p} + \frac{m_r}{p} + \frac{m_h}{p} \right) = 0$$

Supstitucijom jednadžbe plina

$$dm_c + dm_e + \left( \frac{D_p}{R} \right) \left( \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) = 0$$

Primjenjujući energetsku jednadžbu (6.6) kompresijskom prostoru, dobijemo

$$dQ_C - C_P T_{ck} m_{ck} = dW_C + C_V d(m_c T_c)$$

Pošto je kompresijski prostor adijabatski,  $dQ_C = 0$ , obavljeni rad  $dW_C = pdV_C$ , brzina akumulacije fluida  $dm_c$  je jednaka masenom unosu fluida  $m_{ck}$ , jednadžba se svodi na

$$C_P T_{ck} dm_c = pdV_C + C_V d(m_c T_c) \quad (6.8)$$

Supstitucijom jednadžbe stanja sa jednadžbom idealnog plina

$$dm_c = \frac{(pdV_c + V_c \frac{dp}{\gamma})}{(RT_{ck})} \quad (6.9)$$

Slično je i za ekspanzijski prostor

$$dm_e = \frac{(pdV_e + V_e \frac{dp}{\gamma})}{(RT_{he})} \quad (6.10)$$

Supstitucijom jednadžbi i pojednostavljenjem

$$dp = \frac{-\gamma p \left( \left( \frac{dV_c}{T_{ck}} \right) + \left( \frac{dV_e}{T_{he}} \right) \right)}{\left[ \frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left( \frac{V_k}{R_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (6.11)$$

Vidimo da su jednadžbe (6.9) i (6.11) dvije simultane diferencijalne jednadžbe sa varijablama  $p$  i  $m_c$ . Kada su  $p$  i  $m_c$  evaluirane, ostatak varijabli se može dobiti preko jednadžbe stanja i ravnoteže mase. Volumne promjene  $dV_c$ ,  $dV_e$ ,  $V_c$  i  $V_e$  dostupne su nam analitički, a svi drugi parametri u jednadžbama (6.9) i (6.11) su konstantni, osim  $T_{ck}$  i  $T_{he}$ . Temperature  $T_{ck}$  i  $T_{he}$  su ključne za maseni tok. Da bi se opisao maseni tok (skupa sa smjerom masenog toka) koristimo jednadžbu kontinuiteta,

$$dm = m_i - m_o.$$

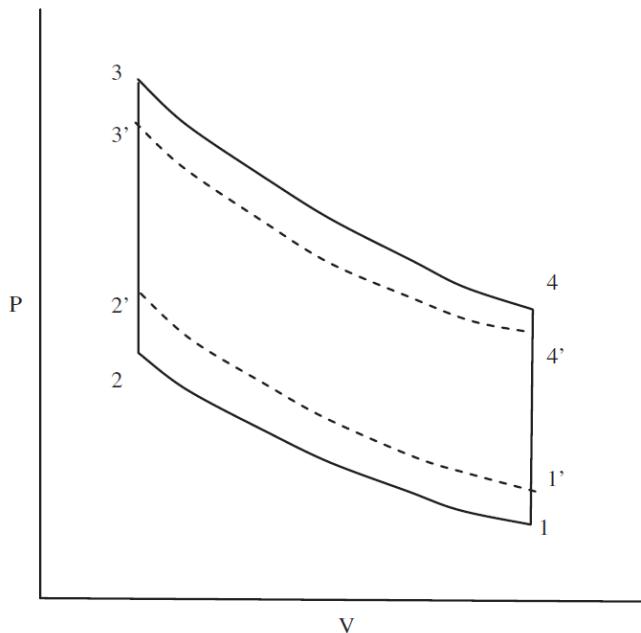
Gornja jednadžba je jednostavan izraz da je akumulacija mase u čeliji jednaka neto toku mase u tu čeliju, što je i očito.

Primijenimo gornju jednadžbu za svaku čeliju na slici 6.4.

$$\begin{aligned} m_{ck} &= -Dm_c, \\ m_{kr} &= m_{ck} - Dm_k, \end{aligned}$$

### 6.3. STVARNI CIKLUS STIRLINGGOVA MOTORA

Proučavana je termodinamika idealnog Stirlingovog ciklusa, ali nisu u obzir uzeti realni adijabatski i isotermalni procesi, unutarnji izmjenjivači topline i prijenos topline na stjenkama cilindra. Potrebno je zasebno proučiti učinak različitih faktora koji uzrokuju da stvarni ciklus odstupa od idealnog da bi se video njihov utjecaj. Osnovni ciklus sa četiri krivulje će biti korišten za primjer ilustracije učinka praktičnih faktora. Temperatura radnog fluida kroz motor će imati tendenciju da se ponaša više u adijabatnom, nego izotermalnom procesu, te će to utjecati na oblik PV dijagrama.



Stijenke cilindra u biti neće osigurati dovoljan prijenos topline da bi se osiguralo da temperatura plina u cilindru ostane konstantna. Čak niti korištenjem cijevastih izmjenjivača topline neće se osigurati da prevladaju izotermalni uvjeti na ulazu i izlazu regeneratora. Devijacija od izotermnih uvjeta je više naglašena na vrućoj strani motora, nego na hladnoj strani, kao na Sl.8. gdje je idalni ciklus 1-2-3-4 sveden na 1'-2'-3'-4' zbog učinka prijenosa topline hladnjaka i grijaca. Kaushik i Kumar [6.19] su napravili termodinamičku evaluaciju nereverzibilnih Ericssonovih i Stirlingovih ciklusa. Analiza provedena za gubitke na hladnjaku sa izlaznom snagom na temelju idealnog plina i savršene regeneracije. Shoureshi [6.20] je pokušao optimizirati hladnjak, grijac i regenerator korištenjem Machovog broja, omjera radnih temperatura i postotka mrtvog prostora.

### 6.3.1. FENOMEN PRIJENOSA TOPLINE U STIRLINGOVOM MOTORU

Rad Stirlingovog motora temelji se na različitim načinima prijenosa topline. Costea and Feidt [6.21] su pokazali da koeficijent prijenosa topline varira linearno s obzirom na lokalnu temperaturnu razliku vrućih komponenti motora. Regenerator se mora moći nositi sa 4-5 puta većim toplinskim opterećenjem od grijaca, i ako to nije sposoban, onda će se dodatno opterećenje pojaviti na drugim izmjenjivačima topline. Regenerator treba biti što savršeniji da bi se postigla zadovoljavajuća korisnost. To znači da plin mora biti dostavljen na hladnu stranu regeneratora najniže temperature motora i na vruću stranu najviše temperature. Ako ta temperatura ne prevlada, tada će temperatura i tlak hladnog plina biti previsoka, dok će temperatura vrućeg plina biti preniska. Zbog regeneratorove neučinkovitosti, plin ulazi u kompresijsku fazu ciklusa u točki 1', a ne točki 1, a ekspanzijska faza kreće od točke 3', a ne od točke 3. Chen et al. [6.22] je razvio kombinirani model za analizu rada, sa toplinskim gubicima i nesavršenom regeneracijom za solarno pokretani motor. Optimalna temperatura rada da bi motor radio na maksimalnoj snazi je dobivena iz nesavršenosti regeneratora. Wu et al. [6.23] utvrdio je relaciju između izlazne neto snage i učinkovitosti Stirlinogovog motora sa prijenosom topline i nesavršene regeneracije.

$$P_i = \frac{\alpha \eta_t}{\left\{ \frac{1}{(T_H - T_{E av})} + \frac{(1 - \eta_t)(1 - \mu)}{(1 - \mu \eta_t)T_{E av} - (1 - \mu n_t)T_C} + A_r \eta_t \right\}}$$

gdje je

$$A = \frac{\alpha(k_1 + k_2)}{[nC_V(k - 1)\ln r_v]}$$

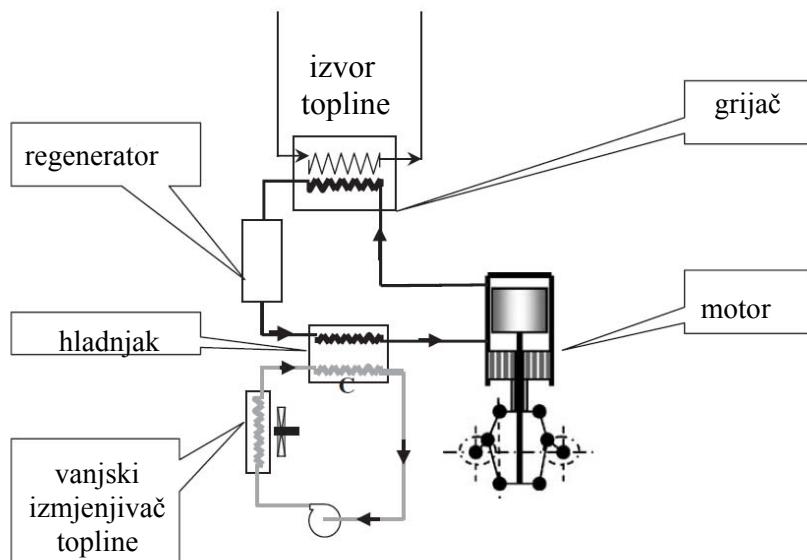
$$\mu = \frac{x}{[(k - 1)\ln r_v]}$$

### 6.3.2. IZMJENJIVAČI TOPLINE STIRLINGOVA MOTORA

Izmjenjivači topline su ključne komponente Stirlingova motora. U sustavu mogu postojati tri ili četiri izmjenjivača topline. Oni su prikazani na Sl.6.9, i uključuju grijач, hladnjak, regenerator i predgrijач (opcionalno). Grijач prenosi toplinu od vanjskog izvora energije, na radni fluid, koji se nalazi unutar radnog prostora motora. Hladnjak radi upravo suprotno, apsorbira toplinu sa radnog fluida motora i odbacuje ga u atmosferu preko rashladnog sredstva. Regenerator se ponaša kao termalna spužva, naizmjениčno prima toplinu od radnog fluida i vraća je natrag radnom fluidu. Toplinski tok Stirlingova motora je pokazan na Sl.6.9.

The Sankeyjev dijagram za tok radnog fluida je prvi napravio Zacharias [6.24] 1971. a daljnji rad je nastavio Pertescu [6.25]

koji pokazuje da je konfiguracija izmjenjivača topline dosta uvjetovana gubicima pumpanja [6.26].



Slika 6.9

Tablica 6.1 – Schmidtova analiza

| Podatci  | Alfa tip  | Beta tip   | Gama tip  |
|--|---|--|---|
| Promjena volumena ekspanzijskog prostora $V_e$   | $V_e = \frac{V_{se}}{2} (1 + \cos \phi)$  | $V_e = \frac{V_{se}}{2} (1 + \cos \phi)$   | $V_e = \frac{V_{se}}{2} (1 + \cos \phi)$  |
| Promjena volumena kompresijskog prostora $V_c$   | $V_c = \frac{V_{sc}}{2} [1 + \cos(\phi - \alpha)]$  | $V_c = \frac{V_{sc}}{2} (1 - \cos \phi)$<br>+ $\frac{V_{sp}}{2} [1 + \cos(\phi - \alpha)] + V_{no}$  | $V_c = \frac{V_{se}}{2} (1 - \cos \phi)$<br>+ $\frac{k_p V_{se}}{2} [1 + \cos(\phi - \alpha)]$  |
| Omjer volumena hoda klipa $k$  | $k = \frac{V_{sc}}{V_{se}}$   | $k = \frac{V_{sp}}{V_{se}}$  | $k_p = \frac{V_{sp}}{V_{se}}$   |
| Promjena volumena kompresijskog prostora $V_c$ sa $k$  | $V_c = \frac{k V_{se}}{2} [1 + \cos(\phi - \alpha)]$  | $V_c = \frac{V_{se}}{2} [(1 - \cos \phi)]$<br>+ $k_p [1 + \cos(\phi - \alpha)] + V_{no}$   |   |
| Masa radnog fluida (ako je masa radnog fluida konstanta i nema gubitaka protoka) $M_T = m_e + m_c + M_D$<br><br>$= \frac{p_E V_e}{RT_E} + \frac{p_C V_C}{RT_C} + \frac{p_D V_d}{RT_D}$ | $M_T = \frac{p V_{se}}{2 R T_C} + \left\{ \zeta (1 + \cos \phi) + k [1 + \cos(\phi - \alpha)] + \frac{4 X \zeta}{\zeta + 1} \right\}$ | $M_T = \frac{p V_{se}}{2 R T_C} \left\{ \zeta (1 + \cos \phi) + (1 - \cos \phi) + k_p [1 + \cos(\phi - \alpha)] - (1 + k_p) + \left( k_p^2 - 2 k_p \cos \alpha + 1 \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{4 X \zeta}{\zeta + 1} \right\}$ | $M_T = \frac{p V_{se}}{2 R T_C} \left\{ \zeta (1 + \cos \phi) + (1 - \cos \phi) + k_p [1 + \cos(\phi - \alpha)] + \frac{4 X \zeta}{\zeta + 1} \right\}$ |

|                          |   |  |   |
|--------------------------|---|--|---|
| Odnos $\frac{c}{p}$      | $\frac{c}{p} = \zeta(1 + \cos \phi) + k[1 + \cos(\phi - \alpha)] + \frac{4X\zeta}{\zeta + 1}$   | $\frac{c}{p} = \zeta + (k_p^2 - 2k_p \cos \alpha + 1)^{\frac{1}{2}} + \frac{4X\zeta}{\zeta + 1} + [k_p^2 + 2(\zeta - 1)k_p \cos \alpha + (\zeta - 1)^2]^{\frac{1}{2}} \cos(\phi - \theta)$                                     |   |
| Konstanta B              | $B = (\zeta^2 + 2k\zeta \cos \alpha + k^2)^{\frac{1}{2}}$   | $B = [k_p^2 + 2(\zeta - 1)k_p \cos \alpha + (\zeta - 1)^2]^{\frac{1}{2}}$  | $B = [k_p^2 + 2k_p \cos \alpha(\zeta - 1) + (\zeta - 1)^2]^{\frac{1}{2}}$   |
| Konstanta S              | $S = \left( \zeta + k + \frac{4X\zeta}{\zeta + 1} \right)$  | $S = \zeta + (k_p^2 - 2k_p \cos \alpha + 1)^{\frac{1}{2}} + \frac{4X\zeta}{\zeta + 1}$   | $S = \zeta + k_p + 1 + \frac{4X\zeta}{\zeta + 1}$   |
| Konstanta $\delta$       | $\delta = \frac{B}{S}$  | $\delta = \frac{B}{S}$   | $\delta = \frac{B}{S}$  |
| Omjer volumen/kompresija | $r_v = \frac{(1 + k + 2X) + (k^2 + 2k \cos \alpha + 1)^{\frac{1}{2}}}{(1 + k + 2X) - (k^2 + 2k \cos \alpha + 1)^{\frac{1}{2}}}$   | $r_v = \frac{1 + 2X + (k_p^2 - 2k_p \cos \alpha + 1)^{\frac{1}{2}} + (1 + k_p + 2k_o)^{\frac{1}{2}} - (1 + k_p + 2k_o)^{\frac{1}{2}}}{1 + 2X + (k_p^2 + 2k_p \cos \alpha + 1)^{\frac{1}{2}} - (1 + k_p + 2k_o)^{\frac{1}{2}}}$ | $r_v = \frac{2(1 + k_p + X)}{(2 + 2X)}$   |
| Maseni protok            | $m_c = kV_{se}p_{max}(1 - \delta)\frac{\{\delta[\sin(\phi - \theta) + \sin(\alpha - \theta)] - \sin(\phi - \theta) - \sin(\alpha - \theta)\}}{2RT_C[1 + \delta \cos(\phi - \theta)]^2}$ | $m_c = \frac{p_{max}V_{se}(1 - \delta)\varpi}{2RT_C[1 + \delta \cos(\phi - \theta)]^2} \{ \delta[k_p \sin(\phi - \theta) + \sin \theta + (1 + k_p + 2k_o) \sin(\phi - \theta)] + k_p \sin(\alpha - \phi) + \sin \phi \}$       | $m_c = \frac{p_{max}V_{se}(1 - \delta)\varpi}{2RT_C[1 + \delta \cos(\phi - \theta)]^2} \{ \delta[k_p \sin(\phi - \theta) + \sin \theta + (1 + k_p) \sin(\phi - \theta)] + k_p \sin(\alpha - \phi) + \sin \phi \}$ |

### 6.3.2.1. GRIJAČ

Fenomen prijenosa topline u grijajuću je:

- (a) Konvekcijski prijenos topline sa vanjskog grijajućeg medija na stijenke cilindra grijajuča.
- (b) Konduksijski prijenos topline kroz tijelo cilindra sa vanjske površine prema unutarnjoj površini
- (c) Konvekcijski prijenos topline sa unutarnje stijenke cilindra na radni fluid

Prenesena toplina  $Q_h = h_h A_h \Delta T_h$ , gdje je  $A_h = \pi d_h n_h l_h$ ,

gdje su  $d_h$  i  $n_h$  promjer i broj grijajućih cijevi.

Za relativno jednostavan slučaj turbulentnog toka, postoje analitičke tehnike. Koeficijent prijenosa topline mora biti utvrđen korištenjem dobro poznate Reynoldsove analogije u svojoj originalnoj ili modificiranoj formi. Ta analogija povezuje prijenos topline sa trenjem, korištenjem standardnih bezdimenzijskih parametara. Prandtllov broj  $P_r$  je svojstvo radnog fluida a Reynoldsov broj  $R_e$  je svojstvo toka. Nusseltov broj povezuje koeficijent prijenosa topline  $h$ , duljina grijajućeg cilindra i toplinska vodljivost radnog fluida  $k$ :

$$N_n = \frac{h l}{k}$$

Bergmann i Alberto [6.27] su redefinirali Nusseltov broj za koeficijent prijenosa topline u cilindru:

$$N_u = \frac{h D}{k}$$

Ne postoji jedinstveni oblik jednadžbe, iako su neke korelacije bolje od drugih. Tablica sa podacima koju je razvio Walker [6.28] pruža bolju korelaciju, zamjenjujući Nusseltov broj Stantonovim brojem,  $S_t$ .

$$S_t = \frac{h}{C_p \rho u}$$

gdje je  $C_p$  specifična toplina radnog fluida,  $\rho$  gustoća radnog fluida,  $u$  je brzina.

Reader [6.29] je dizajnirao i implementirao grijajući za Stirlingov motor za rad u vodi, pri konstantnoj temperaturi.

Korelacija između Nusseltovog, Reynoldsovog i Prandtllovog broja je

$$N_u = f(P_r, R_e).$$

Pa je

$$(N_u) = 0.23(R_e)^{0.33}$$

Može se pisati i kao

$$\left(\frac{h_h d_h}{k_h}\right) = 0.23 \left(\frac{\rho_f v_f d_h}{\mu_f}\right)^{0.3}$$

također i kao

$$N_u = 0.053 R_e^{0.8} P_r^{0.6}.$$

Grijač je izmjenjivač topline koji je teško dizajnirati za zahtjeve s unutarnje i vanjske strane cilindra. Konstrukcija je također utjecana odabirom izvora topline. Obično će vanjska površina cilindra biti izložena uvjetima visoke temperature, niskog tlaka i mirnog toka. Unutarnja strana cilindra će biti izložena visokom tlaku, visokoj temperaturi i vrlo nemirnom protoku. Koeficijenti prijenosa topline će biti značajno različiti s vanjske i unutarnje strane cilindra, zato je gotovo neizbjegljivo da će zahtjevi površina biti neusporedivi. Postoje još dva zahtjeva. Jedan je omjer unutarnjeg i vanjskog promjera, koje određuju tlak i termalno opterećenje, a drugo je da optimalni omjer promjera nije u skladu sa zahtjevima potrebne površine. Svi ti faktori također mogu biti neusklađeni zbog trenja i mrtvog prostora.

Dva parametra koja su vrlo bitna za površinu unutarnjeg grijača, su koeficijent prijenosa topline i faktor trenja. Poznavanjem ova dva faktora, mogu se procijeniti karakteristike izmjenjivača topline i odrediti optimalne dimenzije predloženog dizajna za određene termodinamičke specifikacije. Brzina kojom unutarnja stjenka cilindra prenosi toplinu na radni fluid, ovisi o koeficijentu prijenosa topline unutarnjeg sloja cilindra.

Radni fluid je većinom pod tlakom na visokoj gustoći i kreće se velikom brzinom, pa se unutarnji prijenos topline dobro odvija. Na sličan način većina metala korištenih za cilindar grijača su dobri vodiči topline, pa je osiguran dobar prijenos topline kondukcijom sa malom temperaturnom razlikom. Međutim proces izgaranja pri atmosferskom tlaku ograničava prijenos topline zbog niske gustoće i male brzine produkta izgaranja. Zato je potrebno pridodati više pažnje na poboljšanje prijenosa topline između vrućih plinova izgaranja i cilindra grijača.

### 6.3.2.2. HLADNJAK

Stirlingovi motori mogu biti hlađeni zrakom ili vodom, kao i motori sa unutarnjim izgaranjem. Da bi se smanjila temperatura radnog fluida, rashladni sustav motora mora savladati gotovo dvostruko veće opterećenje od rashladnog opterećenja konvencionalnog motora sa unutarnjim izgaranjem. Kako se temperatura rashladnog sredstva povećava, javlja se znatan pad u učinkovitosti, pa je poželjno držati temperaturu rashladnog sredstva na što nižoj temperaturi. Uvjeti protoka su isti kao i kod grijača, ali na nižoj temperaturi. Gotovo svi dizajneri motora su usvojili vodeno hlađenje, pa vanjske cijevi za hlađenje podnose iste uvjete toka kao i u konvencionalnim motorima. Koeficijenti prijenosa topline za ove uvjete su bolje dokumentirani, proizlaze iz brojnih istraživanja i mnogih dostupnih korelacija u literaturi NASA Lewis [30]. Slijedeće preporučenih izraza je zadovoljavajuće za analizu hladnjaka, gdje je  $h_t$  ukupni koeficijent prijenosa topline a  $h_w$  je koeficijent prijenosa topline vodenog filma.

$$h_t = \frac{h_w}{(1 + 0.882h_w)}; h_w = 0.35 R_e^{0.55} P_r^{0.33} k_w d_o$$

gdje je  $k_w$  toplinska vodljivost vode, a  $d_o$  vanjski promjer cijevi

### 6.3.2.3. REGENERATOR

Dio topline dostavljen od vanjskog izvora topline radnom fluidu pretvoren je u korisni rad a ostatak je pohranjen u regeneratoru. Poslije hlađenja u hladnjaku i kompresije u kompresijskom prostoru plin teče nazad u ekspanzijski prostor kroz regenerator. Toplina pohranjena u regeneratoru je vraćena radnom fluidu za vrijeme suprotnog toka. Taj proces se zove regeneracija. Učinkovitost cijelog Stirlingovog motora ovisi o učinkovitosti procesa regeneracije. Idealna regeneracija je postignuta kada su temperature fluida na ekspanzijskoj strani  $T_E$  i na kompresijskoj strani  $T_C$  konstantne. Ovo je moguće samo ako se proces odvija beskonačno dugo, ili ako je koeficijent prijenosa topline beskonačno velik. Također je moguće, ako je kapacitet prijenosa topline fluida jednak nuli ili je toplinski kapacitet matrice beskonačan. Temeljna svojstva regeneratora određena su termodinamičkim svojstvima idealnog ciklusa. Da bi se postigla maksimalna korisnost, odbačena toplina za vrijeme izohornog procesa 4-1, mora biti vraćena fluidu u izohornom procesu 2-3. Idealno, prijenos topline se odvija reverzibilno u regeneratoru. Linearni temperaturni gradijent od  $T_{\max}$  do  $T_{\min}$  se održava cijelom duljinom regeneratora. Radni fluid ulazi u regenerator u točki 4 i počinje prenositi svoju toplinu na materijal regeneratora, te izlazi u točki 1. Za vrijeme ovog procesa temperatura svakog elementa regeneratora je povišena. Poslije procesa kompresije, radni fluid ulazi u regenerator u točki 2 (minimalna temperatura ciklusa), te teče natrag kroz regenerator primajući na sebe toplinu pohranjenu u regeneratoru, povisujući svoju temperaturu sa  $T_2$  na  $T_3$ .

Regenerator stvarnog motora radi daleko od uvjeta prepostavljenih u idealnom slučaju. Temperatura radnog fluida dok ulazi u regenerator nije konstanta zbog tlaka, gustoće i brzine radnog fluida koji variraju u širokom rasponu. Učinkovitost regenerativnog procesa također uvelike ovisi o toplinskem kapacitetu materijala regeneratora.

### 6.3.3. ANALIZA REGENERATORA

Postoje različiti materijali koji se mogu koristiti kao matrica regeneratora, kao čelična vuna, čelična vlakna, žičana mreža, fine cijevi, paket kuglica, metalna folija, paralelne ploče itd. Da bi se poboljšao koeficijent prijenosa topline i održala minimalna temperaturna razlika između matrice i fluida, potrebno je izložiti što veću površinu, tj. matrica treba biti što finije podijeljena [31].

Karakteristike matrice regeneratora:

1. Za maksimalni toplinski kapacitet—potrebna je velika, puna matrica.
2. Za minimalne gubitke protoka—potrebna je mala porozna matrica.
3. Za najmanje mrtvog prostora—potrebna je mala, gusta matrica.
4. Za maksimalni prijenos topline—potrebna je velika, fino podijeljena matrica.
5. Za minimalnu kontaminaciju—potrebna je matrica bez prepreka.

Zato je konstrukcija regeneratora stvar optimizacije volumena regeneratora na najbolje vrijednosti gore navedenih parametara.

### 6.3.3.1. PRIJENOS TOPLINE I TRENJE FLUIDA U REGENERATORU

Za pojednostavljenje analize regeneratora, uzete su slijedeće pretpostavke:

- a) Toplinska vodljivost materijala matrice regeneratora je konstantna,
- b) Specifična toplina fluida i matrice se ne mijenja sa temperaturom,
- c) Tok fluida i temperatura su konstantni kroz cijeli presjek toka,
- d) Koeficijenti prijenosa topline i brzine fluida su konstantni u prostoru i vremenu,
- e) Maseni protok je konstantan,
- f) Pad tlaka kroz cijeli regenerator je zanemariv,
- g) Tok fluida je jednodimenzionalan,
- h) Radni fluid je idealni plin.

Cijeli proces prijenosa topline je reverzibilan. Razlika temperature radnog fluida i regeneratora mora biti beskonačna. Da bi se to ostvarilo, treba zadovoljiti određene uvjete. Prvi reverzibilni proces može biti ostvaren, ako se nalazi u termodinamičkoj ravnoteži, npr. regenerator treba proći kroz nekoliko ravnotežnih stanja. To u praksi nije ostvarivo, jer se moraju zadovoljiti preostali uvjeti, koje je moguće identificirati osnovnom jednadžbom za dinamičko ponašanje regeneratora.

Zato je prijenos topline sa/na radni fluid sa/na matrice prolazom kroz regenerator određen:

$$h_b \times A \times (T_M - T_F) = m_f \times C_{PF} \times L_R \times \frac{\delta T_f}{\delta x} + M_{FR} \times C_P \times \frac{\delta T_f}{\delta t} \quad (6.23)$$

Desna strana jednadžbe predstavlja toplinsku energiju raspoloživu u radnom fluidu. Da bi postigli maksimalni prijenos topline sa radnog fluida na regenerator, temperaturna razlika ( $T_M - T_F$ ) mora biti beskonačno velika. Zato toplinski koeficijent većinskog dijela  $h_b$  mora biti beskonačan, da bi se komenzirala mala temperaturna razlika. Što također u praksi nije izvedivo. Jedini preostali parametar je područje prijenosa topline, koje bi trebalo biti beskonačno veliko, da bi se ostvarila što veća površina.

Slijedeća Nusselt-Hausen jednadžba opisuje kapacitet pohrane energije u regeneratoru, Miyabe [6.32].

$$h_b \times A \times (T_F - T_M) = M_M \times C_{PM} \times \frac{\delta T_M}{\delta t}. \quad (6.24)$$

Toplinski kapacitet regeneratora  $C_R$  predstavljen izrazom  $M_M \cdot C_{PM}$  je produkt mase i specifične topline regeneratora. Uzimajući u obzir prvu aproksimaciju jednadžba se može napisati pomoću izraza (6.23) i (6.24). Pa je temperatura matrice regeneratora:

$$\Delta T_M \approx \frac{m_f \times C_{PF} \times \Delta T_F}{C_R} \quad (6.25)$$

Da bi se održala potrebna temperaturna razlika kroz regenerator, ne bi smjela postojati aksijalna kondukcija topline, te bi maksimalna kondukcija toplina trebala biti normala toku fluida. Motor sa uskim ciklusima operacija ne može biti realiziran bez učinkovitog regenerativnog izmjenjivač topline.

Prvi korak definiranja učinkovitosti regeneratora, označenog s  $\epsilon_R$  dan je jednadžbom,

$$\epsilon_R = \frac{\text{prenesena toplina}}{\text{toplina na raspolaganju}}; \quad \epsilon_R = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1}.$$

Da bi se dobio izraz za učinkovitost regeneratora i ugodilo ponašanje regeneratora, jednadžbe (6.23) i (6.24) su izražene u obliku bezdimenzijskog parametra  $\eta$  za vrijeme, i  $\xi$  za udaljenost,

$$\frac{\delta T_F}{\delta \xi} = T_M - T_F; \quad \frac{\delta T_M}{\delta \eta} = T_F - T_M,$$

$$\xi = \frac{h_b \times A}{m_f \times C_{PF} \times L_R}$$

$$\eta = \frac{h_b \times A}{m_f \times C_{PM}} \left( \chi - \frac{M_{FR} \times x}{m_f \times L_R} \right)$$

Ovdje je  $\chi$  vremenski period pojedinog takta. Slijedeće dvije bezdimenzijske veličine za svaki period takta, temeljene na  $\eta$  i  $\xi$ , koje su postale glavni karakteristični parametri regeneratora,  $\Lambda$  reducirana duljina i  $\Pi$ , reducirani period, Hausan [6.33];

$$\Lambda = \frac{h_b \times A}{m_f \times C_{PF}}$$

$$\Pi = \frac{h_b \times A}{M_M \times C_{PM}} \left( \chi - \frac{M_{FR}}{m_f} \right).$$

Ova dva faktora sadrže parametre koje treba uravnotežiti, da bi se postigla savršena regeneracija. Koristeći ova dva faktora, učinkovitost se može izvesti kao,

$$\epsilon_R = \frac{\Lambda}{\Pi} \tan h \left( \frac{\Pi}{\Lambda + 2} \right),$$

gdje je faktor  $\Pi$  definiran bez uzimanja u obzir plin koji se nalazi u regeneratoru,  $M_{FR} = 0$ . Ova prepostavka je prihvatljiva za određene uvjete protoka. Izraz  $\Lambda/\Pi$  je faktor iskorištenja, koji je omjer toplinskog kapaciteta radnog fluida za period takta i toplinskog kapaciteta matrice. Ako je regenerator idealan, tada je ukupni prijenos topline ciklusa nula. Rad regeneratora je amplituda cikličkog prijenosa topline dan izrazom,

$$Q_R = \frac{\gamma^R}{\gamma - 1} \phi(m_r T_C - m_h T_E) \delta t \quad (6.27)$$

Uzimajući u obzir tok plina kroz porozni medij, prijenos topline se može usporediti sa padom tlaka koristeći Darcyev zakon Isshiki et al. [6.34]

$$Q_R = \frac{-A\sigma\gamma}{\mu L_R(\gamma+1)} \phi(\Delta P) P_{AM} dt \quad (6.28)$$

Ercan Ataer [6.35] koristio je Lagrange pristup za određivanje distribucije temperature plina u regeneratoru Stirlingovih motora. Efekt mrvog prostora motora na izlaznu snagu motora je važan podatak. Fette [6.36] je procijenio efekt omjera mrvog prostora  $V_{max}/V_{min}$  na učinkovitost regeneratora Stirlingovog motora [6.37,6.38].

## 6.4. KONFIGURACIJA MOTORA

Elementi Stirlingovog motora uključuju dva volumena na različitim temperaturama, povezana preko regenerativnog izmjenjivača topline i vanjskih izmjenjivača topline. Da bi zadovoljili termodinamičke zahtjeve, zahtjeve dinamike radnog fluida i prijenosa topline motora, ti se volumeni moraju periodički mijenjati. Primarna uloga prijenosnog mehanizma je da osigura što preciznije promjene tih volumena. Ti elementi mogu se napraviti u različitim mehaničkim izvedbama da bi se ispunili ranije navedeni zahtjevi. Sveobuhvatni popis različitih mogućih izvedbi mehanizama napravio je Walker [6.39]. Pogonski mehanizam je potrebno dobro odabratи, jer svi mehanizmi nisu kompatibilni sa svakom izvedbom motora. Osnovni parametri motora su također jako bitni, što određuje Beale-ov broj [6.40] odnosno brzinu motora, tlak i dužinu hoda. Gary Wood [6.41] iz Sun-Power Corp. sastavio je slijedeće parametre, koje je potrebno razmotriti kada se odabire konfiguracija motora. Senft [6.42] je također spomenuo optimalnu geometriju motora, koja se temelji na slijedećim parametrima:

1. Izgled/izvedba cilindra motora
2. Mehanizam motora
3. Tip gorača/grijача
4. Konstrukcija klipa i klipnjače
5. Tip i veličina regeneratora
6. Konstrukcija kućišta radilice

Tri nivoa klasifikacije su:

(A) Način rada

1. Jednoradni
2. Dvoradni
3. Jednofazni
4. Multifazni
5. Rezonantni
6. Ne-rezonantni

(B) Izvedbe uparivanja

1. Alfa
2. Beta
3. Gamma

(C) Vrste prijenosnih mehanizma

(I) Kruti spoj:

1. Klizna radilica
2. Romboidni prijenos
3. Nagibna ploča
4. Crank rocker
5. Klackalica

(II) Pneumatska veza:

1. Slobodni klip
2. Slobodni displejser
3. Slobodni cilindar

(III) Hidraulična spojka:

1. Jet stream
2. Rocking beam
3. Pressure feedback

#### **6.4.1. NAČIN RADA**

Stirlingovi motori se mogu šire podijeliti na dvije skupine, kao jednoradni i dvoradni. Pojam jednoradni i dvoradni se koristi za opis načina rada pojedinog motora. U jednoradnim motorima radni fluid je u kontaktu samo s jednom stranom fluida. Fluid se prebacuje između dva cilindra, iz jednog u drugi. Mogu raditi kao motori sa samo jednim cilindrom, više njih povezanih na jednu radilicu. Prvi jednoradni motor je izumio Robert Stirling 1815. Dvoradni motor je kasnije razvio Babcock 1885. Dvoradni motor koristi obadvije strane klipa kod prebacivanja fluida iz jednog prostora u drugi. Za dvoradni motor koji poslijedično ima više radnog prostora, se mislilo da je puno kompleksija izvedba, jer je potrebno brtvti spojeve radnih prostora sa regeneratorom. Dvoradni Stirling-ov motor se nužno sastoji od više cilindara, jer je potrebno da ima barem tri klipa da bi se pravilno odvijala ekspanzija i kompresija. Najviše razvijan i proizvođen dvoradni Stirling-ov motor je P0 serija United Stirling-a koju je razvio Bratt [6.43]. 40kW četverocilindrični dvoradni Stirling-ov motor, dizajniran i testiran od strane United Stirling-a. Ciljevi razvijanja motora su bili poboljšavanje pojedinih komponenti motora. Testiranje se provodila sa različitim plinovima i različitim temperaturama grijajućeg. Finkelstein je opisao velik broj novih koncepata i izvedbi za rad sa više cilindara.

#### **6.4.2. VRSTE UPARIVANJA CILINDARA**

##### **6.4.2.1. ALFA TIP**

Alfa tip motora sastoji se od dva klipa u zasebnim cilindrima, koji su povezani preko grijajuća, regeneratora i hladnjaka Sl.6.5. Alfa tip je konceptno najjednostavnija izvedba motora, ali ima nedostatak da oba klipa moraju biti zabrtvljena. Ross [6.44] je razvijao male motore na zrak sa izuzetno inovativnim dizajnima Alfa tipa, uključujući i klasični Ross–Yoke mehanizam, i kasnije uravnoteženiji "Rocker-V" mehanizam. Alfa tip motora se može složiti u kompaktnu konfiguraciju sa više cilindara, omogućavajući veliku izlaznu snagu, kao što je potrebna za automobilske motore. U slučaju konfiguracije sa više cilindara, oni su međusobno povezani. Na način da je ekspanzijski prostor jednog cilindra, povezan sa kompresijskim prostorom drugog cilindra, preko serijski spojenih grijajuća, regeneratora i hladnjaka. Klipovi su najčešće pogonjeni nagibnom pločom, što daje čisto sinusoidalno naizmjenično gibanje.

##### **6.4.2.2. BETA TIP**

Beta tip motora koristi displejser–klip izvedbu kao na Sl.6.6. Konstrukcija motora je takva da su displacer i klip smješteni u istom cilindru. Ovdje se kompresijski prostor sastoji od prostora koji se nalazi ispod displejsera i iznad klipa. Klip i displejser se mogu, ali i ne moraju fizički dodirivati, ali su povezani za radilicu zasebnim mehanizmom, da bi se održao potrebni fazni kut.

#### 6.4.2.3. GAMA TIP

Gama tip motora koristi sustav sličan beta tipu, ali sa displejserom i klipom u zasebnim cilindrima Sl.6.7. Kod ovog tipa motora kompresijski prostor je podijeljen između dva cilindra, povezanih preko kanala. Između prolaza displejserskog cilindra i kompresijskog cilindra, serijski su spojeni hladnjak, grijač i regenerator. Ovakva izvedba omogućuje korištenje vrlo jednostavnog prijenosnog mehanizma.

#### 6.4.3. VRSTE PRIJENOSNIH MEHANIZAMA

##### 6.4.3.1. KLIZNI KLIPNI MEHANIZAM

Klizni klipni mehanizam se koristi godinama u motorima sa unutarnjim izgaranjem, te se dugoročno pokazao kao jako pouzdan. Također se koristio i sa Stirlingovim motorima, prvenstveno u dvoradnim. Njegova prednost je pouzdanost i jednostavna proizvodnja, ali ima i nedostatak da ga je gotovo nemoguće izbalansirati. Klizni klipni mehanizam ne pruža elegantnu soluciju pogonskog mehanizma kada su klip i displejser korišteni u tandem izvedbi, ali se koristi u V-izvedbi jednostavnih motora.

##### 6.4.3.2. ROMBOIDNI PRIJENOS

Romboidni prijenos Stirlingovog motora je najvjerojatnije najpoznatiji, i definitivno najrazvijeniji kod Stirling-ovih motora sa jednim cilindrom. Evolucija Stirling-ovih motora u veće, snažnije uređaje, dovele je do potrebe da se zabrtvi cilindar u odnosu na prijenosi mehanizam, da bi se izbjeglo tlačenje cijelog kućišta prijenosnog mehanizma. Romboidni prijenos je razvio Philips [6.45] u 1950-im. Ova vrsta prijenosa također ima prednost da je dinamički uravnotežena, čak i izvedbe sa jednim cilindrom. Njegov najveći nedostatak je kopmleksnost uređaja, koji sadrži velik broj pokretnih dijelova, kliznih površina i uparenih zupčanika za svaki sklop.

##### 6.4.3.3. NAGIBNA PLOČA

Nagibna ploča je najviše razvijana za automobilne potrebe, gdje je najbitniji prostor. To je sustav koji je dinamički uravnotežen u fiksnoj točki kuta nagibne ploče. Meijer [6.46] je razvio metodu koja varira kut nagibne ploče za vrijeme rada, da bi se kontrolirala snaga, ali ona uzrokuje disbalans. Cilindar može biti jednostavno zabrtvlen od kućišta prijenosa sa dobrom pouzdanošću, za potrebe kao kod automobila, gdje je potreban velik broj brzih ciklusa. Nagibna ploča može upravljati snagom motora, mijenjajući kut nagibne ploče i tako utječe na hod klipa motora.

###### 6.4.3.3.1. KLACKALICA (ROSS ROCKER)

Ovaj mehanizam je patentirao by Ross [6.47] i do danas se razvija za korištenje u Stirlingovim motorima na Cambridge University-u.

###### 6.4.3.3.2. RINGBOM TIP

Ovaj tip se koristi za uređaje sa jednim cilindrom, složene izvedbe. Ovdje je klip mehanički vezan za radilicu, dok je displejser pogonjen plinom, na sličan način kao kod Beale-ovog [6.48] motora bez klipa.

#### 6.4.3.4. PNEUMATSKA VEZA

##### 6.4.3.4.1. MOTORI SA SLOBODNIM KLIPOVIMA ILI CILINDRIMA

Svi dosad opisani motori izrađeni su korištenjem pogonskog mehanizma kod kojeg je klip povezan na radilicu mehaničkim putem. Ipak, Stirlingov motor može raditi i bez toga. U ovom slučaju klip i displejser se opisani kao „slobodni“. Koncept je prvi primjenio William Beale pa se zbog toga i ustalio naziv Bealov motor sa slobodnim klipom za Stirlingove motore koji rade na taj način. Klip je slobodan u smislu da nije povezan mehanički, ali je povezan dinamički plinom. Konfiguracija je identična klip-displejser izvedbi, osim što ne postoji nikakav mehanizam klipnjača, i cilindar je potpuno zatvoren na oba kraja, jer nema klipnjače koja izlazi iz sistema. Poluga displejsa-klipa je šuplja i otvorena na jednom kraju, pa je fluid unutar displejsa u konstantnoj komunikaciji sa fluidom u odskočnom prostoru, koji je pri konstantnom tlaku cijelo vrijeme. Taj fluid predstavlja fluidnu oprugu, i ima sličan efekt kao i klipnjača u konvencionalnom motoru. FPSE su pogodni za pumpanje vode recipročnim pumpama i linearnim alternatorima. Hsu [6.49] je pokazao da ovi motori mogu generirati snagu iz otpadne topline. Vrući kraja motora površine jedan kvadratni metar, ugrađene u komoru izgaranja peći, dovoljno je za pokretanje Stirlingovog motora snage 2.5 kW. Stirlingov motor sa slobodnim klipom/linearni aktuator razvio je George Dochat, koji je dokazano pouzdan, stabilan i sposoban generacije snage veće od 1kW. Rifkin-ov [6.50] FPSE dizajn može biti korišten za pumpanje fluida, generiranje struje i prijenos topline. Ekstrapolacija ovih eksperimenta koje je proveo Shtrikman [6.51], pokazuje da je linearni generator ispunio očekivanja. U svakoj primjeni važnost treba biti usmjerena na potencijalno cijenom privlačan ciklus, dugo vrijeme rada bez održavanja, kompaktna veličina i težina za kinematske Stirlingove motore. Problem koji se pojavljuju sa ovim tipom motora je brtvljenje i radni vijek recipročnih komponenata zbog zamora i trošenja. Testni motor koji je napravio Berggren [6.52], da se performanse motora smanjuju sa povećanim trošenjem brtvi. Shvangiradze i Shvangiradze [6.53] su nedavno isprobali mehanizam bregaste osovine, za konverziju recipročnog gibanja u kružno gibanje. Mehanizam se pokazao prigodan za različite tipove izvedbi motora.

#### 6.4.4. PRIMJENA KONFIGURACIJE KLIP - CILINDAR

Analiza toplinskih strojeva mora se koncentrirati na termodinamiku, aspekte prijenose topline motora, kao dinamiku uređaja. Pogonski mehanizam korišten u konvencionalnim motorima je isključivo klizni klipni mehanizam, dok su kod Stirlingovih motora korišteni mnogi oblici pogonskih mehanizama. Istraživanje koje je proveo Shoureshi [6.54] je prihvaćeno kao opća metoda za optimizaciju dizajna Stirlingovih motora, bilo koje izvedbe, i širokog spektra radnih uvjeta. Bazira se na bezdimenzijskoj grupi, po Mach-ovom broju, Reynolds-ovom broju, omjeru temperatura i postotku mrtvog prostora. Otkrio je da je Gama tip motora najoptimalnija konfiguracija motora, kao što je prikazano na Sl.6.7. Primjenu konfiguracije motora je definirao Gary Wood [6.55], koja većinom ovisi o vrsti goriva, brzini motora i izlaznoj snazi. Senft [6.56] je razvijao teoriju da utvrди relaciju mehaničke korisnosti motora, sa tlakom ciklusa i ostalim parametrima motora, sa širokom raznovrsnosti motora. Ovo je korisno kod odabira odgovarajućeg prijenosnog mehanizma za određene potrebe.

## 6.5. RADNI FLUIDI U STIRLINGOVU MOTORU

Svaki radni fluid sa visokim toplinskim kapacitetom može biti korišten u Stirlingovom motoru. Sa par iznimki motori u 19. stoljeću su koristili zrak kao radni fluid. Većina njih je radila na skoro atmosferskom tlaku, jer je zrak besplatan i svuda dostupan. Radni fluid Stirlingovog motora treba imati slijedeća termodinamička svojstva.

1. Visoku termalnu konduktivnost
2. Visoki toplinski kapacitet
3. Nisku viskoznost
4. Nisku gustoću

Za bolje performanse sustava uz gore navedenu dobavlјivost, cijena, sigurnost rada, zahtjevi za pohranu su također bitna svojstva koja se ne smiju zanemariti. Sposobnost radnog fluida u smislu zahtjeva za specifični toplinski kapacitet, termalnu vodljivost i gustoću su definirali Martini [57] i Clarke [58] što je korisno kod preliminarne selekcije radnog fluida.

$$Faktor\ iskorištenja = \frac{termalna\ vodljivost}{kapacitet\ specificne\ topline\ x\ gustoća}$$

Da bi se utvrdio najbolji radni fluid, potrebno je analizirati performanse cijelog sustava sa različitim radnim fluidima. Eksperimentalna istraživanja su komplikirana i također skupa. Za jednadžbe koje je izveo Beale [6.59] ne postoje relacije u svezi radnih fluida. Vjerojatno zbog nedovoljno eksperimentalnih podataka, koji bi omogućili formiranje određene korelacijske. Jednostavni pristup koji je omogućio Walker, temelji se na analizi laminarnog toka i korisno je kod odabira fluida. Koristeći Reynolds-ovu analogiju, odredio je odnos između prijenosa topline i trenja toka fluida kroz kanal.

**Tablica 6.2**  
Relativni prijenos topline za različite plinove

| Radni fluid             | Prijenos topline | Faktor iskoristivosti |
|-------------------------|------------------|-----------------------|
| Zrak                    | 1.0              | 1.0                   |
| Helij                   | 1.42             | 0.83                  |
| Vodik                   | 3.42             | 0.68                  |
| Voda                    | 1.95             | 0.39                  |
| Natrij – Kalij eutektik | 32.62            | 1.32                  |

**Tablica 6.3.**  
Relativni učinak odabranog radnog fluida

| Plin            | Nominalna molarna masa<br>(Mkg/kmol) | Plinska konstanta<br>(RkJ/kgK) | Specifična toplina<br>$C_p$ (kJ/kgK) | Spec. top. o.<br>$(C_p/C_v)$ |
|-----------------|--------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|
| H <sub>2</sub>  | 2                                    | 4.12                           | 14.20                                | 1.41                         |
| He              | 4                                    | 2.08                           | 5.19                                 | 1.67                         |
| Ne              | 20                                   | 0.415                          | 1.03                                 | 0.62                         |
| N <sub>2</sub>  | 28                                   | 0.297                          | 1.04                                 | 0.74                         |
| CO              | 28                                   | 0.297                          | 1.04                                 | 0.75                         |
| Zrak            | 29                                   | 0.287                          | 1.01                                 | 0.72                         |
| O <sub>2</sub>  | 32                                   | 0.260                          | 0.92                                 | 0.66                         |
| Ar              | 40                                   | 0.208                          | 0.52                                 | 0.31                         |
| CO <sub>2</sub> | 44                                   | 0.189                          | 0.85                                 | 0.66                         |

$$Q_{wf}\alpha(\rho^2 C_p^2)^{0.5}$$

Potrebno je simulirati rad motora sa različitim radnim fluidima sa dostupnim jednadžbama kako bi se odabrao najbolji radni fluid. U tablici 2. uspoređeni su različiti fluidi koristeći jednadžbe (6.29) i (6.30) na prosječnoj temperaturi od 800K i tlaku 5MPa. Možemo vidjeti da niti jedan radni fluid ne zadovoljava osim eutektika NaK. Moguća upotreba ovog radnog fluida se trenutno istražuje na University of California, San Diego. Većina fizičkih karakteristika varira sa talkom i temperaturom, zato prijenos topline  $Q_{wf}$  i faktor sposobnosti treba utvrditi u trenutnim okolnostima. NaK izgleda kao superiorni fluid za korištenje u bližoj budućnosti.

Kao što pokazuje Tablica 3. prevladavajuća upotreba vodika i helija nije opravdana. Da bi se poboljšala termalna korisnost motora Gu [6.60] je predložio korištenje kompozitnog radnog fluida i također osmislio kriterij za odabir radnog fluida.

## 6.6. REGULACIJA SNAGE I BRZINE STIRLING-OVIH MOTORA

Upravljački sustavi su nužni za regulaciju okretnog momenta, izlazne snage i brzine Stirlingovih motora. Kod motora konstantne brzine, brzina se uvijek drži konstantna dok se opterećenje mijenja, kao u slučaju električnog generatora stalne frekvencije. Snaga Stirlingovih motora se može regulirati mijenjanjem temperature, tlaka, hoda klipa, faznog kuta mrvog prostora i brzine ili opterećenja. Svaka od ovih metoda ima svoje prednosti i nedostatke. Ovo su neke od osnovnih metoda koje se koriste za upravljanje snage koje se mogu koristiti individualno ili u kombinaciji:

1. Upravljanje temperaturom radnog fluida
2. Upravljanje srednjim tlakom (MPC)
3. Variranje mrvog prostora (DVV)
4. Variranje faznog kuta
5. Variranje efektivnog hoda

### 6.6.1. UPRAVLJANJE TEMPERATUROM

Regulacija snage motora se može ostvariti reguliranjem maksimalne temperature motora, u grijaćim cijevima, kao i regulacijom dobave goriva. Kako se opterećenje povećava i smanjuje, potrebno je korigirati količinu goriva dobavljenu goraču, da bi se održala potrebna

temperatura u grijačoj cijevi. Doduše odaziv motora može biti neadekvatan zbog vrste korištenog goriva za izgaranje. Za tekuća i plinovita goriva tok može biti jednostavno reguliran, dok je za kruta goriva to dosta komplikirano, pa se zbog toga temperaturna kontrola tu ne koristi.

### 6.6.2. UPRAVLJANJE SREDNJIM TLAKOM

Kao što je ranije spomenuto, izlazna snaga Stirling-ovog motora je direktno proporcionalna srednjem cikličkom tlaku radnog fluida. Zato bi se snaga mogla regulirati, kada bi se na neki način vanjskim djelovanjem mogao regulirati tlak. Najjednostavnija metoda bi bila da se motor odzrači za smanjenje snage, a dobavi radni fluid za povećanje snage. U praksi odgovarajuća varijacija srednjeg cikličkog tlaka, nije tako lako ostvariva. U sistemu je potrebno imati ugrađen spremnik plina i kompresor. Kada je potrebno povećanje snage, radni fluid se može ubaciti iz spremnika u motor, a da bi se smanjila snaga, radni fluid se izbacuje u spremnik. Ovaj prilično jednostavan koncept u praksi postaje znatno kompleksniji, jer je potrebno pomno upravljanje i praćenje vremena otvaranja ventila i koliko će se ventili otvoriti.

### 6.6.3. VARIRANJE MRTVOG PROSTORA

Povećanje mrtvog prostora unutar Stirling-ovog motora rezultira smanjenjem snage, ali ne nužno i smanjenjem korisnosti. Osiguravanjem dodatnog prostora mrtvi prostori može biti povećani ili smanjeni. Berrin Erbay [6.61] je analizirao efekt variranja mrtvog prostora na rad Stirlingovog motora. Motor je radio u zatvorenom regenerativnom termodinamičkom krugu korištenjem politropskog procesa.

### 6.6.4. VARIRANJE HODA KLIPA

Izlazna snaga Stirling-ovih motora može biti regulirana variranjem efektivne duljine hoda komponenti. Ovaj sistem je primjenjiv za jednoradne i dvoradne motore, kao i za motore bez klipnjača, ali je težak zadatak postići mehaničku promjenu hoda klipa da bi se regulirala snaga.

### 6.6.5. VARIRANJE FAZNOG KUTA

Variranje faznog kuta je jedan od najboljih načina reguliranja izlazne snage motora, zato što je izlazna snaga Stirling-ovog motora funkcija faznog kuta u približno sinusnom obliku. Pri kutu od nula stupnjeva, volumeni ekspanzijskog i kompresijskog prostora se mijenjaju točno u fazi, jer nema cikličkog toka radnog fluida kroz sustav. Kontrola snage variranjem faznog kuta je karakterizirana trenutnim odazivom, i to je daleko najbolji način brze regulacije snage motora. Ovaj sustav je prvi adaptirao General Motors u svom V-8 motoru. Nedostatak je da ovaj način regulacije snage nije primjenjiv kod dvoradnih motora.

## 6.7. FAKTORI KOJI ODREĐUJU PERFORMANSE MOTORA

Izlazna snaga motora iz specifikacija može biti izvedena pomoću Beale-ovog broja. Beale-ov broj je

$$B_N = \frac{P_i}{P_M V_{se} N}$$

William Beale je primijetio da je u praktičnoj primjeni maksimalna izlazna snaga dobro dizajniranog motora približno proporcionalna tlaku, volumenu i brzini. Jedan važan faktor nije uzet u obzir Beale-ovom korelacijom, a to je temperatura rada motora. Na jednostavnoj analizi Stirlingovog motora već ranije smo raspravili da će povećanje temperature grijača, dovesti do povećanja snage, za fiksnu temperaturu hladnjaka. Beale-ova relacija ne sadrži temperaturne efekte, zbog toga što većina motora koje je proučavao imala temperature grijača iznad 650°C. Iwamoto [6.62] pokazuje da je Beale-ov broj oko 0.15 za slučaj Stirlingovih motora sa velikom temperaturnom razlikom čija je temperatura stijenke grijača oko 650°C. Efekt temperature je proučavao i West [6.63]. Broj je definiran kao

$$W_S = \frac{P_i}{P_M V_{se} N (T_E - T_C / T_E + T_C)}$$

West-ov broj je oko 0.25 za slučaj motora od 5–150kW, a 0.35 za slučaj motora manje snage. Patrescu [6.64] je odredio faktor koji utječe na performanse koje se temelje na prvom glavnem stavku. Metoda koja je korištena za analizu je ireverzibilni ciklus, konačne brzine, koja uključuje direktnu integraciju jednadžbi temeljenih na prvom glavnem stavku za taj proces. Numerički program koji je napisao Altman [6.65] je također koristan kod određivanja karakteristike motora.

### 6.7.1. KORISNOST REGENERATORA

Korisnost regeneratora se povećava sa povećanjem duljine, i smanjuje se sa reduciranjem perioda. Dizajn regeneratora mora biti takav, da koeficijent prijenosa topline i površina matrice regeneratora bude sto veća, dok tok fluida treba biti što niži. Tok fluida u regeneratoru Stirling-ovog motora mijenja se u brzim ciklusima, pa samo dio ukupnog plina prolazi kroz regenerator, a dio ostaje u regeneratoru. Za modificiranu duljinu manju od 10, korisnost regeneratora je veća za regenerator koji zadrži dio plina, nego za onaj koji ne zadrži.

### 6.7.2. MATERIJAL REGENERATORA

Izbor materijala za matricu regeneratora je dosta bitan, jer znatno utječe na performanse motora. Korisnost motora i izlazna snaga su funkcija brzine motora za metalne i keramičke materijale motora. Zbog niže propusnosti keramičkih regeneratora od metalnih, otkriveno da motori sa regeneratorima koji su obučeni u keramiku imaju veću korisnost od metalnih, u svim ispitanim brzinama.

### 6.7.3. RADNI FLUID I PROPUŠTANJE

U stvarnim motorima je neizbjegljivo curenje i propuštanje radnog fluida. Tlak unutar radnog prostora je većinom viši nego idealni minimalni tlak ciklusa, i to znači da zbog puštanja fluida kroz brtve plin će izlaziti van sistema na visokom cikličkom tlaku, ali će nastojati teći nazad u

sistem za vrijeme kompresijske faze. Oba efekta smanjuju proizvedeni rad ciklusa. Učinak gubitka tlaka zbog trenja, konačne brzine i prolaska kroz regenerator je pokazao S. Pertescu [6.25].

#### **6.7.4. TRENJE FLUIDA**

Trenje toka fluida nastaje većinom zbog veličine, oblika i gustoće žice u regeneratoru i svojstva radnog fluida, kao što je gustoća i viskoznost. Trenje troši snagu motora, pa je neto snaga smanjena. Potrebno je konstruirati sustav i odabratи materijal regeneratora da trenje bude što manje. Pokazano je da faktor trenja jednostavne nagužvane žice postaje funkcija Reynolds-ovog broja, kada je veličina odabrana u odgovarajućem mjerilu. Također trenje i Nusselt-ov broj poroznih materijala je sličan navedenoj nagužvanoj žici. Ovaj rezultat pokazuje da se faktora trenja postupno smanjuje sa povećanjem Reynolds-ovog broja. Studija Isshiki-a [6.37] i Muralidhar-a [6.38] pokazuje značajan učinak na otpor toka i prijenosa topline regeneratora od žice u oscilacijskom toku.

### **6.8. RADNE KARAKTERISTIKE STIRLINGOVIH MOTORA**

#### **6.8.1. SREDNJI TLAK CIKLUSA**

Izlazna snaga motora sa Stirlingovim ciklusom je direktno proporcionalna srednjim tlakom ciklusa. Berrin Erbay [6.66] je pokazao da ako želimo ostvariti visoku snagu, moraju se koristiti tlakovi od 10-20 Mpa. Ovi visoki tlakovi predstavljaju problem kontaminacije radnog fluida, opterećenja izmjenjivača topline i prijenosnog mehanizma. Stirling-ovi motori mogu postići korisnost od 65-70% Carnot-ovog ciklusa sa trenutnom tehnologijom. Banch Kongtragool-ov [6.67] motor, pogonjen niskom temperaturom, pokazao je da je korisnost neosjetljiva na brzinu. Pod uvjetom da se grijača cijev održava na fiksnoj vrijednosti kroz cijelo radno područje, i ne dozvoli se temperaturi hladnjaka da poraste. Temperatura grijača se treba održavati što viša, da bi se osigurao što viši tlak.

#### **6.8.2. MRTVI PROSTOR**

Prostor kojim se ne kreću klipovi u Stirlingovu motoru zove se mrtvi prostor, za koji je poželjno da bude što manji, ali u praksi je čak do 50% ukupnog unutarnjeg volumena. Feng Wu [6.23] je odredio kriterij za optimizaciju mrtvog prostora. Ta količina mrtvog prostora je potrebna da se smjeste izmjenjivači topline i da bi se omogućile potrebne površine za izmjenu topline. Mrtvi prostor smanjuje snagu motora, ali ima konfliktne učinke na korisnost, ovisno o lokaciji mrtvog prostora. Mrtvi prostor se može mijenjati za vrijeme rada motora, s ciljem upravljanja snage. Povećanje radnog hoda bi trebalo povećati izlaznu snagu pod uvjetom da se održavaju talk i snaga. Ne postoji korelacija između izlazne snage i radnog hoda. Da bi se postigao određeni hod, omjer duljine hoda i volumena hoda treba biti oko dva.

#### **6.8.3. TERMALNI GUBICI**

Kako se brzina povećava, gubici koje je izveo K. Makhkamov postaju predominantan faktor, jer su proporcionalni kvadratu brzine. Da bi se smanjili ti gubici, treba koristiti radne fluide sa laganom molekularnom težinom, kao što su helij i vodik. Iako je te plinove teško zadržati, jer mogu prolaziti kroz krute tvari. Nesavršena regeneracija je drugi važni uzrok lošeg rada motora.

#### 6.8.4. MEHANIČKI GUBICI

Mehaničko trenje nastaje kod prstenova klipova, brtvama, ležajevima i drugim dijelovima kod kojih nastaje trenje. Za usporedbu sa konvencionalnim motorima mehaničko trenje je manje zbog manjeg broja pokretnih dijelova.

### 6.9. ZAKLJUČAK

Stirlingovi motori su dokazano sposobni za rad sa svim mogućim vrstama goriva, tekućim, plinovitim i krutim, sa širokim temperaturnim opsegom djelovanja. To je značajna karakteristika motora koji može koristiti neograničenu količinu topline solarne radijacije, otpadnu industrijsku toplinu, toplinu proizvedenu od agrokulturalnog otpada i mnoge druge niskotemperатурне izvore. Baš ova značajka je održala Stirlingov motor u fokusu dizajniranja i razvoja sustava sa boljom korisnosti u velikom opsegu. Sustav stirlingovog motora je najkomplikiraniji termomehanički sustav zbog poteškoća u izvedbi mehanizma sustava zbog razlike u fazi potrebne između kompresijskog i ekspanzijskog prostora i prisutnost izmjenjivača topline, grijачa, hladnjaka, regeneratora i vanjskih izmjenjivača, zajedno sa komplikiranim upravljanjem snagom. Pouzdan i učinkovit rad motora ovisi dinamičkom ponašanju mehanizma motora i ponašanju izmjenjivača topline, koji su ovisni jedni o drugima. Težak je zadatak dizajnirati sustav gdje se moraju uzeti u obzir termalna, mehanička i svojstva fluida. Brojna istraživanja koja su obavili znanstvenici i inženjeri od kada je izumljen motor pružaju dobre polazne informacije za dizajniranje sustava, ali nužno je daljnje istraživanje sa termo-fluidno-mehaničkog pristupa. Pokazano je da za uspješan rad takvog sustava potreban oprezan odabir prijenosnog mehanizma, i konfiguracija motora je ključna. Potreban je dodatni razvoj da bi se proizveo praktičan motor za alternativnu proizvodnju energije, odabirom odgovarajuće konfiguracije, dobrog radnog fluida i razvoj boljih brtvi. Istraživanja pokazuju da Stirlingov motor koji radi sa relativno niskom temperaturom, sa zrakom ili helijem kao radnim fluidom, je potencijalno najprivlačniji za budućnost. Posebno solarno pogonjeni Stirlingovi motori koji rade sa malom temperaturnom razlikom, i to vertikalni, dvoradni, gama tipa.

## 7. ISKORIŠTAVANJE GEOTERMALNE ENERGIJE

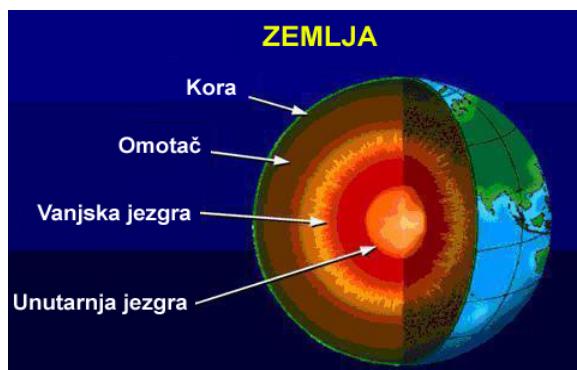
### 7.1. UVOD

#### 7.1.1 GEOLOGIJA ZEMLJE I GEOTERMALNA ENERGIJA

Riječ geotermalna dolazi od grčkih riječi *gea* (zemlja) i *therme* (toplina). U biti to je rezidualna (preostala) toplinska energija u Zemlji, nastala tijekom geoloških procesa prije 4,5 bilijuna godina. Većina te topline nastaje polaganim raspadanjem radioaktivnih izotopa koji se nalaze u Zemljinoj unutrašnjosti. Sadržana je, kako u čvrstim stijenama tako i u unutarnjim fluidima, koji popunjavaju šupljine i procijepe unutar stijena u Zemljinoj unutrašnjosti. Snaga konduksijskog toka iz Zemljine unutrašnjosti je  $42 \times 10^{12}$  W, a procjenjuje se da je cjelokupna toplinska energija Zemlje  $12,6 \times 10^{24}$  MJ.

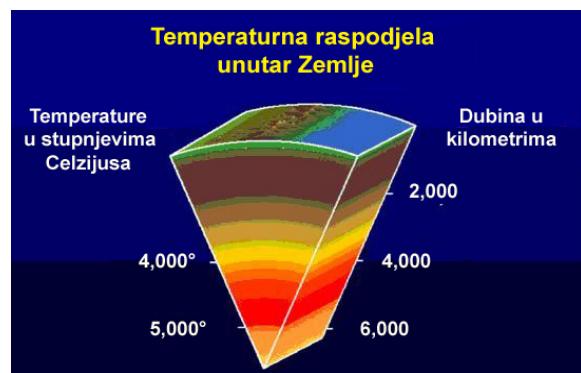
Geotermalna energija je izvor "čiste energije", pošto za današnje vrijeme ispunjava dva značajna čimbenika pri iskorištavanju energetskih izvora: obnovljivost i održivost. Može se pronaći posvuda u svijetu, no visokotemperaturna energija koja je potrebna za pogon geotermalnih elektrana, pronađena je na relativno malom broju mesta. Da bi se shvatilo što su to visokotemperaturni geotermalni izvori, potrebno se upoznati s određenim geološkim spoznajama o Zemlji.

Kako se vidi na slici 7.1., Zemlja se sastoji od nekoliko različitih slojeva. Ti su slojevi obično nacrtani kao niz koncentričnih sferičnih ljeski. No, granice su vjerojatno nepravilne i nisu tako izrazite, tako da je takav prikaz dosta pojednostavljen.



Slika 7.1. Unutarnja struktura Zemlje

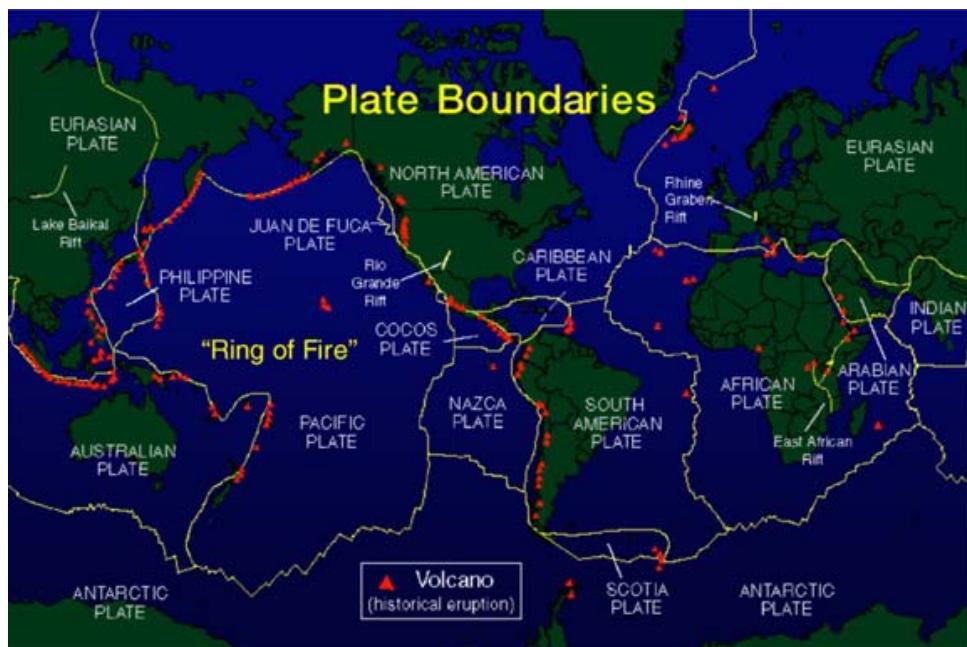
Vjerojatni model temperaturne raspodjele unutar Zemlje prikazan je na slici 7.2. Sadašnja temperaturna raspodjela unutar Zemlje zavisi o temperaturnoj raspodjeli i intenzitetu toplinskih izvora nakon Zemljina nastanka, o mehanizmu unutarnjeg prijelaza topline, njenom provođenju i konvekciji.



Slika 7.2. Temperaturna raspodjela unutar Zemlje

Temperatura Zemljine unutrašnjosti raste s povećanjem dubine, tako da temperatura na dubini od 6000 km iznosi oko  $5000^{\circ}\text{C}$ . Porast temperature po jedinici dubine naziva se geotermalni (temperaturni) gradijent. Prosječni geotermalni gradijent za Europu iznosi  $0,03^{\circ}\text{C/m}$ .

Na samom početku nastanka Zemlje sve kopnene mase su bile spojene u jedan gigantski kontinent nazvan Pangaea, koji je, gledano u geološkom vremenu, postojao samo jedan trenutak. Nakon njegova raspada Zemljina kora se razdvojila na velike tektonske ploče, kao što se vidi na slici 7.3. Kontinenti su dio kore i nalaze se u neprekidnom gibanju, a svaka ploča je u relativnom gibanju s obzirom na druge ploče. Značajne deformacije se javljaju samo na rubovima ploča, tako da su granice ploča obično označene kao uski pojasevi seizmičkih aktivnosti.



Slika 7.3. Tektonske ploče koje čine Zemljinu koru

Kao što se može vidjeti iz slike 7.3., granice ploča, a time i zemljotresi, vulkani i područja visokih toplinskih tokova na kojima su smještena geotermalna polja, međusobno su povezani. S gledišta iskorištenosti geotermalne energije, najznačajnija svjetska geotermalna polja se očekuju duž rubova velike Pacifičke ploče, tzv. "Pacific Ring of Fire" ("Paciifički plameni prsten"). Ako se uključe dvije susjedne istočne ploče, Cocos i Nazca, i jedna zapadna, Filipinska ploča, na tom su području smještene sljedeće zemlje: SAD, Meksiko, Gvatemala, El

Salvador, Honduras, Nikaragva, Costa Rica, Panama, Kolumbija, Ekvador, Peru, Bolivija, Čile, Novi Zeland, Mikronezija, Papua Nova Gvineja, Indonezija, Filipini, Kina, Japan i Rusija. Sve od tih nabrojenih zemalja imaju geotermalne resurse pogodne za eksploraciju, a 12 od njih ima od 2004. godine geotermalne elektrane.

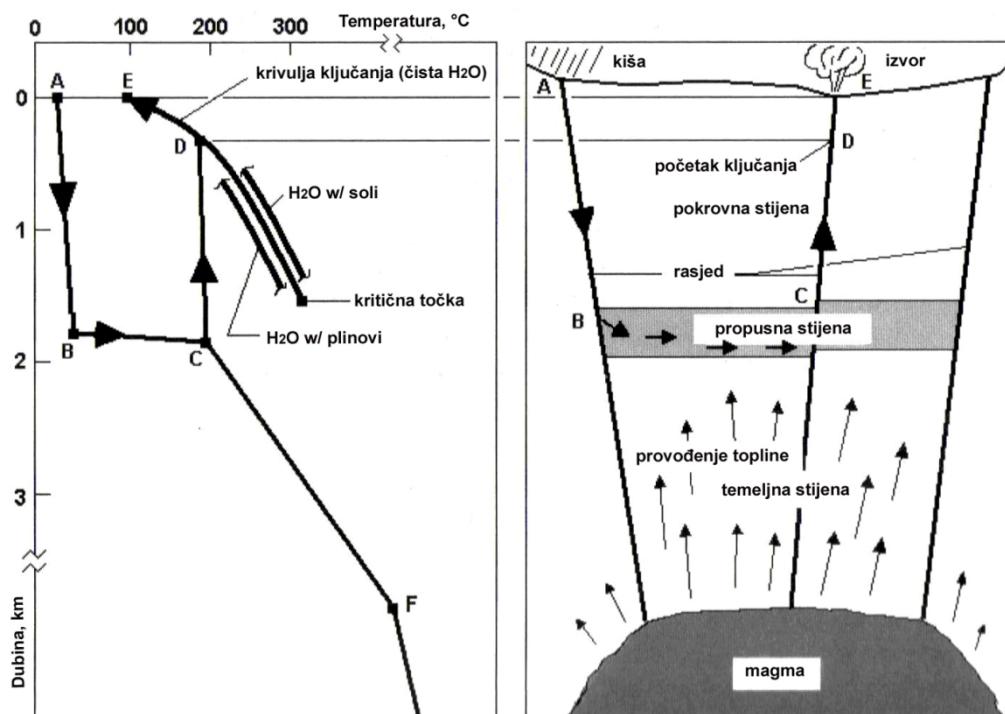
### 7.1.2 TIPOVI GEOTERMALNIH LEŽIŠTA

Geotermalno ležište može se jednostavno definirati kao spremnik unutar zemlje, iz kojega se na ekonomičan način može dobiti toplina (uz cijenu koja je niža ili usporediva s ostalim konvencionalnim izvorima energije, poput hidroenergije ili fosilnih goriva), a ta se toplina koristi za proizvodnju električne energije i ostalu prikladnu industrijsku, poljoprivrednu i kućansku primjenu.

Geotermalno ležište može sadržavati toplinu u čvrstim stijenama, kao i u fluidima koji popunjavaju raspukline i prostor pora u stijenama. Tipovi geotermalnih ležišta su:

- a) hidrotermalni,
- b) suhe tople stijene,
- c) geotlačni i d) magma.

Postoji pet karakteristika koje su bitne da bi hidrotermalni geotermalni izvor (tj. topla voda) bio komercijalno isplativ. Treba postojati: 1) veliki toplinski izvor, 2) propustan spremnik, 3) dovod vode, 4) pokrovni sloj od nepropusne stijene i 5) pouzdan mehanizam obnavljanja. Jednostavni shematski prikaz takvog izvora je prikazan na slici 7.4.

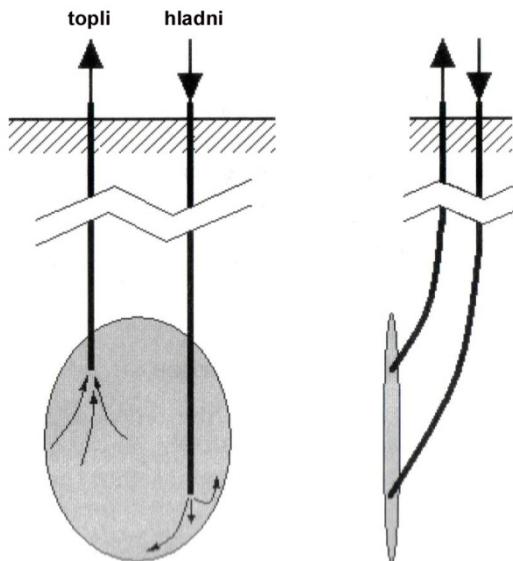


Slika 7.4. Shematski prikaz hidrotermalnog geotermalnog izvora

U ovom trenutku su hidrotermalni izvori jedini geotermalni sustavi koji su razvijeni za komercijalnu proizvodnju električne energije.

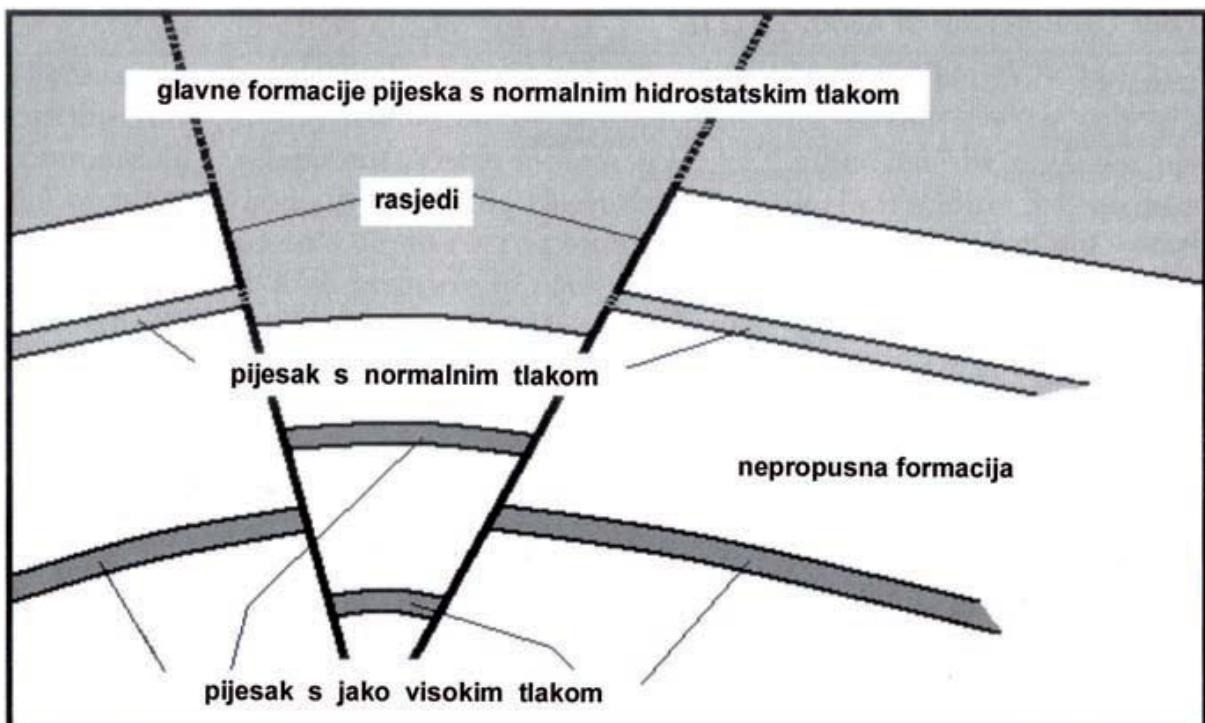
Ostala tri oblika geotermalnih resursa mogla bi se, prije ili kasnije, također komercijalizirati. Postoji dosta geotermalnih pozicija koje imaju visoku temperaturu (suhe tople stijene STS ili napredni geotermalni sustavi NGS) ali su u ležištu siromašna fluidom, ili je propusnost tako niska da onemogućava komercijalizaciju. Idealno gledano, zatvorena petlja

se formira tako da se hladna voda upumpava u utisnu bušotinu i vraća na površinu kroz proizvodnu bušotinu, nakon prolaska kroz toplu, umjetno nastalu formaciju. (Slika 7.5.)



**Slika 7.5.** Shematski prikaz geotermalnog resursa STS

Duž zapadne i sjeverne obale Meksičkog zaljeva postoji značajan energetski resurs koji se naziva geotlačni, tj. ležišta tople vode pod visokim su tlakom. Geotlačna ležišta duž Meksičkog zaljeva su nastala stalnim taloženjem sedimenata koji su stvorili opterećene i razdvojene slojeve. (Slika 7.6.)



**Slika 7.6.** Shematski prikaz geotlačnog geotermalnog sustava

Toplina magme – taj geotermalni resurs potječe direktno iz magme, koja je u tom slučaju relativno blizu površine zemlje.

### 7.1.3 KLASIFIKACIJA GEOTERMALNIH IZVORA

Moguća podjela geotermalnih ležišta je prema termodinamičkim i hidrološkim osobinama te s obzirom na način ulaska i izlaska vode iz ležišta.

Jedna od najvažnijih i najčešćih klasifikacija geotermalnih izvora se temelji na temperaturi geotermalnog fluida, koji služi kao prijenosnik topline s vruće stijene na površinu, tako da se geotermalni izvori dijele na: niskotemperaturne, srednjotemperaturne i visokotemperaturne, kako se vidi iz tablice 7.1.

**Tablica 7.1:** Kategorizacija geotermalnih izvora prema temperaturi ležišnog fluida

|                             | (a)    | (b)     | (c)     | (d)        |
|-----------------------------|--------|---------|---------|------------|
| Niskotemperaturni resursi   | <90    | <125    | <100    | $\leq 150$ |
| Srednjotemperaturni resursi | 90-150 | 125-225 | 100-200 | -          |
| Visokotemperaturni resursi  | >150   | >225    | >200    | 150        |

*Izvori: a- Muffler i Cataldi, 1978.; b- Hochstein, 1990.; c- Benderitter and Cormy, 1990.; d- Haenel i dr.*

### 7.1.4 SVJETSKI RESURSI I NAČINI KORIŠTENJA GEOTERMALNE ENERGIJE

Današnje procjene dostupnih, sveukupnih zaliha geotermalne energije, variraju između 140 000 000 i 117 000 000 EJ. Tablica 7.2 pokazuje njihovu rasprostranjenost diljem svijeta. No, samo oko 4 % od tih ukupnih zaliha se smatra korisnim i dostupnim, a od toga samo 1 % smatramo resursima. Na kraju se tek 10 % od tih resursa, tj. njihov najdostupniji dio, smatra geotermalnim rezervama. Pa ma kako se malenom činila, ta količina ipak nadvisuje svjetsku godišnju potrošnju primarne energije od 420 EJ u 2001. godini. Stoga, a i zbog njene široke rasprostranjenosti diljem svijeta, te dostupnosti u bilo koje vrijeme, tehnološke mogućnosti korištenja geotermalne energije, a ne njena količina, odredit će njen budući udio u ukupnoj energetskoj potrošnji.

Geotermalna energija se može koristiti izravno, kao toplina, tj. bez dalnjih pretvorbi, što se naziva izravnim korištenjem, ili se uz određene gubitke može pretvoriti u neke druge oblike energije. Za proizvodnju električne energije potrebno je prvo toplinsku energiju pretvoriti u mehaničku, a nakon toga u električnu. Izravnim korištenjem se resursi koriste efikasnije nego pri proizvodnji električne energije, jer nema znatnih gubitaka kao kod pretvorbe toplinske energije u električnu.

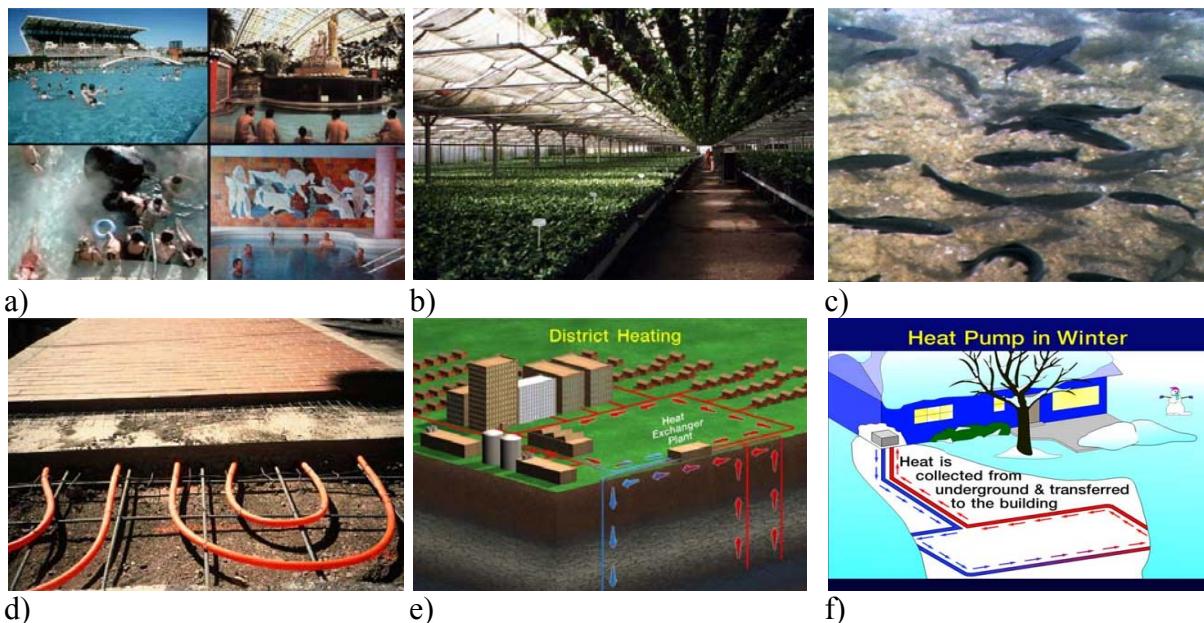
Tablica 7.2 prikazuje procjenu svjetskog geotermalnog potencijala za proizvodnju električne energije i za izravno korištenje toplinske energije geotermalnog fluida:

- Azija i Europa imaju najveće razvojne subjekte za izravno korištenje toplinske energije;
- Azija i Amerika ostvaruju najveću proizvodnju električne energije iz geotermalnih ležišta;
- Azija je danas najveći korisnik geotermalne energije, ako se promatra proizvodnja električne energije i izravno korištenje.

**Tablica 7.2:** Geotermalni resursi po pojedinim regijama svijeta

| Područje         | Visokotemperaturni izvori<br>(proizvodnja električne energije) |   | Niskotemperaturni izvori<br>(izravno korištenje) |
|------------------|--|---|--|
|                  | Konvencionalna tehnologija, TWh/god                            | Konvencionalna tehnologija i binarna tehnologija, TWh/god | EJ/god<br>(donja granica)                        |
| Europa           | 1 830  | 3 700   | > 370  |
| Azija            | 2 970  | 5 900   | > 320  |
| Afrika           | 1 220  | 2 400   | > 240  |
| Sjeverna Amerika | 1 330  | 2 700   | > 120  |
| Latinska Amerika | 2 800  | 5 600   | > 240  |
| Oceanija         | 1 050  | 2 100   | > 110  |
| SVIJET UKUPNO    | 11 200   | 22 400  | > 1 400  |

Na slici 7.7. i u tablici 7.3 su prikazani različiti načini izravnog korištenja geotermalne energije, odnosno za to potrebne temperature geotermalnog fluida, tzv. Lindalov dijagram.



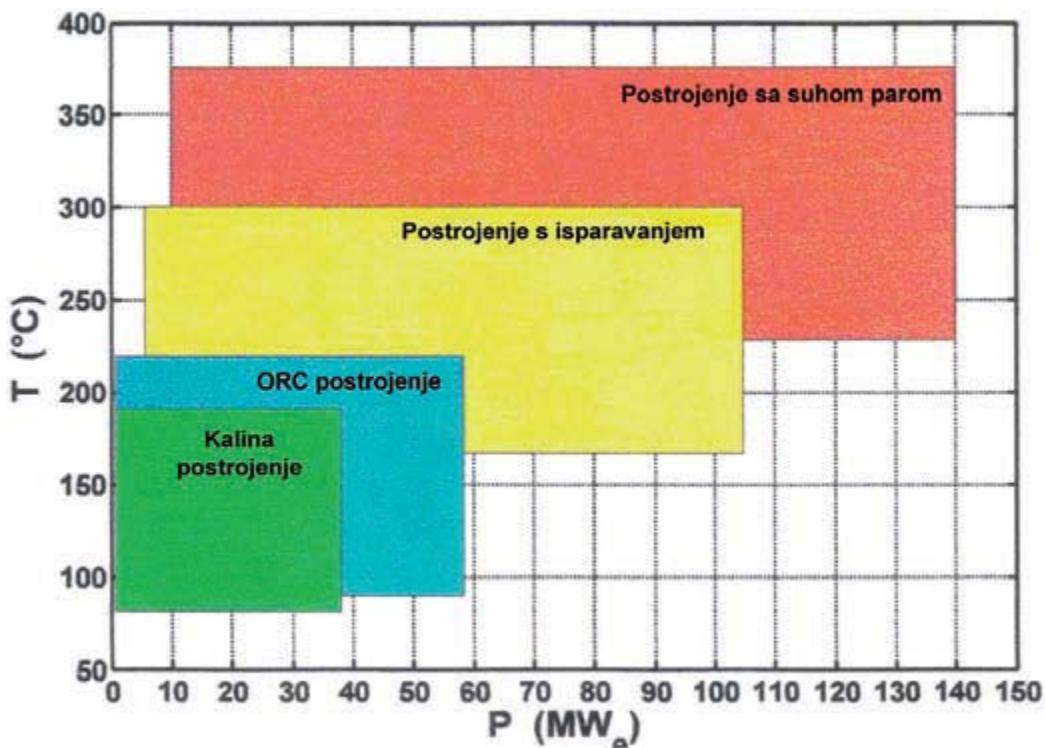
**Slika 7.7.** Mogućnosti izravnog korištenja geotermalne energije: a) za kupanje i medicinske svrhe; b) zagrijavanje staklenika; c) uzgajanje riba; d) za zaštitu od poledice; e) zagrijavanje zgrada; f) toplinske pumpe

**Tablica 7.3:** Različiti načini izravnog korištenja geotermalne energije i za to potrebne temperature geotermalnog fluida

| Temperatura, °C | Proces  |
|-----------------|---|
| 180             | Isparavanje visoko koncentriranih otopina<br>Hlađenje apsorpcijom amonijaka<br>Vrenje pulpe papira                    |
| 170             | Proizvodnja teške vode procesom vodik-sulfid<br>Sušenje dijatomejske i infuzorijske zemlje<br>Vrenje pulpe papira     |
| 160             | Sušenje ribe u prehrmboj industriji<br>Sušenje drva   |
| 150             | Proizvodnja aluminija Bayerovim procesom  |
| 140             | Sušenje poljoprivrednih proizvoda u velikim količinama<br>Konzerviranje hrane   |
| 130             | Isparavanje vode u šećeranama<br>Izlučivanje soli isparavanjem i kristalizacijom<br>Dobivanje pitke vode destilacijom |
| 120             | Većina kombiniranih isparavanja<br>Koncentracija slanih otopina   |
| 110             | Sušenje i stvrđnjavanje cementnih blokova   |
| 100             | Sušenje organskih materijala (morskog raslinja, trave, povrća, itd.)<br>Pranje i sušenje vune                         |
| 90              | Sušenje bakalara<br>Procesi brzog odleđivanja   |
| 80              | Grijanje prostora (zgrada i staklenika)   |
| 70              | Hlađenje (niska temperaturna granica)   |
| 60              | Stočarstvo<br>Staklenici s kombiniranim grijanjem prostora i zemlje   |
| 50              | Uzgoj gljiva<br>Balneoologija   |
| 40              | Grijanje tla<br>Bazeni, biorazgradnja, fermentacija   |
| 30              | Topla voda za grijanje rudnika u hladnim krajevima<br>Odleđivanje<br>Uzgoj ribljeg mlađi i kornjača                   |
| 20              | Uzgoj riba  |

Iz dijagrama se može vidjeti da primjena u poljoprivredi i za uzgoj riba, zahtijeva najniže temperature, a slijedi grijanje prostora i industrijska primjena.

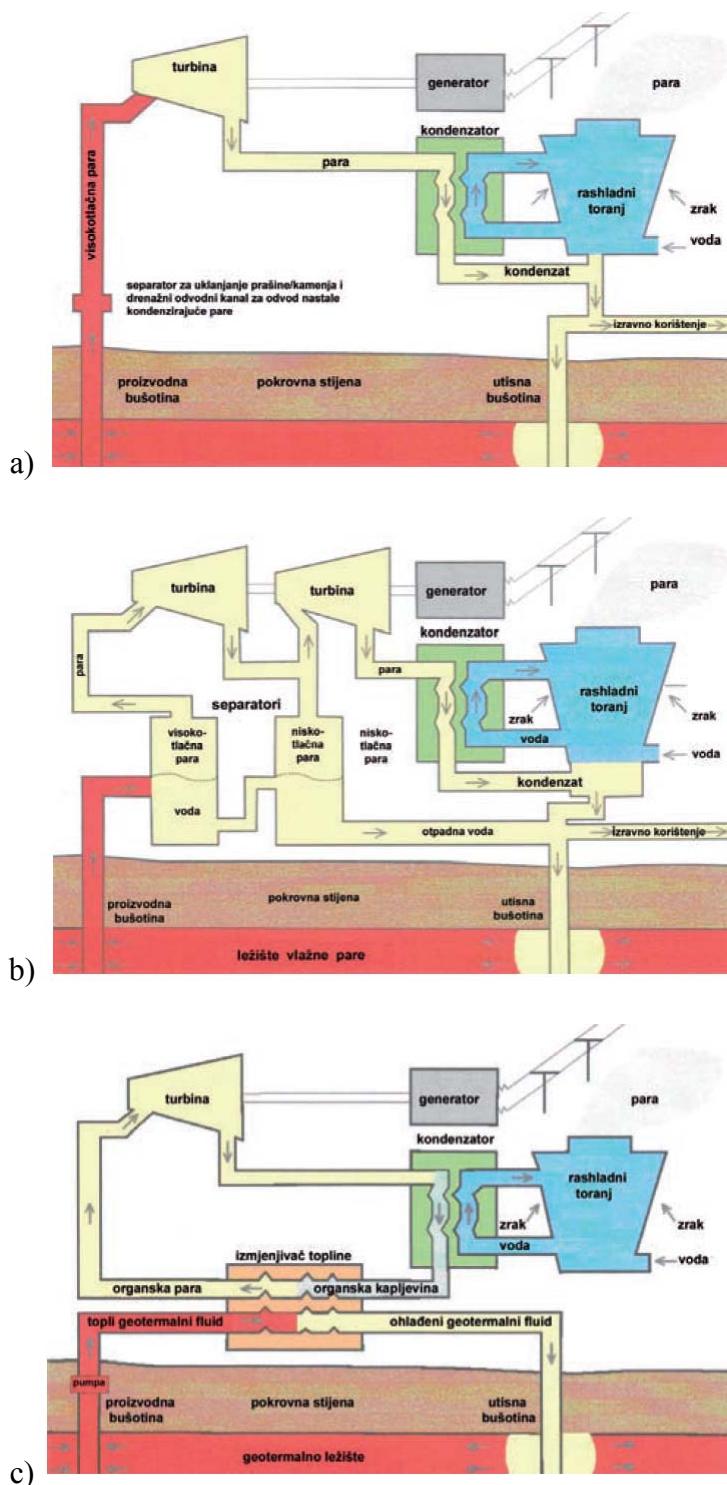
Geotermalne elektrane, koje se danas nalaze u radu, mogu se podijeliti na tri osnovna tipa: postrojenja sa suhom parom, postrojenja s isparavanjem (jednostrukim i dvostrukim) te binarna postrojenja. Koji će tip postrojenja biti instaliran, zavisi o vrsti ležišta. Slika 7.8. prikazuje područja primjene osnovnih tipova geotermalnih elektrana, zavisno o jediničnoj snazi i temperaturi ležišta.



Slika 7.8. Područja primjene osnovnih tipova geotermalnih elektrana

Proizvodnja mehaničkog rada pomoću geotermalne energije zahtijeva paru za pogon turbina. Suha se para direktno odvodi u geotermalnu elektranu sa suhom parom, gdje ekspandira u turbini, obavljajući koristan mehanički rad za pogon električnog generatora (Slika 7.9.a). Za proizvodnju električne energije iz toplom vodom dominantnih geotermalnih ležišta, koriste se geotermalne elektrane s jednostrukim ili dvostrukim isparavanjem (Slika 7.9.b). Topla voda isparava u jednom ili dva separatora (isparivača) a nastala para se odvodi na ekspanziju u jednu ili dvije turbine. Ako ne postoje prirodna ležišta pare, ona se može proizvesti u vrućim suhim stijenama ili tzv. naprednim geotermalnim sustavima.

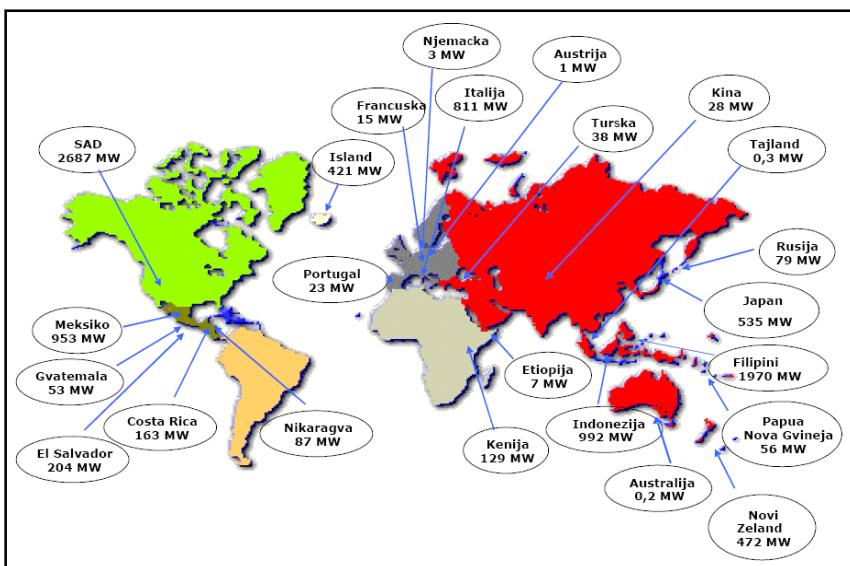
Na nižim temperaturnim razinama para za pogon turbina može se dobiti posredno, isparavanjem fluida koji imaju nižu točku ključanja od vode. Ciklus je poznat kao Organski Rankineov ciklus (ORC) pošto su na samom početku korištene organske tvari kao toluol ( $\text{C}_7\text{H}_8$ ), pentan ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ ), propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) te ostali ugljikovodici (Slika 7.9.c). Od nedavno je u probnom pogonu i tzv. Kalina ciklus, koji kao radni fluid koristi mješavinu vode i amonijaka ( $\text{NH}_3$ ).



**Slika 7.9.** Geotermalna elektrana sa suhom parom (a), s dvostrukim isparavanjem (b) i s binarnim ciklusom (c)

Geotermalne elektrane danas proizvode preko 9730 MW električne energije u preko 20 zemalja svijeta, opskrbljujući oko 60 milijuna ljudi, uglavnom u zemljama u razvoju (Slika 7.10.)

Više o najčešće korištenim tipovima geotermalnih elektrana u poglavlju 7.2.



**Slika 7.10.** Instalirana snaga geotermalnih elektrana u svijetu, 2007.godine

## 7.2. TIPOVI GEOTERMALNIH ELEKTRANA

### 7.2.1 GEOTERMALNE ELEKTRANE S JEDNOSTRUJKIM ISPARAVANJEM

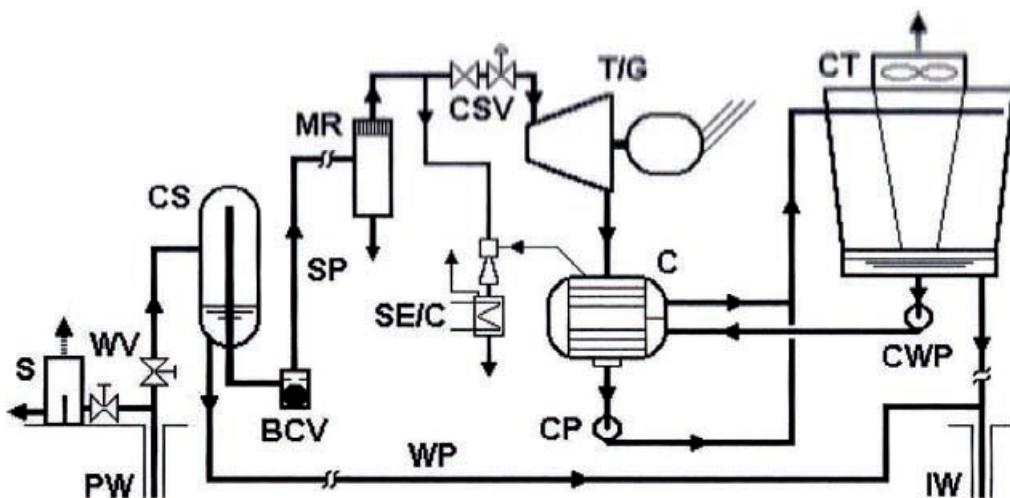
Geotermalne elektrane s isparavanjem koriste vodom dominantna ležišta vlažne pare, kod kojih većinu visokotemperaturnog geotermalnog resursa čini voda pod tlakom.

Proizvodnja električne energije iz takvih polja se ostvaruje pomoću isparavanja kapljevitog geotermalnog fluida, u jednom ili nekoliko isparivača na površini. Koriste se postrojenja s jednostrukim, dvostrukim i trostrukim isparavanjem.

Geotermalne elektrane s jednostrukim isparavanjem su glavni oslonac geotermalne proizvodnje. Postrojenja s jednostrukim isparavanjem čine 29 % svih geotermalnih postrojenja i približno 40 % ukupno instaliranih geotermalnih kapaciteta u svijetu. Jedinične snage se kreću od 3 do 90 MW, dok je prosječna snaga 28,1 MW po jedinici.

Pod terminom "sustav s jednostrukim isparavanjem" podrazumijevamo da je geotermalni fluid podvrgnut jednostrukom procesu isparavanja, tj. procesu prijelaza iz kapljevine pod tlakom u mješavinu kapljevine i pare, kao rezultat pada tlaka geotermalnog fluida ispod tlaka zasićenja koji odgovara temperaturi fluida.

Na slici 7.11. je prikazana toplinska shema s glavnim komponentama postrojenja s jednostrukim isparavanjem, koje izvodi prethodno opisani ciklus.



**Slika 7.11.** Toplinska shema geotermalne elektrane s jednostrukim isparavanjem:  
PW-proizvodna bušotina; WV-ventil proizvodne bušotine; PR- separator čestica;  
SP-parovod; MR-separator vlage; CSV-brzozatvarajući i regulacijski ventili;  
SE/C-ejektor pare s kondenzatorom; T/G-turbina s generatorom; C-kondenzator;  
CP-pumpa kondenzata; CT-rashladni toranj; CWP-pumpa rashladne vode; IW-utisna  
bušotina

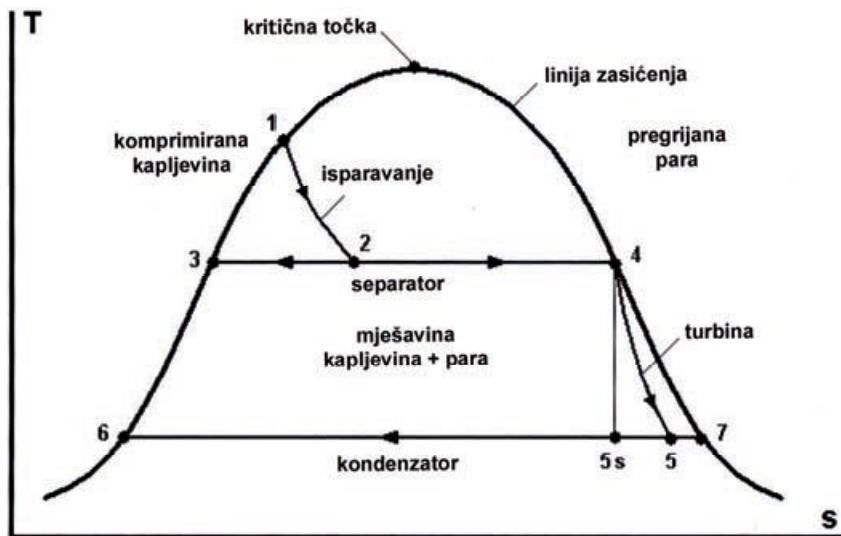
Na svakoj proizvodnoj bušotini (PW) je spojena oprema za regulaciju i nadzor toka geotermalnog fluida od bušotine prema elektrani. Ta oprema sadrži: nekoliko ventila (WV), napravu za prigušenje zvuka (S), cjevovod i instrumentaciju (mjerni uređaji za tlak i temperaturu). Ako se koriste separatori na ušću bušotine, ciklonski separator (CS) bit će smješten tik do ušća na istoj ploči. Para se odvodi iz središta posude pomoću vertikalne cijevi koja izlazi van na dnu. Para tada prolazi kroz kuglasti kontrolni ventil (BCV) i odvodi se prema strojarnici.

Prije nego je para uvedena u turbinu, iz pare moraju biti odstranjene i najfinije kapljice vlage koje mogu nastati u parovodu, a uspjele su proći kroz odstranjuvače vlage. Separator vlage (MR) je često smješten izvan strojarnice.

Para iz turbine se kondenzira pomoću površinskog tipa kondenzatora (C) kakav je prikazan na slici 7.11., ili u kondenzatoru, miješanjem s atmosferskim tlakom ili tlakom nižim od atmosferskog. Danas većina postrojenja koristi površinske kondenzatore u kojima geotermalni fluid struji oko cijevi sa strane plašta, dok rashladna voda struji kroz cijevi. To omogućava da geotermalni fluid i rashladna voda budu i fizički i kemijski odvojeni, te učinkovitije udaljavanje i tretman nekondenzirajućih plinova. Za tu se svrhu koriste parni mlazni ejektori s naknadnim hladnjakom (SE/C).

Rashladna voda se obično dovodi iz rashladnog tornja koji recirkulira dio kondenzirane pare koja se ohladi parcijalnim isparavanjem uslijed strujanja zraka (oznake CT i CWP). To znači da geotermalne elektrane s jednostrukim isparavanjem ne trebaju značajne zalihe rashladne vode, što je velika prednost u sušnim područjima. Potrebna je mala količina svježe vode, tek da bi se nadoknadio ono što je isparilo iz rashladnog tornja.

Procesi koje izvodi geotermalni fluid mogu se najbolje prikazati u  $T-s$  dijagramu.  $T-s$  dijagram za geotermalnu elektranu s jednostrukim isparavanjem prikazan je na slici 7.12 .



**Slika 7.12.** T-s dijagram ciklusa geotermalne elektrane s jednostrukim isparavanjem

Postrojenje s dvostrukim isparavanjem predstavlja poboljšanje u odnosu na postrojenje s jednostrukim isparavanjem jer daje 15-25 % više izlazne snage za iste uvjete geotermalnog fluida.

## 7.2.2 GEOTERMALNE ELEKTRANE S BINARNIM CIKLUSOM

Geotermalne elektrane koje izvode binarni ciklus su najблиže po termodinamičkom principu termoelektranama na fosilna goriva ili nuklearnim elektranama kod kojih radni fluid izvodi stvarni zatvoreni ciklus. Radni fluid, odabran prema povoljnim termodinamičkim svojstvima, prima toplinu od geotermalnog fluida, isparava, ekspandira u turbini, kondenzira se, te se vraća u isparivač pomoću napojne pumpe.

Prva binarna geotermalna elektrana stavlјena je u pogon u malom selu Paratunka nedaleko mjesta Petropavlovsk na ruskom otoku Kamčatka 1967. godine. Imala je snagu 670 kW, te je opsluživala malo selo i nekoliko farmi, kako električnom energijom tako i toplinom za potrebe staklenika. Radila je uspješno niz godina, dokazujući koncept binarnih postrojenja kakva se koriste i danas.

Binarna postrojenja su najčešće korišten tip geotermalnih elektrana. Čine oko 33 % svih geotermalnih elektrana u radu, ali proizvode samo 3 % od ukupne snage. Očigledno, prosječna snaga po jedinici je mala, samo 1,8 MW, iako se koriste i jedinice sa snagama 7-10 MW s tzv. naprednim ciklusom.

Binarna postrojenja omogućavaju pretvorbu geotermalne topline iz niskotemperaturnih ležišta tople vode (tzv. vodom dominantnih ležišta) s temperaturom preko 85 °C u električnu energiju. Također, ta je tehnologija pogodna i za eksploraciju srednjotemperaturnih izvora s vlažnom parom, s visokim omjerom voda/para, kod temperatura koje su prenise za praktičnu primjenu sustava s isparavanjem. Binarna postrojenja pretvaraju toplinu srednjotemperaturnih izvora u električnu energiju efikasnije nego ostale tehnologije.

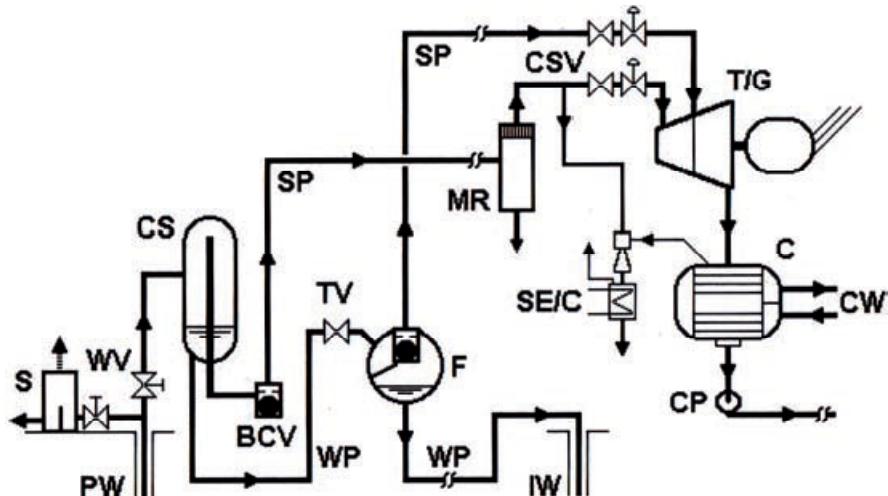
Kod binarnih postrojenja izmjenjivač topline prenosi toplinu s geotermalnog fluida dobavljenog iz proizvodne bušotine u primarni krug, na lako hlapljivi radni fluid u

sekundarnom krugu, kao što su halogeni ugljikovodici (npr. freon, frigen), propan ( $C_3H_8$ ), izobutan ( $C_4H_{10}$ ), pentan ( $C_5H_{12}$ ), amonijak ( $NH_3$ ). Taj je termodinamički ciklus poznat kao Organski Rankineov ciklus (ORC) pošto su se na početku kao radni fluidi koristile organske tvari. Radni fluid u sekundarnom krugu isparava u isparivaču pomoću geotermalne topline iz primarnog kruga. Para ekspandira prolaskom kroz turbinu (u ovom se slučaju često naziva "organska turbina"), koja je spojena s električnim generatorom. Ispušna para se kondenzira u vodom ili zrakom hlađenom kondenzatoru, a kondenzat se napojnom pumpom vraća u isparivač.

Tehnologija binarnih postrojenja se pojavljuje kao najisplativiji, najefikasniji i najpouzdaniji način za pretvorbu velikog broja niskotemperurnih izvora u električnu energiju. Njih ima dosta u svijetu, pa su stoga postrojenja s ORC u posljednjih 30 godina instalirana u značajnom broju. To značajno proširuje spektar lokacija pogodnih za proizvodnju električne energije iz geotermalne energije. Izvodljiva je decentralizirana proizvodnja električne energije iz geotermalne energije s jedinicama čija snaga varira od 0,1 do čak 100 MW i čini je ekonomski atraktivnom u mnogim udaljenim ili manje razvijenim područjima svijeta. Također se potiče proizvodnja iz niskotemperurnih izvora i u razvijenim zemljama, gdje finansijske inicijative promoviraju tehnologije za proizvodnju električne energije uz nisku emisiju  $CO_2$ .

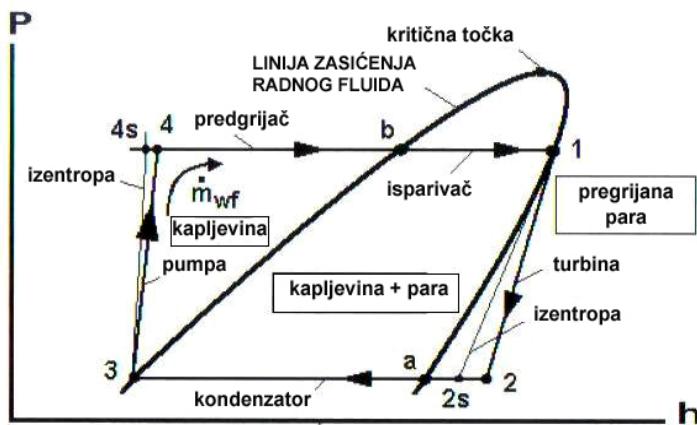
Ako je temperatura geotermalnog fluida  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  ili niže, postaje teško, ali ne i nemoguće, izvesti postrojenje s isparavanjem koje može efikasno i ekonomično pretvarati geotermalnu energiju u električnu. Niže temperature geotermalne vode stavlja u još teži položaj postrojenje s isparavanjem. Kod tako niskih temperatura malo je vjerojatno da bušotine budu samoizljevne, a ako jesu, postoji velika vjerojatnost nastajanja kalcijevog karbonata u buštinama.

U najjednostavnijem obliku, binarno se postrojenje može prikazati pomoću toplinske sheme prikazane na slici 7.13. Proizvodna bušotina (PW) je opremljena pumpom (P) koja je prema karakteristikama ležišta i zahtijevanog protoka ugrađena na potrebnu dubinu, zbog sprječavanja isparavanja. Separator pijeska (SR) sprječava eroziju cjevovoda i cijevi izmjenjivača topline. Ovdje je proces zagrijavanja i isparavanja u dva koraka, i provodi se prvo u predgrijaču (PH) gdje se radni fluid dovodi do stanja vrele kapljevine i iz isparivača (E) se odvodi kao suhozasićena para. Geotermalni fluid se cijelo vrijeme drži pri tlaku iznad točke njegova isparavanja, kako bi se spriječilo nastajanja pare i nekondenzirajućih plinova koji mogu dovesti do izlučivanja kalcijeva karbonata u cijevima. Štoviše, temperaturi fluida se ne dozvoljava da padne do točke na kojoj izlučivanje kalcijeva karbonata postaje značajan problem u predgrijaču, te u cjevovodima i nizvodno u utisnoj bušotini. Ovakvom se regulacijom mogu eliminirati mogući kemijski problemi.



Slika 7.13. Geotermalna elektrana s binarnim ciklusom (oznake kao na slici 7.11.)

Termodynamički ciklus koji izvodi radni fluid je prikazan na slici 7.14., u tlakentalpija dijagramu, tj. u  $p-h$  dijagramu. Taj se dijagram najčešće koristi kod rashladnih i klimatizacijskih ciklusa, ali također i za geotermalne binarne cikluse.



Slika 7.14.  $p-h$  dijagram za geotermalnu elektranu s osnovnim binarnim ciklusom

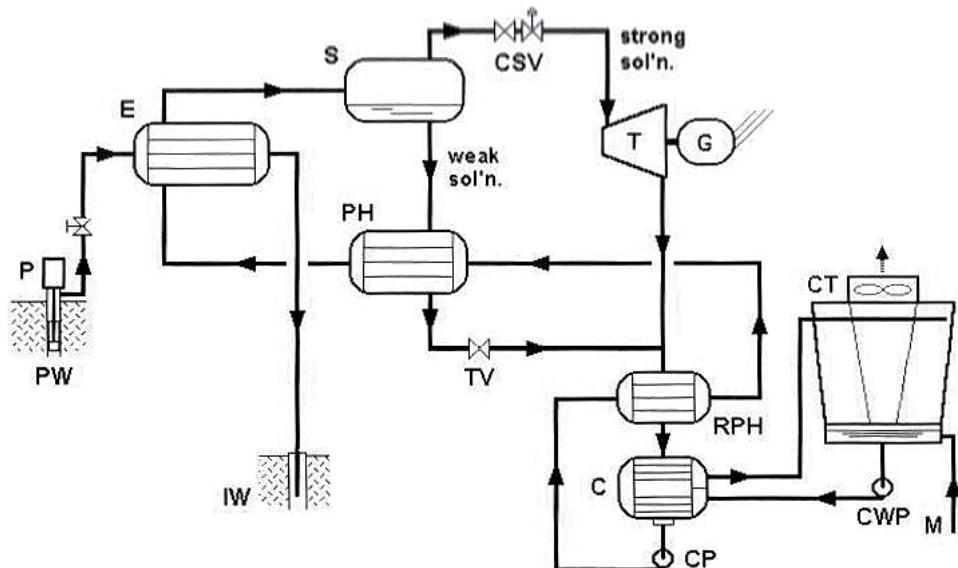
Retrogradni oblik linije suhozasićene pare ima pozitivan značaj za Rankineov ciklus. Proces ekspanzije u turbini u potpunosti se odvija u području pregrijane pare, pa ne postoji problem sa strujanjem vlažne pare i njome povezane erozije lopatica i smanjenja izentropske iskoristivosti turbine.

Nedavno je iskoristivost binarnih postrojenja dalje poboljšana uvođenjem Kalina tehnologije. Mješavina vode i amonijaka već se dugo vremena koristi kod apsorpcijskih rashladnih ciklusa, no sve dok A. Kalina nije patentirao Kalina ciklus, taj postupak nije korišten za cikluse koji daju korisni mehanički rad, odnosno snagu. Značajke po kojima se Kalina ciklus (postoji nekoliko varijanti) razlikuje od ostalih binarnih ciklusa su sljedeće:

1. Radni fluid je binarna mješavina  $H_2O$  i  $NH_3$
2. Isparavanje i kondenzacija se ostvaruju uz promjenjivu temperaturu
3. Ciklus sadrži rekuperaciju topline ispušne pare iz turbine
4. Kod nekih varijanti sastav mješavine može biti promjenjiv tijekom ciklusa

Kao rezultat, Kalina ciklus pokazuje poboljšane termodinamičke karakteristike izmjenjivača topline, smanjujući gubitke povezane s prijelazom topline uz konačne temperaturne razlike. Izmjenjivači su namješteni tako da se ostvaruje bolje sparivanje između geotermalnog fluida i mješavine na hladnom kraju procesa prijelaza topline, gdje su poboljšanja očuvanja energije i najvrjednija.

Postrojenje je složenije nego osnovno binarno postrojenje, posebice kada se koristi destilacijska kolona za promjenu sastava (koncentracije) mješavine. Najjednostavnija konfiguracija Kalina ciklusa s promjenjivim sastavom radnog fluida je prikazana na slici 7.15. Separator (S) generira suhozasićenu paru koja je bogata amonijakom i koja se odvodi u turbinu, što omogućava korištenje manje i jeftinije turbine nego u slučaju kada je radni fluid ugljikovodik. Siromašna otopina, kapljevina bogata vodom, koristi se za predgrijač i nakon tога prigušuje do tlaka na izlasku iz turbine prije miješanja s bogatom otopinom, zbog uspostavljanja primarnog sastava. Mješavina se tada koristi u rekuperativnom predgrijaču (RPH) prije nego je u potpunosti ukapljena.



**Slika 7.15.** Kalina ciklus s promjenjivim sastavom voda-amonijak radnog fluida (oznake kao na slici 7.11.)

Moguća poteškoća kod Kalina ciklusa, koja je uobičajena i kod svih ostalih ciklusa koji teže visokoj iskoristivosti, je postizanje jako male temperaturne razlike u "pinch" točki kod izmjenjivača topline. Prednost promjenjive temperature kondenzacije je umanjena, jer su izobare, pri kondenzaciji amonijakom bogate  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  mješavinom, korištene kod ciklusa za dobivanje korisne snage, konkavne prema gore, što dovodi do "pinch" točke. Stoga su ovdje relativno velike temperaturne razlike na početku i na kraju procesa kondenzacije.

## 7.3. DIZALICE TOPLINE

### 7.3.1 OPĆENITO O DIZALICAMA TOPLINE

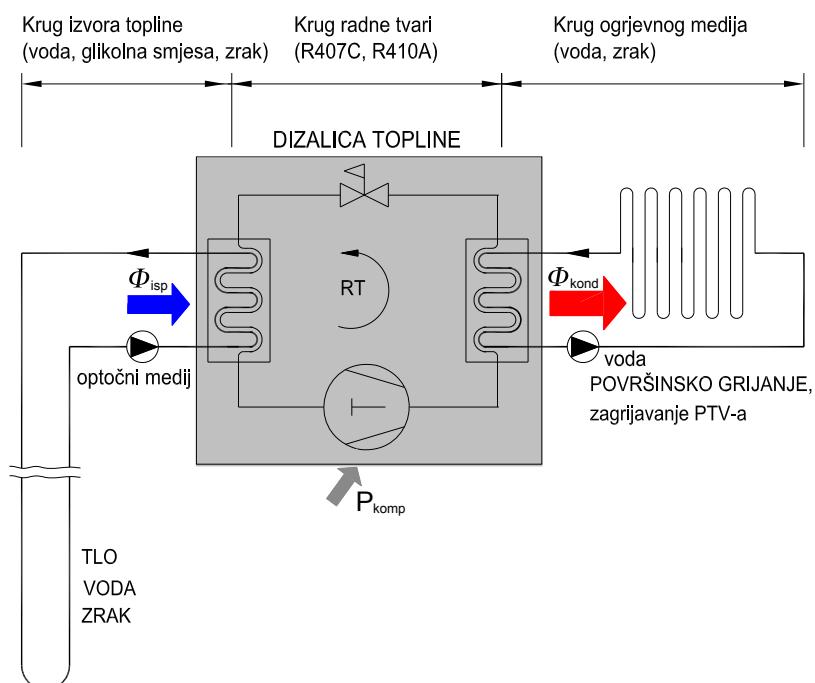
Dizalice topline smatraju se visokoučinkovitim sustavima za proizvodnju toplinske energije. Primjenjuju se u svim veličinama, od onih najmanjih za grijanje stanova, pa sve do sustava koji služe za grijanje čitavih naselja. Koriste se za niskotemperaturne sustave grijanja, s temperaturom polaznog voda već od  $35^{\circ}\text{C}$  u slučaju površinskog grijanja, te s temperaturom polaznog voda do  $55^{\circ}\text{C}$  kod zagrijavanja PTV-a.

Dizalica topline posreduje u prijenosu topline između dva toplinska spremnika: niskotemperaturnog spremnika u koji se odvodi toplina i pritom se hlađi, te visokotemperaturnog toplinskog spremnika u koji se ta toplina uvećana za energiju kompresije dovodi i pritom se grijije.

Sustav dizalice topline sastoji se od tri kruga:

- kruga izvora topline
- kruga radne tvari i
- kruga ponora topline

Slučaj grijanja objekta prikazan je na slici 7.16. Kod otvorenih sustava podzemna voda struji neposredno preko isparivača dizalice topline. Kod sustava s izmjenjivačem topline, u tlu, kao posrednik u prijenosu topline u zatvorenom krugu struji glikolna smjesa, povezujući izmjenjivač topline u tlu s isparivačem radne tvari. Ogrjevni mediji sustava grijanja, koji u ovom slučaju za dizalicu topline predstavljaju ponor topline, mogu biti voda ili zrak. Voda se koristi u slučaju primjene površinskih sustava grijanja, ventilokonvektora ili radijatora. U nekim slučajevima umjesto vode se zagrijava zrak, neposredno na kondenzatoru dizalice topline i razvodi po objektu putem kanala za zrak.



Slika 7.16. Shematski prikaz dizalice topline u režimu grijanja

Dizalica topline može raditi u režimu hlađenja i režimu grijanja. Ugradnjom četveroputnog ventila isti se uređaj može prilagoditi i za rad u režimu hlađenja. U tom slučaju ponor topline postaju tlo, podzemna voda ili okolišni zrak, dok se toplina hlađenog prostora odvodi na isparivaču dizalice topline posredstvom zraka ili vode/glikolne smjese.

Učinkovitost dizalica topline značajno ovisi o vrsti izvora topline. Kao niskotemperaturni toplinski spremnici koriste se voda (riječna, jezerska, morska i podzemna), zrak, otpadna toplina, sunčeva toplina, ili se toplina isparivaču dovodi posredstvom izmjenjivača topline koji se polaže u zemlju, pri čemu tlo predstavlja toplinski spremnik.

Mjerenjem brojem instaliranih jedinica u svijetu, korištenje dizalica topline s tlom ili vodom kao izvorom topline (*plitkih geotermalnih potencijala*) bilježi jedan od najbržih porasta u području primjene obnovljivih izvora energije. Procjenjuje se da je u svijetu instalirano 1,7 milijuna geotermalnih dizalica topline s tlom ili vodom kao izvorom topline, učinka grijanja 18 GW, [J. Spitler, 2008.] Ovakvi su sustavi široko prihvaćeni u tehnološki razvijenom svijetu, primjerice u Švedskoj, SAD-u, Njemačkoj, Švicarskoj, Austriji i Francuskoj.

Dizalice topline povezane s tlom plitkih geotermalnih potencijala koriste toplinu zemljine kore, u većini slučajeva do 200 m dubine. Najveći broj izvedenih sustava s dizalicom topline je s bušotinskim izmjenjivačima topline (BIT) u vertikalnoj izvedbi. Procjenjuje se da je u Europskoj uniji krajem 2008. godine bilo ugrađeno više od 800 000 BIT ukupne snage 8,92 GW.

### 7.3.2 PRINCIP RADA DIZALICE TOPLINE

Dizalice topline se dijele prema vrsti kompenzacijске energije na:

- **kompresijske dizalice topline** -koriste mehanički rad za pogon uređaja
- **sorpcijske dizalice topline**- koriste toplinsku energiju za pogon uređaja (apsorpcijske i adsorpcijske dizalice topline)

Budući da su u praksi većim dijelom u primjeni kompresijske dizalice topline, one će stoga biti zastupljenije u nastavku.

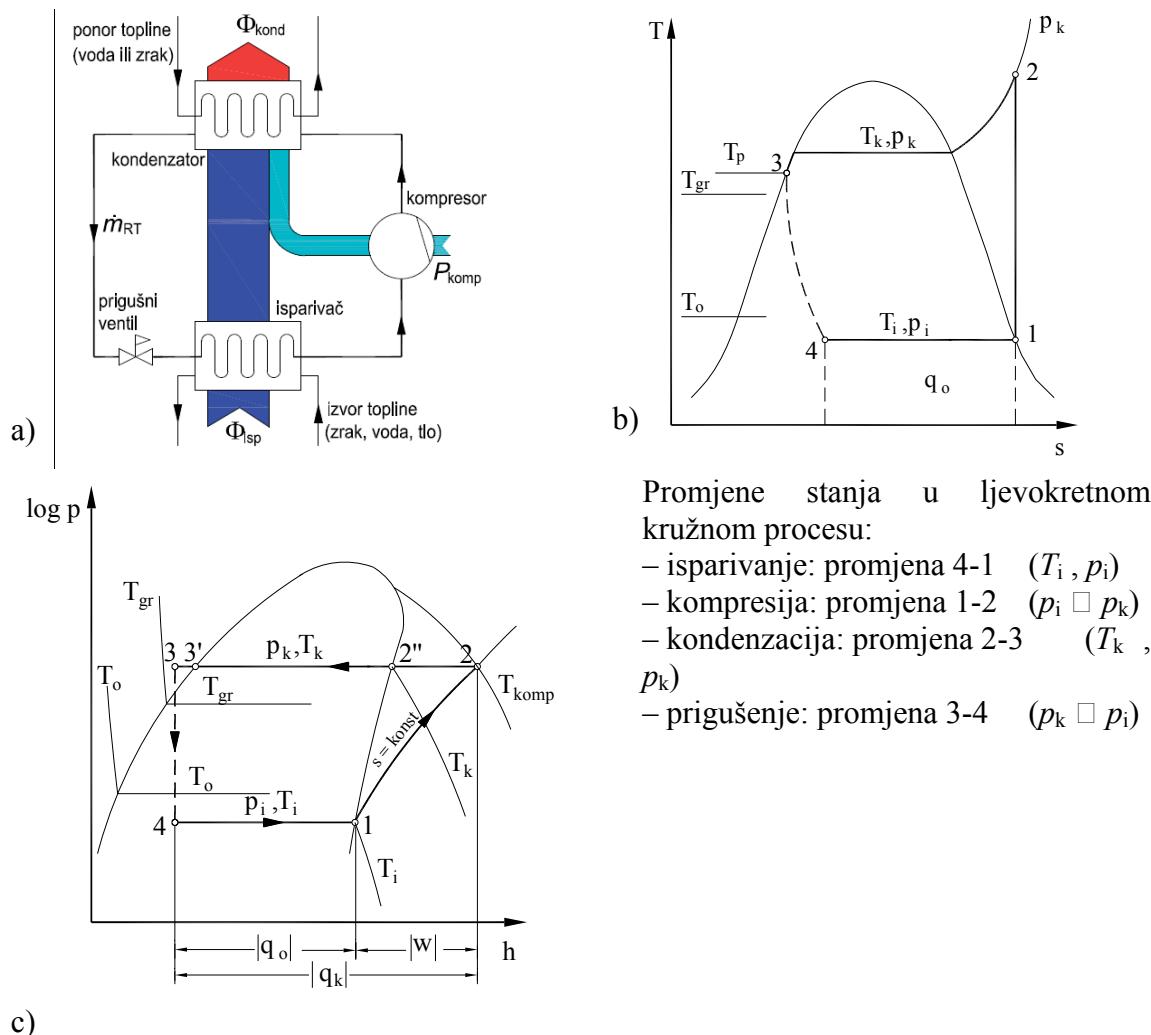
Dizalica topline (*heat pump, Wärmepumpe*) je svaki uređaj koji podiže toplinsku energiju s niže na višu energetsku razine (temperaturu) uz privredni vanjski rad, s ciljem korištenja toplinske energije više razine. Primarni cilj je korištenje toplinske energije izmijenjene na visokotemperaturnom izmjenjivaču (kondenzatoru), npr. za grijanje. Suprotno tome rashladni uređaj koristi toplinsku energiju izmijenjenu na niskotemperaturnom izmjenjivaču (isparivaču). Dakle, svaki rashladni uređaj istovremeno je i dizalica topline, jer bitno je koji je primarni cilj, korištenje rashladne ili ogrjevne energije.

Svaka kompresijska dizalica topline (rashladni uređaj) sastoji se od **četiri osnovne komponente** unutar kojih struji radna tvar (Slika 7.17.a):

- kompresor
- kondenzator
- prigušni ventil
- isparivač

U **isparivaču** radna tvar isparava pri tlaku isparavanja (**promjena stanja 4-1**, Slika 7.17.) najčešće pri konstantnoj temperaturi, primajući toplinu s medija-izvora topline (zraka, vode ili tla) kojeg hladi. Temperatura isparavanja je uvek niža od temperature izvora topline kojemu se oduzima toplina. Radna tvar na ulazu u isparivač je pretežno u kapljevitom stanju (stanje 4), dok je radna tvar na izlasku iz isparivača u suho zasićenom ili blago pregrijanom stanju (stanje 1).

**Kompresor** je onaj element dizalice topline koji omogućuje prijenos topline s izvora topline (niže temperature) na ponor topline (više temperature) i zato se njemu mora dovoditi rad. Toplinu nije moguće prirodnim putem prenosi s tijela niže temperature na tijelo više temperature. Kompresor isisavanjem pare radnoj tvari snižava tlak i na taj način umjetno ostvaruje nižu temperaturu radne tvari od temperature medija od kojeg se preuzima toplina i koji se hladi. Kompresor usisava suhozasićenu paru radne tvari s tlaka isparavanja i komprimira je na tlak kondenzacije (**promjena stanja 1-2**), odnosno na temperaturu koja je viša od temperature ogrjevnog medija. Kompresor ne smije usisavati kapljevinu, jer bi moglo doći do hidrauličkog udara.



Slika 7.17. a) Shematski prikaz kompresijske dizalice topline s tijekom energije  
b) Proces prikazan u  $T-s$  dijagramu c) Proces prikazan u  $\log p-h$  dijagramu

Toplinu, koju je radna tvar u isparivaču preuzela na sebe, uvećanu za energiju prividenu u kompresoru, potrebno je u **kondenzatoru** predati ogrjevnom mediju. Da bi to

bilo moguće temperatura radne tvari u kondenzatoru mora biti viša od temperature ogrjevnog medija koji preuzima toplinu kondenzacije (voda ili zrak). U kondenzator radna tvar ulazi kao pregrijana para (stanje 2), predajući toplinu ogrjevnom mediju. Prvo se ohladi do temperature kondenzacije, pri čemu se dalnjim odvođenjem topline radna tvar kondenzira. Predavanjem topline vodi ili zraku kondenzacija napreduje, sadržaj pare u kondenzatoru sve se više smanjuje, a udio kapljevine raste. Radna tvar na izlazu iz kondenzatora je sva u kapljevitom stanju. Za bolju učinkovitost uređaja poželjno je da se radna tvar na izlazu kondenzatora ohladi za nekoliko stupnjeva, odnosno da temperatura radne tvari na izlazu iz kondenzatora bude za 3 do 5 °C niža od temperature kondenzacije. Najveći dio izmijenjene topline u kondenzatoru se ostvari prilikom promjene agregatnog stanja iz parne u kapljevitu fazu (izmjena latentne topline), dok se manji dio izmijeni hlađenjem pregrijanih para i hlađenjem kondenzata.

Toplina kondenzacije (**promjena stanja 2-3**) koju je potrebno predati ogrjevnom mediju sustava grijanja jednaka je toplini (energiji) izmijenjenoj u isparivaču, i uvećanoj za energiju koja je dovedena kompresoru:

$$\begin{aligned} q_{\text{kond}} &= q_{\text{isp}} + w_{\text{komp}}, \quad [\text{kJ/kg}], \quad \text{odnosno } \Phi_{\text{kond}} = \Phi_{\text{isp}} + P_{\text{komp}}, \quad [\text{W}], \\ q_{\text{kond}} &\quad - \text{specifični učinak kondenzatora, kJ/kg} & \Phi_{\text{kond}} &\quad - \text{učinak kondenzatora, W} \\ q_{\text{isp}} &\quad - \text{specifični učinak isparivača, kJ/kg} & \Phi_{\text{isp}} &\quad - \text{učinak isparivača, W} \\ w_{\text{komp}} &\quad - \text{rad kompresora, kJ/kg} & P_{\text{komp}} &\quad - \text{snaga kompresora, W} \end{aligned} \quad (7.1)$$

Nakon što je radna tvar toplinsku energiju predala ogrjevnom mediju sustava grijanja i kondenzirala, sve se odvija pri visokom tlaku. U kapljevitom stanju ulazi u **prigušni ventil** koji služi za snižavanje tlaka radne tvari, s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja, pri čemu pada i temperatura radne tvari, **promjena stanja 3-4**. Prilikom prigušenja radne tvari dolazi do ekspanzije radne tvari pa je na ulazu u isparivač još uvijek radna tvar najvećim dijelom u kapljevitom stanju, ali sadrži i parnu fazu. Ovim je kružni proces zatvoren.

Učinkovitost kompresijske dizalice topline iskazuje se faktorom grijanja (toplinski množitelj). Faktor grijanja  $\varepsilon_{\text{gr}}$  (engl. *coefficient of performance – COP*) definiran je kao omjer učinka kondenzatora i kompresoru privedene snage :

$$\varepsilon_{\text{gr}} = \frac{q_{\text{kond}}}{w_{\text{komp}}} = \frac{\Phi_{\text{kond}}}{P_{\text{komp}}} \quad (7.2)$$

Faktor hlađenja  $\varepsilon_{\text{hl}}$  (engl. *energy efficiency ratio – EER*) rashladnog uređaja definiran je kao omjer učinka isparivača i kompresoru privedene snage:

$$\varepsilon_{\text{hl}}(\text{EER}) = \frac{q_{\text{isp}}}{w_{\text{komp}}} = \frac{\Phi_{\text{isp}}}{P_{\text{komp}}} \quad (7.3)$$

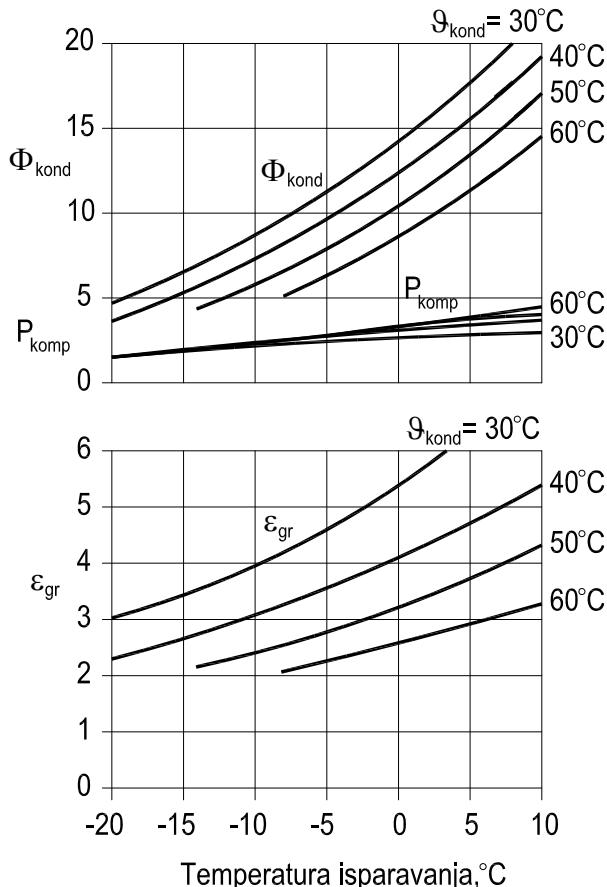
Prosječni toplinski množitelj, ovisno o temperaturama toplinskog izvora i ponora, najčešće doseže vrijednosti od 2,5 do 5. To npr. znači da za 1 kW električne snage privedene dizalici topline, ostvareni toplinski učinak dizalice topline može biti i nekoliko puta veći, odnosno 2,5 do 5 kW. Učinkovitost dizalice topline smanjuje se s padom temperature toplinskog izvora, ali i s porastom temperature ogrjevnog medija na izlazu iz kondenzatora. Najčešće su sustavi za grijanje s dizalicom topline namijenjeni za niskotemperaturno grijanje prostora (ako se radi o vodi, temperaturni režim npr. 45/35 °C) te za zagrijavanje potrošne tople vode.

Pravilo koje vrijedi je: što je manja temperaturna razlika između temperature toplinskog izvora (zrak, voda, tlo) i temperature toplinskog ponora (zraka ili vode koja se grijje), to će veći biti učinak grijanja i manja snaga kompresora, odnosno bit će veći toplinski množitelj. (Slika 7.18.)

Od toplinskog množitelja dizalice topline u standardnim ili aplikacijskim točkama, relevantniji je godišnji toplinski množitelj  $\varepsilon_{gr,G}$  (engl. *Sesonal performance factor – SPF*) koji se koristi za potrebe određivanja energetske učinkovitosti dizalice topline:

$$\varepsilon_{gr,G} = \frac{\sum Q_{DT}}{\sum E} \quad (7.4.)$$

a definiran je kao omjer stvarno dobavljene toplinske energije tijekom godine ( $\square Q_{DT}$ ) i tijekom godine ukupno utrošene energije ( $\Sigma E$ ) za pogon kompresora, pumpi, ventilatora te sustava za odleđivanje isparivača.



Slika 7.18. Ovisnost toplinskog množitelja o temperaturama isparavanja i kondenzacije [5]

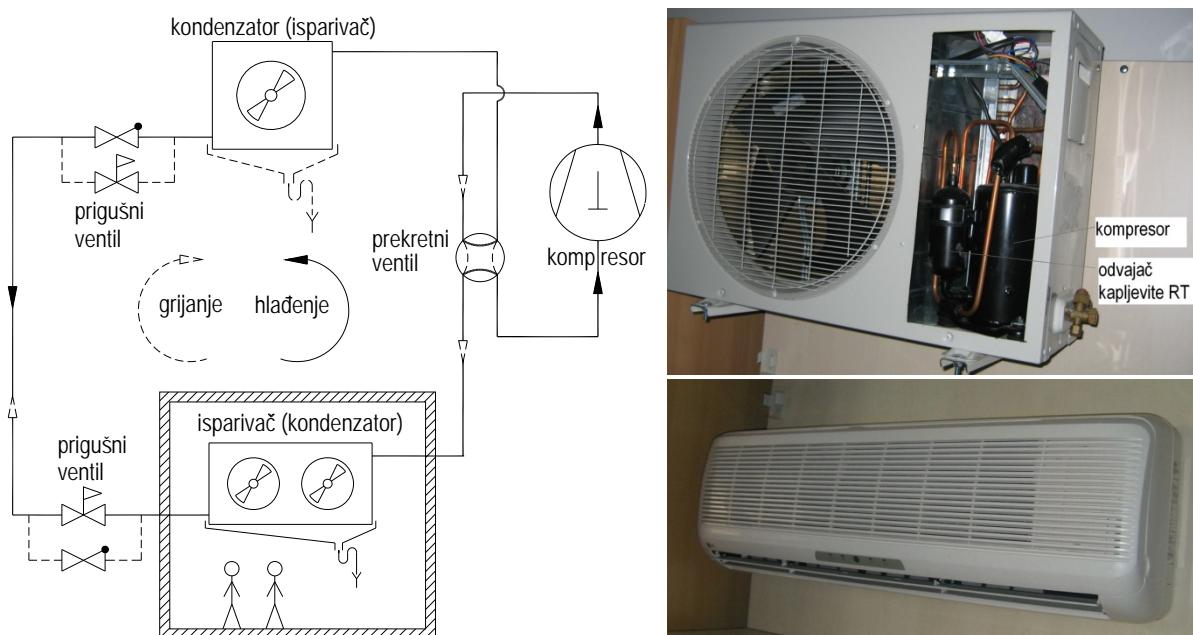
Proračun učinkovitosti dizalice topline dan je u normi HRN EN 15316-4-2. Norma određuje metode proračuna pogonske energije i godišnjeg toplinskog množitelja dizalice topline koji se koriste u sustavima grijanja prostora, dizalicama topline za zagrijavanje potrošne tople vode, te dizalicama topline za kombinirano grijanje prostora i zagrijavanje PTV-a. Preporučena metoda proračuna je *bin* metoda. Proračun prema *bin* metodi podrazumijeva podjelu sezone grijanja na temperaturne intervale (razrede). Za određivanje trajanja pojedinih temperaturnih intervala koriste se ulazni podaci o satnoj vanjskoj temperaturi zraka (ispitne referentne godine) za promatrani geografsku lokaciju

Metoda uz rezultate ispitivanja za standardne ispitne uvjete dizalice topline prema HRN EN 14511, uzima u proračun i specifične radne uvjete za svaku pojedinu instalaciju.

### 7.3.3 SPLIT KLIMA UREĐAJ ZA HLAĐENJE I GRIJANJE ZRAKA

Svaki rashladni uređaj je istodobno i dizalica topline, a bitno je što je primarni cilj, korištenje rashladne ili ogrjevne energije.

Preokretanjem procesa, tj. zamjenom uloga isparivača i kondenzatora, isti uređaj može se koristiti za grijanje ili hlađenje. Slika 7.19. prikazuje shemu split klima uređaja koji ima mogućnost rada u režimu hlađenja i režimu grijanja.



**Slika 7.19.** a) Mogućnost rada uređaja u režimu hlađenja, odnosno grijanja  
b) vanjska i unutarnja jedinica split klima uređaja

Energetska učinkovitost split klima uređaja za hlađenje ocjenjuje se faktorom hlađenja  $\varepsilon_{hl}$  za uvjete koji su dani u normi HRN EN 14511 ( $\vartheta_{hl} = 27^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{ok} = 35^\circ\text{C}$ ).

Primjer:  $\Phi_{isp} = 3500 \text{ W}$ ;  $P_{EL} = 1084 \text{ W}$

$$\varepsilon_{hl} = \frac{3500}{1084} = 3,23$$

Valjanost ogrjevnog procesa sa split klima uređajem za grijanje ocjenjuje se faktorom grijanja  $\varepsilon_{gr}$  za uvjete koji su dani u normi HRN EN 14511 ( $\vartheta_{gr} = 20^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{ok} = 7^\circ\text{C}$ ).

Primjer:  $\Phi_{kond} = 3850 \text{ W}$ ;  $P_{EL} = 1067 \text{ W}$

$$\varepsilon_{gr} = \frac{3850}{1067} = 3,21$$

#### Razvrstavanje split klima uređaja prema energetskoj učinkovitosti

Split klima uređaji se razvrstavaju u energetske razrede prema namjeni, ovisno o tome da li se uređaj koristi za hlađenje ili za grijanje. Ako se split klima uređaj koristi u režimu hlađenja, razred njegove energetske učinkovitosti određuje faktor hlađenja  $\varepsilon_{hl}$  (EER). Npr. uređaj s faktorom hlađenja većim od 3,2 svrstava se u energetski razred A (tablica 7.4).

Kada se uređaj koristi za grijanje, relevantan je njegov toplinski množitelj  $\varepsilon_{gr}$  (COP). Npr. uređaj s faktorom grijanja većim od 3,6 svrstava se u energetski razred A u režimu grijanja.

**Tablica 7.4:** Razredi energetske učinkovitosti split klima uređaja**HLAĐENJE,  $\varepsilon_{hl}$  (EER)**

- Razred energetske učinkovitosti A  $3,20 < EER$   
 Razred energetske učinkovitosti B  $3,20 > EER > 3,00$   
 Razred energetske učinkovitosti C  $3,00 > EER > 2,80$   
 Razred energetske učinkovitosti D  $2,80 > EER > 2,60$   
 Razred energetske učinkovitosti E  $2,60 > EER > 2,40$   
 Razred energetske učinkovitosti F  $2,40 > EER > 2,20$   
 Razred energetske učinkovitosti G  $2,20 > EER$

**GRIJANJE,  $\varepsilon_{gr}$  (COP)**

- Razred energetske učinkovitosti A  $3,60 < COP$   
 Razred energetske učinkovitosti B  $3,60 > COP > 3,40$   
 Razred energetske učinkovitosti C  $3,40 > COP > 3,20$   
 Razred energetske učinkovitosti D  $3,20 > COP > 2,80$   
 Razred energetske učinkovitosti E  $2,80 > COP > 2,60$   
 Razred energetske učinkovitosti F  $2,60 > COP > 2,40$   
 Razred energetske učinkovitosti G  $2,40 > COP$

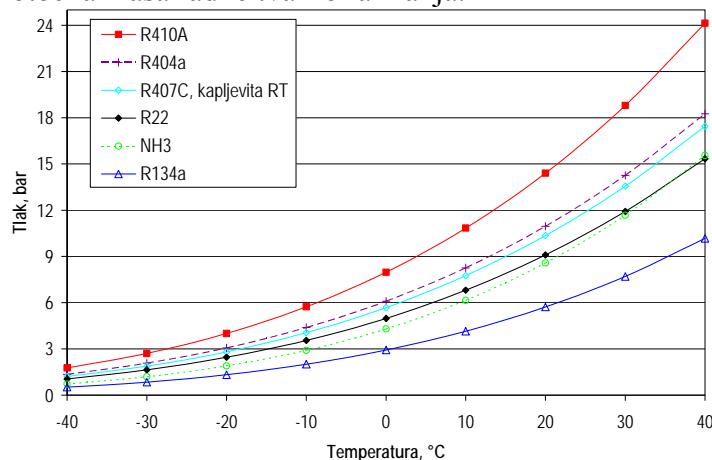


Može se zaključiti da učinkovitost dizalice toplice bitno ovisi o temperaturama toplinskih spremnika. Temperatura izvora toplice definira temperaturu isparavanja ( $T_i < T_o$ ), a temperatura ogrjevnog medija sustava grijanja definira temperaturu kondenzacije ( $T_k > T_{gr}$ ).

### 7.3.4 RADNE TVARI KOMPRESIJSKIH DIZALICA TOPLINE

Unutar rashladnog uređaja, odnosno dizalice toplice (rashladno-ogrjevni procesi) struji radna tvar, prijenosnik energije. Najčešći prijenosnici energije su halogenirani ugljikovodici – "freoni" (R22, R134a, R404a, R407C, R410A, itd.). Radne tvari također mogu biti prirodne tvari poput amonijaka, izo-butana, CO<sub>2</sub>.

Odnos tlaka i temperature zasićenja pare radnih tvari, prikazan je krivuljom napetosti na slici 7.20. Zbog puno nižih pripadnih tlakova zasićenja, radna tvar R134a ima prednost pred ostalim radnim tvarima. Neka druga svojstva ne idu joj u prilog. Toplina isparavanja radne tvari pri karakterističnim temperaturama isparavanja treba biti što veća, da bi za isti učinak isparivača protočna masa radne tvari bila manja.

**Slika 7.20.** Krivulja napetosti radnih tvari

### 7.3.4.1 SINTETIČKE RADNE TVARI

Halogenirani ugljikovodici dijele se u tri skupine: CFC, HCFC i HFC, a često im je zajednički naziv freoni, premda su samo radne tvari iz skupine CFC-a nosile tvornički naziv "freoni".

**CFC – klorofluorougljici** (engl. *chlorofluorocarbons*) su potpuno halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika (R11, R12),

**HCFC – klorofluorougljikovodici** (engl. *hydrochlorofluorocarbons*) su djelomično halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika koji sadrže vodik i klor (R22),

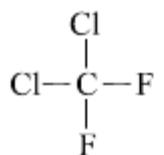
**HFC – fluorirani ugljikovodici** (engl. *hydrofluorocarbons*) su djelomično halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika koji sadrže vodik, a ne sadrže klor (R134a).

Navedene radne tvari su halogenirani derivati metana i etana, a dobiju se zamjenom atoma vodika u molekulama metana ili etana s atomima fluora, klora i broma (halogeni elementi).

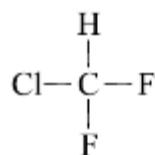
Osim jednokomponentnih radnih tvari u posljednjih petnaestak godina sve se više koriste smjese od dvije ili tri jednokomponentne radne tvari. Smjese radnih tvari mogu biti zeotropske i azeotropske. Radne tvari reda 400 su zeotropske smjese, dok su radne tvari reda 500 azeotropske smjese. Kod radnih tvari reda 400 (npr. R407C) prilikom isparavanja/kondenzacije radna tvar mijenja temperaturu (klizanje temperature).

U nastavku slijedi primjer označavanja jednokomponentnih radnih tvari:

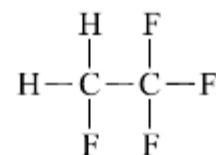
| Skupina RT:       | CFC                      | HCFC                    | HFC                              |
|-------------------|--------------------------|-------------------------|----------------------------------|
| ASHRAE oznaka:    | R12                      | R22                     | R134a                            |
| Kemijska formula: | $\text{CF}_2\text{Cl}_2$ | $\text{CHF}_2\text{Cl}$ | $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ |



Radne tvari koje su štetne za ozonski omotač  
(R-11, R-12, R-502,...)



Radne tvari (R-22, R-141b)  
manje štetne za ozonski omotač u odnosu na CFC skupinu.



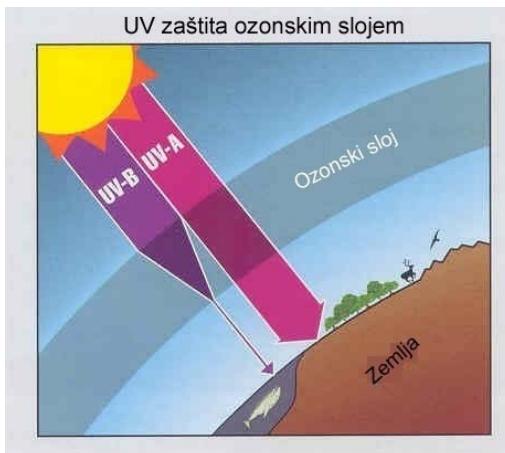
Nove, ekološki prihvatljive radne tvari koje ne utječu na ozonski omotač (R-134a, R-404a, R-407C, R410A).

### 7.3.4.2 UTJECAJ RADNIH TVARI NA OKOLIŠ

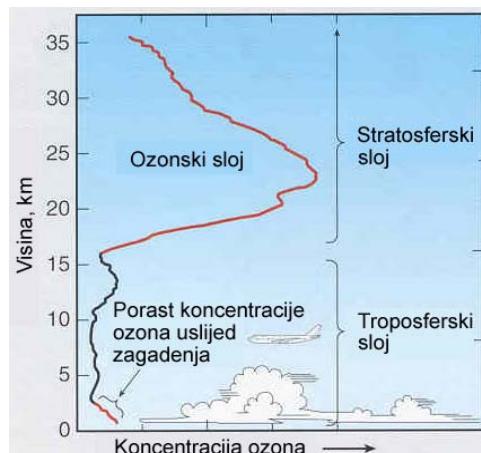
Brojne tvari koje je proizveo čovjek štetno djeluju na razgradnju ozonskog sloja. Ozonski je sloj važan jer upija ultraljubičasto (UV) sunčeve zračenje, sprječavajući da većina UV-B zraka dopre do zemljine površine (Slika 7.21). Stratosferski je ozon također značajan i za atmosfersku raspodjelu temperature, jer utječe na klimatske promjene na zemlji. (Slika 7.22.)

Najveći utjecaj na razgradnju ozonskog sloja imaju ugljikovodici halogenirani s klorom i bromom (CFC-i). Svi oni imaju sljedeće značajke: u donjim slojevima atmosfere jako su postojani, uglavnom netopivi u vodi i otporni na fizičke i biološke utjecaje, a sadrže klor ili brom (elemente izuzetno reaktivne u slobodnom stanju), te stoga mogu katalitički razgrađivati ozon. Te tvari su poznatije kao tvari koje oštećuju ozonski sloj (TOOS).

CFC su se od vremena njihove sinteze (1928. godine) koristili na različite načine: kao radna tvar u hladnjacima i klimatizacijskim uređajima, kao potisni plin u limenkama aerosola, kao sredstvo za ekspandiranje u proizvodnji fleksibilnih pjeni za jastuke i madrace, te kao sredstvo za čišćenje u električkoj industriji.



Slika 7.21. UV zaštita ozonskim slojem



Slika 7.22. Promjena koncentracije ozona s visinom

HCFC-i manje uništavaju ozon od CFC-a, jer ih atom vodika čini manje stabilnim i podložnijim razgradnji u donjim slojevima atmosfere, sprječavajući da većina njihova kloru dopre do stratosfere. Fluorirani ugljikovodici (HFC) ne sadrže klor i nemaju štetan utjecaj na razgradnju ozonskog sloja. Potencijal razgradnje ozona ODP = 0 (engl. *Ozone Depletion Potential*).

Iako radne tvari iz skupine HFC-a nemaju utjecaja na razgradnju ozonskog sloja (ODP = 0), svi halogenirani ugljikovodici, pa tako i radne tvari iz skupine HFC-a su staklenički plinovi s velikim GWP potencijalom (Potencijal globalnog zagrijavanja GWP engl. *Global Warming Potential*).

| Radna tvar | ODP   | GWP   |        |        |
|------------|-------|-------|--------|--------|
|            |       | 20 g. | 100 g. | 500 g. |
| R-11       | 1     | 4500  | 3400   | 1400   |
| R-12       | 1     | 7100  | 7100   | 4100   |
| R-502      | 0.34  | -     | 4300   | -      |
| R-22       | 0.055 | 4200  | 1700   | 540    |
| R-134a     | 0     | 3100  | 1300   | -      |
| R-404a     | 0     | -     | 3800   | -      |
| R-407C     | 0     | -     | 1600   | -      |
| R410A      | 0     | -     | 1725   | -      |
| R-717      | 0     | 0     | 0      | 0      |

### 7.3.4.3 RADNE TVARI I NJIHOVE EKOLOŠKI PRIHVATLJIVE ZAMJENE

Radne tvari CFC (karakterističan predstavnik R12) i HCFC (karakterističan predstavnik R22) u rashladnim uređajima i dizalicama topline zamjenjuju se tvarima koje ne sadrže po ozon štetan klor, a u skladu s odrednicama Montrealskog protokola iz 1987. koji je nametnuo primjenu zamjenskih radnih tvari. Osim eksplozivnih ugljikovodika HC (butan, propan) na tržištu se pojavljuju HFC i njihove mješavine. Najpoznatija radna tvar iz HFC skupine je jednokomponentna radna tvar R134a, koja se uglavnom koristi kao zamjena za R12. Zamjenske radne tvari za R22 u komercijalnim dizalicama topline su zeotropske radne tvari R407C i R410A.

S obzirom da radne tvari iz skupine HFC-a imaju značajan utjecaj na efekt staklenika, F-gas regulativa (EU 842/2006) današnja istraživanja u rashladnoj i klima tehnici te dizalicama topline sve više usmjerava na primjenu prirodnih radnih tvari kao što su amonijak, ugljični dioksid, ugljikovodici, te R1234yf. F-gas regulativa donosi novine u istraživanju i primjeni radnih tvari, a one trebaju imati što manji potencijal globalnog zagrijavanja (mali GWP). (Tablica 7.5)

**Tablica 7.5:** Ekološki prihvatljive radne tvari

| Radna tvar | Sastav                     | Zamjena za | GWP <sub>100</sub> | Primjena   | Napomena                              |
|------------|----------------------------|------------|--------------------|--|---------------------------------------|
| R134a      |                            | R12, R22   | 1300               | Kućanski aparati i mali komercijalni rashladni uređaji | Prikladna za retrofiting              |
| R1234yf    |                            | R134a      | 4                  | Automobilski rashladni uređaji                         | U istraživanju                        |
| R600a      |                            | R12, R134a | 20                 | Kućanski aparati                                       | Zapaljiva, eksplozivna                |
| R404a      | 143a/125/134a<br>52/44/4 % | R502, R22  | 3800               | Pokretne hladnjače za smrznutu robu                    | Pseudo azeotropska RT                 |
| R407C      | 32/125/134a<br>23/25/52 %  | R22        | 1600               | Klimatizacija, dizalice topline                        | Klizanje temperature                  |
| R410A      | 32/125 (50/50 %)           | -          | 1725               | Split sustavi za hlađenje, dizalice topline            | Visok tlak                            |
| R744       |                            |            | 1                  | Kaskadni rashladni uređaji, dizalice topline           | Previsok tlak, T <sub>kr</sub> -niska |
| R717       |                            | R22        | 0                  | Industrijsko hlađenje                                  | Otrovna                               |

### 7.3.5 NAČINI RADA DIZALICE TOPLINE

Sustavi grijanja s dizalicom topline mogu biti izvedeni tako da dizalica topline bude jedini izvor topline, a može se koristiti i s nekim drugim izvorima topline.

Razlikujemo sljedeće načine rada dizalica topline:

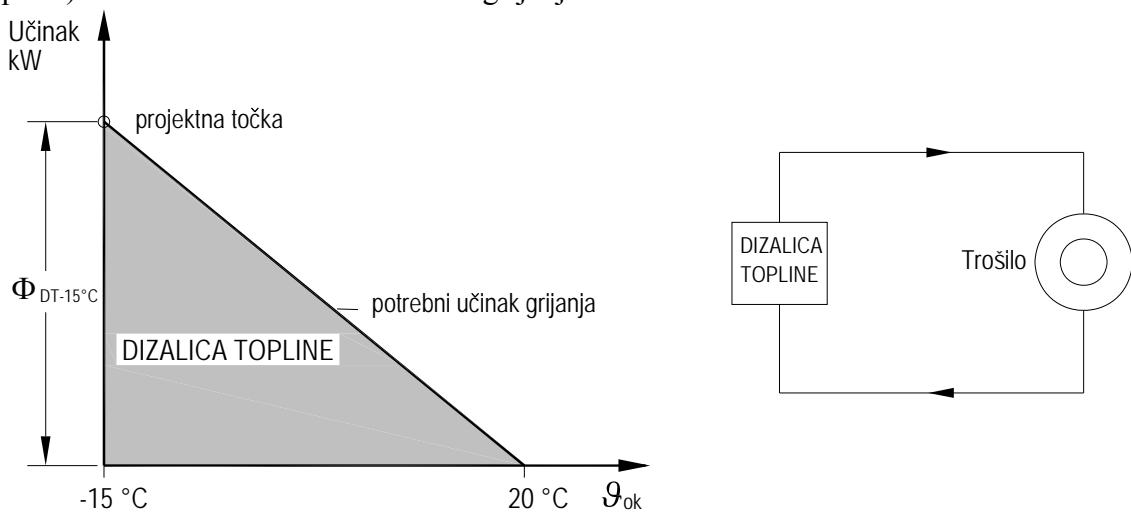
- monovalentni način rada
- bivalentno-paralelni način rada
- bivalentno-alternativni način rada

#### Monovalentni način rada dizalice topline

Sve toplinske gubitke zgrade (toplinsko opterećenje) koje se izračunava prema normi HRN EN 12831 pokriva isključivo dizalica topline.

Učinak dizalica topline se projektira prema vanjskoj projektnoj temperaturi zraka. (Slika 7.23.)

Dizalice topline koje su povezane s tlom (podzemnom vodom ili tlom kao izvorom topline) rade kao monovalentni sustavi grijanja.



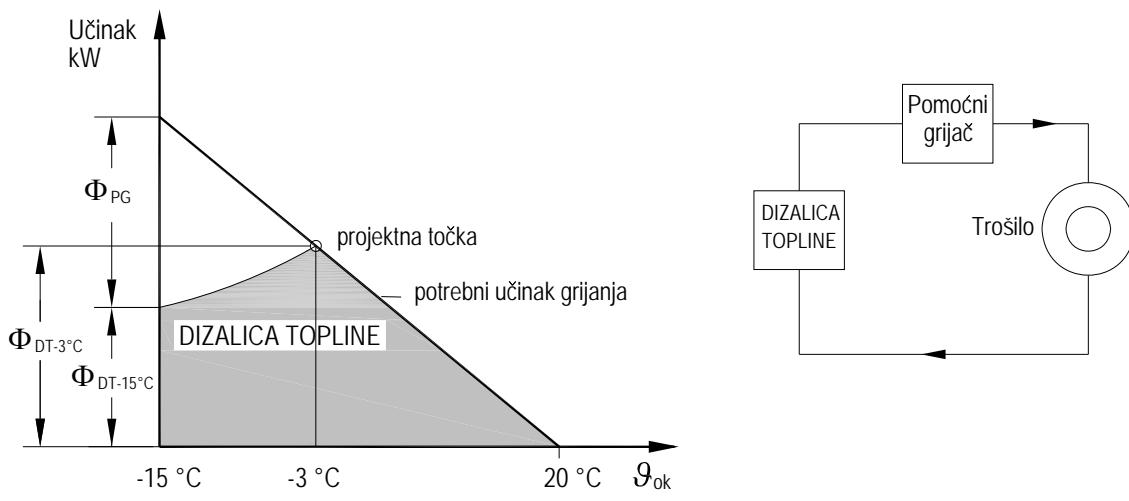
Slika 7.23. Monovalentni rad dizalice topline

#### Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline

Do određene vrijednosti vanjske temperature zraka dizalica topline radi kao jedini izvor topline (Slika 7.24.), a s padom vanjske temperature zraka (npr.  $-3^{\circ}\text{C}$  ili niže) uključuje se paralelno još jedan toplinski izvor (npr. plinski bojler).

Priklučenje drugog toplinskog izvora ovisi o vanjskoj temperaturi zraka i potrebnom učinku grijanja.

Ovaj način rada koristi se kod dizalica topline kojima je izvor topline zrak.



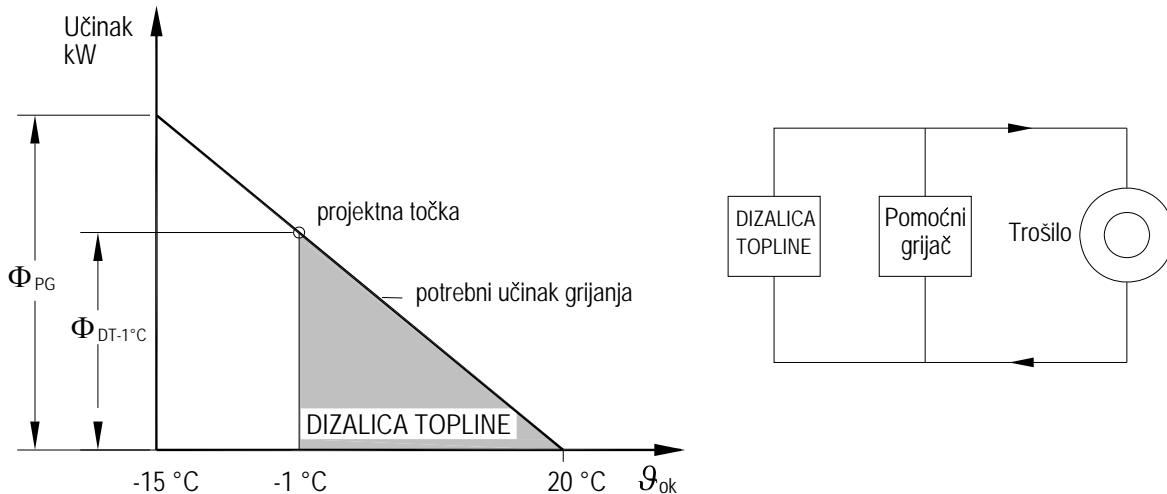
Slika 7.24. Bivalentno-paralelni rad dizalice topline

### Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline

Do određene vrijednosti vanjske temperature zraka dizalica topline će biti jedini izvor topline, koja, ovisno o karakteristici grijanja, odgovara maksimalnoj temperaturi polaznog voda od 55 °C (Slika 7.25.). Dalnjim padom vanjske temperature zraka uključuje se drugi izvor topline, koji dalje ostaje jedini u radu (npr. plinski bojler).

Točka za promjenu sustava grijanja u ovom primjeru iznosi -1 °C.

Ovaj način rada sustava grijanja koristi se za zgrade s radiatorima kao ogrjevnim tijelima, temperaturnog režima 90/70 °C ili 80/60 °C.



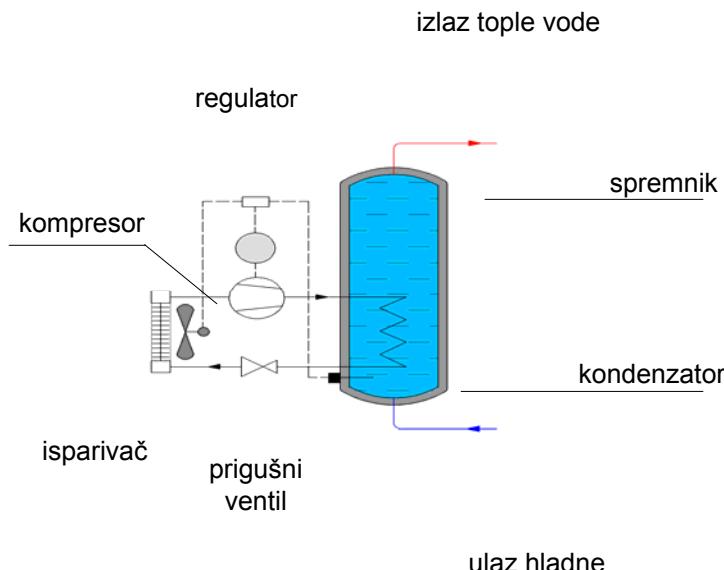
Slika 7.25. Bivalentno-alternativni rad dizalice topline

### 7.3.6 DIZALICA TOPLINE ZA ZAGRIJAVANJE PTV-A

Dizalice topline koje rade s jednostupanjskom kompresijom i u današnje vrijeme uobičajenim radnim tvarima, mogu ostvariti temperaturu vode oko 50-55 °C.

Dizalice topline s dvostupanjskom kompresijom, ili one koje rade po transkritičnom procesu s radnom tvari CO<sub>2</sub>, mogu postići značajno višu temperaturu potrošne vode.

Na slici 7.26. prikazan je primjer zagrijavanja PTV-a putem kondenzatora smještenog u spremnik PTV-a.



**Slika 7.26.** Dizalica topline zrak voda za zagrijavanje PTV-a

#### Korištenje topline kondenzacije na rashladnicima vode

Rashladnici kapljivine ("chillers") koriste se za posredne sustave hlađenja. U većini slučajeva u rashladniku kapljivine – rashladnom agregatu, hlađi se voda u temperaturnom režimu 12/7 °C. Ohlađena voda cirkulira pomoću pumpi kroz ventilokonvektore koji su postavljeni po prostorijama zgrade i na njima se hlađi zrak, ili voda cirkulira kroz hladnjake zraka koji su smješteni u centralnim jedinicama za pripremu zraka, klima-komorama.

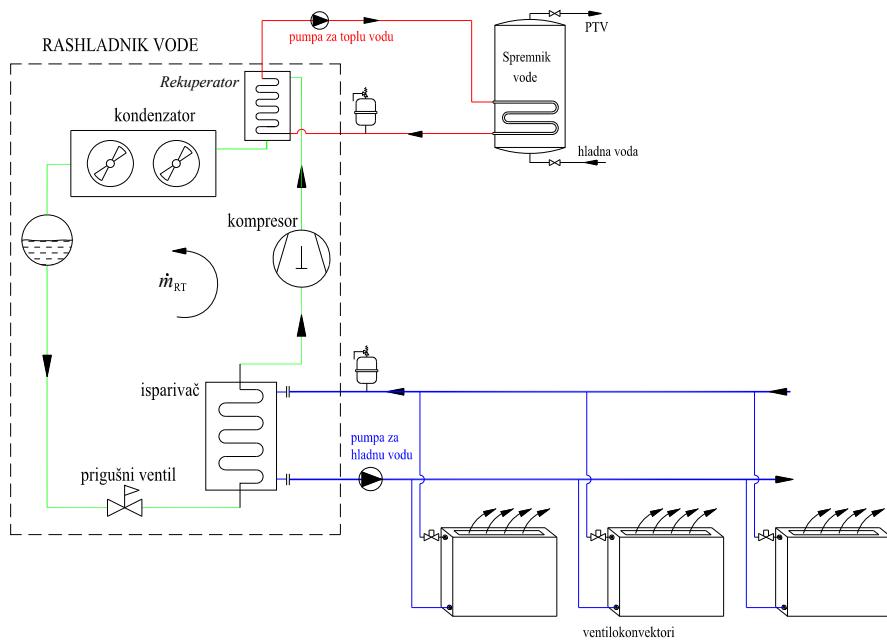
Osnovna podjela rashladnika kapljivine prema načinu hlađenja njihovih kondenzatora je na:

- vodom hlađene kondenzatore
- zrakom hlađene kondenzatore

Ako je kondenzator rashladnog aggregata hlađen zrakom, aggregat se postavlja u slobodnu okolinu, najčešće na krovove zgrade. Ako je kondenzator rashladnog aggregata hlađen vodom, uređaj se instalira u prostoru strojarnice zgrade, a rashladni toranj za vodom hlađeni kondenzator nalazi se u slobodnoj okolini.

Rashladnici vode koriste se u različitim industrijskim postrojenjima. Glavnu ulogu imaju u većim klimatizacijskim sustavima za hlađenje zraka, kao što su poslovni objekti, bolnice, ustanove, trgovački centri.

Na slici 7.27. prikazan je primjer rekuperacije topline pregrijanih para radne tvari i rashladnik vode sa zrakom hlađenim kondenzatorom. Toplina pregrijanih para radne tvari na izlazu iz kompresora koristi se za zagrijavanje potrošne tople vode. U praksi je sve veći broj jedinica koje djelomično ili potpuno koriste toplinu kondenzacije za zagrijavanje potrošne tople vode. Najviše su u primjeni radne tvari R407C i R410A.

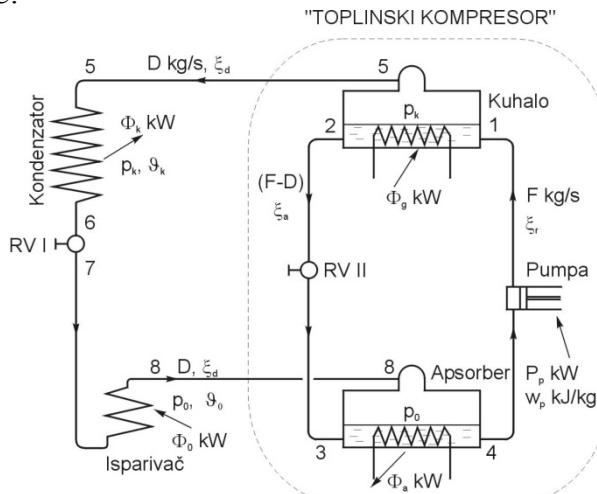


**Slika 7.27.** Rashladnik vode sa zrakom hlađenim kondenzatorom i rekuperatorom topline

### 7.3.7 APSORPCIJSKE DIZALICE TOPLINE

Za prijenos topline između dva toplinska spremnika, kao pogonska energija kod apsorpcijskih rashladnih uređaja/dizalica topline koristi se toplinska energija. Umjesto mehaničkog kompresora koji se primjenjuje u kompresijskim uređajima, ovdje se kao pogonski stroj koristi tzv. "termički kompresor", pokretan npr. plinom ili vodenom parom. (Slika 7.28.)

Kao prijenosnik energije u apsorpcijskim dizalicama topline, uz radnu tvar dolazi još i apsorpcijsko sredstvo. Oni zajedno čine radnu smjesu apsorpcijskih uređaja. U praksi se najviše koriste parovi radnih smjesa voda/litijbromid ( $H_2O/LiBr$ ) i amonijak/voda ( $NH_3/H_2O$ ). Kod prvog para smije se primjena je ograničena najnižom dozvoljenom radnom temperaturom koja mora biti viša od  $0^\circ C$ .



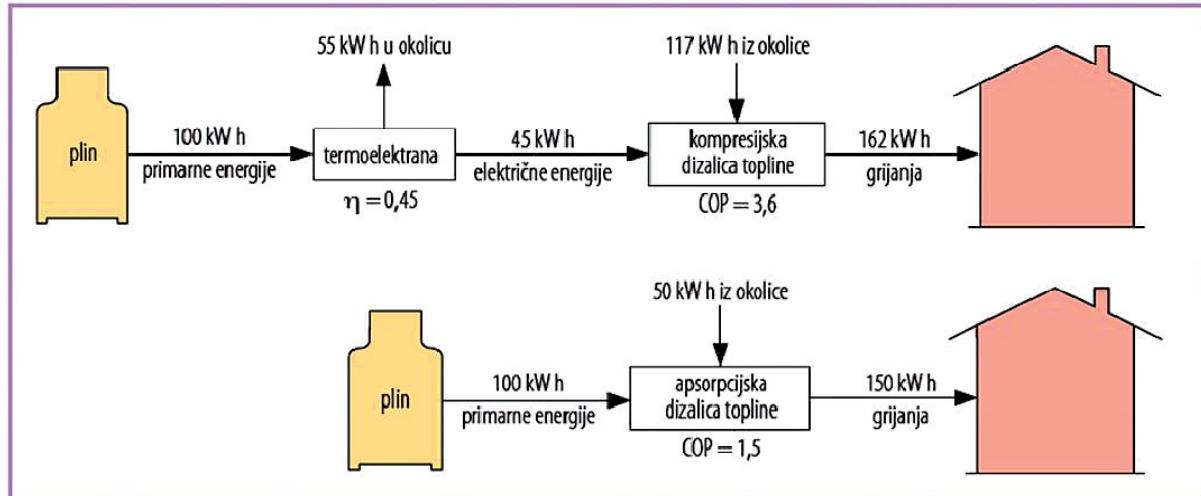
**Slika 7.28.** Shematski prikaz apsorpcijske dizalice topline

Toplinski odnos ( $\zeta_{gr}$ ) jednostupanske apsorpcijske dizalice topline definiran je kao:

$$\zeta_{gr} = \frac{\Phi_a + \Phi_k}{\Phi_g + P_p} = \frac{\Phi_a + \Phi_k}{\Phi_g} \approx 1,2 \div 1,5$$

Toplinski odnos jednostupanjske apsorpcijske dizalice topline predstavlja omjer toplinskog učinka apsorbera i kondenzatora, u odnosu na toplinski učinak generatora (kuhala). Vrijednosti se kreću od 1,2 do 1,5.

Slika 7.29. daje energetsku usporedbu kompresijske i apsorpcijske dizalice topline, promatrujući lanac pretvorbe energije od primarne do korisne energije (primarni energet je plin).



Slika 7.29. Energetska usporedba kompresijske i apsorpcijske dizalice topline [3]

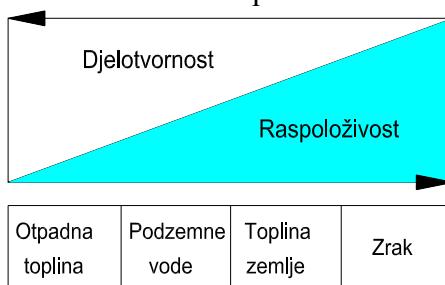
### 7.3.8 IZVORI TOPLINE ZA DIZALICE TOPLINE

Za postrojenje dizalice topline od najvećeg su značaja svojstva toplinskog izvora. Može se reći da je postrojenje za grijanje dizalicom topline onoliko dobro, koliko je dobar njegov toplinski izvor.

Kao niskotemperaturni toplinski spremnici koriste se voda (riječna, jezerska, morska i podzemna) zrak, otpadna toplina, sunce, a isparivač se može zakopati i u zemlju. U tom slučaju tlo predstavlja toplinski spremnik.

Da bi se osigurao ekonomičan rad dizalice topline, pred izvor topline se postavlja niz zahtjeva, među kojima su najvažniji sljedeći:

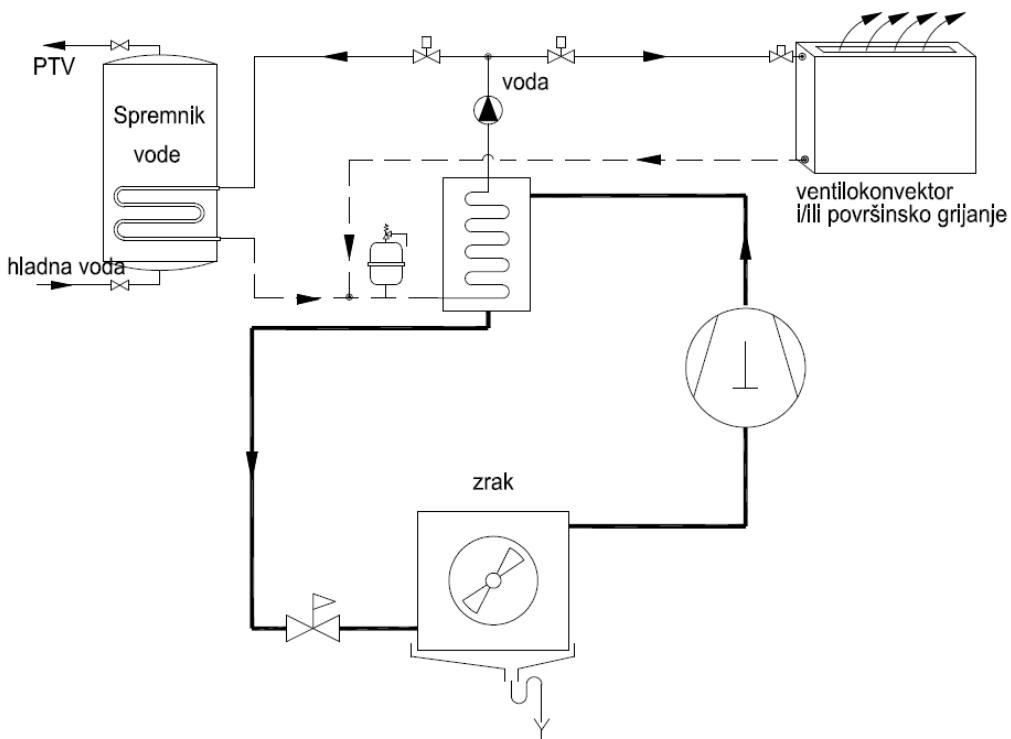
- toplinski izvor treba osigurati potrebnu količinu topline u svako doba i na što višoj temperaturi, (Slika 7.30.)
- troškovi priključenja toplinskog izvora na dizalicu topline trebaju biti što manji
- energija za transport topline od izvora do isparivača dizalice topline treba biti što manja



Slika 7.30. Kvalitativan prikaz djelotvornosti i raspoloživosti izvora topline

### 7.3.8.1 OKOLIŠNI ZRAK KAO IZVOR TOPLINE

Najveći i najpristupačniji ogrjevni spremnik topline za dizalice topline predstavlja okolišni zrak. Orebreni izmjenjivač topline s prisilnom cirkulacijom zraka koristi se za izmjenu topline između zraka i radne tvari (Slika 7.31.). Razlika temperature okolišnog zraka, kao izvora topline, i radne tvari koja isparuje, kreće se od 6 do 10 °C. Kod izbora ovakve izvedbe dizalice topline potrebno je voditi računa o sljedećem: temperaturi okolišnog zraka za danu lokaciju i stvaranju inja i leda na orebrenim sekcijama isparivača.



Slika 7.31. Dizalica topline zrak-voda

Loša strana zraka kao izvora topline su promjene njegove temperature, što znatno utječe na toplinski množitelj dizalice topline. Smanjivanjem temperature okoline smanjuje se i ogrjevni učinak dizalice topline. Ove dizalice topline se ne dimenzioniraju na puno opterećenje, odnosno za najnepovoljniju radnu točku, jer bi u najvećem dijelu godine sustav bio predimenzioniran. Ovisno o temperaturi vanjskog zraka, toplinski množitelj dizalice topline kreće se od 2,5 do 3,5.

Za stvaranje leda na lamelama i cijevima isparivača najkritičnije su temperature vanjskog zraka od -3 do +2 °C, jer kod tih temperatura vanjski zrak sadrži prilično veliku količinu vlage, pa je količina nastalog leda dovoljno velika da zatvori kanale za prolaze zraka u isparivaču. Niže vanjske temperature nisu toliko kritične, budući da je sadržaj vlage u zraku veoma malen, pa je i količina nastalog leda mala. Neželjeni utjecaj leda i odleđivanje isparivača treba uzeti u obzir pri dimenzioniranju dizalice topline.

Na temelju dosadašnjeg iskustva s dizalicama topline za grijanje zgrada, koje koriste vanjski zrak kao izvor topline, može se reći da se do -5 °C vanjske temperature (u specijalnim slučajevima do -15 °C) može ekonomski i pogonski opravdano upotrijebiti, a za temperature ispod -5 °C bit će potrebno dodatno grijanje na ulje, plin ili električnu energiju.

Nedostatak dizalica topline koje rade s vanjskim zrakom kao izvorom topline su jaka buka i velika količina zraka koja je potrebna zbog njegove male specifične topline. Hlađenjem

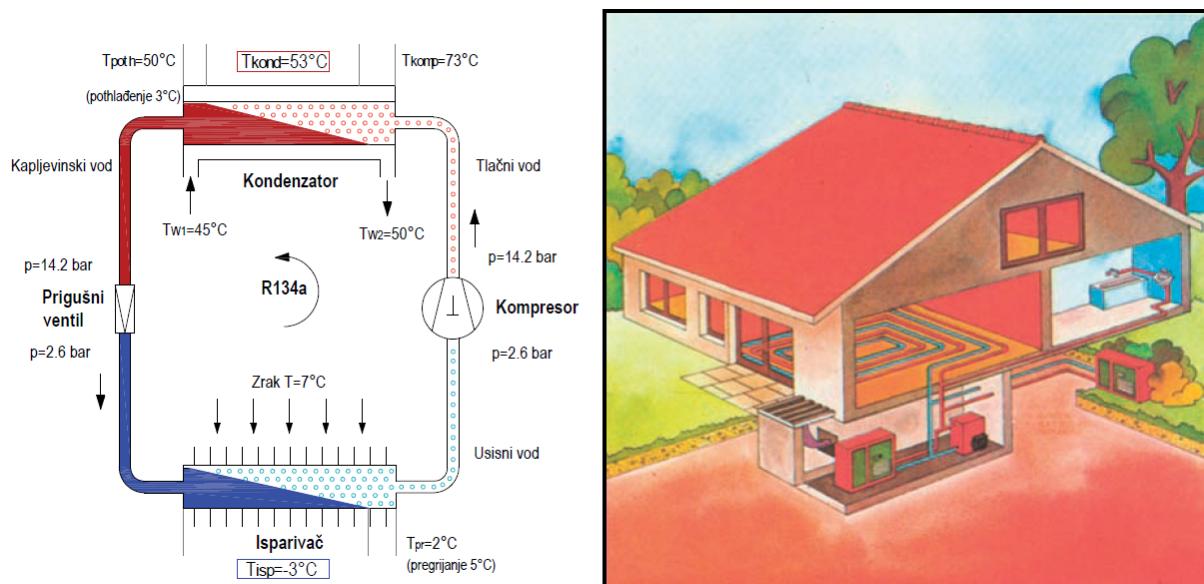
zraka za 6 do 8 °C dobivaju se optimalni odnosi između: količine zraka, veličine ventilatora, veličine isparivača i toplinskog množitelja.

Važno je napomenuti da ugradnjom četveroputnog prekretnog ventila uređaj u ljetno doba može raditi kao rashladni.

**Primjer:** Dizalica topline zrak-voda s temperaturama i tlakovima radne tvari u radnoj točki A7/W50 (HRN EN 14511).

Na slici 7.32. prikazani su parametri rada dizalice topline sa zrakom kao izvorom topline temperature +7 °C i temperaturnim režimom vode na kondenzatoru 45/50 °C.

Za navedene uvjete dizalica topline s toplinskim učinkom od 10 kW, postiže normirani toplinski množitelj 2,8, pri čemu električna snaga dizalice topline (kompresor, ventilator isparivač, sustav za odleđivanje) iznosi 3,6 kW.

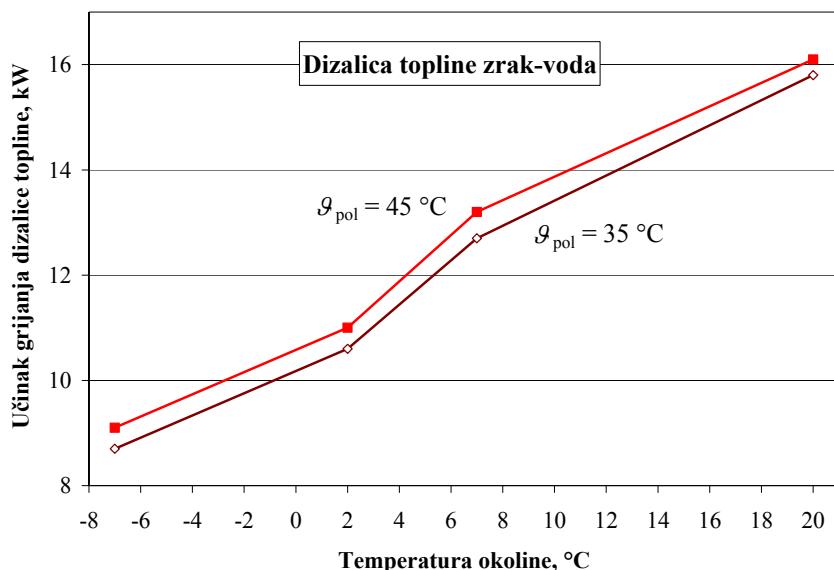


**Slika 7.32.** Shematski prikaz dizalice topline zrak-voda s parametrima procesa

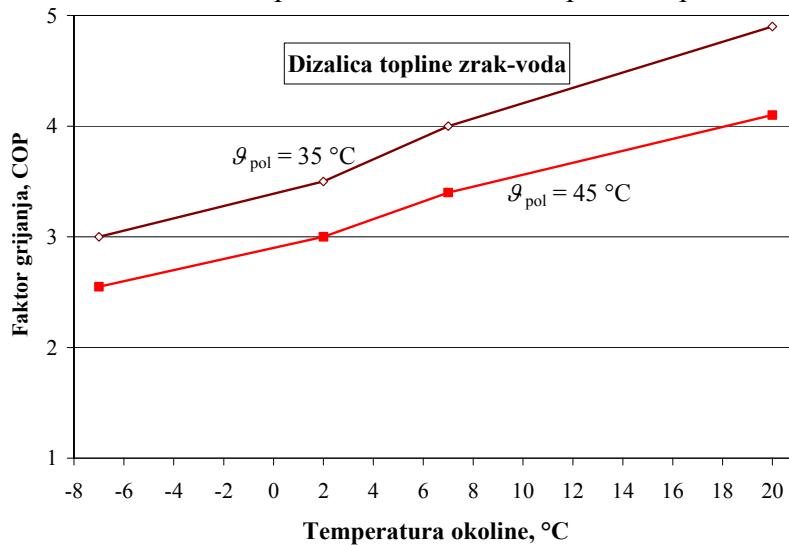
Neophodni podaci za proračun dizalice topline su standardni podaci u više radnih točaka o učinku i COP prema normi HRN EN 14511 (tablica 7.6, Slika 7.33. i Slika 7.34.).

**Tablica 7.6:** Radne točke dizalice topline zrak-voda

| Radna točka | Učinak, kW | COP, - |
|-------------|------------|--------|
| A-7/W35     | 8,7        | 3      |
| A2/W35      | 10,6       | 3,5    |
| A7/W35      | 12,7       | 4      |
| A20/W35     | 15,8       | 4,9    |
| A-7/W45     | 9,1        | 2,55   |
| A2/W45      | 11         | 3      |
| A7/W45      | 13,2       | 3,4    |
| A20/W45     | 16,1       | 4,1    |



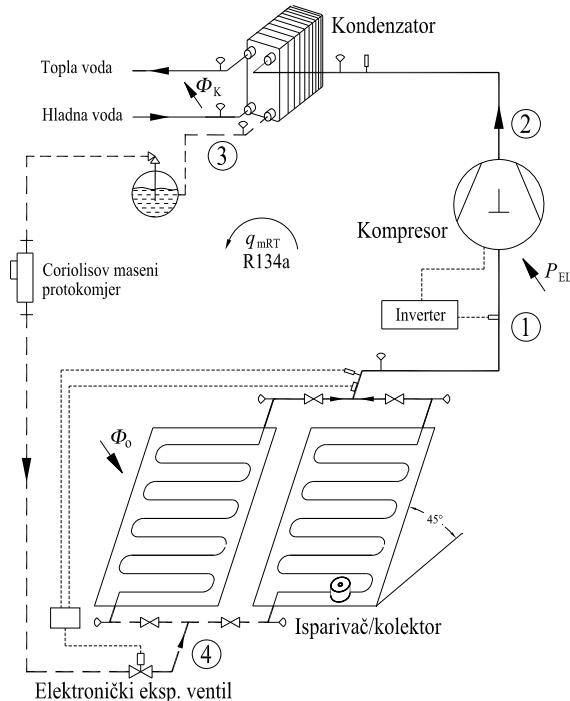
Slika 7.33. Učinak dizalice topline zrak-voda za temperature polaza  $35^{\circ}\text{C}$  i  $45^{\circ}\text{C}$



Slika 7.34. Faktor grijanja dizalice topline zrak-voda za temperature polaza  $35^{\circ}\text{C}$  i  $45^{\circ}\text{C}$

### 7.3.8.2. DIREKTNO SUNČEVO ZRAČENJE KAO IZVOR TOPLINE ZA DIZALICU TOPLINE – SOLARNA DIZALICA TOPLINE

Energija sunca može se koristiti kao izravni izvor topline, ili u kombinaciji s drugim izvorima topline. Zrak, površinske vode i tlo kao izvor topline posredno koriste sunčevu energiju. Osnovna prednost izravnog korištenja sunčeve energije kao izvora topline je viša temperatura isparavanja, a time je veći i učinak isparivača nego kod drugih izvora topline. Rezultat je veći toplinski množitelj. U usporedbi s klasičnim kolektorskim sustavom, kod sustava koji uključuju dizalicu topline su učinkovitost kolektora i kapacitet uređaja veći, zahvaljujući nižoj temperaturi medija u solarnom kolektoru (najviše +25 °C).



**Slika 7.35.** Shematski prikaz solarne dizalice topline

U Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje na Fakultetu strojarstva i brodogradnje projektiran je i izведен ispitni sustav sa solarnom dizalicom topline (Slika 7.35.). Osim osnovnih komponenti kompresijske dizalice topline, uređaj je opremljen i mjerilima relevantnih veličina, koje se preko prihvavnog sustava i razvijenog programskog paketa pohranjuju na računalu. Na ispitnom sustavu provedena su mjerena s ostakljenim i neostakljenim izvedbama kolektora. Rezultati pokazuju velik utjecaj ozračenja, temperature okoline i brzine vrtnje kompresora na karakteristike sustava. Toplinski množitelj, ovisno o temperaturnim uvjetima, doseže vrijednosti od 3 do 7, a nerijetko i više.

Parametri sustava pokazuju visoku razinu ustaljenosti u mjernom vremenu, te time praktički omogućuju zapis parametara procesa u vremenu od 10 do 15 minuta. Uzimajući prosjeke prikupljenih podataka, dobiju se stacionarne točke procesa. Jedan takav zapis rezultata prikazan je u mjernom protokolu u sljedećoj tablici (tablica 7.7):

**Tablica 7.7:** Mjerene vrijednosti parametara solarne dizalice topline na dan 23.5.2006. (FSB, Zagreb)

| Mjerene veličine  | Oznaka                    | Vrijednost | Jedinica         |
|---|---------------------------|------------|------------------|
| Temperatura isparavanja                                     | $\vartheta_i$             | 16,9       | °C               |
| Temperatura kondenzacije                                    | $\vartheta_k$             | 46         | °C               |
| Temperatura vode na ulazu u kondenzator                     | $\vartheta_{w\text{ ul}}$ | 31,6       | °C               |
| Temperatura vode na izlazu iz kondenzatora                  | $\vartheta_{w\text{ iz}}$ | 43,1       | °C               |
| Temperatura okoline   | $\vartheta_{ok}$          | 31         | °C               |
| Tlok isparavanja  | $p_i$                     | 5,12       | bar              |
| Tlok kondenzacije   | $p_k$                     | 11,9       | bar              |
| Maseni protok radne tvari R134a                             | $q_{mRT}$                 | 66,9       | kg/h             |
| Maseni protok vode  | $q_{mw}$                  | 0,0705     | kg/s             |
| Električna snaga kompresora                                 | $P_{EL}$                  | 623,3      | W                |
| Frekvencija EM kompresora                                   | $f$                       | 45         | Hz               |
| Ozračenje   | $I_{\Sigma}$              | 804,4      | W/m <sup>2</sup> |
| <b>Proračunske veličine</b>                                 |                           |            |                  |
| <b>UčINAK ISPARIVAČA</b>                                    |                           |            |                  |
| Na strani radne tvari: $\Phi_i = q_{mRT}(h_1 - h_4)$        | $\Phi_i$                  | 2881       | W                |
| <b>UčINAK KONDENZATORA</b>                                  |                           |            |                  |
| Na strani radne tvari: $\Phi_k = q_{mRT}(h_2 - h_3)$        | $\Phi_k$                  | 3441       | W                |
| Na strani vode: $\Phi_k = q_{mw} c_{pw} \Delta \vartheta_w$ | $\Phi_k$                  | 3386       | W                |
| Toplinski množitelj   | $\varepsilon_g$           | 5,43       | -                |
| Učinkovitost kolektora                                      | $\eta_{kol}$              | 0,94       | -                |

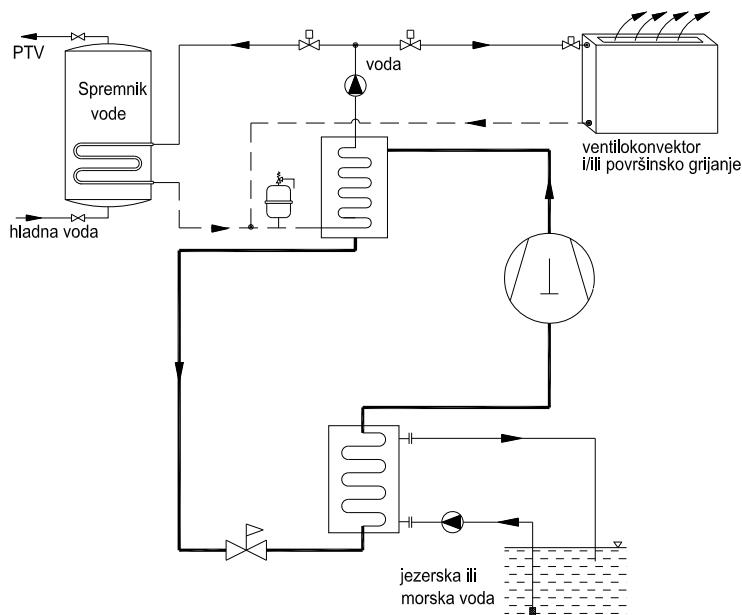
U usporedbi s klasičnim solarnim sustavom, gdje postoje konvektivni gubici kolektora, u slučaju primjene solarnog kolektora u dizalicama topline s izravnom ekspanzijom radne tvari, ti su gubici znatno smanjeni, ili čak postanu prednost kada je temperatura radne tvari, kao u navedenom primjeru, niža od temperature okoline (ili točnije rečeno, ako je temperatura apsorberske ploče niža od temperature okoline).

### 7.3.8.3 VODE POTOKA, RIJEKA, JEZERA I MORA KAO IZVORI TOPLINE

Naselja uz potoke, rijeke, jezera i mora imaju često pristupačan i jeftin izvor topline (Slika 7.36.). Takve se vode mogu obično koristiti pri temperaturama višim od +4 °C. Niske temperature izvora topline smanjuju toplinski množitelj i ekonomičnost dizalice topline. Na temelju iskustva i proračuna, temperaturna razlika vode ohlađene u isparivaču ne bi trebala biti manja od 4 °C (npr. od 4 do 6 °C).

Korištenje dizalica topline s ovakvim izvorima topline ekonomski je opravdano kad je vanjska temperatura iznad granice od 0 °C. Pri tome veliku ulogu imaju položaj i veličina rijeke ili jezera.

Jezera su, zbog veće akumulacije u pogledu temperature vode, obično povoljnija od rijeka. Kod dovoljno velikih jezera i na dovoljno velikim dubinama (oko 20 do 30 m), temperatura vode zimi ne pada ispod 5 °C. Nedostatak ovog izvora je ograničenost njegove primjene samo na mali broj potrošača koji leže uz samo jezero. Za udaljenije potrošače investicijski i pogonski troškovi za crpljenje i povratak vode u jezero su preveliki.

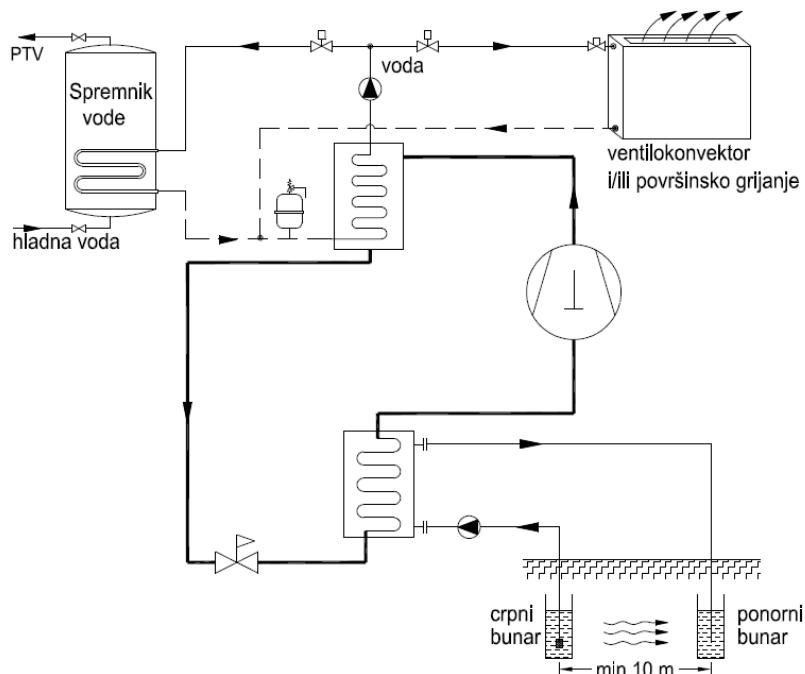


**Slika 7.36.** Dizalica topline voda-voda

#### 7.3.8.4 PODZEMNE VODE KAO IZVOR TOPLINE

Temperatura podzemne vode iznosi u većini slučajeva od 8 do 12 °C i ovisi o dubini iz koje se voda crpi. Ova se temperatura tijekom godine tek neznatno mijenja, pa je podzemna voda najpovoljniji izvor topline za pogon dizalice topline.

Za crpljenje podzemne vode potrebna su dva bunara, crpni i ponorni, a prikazani su na slici 7.37. Razmak između ovih bunara treba biti što je moguće veći, a po mogućnosti ne manji od 10 m. Crpni bunar treba u svim etapama pogona imati dovoljnu količinu vode, odnosno izdašnost crpnog bunara je najvažnija za projektiranje ove dizalice topline.



**Slika 7.37.** Dizalica topline voda-voda

Potopljena crpka ugrađuje se obično do dubine 15 m, kako bi se smanjili pogonski troškovi pumpe. Ispod pumpe se ostavlja slobodna visina bunara koja omogućava nakupljanje pijeska i nečistoća. Promjer bunara je obično 220 mm ili veći.

Protok pumpe za vodu proračunava se na temperaturnu razliku vode na isparivaču od 4 do 5 °C.

Za dizalice topline koje koriste vodu kao toplinski izvor, norma HRN EN 14511 određuje radnu točku W10/W35, pri čemu je temperaturni režim vode na isparivaču 10/5 °C, a na kondenzatoru 30/35 °C. Manja temperaturna razlika između toplinskih spremnika kao posljedicu ima porast vrijednosti toplinskog množitelja, koji iznosi za komercijalne dizalice topline približno 5,5. (Tablica 7.8) Za radnu točku W10/W55 toplinski množitelj iznosi približno 3,5.

**Tablica 7.8:** Radne točke komercijalnih dizalica topline voda-voda prema HRN EN 14511

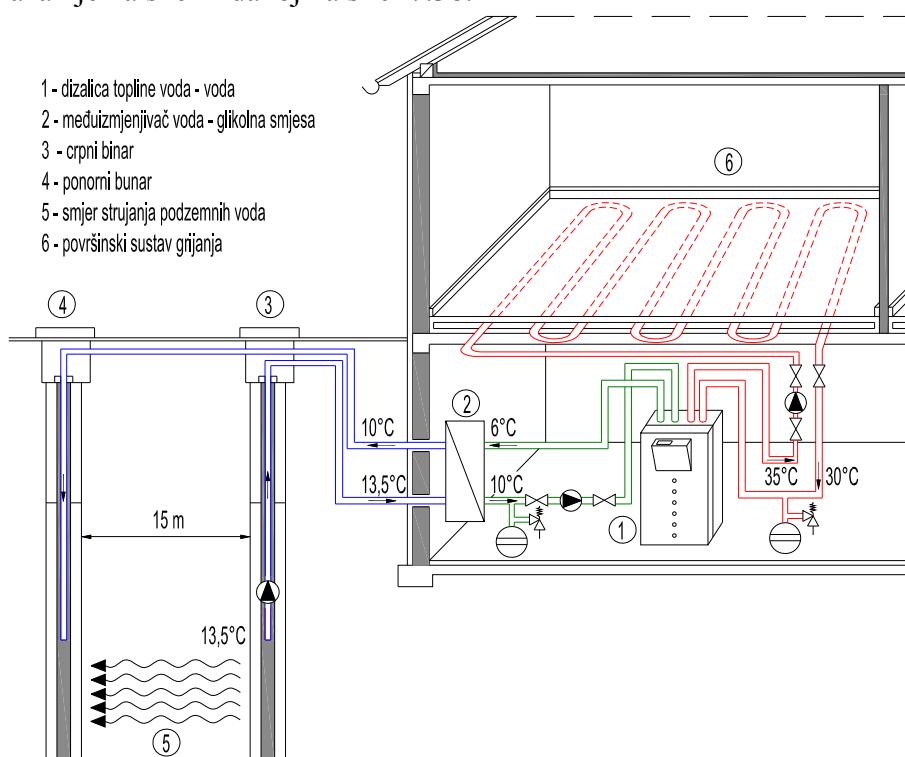
| Parametri / Temperaturni režimi | W10/W35* |      | W10/W55** |     |
|---------------------------------|----------|------|-----------|-----|
| Učinak grijanja, kW             | 11,6     | 10,9 | 10,2      | 9,6 |
| El. snaga privredna sustavu, kW | 2,1      | 1,9  | 3,0       | 2,7 |
| Faktor grijanja                 | 5,5      | 5,7  | 3,5       | 3,6 |

\* Temperaturni režim vode na isparivaču: 10/5 °C; Temperaturni režim vode na kondenzatoru: 30/35 °C

\*\* Temperaturni režim vode na isparivaču: 10/5 °C; Temperaturni režim vode na kondenzatoru: 50/55 °C

Primjer:

U primorskom dijelu Hrvatske, 80 m od mora, izведен je crpni bunar dizalice topline voda-voda. Na udaljenosti 15 m od crpnog bunara, ugrađen je ponorni bunar. Shematski prikaz sustava prikazan je na shemi danoj na slici 7.38.



**Slika 7.38.** Način spajanja crpnog i ponornog bunara s dizalicom topline

Nakon dvije godine korištenja sustava za grijanje obiteljske kuće, temperatura podzemne vode na dubini 22 m iznosi 13,5 °C. U krug podzemne vode ugrađen je međuizmjjenjivač topline, izrađen od titana, kako bi se isparivač zaštitio od korozivnog djelovanja podzemne vode (morska voda).

Parametri za dizalicu topline voda-voda, učinka 14,4 kW (VWS 101/2) su sljedeći:

- Temperaturni režim na međuizmjjenjivaču:
  - primar 13,5/10 °C
  - sekundar 6/10 °C
- Snaga potopljene dobavne pumpe 0,5 kW
- Dubina bunara 28 m (pumpa postavljena na dubini 22 m)
- Ispusna cijev u izljevnom bunaru na visini 18 m
- Ukupni toplinski množitelj za temperaturni režim ogrjevne vode 35/30 °C iznosi 5,1.

### 7.3.8.5 TLO KAO IZVOR TOPLINE

Tlo predstavlja ogroman toplinski spremnik koji se može koristiti za grijanje i hlađenje prostora. Iako se hlađenje može ostvariti neposrednim korištenjem izmjjenjivača topline u tlu, za grijanje je u pravilu potrebno upotrijebiti dizalicu topline. Ugradnjom prekretnog ventila, dizalica topline se zimi može koristiti za grijanje, a ljeti za hlađenje.

Glavna prednost zemlje kao izvora ili ponora topline je u njezinoj relativno konstantnoj temperaturi već na dubini od 2 m (od 7 do 13 °C), koja omogućuje rad dizalice topline u optimalnoj projektnoj točci, bez dnevnih i sezonskih varijacija.

Norma HRN EN 14511 definira radnu točku dizalice topline tlo-voda B0/W35 za temperaturni režim glikolne smjese na isparivaču 0/-3 °C i temperaturni režim vode na kondenzatoru 30/35 °C. Komercijalne dizalice topline za navedene uvjete imaju faktor grijanja oko 4,5. (Tablica 7.9) Faktor grijanja za radnu točku B0/W55 i temperaturni režim vode na kondenzatoru 50/55 °C je značajno manji i iznosi oko 3,0.

**Tablica 7.9:** Radne točke komercijalnih dizalica topline tlo-voda prema HRN EN 14511

| Parametri / Temperaturni režimi | B0/W35* |      | B0/W55** |     |
|---------------------------------|---------|------|----------|-----|
| Učinak grijanja, kW             | 10,4    | 10,8 | 9,5      | 9,8 |
| El. Snaga privedena sustavu, kW | 2,4     | 2,4  | 3,3      | 3,3 |
| Faktor grijanja                 | 4,4     | 4,5  | 2,9      | 3,0 |

\* Temperaturni režim glikolne smjese na isparivaču: 0/-3 °C; Temperaturni režim vode na kondenzatoru: 30/35 °C

\*\* Temperaturni režim glikolne smjese na isparivaču: 0/-3 °C; Temperaturni režim vode na kondenzatoru: 50/55 °C

### Horizontalna izvedba izmjjenjivača

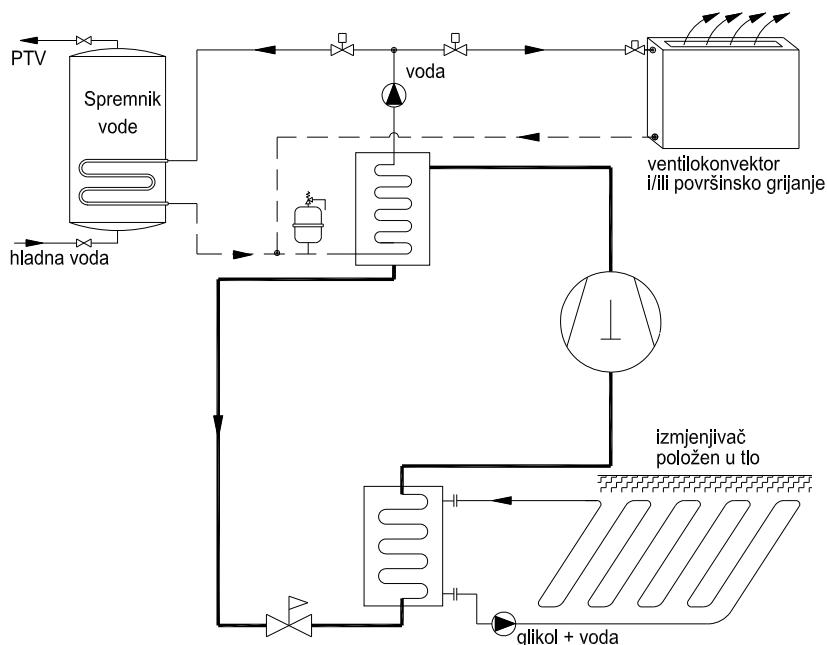
Horizontalna izvedba izmjjenjivača topline (Slika 7.39.) zahtijeva nešto niže investicijske troškove, ali zbog nedostatka potrebne slobodne površine često je primjenjiva samo u ruralnim područjima. Potrebna slobodna površina je otprilike dvostruko veća od grijane površine objekta. Najčešće se izmjjenjivač topline polaže u tlo u obliku snopa vodoravnih

cijevi, na dubini od 1,2 do 1,5 m, s međusobnim razmakom cijevi od 0,5 do 1 m, ovisno o sastavu i vrsti tla. Približno na svaki  $m^2$  grijanog prostora treba u zemlju položiti 1,5 do 2 m cijevi. Izmjenjivačke sekcije, koje se paralelno spajaju, trebaju biti podjednake dužine radi lakšeg balansiranja izmjenjivača. Dužina jedne izmjenjivačke sekcije iznosi do 100 m. Promjer polietilenske cijevi većinom iznosi 25 ili 32 mm. Učinak izmjenjivača, ovisno o svojstvima tla, kreće se u granicama od 15 do 35  $W/m^2$  (tablica 7.10), pri čemu se najbolja učinkovitost dobiva za glineno tlo i tlo s podzemnim vodama.

**Tablica 7.10:** Specifični učinak horizontalnog izmjenjivača u tlu, ovisno o sastavu tla

| Vrsta tla             | Specifični učinak,<br>$W/m^2$ |
|-----------------------|-------------------------------|
| Suho pješčano tlo     | 10-15                         |
| Mokro pješčano tlo    | 15-20                         |
| Suho glinasto tlo     | 20-25                         |
| Mokro glinasto tlo    | 25-30                         |
| Tlo s podzemnom vodom | 30-35                         |

Toplinski izvor se regenerira, zahvaljujući sunčevom zračenju, kiši ili rosi.

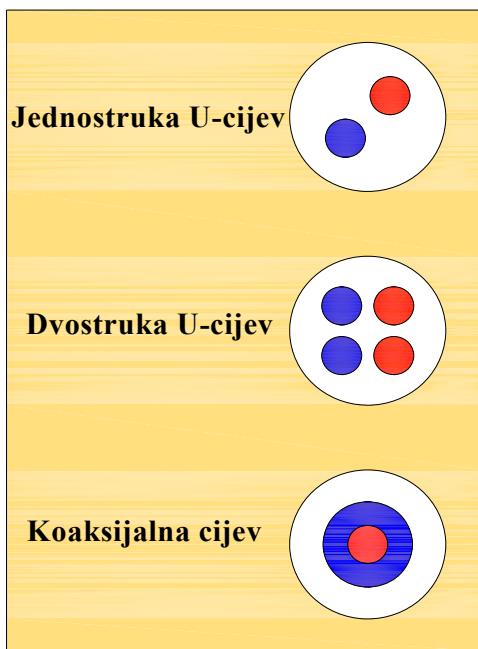


**Slika 7.39.** Dizalica topline tlo-voda (horizontalna izvedba izmjenjivača u tlu)

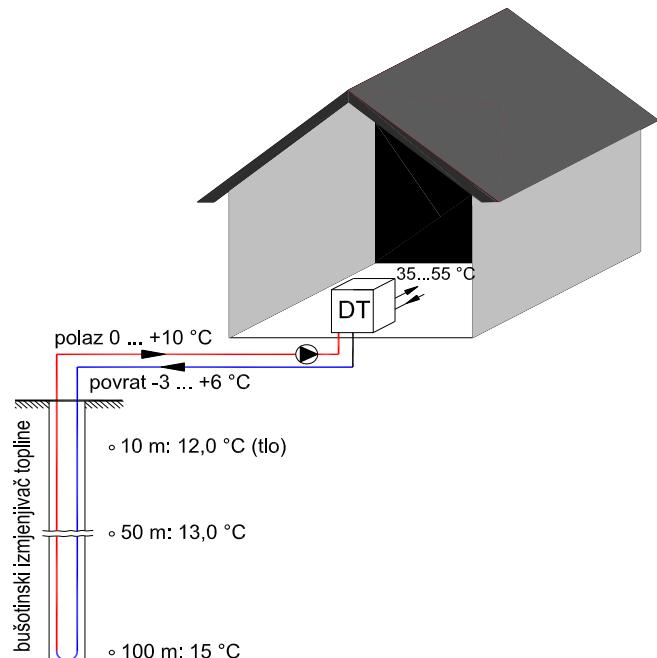
Izmjenjivačke sekcije se mogu postavljati i u kanale (rovove), a time su potrebe za slobodnom površinom smanjene.

### Vertikalna izvedba izmjenjivača

Vertikalna izvedba bušotine (Slika 7.41.) u koju se ulaže izmjenjivač od 60 do 150 m ili 200 m dubine, često je prihvatljiva u gusto naseljenim područjima, pogotovo na mjestima gdje je okoliš uređen, pri čemu dolazi do minimalnih promjena vanjskog izgleda okoline.



**Slika 7.40.** Načini izvedbe bušotinskog izmjenjivača topline



**Slika 7.41.** Dizalica topline tlo-voda (vertikalna izvedba izmjenjivača u tlu)

Ovakvi su sustavi široko prihvaćeni u razvijenom svijetu, u čemu prednjače Švedska, SAD, Austrija, Njemačka, Švicarska i Francuska.

Koliko se topline može oduzeti tlu ovisi o njegovom sastavu i vlažnosti, te mjestu polaganja izmjenjivača topline, (tablica 7.11). Do sada provedena istraživanja, kao i u praksi instalirani sustavi, pokazuju da je temperatura tla na dubini od 2 m otprilike 7 do 10 °C, a na dubini do 100 m između 12 i 15 °C.

Izmjenjivač (prethodno tvornički montiran) u tlo se polaže u tri osnovne izvedbe:

- kao jednostruka U cijev
- kao dvostruka U cijev
- kao koaksijalna cijev, pri čemu kroz unutarnju PE cijev struji hladni medij (voda + glikol), dok se kroz vanjsku metalnu cijev zagrijani medij vraća na isparivač.

**Tablica 7.11:** Parametri dizalice topline s vertikalnim bušotinama

|                                 |                            |
|---------------------------------|----------------------------|
| Učinak vertikalnog izmjenjivača | 20-85 W/m                  |
| Promjer PE cjevi                | 25, 32, 40 mm              |
| Promjer bušotine                | 80-150 mm (250 mm)         |
| Ispuna bušotine                 | smjesa bentonita i cementa |
| Toplinska vodljivost tla        | 1-3 W/(m K)                |

Kod instalacija s izmjenjivačem u vertikalnoj bušotini, kod normalnih hidrogeoloških uvjeta, uzima se da je srednji učinak izmjenjivača s dvostrukom U cijevi 50 W/m (prema VDI 4640). Pouzdaniji rezultati dobiju se na licu mjesta, mjeranjima svojstava tla. Protok pumpe za glikolnu smjesu proračunava se na temperaturnu razliku glikola na isparivaču od približno 3°C.

**Tablica 7.12:** Specifični učinak bušotinskog izmjenjivača topline (BIT) u izvedbi dvostrukе U cijevi (VDI 4640)

| Vrsta tla                       | Specifični učinak, W/m |
|---------------------------------|------------------------|
| Šljunak, pijesak( suh)          | < 20                   |
| Šljunak, pijesak( provodi vodu) | 55-65                  |
| Glina, ilovača( vlažno)         | 30-40                  |
| Vapnenac (masivni)              | 45-60                  |
| Pješčenjak                      | 55-65                  |
| Kiseli magmatiti (npr. granit)  | 55-70                  |
| Bazični magmatiti (npr. bazalt) | 35-55                  |
| Gnajs                           | 60-70                  |

## 8. HIDROTURBINE I HIDROENERGETSKA POSTROJENJA

### 8.1. UVODNO O OBNOVLJIVIM IZVORIMA ENERGIJE

#### 8.1.1. POTREBA ZA OBNOVLJIVIM IZVORIMA ENERGIJE

Suvremeni elektroenergetski sustavi uglavnom su razvijeni tijekom posljednjih 50 godina. Razvoj je slijedio ideju vodilju prema kojoj su veliki središnji generatori preko transformatora injektirali električnu snagu u visokonaponsku prijenosnu mrežu. Zatim je prijenosni sustav korišten za transport snage, cesto i na velikim udaljenostima. Na kraju, snaga je iz prijenosnog sustava preko serije distribucijskih transformatora usmjeravana kroz srednjenačku i niskonaponsku distribucijsku mrežu prema potrošačima na nižem naponu.

Međutim, odnedavna se ponovno pojavilo značajno zanimanje za priključenjem proizvodnih objekata na distribucijsku mrežu. Ova je namjera poznata kao distribuirana proizvodnja električne energije (eng. distributed or dispersed or embedded generation).

Konvencionalni ustroj suvremenih elektroenergetskih sustava nudi veliki broj prednosti. Veće proizvodne jedinice mogu biti učinkovitije te su u pogonu s relativno manjim brojem pogonskog osoblja. Povezane visokonaponske prijenosne mreže omogućuju minimiziranje zahtjeva za snagom pričuve generatora. Veliki iznosi snage mogu biti prenijeti na velikim udaljenostima uz ograničene gubitke. Distribucijske mreže mogu se u tom slučaju projektirati za jednosmjerne tokove snaga i dimenzionirati samo za potrebe potrošačkih opterećenja.

U posljednjih nekoliko godina pojavilo se više utjecaja čije je kombiniranje dovelo do povećanog zanimanja za distribuiranu proizvodnju iz obnovljivih izvora energije (smanjenje emisije CO<sub>2</sub>, programi energetske učinkovitosti ili racionalnog korištenja energije, deregulacija i natjecanje, diversifikacija energetskih izvora, zahtjevi za samoodrživosti nacionalnih energetskih sustava...). Utjecaj na okoliš jedan je od znacajnih faktora u razmatranju priključenja novih proizvodnih objekata na mrežu.

Na temelju Kyoto Protokola mnoge zemlje trebaju smanjiti kombiniranu emisiju stakleničkih plinova razvijenih zemalja za otprilike 5 % u odnosu na vrijednost iz 1990. godine, u razdoblju od 2008. do 2012. godine. Zemlje Europske unije preuzele su obvezu smanjenja emisije stakleničkih plinova za 8%, dok je za Hrvatsku očekivano smanjenje za 5 %.

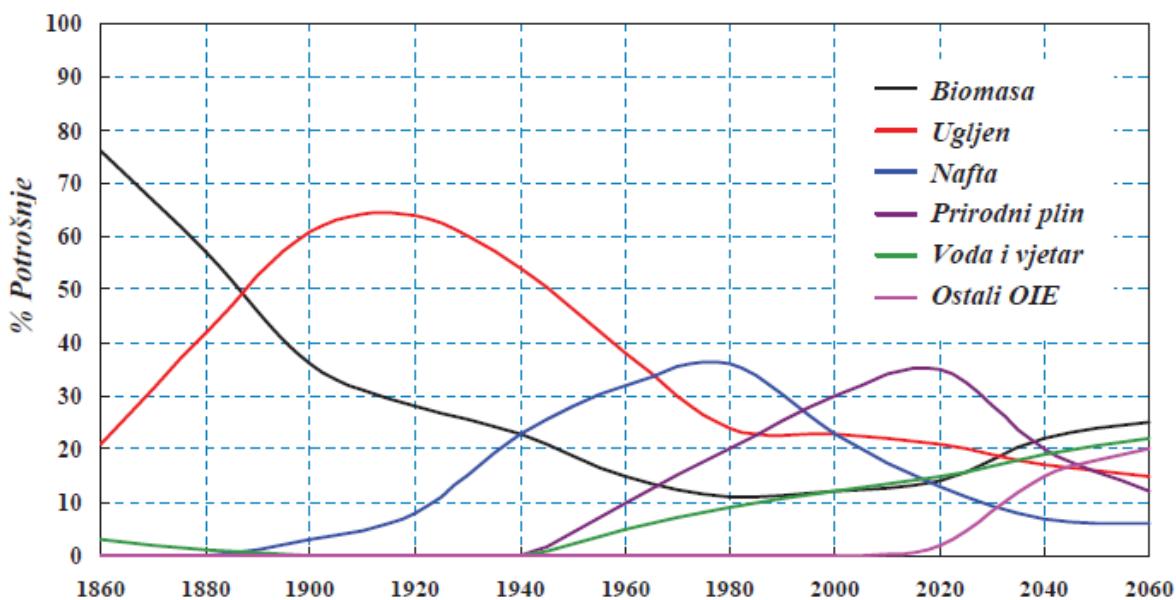
Tablica 8.1. Rezultati smanjenja emisije stakleničkih plinova u % u odnosu na 1990. godinu.

| Zemlje   | 1994 | 1995 | 1996 | 1997 | 1998 | 1999 | 2000 | 2001 | 2002 | 2003 | 2004 | Cilj Kyoto protokola: |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----------------------|
| EU 25    | 91.9 | 92.1 | 94.2 | 92.8 | 92.3 | 90.8 | 90.7 | 91.7 | 90.9 | 92.4 | 92.7 | 92.0                  |
| EU 15    | 96.3 | 97.1 | 99.2 | 97.8 | 98.1 | 96.5 | 96.8 | 97.8 | 97.4 | 98.8 | 99.1 | 92.0                  |
| Hrvatska | 69.0 | 70.4 | 72.5 | 77.4 | 78.1 | 81.3 | 81.2 | 84.9 | 88.7 | 93.8 | 94.6 | 95.0                  |

Stvaraju se programi iskorištavanja obnovljivih izvora koji uključuju vjetroelektrane, male hidroelektrane, fotonaponske izvore, zemni plin, energiju iz otpada te iz biomase. Kogeneracijske sheme koriste otpadnu toplinu termalnih proizvodnih objekata bilo za industrijske procese ili grijanje te su vrlo dobar način povećanja ukupne energetske učinkovitosti. Obnovljivi izvori imaju znatno manju energetsku vrijednost u usporedbi s fosilnim gorivima zbog čega su njihove elektrane manje veličine te geografski široko raspodijeljene i priključuju se uglavnom na distribucijsku mrežu.

S jedne strane nalaze inženjeri motivirani iskustvenim spoznajama o složenosti pogona elektroenergetskog sustava koji iskazuju zabrinutost u pogledu elementarne ostvarivosti masovnog uvođenja nereguliranih i neupravljenih generatora u elektroenergetsko, a posebice distribucijsku mrežu. S druge se pak strane nalaze entuzijastični zagovarači izvora obnovljive energije poput vjetroelektrana i kogeneracije električne i toplinske energije (eng. combined heat and power, CHP) koji vjeruju da takve proizvodne jedinice nužno treba uvoditi u pogon kako bi se ispunili domaci i međunarodni zahtjevi za smanjenjem emisije CO<sub>2</sub>.

Štoviše, obnovljivi izvori povećavaju samoodrživost elektroenergetskog sustava u slučajevima eventualne energetske krize u proizvodnji električne energije koja je danas ovisna o isporuci ugljena, plina i nafte.



Slika 8.1. „Tri vala“ fosilnih godina i potreba za obnovljivim izvorima energije

## 8.1.2. OSNOVNI IZVORI I OBLICI ENERGIJE

### 8.1.2.1. OSNOVNI IZVORI ENERGIJE

Osnovni izvori energije koje nalazimo u prirodi su: energija **Sunca**, energija **Zemlje** i energija **gravitacije**.

#### a) ENERGIJA SUNCA

Velika količina toplih plinova, jake gravitacijske sile ubrzavaju atome plinova prema središtu - podiže se unutarnja temperatura (na 107 K) i tlak (na 1014 Pa), pri čemu se kidaju elektroni iz atoma i mijesaju s jezgrama u plazmu => termonuklearna fuzija vodika.

Oslobodjena energija prenosi se prema površini, te zračenjem u svemir, uz opadanje temperatura (na površini 5760 K). "Mali" dio energije Sunca koji dolazi na Zemlju =  $1.5 \cdot 10^9$  TWh (s tim da se od toga 30% reflektira u svemir, a 70% na Zemlju =  $1.05 \cdot 10^9$  TWh). To znaci da je godišnja energija Sunca veća od ukupnih rezervi nafte i ugljena zajedno!

Pri tome se veći dio energije dobiva posredno:

1. Fotosinteza (kemijska energija biljaka, rezultat: hrana, te unutarnja energija drveta, biomase i fosilnih goriva)
2. Isparavanje (kruženje vode i vodene pare u atmosferi, rezultat: potencijalna energija vodotokova u odnosu na morsku razinu)
3. Strujanje vode i zraka (kao posljedica razlike temperature zraka i vode, rezultat: kinetička energija morskih struja i vjetra, te potencijalna energija morskih valova)

Znatno manji služi izravno kao oblik energije (Sunčev zračenje).

#### b) ENERGIJA ZEMLJE (GEOTERMALNA)

Hlađenjem Zemlje postupno nastaje Zemljina kora (kruti dio debljine 50 km). Jezgra Zemlje: rastaljena materija na 5500 K i  $345 \cdot 10^9$  Pa. Prosječni temperaturni gradijent Zemlje: 1 [K] / 33 [m]; a kore 0.3 [K] / 33 [m], visoki temperaturni gradijenti pojavljuju se u područjima jakih seizmičkih aktivnosti. Prosječna dnevna količina energije koja se dovodi na površinu:  $5.4 \cdot 10^3$  kJ/m<sup>2</sup>, što čini energiju s obzirom na površinu Zemlje od  $2.8 \cdot 10^{15}$  kJ/dan ili  $0.27 \cdot 10^6$  TWh/god.

Moguće primjene vezane su za temperaturni gradijent jer se toplinska energija može iskoristiti samo ako postoji razlika u temperaturi. Prema trenutno razvijenoj tehnologiji moguće primjene su: toplinske crpke, izvori vruće vode i pare, te energija suhih stijena.

### c) ENERGIJA GRAVITACIJE

Posljedica gravitacijske sile između Sunca, Mjeseca i Zemlje, koje utječe na razinu vode u moru (plima i oseka), uz čega su vezane i moguće primjene. Obično se javljaju dvije plime i oseke tijekom Mjesecčevog dana i one se nazivaju poludnevne, a postoje i jednodnevne kod kojih se tijekom Mjesecčevog dana pojavljuje samo jedna plima i oseka. Razlika između plime i oseke od nekoliko centimetara do 16 metara.

#### 8.1.2.2. OSNOVNI OBLICI ENERGIJE

Osnovni oblici energije su nagomilana i prijelazna energija.

##### 1. NAGOMILANA ENERGIJA - akumulirana u materiji ( $E_N$ )

- energija položaja (potencijalna),
- energija kretanja (kinetička),
- unutarnja energija

**Potencijalna energija** – posljedica međusobne privlačnosti Zemljine mase i mase tijela iznad Zemlje, u njenom gravitacijskom polju:

$$W_p = m \cdot g \cdot (h_2 - h_1) \quad (8.1.)$$

**Kinetička energija** – rad potreban da se tijelo mase  $m$  ubrza/uspori od brzine  $v_1$  do  $v_2$ :

$$W_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_2^2 - v_1^2) \quad (8.2.)$$

**Unutarnja energija** - koncentrirana na razini jezgara, atoma i molekula:

- termička - na razini molekula (dovođenjem topline molekule mijenjaju brzinu gibanja, a time i nagomilanu energiju);
- kemijska - na razini atoma (energija se mijenja promjenom kemijskog spoja),
- nuklearna - na razini jezgara (fuzija i fisija).

##### 2. PRIJELAZNA ENERGIJA - vezana uz proces ( $E_P$ ), kratkotrajna, pojavljuje se prijelazom oblika nagomilane energije s jednog tijela na drugo:

- rad ( $W$ ),
- toplina ( $Q$ ),
- zračenje ( $X$ )

Općenito pri pretvorbi energije možemo definirati slijedeće oblike energije:

1. Primarna (prirodna) energija (u prirodnom stanju)
2. Sekundarna (pretvorbena) energija (od opskrbljivača – pripremljena, tj. oplemenjena za transport i korisnika kroz tehničke procese)
3. Krajnja energija (korisniku predana energija – npr. električna)
4. Korisna energija (kod korisnika primijenjena energija – mehanička, toplinska, svjetlosna, kemijska)

Međutim, pri svakoj pretvorbi navedenom lancu nastaju gubici. Stoga je najvažniji zadatak energetike racionaliziranje pretvaranja raznih oblika primarne (prirodne) energije u krajnje (korisne) energetske oblike = racionalizacija uporabe energije.

### **8.1.2.3. KLASIFIKACIJA PRIMARNIH (PRIRODNIH) OBLIKA ENERGIJE**

S obzirom na vremensku mogućnost njihovog iscrpljivanja prirodni (primarni) oblici energije dijele se na:

#### **1. NEOBNOVLJIVI OBLICI ENERGIJE**

- Fosilna goriva (ugljen, nafta, zemni plin, uljni škriljevci),
- Nuklearna goriva
- Unutarnja toplina Zemlje (geotermalna energija)

#### **2. OBNOVLJIVI OBLICI ENERGIJE**

- Vodne snage, (energija vodotokova, morskih struja i valova, plime i oseke),
- Biomasa (i biopljin, uključujući i drvo i otpatke),
- Energija Sunčeva zračenja,
- Energija vjetra

Za razliku od neobnovljivih oblika energije, obnovljivi oblici energije NE MOGU se vremenom iscrpiti, ali je moguće u potpunosti iscrpiti njihove potencijale. Primjer: Utvrđivanje najpogodnijih lokacija za gradnju HE određene instalirane snage na određenom vodotoku i njihova izgradnja - potpuno iskorištenje isplativih energetskih kapaciteta vodotoka.

Dio obnovljivih izvora energije nije moguće uskladištiti i transportirati u prirodnom obliku (vjetar, zračenje sunca), a dio jest (voda u vodotocima i akumulacijama, biomasa i biopljin). Izvore energije koje nije moguće uskladištiti treba iskoristiti u trenutku kad se pojave ili ih pretvoriti u neki drugi oblik energije.

Očite prednosti neobnovljivih izvora su: konstantnost, bolja mogućnost prilagodbe potrebama, uskladištenja i transporta u prirodnom obliku, manje investicije za izgradnju postrojenja za njihovo dobivanje, pretvorbu i uporabu, te pogon i održavanje (s obzirom na instaliranu snagu).

Ipak najvažnije: veće tehničke mogućnosti i bolja ekomska opravdanost iskorištavanja neobnovljivih oblika energije (vezano uz razvoj metoda i postupaka)  
=> razlozi njihovog većeg iskorištavanja do sada!

Prirodne oblike energije prema fizikalnim svojstvima dijelimo još na nosioce:

- Kemijske energije: ugljen i treset, sirova nafta, zemni plin, uljni škriljavci, biomasa, biopljin, drvo i otpaci,
- Nuklearne energije: nuklearna goriva
- Potencijalne energije: vodne snage, plima i oseka
- Kinetičke energije: vjetar, energije struja i morskih valova
- Toplinske energije: geotermicka, toplinska energija mora
- Energije zračenja: Sunčevi isijavanje

Prema uobičajenosti uporabe prirodne oblike energije možemo podijeliti i na:

- **KONVENCIONALNE** (fosilna goriva, vodne snage, nuklearna goriva i vruci izvori).

- **NEKONVENCIONALNE** (svi ostali)

Konvencionalni obnovljivi izvori (oblici) energije - energija vodotokova (i to isključivo velike HE), dok su svi ostali su nekonvencionalni!

### 8.1.3. SVOJSTVA OBNOVLJIVIH IZVORA ENERGIJE

#### 8.1.3.1. OPĆA I POJEDINAČNA SVOJSTVA NEKONVENCIONALNIH IZVORA ENERGIJE

Svojstva nekonvencionalnih izvora energije ne možemo promatrati izdvojeno od općenito znanih svojstava konvencionalnih izvora, tek uspoređivanjem s tim svojstvima možemo utemeljeno donositi kvalifikative nekonvencionalnih izvora. Neka svojstva nekonvencionalnih izvora su poželjna a neka nepoželjna. U tablici 8.2. iznose se neka važnija opća i pojedinačna svojstva, ali u kojima pretežu poželjna svojstva. Zatamnjenja pojedinih polja u tablici znače ispunjenje i neispunjene poželjne svojstava:

|  |  |
|--|--|
| Ispunjeno poželjno svojstvo            |  |
| Djelomično ispunjeno poželjno svojstvo |  |
| Neispunjeno poželjno svojstvo          |  |

| Svojstvo izvora              | Poželjno  | MHE | Su-T | Su-E | Vj. | Bio. | Geo. |
|------------------------------|-----------|-----|------|------|-----|------|------|
| Obnovljivost                 | Ispunjena |     |      |      |     |      |      |
| Potencijal                   | Što veći  |     |      |      |     |      |      |
| Energija za postrojenja      | Što manja |     |      |      |     |      |      |
| Energija za pridobivanje     | Što manja |     |      |      |     |      |      |
| Emisija kod pretvorbe        | Što manja |     |      |      |     |      |      |
| Moguća diverzifikacija       | Ispunjeno |     |      |      |     |      |      |
| CO <sub>2</sub> -neutralnost | Povoljna  |     |      |      |     |      |      |

Tablica 8.2. Pretežno ispunjena poželjna svojstva nekonvencionalnih izvora

Značenje kolona u tablici je:

|      |   |  |
|------|---|--|
| MHE  | = | korištenje vodnih snaga u malim hidroelektranama     |
| Su-T | = | korištenje Sunčeva zračenja toplinskim kolektorima   |
| Su-E | = | korištenje Sunčeva zračenja fotoelektričnim čelijama |
| Vj.  | = | korištenje energije vjetra vjetroelektranama         |
| Bio. | = | korištenje biomase i otpada                          |
| Geo. | = | korištenje geotermalne energije                      |

Obnovljivost pojedinog izvora energije najlakše pojmimo ako kažemo da je obnovljiv izvor onaj čiji se projeci dotok svake godine ponavlja, bez smanjenja – barem za ljudsko poimanje vremena. U tom pogledu, svi promatrani nekonvencionalni izvori su obnovljivi. Geotermalnoj energiji izvor su energetski procesi u Zemljinoj nutriti koji će prema ljudskom poimanju vremena trajati do sudnjeg dana, dakle praktički do u nedostigu budućnost. U pogledu ogrjevnog drveta, istaknimo da je uvjet obnovljivosti neprekidno pošumljavanje prostora barem toliko da godišnji prinos bude jednak godišnjem iskorištenju drvne mase.

Općenito, nekonvencionalni izvori imaju ogroman potencijal – što je poželjno svojstvo. Sa Sunca na tlo Hrvatske dostruji približno 500 puta više energije nego li je godišnja hrvatska potrošnja svih oblika energije! Ipak, male hidroelektrane predstavljaju ograničeni potencijal, kojega naprsto nema na znatnom dijelu ogromnih prostranstava globusa. Biomase predstavljaju velik ali ipak znatno manji potencijal od energije Sunčeva zračenja. Geotermalna energija ima pri današnjem načinu korištenja ograničeni potencijal, ali prikriveni potencijal je ogroman, ako dođe do prihvatljivog korištenja topline Zemljine unutrašnjosti s velikih dubina.

Ima li se na umu energija potrebna za proizvodnju opreme i materijala koje treba ugraditi u postrojenja za korištenje nekonvencionalnih izvora, a ne samo toj energiji odgovarajući novac, onda izlazi da pojedini izvor mora neprekidno raditi nekoliko godina, da bi tek tada postao neto-proizvođač energije. A kako za pojedine oblike energije treba mnogo takvog materijala (temelji i nosači fotoćelija i kolektora, same fotoćelije i kolektori, visoki betonski ili čelični stupovi vjetrogeneratora) to se energija za njihovu proizvodnju ne smije zanemariti. Naglašeni utrošak energije je pri proizvodnji fotoćelija.

Kod većine nekonvencionalnih izvora nema utroška energije prilikom pridobivanja izvornog oblika (kao što postoji značajan utrošak energije pri eksploataciji ugljenokopa), niti utroška energije za transport izvornog oblika, jer je transport u pravilu nemoguć. Treba naprsto postrojenja za pretvorbu nekonvencionalnog izvora u povoljniji oblik izložiti djelovanju tog nekonvencionalnog izvora. Jedino se kod ogrjevnog drveta, biomase i otpada javljaju ti utrošci energije (koji mogu biti toliko značajni da cijela stvar postane neracionalna), primjerice za sječu drvne mase, za pošumljavanje i uzgoj šume, za transport od mjesta sječe do mjesta korištenja te za pripremu drveta za korištenje. Slično je s biomasom i otpadom, jedino tu može izostati utrošak pri uzgoju jer se uzgoj odvija neovisno od eventualnog

energetskog korištenja, primjerice slama nastaje kao rezultat poljoprivredne proizvodnje pšenice te će ili strunuti ili se energetski iskoristiti.

Lokalno opterećenje okoline emisijom štetnih tvari ili bukom na mjestu pretvorbe nekonvencionalnog oblika energije u iskoristiviji oblik općenito je maleno ili ga uopće nema. Ali korištenje vjetra izaziva buku, a sagorijevanje biomase izaziva emisiju plinova eventualno manje štetnih od konvencionalnih goriva jer praktički nema sumpora (kao u ugljenu ili nafti). Ipak je emisija iz tih postrojenja nešto veća nego li iz konvencionalnih postrojenja, jer radi se o manjem stupnju djelovanja pri pretvorbi energije i manjim jedinicama. Emisija kod korištenja otpadaka može biti i opasna ako se prethodno iz otpadaka (smeća) ne izdvoje evidentno štetni sastojci.

Najznačajnije praktično poželjno svojstvo nekonvencionalnih izvora energije je mogućnost posvemašnje diverzificirane primjene. Praktički, svi izvori nekonvencionalne energije – dakako ako se raspoloživi na promatranom mjestu – mogu se koristiti u malome, u vlastitoj režiji, djelomice ili potpuno u samogradnji – time se trošak rada kod instaliranja, pogona i održavanja praktički dade izbjegći ili barem prikriti («radim za sebe, u slobodno vrijeme – dakle besplatno»).

Konačno, o kumulativnoj CO<sub>2</sub>-neutralnosti nekonvencionalnih izvora energije. Kumulativnoj, znači promatranoj u ukupnom lancu – od pridobivanja energije, izrade i montaže pogonskih uređaja, do korištenja i zbrinjavanja nakon korištenja. Iako se cesto govori o CO<sub>2</sub>-neutralnosti apsolutno svih nekonvencionalnih izvora, najčešće se misli na tu neutralnost prilikom pretvorbe nekonvencionalnog oblika u iskoristljiviji oblik i tada je takvo gledanje točno. (Za biomasu, to je dakako ispunjeno samo ukoliko je godišnje iskorištavanje mase jednako ili manje od godišnjeg prirasta nove mase. Tada će emisija CO<sub>2</sub> pri korištenju te biomase biti jednaka emisiji CO<sub>2</sub> prilikom fotosinteze te biomase.) Međutim ako se ima na umu proizvodnja materijala za izgradnju fotocelija a donekle i kolektora, onda izlazi da je primjena Sunčevog zračenja kumulativno «kvazi-CO<sub>2</sub>-neutralna», a emisija ostalih postrojenja podjednaka kumulativnoj emisiji CO<sub>2</sub> iz konvencionalnih postrojenja.

U tablici 8.3 daje se pregled pretežno neispunjениh poželjnih svojstava nekonvencionalnih izvora energije.

Tablica 8.3. Pretežno neispunjena poželjna svojstva nekonvencionalnih izvora [4]

| Svojstvo izvora         | Poželjno | MHE | Su-T | Su-E | Vj. | Bio. | Geo. |
|-------------------------|----------|-----|------|------|-----|------|------|
| Površinska distribucija | Ravnomj. |     |      |      |     |      |      |
| Površinska gustoća      | Povoljna |     |      |      |     |      |      |
| Izvorno uskladištenje   | Moguće   |     |      |      |     |      |      |
| Prirodna oscilacija     | Mala     |     |      |      |     |      |      |
| Nužnost rezerve         | Ne treba |     |      |      |     |      |      |
| Zauzimanje prostora     | Povoljno |     |      |      |     |      |      |
| Stupanj djelovanja      | Povoljan |     |      |      |     |      |      |
| Mogućnost kogeneracije  | Moguća   |     |      |      |     |      |      |

Površinska distribucija (površinska raspodjela) Sunčeva zračenja po Zemlji najpravednija je od svih primarnih oblika energije, donekle biomase i otpada (otpada ima svugdje gdje ima aktivnosti ljudi a tu je potrebna i energija, nema ga tamo gdje nema ikakve ljudske aktivnosti pak tamo nema niti potrebe za energijom). Ostali nekonvencionalni oblici energije nisu ravnomjerno raspoređeni po Zemljiniu globusu.

Površinska gustoća mala je za Sunčevu zračenje, još manja za biomase i otpad, te nešto veća za vjetar (tamo gdje ga uopće ima raspoloživog za energetsko korištenje), jedino je kod malih hidroelektrana i kod toplih izvora površinska gustoća primjereno visoka. Na jedan četvorni metar na našoj geografskoj širini dostruji godišnje približno 1000 kilovatsati Sunčeva zračenja, a ako uzgojimo pšenicu na tom četvornom metru, slama će imati energetski sadržaj od samo 2 kilovatsata. Gdje je to usporedbi s naftnom bušotinom s godišnjim iscrpkom od recimo 100 tisuća tona ciji je energetski sadržaj otprilike 1 milijarda kilovatsati a zauzima površinu od par stotina četvornih metara!

Općenito, izvorno se ne daju transportirati gotovo svi nekonvencionalni oblici energije, kao niti uskladištiti u izvornom obliku. Moraju se trošiti na mjestu i u ritmu svoga nastanka. Jedino se ogrjevno drvo, te biomasa i otpad daju transportirati na razumno veliku udaljenost (jer bi pretjerana udaljenost tražila više energije za transport od energetskog sadržaja tvari koja se prevozi, te bi to bilo nerazumno) i svakako se daju uskladištiti i koristiti u ritmu potreba.

Oscilacija prirodnog dotoka velika je kod svih nekonvencionalnih oblika energije, jedino geotermalna energija ne poznae oscilaciju, ravnomjerno dotječe iz svog izvora.

Donekle, oscilacija dotoka ogrjevnog drveta manja je a uzevši u obzir i mogucnost njegova uskladištenja, oscilacija se dade kompenzirati. Biomase sazrijevaju prakticki trenutno i onda se to ponavlja tek – u pravilu – za godinu dana. Vjetar ima oscilaciju od nula do preko sto posto, jer pri olujnom vjetru mora se obustaviti korištenje vjetrogeneratora, kao i pri vrlo malim brzinama vjetra. Kako je snaga vjetroturbine proporcionalna brzini vjetra na trecu potenciju, to i mala promjena brzine predstavlja znatniju promjenu snage. Udvostrojenje brzine vjetra vodi uosmerostručenju snage! Sunčev zračenje jednako tako predstavlja izvor s oscilacijom 0-100%, jer ga noću uopće nema. Male HE također mogu biti na takvim vodotocima, koji u određenim prilikama znaju posve presušiti.

Trajanje iskorištenja instalirane snage, dakle omjer godišnje proizvedene energije i instalirane snage, malo je kod svih izvora čije su prirodne oscilacije velike, jer su samo mali dio godišnjeg vremena u punom pogonu. Za sve oblike energije čije je trajanje godišnjeg iskorištenja malo mora se osigurati akumulacija energije, pak je onda koristiti iz akumulatora ako je dotok malen ili posve izostao a potražnja postoji. Ali, akumulacija praktički dolazi u obzir kod toplinskog korištenja Sunčeva zračenja (akumulator je dobro toplinski izoliran bojler) ili akumulacija manje količine električne energije u električnom akumulatoru kod fotonaponskog korištenja Sunčeva zračenja.

Veću količinu električne energije ne dade se ekonomično akumulirati u akumulatorima jer bi oni bili velikih masa i time preskupi, tako da se praktički kod svih drugih obnovljivih izvora poseže za elektroenergetskim sustavom kao rezervnim rješenjem ili dizel-generatorom. Ogrjevno drvo, biomasa i otpaci te geotermalna energija ne traže takvu rezervu.

Potrebna rezerva u konvencionalnim postrojenjima može biti znatna, praktički može doći do udvostručenja instalacije na nacionalnoj razini. S jedne strane instaliramo postrojenja na nekonvencionalni izvor a s druge strane isto toliku konvencionalnu rezervu, koja ce – k tome – biti slabije iskorištena jer neće raditi u razdobljima kada je nekonvencionalni izvor raspoloživ. Regulacijska svojstva takve rezerve moraju biti iznimno visoka jer je za dio nekonvencionalnih izvora karakteristična njihova brza a nepredvidljiva promjena. Prijenosna električna mreža koja povezuje područja gdje su takvi nekonvencionalni izvori s područjima u kojima je konvencionalna rezerva također mora biti pojačana. U Njemačkoj, gdje je trenutno instalirano preko 20 gigavata vjetroelektrana u pogonu (najviše u svijetu), moraju za svaki megavat u vjetroelektranama držati u rezervi još 0,85 megavata u konvencionalnim elektranama.

Zauzimanje prostora na mjestu pretvorbe primarnog oblika energije u iskoristiviji oblik veliko je pri korištenju svih nekonvencionalnih oblika, kod kojih je površinska gustoća mala. Za fotonaponsko korištenje Sunčeva zračenja to je izrazito naglašeno, a kod korištenja vjetra i kolektorskog korištenja Sunčeva zračenja nešto manje. Ogrjevno drvo te biomasa i otpaci traže nešto više prostora od onoga kojeg bi tražila konvencionalna termoelektrana jednakne snage, uz nešto veći skladišni prostor. Ogrjevno drvo dade se i neposredno koristiti – u štednjaku, peci za zagrijavanje prostora ili sanitарне vode – pak onda traži samo prostor za uskladištenje. Geotermalna energija, ukoliko se koristi neposredno za zagrijavanje, troši najmanje prostora – jednostavno se cijev zabije u tlo i razvede po kućama.

Stupanj djelovanja pri pretvorbi u koristan oblik općenito je malen ili manji nego li kod konvencionalnih izvora energije. Osobito je to naglašeno pri fotonaponskom korištenju Sunčeva zračenja kod kojega je prosječni stupanj djelovanja samo oko 10%, dakle za jedan kilovatsat dobiven iz sunčanih čelija treba izložiti toliko površine da bude osunčana s deset kilovatsati. Veći je kod malih hidroelektrana, toplinskog korištenja Sunčeva zračenja kolektorima i neposrednog toplinskog iskorištavanja geotermalne energije.

Suvremeni energetski pristup zalaže se za primjenu kogeneracije – dakle spregnutu proizvodnju toplinske i električne energije, što je više moguće, jer se time postiže veće iskorištenje primarnog oblika energije. Moguća je samo kod nekonvencionalnih izvora upotrijebljenih kao gorivo u termoelektrama-toplanaama ili ako se geotermalna energija koristi za pogon takve elektrane, dakle mora se raditi o vrlo vrućem izvoru (kakvih ima na Islandu). Također, u blizini postrojenja za pretvorbu mora biti primjeren velik toplinski konzum, inače se nema kamo isporučivati proizvedena toplina.

Troškovi pogona i održavanja postoje kod svih izvora. Neki se mogu ne iskazati, ako su radovi izvedeni u vlastitoj režiji, ali oni teoretski postoje. Podmazivanje, zaštita od korozije, elementarno čišćenje, redoviti periodički remonti... samo su neki od primjera troškova pogona i održavanja koji se ne daju izbjjeći ako se hoće ostvariti poželjna životna dob pojedinog uređaja za prihvatanje i pretvorbu nekonvencionalnog oblika energije.

### **8.1.3.2. EMISIJA IZ NEKONVENCIONALNIH IZVORA I VRIJEME ENERGETSKE AMORTIZACIJE**

U tablici 8.4. prikazana je ukupna emisija klimatski štetnih plinova iz elektrana iskazana CO<sub>2</sub>-ekvivalentom. Vidimo da izravne emisije dakako nema kod vjetroelektrana i sunčanih elektrana, ali da je kod ovih drugih naglašena neizravna emisija, što takve elektrane svrstava u «kvazi- CO<sub>2</sub>-neutralne».

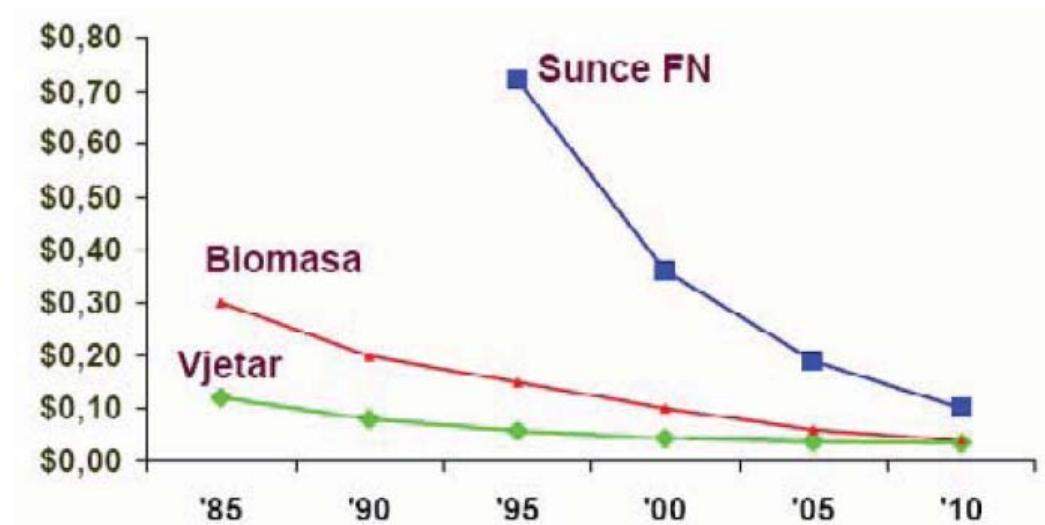
U tablici 8.5. prikazano je vrijeme energetske amortizacije, dakle vrijeme koje treba proteći od početka korištenja do trenutka kada je proizvodnjom tog izvora energije vraćena energija utrošena prilikom proizvodnje opreme i materijala potrebnih za gradnju tog postrojenja. Postoji značajnije trajanje energetske amortizacije sunčanih elektrana, ovisno o vrsti primjenjenih čelija. Pri tome su dakako monokristalne čelije najskuplje, traže najviše energije za svoju proizvodnju i najviše opterećuju okolinu pri tome. Trebaju biti i do nekoliko godina u pogonu, kako bi vratile energiju uloženu u njihovu proizvodnju.

Tablica 8.4. Ukupna emisija klimatski štetnih plinova iz elektrana (CO<sub>2</sub>-ekvivalent, gram/kWh)

| Tip elektrana                      | Izravna emisija | Neizravna emisija | Ukupna emisija |
|------------------------------------|-----------------|-------------------|----------------|
| Velike hidroelektrane              | 3,5-40          | 10-20             | 13,5-55        |
| Male hidroelektrane                | 3,5-35          | 15-20             | 18,5-55        |
| Vjetroelektrana 600 kW             | 0               | 40                | 40             |
| Vjetroelektrana 1,5 MW             | 0               | 50                | 50             |
| Elektrana na biomasu 700 kW        | 13              | 50                | 63             |
| Elektrana na biomasu 11,5 MW       | 18              | 45                | 63             |
| Velika fotoelektrična elektrana    | 0               | 180               | 180            |
| Mala fotoelektrična elektrana      | 0               | 220               | 220            |
| Konv. termoelektrane na plin       | 340             | 80                | 420            |
| Konv. termoelektrane na kam.ugljen | 820             | 100               | 920            |

Tablica 8.5. Vrijeme energetske amortizacije (godine) [4]

| Tip energetskog postrojenja        | Energ.amortizacija |
|------------------------------------|--------------------|
| Hidroelektrana                     | 0,2-0,3            |
| Toplana za daljinsko grijanje      | 0,2-0,5            |
| Nuklearna elektrana (LWR)          | 0,2-0,8            |
| Vjetroelektrana                    | 0,2-1,9            |
| Fotonaponska-amorfne čelije        | 2,6-4,6            |
| Fotonaponska-multikristalne čelije | 3,1-6,8            |
| Fotonaponska-monokristalne čelije  | 4,2-7,1            |



Sl. 8.2. Investicijski troškovi i troškovi pogona obnovljivih izvora energije

Tablica 8.6. Troškovi malih izvora energije [4]

| Tip izvora                 | Veličina (MW) | Investicije (€/kW) | Troškovi pogona (€/kWh) |
|----------------------------|---------------|--------------------|-------------------------|
| Vjetroelektrane (na kopnu) | 15            | 900-1300           | 0,04-0,09               |
| Vjetroelektrane (na moru)  | 100           | 1500-2000          | 0,05-0,12               |
| Kombi-elektrane            | 40            | 550-850            | 0,04-0,06               |
| Hidroelektrane (mali pad)  | 5             | 900-1000           | 0,02-0,03               |
| Kogeneracija               | 5             | 800-850            | 0,05-0,06               |
| Fotonaponski sustavi       | 5             | 6000-10000         | 0,75-1,00               |
| Gorivne stанице            | 5             | 1100-1600          | 0,08-0,10               |

Uzmemmo li da je vrlo uprosječen trošak investicija za termoelektranu na ugljen zaokruženo oko 1000 €/kW, izlazi da vjetroelektrane (ako su izvedene na moru) znaju koštati i dvostruko više, a fotonaponske elektrane cak deseterostruko više od toga.

Troškovi pogona tih elektrana kreću se za vjetroelektrane od 4-12 eurocenta/kWh a za fotonaponske elektrane od 75 eurocenta do 1 eura po kilovatsatu. Uzmemmo li da je prosječna proizvodna cijena konvencionalnih elektrana na europskoj elektroenergetskoj tržnici 3-3,5 eurocenta/kWh, vidimo da je cijena proizvodnje iz vjetroelektrana i trostruko veca od prosječne proizvodne cijene a iz fotonaponskih elektrana cak 30 puta veća! Drugi nekonvencionalni izvori dolaze na razine više od vjetroelektranske cijene, osim malih hidroelektrana u Austriji kojima donja granica cijene sumjerljiva europskoj proizvodnoj cijeni električne energije iz konvencionalnih elektrana.

Valja naglasiti da se proizvodna cijena električne energije opada s razvojem tehnologije i opadanjem investicijskih troškova i troškova pogona, što je vidljivo i na slici 8.2. koja daje usporedbu proizvodne cijene od 1985. godine i prognozu do 2010. Ipak do postizanja konkurentnih proizvodnih cijena, otkupne cijene električne energije iz takvih izvora moraju biti poticajno visoke, inače za sada ne bi došla u obzir njihova izgradnja i korištenje.

U tablici 8.7. navode se otkupne cijene iz nekonvencionalnih izvora električne energije, kako su uređena zakonodavstvima ili uredbama u pojedinim zemljama.

Odakle sredstva za namirenje tolikih otkupnih cijena? Zemlje su uglavnom uvele dodatak na cijenu električne energije, kojeg plaćaju svi kupci električne energije, a koji služi za isplate otkupne cijene proizvođačima električne energije iz nekonvencionalnih izvora, koja cijena je manje ili više veća od prosječne proizvodne cijene iz konvencionalnih izvora.

U Hrvatskoj, Zakonom o energiji (NN 177/2004) je također uvedena naknada za poticanje proizvodnje električne energije iz nekonvencionalnih izvora koju bi plaćali svi kupci.

Tablica 8.7. Otkupne cijene električne energije iz nekonvencionalnih izvora  
(eurocent/kWh), stanje 2003-2005

| Država           | Male HE | Vjetroelektrane | Elektrane na biomasu | Fotonaponske elektrane |
|------------------|---------|-----------------|----------------------|------------------------|
| Austrija         | 3,2-6,2 | 7,8             | 10-16                | 47-60                  |
| Danska           |         | 5,8             | 8,0                  | 15,3-30,5              |
| Francuska        | 4,5-8,4 | 3,1-8,4         | 4,5-5,7              |                        |
| Hrvatska         | 4,3-5,0 | 6,0             |                      |                        |
| Irska            | 6,4     | 4,7-5,3         | 3,8-5,9              |                        |
| Italija          |         | 11,3            |                      |                        |
| Nizozemska       |         | 7,7             |                      |                        |
| Njemačka         | 6,6-7,7 | 5,9-8,8         | 6,6-9,9              | 40,7-57,4              |
| Portugal         | 6,9     | 7,6-8,3         | 6,2                  | 23,0-39,4              |
| Španjolska       | 6,4     | 6,6             | 6,2                  | 21,7-39,7              |
| Ujed.kraljevstvo |         | 8,8             |                      |                        |

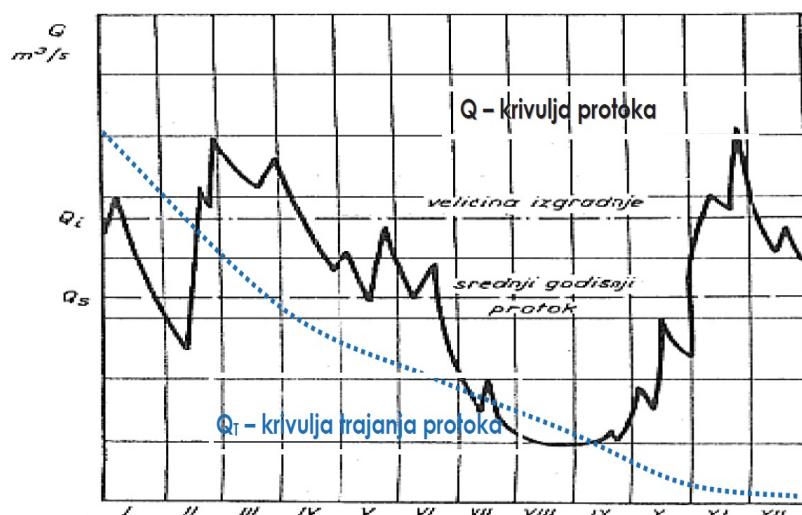
## 8.2. ENERGIJA POLOŽAJA VODE

Energija položaja vode obnovljiva je zahvaljujući Sunčevu energiju koja neprestano održava hidrološki ciklus. Uobičajeno je različito vrednovanje velikih i malih hidroelektrana kada je riječ o utjecaju na okoliš. Premda sveobuhvatna istraživanja nisu dostupna uvriježen je pogled da se korištenje energije položaja vode u malim postrojenjima smatra ekološki prihvatljivijim. No, i za velika postrojenja se smatra da je njihov višestruki negativni utjecaj na okoliš nadomještava doprinos smanjenju emisije stakleničkog plina  $\text{CO}_2$ .

Ovo poglavlje u nastavku opisuje prirodu i resurse energije položaja vode kako u svijetu tako i u Republici Hrvatskoj. Opisano je stanje i trend korištenja malih hidroelektrane (MHE). Potom su iznesene glavne značajke za MHE. Na kraju je dan opis češće korištenih vodnih turbina i generatora s napomenama o načinu priključivanja MHE na el. en. mrežu.

### 8.2.1. HIDROENERGETSKI RESURSI

Količina vode i iskoristiv pad određuju potencijal za korištenje energije položaja vode. Padaline i tlo (konfiguracija i sastav) određuju obje značajke. Uobičajeno je za neki vodotok prikazivati srednju vrijednost protoka u ovisnosti o nadmorskoj visini (tzv. Q-H dijagram). Za neku konkretnu lokaciju od značaja je poznavati vjerojatno trajanje određenog protoka vode i iskoristivi pad. Krivulja trajanja protoka nastaje iz mjerena ili iz procjene. Samo dugotrajna mjerena protoka mogu dati pouzdane podatke zbog velike varijabilnosti uslijed uobičajenih klimatskih varijacija. Slika 8.3. ilustrira krivulju protoka i krivulju trajanja protoka.

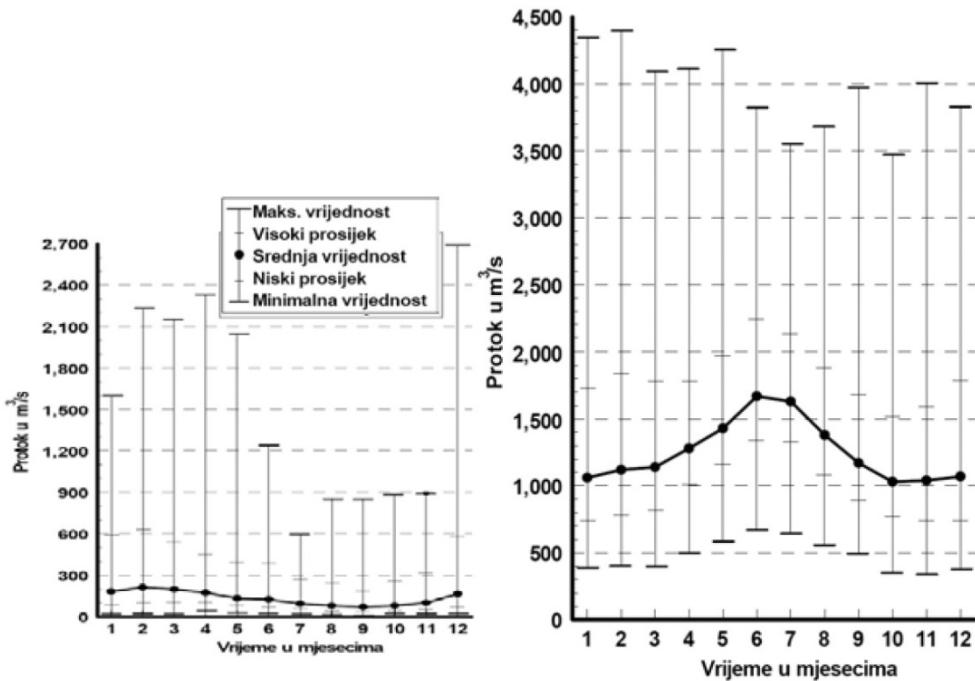


Slika 8.3. Krivulja protoka kroz godinu i krivulja trajanja protoka

Poznavanjem ili procjenom trajanja protoka i iskoristivih padova moguće je procijeniti hidroenergetske resurse. Uobičajeno se HE resursi dijele na ukupni (teorijski), tehnički i ekonomski iskoristive. Tehnički potencijal je nekoliko puta (npr. 3x) manji od ukupnog i nešto veći (npr. 30%) od ekonomskog. Konačnu iskoristivost određuju ekološki, ekonomski i društveni faktori zbog kojih danas gotovo da više i nema daljnog korištenja HE u velikim postrojenjima razvijenih zemalja.

Slika 8.4 ilustrira veliku varijabilnost protoka rijeke tijekom godine i još veću kroz više godina. Ovisno o vremenu topljenja snijega kod nižih planinskih područja vršni protok se pojavljuje tijekom proljeća, a kod viših tijekom ljeta. Varijabilnost protoka ima značajan

utjecaj na mogućnost proizvodnje el. en. i ekonomičnost postrojenja. Posebno kada je mogućnost akumuliranja vode mala kod MHE.



Slika 8.4 Promjene srednjih mjesecnih protoka kroz više godina  
– primjer Rockenau/Neckar (lijevo) i Maxau/Rhine (desno)

Ukupni tehnički potencijal (u TWh) je najveći za Aziju (6940), a za ostale kontinente: Južna Amerika 2800, Afriku 1810, Sjeverna i Srednja Amerika 1815, Europa 1210 te Australoazija i Oceanija 310 TWh. Iskorištenost potencijala je najveća (u TWh) apsolutno u Aziji (810), a relativno u Europi (625) i Sj. i Sr. Americi (760). Južna Amerika koristi 510 TWh, Autrolazija i Oceanija koriste 105 TWh, a Afrika 120 TWh (relativno najmanje), [8].12 Ukupno se u svijetu godišnje proizvodi skoro 3000 TWh električne energije iz preko 1000 GW HE. To predstavlja skoro 20% ukupne proizvodnje el. en. Samo pet zemalja pored Hrvatske proizvodi oko 50%<sup>13</sup> ili više el. en. iz HE.

Hrvatska je imala 2006. instalirano preko 50% kapaciteta za proizvodnju električne energije u hidroelektranama (2056 MW, prema [36]) iz kojih se proizvodi godišnje oko  $6 \pm 1$  TWh ovisno o hidrologiji.

Male HE se definiraju prema snazi i do 25 MW. Sve više prihvacena granica je 10 MW<sup>14</sup>. Prema podatcima za 2005. u svijetu je instalirano oko 66300 MW<sup>15</sup> malih HE. Male HE proizvode ukupno skoro 2% el. en. (najviše od svih tzv. novih obnovljivih). Od svih instaliranih MHE preko 20% je izgrađeno u EU – 17400 jedinica, a oko 60% u Aziji. Smatra se da je u EU iskorišteno oko 60% ekonomski isplativih resursa.

Hrvatska ima u pogonu 15 MHE ukupne snage 24 MW što predstavlja oko 15% procijenjenih ekonomski isplativih resursa. Samo 4,083 MW u MHE nije u sastavu HEP grupe (četiri MHE snage od 1,64 MW Roški Slap do 8 kW Čabranka).

### 8.2.2. SNAGA I ENERGIJA HE

Osnovna razmatranja vezana za snagu i energiju HE se ne mijenjaju s veličinom postrojenja. Snaga i energija koju nosi sa sobom promjena položaja vodene mase može se izraziti preko Bernoullijeve jednadžbe za jednodimenzionalno stacionarno strujanje bez vrtloženja uključujući trenje preko iznosa gubitaka. Cesto se u hidromehanici koristi Bernoullijev izraz u kome su svi elementi izraženi preko visina:

$$\frac{p}{\rho h} + h + \frac{c^2}{2g} + h_r = \text{konst.} \quad [\text{m}] \quad (8.3.)$$

gdje je:  $\frac{p}{\rho g}$  visina tlaka,  $h$  geodetska visina  
 $\frac{c^2}{2g}$  visina brzine,  $h_r$  visina gubitaka

Praktično je sve gubitke prikazati kroz gubitke visine ili stupanj djelovanja. Energija vode ovisi o promjeni položaja i o djelotvornosti pretvorbe. Posebno je zanimljiv izraz za energiju (i snagu) koji sadrži protok vode. Izraz 8.4 prikazuje energiju promjene položaja vode iz kojeg se može odrediti raspoloživa snaga u funkciji protoka i neto pada (visine, izraz 8.5).

$$W = mgh = \int_0^t A \rho g h dt \quad (8.4)$$

$$P = \frac{dW}{dt} = A \rho g h = |Q = Av| = Q \rho gh \quad (8.5)$$

Znamo li stupanj djelovanja za neku HE pri određenom protoku i neto visini možemo izračunati njenu snagu:

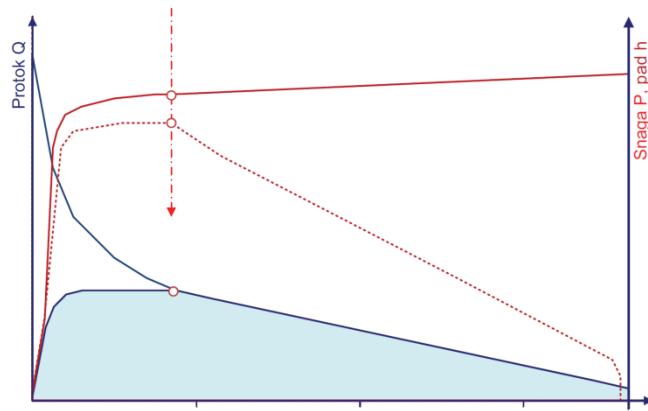
$$W = 9,81 \int_0^t \eta Q h dt \quad (8.6)$$

Važno je naglasiti ovisnost neto visine o protoku obzirom na profil ispred i iza zahvata HE te ovisno o biološkom minimumu i preljevu. Slika 8.5. ilustrira krivulju trajanja snage HE u ovisnosti o protoku kroz postrojenje, padu i ukupnom protoku. Slika uključuje i ovisnost stupnja djelovanja o protoku koji određuje produkt stupnjeva djelovanja vezanih za gubitke na zahvatu, dovodu i odvodu, te za gubitke u turbini. Najznačajniji gubitci u turbini ovise o vrsti turbine i to je u nastavku dodatno opisano. Snagu HE, kod pojedinog protoka, moguće je stoga precizno odrediti samo ako se poznaju navedene ovisnosti gubitaka o protoku.

Računanje ukupne energije je prema tome integral snage kroz određeno vremensko razdoblje:

$$W = 9,81 \int_0^t \eta Q h dt \quad (8.7)$$

Kod proračuna ukupne energije mogu se postavljati različita pojednostavljenja, kod kojih treba uzeti u obzir da je HE uvijek dimenzionirana za neku nazivnu snagu odnosno da ima instalirani određeni protok (točka nazivnih parametara u ilustraciji dolje). Računanje snage i energije HE sa protokom koji premašuje instaliranu vrijednost daje krive rezultate.



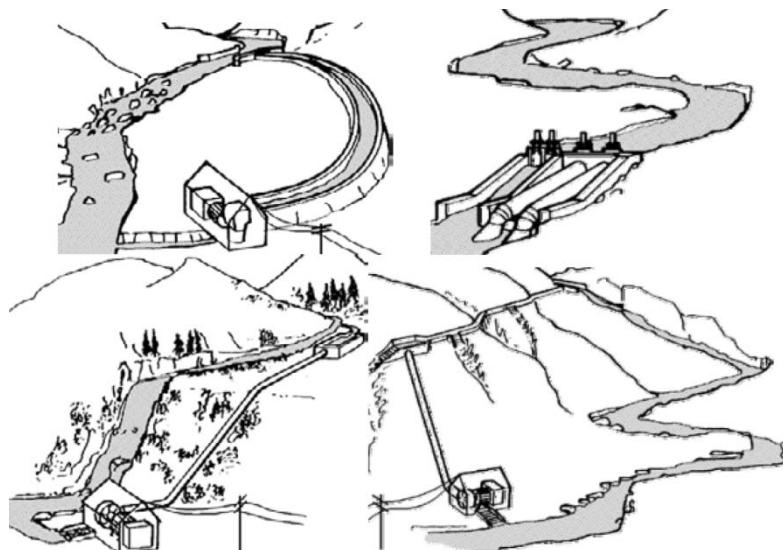
Slika 8.5 Ilustracija krivulje trajanja snage u ovisnosti o protoku kroz postrojenje, padu i ukupnom protoku

### 8.2.3. HIDROELEKTRANE

Korištenje energije položaja kao izvor mehaničke energije (za mlinove, navodnjavanje, pilane, kovačnice i drugo) poznato je stoljećima prije novog doba. Pred kraj 19. st. po prvi puta je korištena energija položaja vode za proizvodnju el. en. Može se reci da su male HE nakon 125 ponovo postale zanimljive.

Mala HE može sadržavati sve elemente koje ima veliko postrojenje. Razlika je najveća u znatno manjoj potrebi za ekstenzivnim hidrološkim i topološkim studijama te u relativno malom obimu potrebnih građevinskih radova. Ovo posebice vrijedi za male protočne HE, ali značajno je i kod rješenja s akumulacijom.

Razlog navedenih razlika dijelom je u manjem korištenju protoka, a dijelom i u mogućnosti primjene inovativnih fleksibilnih rješenja. Primjerice dovodni kanal se može probušiti kroz zemlju, a prepreka u vodotoku može biti gumena i adaptivna za razne protoke. Slika 8.6. ilustrira raznolikost mogućnosti izvedbi malih HE.



Slika 8.6. Moguće izvedbe malih HE

Za sve izvedbe potrebni su zahvat, dovod, postrojenje i odvod. Ovisno o specifičnosti izvedbe potrebna je pregrada (brana), vodna komora, tlačni cjevovod, zaštita od hidrauličkog udara te zaustavni ventili. Postrojenje se uvek sastoji od turbine, generatora el. en., rasklopнog postrojenja te sustava kontrole, zaštite i nadzora cijele MHE.

Pregrada ili brana za MHE se najčešće izvodi tako da osigura minimalni utjecaj na tok vode i život u njoj. Zanimljiva su tzv. kombinirana rješenja od gume i sl. gdje se veličina pregrade mijenja količinom napuhanog zraka ili vode. Sva rješenja brana trebaju imati posebno izvedene mogućnosti reguliranja preljeva i čišćenja nakupina sitnih i krupnih naslaga na rešetkama kod zahvata vode. Kod izvedbi gdje se ne održava konstantan pad pregrade se mogu izvesti bez pokretnih dijelova.

MHE mogu biti izvedene (ovisno o padu) kao nisko (do 20 m), visoko tlačne (preko 100 m) i srednje (između). Prema tome kako su postavljene u odnosu na riječni tok MHE mogu biti protočne i derivacijske. Ova podjela je identična kao i za velike HE.

### **Određivanje gubitaka dovoda**

Na putu od zahvata do turbine potencijalna energija vode dijelom se izgubi uslijed nepovratnih procesa. Za strujanje u kanalu ili cijevi vrijedi Bernoullijeva jednadžba preko koje se mogu izraziti gubici. Kod primjena se koristi praktičan Darcy-Weisbach izraz koji prikazuje gubitke pada u ovisnosti o duljini i promjeru dovoda, brzini protoka i faktoru f :

$$h_g = f \frac{1}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (8.8)$$

Gubici se određuju tako da za određeni dovod znamo brzinu protjecanja vode i faktor f. Ovaj faktor se može izračunavati prema podatcima proizvođača i karakteristikama izvedbe cijevi ili kanala u ovisnosti o brzini protoka.

Kod Darcy-Weisbach izraza za gubitak tlaka (množenje gornjeg izraza sa g/p) f je koeficijent za laminarni ili turbulentni protok. Kakav je protok određuje Reynoldsov broj (omjer brzine, promjera cijevi i gustoće s koeficijentom viskoziteta). Protok je laminaran sve dok Reynoldsova broj ima vrijednost ispod 2000, kod vrijednosti iznad 3000 protok je turbulentan, a između nestabilan.

### **Pomoćne MHE**

Postrojenja za proizvodnju el. en. koja se ugrađuju npr. u vodovodne ili kanalizacijske sisteme naziva se pomoćnim MHE. Tu se mogu ubrojiti i postrojenja ugrađena u sisteme za regulaciju vode kod obrane od poplava ili u pomoćnim odvodima kod derivacijskih HE.

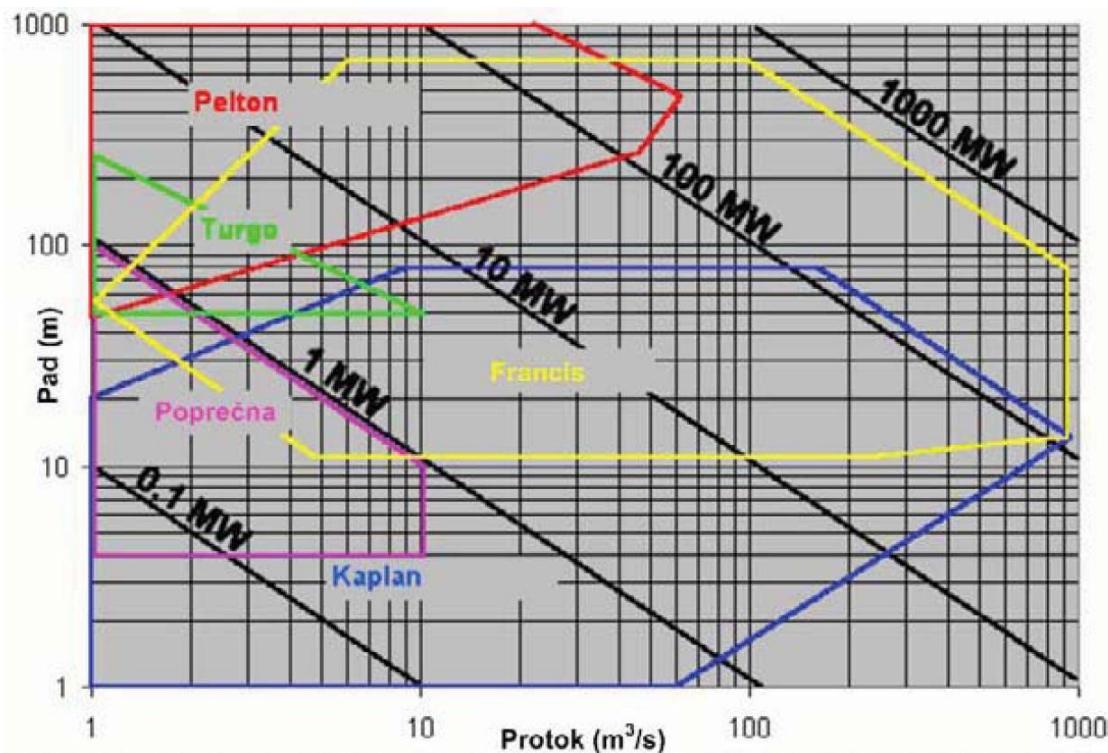
### 8.2.4. TURBINA I GENERATOR MALE HE

Turbina i generator predstavljaju dvije najvažnije aktivne komponente HE. Principi djelovanja i izbor turbine i generatora slični su kao i za velike HE. Značajna je razlika u tom što se za MHE turbine i generatori ne proizvode posebno za svaku izvedbu. Za MHE postoji veliki izbor gotovih vrsta i veličina turbina i generatora.

#### 8.2.4.1. TURBINA

Voda u pokretu prolaskom kroz turbinu prenosi mehaničku energiju na osovinu. Ovisno o uvjetima koji vladaju oko lopatica turbine postoji veliki broj različitih izvedbi da bi se postigla efikasnija pretvorba energije. Najpoznatije turbine kod velikih postrojenja su Pelton, Francis i Kaplan. Za mala postrojenja postoji veliki broj dodatnih izvedbi od kojih je poznatija Michel-Banki (s poprečnim tokom). Turbine za MHE se rade serijski, a postoje i primjene s pumpama zbog ekonomičnosti.

Razlika turbina u principu djelovanja odražava se na optimalni raspon protoka i padova za stupanj djelovanja. Slika 8.7. prikazuje područje primjene različitih vrsta turbina prema protoku i padu. Uočljivo je da poznate vrste turbina pokrivaju područje primjene za velika i mala postrojenja. Turbine s poprečnim protokom i Turgo pokrivaju područje padova i protoka za male HE (isto vrijedi i za veliki broj različitih vrsta turbina koje nisu prikazane na slici).

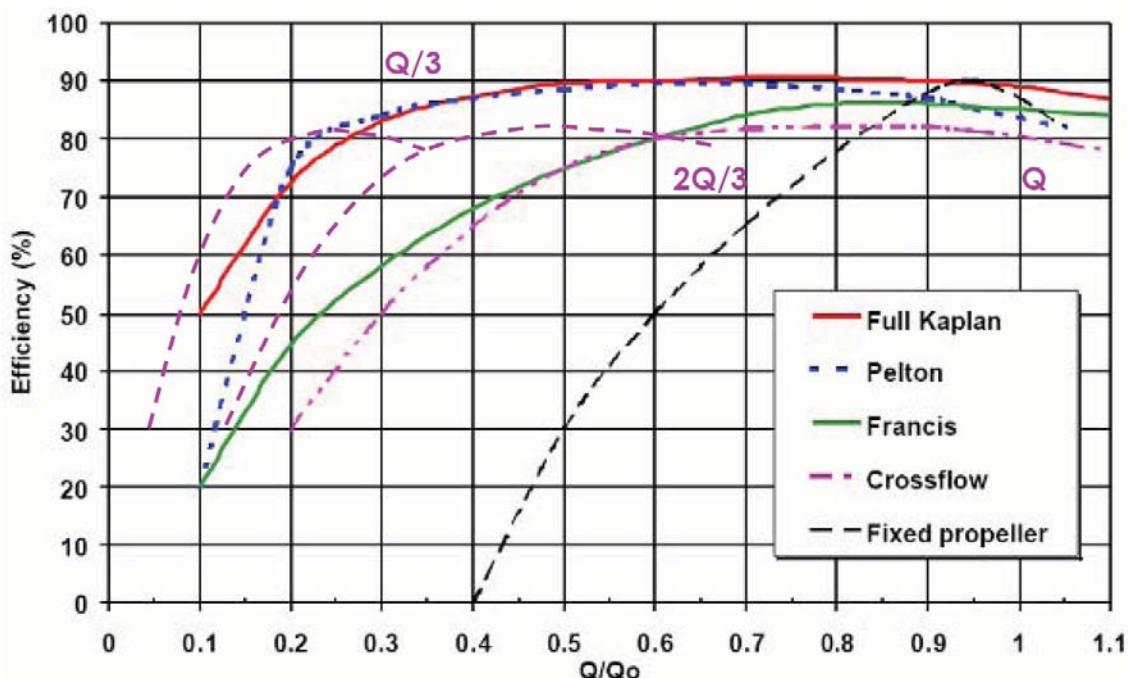


Slika 8.5. Područje primjene različitih vrsta turbina – prema protoku i padu

Za velike padove najprimjerena je Pelton turbina (kod MHE od 20 m). Kod srednje velikih padova primjerena je Francis turbina (od 3 do 600 m). Na malim padovima i za veće protoke najbolje je koristiti Kaplan turbinu (za vertikalnu izvedbu od 10 do 60 m, a za horizontalnu od 2 do 20 m). Turbina s poprečnim protokom (Michel-Banki) se koristi kod padova od 1 do 200 m.

Vidljivo je da se područja primjene uvelike preklapaju te se odluka o izboru temelji na ekonomskim i drugim tehničkim parametrima.

Svaka turbina ima maksimalan stupanj djelovanja pri instaliranom protoku (ili u blizini). Ovisno o vrsti turbine stupanj djelovanja se manje ili više smanjuje sa smanjivanjem protoka vode. Slika 8.8. prikazuje promjenu stupnja djelovanja za odabrane turbine. Vidljivo je da Kaplan i Pelton turbine imaju stupanj djelovanja koji je dobar i stabilan u velikom rasponu protoka. Ovakva karakteristika ima svoju cijenu.



Slika 8.8. Promjena stupnja djelovanja turbina u ovisnosti o protoku vode

Brzina vrtnje turbine općenito je ovisna najprije o izvedbi, a potom o padu i protoku vode. Vezu između specifičnog broja okretaja ns jedinične modelne turbine i broja okretaja turbine koja ima protok  $Q$  i pad  $H$  prikazuje izraz 8.9.

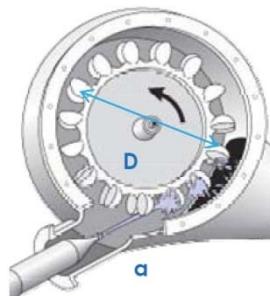
$$n_s = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (8.9)$$

Za Pelton turbinu specifični broj okretaja ide do 30, Francis ima  $n_s$  od 20 do 120, kod Kaplan (vertikalne) to je od 180 do 260 i za Michel-Banki specifični broj okretaja ide od 30 do 210.

**Michel-Banki** turbina ima posebnu izvedbu dotoka i lopatica da može raditi na trećini i na dvije trećine protoka s karakteristikom efikasnosti kao da radi na nazivnom protoku. Na slici 8.5 je to ilustrirano s  $Q_o/3$  i  $2Q_o/3$  krivuljama efikasnosti. Time se za turbinu s poprečnim protokom postiže optimalan stupanj djelovanja kroz cijeli opseg protoka vode: voda ide preko cijele turbine kada je protok veći od  $2/3$  nazivnoga, za protoke ispod trećine nazivnog voda ide samo preko odvojenog dijela trećine presjeka turbine i na kraju za protoke između voda se usmjerava na drugi dvotrećinski dio presjeka turbine.



**Pelton** turbinu odlikuje rad sa slobodnim mlazom vode (akcija energije položaja vode pretvorena u kinetičku energiju) pri približno atmosferskom tlaku. Kod izvedbi s više mlazova situacija s tlakovima je nešto složenija. Male Pelton turbine mogu raditi ekonomično već i s protocima od 30 l/s uz pad od 20 m. Da bi se smanjilo aksijalne sile kod većine modernijih izvedbi lopatice turbine su oblikovane tako da razdvajaju mlaz. Za optimiranje efikasnosti i osiguravanje slobodnog otjecanja vode nakon lopatica potrebno je osigurati ispunjavanje Masonyjeva kriterija da omjer promjera lopatica (D) bude 10 puta veći od promjera mlaza (a).



Kod promjene opterećenja ili potrebe za naglim zaustavljanjem turbine potrebno je zaustaviti ili preusmjeriti mlaz od lopatica. Promjena smjera mlaza vode je bolje rješenje jer naglo zaustavljanje protoka može izazvati tzv. vodni udar. Ponekad se primjenjuje i protumlaz kao vodna kočnica.

Jednostavnost izvedbe i pristupa osigurava lagano održavanje Pelton turbine.

**Francis** turbina se može instalirati horizontalno ili vertikalno. Horizontalna izvedba ima prednost zbog spajanja s generatorom. Vertikalna izvedba je skuplja jer zahtjeva veći prostor, ima veću ukupnu masu postrojenja i dodatno je složenija za održavanje.

Francis turbinu ima niz nedostataka u odnosu na Pelton izvedbu:

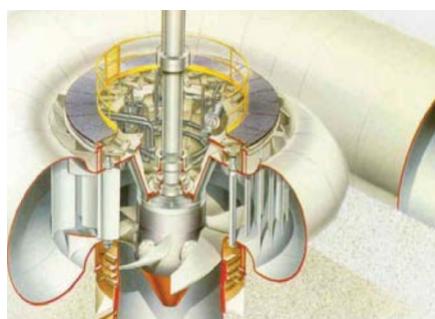
- osjetljivija je na problem kavitacije i na nečistoće u vodi;
- efikasnost značajno opada kod manjeg protoka od nazivnog (ovisno o izvedbi već kod 50% instaliranog protoka pada blizu 0,6);
- pogon nije stabilan kod protoka manjeg od 40% instaliranoga;
- brzo zatvaranje protoka izaziva veći vodni udar te je potrebno bolje dimenzionirati dovodnu cijev;
- kompleksnija izvedba i kontrola zahtijevaju složeno održavanje.



Prednost Francis turbine u odnosu na Pelton je u iskorištavanju komplettnog pada. Iskustveni podatci o brzini okretanja Francis turbine za padove od 10 do 50 m su između 900 i 1200 min<sup>-1</sup>, a za veće padove i do 1500 min<sup>-1</sup>.

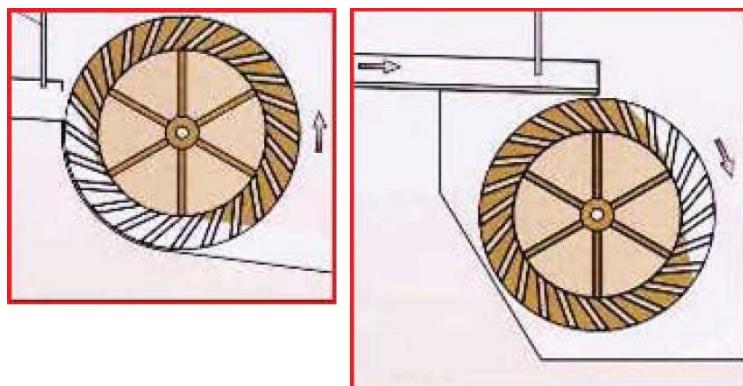
**Kaplan** turbina se koristi za male padove ili za protočne HE. Prednost Kaplan turbine prema drugim sličnim izvedbama za male padove (npr. bulb, propeler, S i Straflo) je u manjoj cijeni i u pozicioniranju elektromehaničkog dijela izvan vode (lakše održavanje i sigurnije kod poplavljivanja).

Utjecaj na okoliš izvedbi s Kaplan turbinom je manji zbog nepostojanja akumulacije i manjeg zauzimanja prostora. Ovisno o protoku (reguliran ili varijabilan) postoje izvedbe sa fiksnim i pomičnim krilcima lopatica rotora (veća efikasnost). Dvostruka regulacija osigurava dobar stupanj djelovanja za veliki raspon protoka (do 30% instaliranog protoka).



**Michel-Banki** turbina (crossflow – poprečna; s radijalnim potiskom) za razliku od ostalih ima primjenu samo kod MHE (do 0,8 MW). Kod primjene protoci se kreću između 25 i 700 l/s. Rotor se dijeli na 26 do 30 pregrada ovisno o promjeru (od 0,2 do 0,6 m). Turbina se instalira sa slobodnim otjecanjem vode ili sa nastavkom (difuzor) za korištenje cijelog pada. Posebnost podjele rotora na 1/3 i 2/3 za efikasnije korištenje manjih protoka od nazivnoga je već prije spomenuta (slika na prethodnim stranicama). Varijabilni kapacitet protoka osigurava rad i na 20% instaliranog protoka. Ovo je važno za veliki broj potencijalnih lokacija za vrlo male HE s jako promjenjivim protokom. Dodatna prednost Michel-Banki turbine je brzo sastavljanje, manji zahtjevi na izvedbu postrojenja (građevinski radovi) i lagan pristup svim dijelovima za održavanje.

**Vodno kolo** povezano je s najstarijim načinom korištenja energije položaja vode. Zanimljivo je da i danas vodno kolo ima veliki broj prednosti kod vrlo malih HE. Najprije vrlo je veliki broj lokacija koje imaju relativno mali pad i umjerenu snagu (<5 m, do 75 kW). Potom, vodno kolo predstavlja dobar kompromis između proizvodnje i očuvanja okoliša. Pogon je neometan prljavštinama u vodi. Tijekom rada se ostvaruje samoregulacija momenta promjenom količine zahvaćene količine vode. Nedostatak vodnog kola je mala kutna brzina (do 8 min<sup>-1</sup>) koja zahtjeva multiplikator brzine (prijenos ili remen) prema generatoru (~1:20) što izaziva dodatne gubitke. Pokraj toga potreba za reguliranjem brzine komplicira veliku jednostavnost izvedbu.



Osnovne izvedbe vodnog kola su povezane s mjestom gdje se prihvata voda. Kod gornjeg prihvatanja vode pad mora biti barem jednak promjeru kola. Snaga se prema tome može izraziti korištenjem izraza (2.4). Stupanj djelovanja je oko 60% (dostiže i do 80%), a pad određuje razlika visine vode ispred i iza vodnog kola. Slično se razmatranje može provesti i za izvedbe s donjim prihvatom vode. Vodna kola se mogu koristiti za izvedbe koje imaju pad do 10 m i protoke do 2 m<sup>3</sup>/s.

**Vodne pumpe** kao turbine za vrlo male HE dosta se cesto primjenjuju. Osnovni razlog tome je u činjenici da su vrlo jeftine (masovna proizvodnja) i lako se nabavljaju s velikim varijacijama karakteristika. Njihov nedostatak je u manjoj efikasnosti i većoj osjetljivosti na kavitaciju i radni raspon. Glavni problem predstavlja nemogućnost kontrole protoka. Primjena je stoga najjednostavnija s konstantnim protokom. Uvjete promjenjivog protoka je moguće rješavati na različite načine, npr.: dodatna manja pumpa, ili elektronska kontrola (tereta).

### 8.2.4.2. GENERATOR

Rješenja MHE za samostalni rad moraju imati sinkroni generator što poskupljuje izvedbu. Male HE koje su priključene na mrežu najčešće koriste jednostavni asinkroni generator. Izvedbe vrlo malih snaga (ispod 100 kVA) se priključuju na niskonaponsku mrežu (0,4 kV), a za veće snage se radi priključak na srednjenačinsku mrežu (10/20 kV). Potrebno je osigurati faktor snage iznad 0,9. Treba voditi računa o strujama kratkog spoja, prenaponskoj zaštiti, zaštiti od napona dodira i ponovnom automatskom uključivanju. Sve izvedbe trebaju imati nadstrujnu, podnaponsku i zaštitu od kratkog spoja. Za snage iznad 0,25 MVA treba dodati i zaštite generatora od zemnog spoja i povratne snage (sinkroni generator).

Mjerenje el. en. (radne i jalove u oba smjera) i brojnih drugih veličina obvezno je i potrebno za dobar i autonoman rad male HE.

\* \* \*

Kod dimenzioniranja male HE (posebice turbine i generatora) važno je paziti na ekonomičan odabir. To je moguće napraviti samo kada se poznaje krivulja trajanja iskoristivog protoka, krivulju ovisnosti pada o protoku, gubitke na dovodu u funkciji protoka, ovisnost efikasnosti turbine o protoku, obim građevinskih radova, mogućnost iskorištavanja proizvedene el. en. (otočni rad ili ograničenje povezanosti sa mrežom). Investicijski troškovi ovise o lokaciji i nazivnoj snazi: za snage ispod 200 kW iznose oko 9000€/kW, a za snage oko 1 MW oko 5000€/kW. Kod obnavljanja i moderniziranja cijene su višestruko niže.

Djelomično kao i s velikim HE prepreku većem korištenju MHE predstavlja otpor javnosti zbog brige za okoliš. Ovaj otpor je proporcionalan razvijenosti društva. Posebno pitanje su ribe u vodotoku te je za njih potrebno osigurati dovoljan slobodan protok ili povezanost vodotoka ispred i iza pregrade.

Dobrim rješenjima MHE mogu dijelom smanjiti potrebu za fosilnim gorivima, a integriranim pristupom pomoći kod navodnjavanja i zaštite od poplava.

Male HE mogu pozitivno djelovati na sigurnost i pouzdanost opskrbe el. en. u radu na mreži. Slabe naponske prilike se mogu poboljšati na krajevima mreže. Moguć je i negativan utjecaj na kvalitetu napona (izobličenja). Važno je paziti na koordinaciju zaštite i činjenicu da distribucija sada ima i izvor.

Malim HE je moguće riješiti napajanje udaljenih lokacija od mreže. Problem predstavlja varijabilnost dostupnih protoka jer su akumulacije vrlo male ili ih uopće nema.

Ukupno MHE ne predstavljaju veliki potencijal, ali to je obnovljiv potencijal, moguće je koristiti vlastita rješenja i dijelom smanjiti ovisnost o uvozu el. en.

### 8.3. HIDROENERGETSKA POSTROJENJA

Hidroenergetska postrojenja su skup objekata, građevinskih i hidrauličnih, koji iskorištavaju vodenu energiju u mehanički rad, koji ga zatim pretvaraju u električnu energiju. To su objekti za skupljanje vode, dovođenje vode i pretvaranje energije. Agregati za pretvaranje energije u mehaničku su vodne turbine, koje pokreću el. generator. Posebna značajnost hidroenergetskih postrojenja je što su to obnovljivi izvori energije.

Hidroenergetska postrojenja mogu biti:

- s otvorenim dovodom vode,
- s zatvorenim dovodom vode.

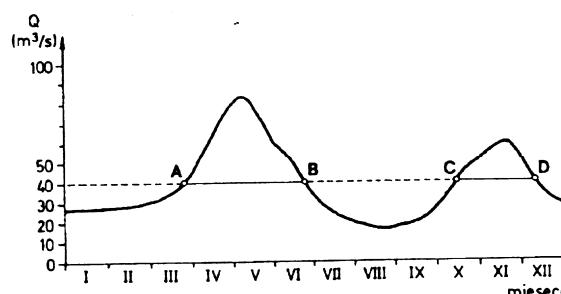
Koja od ova dva načina dovoda vode se primjenjuje u konkretnom slučaju, ovisi od konfiguracije terena na kojem se gradi postrojenje.

#### 8.3.1. PODJELA HIDROENERGETSKIH POSTROJENJA

1. PREMA NAČINU ISKORIŠTAVANJA ENERGIJE VODE
  - protočna hidroenergetska postrojenja,
  - akumulacijska hidroenergetska postrojenja,
  - pumpno-akumulacijska hidroenergetska postrojenja,
2. PREMA OPTEREĆENJU
  - vršna,
  - temeljna.
3. PREMA RASPOLOŽIVOM PADU
  - niskotlačna (<25m),
  - srednjetlačna (25-100m),
  - visokotlačna (>100m).
4. PREMA MJESTU STROJARNICE
  - pribranske,
  - derivacione.

#### 8.3.2. VODNA ENERGIJA I NAČIN NJENOG KORIŠTENJA

U ovisnosti od klimatskih uvjeta, količine oborina nekog područja su različite i promjenjive tijekom godine, a od količina oborine ovisi trajanje vodenih količina tijekom godine. Krivulja vodenih količina pokazuje promjenu toka (nivoa ili količine vode) neke rijeke tijekom mjeseci u godini, sa zimskim i ljetnim minimumom i proljetnim i jesenjim maksimumom.



Krivulja vodnih količina je osnova iz koje se vidi koliko se vremena može osigurati određeni protok vode.

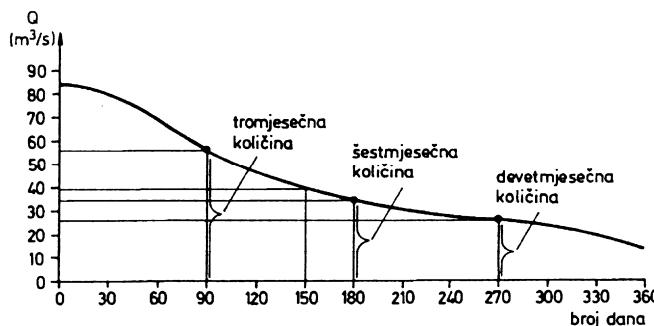
$$Q = \frac{V}{t} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

Srednji godišnji protok vode:

$$Q_{sr} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} Q dt \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

$$Q_{sr} = \frac{V_0}{31,54 * 10^6} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

Godišnji dijagram protoka može se prikazati i kao uređena krivulja trajanja protoka:



Iz dijagrama je vidljivo da se protok kreće između minimalnog i maksimalnog protoka.

### 8.3.3. KARAKTERISTIKE AKUMULACIJE I PADA VODE

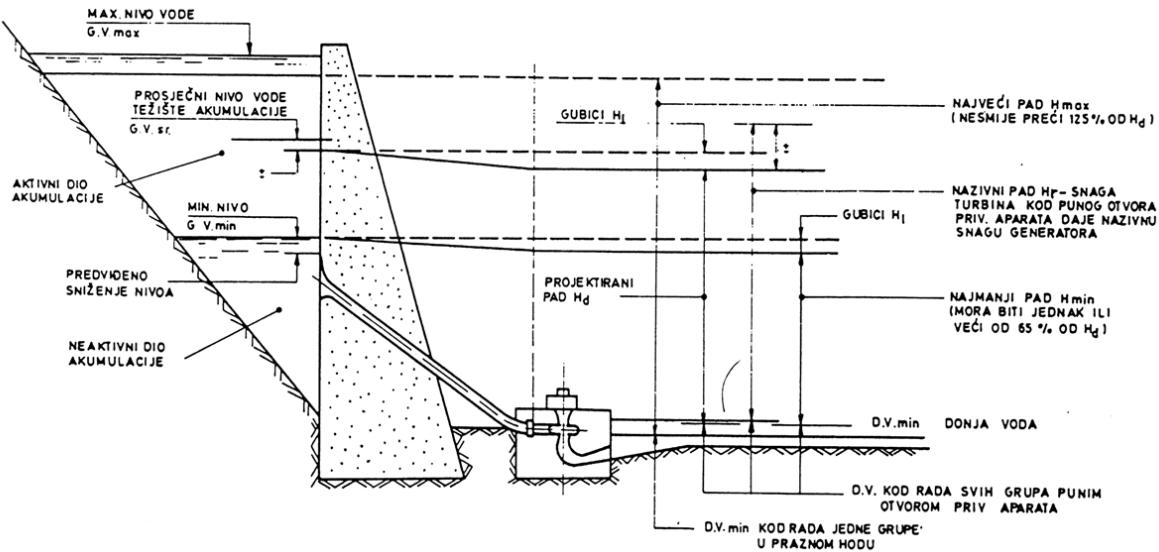
Da bi se sakupljača voda, gradi se akumulacijsko jezero koje ima svoj geometrijski volumen vode. Volumen vode koji se može iskoristiti zove se korisni volumen. Minimalno vrijeme potrebno da korisni volumen istječe, a da nema dotoka, zove se vrijeme pražnjenja akumulacijskog jezera. Ako se to vrijeme kreće do 2 sata onda se takva hidroelektrana zove protočna, od 2-400 sati – sa dnevnom akumulacijom, više od 400 sati sa sezonskom akumulacijom.

Razlika gornje dotočne i donje dotočne razine vode se naziva statičkim padom ( $H_{st}$ ) ( $H_d$ ).

$H_g$  ( $H_{max}$ ) – geodetska visina.

Ukupni brutto pad  $H_b$  je statički pad uvećan za kinetičku energiju ulazne mase vode i umanjen za kinetičku energiju vode na izlazu:

$$H_b = H_s + \frac{C_1^2}{2g} - \frac{C_2^2}{2g} [m]$$



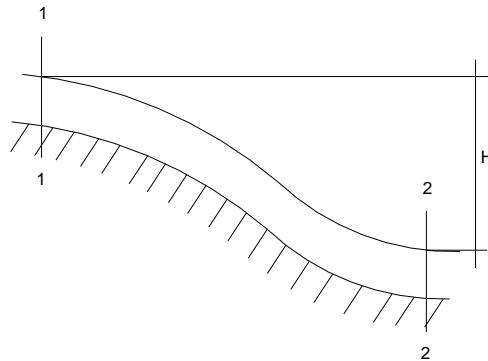
Netto pad (raspoloživi pad):

$$H_n = H_b - \Delta H [m]$$

$\Delta H$  – gubitak u zahvatu, dovodu i tlačnom cjevovodu

### 8.3.4. ENERGETSKI PARAMETRI HIDROENERGETSKIH POSTROJENJA

Razmotrili će se pad protoka vode:



$$E = \left[ (z_1 - z_2)g + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right] \rho * V$$

$$z_1 - z_2 = H$$

$$p_1 = p_2$$

$$c_1 = c_2$$

$$E = \rho * g * H * V [J]$$

Specifična energija:

$$e = g * H [J / kg]$$

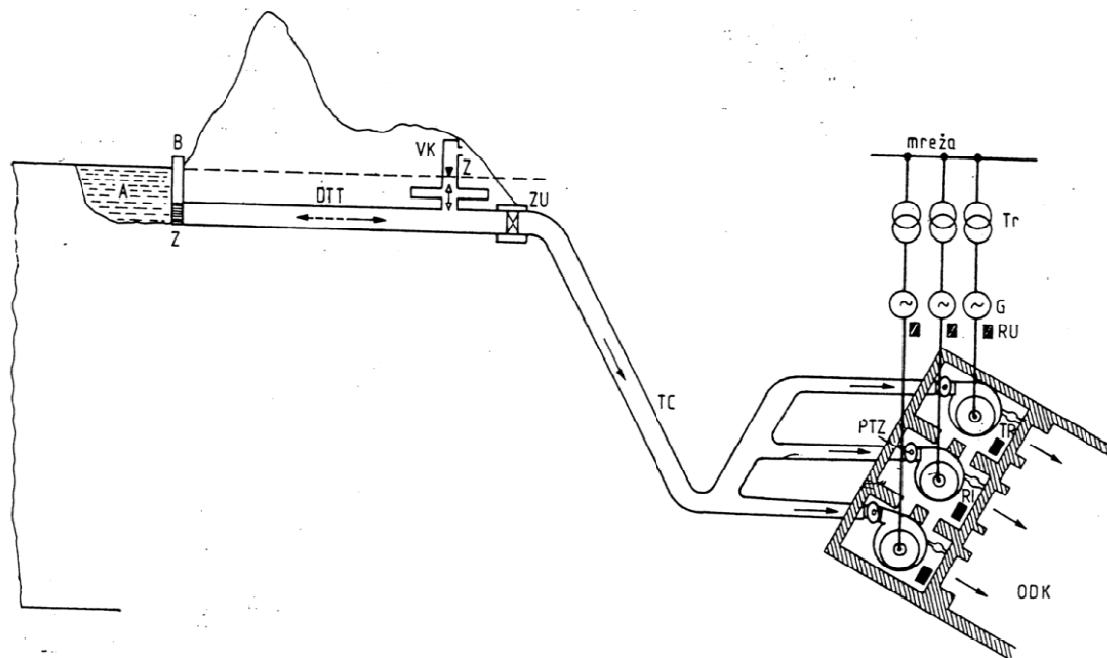
Energija vodne turbine:

$$E = \rho * g * H * V * \eta_{AGR} [J]$$

### 8.3.5. OSNOVNI DIJELOVI HIDROENERGETSKIH POSTROJENJA

Hidroenergetsko postrojenje koje služi za proizvodnju el. energije ima osnovne dijelove:

- pregrada ili brana,
- zahvat vode,
- dovod vode,
- vodna komora,
- tlačni cjevovod,
- strojarnica,
- odvod vode.



Sl. 1. Glavni dijelovi akumulacijske hidroelektrane

A – akumulacijsko jezero, B – brana, DTT – dovodni tlačni tunel, VK – vodna komora, ZU – zaporni uređaj, TC – tlačni cjevovod, PTZ – predturbinski zaporni uređaj, TR – turbineski regulator, ODK – odvodni kanal, G – generator, RU – regulator-uzbude generatora, Tr – block-transformator

### 8.3.6. PREGRADA ILI BRANA

Imaju višestruku namjenu i to da skrenu vodu s njenog prirodnog toka prema zahvalu hidroelektrane, da povise razinu vode i da akumuliraju vodu. Razlikujemo niske (<15m) i visoke (>15m) brane. Mogu biti masivne (kamen, armirani beton) u kojima ispusti prolaze kroz tijelo brane i nasute (zemlja-pijesak, glina-kamen) koje ne dopuštaju prelijevanje vode (obilazni tuneli). Preljevi mogu biti otvoreni i zatvoreni.

### 8.3.7. ZAHVAT VODE

Ima zadatak da zaustavljeni vodu pomoću brane, primi i usmjeri prema odvodu vode za strojarnicu. Kod niskih brana zahvat je na površini, a kod visokih je ispod površine vode.

### 8.3.8. DOVOD VODE

Spaja zahvat s vodnom komorom. Može biti kao kanal ili tunel, ovisno o konfiguraciji terena, te može biti gravitacijski ili tlačni.

### **8.3.9. VODNA KOMORA**

Smještena je na kraju dovoda, a na početku tlačnog cjevovoda. Zadatak je da porast tlaka, koji nastaje naglim zatvaranjem turbine ili pritvaranjem dovoda vode, ograniči na relativno nisku vrijednost. Ako je dovod vode gravitacijski ili kanalni, tada je vodna komora otvoreni bazen, a ako je dovod tlačni tunel, vodna komora mora zadovoljiti uvjete elastičnog voda. Na prolazu vode u tlačni cjevovod stavlja se zapornica, koja djeluje automatski pri zatvaranju cjevovoda.

### **8.3.10. TLAČNI CJEVOVOD**

Njime se dovodi voda od vodne komore do turbine. Za manje padove on je od betona, a za veće od čelika. Može biti na površini zemlje ili tunel. Na kraju tlačnog cjevovoda je zapornica.

### **8.3.11. STROJARNICA**

Strojarnica je zgrada u kojoj su smještene turbine, generatori, mosne dizalice, turbinski zatvarači, transformator, električne komande i drugi pomoćni uređaji. Može biti nadzemna ili podzemna (ovisno o terenu).

### **8.3.12. ODVOD VODE**

Nakon iskorištenja u turbinu vraća ju u korito vodotoka ili kanal. Na izlazu iz turbine, radi povećanja pada, ugrađen je aspirator (difuzor).

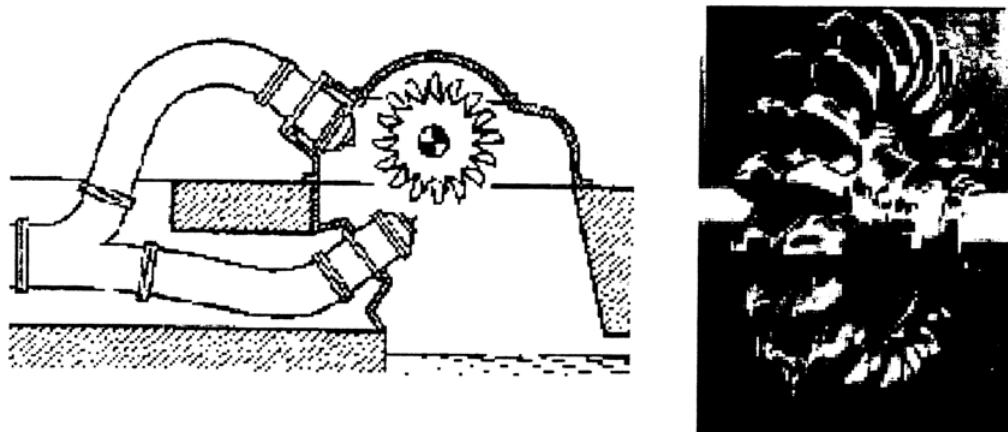
### **8.3.13. VODNE TURBINE**

Vodne turbine su rotacijski strojevi, koji energiju vode pretvaraju u mehanički rad, u obliku vrtnje rotora, koji pogoni el. generator, za proizvodnju el. energije. One se odlikuju jednostavnom konstrukcijom i grade se uglavnom kao jednostupne. Odlikuju se također dobrom iskoristivošću u širokom području opterećenja, a iskorištavaju pad vode 1-2000 m, a snaga 0,5 – 150 MW.

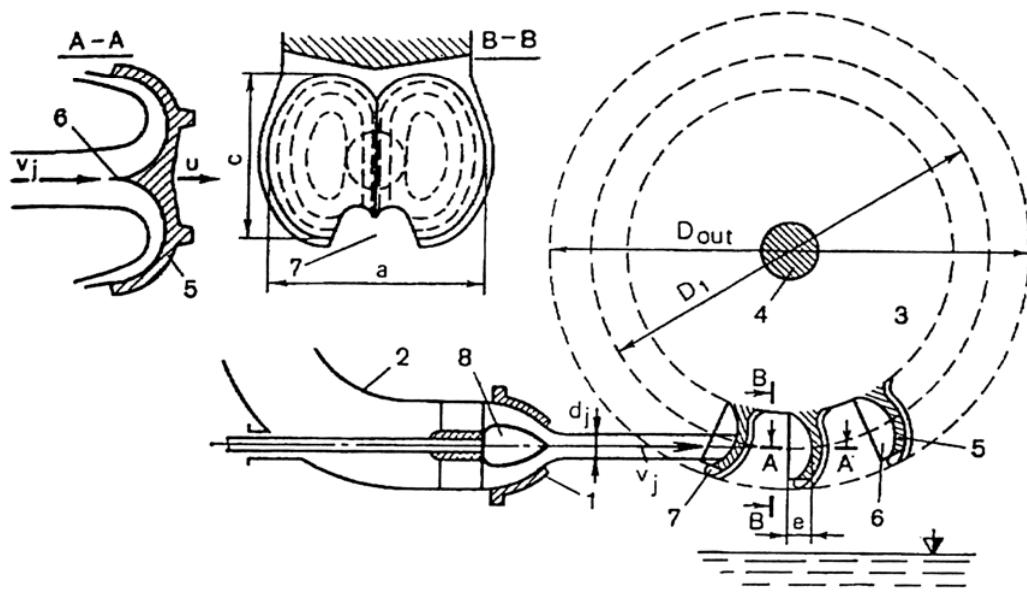
### 8.3.14. VRSTE VODNIH TURBINA

#### PELTONOVA TURBINA

1878. godine, amerikanac Pelton, konstruirao je akcijsku turbinu u kojoj se potencijalna energija pretvara u tlačnu, tlačna u kinetičku, a ova u mehanički rad. Sastoje se od dovodne cijevi za vodu, mlaznice (sapnice) s iglom za regulaciju, rotora s lopaticama i kućišta. Lopatice se posebno oblikuju da je skretanje vode skoro  $180^{\circ}$ . Upotrebljavaju se za relativno male količine vode i velike padove (60-2000m). Broj okretaja može iznositi do oko  $1500 \text{ min}^{-1}$  (700-800). Koeficijent brzohodnosti iznosi 2-50. Korisnost je oko 0,83 do 0,92.



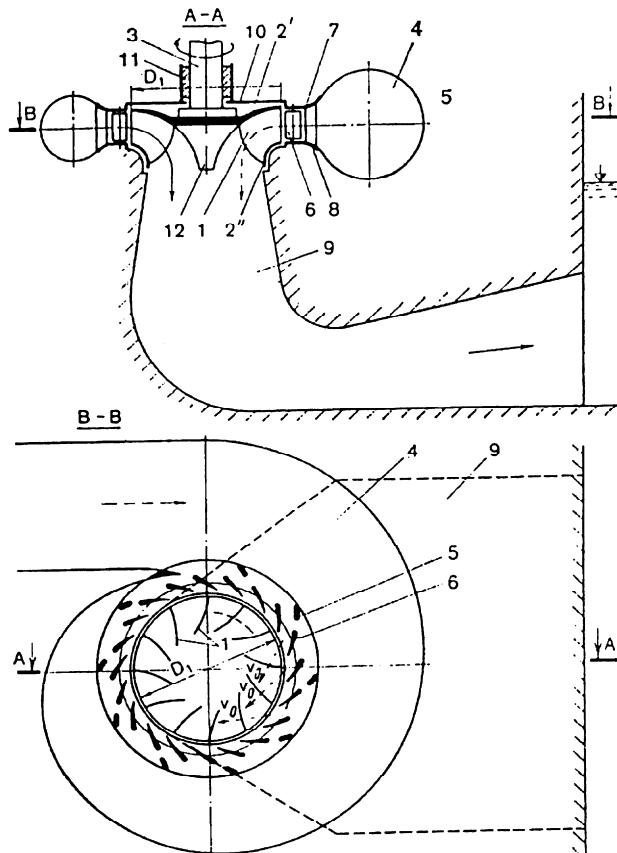
Pelton turbina s dvije mlaznice



1 – sapnica; 2 – cjevovod; 3 – rotor; 4 – vratilo;  
5 – lopatica; 6 – nož lopatice; 7 – lopatični brid; 8 – igla sapnice

## FRANCISOVA TURBINA

1848., amerikanac Francis, konstruirao je reakcijsku turbinu, tj. rotor joj se okreće usred reakcijskog djelovanja vode. Grade se kao spiralne i otvorene turbine. Spiralne se grade s tlačnom cjevovodom i primjenjuju se za veće padove (do 500m). Otvorene izvedbe primjenjuju se za manje padove vode (do 15m). Uglavnom se primjenjuju za manje padove i veće količine vode.

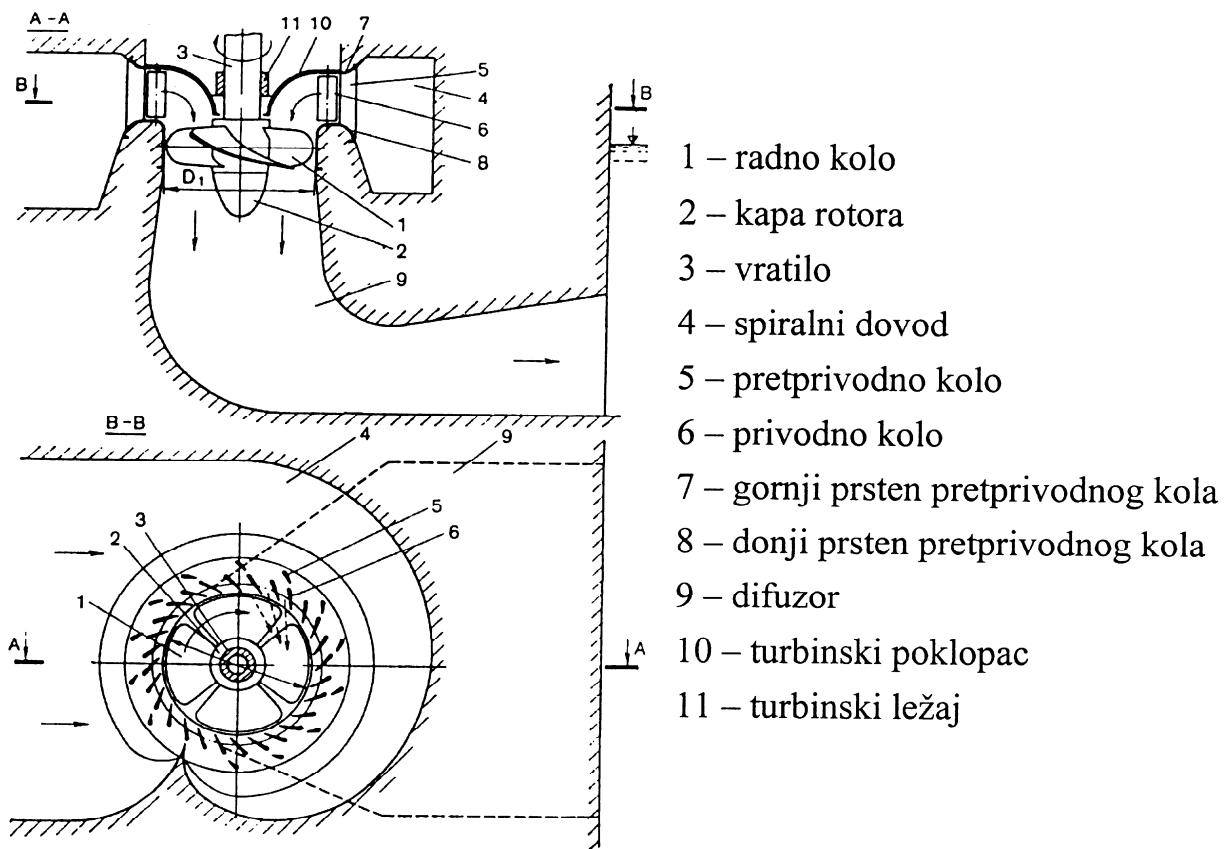


- 1 – lopatice rotora;
- 2 – gornji i donji obruc radnog kola;
- 3 – vratilo;
- 4 – spiralni dovod;
- 5 – preprivodno kolo;
- 6 – privodno kolo;
- 7 – gornji prsten preprivodnog kola;
- 8 – donji prsten preprivodnog kola;
- 9 – difuzor;
- 10 – turbineski poklopac;
- 11 – turbineski lezaj;
- 12 – glavina rotora

Pomoću zakretnih statorskih lopatica može se regulirati količina vode koja se dovodi na rotorske lopatice, a time snaga i brzina vrtnje. Da bi se povećao pad, na izlazu se ugrađuje aspirator u obliku difuzora. To je čelična ili betonska cijev koja se proširuje i ulazi u donju razinu vode (teoretska visina je 10,33m, a praktički 8m). Koeficijent brzohodnosti iznosi 50-550m, a korisnost 0,84 do 0,90.

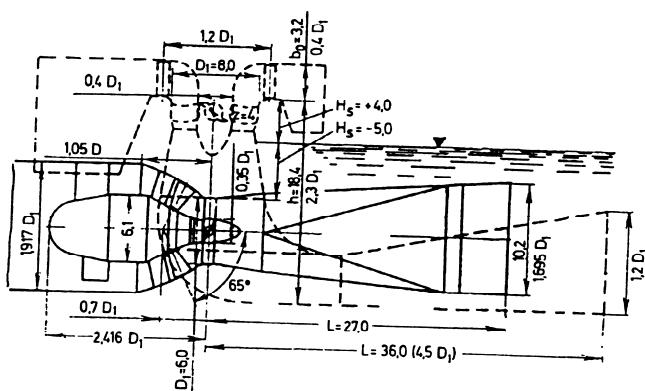
## KAPLANOVA TURBINA

1922. čeh Kaplan, konstruirao je za male padove i velike količine turbinu. Sastoji se od statorske i rotorske lopatica, kućišta i aspiratora. Statorske lopatice se mogu zakretati i time regulirati količinu vode na rotorskim lopaticama. Rotor je u obliku brodskog propelera s 3-8 lopatica (zakretnih) i time prilagođavaju dovodu vode.



To je reakcijska turbina i upotrebljava se za padove 0,5-30m, koeficijent brzohodnosti iznosi 400-1200m, a broj okretaja  $500-1000 \text{ min}^{-1}$ .

U cijevnim turbinama spiralno kućište Kaplanove turbine je zamjenjeno cijevnim, kojima se voda usmjerava prema sprovodnom kolu i rotorskim lopaticama. Turbina je aksijalna i zajedno s generatorom u specijalnoj čahuri (BULB). Sa cijevnim turbinama su se smanjile investicije u izgradnju strojarnice.



### 8.3.15. SPECIFIČNI BROJ OKRETAJA (KOEFICIJENT BRZOHODNOSTI)

Je onaj broj koji postigne turbina, uz raspoloživu specifičnu energiju vode od 9,81 J/kg i protok vode od 1m<sup>3</sup>/s. Turbine koje imaju isti specifični broj okretaja, približno su geometrijski slične i imaju približno jednak stupanj djelovanja.

$$n_s = n \frac{Q}{\sqrt[4]{e^3}}$$

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{g^3 H^3}}$$

$$n_s = n \frac{\sqrt{\rho g H Q \eta}}{\sqrt{\rho \eta} \sqrt[4]{g^5 H^5}}$$

U području prekrivanja n<sub>s</sub>-a 40-50 (Pelton i Francis), 400-500 (Kaplan i Francis) oba tipa turbine mogu dobro raditi. Na temelju tehničko ekonomske analize odlučuje se, u području prekrivanja koeficijenta brzohodnosti, koji će tip turbine odabrati za konkretan slučaj.

## 9. HELIOENERGETSKA POSTROJENJA

### 9.1. SUNČEVA ENERGIJA

Sunčeva energija nastaje termo-nuklearnim reakcijama na Suncu, stoga se smatra obnovljivim neiscrpnim izvorom energije, te od nje potječe većina ostalih obnovljivih i konvencionalnih energetskih izvora. Kada se govori o iskorištavanju Sunčeve energije, u užem smislu misli se na njezino neposredno iskorištavanje, u izvornom obliku. Postoje dva načina iskorištavanja Sunčeve energije, aktivno i pasivno. Aktivno iskorištavanje Sunčeve energije podrazumijeva njezinu izravnu pretvorbu u toplinsku ili električnu energiju, pri čemu se toplina dobiva pomoću solarnih kolektora a električna energija pomoću fotonaponskih ćelija. Pasivna primjena Sunčeve energije predstavlja izravno iskorištavanje dozračene Sunčeve topline odgovarajućom izvedbom građevine (smještajem u prostoru, primjenom odgovarajućih materijala, prikladnim rasporedom prostorija i ostakljenih ploha itd).

Električna energija može se dobiti direktnom ili indirektnom konverzijom Sunčeve energije. Direktna konverzija Sunčeve energije u električnu ostvaruje se putem solarnih fotonaponskih pretvornika izvedenih kao fotonaponske ćelije. Fotonaponske ćelije mogu biti izrađene od silicija (monokristalnog, polikristalnog ili amorfognog), kadmij-telurida ili bakar-indij-diselenida. Da bi se osigurala dugotrajna i pouzdana zaštita od atmosferskih i fizičkih oštećenja, fotonaponske ćelije pakiraju se u veće fotonaponske module (panele). Energetski sustavi koji se sastoje od velikog broja fotonaponskih panela nazivaju se solarne fotonaponske elektrane.

Indirektna konverzija Sunčeve energije u električnu ostvaruje se toplinskom konverzijom Sunčeva zračenja. Pretvorba dozračene Sunčeve energije u toplinu vrši se putem solarnih toplinskih pretvornika (kolektora), koji mogu biti koncentrirajući ili nekoncentrirajući. Takvi energetski sustavi koji toplinsku energiju, dobivenu iz energije Sunčeva zračenja, pretvaraju u električnu energiju nazivaju se solarne termoelektrane.

### 9.2. SOLARNE TERMOELEKTRANE

Solarne termoelektrane (STE) su energetska postrojenja koja funkcioniraju poput klasičnih termoenergetskih postrojenja, no za razliku od njih toplinsku energiju za potrebe kružnog procesa ne osiguravaju izgaranjem fosilnih goriva već korištenjem energije Sunčeva zračenja. Sunčev zračenje, kao izvor topline, iskorištava se pomoću solarnih kolektora za zagrijavanje radnog medija kružnog procesa na dva načina, izravno ili neizravno. Izravno zagrijavanje odvija se neposredno strujanjem radnog medija kroz kolektorske elemente, za razliku od neizravnog zagrijavanja gdje solarni medij (medij za prijenos topline) struji kroz kolektorske elemente te potom u izmjenjivačima topline, tj. generatoru pare, predaje toplinu radnom mediju. Solarni medij može biti u kapljevitom ili plinovitom stanju, a najčešće je to voda/para, termičko ulje, rastaljena sol, zrak, dušik ili helij. Radni medij najčešće je voda/para. Toplinski strojevi u STE mogu biti parne turbine (Rankinov ili organski Rankinov proces), plinske turbine (Braytonov proces) ili Stirlingovi motori (Stirlingov proces). Za razliku od solarnih fotonaponskih sustava koji mogu proizvoditi električnu energiju samo tokom dana (intermitentni sustavi), solarne termoelektrane mogu raditi i tokom noći i za oblačnog vremena zahvaljujući toplinskim spremnicima ili pomoćnim izvorima topline, pa su zbog toga pogodne kao postrojenja većih snaga (do nekoliko stotina MW). Solarni kolektorski sustav moguće je uklopiti u kombinirano plinsko-parno postrojenje ili u već postojeću

konvencionalnu termoelektranu. Takvi sustavi predstavljaju hibridna solarna termoenergetska postrojenja.

Da bi se povećala termodinamička učinkovitost solarnog termoenergetskog postrojenja potrebno je ostvariti visoke temperature radnog medija. To se postiže upotrebom koncentrirajućih solarnih toplinskih pretvornika (kolektora) kojima se povećava gustoća toka Sunčeva zračenja, tj. ozračenje apsorberske površine. Sustavi s nižim radnim temperaturama koriste se u slučajevima kada se tehničko-ekonomskom optimizacijom cijelokupnog sustava uspostavi da je moguće značajno smanjiti troškove proizvodnje električne energije. Prema načinu koncentriranja Sunčeva zračenja, solarne termoelektrane dijele se na koncentrirajuće (Concentrating Solar Power – CSP) i nekoncentrirajuće sustave. Koncentrirajući sustavi, kao što im sam naziv govori, koriste solarne kolektore koji koncentriraju Sunčeve zračenje na apsorber i oni predstavljaju visokotemperaturne sustave, za razliku od nekoncentrirajućih niskotemperaturnih sustava koji koriste velike ravne kolektorske površine.

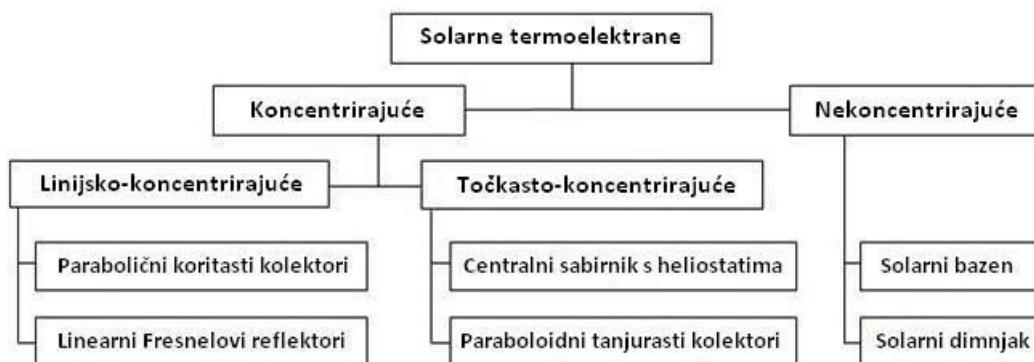
Koncentrirajuće solarne termoelektrane dijele se na:

- STE s paraboličnim koritastim kolektorima  
(Parabolic Trough Power Plant)
- STE s linearnim Fresnelovim reflektorima  
(Linear Fresnel Reflector Power Plant)
- STE s centralnim sabirnikom (Solarni toranj)  
(Central Receiver Power Plant/Power Tower)
- STE s paraboloidnim tanjurastim koncentratorima (Solarni tanjuri)  
(Parabolic Dish Power Plant)

Nekoncentrirajuće solarne termoelektrane dijele se na:

- STE s bazenom (Solarni bazen)  
(Solar Pond Power Plant)
- STE s uzgonskim tornjem (Solarni dimnjak)  
(Solar Updraft Tower Power Plant)

Koncentrirajuće STE postižu radne parametre slične onima u konvencionalnim termoelektranama na fosilna goriva, a koriste dijelove postrojenja (npr. turbine i električne generatore) koji danas predstavljaju najsuvremeniju, visoko učinkovitu i visoko razvijenu tehnologiju za energetsku pretvorbu.

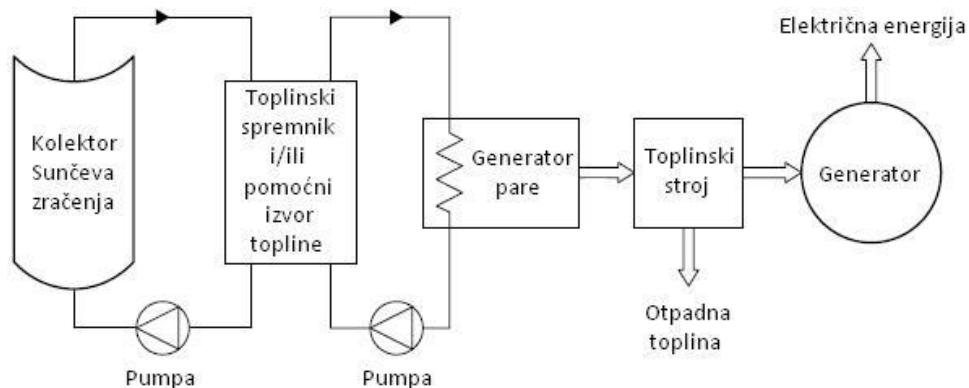


Slika 9.1. Podjela solarnih termoelektrana

### 9.2.1 PRINCIP RADA SOLARNIH TERMOELEKTRANA

Glavni dijelovi solarne termoelektrane (Slika 9.2.):

- **Solarni toplinski pretvornici** (koncentrirajući ili nekoncentrirajući)
  - uređaji koji pretvaraju dozračenu Sunčevu energiju u korisnu toplinu koja se predaje radnom ili solarnom mediju (medij za prijenos topline)
- **Toplinski spremnik i/ili pomoćni izvor topline**
  - uređaji koji omogućuju kontinuiran i stabilan rad postrojenja u uvjetima kada se Sunčevo zračenje naglo mijenja (pri promjenjivim vremenskim uvjetima) ili kada ono uopće nije dostupno (tokom noći i za oblačnog vremena)
  - povećavaju faktor opterećenja elektrane
- **Generator pare**
  - uređaj u kojem se toplina solarnog medija neizravno predaje radnom mediju, a najčešće se sastoji od tri rekuperativna izmjenjivača topline:
    - a) **predgrijač** – radni medij zagrijava se do temperature koja je blizu temp. zasićenja
    - b) **isparivač** – radni medij isparava i prelazi u stanje suhozasićene pare
    - c) **pregrijač** – suhozasićena para zagrijava se do zadane projektne temperature
  - u slučaju da je postrojenje izvedeno s međupregrijanjem pare, generator pare sadrži i:
    - d) **međupregrijač** – ekspandirana para iz visokotlačnog dijela turbine dodatno se zagrijava i potom vraća na konačnu ekspanziju u niskotlačnom dijelu
- **Toplinski stroj**
  - uređaj u kojem se toplinska energija pretvara u mehaničku, najčešće je to parna turbina u Rankinovom ili organskom Rankinovom procesu, Stirlingov motor, a moguća je i plinska turbina
- **Električni generator**
  - uređaj koji mehaničku energiju pretvara u električnu energiju



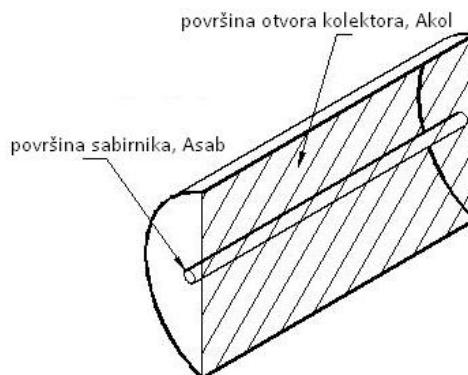
Slika 9.2.: Principijelna shema solarnog termoenergetskog sustava

### 9.2.1.1 SUNČANI TOPLINSKI PRETVORNICI (KOLEKTORI)

S obzirom na način prikupljanja Sunčeva zračenja, razlikujemo dvije vrste sunčanih kolektora. Oni kolektori kod kojih je koncentracijski omjer  $C=1$  predstavljaju nekoncentrirajuće ili pločaste sunčane kolektore, dok oni kod kojih je koncentracijski omjer  $C>1$  spadaju u grupu koncentrirajućih sunčanih kolektora. Koncentracijski omjer može se definirati kao:

- geometrijski koncentracijski omjer  $C_{geom}$ , koji predstavlja omjer površine otvora kolektora  $A_{kol}$  i površine sabirnika zračenja  $A_{sab}$ :

$$C = C_{geom} = \frac{A_{kol}}{A_{sab}} \quad (9.1)$$

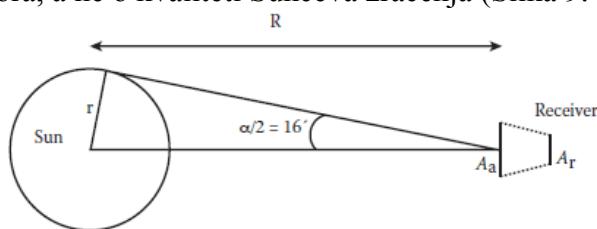


Slika 9.3: koncentrirajući sunčani kolektor

- koncentracijski omjer toka zračenja  $C_{tok}$ , koji predstavlja omjer toka Sunčeva zračenja koji prođe kroz otvor kolektora  $I_{kol}$  i toka zračenja koji dopire do zabirnika zračenja  $I_{sab}$ :

$$C = C_{tok} = \frac{I_{kol}}{I_{sab}} \quad (9.2)$$

Koncentriranjem Sunčeva zračenja u kolektorima se ostvaruju više radne temperature radnog medija, a samim time i veća učinkovitosti toplinskog stroja, odnosno cijelokupnog postrojenja solarne termoelektrane. Stoga se u solarnim termoenergetskim postrojenjima najčešće koriste koncentrirajući sunčani kolektori, koji mogu biti linijsko koncentrirajući ili točkasto koncentrirajući. Kod linijsko koncentrirajućih kolektora sabirnik zračenja nalazi se u žarišnoj liniji koncentratora (Slika 9.5.), dok se kod točkasto koncentrirajućih kolektora sabirnik nalazi u žarišnoj točci koncentratora (Slika 9.6.). Najveći koncentracijski faktor za linijske i točkaste koncentratore ovisi o geometrijskom odnosu Sunca i Zemlje, odnosno koncentrirajućeg kolektora, a ne o kvaliteti Sunčeva zračenja (Slika 9.4.).



Slika 9.4.: Geometrijski odnos Sunca i koncentrirajućeg kolektora

Primjenom zakona termodinamike i geometrijske ovisnosti površine koncentratora i Sunca, najveći koncentracijski faktor za idealne linijsko koncentrirajuće sustave iznosi:

$$C_{linijski,maks} = \frac{1}{\sin^{\frac{\alpha}{2}}} = 210 \quad (9.3)$$

Za idealne točkasto koncentrirajuće sustave, najveći koncentracijski faktor iznosi:

$$C_{tokasti,maks} = \frac{1}{\sin^2 \frac{\alpha}{2}} = 46000 \quad (9.4)$$

Za stvarne koncentrirajuće kolektore, koncentracijski faktor mnogo je manji zbog geometrijskih, optičkih, mehaničkih i raznih drugih gubitaka (Tablica 9.1).

| STE                           | Solarni Toranj | Solarni tanjuri       | Parabolični koritasti kol. | Linearni Fresnelovi ref. | Solarni bazen | Solarni dimnjak       |
|-------------------------------|----------------|-----------------------|----------------------------|--------------------------|---------------|-----------------------|
| Karakteristični kapaciteti MW | 30 - 200       | 0.01 - 1 <sup>a</sup> | 10 - 200 <sup>c</sup>      | 10 - 200 <sup>c</sup>    | 0.2 - 5       | 30 - 200 <sup>c</sup> |
| Trenutni kapaciteti MW        | 10             | 0,025                 | 80                         | 0,3 <sup>d</sup>         | 5             | 0,05                  |
| Koncentracijski faktor        | 600 - 1,000    | do 3,000              | 50 - 90                    | 25 - 50                  | 1             | 1                     |
| Učinkovitost <sup>b</sup> %   | 10 - 28        | 15 - 25               | 10 - 23                    | 9 - 17 <sup>d</sup>      | 1             | 0.7 - 1.2             |
| Način rada                    | mrežni         | mrežni/otočni         | mrežni                     | mrežni                   | mrežni        | mrežni                |
| Stupanj razvoja <sup>e</sup>  | +              | +                     | ++                         | 0                        | +             | +                     |

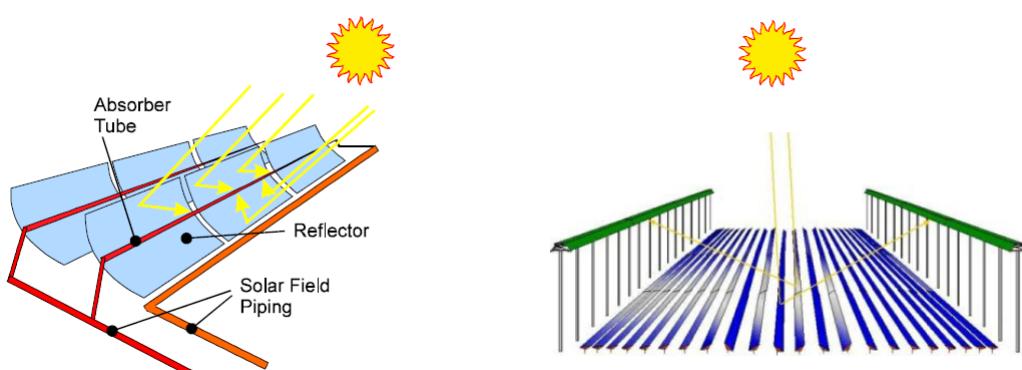
<sup>a</sup> mnogo povezanih zasebnih jedinica, <sup>b</sup> pretvorba Sunčeva zračenja u električnu energiju,

<sup>c</sup> uz povećanje kapaciteta solarnog polja, <sup>d</sup> uklopljeno u konvencionalnu termoelektranu,

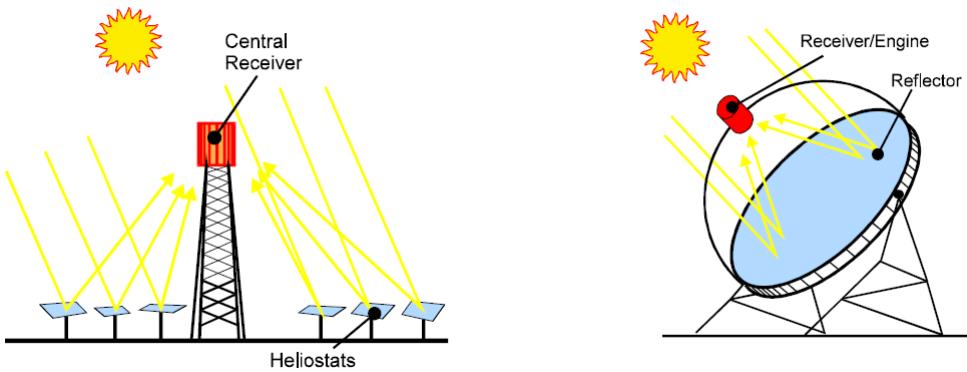
<sup>e</sup> 0 uspješan rad demonstracijskog postrojenja, + uspješan kontinuirani rad demonstracijskog postrojenja,

++ komercijalno postrojenje u radu

Tablica 9.1: Koncentracijski faktori i tehnički parametri STE

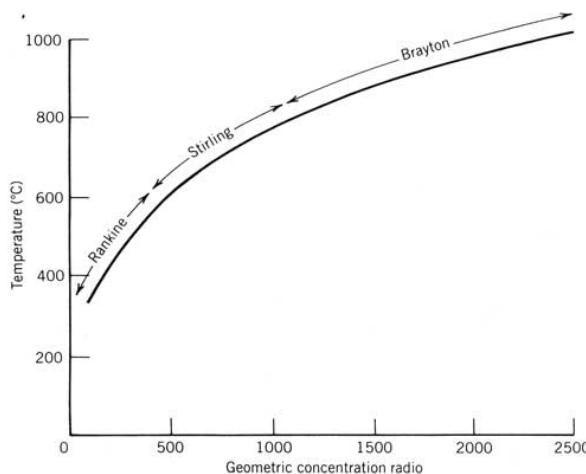


Slika 9.5.: Shematski prikaz linijsko koncentrirajućih kolektorskih elemenata STE  
(lijevo: parabolični koritasti kolektori, desno: linearni Fresnelovi reflektori)

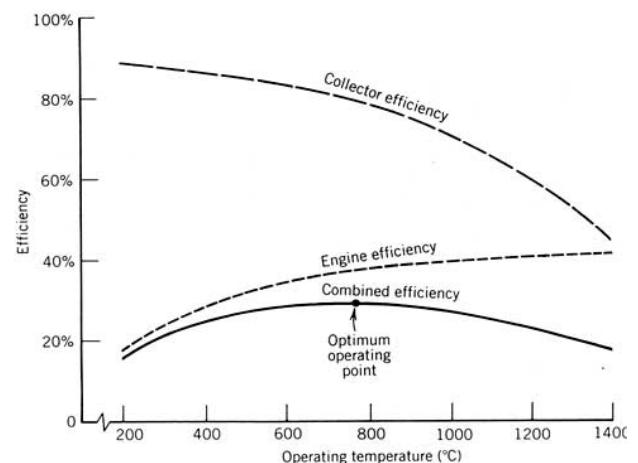


Slika 9.6.: Shematski prikaz točkasto koncentrirajućih kolektorskih elemenata STE (lijevo: centralni sabirnik s heliostatima, desno: paraboloidni tanjurasti koncentrator)

Optimalna radna temperatura sustava STE ovisna je o tipu i konstrukciji solarnih koncentratora. To je razlog zašto se koncentrirajući solarni kolektori s niskim koncentracijskim faktorom izabiru za toplinske strojeve koji rade na nižim radnim temperaturama (parne turbine), dok se kolektori s visokim koncentracijskim faktorom izabiru za toplinske strojeve kao što su Stirlingovi motori ili plinske turbine (Slika 9.7.).

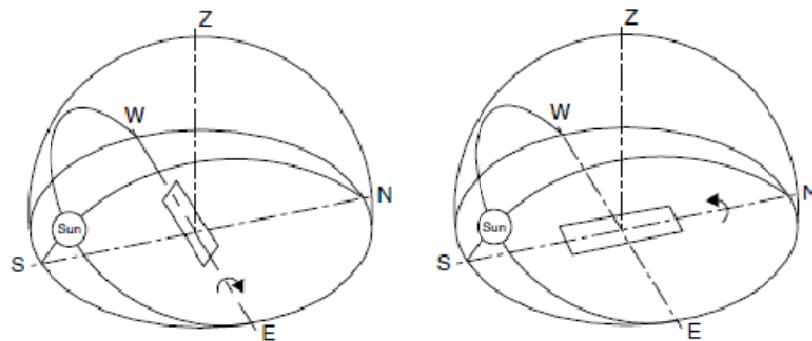


Slika 9.7.: Odnos optimalne radne temperature i geometrijskog koncentracijskog faktora (izbor optimalnog kružnog procesa)

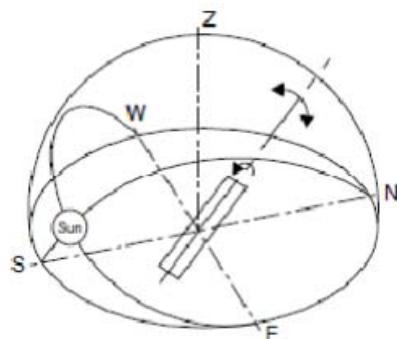


Slika 9.8.: Utjecaj radne temperature na učinkovitosti sustava STE (optimalna radna točka)

S povećanjem temperature radnog medija raste učinkovitost toplinskog stroja ali se i povećavaju toplinski gubici kolektora, te je zato potrebno odrediti optimalnu radnu točku sustava kako bi postrojenje radilo što učinkovitije (Slika 9.8.). Koncentrirajući solarni kolektori prikupljaju i koncentriraju samo izravno Sunčevu zračenje, stoga zahtjevaju sustave za automatsko praćenje položaja Sunca. Razlikuju se dva načina praćenja položaja Sunca na nebu: jednoosno (pomicanje kolektora oko jedne osi) (Slika 9.9.) i dvoosno (pomicanje kolektora oko dvije osi) (Slika 9.10.).



Slika 9.9.: Jednoosno praćenje položaja Sunca (lijevo: sjever-jug, desno: istok-zapad)

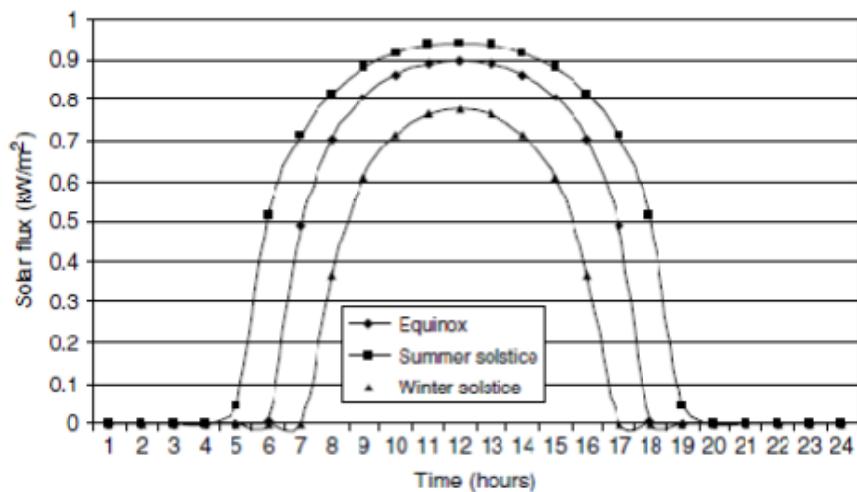


Slika 9.10.: Dvoosno (potpuno) praćenje položaja Sunca

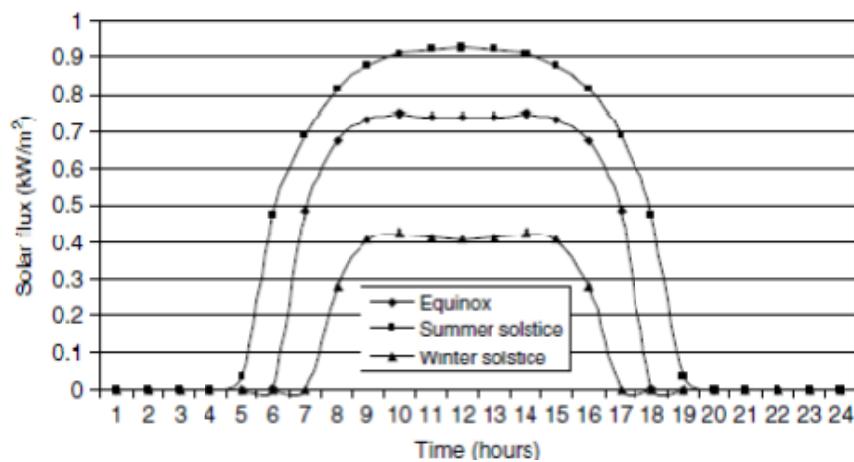
Sunčeva energija najbolje se iskorištava kod koncentrirajućih solarnih kolektora koji imaju sustav potpunog praćenja Sunca (Slika 9.11.). U slučaju horizontalno položenih koncentrirajućih solarnih kolektora, najbolja je ukupna godišnja iskoristivost kod orientacije sjever-jug i praćenja u smjeru istok-zapad (Slika 9.12.), dok orientacija istok-zapad i praćenje u smjeru sjever-jug ima prednost relativno konstantne opskrbe Sunčevom energijom tokom godine, te ne zahtjeva sustav za konstantno pomicanje kolektora (Slika 9.13.).

| Način praćenja položaja Sunca | Prikupljena Sunčeva energija ( $\text{kWh/m}^2$ ) |               |              | Udio potpunog praćenja |               |              |
|-------------------------------|---|---------------|--------------|------------------------|---------------|--------------|
|                               | Ekvinocij   | Lj. solsticij | Z. solsticij | Ekvinocij              | Lj. solsticij | Z. solsticij |
| <b>Potpuno</b>                | 8.43  | 10.60         | 5.70         | 100                    | 100           | 100          |
| <b>I-Z (horizontalno)</b>     | 7.51  | 10.36         | 4.47         | 89.1                   | 97.7          | 60.9         |
| <b>S-J (horizontalno)</b>     | 6.22  | 7.85          | 4.91         | 73.8                   | 74.0          | 86.2         |

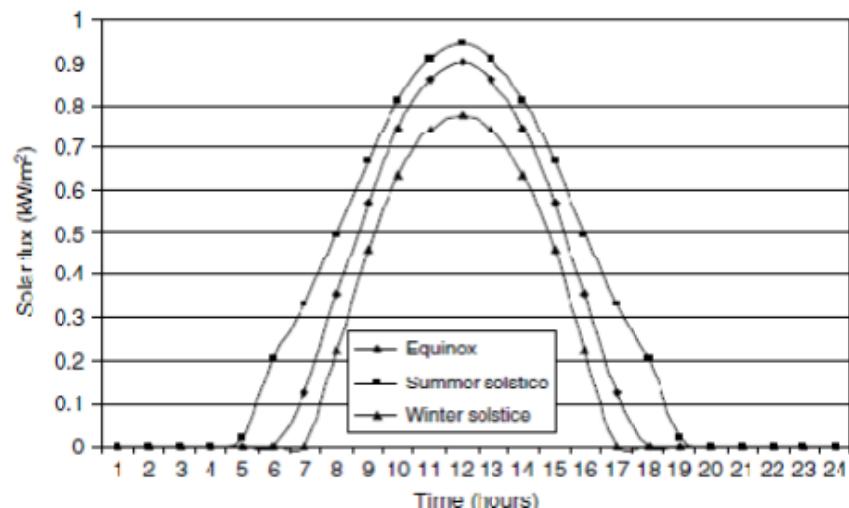
Tablica 9.2: Usporedba prikupljene Sunčeve energije različitim načinim praćenja položaja Sunca



Slika 9.11.: Dnevna promjena toka Sunčeva zračenja na koncentrirajući sunčani kolektor koji potpuno prati položaj Sunca na nebu



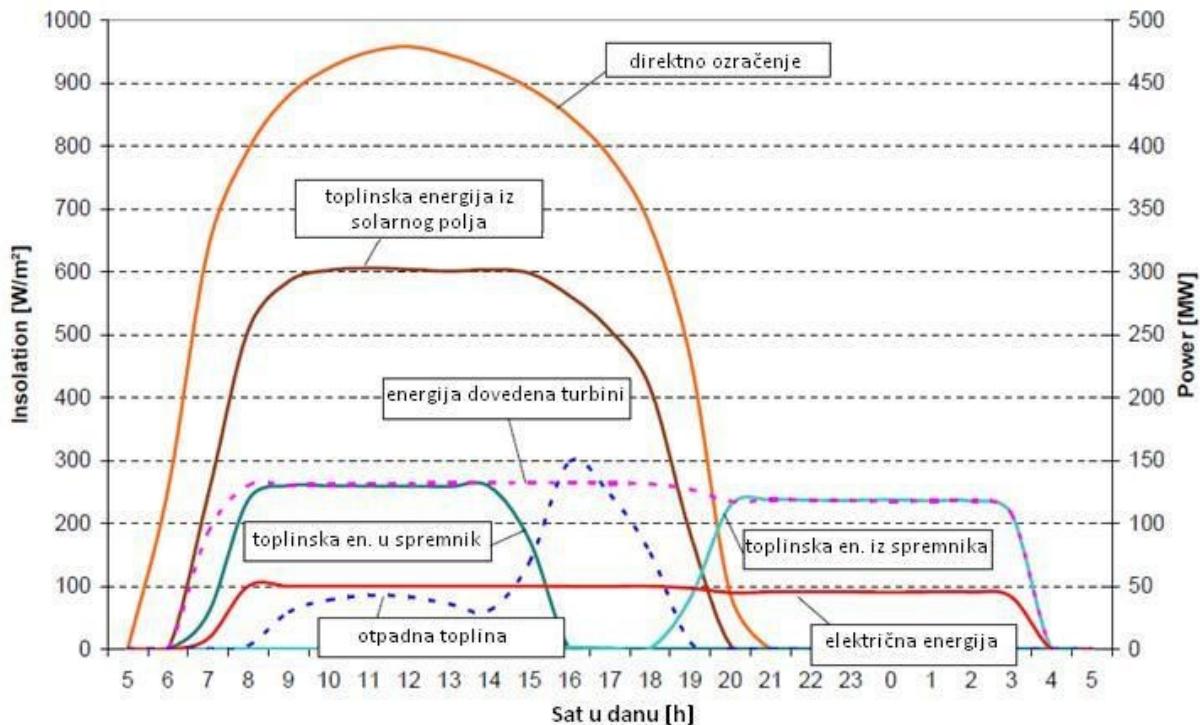
Slika 9.12.: Dnevna promjena toka Sunčeva zračenja na horizontalno položen, sjever-jug orijentiran, koncentrirajući sunčani kolektor koji prati položaj Sunca u smjeru istok-zapad



Slika 9.13.: Dnevna promjena toka Sunčeva zračenja na horizontalno položen, istok-zapad orijentiran, koncentrirajući sunčani kolektor koji prati položaj Sunca u smjeru sjever-jug

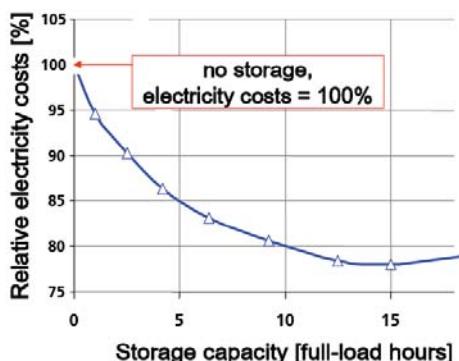
### 9.2.1.2 SUSTAVI ZA SKLADIŠTENJE TOPLINSKE ENERGIJE

Sunčev zračenje je takav izvor energije čiji intenzitet varira deterministički, uslijed Zemljine rotacije (izmjena dana i noći), i stohastički, kao rezultat stvarnih meteoroloških zbivanja (oblaci, aerosoli, itd.). Kako takve promjene ne bi negativno utjecale na rad postrojenja, koriste se uređaji za skladištenje toplinske energije, tj. toplinski spremnici.



Slika 9.14.: Energetska bilanca solarne termoelektrane s toplinskim spremnikom

Osim što povećavaju broj pogonskih radnih sati, te doprinose stabilnosti i pouzdanosti rada postrojenja, toplinski spremnici također smanjuju i troškove proizvodnje električne energije (Slika 9.15.). Zbog sposobnosti skladištenja energije u spremnicima topline, solarne termoelektrane izdvajaju se od drugih intermitentnih obnovljivih izvora energije (vjetar, sunčeva energija u fotonaponskim sustavima, itd.). Da bi se toplina pohranila u toplinskome spremniku, potrebno je osigurati dodatnu površinu solarnog polja, tj. povećati broj sunčanih kolektora.

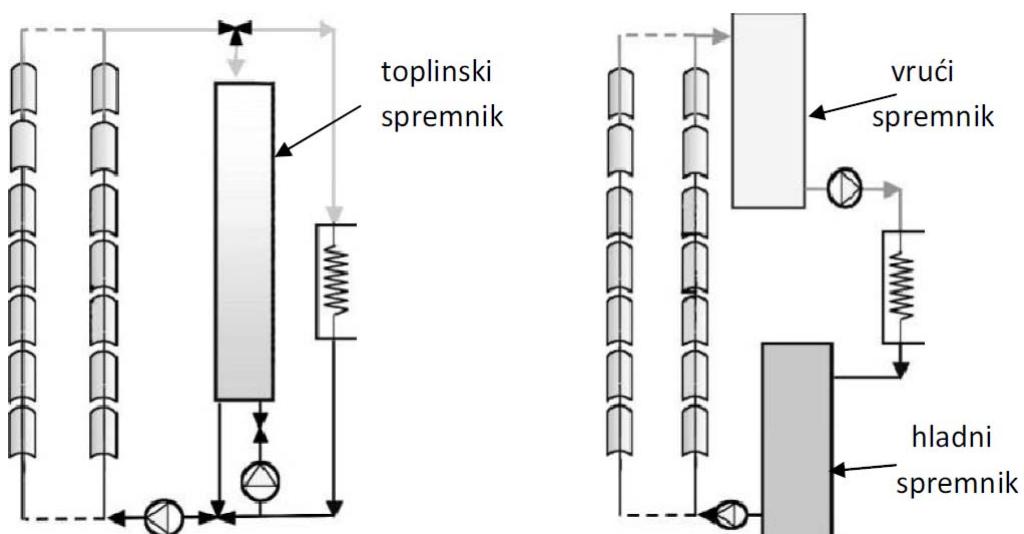


Slika 9.15.: Odnos troškova proizvodnje električne energije i kapaciteta toplinskog spremnika

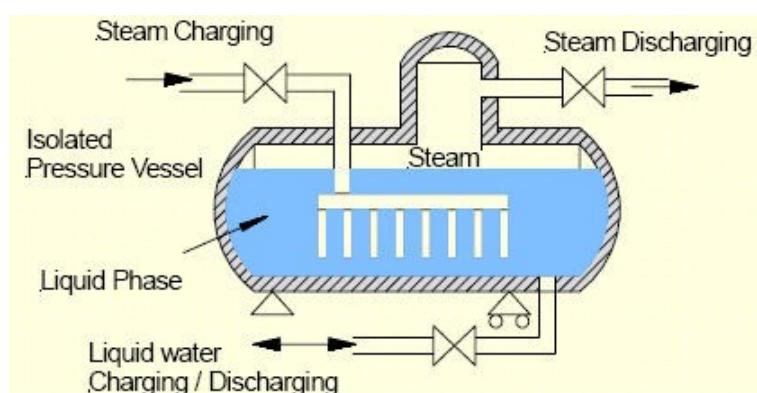
Toplinski spremnici mogu biti:

- direktni (izravni)
- indirektni (neizravni)

U direktnim toplinskim spremnicima toplinska energija pohranjuje se neposredno akumulacijom solarnog medija (medija za prijenos topline). U tom slučaju podrazumjeva se da je solarni medij relativno jeftin i da ima visok specifični volumeni toplinski kapacitet kako bi se smanjili troškovi spremnika. Trenutno se primjenjuju toplinski spremnici s termičkim uljem i rastaljenom soli, a ispituju se i mogućnosti primjene spremnika vodene pare (Slika 9.17.). Prednost ovakvog izravnog načina pohrane topline je u konstantnoj temperaturi vrućeg solarnog medija. Direktni toplinski spremnici mogu biti izvedeni s jednim ili dva spremnika (Slika 9.16.).

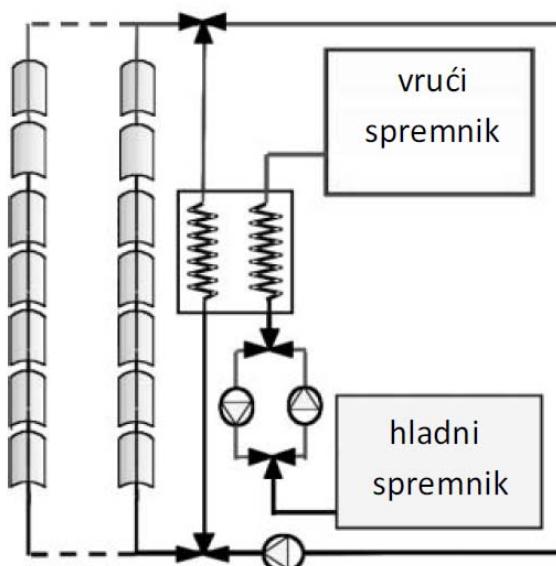


Slika 9.16.: Sustavi solarnih termoelektrana s direktnim toplinskim spremnikom  
(lijevo: izvedba s jednim spremnikom, desno: izvedba s dva spremnika)

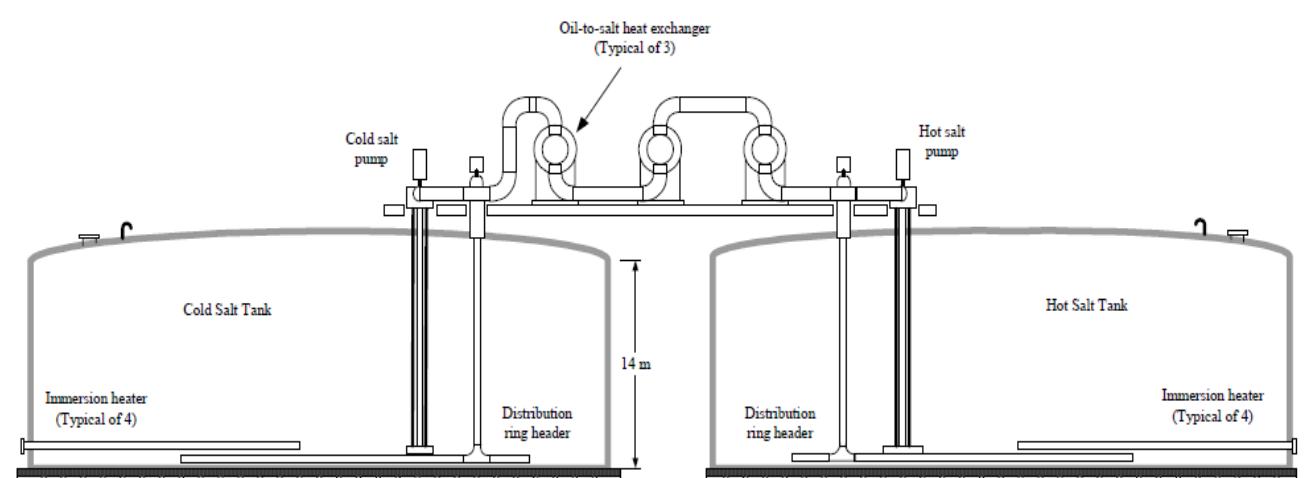


Slika 9.17.: Direktni toplinski spremnik vodene pare  
(tzv. Ruthov spremnik)

U indirektnim toplinskim spremnicima toplinska energija pohranjuje se posredno tako da solarni medij predaje toplinu drugom mediju s visokim toplinskim kapacitetom. U ovom slučaju mora se omogućiti dobar prijenos topline (velike površine i visoki koeficijent prolaza topline) između solarnog medija i medija u spremniku kako bi se osigurao potreban temperaturni gradijent i smanjili energetski gubici. Indirektni toplinski spremnik koristi se ako je solarni medij skup (npr. sintetičko termičko ulje) ili ako ga je teško skladištiti (npr. stlačeni zrak). Za ovaj tip skladištenja toplinske energije najčešće se primjenjuju slijedeće kombinacije medija: termičko ulje/beton, termičko ulje/rastaljena sol, para/ulje-pijesak, te zrak/keramička cigla. Prednost indirektnih toplinskih spremnika predstavlja njihova niska cijena, a manja povećani energetski gubici zbog dvostrukе izmjene topline pri zagrijavanju i hlađenju medija u spremniku.



Slika 9.18.: Sustav solarnih termoelektrana s indirektnim toplinskim spremnikom



Slika 9.19.: Indirektni toplinski spremnik (termičko ulje/rastaljena sol)



Slika 9.20.: Indirektni toplinski spremnik (termičko ulje/beton)



Slika 9.21.: Indirektni toplinski spremnik s fazno promjenjivim materijalom

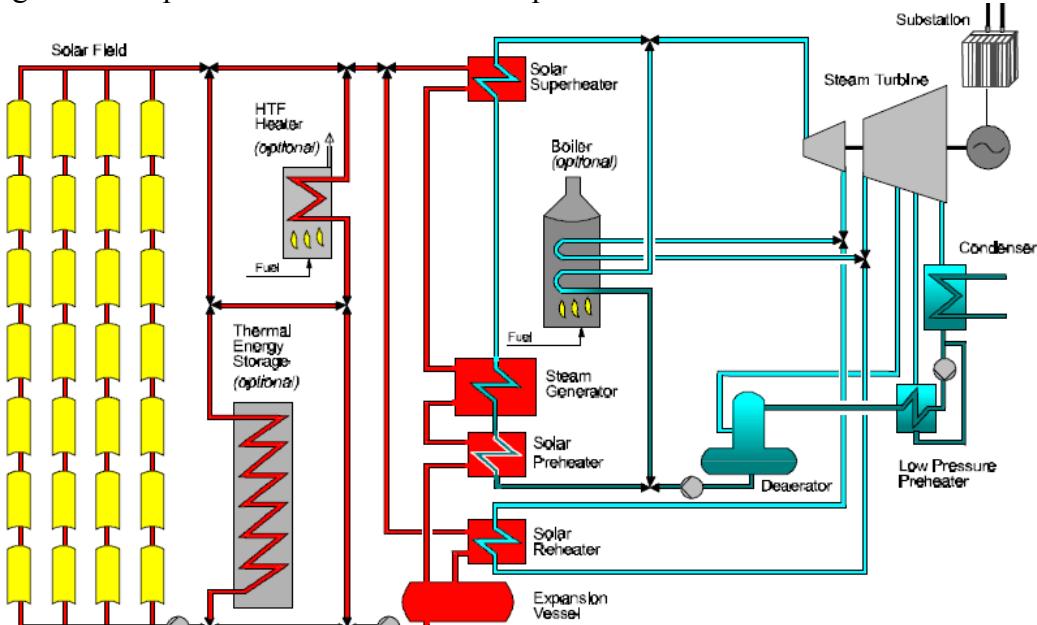
U indirektnim toplinskim spremnicima s fazno promjenjivim materijalom, medij u spremniku (npr. sol NaCl, NaNO<sub>3</sub>, KOH) mijenja agregatno stanje (talina/krutina) uz konstantnu temperaturu (izotermno), tj. apsorbira ili osloboda latentnu toplinu, pri čemu solarni medij (vodena para/voda) kondenzira ili isparava, također izotermno. Takve izvedbe toplinskih spremnika još su razvojnoj fazi (Slika 9.21.).

| Storage Medium  | Temperature |       | Average density<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | Average heat conductivity<br>(W/mK) | Average heat capacity<br>(kJ/kgK) | Volume specific heat capacity<br>(kWh <sub>t</sub> /m <sup>3</sup> ) | Media costs per kg<br>(\$/kg) | Media costs per kWh <sub>t</sub><br>(\$/kWh <sub>t</sub> ) |
|---|-------------|-------|---|-------------------------------------|-----------------------------------|--|-------------------------------|--|
| <b>Solid media</b>  |             |       |   |                                     |                                   |  |                               |  |
| Sand-rock-mineral oil                                     | 200         | 300   | 1,700                                   | 1.0                                 | 1.30                              | 60   | 0.15                          | 4.2  |
| Reinforced concrete                                       | 200         | 400   | 2,200                                   | 1.5                                 | 0.85                              | 100  | 0.05                          | 1.0  |
| NaCl (solid)  | 200         | 500   | 2,160                                   | 7.0                                 | 0.85                              | 150  | 0.15                          | 1.5  |
| Cast iron   | 200         | 400   | 7,200                                   | 37.0                                | 0.56                              | 160  | 1.00                          | 32.0   |
| Cast steel  | 200         | 700   | 7,800                                   | 40.0                                | 0.60                              | 450  | 5.00                          | 60.0   |
| Silica fire bricks  | 200         | 700   | 1,820                                   | 1.5                                 | 1.00                              | 150  | 1.00                          | 7.0  |
| Magnesia fire bricks                                      | 200         | 1,200 | 3,000                                   | 5.0                                 | 1.15                              | 600  | 2.00                          | 6.0  |
| <b>Liquid media</b>                                       |             |       |   |                                     |                                   |  |                               |  |
| Mineral oil   | 200         | 300   | 770                                     | 0.12                                | 2.6                               | 55   | 0.30                          | 4.2  |
| Synthetic oil   | 250         | 350   | 900                                     | 0.11                                | 2.3                               | 57   | 3.00                          | 43.0   |
| Silicone oil  | 300         | 400   | 900                                     | 0.10                                | 2.1                               | 52   | 5.00                          | 80.0   |
| Nitrite salts   | 250         | 450   | 1,825                                   | 0.57                                | 1.5                               | 152  | 1.00                          | 12.0   |
| Nitrate salts   | 265         | 565   | 1,870                                   | 0.52                                | 1.6                               | 250  | 0.70                          | 5.2  |
| Carbonate salts   | 450         | 850   | 2,100                                   | 2.0                                 | 1.8                               | 430  | 2.40                          | 11.0   |
| Liquid sodium   | 270         | 530   | 850                                     | 71.0                                | 1.3                               | 80   | 2.00                          | 21.0   |
| <b>Phase change media</b>                                 |             |       |   |                                     |                                   |  |                               |  |
| NaNO <sub>3</sub>   | 308         | 2,257 | 0.5                                     | 200                                 | 125                               | 0.20   | 3.6                           |  |
| KNO <sub>3</sub>  | 333         | 2,110 | 0.5                                     | 267                                 | 156                               | 0.30   | 4.1                           |  |
| KOH   | 380         | 2,044 | 0.5                                     | 150                                 | 85                                | 1.00   | 24.0                          |  |
| Salt-ceramics (NaCo <sub>3</sub> -BaCO <sub>3</sub> /MgO) | 500-850     | 2,600 | 5.0                                     | 420                                 | 300                               | 2.00   | 17.0                          |  |
| NaCl  | 802         | 2,160 | 5.0                                     | 520                                 | 280                               | 0.15   | 1.2                           |  |
| Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>                           | 854         | 2,533 | 2.0                                     | 276                                 | 194                               | 0.20   | 2.6                           |  |
| K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>                            | 897         | 2,290 | 2.0                                     | 236                                 | 150                               | 0.60   | 9.1                           |  |

Tablica 9.3: Karakteristike medija za skladištenje topline u toplinskim spremnicima STE

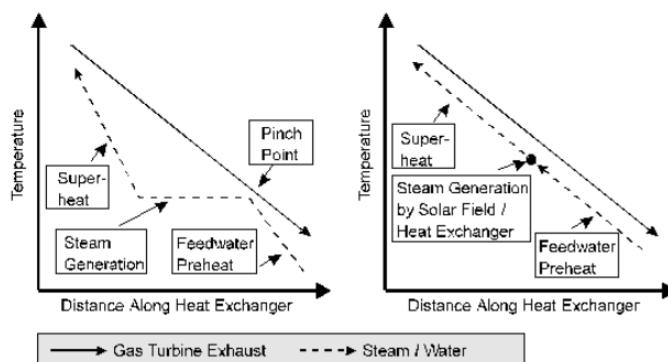
### 9.2.1.3 HIBRIDNI SOLARNI SUSTAVI

Poboljšanju rada solarnih sustava u nepovoljnim uvjetima, osim toplinskih spremnika, mogu doprinijeti i pomoći izvori topline bazirani na fosilnim gorivima ili biogorivima (Slika 9.22.). Pomoći grijач u solarnom djelu postrojenja po potrebi zagrijava solarni medij, a u slučaju da postrojenje sadrži pomoći generator pare moguće je povisiti parametre pare na ulazu u turbinu i time povećati učinkovitost termoelektrane. Svi pomoći toplinski sustavi imaju ograničenu upotrebu i nisu stalni izvori topline.

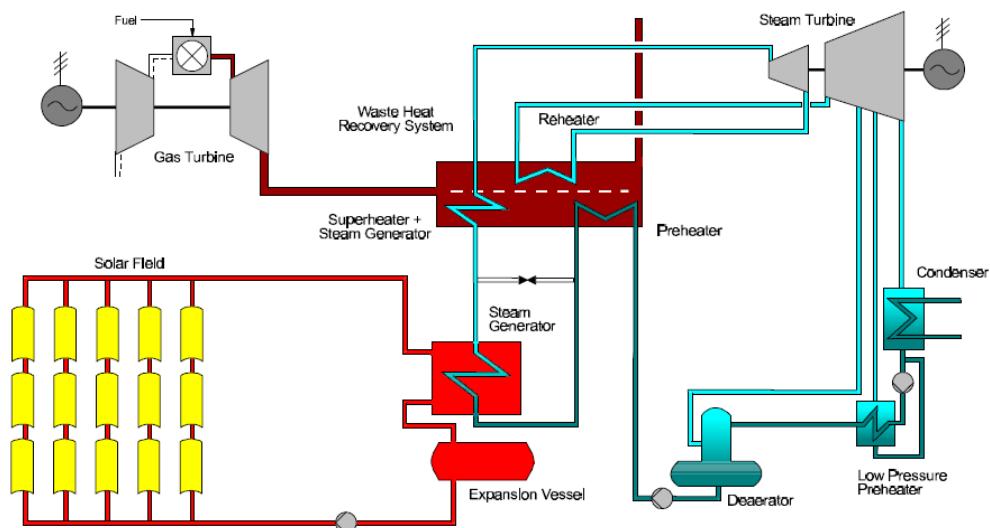


Slika 9.22.: Shematski prikaz STE s dopunskim izvorima topline

Solarni sustavi s paraboličnim koritastim kolektorima mogu postići visoke temperature radnog medija (do  $400^{\circ}\text{C}$ ), te ih je moguće uklopiti u parni (Rankinov) ciklus kombiniranog plinsko parnog postrojenja, pri čemu preuzimaju ulogu isparivača, dok utilizator (generator pare na otpadnu toplinu iz plinske turbine) služi kao predgrijач napojne vode i pregrijач suhozasićene pare. Na taj način rad utilizatora više nije ovisan o "pinch točki" Rankinova procesa, te se otpadni dimni plinovi mogu ohladiti do znatno nižih temperatura (do  $116^{\circ}\text{C}$  umjesto  $180\text{-}200^{\circ}\text{C}$ ), što znači da se u postrojenju može iskoristiti više toplinske energije i smanjiti gubici.

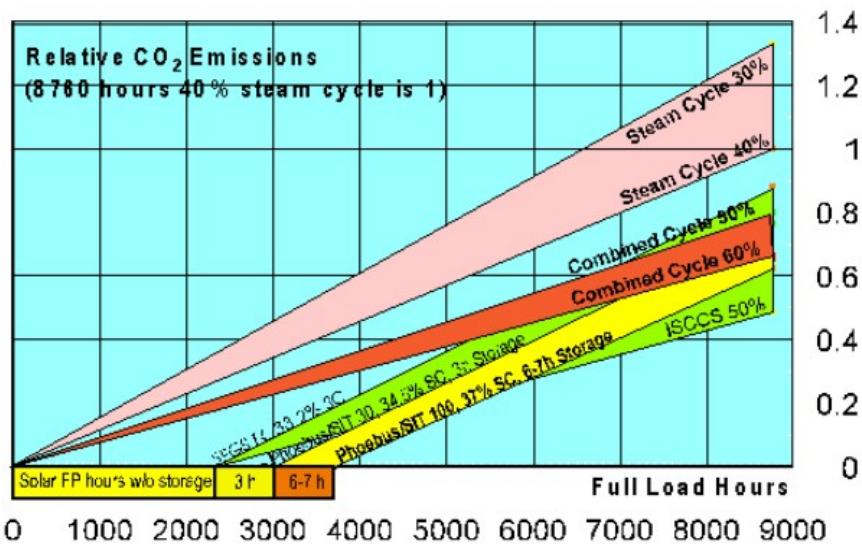


Slika 9.23.: Temperaturni profili utilizatora: kombiniranog postrojenja (lijevo) i integriranog solarno-kombiniranog postrojenja (desno)



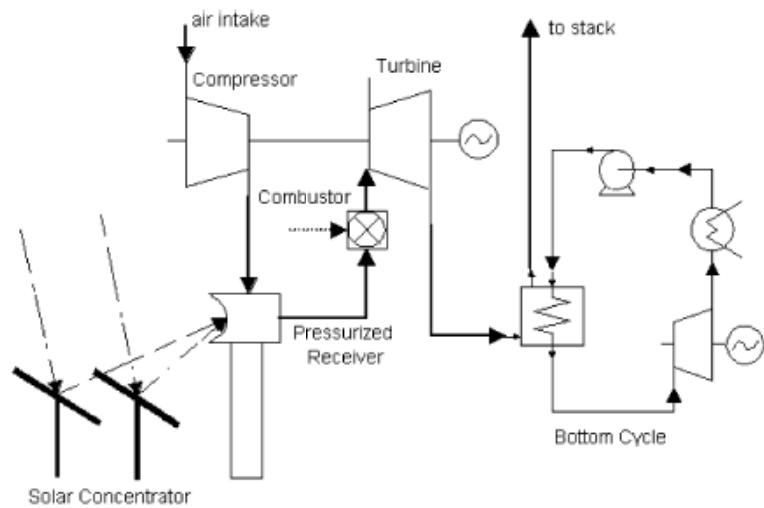
Slika 9.24.: Shematski prikaz postrojenja s integriranim solarno kombiniranim procesom (solarno polje paraboličnih koritastih kolektora uklopljeno u parno turbinski ciklus)

Prednost ovakvog integriranog solarno kombiniranog postrojenja (Integrated Solar Combined Cycle System – ISCCS) (Slika 9.24.) u odnosu na druge klasične kombinirane sustave je dodatno smanjena potrošnja fosilnih goriva i emisija štetnih plinova (Slika 9.25.). Solarno polje kao podsustav kombiniranog postrojenja može doprinijeti značajnom povećanju učinkovitosti cijelog ciklusa, te učinkovitost (omjer proizvedene električne energije i energije dovedene fosilnim gorivom) može biti i veća od 80%. U budućnosti, integrirana solarno kombinirana postrojenja uvijek će imati prednost u uštedi goriva i smanjenju emisija u odnosu na bilo koje druge termoenergetske procese s fosilnim gorivima.

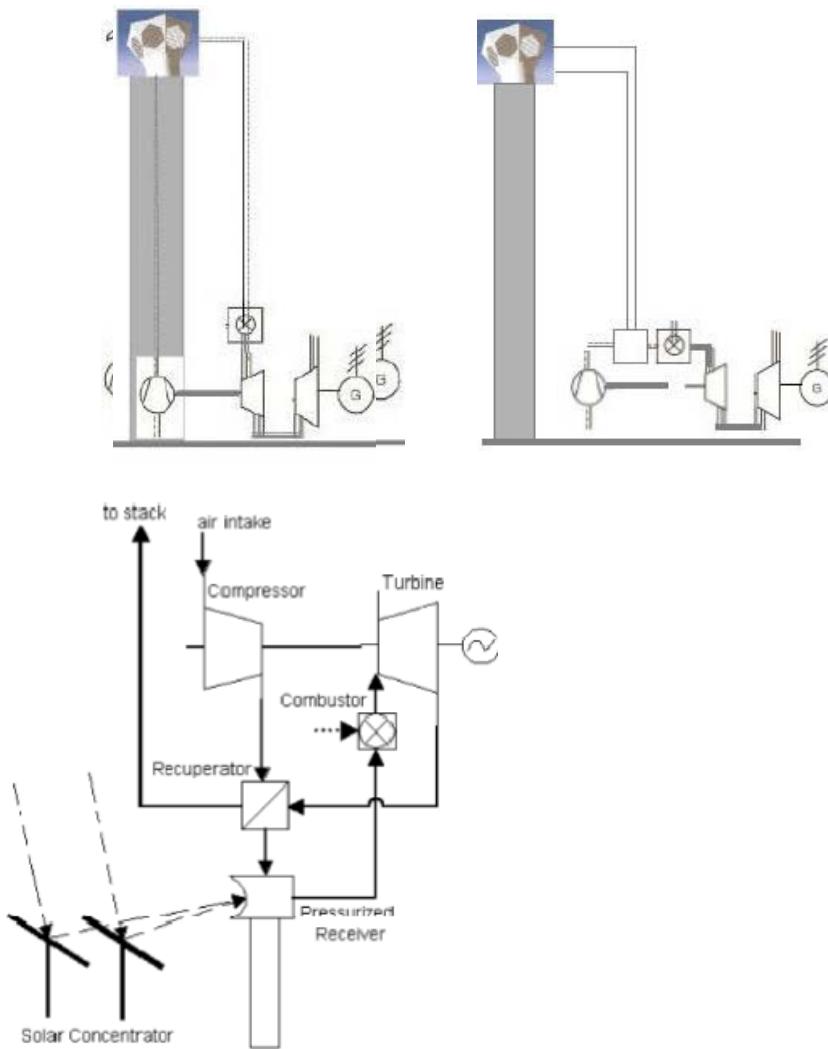


Slika 9.25.: Relativna emisija CO<sub>2</sub> fosilnih i hibridnih termoenergetskih postrojenja

Koncentrirajući solarni sustavi kojima je moguće ostvariti temperature radnog medija veće od 1000°C (npr. centralni sabirnik s heliostatima), pogodni su za integraciju s plinsko turbinskim (Braytonovim) ciklusom u kombiniranom plinsko parnom postrojenju (Slika 9.26.) ili u zasebnom plinsko turbinskom postrojenju (Slika 9.27.).



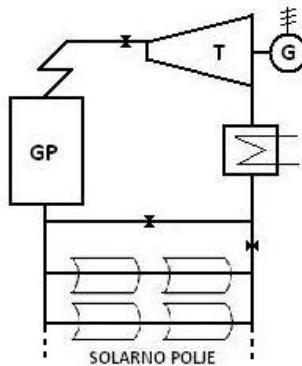
Slika 9.26.: Shematski prikaz integriranog solarno kombiniranog postrojenja (centralni sabirnik s heliostatima uklopljen u plinsko turbinski ciklus)



Slika 9.27.: Shematski prikaz različitih izvedbi hibridnih solarno plinskih postrojenja (solarni dio postrojenja čini centralni sabirnik s heliostatima)

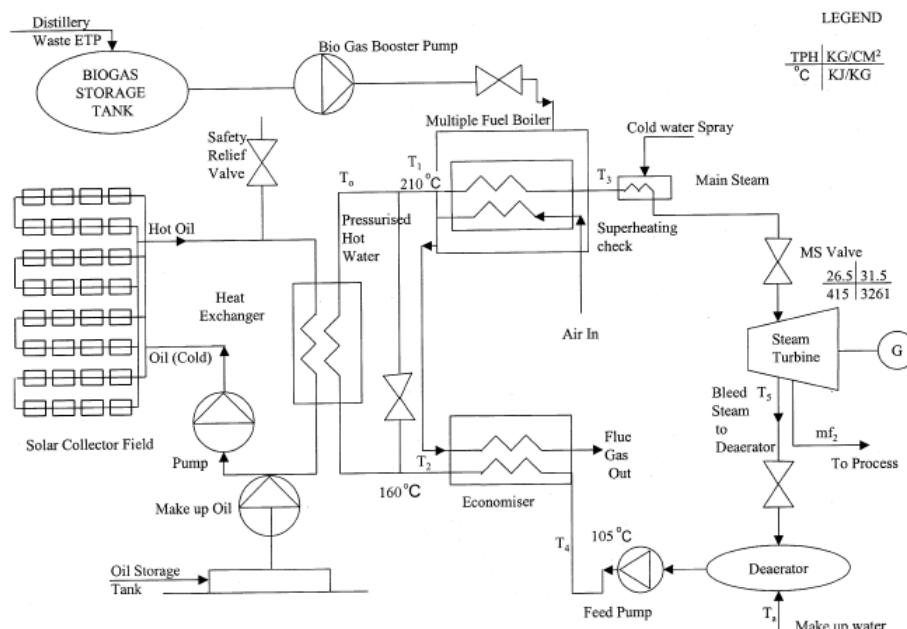
Moguća je i hibridizacija koncentrirajućeg solarnog sustava s konvencionalnom termoelektranom na fosilna goriva (Slika 9.28.). Solarni sustav u tom slučaju, kada mu to uvjeti dopuštaju, služi kao predgrijač napojne vode u Rankinovom procesu, a budući da tada nema potrebe za regenerativnim zagrijavanjem napojne vode, kroz turbinu prolazi maksimalna količina pare.

Iako ovakve hibridne termoelektrane nisu dugoročno rješenje zbog potrebe smanjenja emisija stakleničkih plinova, postojećim bi se konvencionalnim postrojenjima na ovaj način ipak mogla, uz manje investicijske troškove, povećati upotrebu obnovljivih izvora energije, te proizvoditi električna energija konkurentna na energetskom tržištu.



Slika 9.28.: Shematski prikaz hibridnog solarno parnog postrojenja  
(solarni dio postrojenja čine parabolični koritasti kolektori)

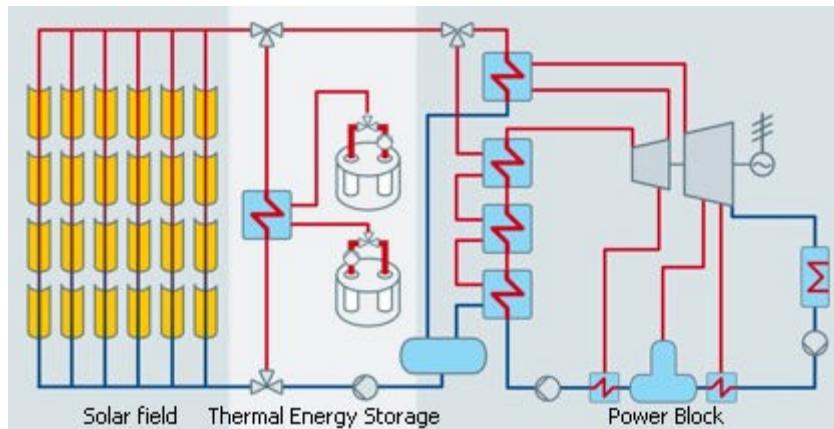
Dobra opcija hibridizacije svakako bi bila integracija solarnog koncentrirajućeg sustava s termoenergetskim postrojenjem na biomasu (Slika 9.29.), jer bi u tom slučaju pouzdana proizvodnja električne energije bila u potpunosti podržana obnovljivim izvorima energije. No i u tom slučaju, dugoročno gledajući, ne može se govoriti o potpunoj održivosti takvih sustava, jer povećani uzgoj biomase za proizvodnju električne energije može doprinjeti smanjenju uzgoja prehrabnenih poljoprivrednih kultura.



Slika 9.29.: Shematski prikaz hibridnog solarnog postrojenja na biomasu

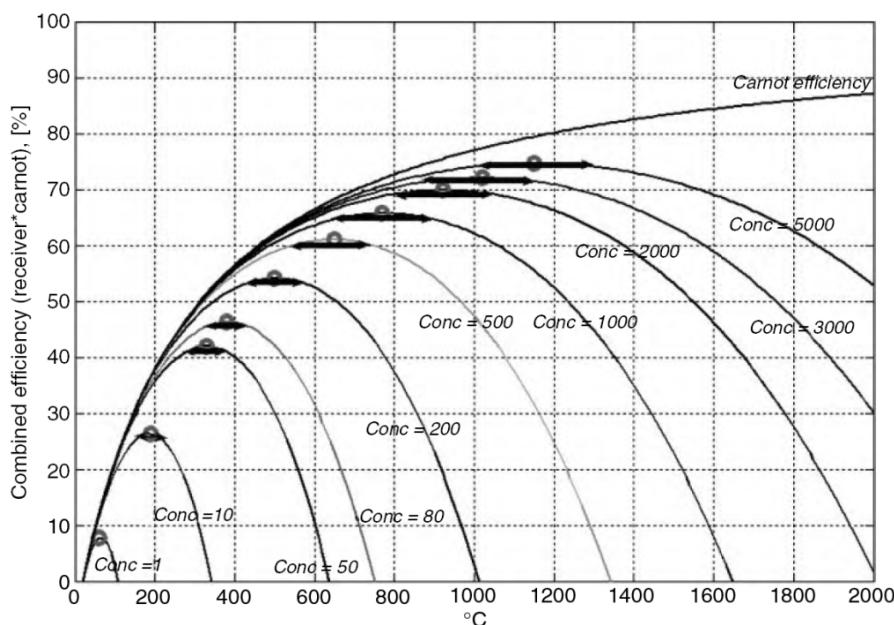
## 9.2.2. SOLARNA TERMOELEKTRANA S PARABOLIČNIM KORITASTIM KOLEKTORIMA

Parabolični koritasti kolektori (PKK) najveću učinkovitost postižu pri radnim temperaturama od oko  $400^{\circ}\text{C}$  (za  $C_{\text{geom}} \approx 80$ ) (Slika 9.31.). Ta pogodnost solarnom polju omogućuje da se integrira s Rankinovim kružnim procesom u termoenergetskom postrojenju za proizvodnju električne energije. Pojednostavljena shema tipične solarne termoelektrane s paraboličnim koritastim kolektorima prikazuje slika 9.30.



Slika 9.30. Shema solarne termoelektrane s paraboličnim koritastim kolektorima

Trenutno, sve komercijalne STE s paraboličnim koritastim kolektorima koriste tehnologiju s termičkim uljem kao solarnim medijem, tj. medijem za prijenos topline (Heat Transfer Fluid – HTF), jer tehnologija izravnog isparavanja vode u kolektorima (Direct Steam Generation – DSG) pri visokim tlakovima (oko 100 bara) još nije komercijalno upotrebljiva, budući da je još u svojoj razvojnoj fazi.

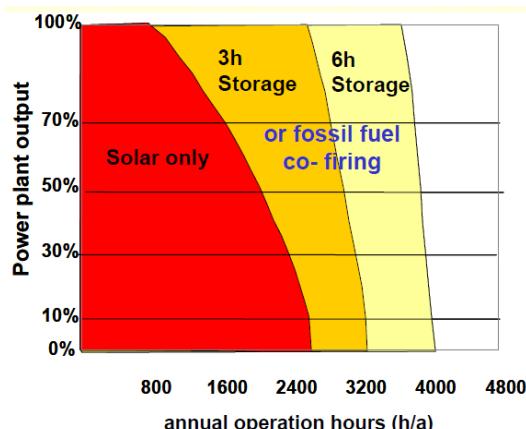


Slika 9.31.: Učinkovitost kolektora za različite radne temperature i koncentracijske faktore

STE s paraboličnim koritastim kolektorima općenito se sastoje od tri glavna elementa: solarnog sustava, generatora pare i turboagregata. Solarni sustav čini solarno polje s linearno koncentrirajućim PKK kroz koje struji solarni medij. Solarno polje prikuplja Sunčevu energiju u obliku izravnog Sunčeva zračenja i pretvara ju u toplinsku energiju pri čemu, prolaskom kroz cijevi apsorbera, u kolektorima raste temperatura termičkog ulja. Termičko ulje zagrijano u solarnom polju odlazi u generator pare, uljno-vodenim izmjenjivačem topline, gdje predaje toplinu vodi. Voda, kao radni medij Rankinova kružnog procesa, u generatoru pare prolazi kroz pregrijivač, isparivač i pregrijivač, te iz njega izlazi kao pregrijana para. Pregrijana vodena para ekspandira u parnoj turbini dajući korisni mehanički rad za pogon električnog generatora.

Kako bi se povećala učinkovitost energetske pretvorbe, u solarnim termoelektranama koristi se Rankinov ciklus s međupregrijanjem pare. Para prvo ekspandira u visokotlačnom dijelu turbine, potom odlazi u solarni međupregrijivač gdje joj se povisuje temperatura prije ulaska u niskotlačni dio turbine. Nakon ekspanzije u niskotlačnom dijelu, vodena para kondenzira u kondenzatoru a kondenzat odlazi u otplinjač kako bi se oslobođio otopljenog kisika i ostalih plinova. Prije u ulaska u generator pare, napojna pumpa komprimira kondenzat na kotlovske tlak i Rankinov kružni proces kreće iz početka.

Da bi moglo proizvoditi električnu energiju kada direktno Sunčevu zračenje nije dostupno, STE imaju dodatne sustave kao što su toplinski spremnici ili pomoćni plinski grijivači. U slučaju kada imaju toplinske spremnike, solarno polje je povećano kako bi se, za sunčanog vremena, generator pare i toplinski spremnik istovremeno opskrbljivali potrebnom toplinom. Ovisno o kapacitetu, toplinski spremnik može znatno povećati godišnji broj radnih sati STE (Slika 9.32.). U slučaju kada STE imaju pomoćne plinske grijivače, takvi izvori topline imaju ograničeni udio u proizvodnji električne energije (od 25% u SAD-u do 15% u Španjolskoj).



Slika 9.32.: Utjecaj kapaciteta toplinskog spremnika na godišnji broj radnih sati postrojenja

PKK se načelno sastoje od parabolično zakrivljenog zrcala u obliku korita koje reflektira izravno Sunčevu zračenje i koncentriraju ga na cijev apsorbera koja je smještena u fokusnoj liniji paraboličnog koritastog zrcala. Koncentriranjem izravnog Sunčeva zračenja smanjuje se površina apsorbera u odnosu na površinu otvora kolektora što dobroinosti smanjenju ukupnih toplinskih gubitaka. Koncentrirano zračenje zagrijava fluid koji struji kroz cijev apsorbera, te se na taj način Sunčevu zračenje pretvara u toplinsku energiju u obliku osjetne topline fluida. Slika 9.33. prikazuje tipičan paraboličan koritasti kolektor.



Slika 9.33. Paraboličan koritasti kolektor

PKK je dinamičan element koji se zakreće oko osi, tzv. osi praćenja, te na taj način prati prividno dnevno kretanje Sunca. Kolektori se zakreću oko osi uz pomoć zakretnih jedinica (mehanizam za zakretanje). Jedna zakretna jedinica zakreće istovremeno nekoliko serijski spojenih paraboličnih koritastih modula. Način spajanja zakretne jedinice ovisi o veličini i dimenzijama kolektora. Zakretne jedinice koje se sastoje od električnog motora i reduktora koriste se za manje kolektore (površina otvora kolektora manja od  $100 \text{ m}^2$ ), dok se snažne hidrauličke jedinice koriste za zakretanje većih kolektora (Slika 9.34.).



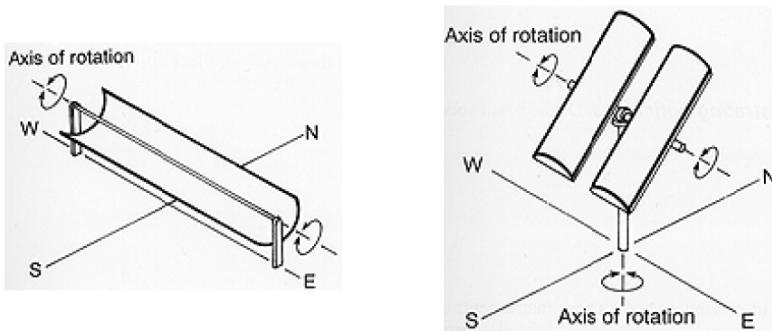
Slika 9.34.: Zakretne jedinice: elektromotor s reduktorom (lijevo), hidraulički mehanizam (desno)

Zakretnom jedinicom smještenom na središnjem stupu upravlja lokalna upravljačka jedinica. Lokalne upravljačke jedinice trenutno dostupne na tržištu mogu se podijeliti u dvije grupe:

- a) upravljačke jedinice temeljene na sunčanim osjetnicima i
- b) upravljačke jedinice temeljene na astronomskim algoritmima.

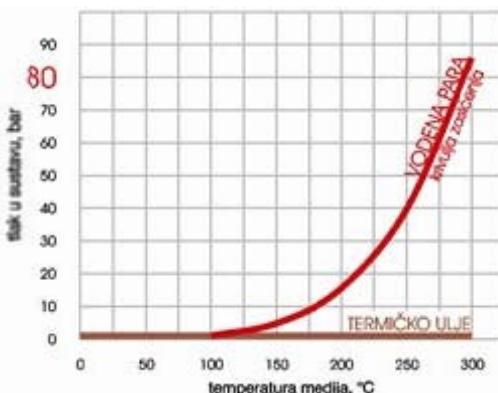
Prva grupa upravljačkih jedinica koristi fotonaponske čelije za određivanje položaja Sunca, dok druga grupa određuje vektor položaja Sunca preciznim matematičkim algoritmima pomoću računala.

Trenutno se kod svih komercijalnih PKK primjenjuje sustav jednoosnog praćenja položaja Sunca. Sustavi dvoosnog praćenja Sunca također su konstruirani, napravljeni i testirani u prošlosti, ali se pokazalo da nisu isplativi zbog većih toplinskih gubitaka, većih troškova održavanja i slabe dostupnosti složenih mehaničkih sustava.



Slika 9.35.: Načini praćenja Sunca paraboličnih koritastih kolektora  
(lijevo: jednoosno praćenje, desno: dvoosno praćenje)

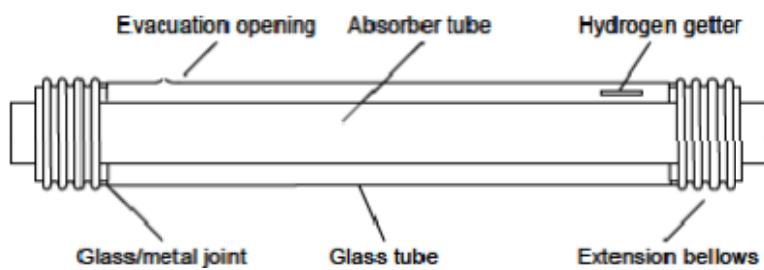
Termičko ulje uobičajeno se koristi kao medij za prijenos topline u kolektorima za temperature iznad 200°C, jer bi pri tako visokim radnim temperaturama obična voda postigla visoke tlakove u cijevima apsorbera (Slika 9.36.). Visoki tlakovi zahtijevaju čvršće spojeve i cjevovode, što povisuje cijenu kolektora i čitavog solarnog polja. No ipak, upotreba demineralizirane vode za visoke temperature i tlakove trenutno je u fazi ispitivanja a mogućnost izravne proizvodnje pare pri 100 bara/400°C u cijevima apsorbera PKK već je potvrđena na eksperimentalnom nivou.



Slika 9.36.: p-θ dijagram za vodu i termičko ulje

Kod izbora termičkog ulja za prijenos topline, glavni ograničavajući faktor koji treba uzeti u obzir je maksimalna dozvoljena radna temperatura. Kod prekoračenja maksimalnih radnih temperatura dolazi do pregrijavanja, te se termička ulja počinju raspadati i koksirati.

Najčešće korišteno termičko ulje u PKK za radne temperature do 395°C je VP-1 (eutektička smjesa 73.5% difenil oksida i 26.5% bifenila). Glavni problem ovoga ulja je njegova relativno visoka temperatura kristalizacije (12°C), pa zahtjeva sustav za zagrijavanje u slučaju da postoji mogućnost hlađenja ulja ispod te temperature. Temperatura ključanja ulja pri okolišnjem tlaku (1013 mbar) iznosi 257°C, pa ako se ono zagrijava na veću temperaturu potrebno mu je povećati tlak dodatkom dušika, argona ili nekog drugog inertnog plina. Postoje i druga termička ulja s višim dozvoljenim radnim temperaturama i nižom temperaturom kristalizacije, no njihova cijena je previšoka za velike solarne termoelektrane.



Slika 9.37.: Shema sabirnika paraboličnog koritastog kolektora

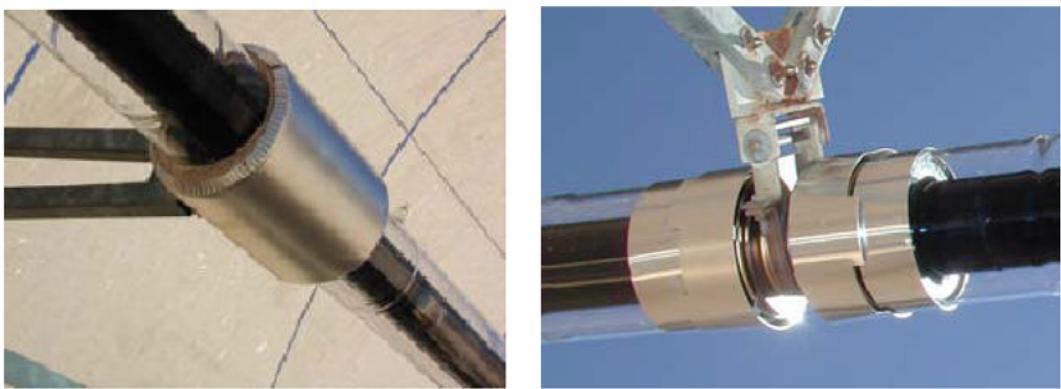
Tipičan sabirnik (kolektorska cijev) PKK sastoji se od unutarnje čelične cijevi (apsorber) i vanjske zaštitne staklene cijevi (Slika 9.37.). Kako bi se smanjili radijacijski toplinski gubici, apsorber ima selektivni premaz visoko-apsorpcijskih svojstava ( $\alpha \geq 95\%$ ) i male emisivnosti ( $\epsilon \leq 10\%$  u području infracrvenog zračenja). Zaštitna staklena cijev, koja smanjuje toplinske gubitke apsorbera, obložena je antirefleksivnim slojem i ima visok faktor propusnosti ( $t \geq 96\%$ ). Pri višim radnim temperaturama sabirnik postiže veću toplinsku učinkovitost ako se između staklene i apsorberske cijevi nalazi vakuum. Sabirnici bez vakuma obično se upotrebljavaju za radne temperature niže od  $250^{\circ}\text{C}$  jer tada toplinski gubici nisu toliko izraženi.



Slika 9.38.: Vakuumski sabirnici paraboličnih koritastih kolektora:  
SCHOTT PTR-70 (lijevo), Siemens UVAC 2010 (desno)

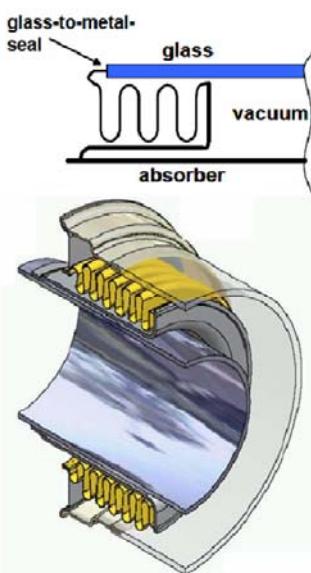
U svijetu trenutno postoje dva proizvođača vakuumskih sabirnika za parabolične koritaste kolektore, a to su njemačke tvrtke Schott i Siemens (Slika 9.38.). Zbog ograničenja proizvodnje, najveća duljina pojedinog sabirnika je manja od 6 m. Promjer sabirnika, odnosno vanjske staklene cijevi iznosi 115-125 mm, a cijevi apsorbera 70 mm. U fazi testiranja je i novi sabirnik s apsorberom većeg promjera (80 mm), koji bi trebao prikupljati više zračenja odbijenog od kolektorske reflektirajuće površine (SCHOTT PTR-80).

Cijev apsorbera učvršćuje se za vanjska staklena cijev fleksibilnim metalnim ekspanzijskim spojevima koji kompenziraju toplinsku dilataciju cijevi (Slika 9.40.). Da bi se ti spojevi zaštitili od koncentriranog Sunčeva zračenja oko njih se stavlja aluminijumska zaštita (Slika 9.39.).

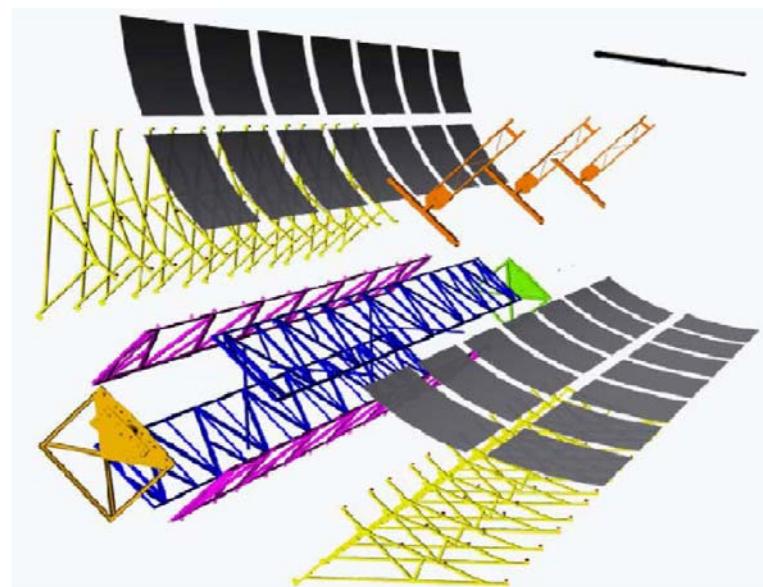


Slika 9.39.: Aluminijска заштита fleksibilnih ekspanzijskih spojeva

Reflektori PKK imaju visok faktor refleksije ( $r>88\%$ ) kako bi mogli reflektirati što je moguće više Sunčeva zračenja. Sunčani reflektori najčešće korišteni u PKK sastoje se od staklenih zrcala koja su u pozadini prevučena tankim slojem srebra. Takva zrcala imaju bolju trajnost i refleksiju ( $r\approx0.93$ ) od drugih reflektora dostupnih na tržištu kao što su polirana aluminijска ( $r\approx0.87$ ) ili metalizirana akrilna zrcala. Staklo koje se koristi u PKK za zrcala i cijevi osiromašeno je željezom radi bolje propusnosti Sunčeva zračenja.

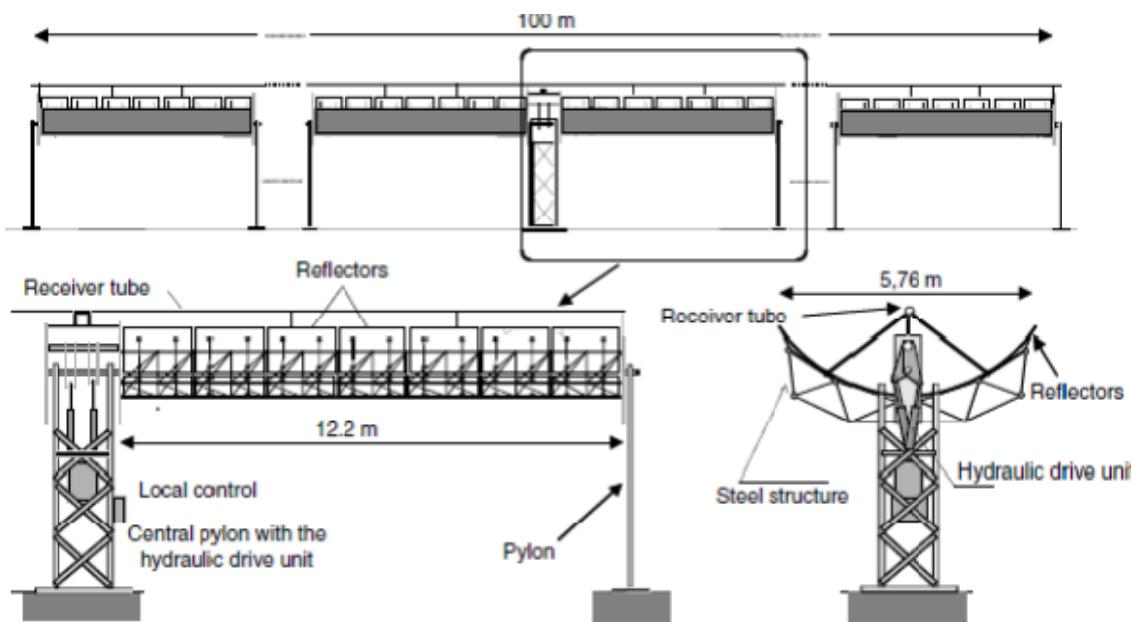


Slika 9.40.: Fleksibilan ekspanzijski spoj



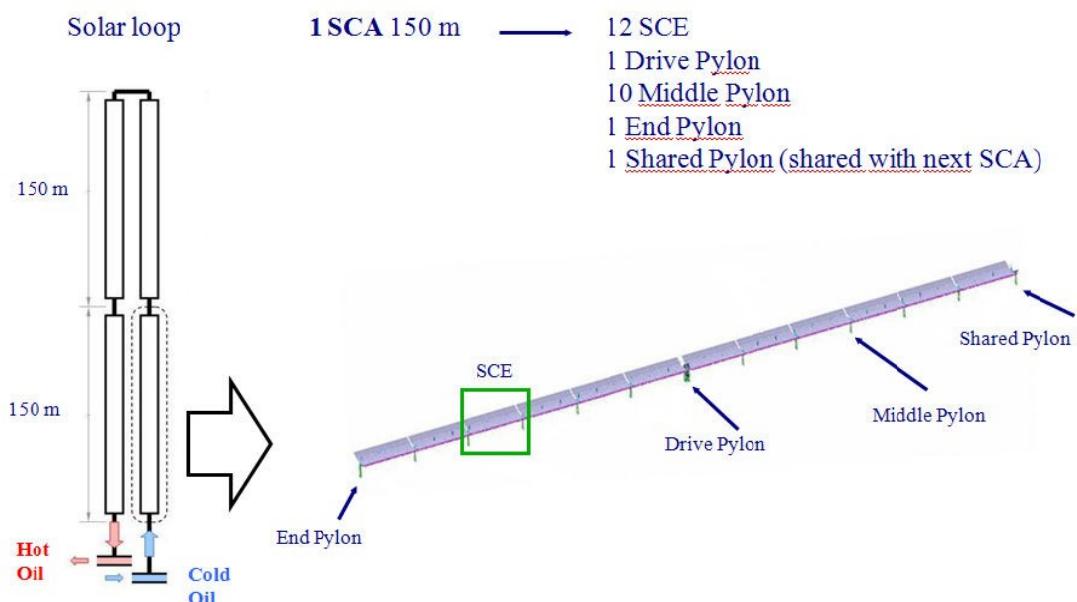
Slika 9.41.: Čelična nosiva konstrukcija PKK modula (Skal-ET) s reflektorima i sabirnikom

Reflektori PKK se pomoću vijčanih spojeva učvršćuju na čeličnu konstrukciju (Slika 9.41.) koju nose potporni stupovi (Slika 9.42.). Duljina PKK kreće se u rasponu od 25 do 150 m. Trenutno postoji nekoliko komercijalnih konstrukcija PKK za solarne termoelektrane (LS-3, Skal- ET), a u fazi testiranja su i nove konstrukcije kolektora (SkyTrough, HelioTrough, ASTRØ) (Slika 9.52.) koje bi trebale značajno smanjiti cijenu solarnog polja, omogućiti primjenu novih tehnologija (upotreba soli kao medija za prijenos topline, izravna proizvodnja pare itd.), te pridonjeti boljoj učinkovitosti kolektora.



Slika 9.42.: Konstrukcija PKK (LS-3)

Jedan paraboličan koritasti kolektor (Solar Collector Assembly - SCA) sastoji se od određenog broja kolektorskih modula (Solar Collector Elements – SCE) duljine 12 m. Trenutno najdulji kolektor (Skal-ET 150) sastoji se od 12 modula (6 sa svake strane središnjeg stupa na kojem se nalazi zakretna jedinica). Ukupna mu je duljina 150 m, a širina otvora 5.77 m (Slika 9.43.).



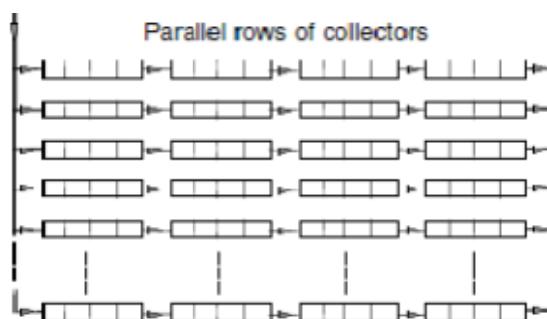
Slika 9.43.: Grana solarnog polja: 4 serijski povezana PKK (4 SCA) tipa Skal-ET 150

Solarno polje čini mnogo paralelnog spojenih grana koje se sastoje se od nekoliko serijski povezanih kolektora u nizu. Broj serijski povezanih kolektora u svakoj grani ovisi o temperaturnoj razlici solarnog medija koja se treba ostvariti od ulaza do izlaza iz pojedine grane. Broj paralelnih grana ovisi o potrebnoj nominalnoj toplinskoj snazi polja.

Prvi korak u projektiranju solarnog polja PKK je definiranje tkz. projektne točke (design point), tj. skupine parametara koji određuju učinak solarnog polja. Parametri koje treba definirati za projektnu točku su:

- orijentacija kolektora
- datum (mjesec i dan) i vrijeme projektne točke
- izravno Sunčeve zračenje i okolišna temperatura zraka za odabrani datum i vrijeme
- geografski položaj lokacije solarnog polja (širina i dužina)
- potrebna najveća toplinska snaga polja
- faktor onečišćenja kolektora
- radni medij koji prolazi kroz kolektore
- nominalni protok radnog medija

Ako se u solarnom polju koristi termičko ulje za prijenos topline u generator pare, tada odabrana temperatura fluida na izlazu iz solarnog polja mora biti najmanje  $15^{\circ}\text{C}$  viša od potrebne temperature pare u sekundarnom krugu. Ovakva temperaturna razlika je potrebna kako bi se kompenzirali toplinski gubici između izlaza solarnog polja i ulaza generatora pare, te „pinch točke“ procesa (potrebna temperaturna razlika  $5\text{-}7^{\circ}\text{C}$ ).



Slika 9.44.: Serijski spoj kolektora u paralelnim granama solarnog polja

Nakon što je definirana projektna točka, određuje se broj kolektora koje treba serijski spojiti u pojedinoj grani solarnog polja (Slika 9.44.). Broj kolektora izračunava se pomoću karakteristika odabranog kolektora (vršna optička učinkovitost, promjena upadnog kuta, koeficijent toplinskih gubitaka i površina otvora kolektora) i radnog medija (gustoća, toplinski kapacitet i dinamička viskoznost). Broj kolektora u pojedinoj grani ovisi o nominalnoj temperaturnoj razlici solarnog medija koja se treba ostvariti od ulaza do izlaza,  $\Delta T$ , i o temperaturnom gradijentu koji se ostvaruje u pojedinom kolektoru,  $\Delta T_k$ . Nakon što je određen  $\Delta T$ , broj potrebnih kolektora u svakoj grani,  $N$ , izračunava se iz omjera:

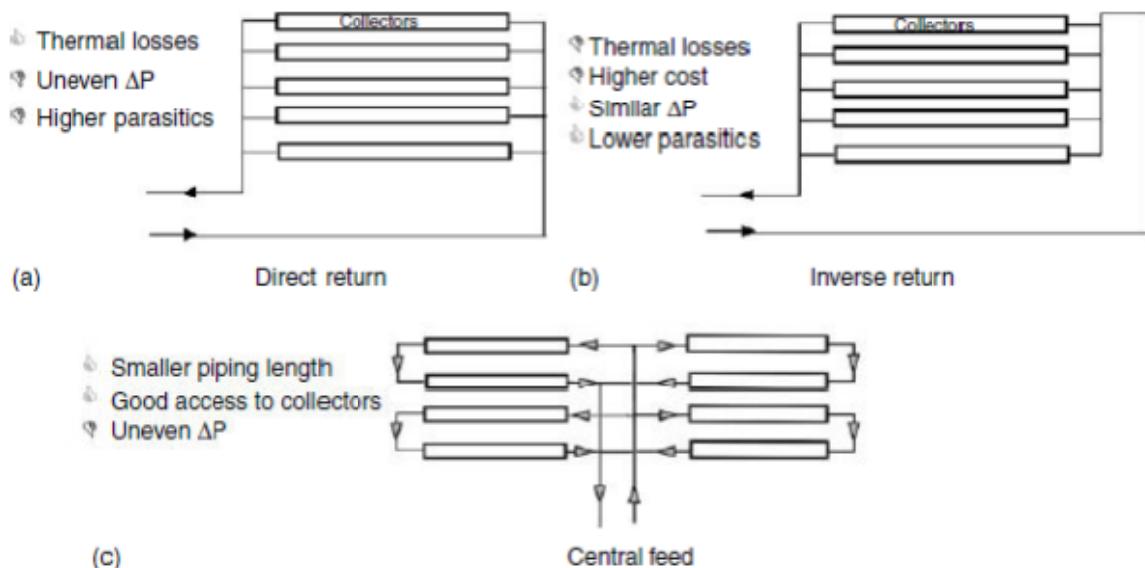
$$N = \frac{\Delta T}{\Delta T_k} \quad (9.5.)$$

Nakon što je izračunat broj kolektora u pojedinoj grani, izračunava se ukupan broj paralelno spojenih grana u solarnom polju. Ovaj broj ovisi o potrebnoj toplinskoj snazi procesa, a izračunava se omjerom između potrebne toplinske snage procesa i toplinske snage dobivene u pojedinoj grani za projektnu točku.

Nakon što je određena veličina solarnog polja, određuje se raspored cjevovoda. U solarnom polju s PKK mogu se koristiti tri načina raspoređivanja cjevovoda:

- direktni povrat
- inverzni povrat
- centralna dobava

U svim rasporedima, vrući izlazni cjevovod je kraći od hladnog ulaznog cjevovoda kako bi se smanjili toplinski gubici. Slika 9.45. prikazuje različite rasporede cjevovoda u solarnom polju.



Slika 9.45.: Različiti rasporedi cjevovoda u solarnom polju:  
a) direktni povrat, b) inverzni povrat, c) centralna dobava

Raspored cjevovoda s direktnim povratom je najjednostavniji i najčešće korišten u malim solarnim poljima (Slika 9.45. a). Njegova najveća mana je velika razlika tlakovima na ulazima paralelnih grana, pa se moraju koristiti regulacijski ventili za održavanje podjednakog protoka u svim granama polja. Ti ventili uzrokuju znatan pad tlaka na početku grana što značajno doprinosi ukupnom padu tlaka sustava i povećanoj parazitskoj potrošnji energije.

U odnosu na direktni povrat, kod rasporeda cjevovoda s inverznim povratom radni fluid ulazi u grane sa suprotnog kraja (Slika 9.45. b). Kako bi se osigurao podjednak protok u granama, koriste se cijevovodi različitih poprečnih presjeka, što smanjuje potrebu parazitske potrošnje energije ali povećava početne investicijske troškove i toplinske gubitke. Raspored s inverznim povratom ima mnogo ujednačeniji protok. Iako još postoji potreba uporabe regulacijskih ventila, dodatni pad tlaka sustava mnogo je manji nego kod rasporeda s direktnim povratom. Veća duljina cjevovoda u ulaznom djelu solarnog polja predstavlja manu rasporeda s inverznim povratom zbog dodatnih toplinskih gubitaka, premda to najviše ovisi o ulaznoj temperaturi solarnog polja. Ako je ulazna temperatura niska, dodatni toplinski gubici su neznatni. Veća duljina cjevovoda rezultira većim troškovima cjevovoda, izolacije i radnog medija.

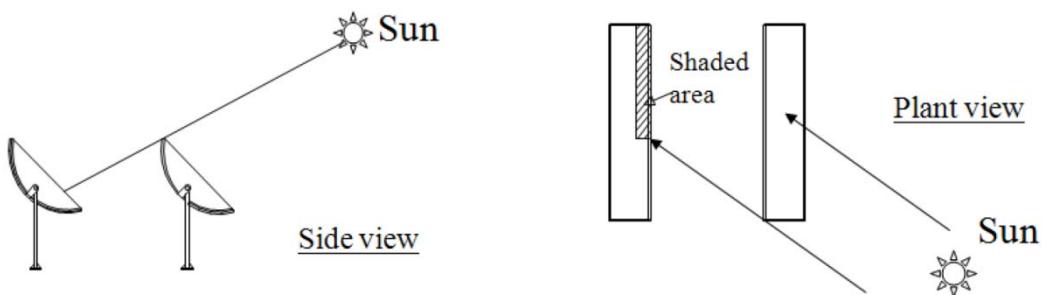
Raspored cjevovoda s centralnom dobavom predstavlja najčešće korišten raspored u velikim solarnim poljima (Slika 9.45. c i Slika 9.46.). Kao i kod rasporeda s direktnim povratom, pad tlaka raste ako se na ulazima u grane ugrade regulacijski ventili. Ovakav

raspored smanjuje ukupnu duljinu cjevovoda (niti jedna cijev ne ide uzduž kolektorske grane), te osigurava direktni pristup svakoj kolektorskoj grani (nema potrebe ukapanja cijevi).

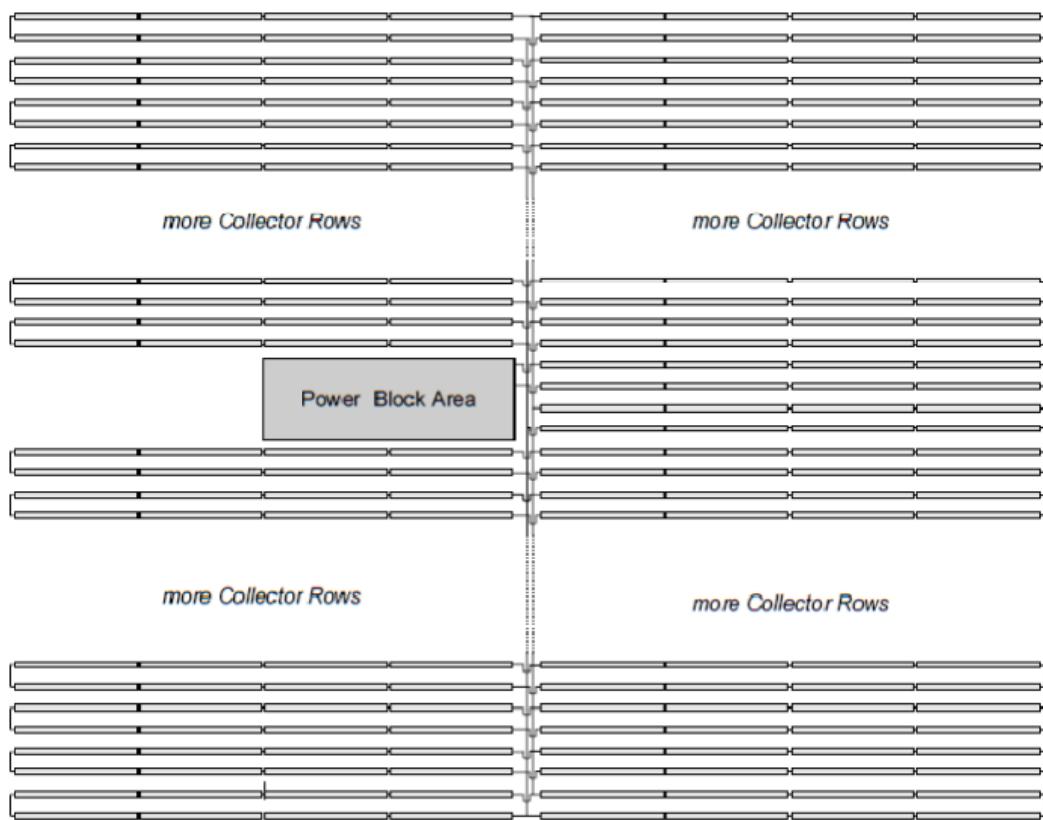


Slika 9.46.: Raspored cjevovoda s centralnom dobavom

Kod projektiranja solarnog polja posebnu pozornost treba obratiti na udaljenost između pojedinih redova, jer o njoj ovisi zasjenjenje kolektora tijekom jutarnjih i večernjih sati koje utječe na učinkovitost cijelokupnog solarnog polja (Slika 9.47.). Iako efekt zasjenjenja također ovisi i o geografskoj širini, projektiranje solarnog polja mora se optimizirati ovisno o uvjetima specifičnim za izabranu lokaciju elektrane. U pravilu, udaljenost između pojedinih redova PKK uobičajeno se uzima da iznosi tri širine otvora kolektora ( $\approx 17$  m). Prosječna duljina pojedine grane solarnog polja iznosi 600 m. Toplinski učin cijelokupnog solarnog polja ograničen je gubicima pada tlaka medija za prijenos topline i troškovima cjevovoda. Trenutan maksimalan ekonomski isplativ toplinski kapacitet solarnog polja s termičkim uljem procijenjen je da iznosi oko 600 MW<sub>t</sub>.

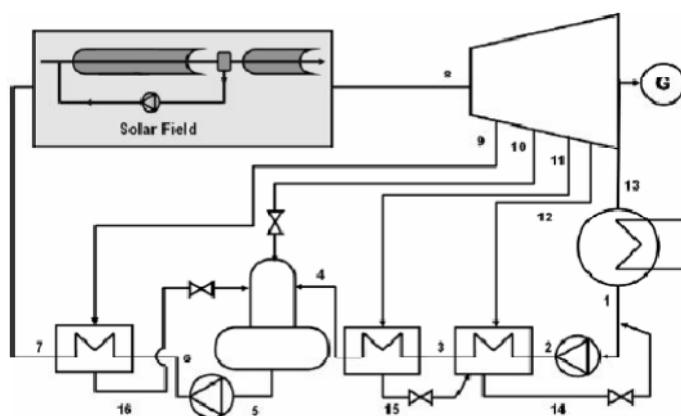


Slika 9.47.: Zasjenjenje kolektora



Slika 9.48.: Shema solarnog polja s paraboličnim koritastim kolektorima

Kao što je već ranije spomenuto, u fazi ispitivanja je izravna proizvodnja pregrijane vodene pare u koncentrirajućim solarnim kolektorima (Direct Steam Generation – DSG). Takva tehnologija mogla bi dodatno smanjiti troškove i povećati učinkovitost solarnog termoenergetskog postrojenja, budući da je dosadašnja tehnologija sa termičkim uljem gotovo razvijena do razine kod koje nema više veće mogućnosti poboljšanja. Najveći problem uporabe termičkog ulja je njegova maksimalna radna temperatura koja ograničava učinkovitost Rankinova procesa. Izravnom proizvodnjom vodene pare u PKK ne bi više bilo potrebe za termičkim uljem, te bi se na taj način izbjeglo temperaturno ograničenje, a i smanjio rizik štetnog utjecaja na okoliš. Pojednostavljenu shemu ovakvog postrojenja prikazuje Slika 9.49.



Slika 9.49.: Shema solarne termoelektrane s izravnom proizvodnjom pare u PKK

Prednosti izravne proizvodnje pare u paraboličnim kanalnim kolektorima:

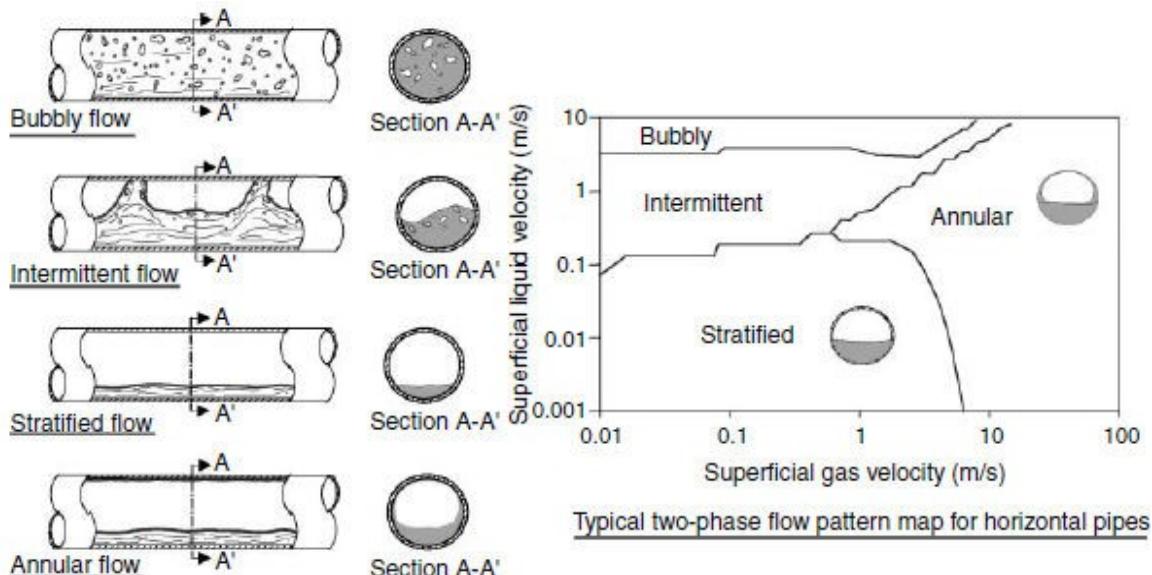
- nema opasnosti od zagađenja ili požara u odnosu na upotrebu termičkog ulja pri temperaturama od  $400^{\circ}\text{C}$
- mogućnost povećanja maksimalne temperature Rankinova procesa iznad  $400^{\circ}\text{C}$
- smanjenje veličine solarnog polja, te investicijskih troškova
- smanjenje pogonskih troškova i troškova održavanja, pošto upotreba sustava s termičkim uljem zahtijeva mijenjanje određene količine ulja svake godine, kao i sredstvo protiv smrzavanja kada temperatura zraka padne  $14^{\circ}\text{C}$

Sa svim nabrojanim prednostima, sustavi s izravnom proizvodnjom pare predstavljaju idući korak u poboljšanju trenutne tehnologije solarnih elektrana s paraboličnim koritastim kolektorima. Pojava dvofaznog toka u kolektorskim cijevima mora se dobro razjasniti prije nego što komercijalna postrojenja počnu koristiti tu tehnologiju. Problemi koje treba riješiti su:

- kontrola solarnog polja
- stabilnost procesa
- naprezanja cijevi sabirnika
- gubici propuštanja pare

Slika 9.50. prikazuje tipične oblike strujanja dvofaznog toka u horizontalnoj cijevi. Ovisno o površinskim brzinama tekuće i parne faze, moguća su četiri oblika dvofaznog toka:

- mjehuričasti tok
- intermitentni tok
- slojeviti tok
- prstenasti tok



Slika 9.50.: Oblici dvofaznog strujanja i mapa dvofaznog toka u horizontalnoj cijevi

Kod mješuričastog i intermitentnog toka, unutarnja stijenka čelične apsorberske cijevi dobro je navlažena te prilikom zagrijavanja nema opasnosti od pojave rizičnog temperaturnog gradijenta između donjeg i gornjeg dijela cijevi. Pritom se posvuda u apsorberskoj cijevi ostvaruje dobar koeficijent prijelaza topline.

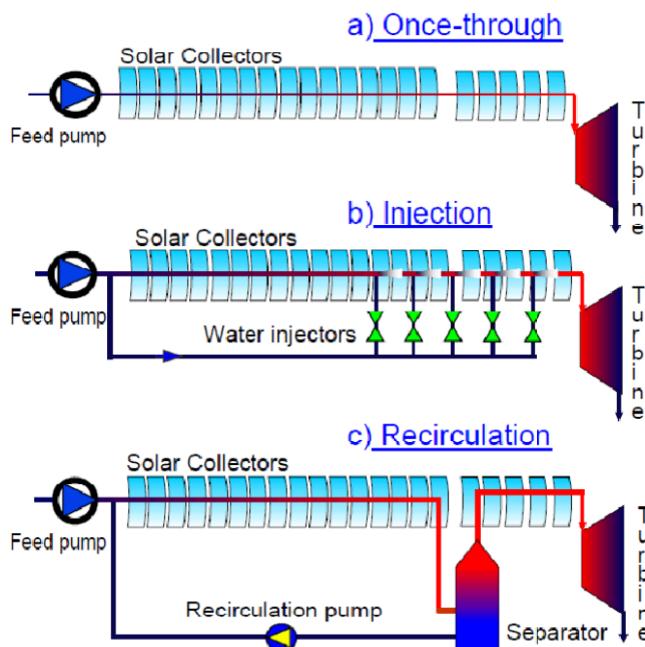
Kod slojevitog toka, tekuća vodena faza struji donjim dijelom apsorberske cijevi a parovita faza iznad nje. Rezultat takvog strujanja je neujednačen koeficijent prijelaza topline unutar cijevi. Vlaženje donjeg dijela cijevi vrlo je dobro kao i koeficijent prijelaza topline, no efekt hlađenja parom u gornjem dijelu je vrlo loš kao i koeficijent prijelaza topline, što rezultira velikom temperaturnom razlikom ( $>100^{\circ}\text{C}$ ) između donjeg i gornjeg dijela apsorberske cijevi. Veliki temperaturni skok stijenke može dovesti do oštećenja cijevi.

Prstenasti tok predstavlja djelomično slojeviti tok budući da tekuća faza struji donjim dijelom cijevi, s tom razlikom što još i tanak film vode dodatno vlaži gornji dio cijevi. Tanak film kapljivite faze dovoljan je da posvuda u cijevi osigura dobar koeficijent prijelaza topline i na taj način spriječi nastanak temperaturnog gradijenta koji bi mogao dovesti do oštećenja cijevi.

Problemi pojave slojevitog toka unutar cijevi tehnički se mogu izbjegići pomoću tri procesa, bez opasnosti pojave temperaturnog gradijenta u apsorberskoj cijevi paraboličnih koritastih kolektora (Slika 9.51.). Ti procesi su slijedeći:

- protočni proces
- ubrizgavajući proces
- recirkulacijski proces

Spomenuta tri procesa izravne proizvodnje pare zahtijevaju solarno polje koje čine dugački redovi sastavljeni od serijski spojenih paraboličnih koritastih kolektora, kako bi se u potpunosti završio proces od zagrijavanja napojne vode, do isparivanja i pregrijavanja vodene pare.

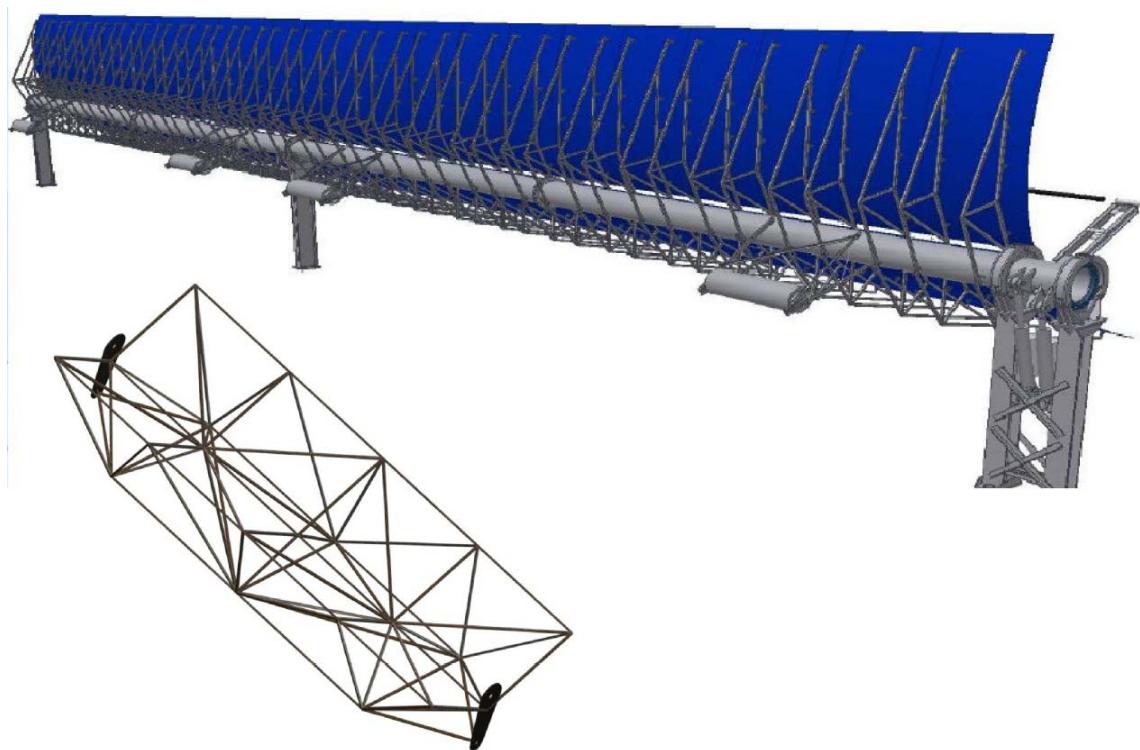


Slika 9.51.: Shema osnovnih procesa izravne proizvodnje pare u PKK

U protočnom procesu, slojeviti tok izbjegava se održavanjem visokog masenog protoka vode kroz apsorbersku cijev. Sva napojna voda ulazi u kolektorske redove i prolaskom kroz njih pretvara se u pregrijanu paru.

U ubrizgavajućem procesu, mali dio napojne vode ubrizgava se duž kolektorskog reda. Glavna prednost ovakvog procesa je dobra sposobnost kontrole parametara pregrijane pare na izlazu iz solarnog polja. Loša strana ovakvog sustava je veća složenost i povećani troškovi.

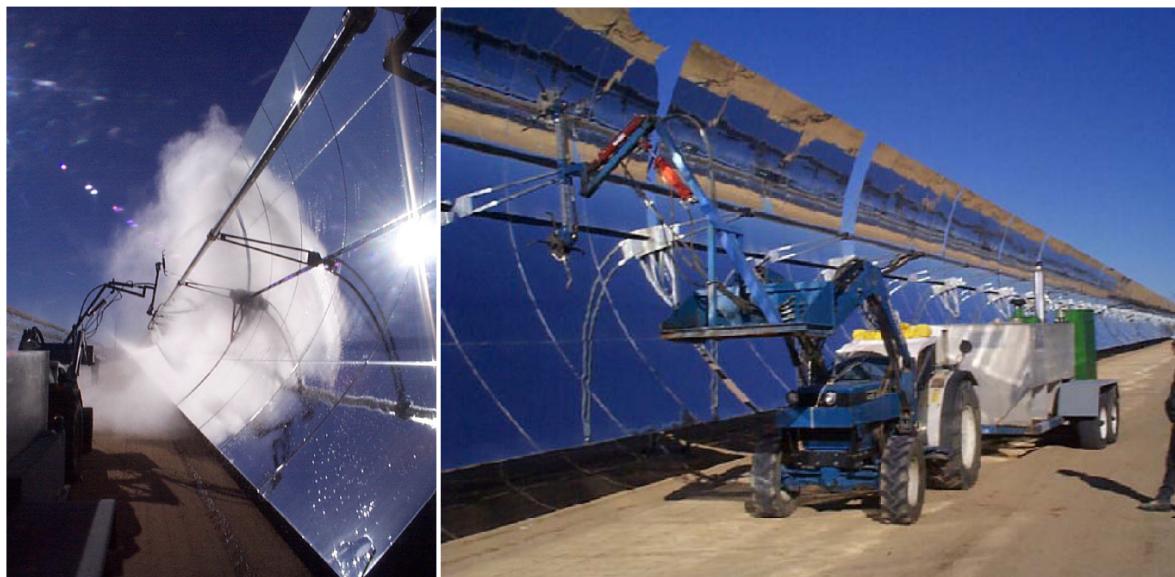
U recirkulacijskom procesu, na kraju isparivačkog dijela kolektorskog reda nalazi se separator pare. Napojna voda ulazi u solarno polje s većim protokom nego što para izlazi iz procesa. Samo dio napojne vode se prolaskom kroz kolektore zagrijača i isparivača pretvori u suhozasičenu paru. Na kraju isparivačkog dijela kolektorskog reda, suhozasičena para izdvaja se od kapljevite faze pomoću separatora, a kaplevina se zatim recirkulacijskom pumpom vraća na ulaz u solarno polje. Višak vode u isparivačkoj sekciji osigurava dobro ovlaživanje apsorberske cijevi te onemogućava stvaranje slojevitog toka. Glavna prednost ovog sustava je dobra sposobnost kontrole, ali potreba recirkulacijske pumpe povećava parazitski utrošak energije što negativno utječe na ukupnu učinkovitost procesa.



Slika 9.52.: Najnovije konstrukcije paraboličnih koritastih kolektora  
(gore: HelioTrough, dolje: SkyTrough)

|                               | Synthetic Oil     | Molten Salt             | Direct Steam Generation  |
|-------------------------------|-------------------|-------------------------|--------------------------|
| Maximum operating temperature | 400°C             | 500-520°C               | 480-500°C                |
| System pressure               | 30-40 bar         | 10 bar                  | 60-100 bar               |
| Corrosion of absorber tubes   | no                | depends on salt quality | no                       |
| Hydrogen problem              | yes               | unlikely                | unlikely                 |
| Cost reduction                |                   | Getter Steel            | Getter                   |
| Cost increase                 |                   |                         | Steel                    |
| Main problem                  | Decomposing fluid | Freezing                | High pressure and weight |

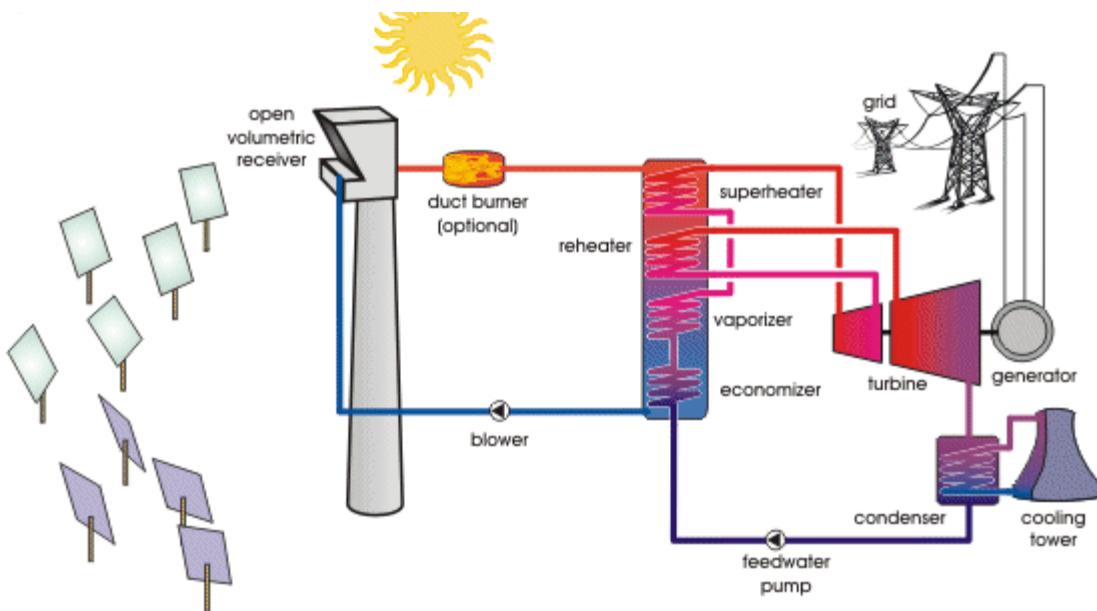
Slika 9.53.: Karakteristike različitih medija za prijenos topline



Slika 9.54.: Visokotlačno čišćenje kolektora demineraliziranim vodom

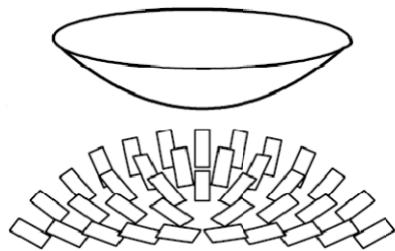
### 9.2.3 SOLARNA TERMOELEKTRANA S CENTRALNIM SABIRNIKOM

Solarna termoelektrana s centralnim sabirnikom (tzv. solarni toranj) sastoji se od zrcalnih reflektora (tzv. heliostati), koji prate kretanje Sunca te reflektiraju izravne Sunčeve zrake koncentrirajući ih prema radijacijsko-konvekcijskom izmjenjivaču topline (tzv. solarni sabirnik), koji se nalazi na vrhu tornja centralno smještenog u odnosu na heliostate. U solarnom sabirniku energija Sunčeva zračenja pretvara se u toplinu koja se predaje mediju za prijenos topline (npr. zrak, rastaljena sol, voda/para) ili izravno radnom mediju kružnog procesa. Preuzeta toplina potom se iskorištava u turboagregatu za proizvodnju električne energije. STE s centralnim sabirnikom često sadržavaju i dodatne sustave kao što su toplinski spremnici ili dopunski izvori topline, koji osiguravaju konstantne parametre i protok radnog medija za vrijeme promjenjiva Sunčeva zračenja, te povećavaju faktor raspoloživosti postrojenja. Pojednostavljena shema solarne termoelektrane s centralnim sabirnikom prikazuje Slika 9.55.

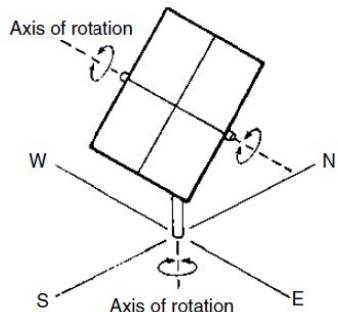


Slika 9.55.: Shema solarne termoelektrane s centralnim sabirnikom

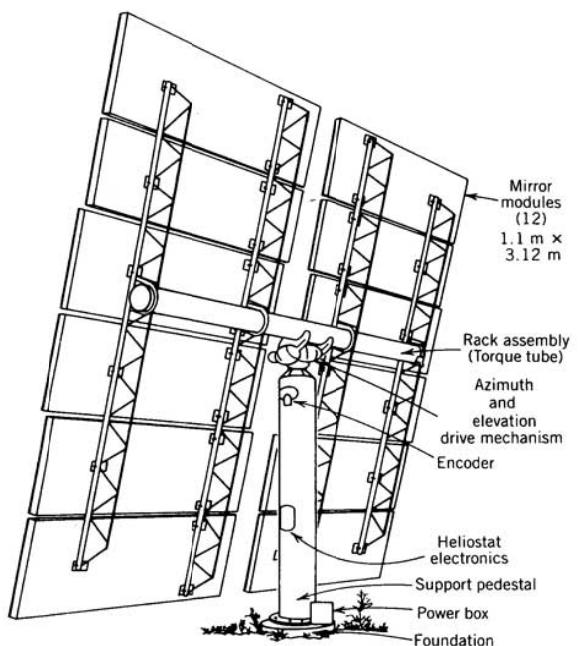
Solarno polje STE s centralnim sabirnikom predstavlja točkasto koncentrirajući sustav, budući da heliostati čine veliki diskretizirani zrcalni paraboloid u čijem žarištu se nalazi solarni sabirnik (Slika 9.56.). Koncentracijski faktor kreće se u rangu od 200 do 1000. Veličina ekonomski isplativih postrojenja iznosi 10-200 MW, ali su isplativi i sustavi manjih snaga koji se integriraju u visoko učinkovite kombinirane cikluse. Visoka gustoća toka Sunčeva zračenja kroz sabirnik (između 300 i 1000 kW/m<sup>2</sup>) omogućuje rad pri relativno visokim temperaturama (do 1000°C), pa se ovakvi solarni sustavi mogu integrirati i u ciklus s plinskom turbinom. Solarni toranj s toplinskim spremnikom ima mogućnost godišnjeg rada preko 4500 sati pri nominalnoj snazi. Najveći dio investicijskog troška za ovakve elektrane otpada na solarno polje, što osim heliostata uključuje i mehanizam za dvoosno praćenje položaja Sunca.



Slika 9.56.: Diskretizirani zrcalni paraboloid



Slika 9.57.: Osi rotacije heliostata



Slika 9.58.: Pločasti heliostat

Heliostati se sastoje od reflektivne površine, sustava za praćenje Sunca, nosive konstrukcije s temeljem i upravljačke elektronike (Slika 9.58.). Položaj svakog heliostata računa se zasebno na temelju njegove prostorne pozicije, trenutne pozicije Sunca i pozicije mete, tj. sabirnika. Heliostat se zakreće u smjeru dviju osi, što predstavlja dvoosno (potpuno) praćenje Sunca (Slika 9.57.). Pozicija mete se elektroničkim putem dojavljuje heliostatu putem komunikacijske linije.

Informacije se obnavljaju svakih nekoliko sekundi. Površina zrcala trenutno dostupnih heliostata kreće se između 20 i 150 m<sup>2</sup>. Trenutno najveći heliostat ima površinu od 200 m<sup>2</sup>.

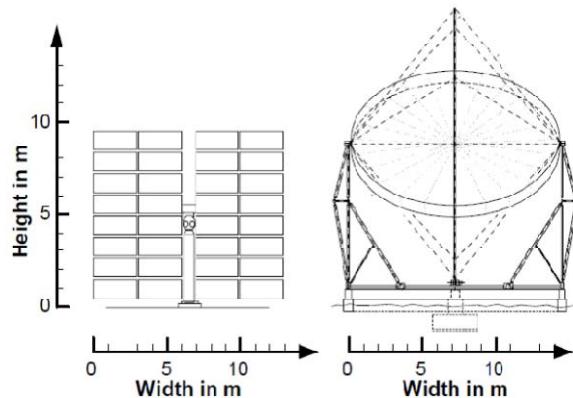
Heliostati su uobičajeno centralno upravljaju i centralno napajaju električnom energijom. Kao alternativa, razvijeni su i autonomni heliostati koji se upravljaju lokalno, a električna energija za upravljački procesor i pokretni mehanizam dobiva se putem fotonaponskih čelija smještenih paralelno sa reflektorskim površinama (Slika 9.59.).

Heliostati se upravljaju zasebno kako bi se mogla kontrolirati gustoća radijacijskog toka u sabirniku. Iz tog razloga nisu svi heliostati fokusirani u istu točku sabirnika, već se tok jednolikom raspoređuje po cijeloj njegovoj površini.



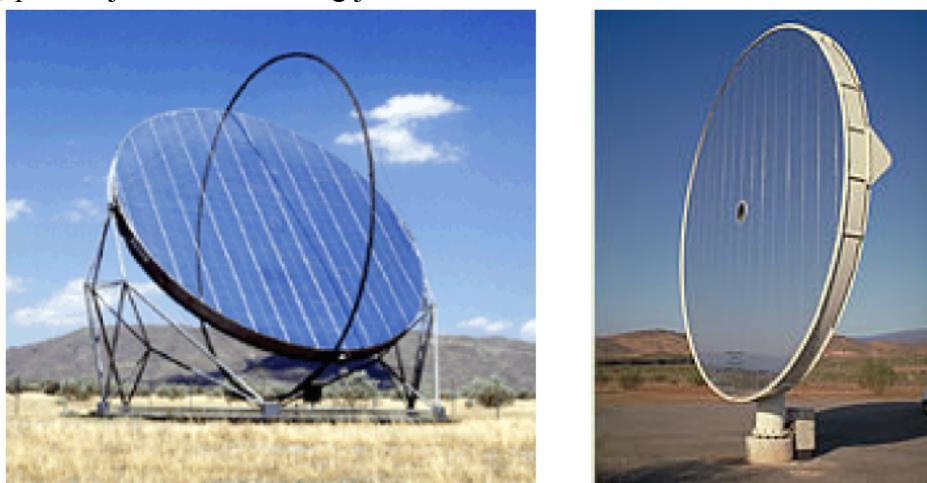
Slika 9.59.: Heliostat (Hellas 01) s vlastitim napajanjem putem fotonaponskih čelija

Trenutno postoje dvije vrste heliostata, pločasti i membranski (Slika 9.60.). Pločasti heliostati sastoje se od određenog broja reflektirajućih ploča montiranih na noseću konstrukciju (Slika 9.58.). Ploče predstavljaju metalna zrcala obložena staklom, veličine 2 do  $4 \text{ m}^2$ . Položaj, tj. nagib svakog zrcala na nosećoj konstrukciji različit je za sve heliostate u solarnom polju. Prateći položaj Sunca, heliostati se zakreću u dvijema osima koje su međusobno okomite (vertikalni glavni stup i horizontalna cijev na koju su oslonjeni nosači zrcala). Kako bi se smanjilo podešavanje zrcala i broj zakretnih mehanizama konstruiraju se heliostati s velikim reflektirajućim pločama.

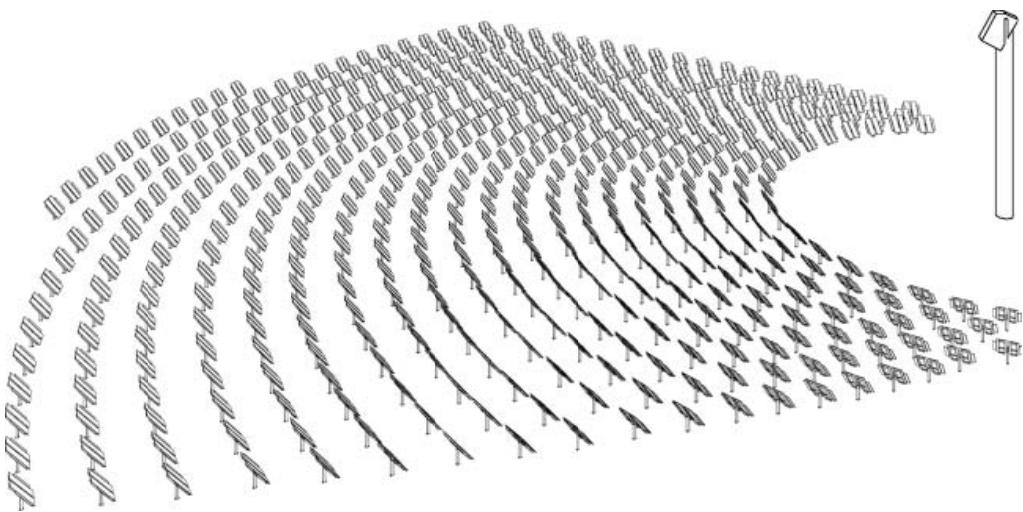


Slika 9.60.: Pločasti heliostat (lijevo), membranski heliostat (desno)

Da bi se smanjili troškovi proizvodnje i montaže pločastih heliostata, a istovremeno poboljšala optička kvaliteta, razvijeni su tzv. membranski heliostati (Slika 9.61.). Reflektirajuću površinu čini "bubanj", koji se sastoji od metalnog tlačnog prstena i napregnutih membrana s prednje i stražnje strane. Kao membrane koriste se plastične ili metalne folije. U slučaju metalnih membrana, koje karakterizira visoka trajnost, prednja strana membrane prekrivena je tankim slojem stakla kako bi se osigurala željena reflektivnost. U unutrašnjosti bubnja je nizak potlak (nekoliko milibara) kojeg stvara ventilator ili vakuumska pumpa. Potlak deformira zrcalnu membranu oblikujući koncentrator. Druga konstrukcijska rješenja za deformaciju zrcalne membrane koriste mehaničke ili hidrauličke uređaje. Deformiranje membrane omogućuje membranskim heliostatima jednostavno podešavanje pa čak i mijenjanje žarišne duljine tijekom rada. Nedostatak ovakvih heliostata predstavlja pad njihove optičke kvalitete pod utjecajem vjetra, te u slučaju korištenja ventilatora, potrošnja električne energije.



Slika 9.61.: Membranski heliostati



Slika 9.62.: Solarno polje s heliostatima i centralnim sabirnikom

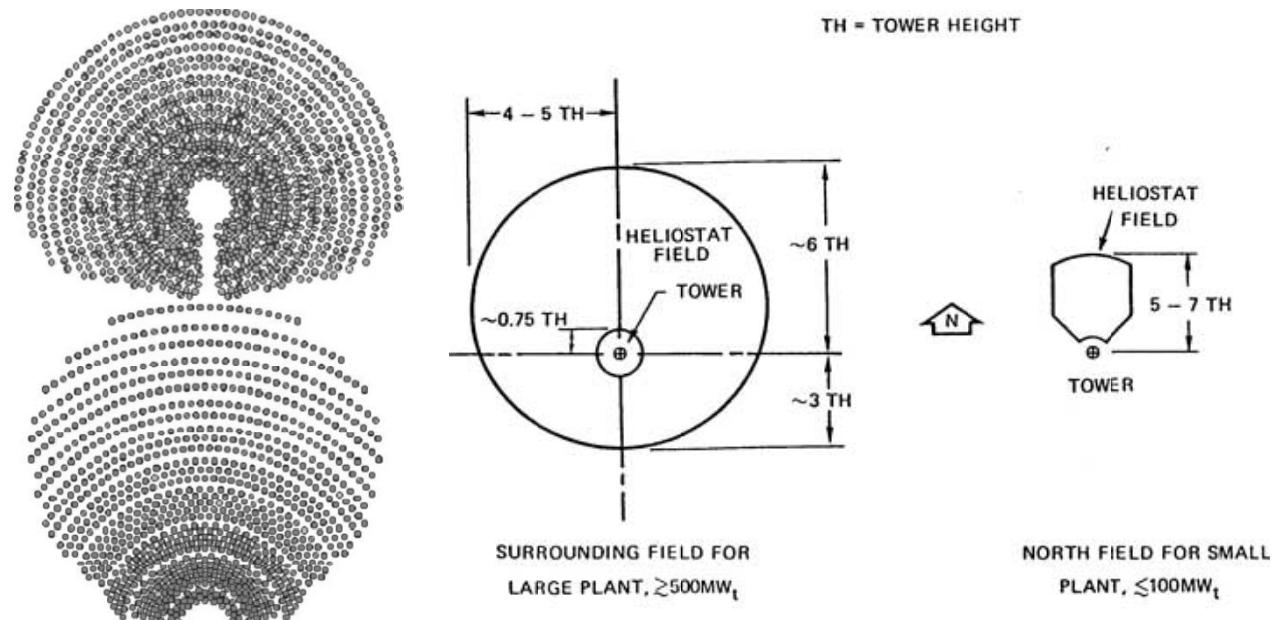
Raspored heliostata u solarnom polju proračunava se složenim optimizacijskim algoritmima, kako s tehničke tako i s ekonomski strane. Heliostati moraju biti razmješteni što bliže jedni drugima kako bi sabirnik bio što manji a koncentracija zračenja visoka. Raspored heliostata ovisi o geografskom položaju i nazivnoj toplinskoj snazi postrojenja, stoga solarno polje može biti:

- kružno polje (Slika 9.63. lijevo gore)

Primjenjuje se u područjima bliže ekvatoru jer se na taj način najbolje iskorištava površina i smanjuje visina tornja, te kod većih postrojenja ( $\geq 500 \text{ MW}_t$ ).

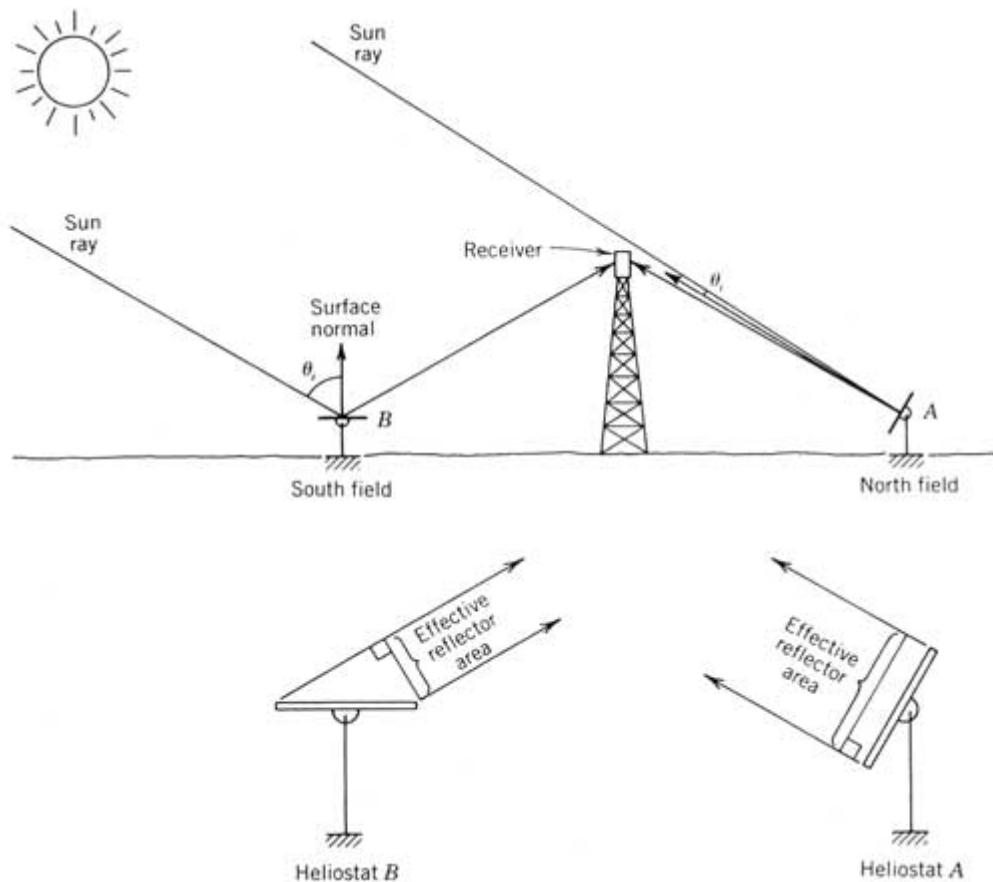
- sjeverno (ili južno) polje (Slika 9.63 lijevo dolje)

Primjenjuje se kod viših sjevernih i južnih geografskih širina (sjeverno polje sjeverno od ekvatora, južno polje južno od ekvatora), te kod manjih postrojenja ( $\leq 100 \text{ MW}_t$ ).



Slika 9.63.: Shematski prikaz kružnog i sjevernog (južnog) polja heliostata

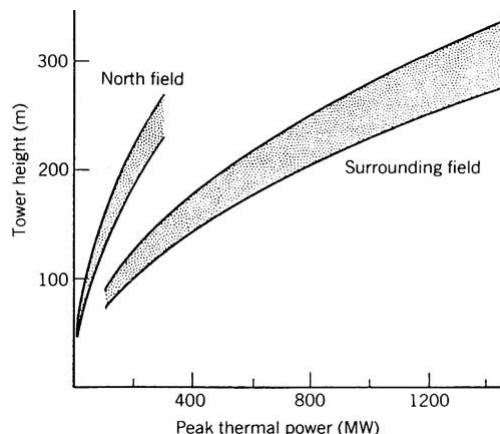
Heliosati koji se nalaze bliže tornju imaju najmanje zasjenjenje. Heliosati koji su smješteni sjeverno na sjevernoj Zemljinoj polutci (ili južno na južnoj Zemljinoj polutci) imaju najmanje kosinusne gubitke (Lambertov zakon kosinusa) (Slika 9.64.). Helostati najudaljeniji od tornja zahtijevaju visoko precizne uređaje za praćenje Sunca, te moraju biti međusobno udaljeniji zbog efekta zasjenjenja ili blokiranja.



Slika 9.64.: Efekt kosinusa (Lambertov zakon kosinusa)

Visina tornja na kojem je smješten solarni sabirnik također se tehnički i ekonomski optimizira (Slika 9.65.). Poželjni su visoki tornjevi, budući da veća i gušća solarna polja karakterizira manji gubitak zasjenjenja. Međutim, visoki tornjevi zahtijevaju precizne sustave za praćenje, te su kod njih povećani građevinski troškovi, troškovi cjevovoda i pumpnih uređaja, a javljaju se i veći toplinski gubici. Uobičajena visina tornja iznosi 80 do 100 m. Tornjevi mogu izgrađeni od betona ili rešetkaste metalne konstrukcije.

Troškovi cjevovoda i tehnički izazovi montaže toplinskih strojeva na vrhu tornja mogu se izbjegći postavljanjem sekundarnog reflektora na vrh tornja, koji usmjerava zrake prema sabirniku smještenom na dnu (beam-down principle)(Slika 9.27 sredina). Iako ovakav princip smanjuje troškove tornja, cjevovoda i toplinskog stroja, ukupna učinkovitost solarnog polja se smanjuje zbog dodatnih optičkih gubitaka uzrokovanih sekundarnim reflektorom.



Slika 9.65.: Ovisnost visine tornja o toplinskoj snazi postrojenja i rasporedu heliostata

Pogonski mehanizam heliostata ima važnu ulogu u solarnim termoelektranama s centralnim sabirnikom, budući da o njemu ovisi kakva će biti kvaliteta koncentriranja Sunčeva zračenja. Stoga pogonski mehanizam mora imati slijedeće karakteristike:

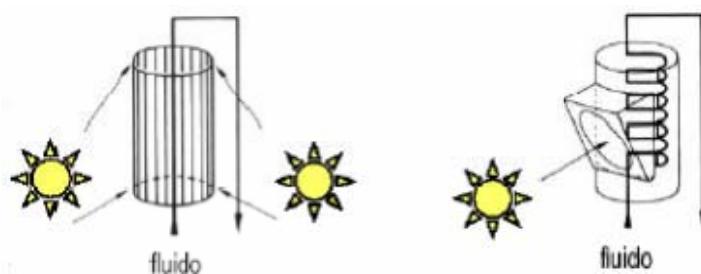
- mora biti dovoljno robustan kako bi mogao podnjeti svoju vlastitu težinu, pokretnu konstrukciju i udare vjetra, te dovoljno krut kako bi se izbjegle niskofrekvencijske vibracije
- mora omogućiti spore pokrete, s visokim prijenosnim omjerima (do 40,000:1)
- mora omogućiti precizno pozicioniranje bez slobodnih pokreta
- mora osigurati relativno brz povrat u sigurnu poziciju u slučaju jakih vjetrova ili ostalih opasnih vremenskih nepogoda
- mora biti otporan na vanjske utjecaje
- mora se lako održavati
- troškovi proizvodnje i eksploatacije moraju biti što niži

Nećešće korišteni pogonski sustavi koriste mehanizam s pužnim vijcima. Pužni vijci omogućuju visoke prijenosne omjere pri visokim momentima. No u odnosu na planetarne prijenosnike, koji zahtjevaju manji prostor, pužni vijci su zbog većih gubitaka trenja manje učinkoviti. Pojačano trenje kod pužnih vijaka ipak ima i pozitivnu stranu jer onemogućava nekontrolirano pokretanje vijaka. U zadnje vrijeme počeli su se konstruirati heliostati koje pokreće robotizirani hidraulički sustav (Slika 9.66.).



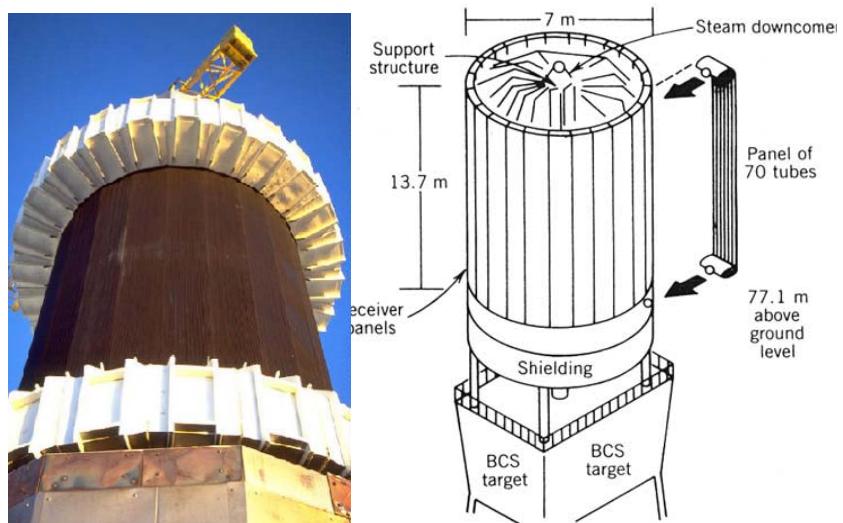
Slika 9.66.: Robotizirani heliostat ArrayBot

Solarni sabirnik koji se nalazi na vrhu solarnog tornja predstavlja izmjenjivač topline na kojem se koncentrirano Sunčev zračenje pretvara u toplinsku energiju upotrebitvu u termodinamičkom procesu. Energetski tok zračenja i radne temperature bitno su različiti u odnosu na parabolične koritaste kolektore, stoga se konstrukcije ovakvih solarnih termoelektrana zasnivaju na visokoj tehnologiji, uz primjenu visoko učinkovitih materijala. Oponašajući crno tijelo, solarni sabirnik smanjuje radiacijske gubitke na najmanju moguću mjeru. Stoga se smješta u šuplje kućište tornja, a izmjenjivačke cijevi ili porozne apsorberske površine bojaju se u crnu boju. Solarni sabirnik najčešće se sastoji od jednog komada u kojem se centralizira sva energija sakupljena solarnim poljem. Zbog toga solarni sabirnici moraju imati što bolju toplinsku učinkovitost i izdržljivost. Radne temperature sabirnika iznose od 500 do  $1200^{\circ}\text{C}$ , a tok zračenja od 300 do više od  $1000 \text{ kW/m}^2$ . Najveći izvor toplinskih gubitaka solarnog sabirnika predstavlja apsorber, koji ponajviše toplinu gubi radijacijom. Postoje različite podijele solarnih sabirnika ovisno o konstrukciji, apsorberskom materijalu, radnom mediju i mehanizmima prijenosa topline.



Slika 9.67.: Geometrijska podijela sabirnika (lijevo: vanjski, desno: smješten u kućištu)

Prema geometrijskoj konfiguraciji, sabirnici se općenito dijele na vanjske (external) i na one koji su smješteni u šupljem kućištu (cavity)(Slika 9.67.). Vanjski sabirnici mogu se sastojati od pločastog cjevastog apsorbera ili od cilindričnog cjevastog apsorbera (Slika 9.68.). Cilindrični cjevasti apsorberi obično se izabiru za kružna solarna polja.



Slika 9.68.: Vanjski sabirnik s cilindričnim cjevastim apsorberom

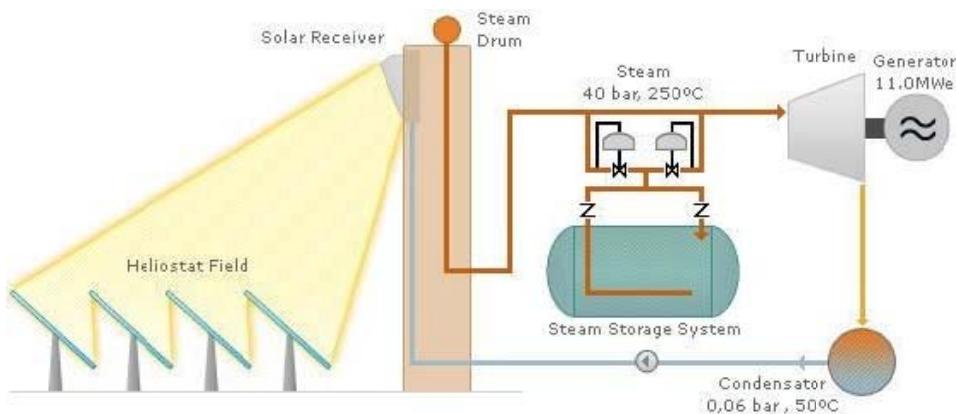
Kod druge geometrijske izvedbe sabirnika, zračenje koje reflektira polje heliostata prolazi kroz otvor kućišta na tornju i biva apsorbirano od stijenke koju čini snop apsorberskih

cijevi (Slika 9.69.). Ovakve izvedbe koriste se za sjeverni (ili južni) razmještaj heliostata u solarnom polju.



Slika 9.69.: Sabirnik smješten u šupljem kućištu tornja

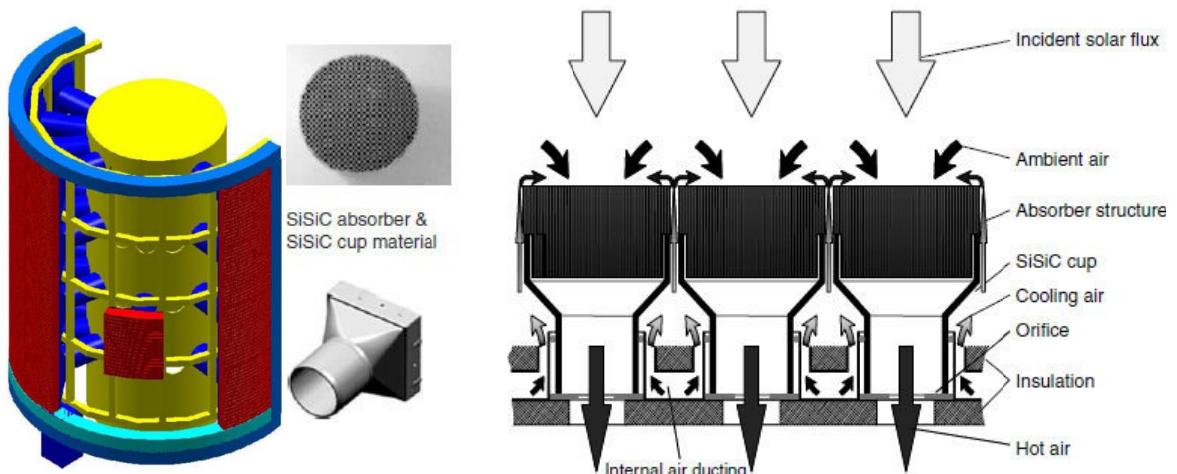
Sabirnici se također mogu podijeliti na cijevne (tubular) i volumetričke (volumetric). Kod jednih i drugih, radni fluid zagrijava se indirektno preko radiacijsko-konvekcijskog izmjerenjivača topline. Kod cijevnog sabirnika radni medij prolazi kroz snop apsorberskih cijevi preuzimajući konvekcijom toplinu s apsorbera. Prijenos topline odvija se kroz cijevnu stijenku stoga je otežan rad s tokovima zračenja iznad  $600 \text{ kW/m}^2$ . Rad pri tokovima zračenja iznad  $1 \text{ MW/m}^2$  moguće je ostvariti jedino s kapljevinama visoke toplinske vodljivosti (npr. tekući natrij). Kao radni medij u cijevnim sabirnicima može se koristiti voda/para, natrijeva i rastaljena sol, te zrak. Kod cijevnih sabirnika, u radu s vodom (Slika 9.70.), najveći problem predstavlja pregrijavanje suhozasićene vodene pare, prilikom čega dolazi do termičkih naprezanja uslijed slabog odvođenja topline. Kod rada s rastaljenom soli postoji opasnost od smrzavanja soli pri relativno visokoj temperaturi ( $220^\circ\text{C}$ ). Rastaljenu sol moguće je zagrijati na radnu temperaturu od  $565^\circ\text{C}$ .



Slika 9.70.: Solarni toranj s cijevnim sabirnikom i vodom kao radnim medijem

Volumetrički sabirnici sastoje se od visoko porozne strukture koja služi kao apsorber energije Sunčeva zračenja. Apsorber volumetričkih sabirnika može biti otvoren prema okolišu

(otvoreni volumetrički sabirnici) (Slika 9.71.), ili zatvoren prema okolišu prozirnim stijenkama (zatvoreni volumetrički sabirnici) (Slika 9.72.). Medij za prijenos topline kod volumetričkih sabirnika je zrak, koji može biti pod atmosferskim tlakom (kod otvorenih sabirnika) ili pod pretlakom (kod zatvorenih sabirnika). Pošto je za zrak karakterističan nizak toplinski kapacitet, potrebni su veliki volumni protoci i velika površina apsorbera. S metalnim apsorberom moguće je postići temperature zraka do  $850^{\circ}\text{C}$ , dok s keramičkim vlaknima i pjenama temperatura zraka raste i preko  $1000^{\circ}\text{C}$ .



Slika 9.71.: Otvoreni zračni volumetrički sabirnik

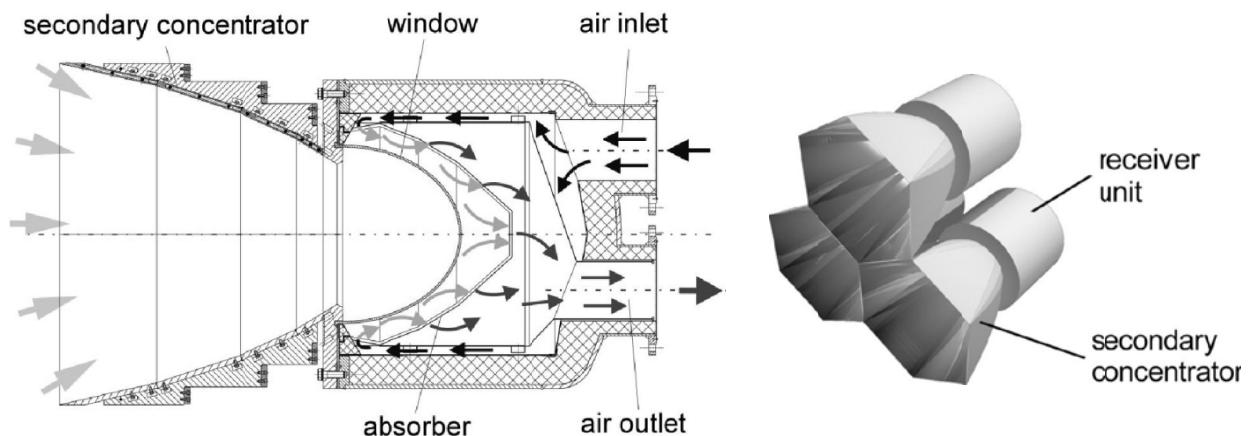
Upotreba zraka kao radnog fluida u STE s centralnim sabirnikom ima mnoge prednosti u odnosu na druge medije za prijenos topline, a to su:

- potpuno dostupan i besplatan medij
- nema opasnosti od smrzavanja
- moguće je ostvariti visoke radne temperature i na taj način integrirati Sunčevu toplinsku energiju u mnogo učinkovitiji termodinamički proces
- nema promjena agregatnog stanja
- jednostavniji sustav
- brži odziv na promjene toka zračenja
- nisu potrebni posebni sigurnosni sustavi
- nema utjecaja na okoliš

Upotreba zraka u cjevnim sabirnicima nije donjela prihvatljive rezultate (gustoća toka zračenja manja od  $200 \text{ kW/m}^2$ ), no izum volumetričkih sabirnika mnogo je obećavao. Mnogi volumetrički prototipi testirani su proizvodeći vrući zrak pri temperaturama od  $1000^{\circ}\text{C}$  i više, i s površinama otvora sličnim kao kod sabirnika s rastaljenom soli i vodom/parom. Rezultati su bili zadovoljavajući jer su postignute vrijednosti srednjeg toka zračenja od  $400 \text{ kW/m}^2$  i vršnog toka od  $1000 \text{ kW/m}^2$ .

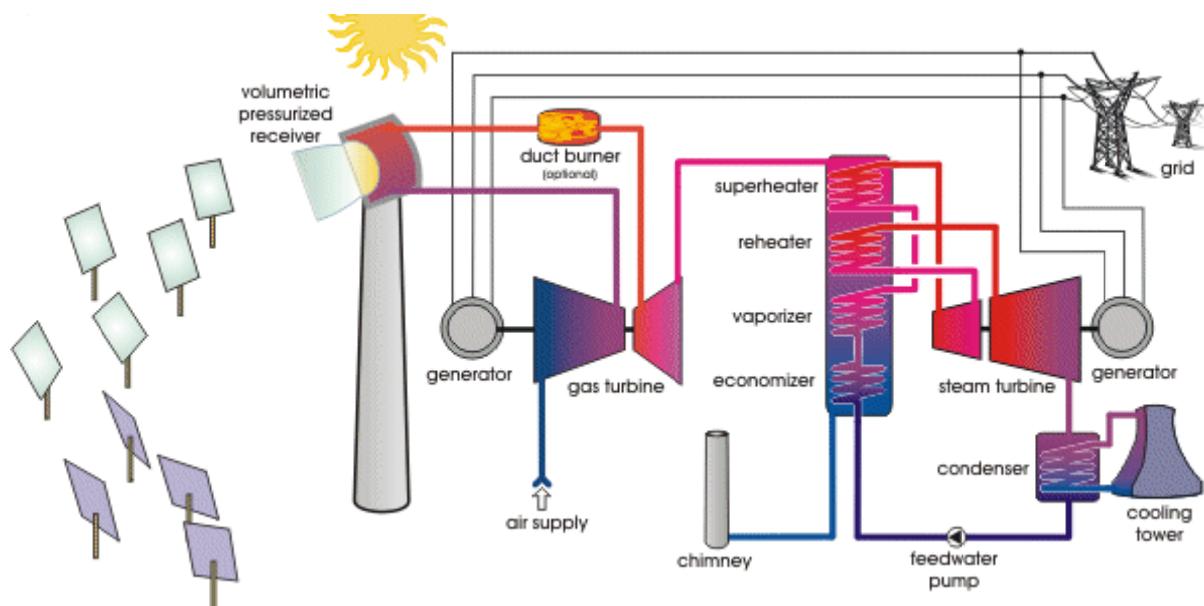
Iako nisu provedena dugoročna ispitivanja, potrebno je daljnje poboljšanje sabirnika kako bi radijacijski gubici bili još manji, a učinkovitost procesa veća. Potrebno je također ispitati najpovoljnije zračne recirkulacijske omjere. Otvoreni zračni volumetrički sabirnici predstavljaju obećavajuću tehnologiju za proizvodnju pregrijane pare u Rankinovom procesu

(Slika 9.55), no umjerena toplinska učinkovitost (nominalna 74% i prosječna godišnja 64%) mora se dodatno poboljšati da bi se ostvarila konkurentnost s cijevnim sabirnicima.



Slika 9.72.: Zatvoreni zračni volumetrički sabirnik

Za razliku od otvorenih zračnih sabirnika, zatvoreni volumetrički sabirnici imaju ostakljeni otvor (zaštitno kvarcno staklo), koji odvaja apsorber i kućište sabirnika od okoline (Slika 9.72.). Na taj način, kao radni medij u sabirniku, može se koristiti zrak pod tlakom, što omogućuje integraciju solarnog sustava s plinskim procesom (Slika 9.73.). Komprimirani zrak iz turbokompresora, prije ulaska u komoru izgaranja, predgrijava se toplinom Sunčeva zračenja.



Slika 9.73.: Solarni toranj integriran u otvoreni plinski ciklus kombiniranog postrojenja

Ovakav sustav posjeduje značajne prednosti u odnosu na ostale hibridne solarne koncepte, budući da se Sunčeva energija apsorbirana u vrućem zraku iskorištava izravno s visokom stupnjem učinkovitosti kombiniranog postrojenja. Ovakvom energetskom pretvorbom smanjuje se veličina potrebnog solarnog polja s heliostatima, što pridonosi

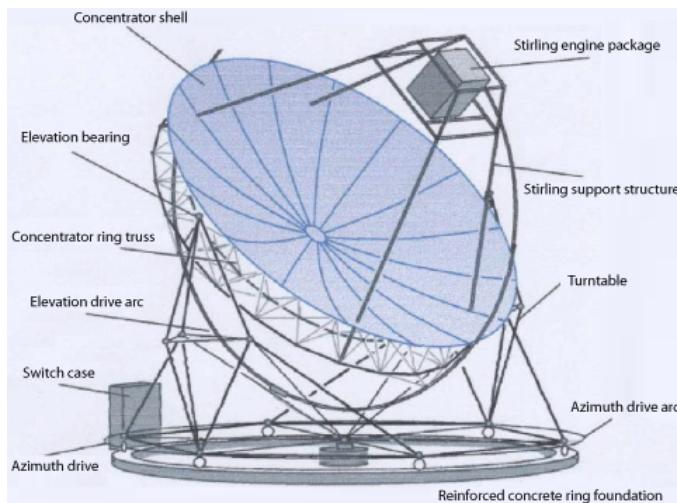
smanjenju ukupnih investicijskih troškova solarnog postrojenja u usporedbi sa solarnim parno turbinskim postrojenjima. Solarno zagrijavanje zraka ima veliki potencijal u smanjenju troškova solarnih termoenergetskih postrojenja, a može se primjenjivati u širokom rasponu snaga (1-100 MWe). Kod postrojenja manjih snaga, umjesto kombiniranog procesa, mogu se koristiti plinsko turbinski ciklusi s regenerativnim izmjenjivačem topline. Solarni udio u proizvodnji električne energije može se vrlo fleksibilno birati s izlaznom temperaturom zraka iz sabirnika, koja može biti znatno viša u odnosu na druge hibridne koncepte (npr. integrirano solarno kombinirano postrojenje s paraboličnim koritastim kolektorima).



Slika 9.74.: Žarište heliostata odmaknuto od solarnog sabirnika

## 9.2.4 SOLARNA TERMOELEKTRANA S PARABOLOIDNIM TANJURASTIM KONCENTRATORIMA

Solarne termoelektrane moguće je koristiti kao distribuirane izvore energije, a to omogućuju solarni tanjuri, tj. manji energetski sustavi koji se mogu sastojati od jednog ili više ujedinjenih tanjurastih, točkasto koncentrirajućih koncentratora. Tanjurasti koncentrator sastoji se od paraboloidnog zrcala koje reflektira Sunčeve zrake u jednu točku, žarište, u kojem se nalazi sabirnik koji apsorbira Sunčevu energiju u obliku topline. Toplina apsorbirana u sabirniku iskorištava se u toplinskem stroju za pokretanje električnog generatora i proizvodnju električne energije. Toplinski stroj i generator najčešće su smješteni zajedno sa sabirnikom i pomoću nosača učvršćeni za konstrukciju tanjurastog koncentratora. Iako je do sada bilo raznih izvedbi tanjurastih sustava, poput tanjura s plinskom mikroturbinom ili tanjura za proizvodnju pregrijane vodene pare koja opskrbljuje centralni energetski sustav, sustav s tanjurom i Stirlingovim motorom pokazao se najučinkovitijim (vršna učinkovitost iznad 30%, srednja dnevna učinkovitost 25%). Slika 9.75. prikazuje paraboloidni tanjurasti koncentrator sa Stirlingovim motorom.

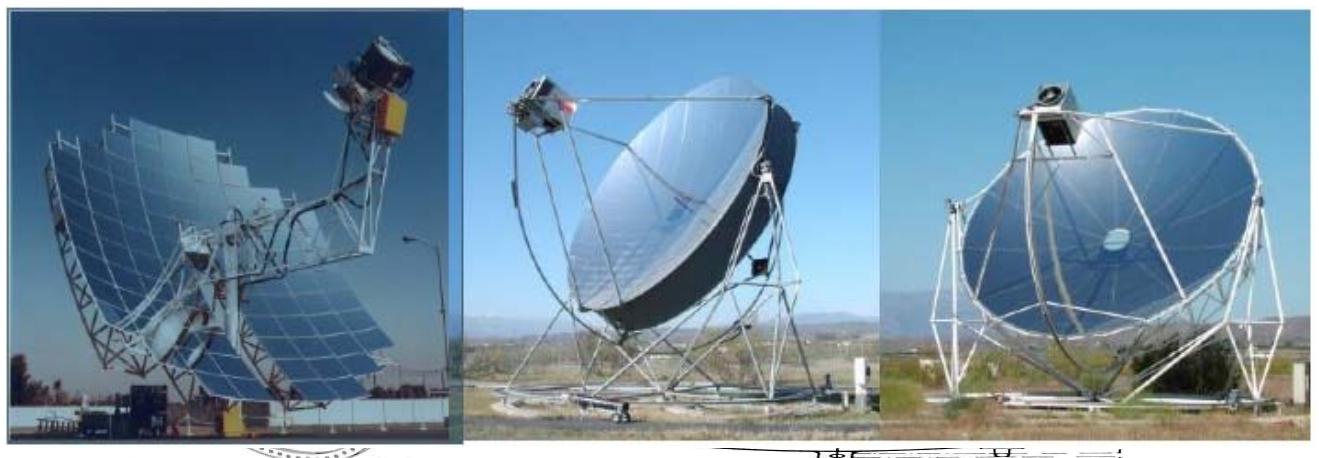


Slika 9.75.: Tanjurasti koncentrator sa Stirlingovim motorom

Od svih solarnih tehnologija, solarni sustavi s paraboloidnim tanjurastim koncentratorima predstavljaju najučinkovitiji način pretvaranja Sunčeve energije u električnu. Visoku učinkovitost postižu zahvaljujući visokom faktoru koncentracije (do 3000) i visokim radnim temperaturama (do  $1500^{\circ}\text{C}$ ). Da bi se Sunčev zračenje tokom dana konstantno reflektiralo u žarišnu točku, sustav za praćenje Sunca konstantno zakreće koncentrator oko dvije osi. Što je veći koncentracijski faktor, to su veći zahtjevi u točnosti praćenja (npr. pri odstupanju od samo  $1^{\circ}$  dolazi do potpunog gubitka funkcionalnosti koncentratora, dok kod koritastog koncentratora takva greška smanjuje njegovu efikasnost za 20%).

Solarni tanjuri su modularni, svaki predstavlja zasebnu energetsku jedinicu, te ih je moguće ujediniti u elektranu veličine od nekoliko kilovata do nekoliko desetaka megavata. S trenutnom tehnologijom, sustav od 5 kWe zahtijeva koncentrator promjera 5.5 m, sustav od 10 kWe promjer 7.5 m, dok sustav od 25 kWe promjer koncentratora od 10 m. Promjer koncentratora ograničen je na 10 do 20 m, jer pri većim promjerima postoji mogućnost deformacija vlastitom težinom što može dovesti do promjene geometrije ogledala. Stirlingovi motori su najpogodniji za tanjuraste sustave zbog visoke učinkovitosti (40%), visoke gustoće snage (40-70 kW/l), te potencijala za dugotrajan rad i lako održavanje.

Koncentrator je ključan element tanjurastih sustava. Zakrivljena reflektivna površina može biti izrađena od segmentnih sferično zakriviljenih zrcalnih ploča koje su raspoređene u približno paraboloidnoj strukturi (Slika 9.76. lijevo), od jedne ili više napetih zrcalnih membrana (Slika 9.76. sredina) ili kao zakrivljena zrcalna ploha sastavljena od spojenih segmenata (Slika 9.76. desno). U svim slučajevima, zakrivljena reflektivna površina sastoje se od sloja aluminija ili srebra prekrivenog stakлом ili polimerom (reflektivnost 95%), ili od reflektivnog polimernog filma (reflektivnost 96%), a najlošiji izbor je polirana aluminijumska ploha (reflektivnost 85%).

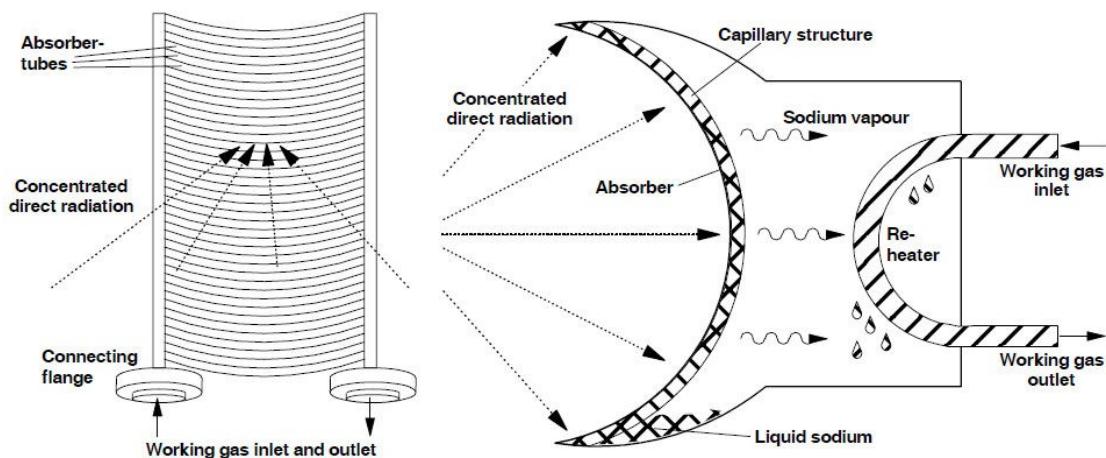


Slika 9.76.: Različite izvedbe reflektora tanjurastih sustava sa Stirlingovim motorom

Sunčeve zračenje koje reflektira tanjurasti koncentrator apsorbira se u sabirniku i pretvara u tehnički iskoristivu toplinu. Sabirnik je toplinski najopterećeniji dio solarnog tanjurastog sustava. Temperature radnog medija kreću se između 600 i 800°C, a tlakovi između 40 i 200 bara. Radna temperatura značajno utječe na učinkovitost toplinskog stroja, no pri višim temperaturama javljaju se i povećani gubici zračenja. Zbog neizbjježnih nesavršenosti zrcala, intenzitet koncentriranog zračenja nije homogeno raspodjeljen na sabirniku, stoga se na njegovoj apsorberskoj površini može javiti značajan temperaturni gradijent. Kod solarnih tanjurastih sustava najčešće se koriste dva načina prijenosa topline, direktni i indirektni.

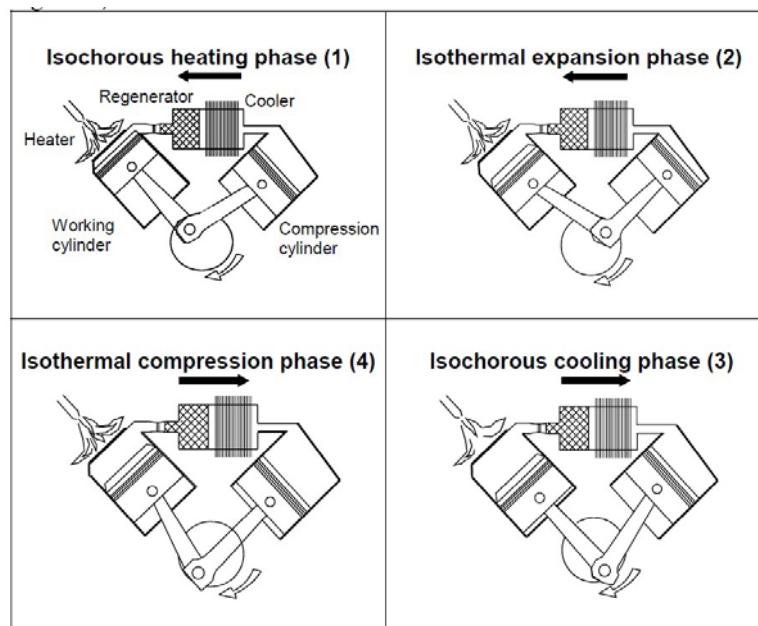
Kod direktnog sustava, radni medij za pogon Stirlingovog motora zagrijava se u sabirniku prolazeći kroz snop apsorberskih cijevi (Slika 9.77.). Tanke apsorberske cijevi direktno su izložene koncentriranom Sunčevom zračenju. Radni medij nalazi se pod visokim tlakom i brzinom strujanja, a najčešće je to helij ili vodik. Oblik sabirnika mora odgovarati geometriji žarišne točke paraboloidnog tanjurastog koncentratora.

Kod indirektnog sustava, medij za prijenos topline predaje energiju Sunčeva zračenja radnom mediju toplinskog stroja. Fazno promjenjivi medij za prijenos topline (npr. natrij) isparava u apsorberu s kapilarnom strukturom i kondenzira na hladnjem dijelu s cijevima gdje predaje latentnu toplinu radnom mediju. Promjena faze osigurava dobru kontrolu temperature i ujednačeno zagrijavanje toplinskog stroja. Ovakav tip sabirnika najčešće se sastoje šupljeg kućištu kroz čiji otvor koncentrirano zračenje dopire do apsorberske površine, na taj način se smanjuju gubici zračenja koje emitira apsorber i konvekcijski gubici primjerice uzrokovani vjetrom.



Slika 9.77.: Tipovi apsorbera tanjurastih solarnih sustava

Toplinska energija dobivena koncentriranjem Sunčeva zračenja iskorištava se u Stirlingovom motoru za pogon električnog generatora. Stirlingov motor spada u grupu toplinskih strojeva koji rade u zatvorenom sustavu, tj. kružni proces koristi uvijek isti radni medij. Za razliku od motora s unutrašnjim izgaranjem (Otto i Diesel motori), Stirlingovim motorima toplina se dovodi izvana, stoga su pogodni za solarne sustave. Osnovni princip Stirlingovog motora temelji se na dobivanju korisnog mehaničkog rada promjenom volumena radnog medija uslijed njegovog zagrijavanja i hlađenja. Proces se sastoji od četiri faze: izohornog zagrijavanja, izotermne ekspanzije, izohornog hlađenja i izotermne kompresije (Slika 9.78.).



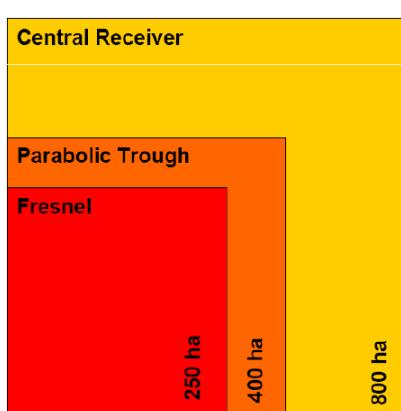
Slika 9.78.: Stirlingov kružni proces

### 9.2.5 SOLARNA TERMOELEKTRANA S FRESNELOVIM REFLEKTORIMA

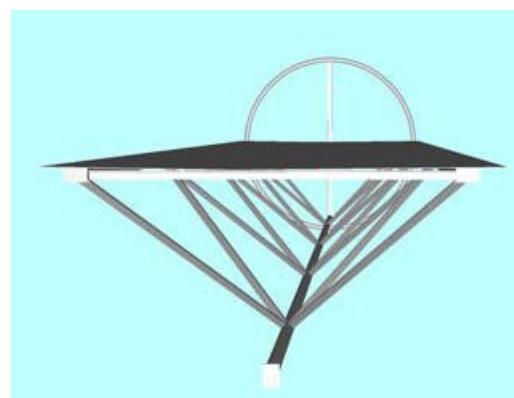
Solarne termoelektrane s Fresnelovim reflektorima (Slika 9.79.) koriste dugačka ravna zrcala, smještena u istoj ravnini, koja se zakreću oko težišta, i na taj način reflektiraju direktno Sunčeve zračenje na statični linearni apsorber koji se nalazi na nosećoj konstrukciji iznad zrcala. Ovakav linearno koncentrirajući sustav manje se opterećuje pod utjecajem vjetrova (mala širina zrcala, do 2 m), zahtjeva manje prostora (manje od 1 ha/MW)(Slika 9.80.), a i jednostavnija izvedba reflektora u odnosu na parabolične koritaste kolektore smanjuje cijenu postrojenja. Zbog takve konstrukcije, Fresnelovi kolektori imaju manju optičku učinkovitost i postižu manje koncentracijske omjere. Segmenti zrcala pokreću se ili zasebno ili grupno. Fresnelovi kolektori zahtjevaju složenije sustave upravljanja u usporedbi s koritastim kolektorima budući da sadrže veći broj jedinica za zakretanje.



Slika 9.79.: Solarna termoelektrana s Fresnelovim reflektorima

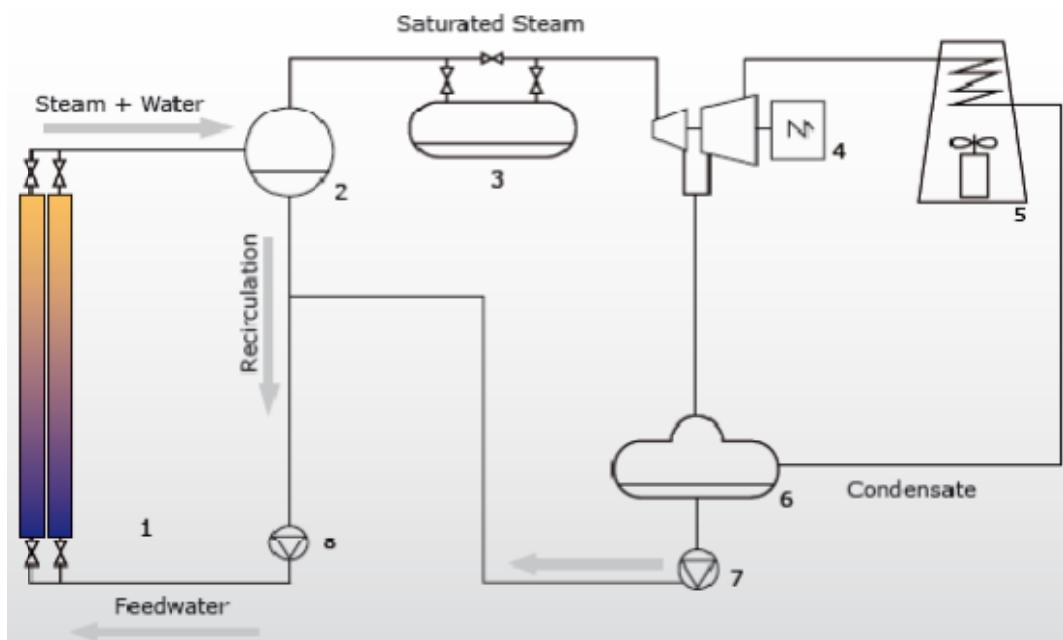


Slika 9.80.: Površine postrojenja za različite tehnologije solarnih termoelektrana istih snaga



Slika 9.81.: Noseća konstrukcija Fresnelova zrcala

Sustavi s Fresnelovim reflektorima koriste direktno Sunčevu zračenje za zagrijavanje vode u apsorberskim cijevima, pri čemu se proizvodi vodena para temperature od 150 do 360°C (Slika 9.82.). Ovakvi sustavi mogu biti činiti samostalna solarna postrojenja ili se mogu jednostavno integrirati u već postojeća termoenergetska postrojenja u kojima mogu zagrijavati napojnu vodu i na taj način povećati proizvodnju električne energije budući da tada nema potrebe za oduzimanjem pare za regenerativno zagrijavanje kondenzata.



Slika 9.82.: Shema solarne termoelektrane s Fresnelovim reflektorima

Investicijski troškova solarnog polja ovakvih postrojenja mogu se smanjiti i do 50% u odnosu na solarna polja s paraboličnim koritastim kolektorima. Noseća konstrukcija reflektora omogućuje iskorištavanje tla ispod zrcala, npr. mogu se postaviti plastenici koji bi iskorištavali difuzno i reflektirano Sunčevu zračenje itd.

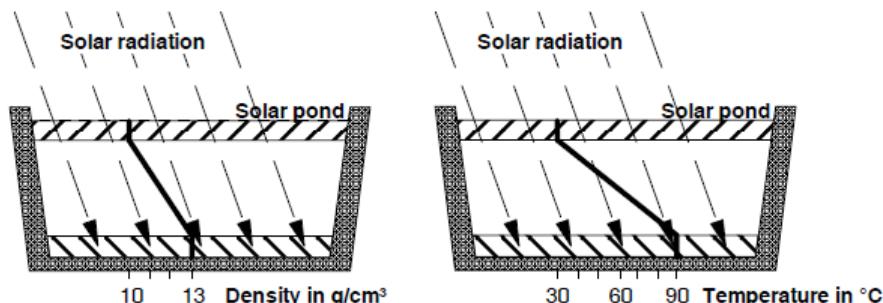
### 9.2.6 SOLARNA TERMOELEKTRANA S BAZENOM

Solarni bazeni su umjetne tvorevine koje djeluju poput ravnih solarnih kolektora, a po dimenzijama i količini vode približavaju se prirodnim jezerima. Osim što služe kao kolektori, bazeni imaju istovremeno i ulogu spremnika topline. Bazeni ispunjeni slanom vodom rade na principu gradijenta u koncentraciji otopljene soli, koja se povećava s dubinom. Dno bazena služi kao apsorber direktnog i difuznog Solarnog zračenja, pri čemu se u slojevima pri samom dnu ostvaruju relativno visoke temperature slane vode (između 80 i 90°C), dok površinski slojevi djeluju kao toplinski izolatori. Budući da je gustoća zagrijane vode pri dnu veća, spriječava se njeno gibanje prema hladnjim površinskim slojevima manje gustoće. Da bi se održao gradijent gustoće potrebno je konstantno kontrolirati koncentraciju soli pri dnu i na površini.



Slika 9.83.: Termoenergetsko postrojenje sa solarnim bazenom

Površinski slojevi vode s relativno niskom koncentracijom soli prekriveni su polimernim slojem da bi se spriječila pojava površinskih valova koja bi mogla utjecati na konvektivnu izmjenu topline. Površinski slojevi dubine su oko 0,5 m. Prijelazna zona duboka je od 1 do 2 m, a donja zona u kojoj se akumulira toplina iznosi od 1,5 do 5 m dubine. Difuzijskim procesima dolazi do izjednačavanja koncentracija soli u slojevima vode pa je potrebno sol izdvajati iz površinskih slojeva postupkom isparavanja vode, te ponovo ju dodavati dubljim zonama.



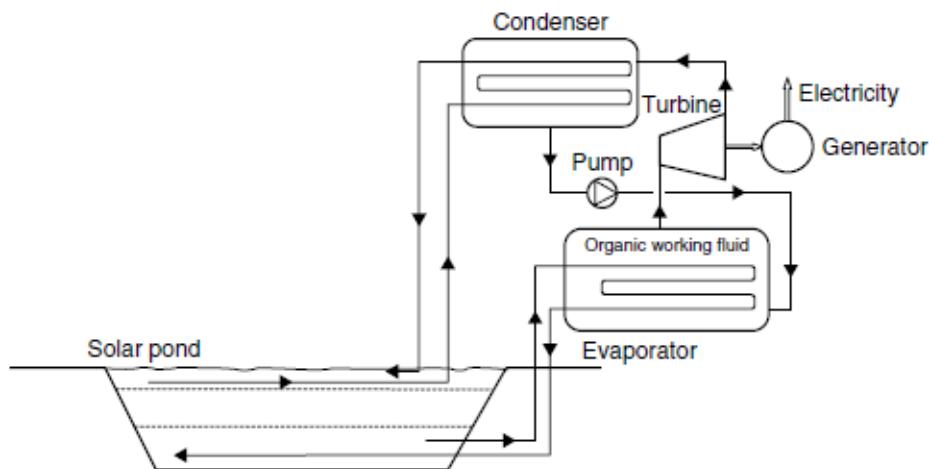
Slika 9.84.: Gustoća (lijevo) i temperaturni gradijent (desno) u solarnom bazenu

Ograničenja pri lociranju solarnih bazena:

- treba zaštititi površinu bazena od vjetra da se ne miješa površinski sloj
- dno i stranice bazena moraju biti nepropusne i toplinski izolirane da slana voda ne bi zagadila okolne izvore pitke vode
- teren mora biti ravan i u blizini ne smiju biti podzemni spremnici mineralne vode s CO<sub>2</sub>, jer on može pri višoj temperaturi razoriti dno bazena
- u bazenu postoji mogućnost razvijanja algi koje apsorbiraju Sunčevu zračenje, a mogu i začepiti njegove hidrauličke sustave

Toplina prikupljena solarnim bazonom iskorištava se u termodinamičkom procesu s toplinskim strojem za dobivanje električne energije. Moguće su dvije metode iskorištavanja topline putem toplinskih izmjenjivača:

- 1) toplinski izmjenjivač montira se izravno na dno bazena
- 2) sloj tople slane vode izvlači se pri dnu bazena te se toplina izmjenjuje u vanjskom toplinskom izmjenjivaču, nakon čega se ohlađena slana voda vraća u bazen (Slika 9.85.)

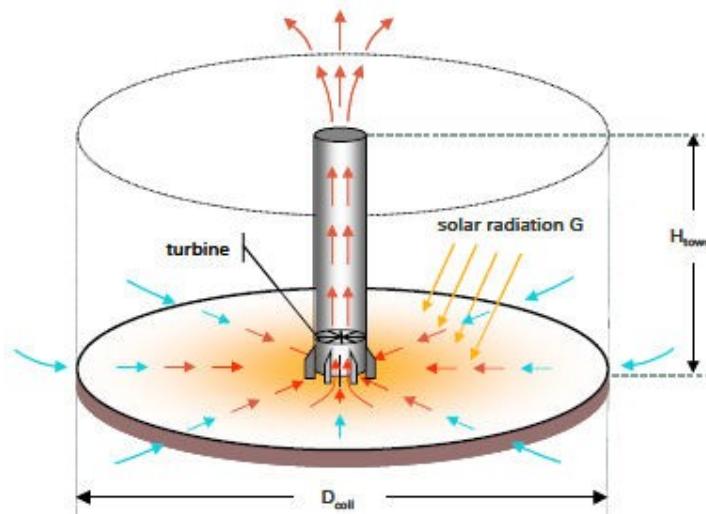


Slika 9.85.: Shema solarnog termoenergetskog postrojenja s bazenom

Kao termodinamički proces kod solarnih bazena najčešće se primjenjuje organski Rankinov proces, tj. kružni proces s parom koji koristi organsku radnu tvar s niskom temperaturom isparavanja, budući da su u ovakvim sustavima relativno niske radne temperature. Električna snaga ovakvih solarnih termoelektrana kreće se u rasponu od nekoliko desetaka kilovata do nekoliko megavata. Toplinska učinkovitost solarnog bazena je vrlo mala, i iznosi oko 1%.

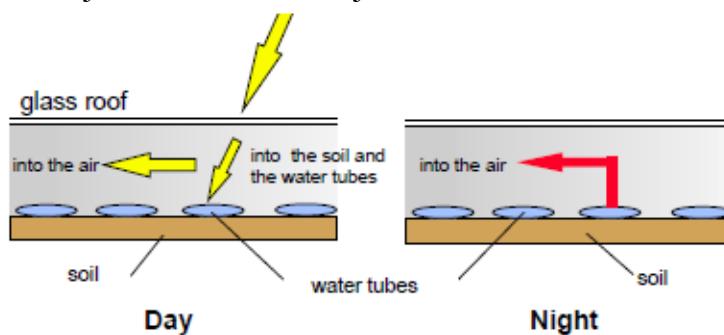
### 9.2.7 SOLARNA TERMOELEKTRANA S UZGONSKIM TORNJEM

Osnovne dijelove solarne termoelektrane s uzgonskim tornjem, koja se naziva i "solarni dimnjak", čine tri glavne komponente: ostakljeni krovni zračni kolektor, dimnjak i turbina (Slika 9.86.). Ovakav sustav koristi kombinaciju solarnog zračnog kolektora i središnje uzgonske cijevi za stvaranje konvekcijskog strujanja koje pogoni tlačnu turbinu i električni generator. Direktno i difuzno Sunčeve zračenje zagrijava zrak ispod ravnog, kružnog staklenog krova, otvorenog na preiferiji, koji zajedno sa tlom formira zračni kolektor. U središtu krova smješten je vertikalni dimnjak s velikim otvorima kroz koje prolazi zrak. Topli zrak u dimnjaku, zbog manje gustoće u odnosu na hladni zrak, struji prema vrhu dimnjaka što uzrokuje strujanje zagrijanog zraka iz kolektora prema dimnjaku, ali i svježeg hladnog zraka iz okoliša prema zračnom kolektoru. Sunčeve zračenje osigurava konstantan protok toplog zraka kroz dimnjak, pri čemu se energija strujanja u tlačnim turbinama, smještenim na dnu dimnjaka, pretvara u koristan mehanički rad za pogon generatora i proizvodnju električne energije.



Slika 9.86.: Princip rada solarnog dimnjaka

Balansiranje izlazne električne snage solarnog tornja omogućuju toplinski spremnici koje čine vreće napunjene vodom smještene na tlu unutar staklenog zračnog kolektora (Slika 9.87.). Preko dana voda u spremnicima akumulira toplinu koja se otpušta tokom noći i omogućuje kontinuiranu opskrbu električnom energijom, ali i regulira zagrijavanje zraka tokom dana pri fluktuacijama Sunčeva zračenja.



Slika 9.87.: Toplinski spremnici solarnog tornja

### **9.3. PRIKAZ TRENUOTNOG SVJETSKOG STANJA ISKORIŠTAVANJA SOLARNE ENERGIJE ZA PROIZVODNJU ELEKTRIČNE ENERGIJE U SOLARNIM TERMOELEKTRANAMA**

Komercijalna primjena solarnih termoelektrana počela je prije više od dvadeset godina u američkoj pustinji Mohave u Kaliforniji. Između 1986. i 1992. godine izgrađeno je devet postrojenja s paraboličnim koritastim kolektorima, od kojih je osam i dan danas u pogonu (šest elektrana po 30 MWe i dvije po 80 MWe). Tek nakon petnaest godina izgrađena je sljedeća solarna termoelektrana u pustinji Mohave - Nevada Solar One od 64 MWe, koja koristi također parabolične koritaste kolektore. To je bila prekretnica za ponovno zanimanje i ulaganje u solarne termoelektrane, te se pokrenuo masovni razvoj i proizvodnja solarne opreme za takva postrojenja. Osim SAD-a najveći broj komercijalnih solarnih termoelektrana do sada izgrađen je u Španjolskoj.

- Solarne termoelektrane s **paraboličnim koritastim kolektorima**:

**SAD:** SEGS-2 30 MW  
 SEGS-3 30 MW  
 SEGS-4 30 MW  
 SEGS-5 30 MW  
 SEGS-6 30 MW  
 SEGS-7 30 MW  
 SEGS-8 80 MW  
 SEGS-9 80 MW  
 Saguaro APS 1 MW (ORC)  
 Nevada Solar One 64 MW

**Španjolska:** Andasol-1 50 MW  
 Andasol-2 50 MW  
 Solnova-1 50 MW  
 Solnova-3 50 MW  
 Alvarado-1 50 MW  
 Extresol-1 50 MW  
 Puertollano 50 MW

- Solarne termoelektrane s **centralnim sabirnikom i heliostatima**:

**Španjolska:** PS-10 11 MW  
 PS-20 20 MW

- Solarne termoelektrane s **Fresnelovim reflektorima**:

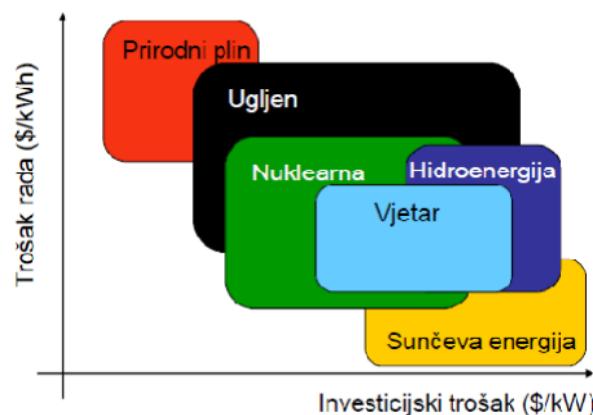
**SAD:** Kimberlina 5 MW  
**Španjolska:** PE-1 1,4 MW

#### 9.4. ODABIR LOKACIJE I TIPOA SOLARNE TERMOELEKTRANE

Najpogodnije lokacije za smještaj solarnih termoelektrana nalaze se u južnim dijelovima Hrvatske, tj. u Dalmaciji, budući da je tamo najveći potencijal Sunčeve energije. Potencijalne lokacije procjenjuju se na temelju najveće ukupne dnevne ozračenosti ravne plohe i najvećeg godišnjeg trajanja sijanja Sunca. Također pri izboru treba voditi računa i o ostalim bitnim faktorima kao što su konfiguracija, stabilnost i cijena zemljišta, dostupnost vodenih resursa, učestalost i jačina vjetrova, te blizina elektroenergetske mreže.

Gledajući ukupnu dnevnu i godišnju ozračenost, te ukupan godišnji broj sunčanih sati, najpogodnije lokacije predstavljaju dalmatinski otoci, no kako na njima nije razvijena odgovarajuća elektroenergetska mreža, te zbog relativno malih i konfiguracijski nepogodnih zemljišnih površina, izgradnja većih centraliziranih solarnih termoenergetskih postrojenja na njima nije prihvatljiva.

Lokacije u Svetu na kojima se trenutno nalaze komercijalne solarne termoelektrane predstavljaju područja s najvećim potencijalom Sunčeve energije i imaju minimalno dvostruko veći iznos izravne ozračenosti plohe, te je u tom pogledu i s obzirom na trenutne velike investicijske troškove postrojenja, koji su do nekoliko puta veći od konvencionalnih energetskih postrojenja na fosilna goriva (Slika 9.88.), izgradnja solarne termoelektrane u Dalmaciji još uvijek na rubu isplativosti. U budućnosti se očekuje daljnji pad investicijskih troškova solarnih termoelektrana (za svako udvostručenje instaliranih kapaciteta investicijski trošak mogao bi se smanjiti za 5%) što bi moglo povoljno utjecati na izgradnju ovakvih postrojenja za proizvodnju električne energije i u našim krajevima.



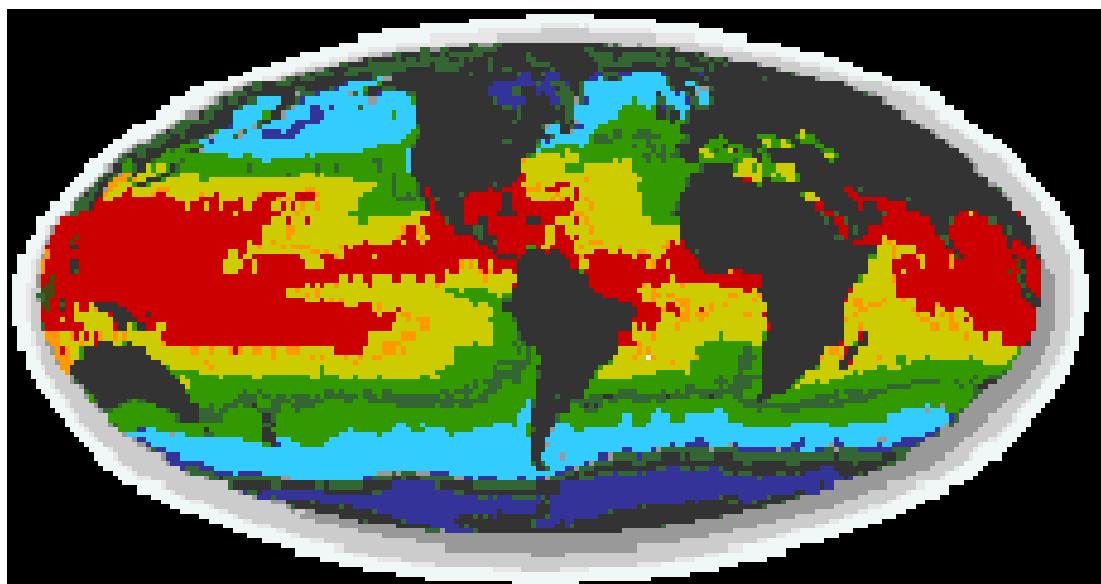
Slika 9.88.: Odnos troškova neobnovljivih i obnovljivih izvora energije

## 10. VJETROTURBINE I VJETROELEKTRANE

### 10.1. ENERGIJA I SNAGA VJETRA

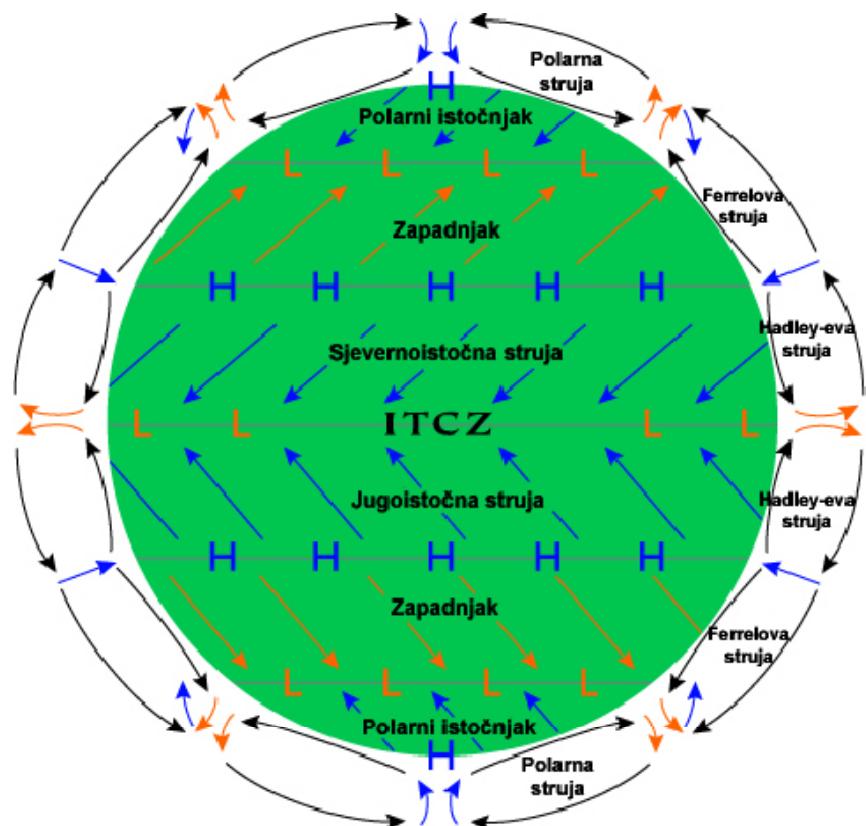
Snaga koju Zemlja dobiva zračenjem od Sunca je  $1.74 \cdot 10^{17}$  W od čega se 1 do 2% pretvara u snagu vjetra. Gibanje zračnih masa u atmosferi javlja se zbog neravnomjernog zagrijavanja površine Zemlje na različitim geografskim širinama zbog toga što se zrak zagrijava indirektno preko tla. Polovi Zemlje dobivaju manje energije od ekvatora, a kopno se grije brže od mora. Zbog razlika temperatura u slojevima zraka stvaraju se razlike tlaka koji se pretvara u kinetički oblik energije vjetra. Ciklusi strujanja zraka izmjenjuju se različitom snagom i različitim periodima trajanja ovisno o utjecajnim čimbenicima. Promjene temperature i tlaka u slojevima zraka obnavljaju se neprekidno ovisno o klimatskim promjenama na Zemlji.

Globalni vjetrovi pušu od ekvatora prema hladnim Zemljnjim polovima. Kako je topli zrak lakši od hladnog on se na ekvatoru podiže do visine od otprilike 10 km te putuje prema sjevernom i južnom polu.



*Slika 10.1.1. Temperature mora*

Coriolisova sila djeluje na vektor brzine vjetra. Coriolisovu komponentu generira vrtložno strujanje kao posljedica rotacije Zemlje. Takva kombinacija vertikalnog i horizontalnog pomaka tvori tri zone tj. tri struje. Hadley-evu struju, Ferrellovu struju i Polarnu struju.



Slika 10.1.2. Smjer globalnog vjetra

Coriolis-ova sila uzrokuje strujanje do  $30^{\circ}$  geografske širine s gornje i donje strane hemisfere, a tada se javlja polje visokog tlaka koje se jednim dijelom vraća prema ekvatoru a jednim kreće dalje prema polu. Zatvorena struja koju se vraća natrag naziva se Hadley-eva struja, a dio struje koji kreće prema polu radi i vrtlog na  $60^{\circ}$  geografske širine naziva se Ferrelova struja. Kao i u prethodnom slučaju dio vrtloga se vraća a dio odlazi još dalje ka polu te tvori Polarnu struju. Na polovima zrak je ohlađen i spušta se kao hladna suha fronta visokog tlaka uvijajući se prema zapadu uslijed Coriolis-ovog efekta stvarajući proljetne vjetrove. Kod svakog prijelaza između dva vrtloga zrak se spušta na nižu visinu jer se hlađi pa je tako na najvećoj visini kod ekvatora a na najnižoj na polovima.

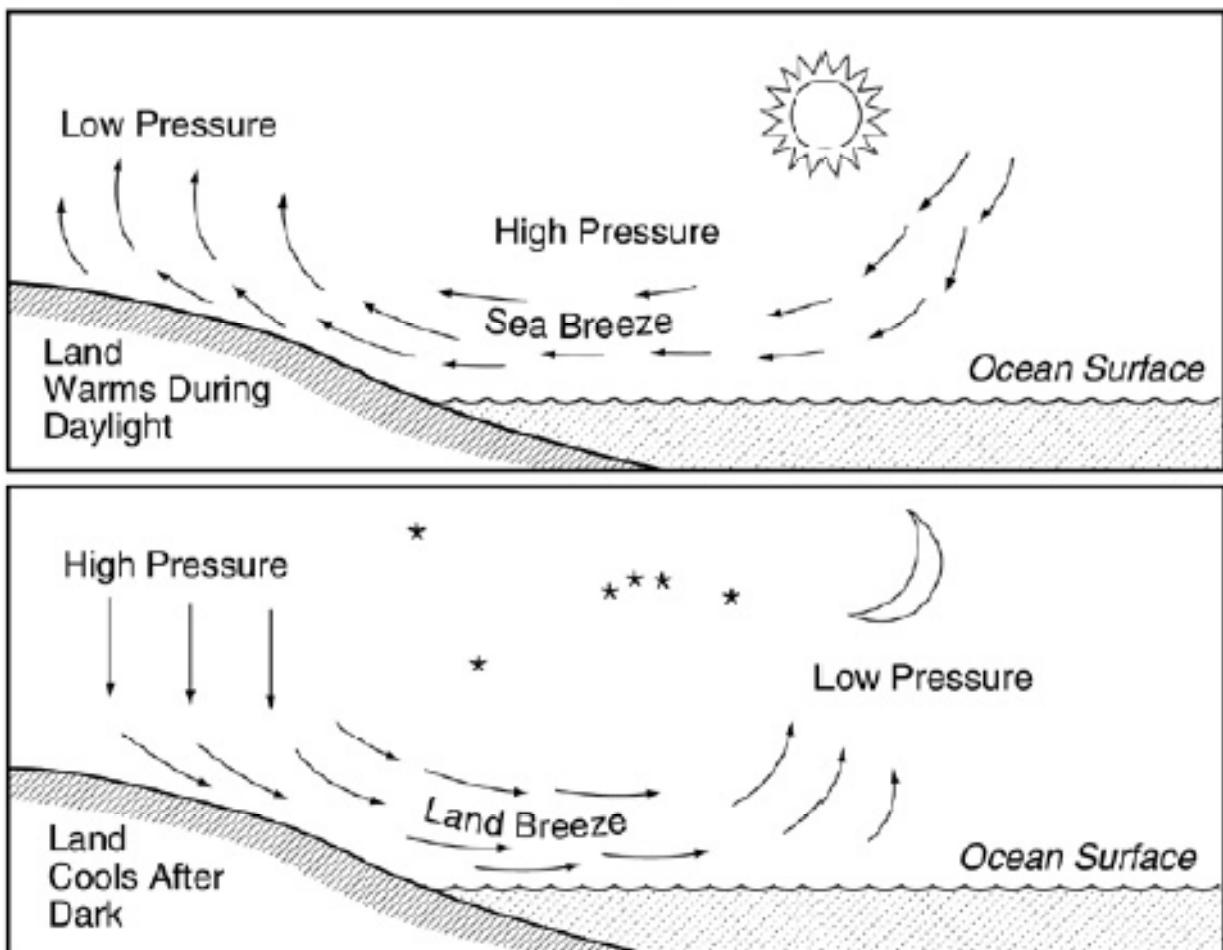
Ferrelova struja je sekundarno strujanje koje ovisi o Hadley-evoj i Polarnoj struji, ponekad se naziva i zonom miješanja. Ispod te zone često se nalaze zapadni vjetrovi.

Gore opisani vjetrovi nalaze se na visinama od 1000 m iznad zemljine površine i na njih ne utječe Zemljino tlo. S druge strane površinski vjetrovi ovise o tlju do 100 metara visine. Upravo su površinski vjetrovi ti koji su bitni za analizu energetske učinkovitosti vjetra kakva je potrebna za vjetroelektrane.

Lokalne vjetrove pokreću razlike u temperaturi kopna i mora te udalina i visova. Iako su globalni vjetrovi važni za određivanje prevladavajućih vjetrova u određenom području, lokalni klimatski uvjeti mogu prevladati utjecaj uobičajenih smjerova vjetra. Lokalni vjetrovi se uvijek dodaju sistemima vjetrova veće skale, tj. na smjer vjetra utječe suma globalnih i lokalnih efekata. Kada je vjetar više skale slab, lokalni vjetar može dominirati uzorkom.

## Obalna cirkulacija

Tijekom dana kopno se zagrijava brže nego more. Zrak se podiže i odlazi prema moru gdje se stvara područje niskog tlaka koje privlači hladan zrak s površine vode. U sutor se često događa da su temperature mora i kopna izjednačene i tada nema vjetra.

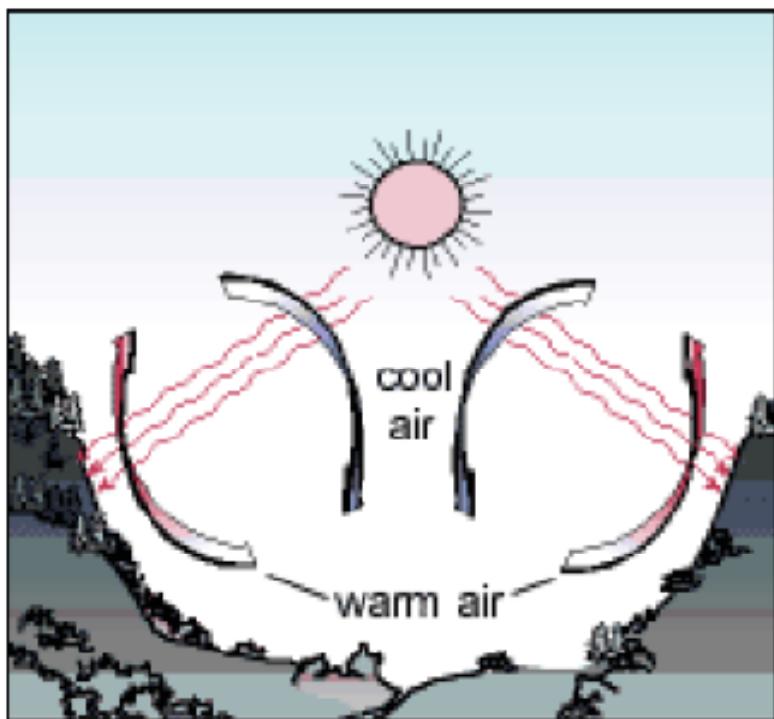


Slika 10.1.3. Obalna cirkulacija vjetra

Tijekom noći vjetar puše u suprotnom smjeru i uglavnom ima manje brzine zbog toga što je razlika u temperaturi između kopna i mora noću manja.

## Planinski vjetrovi

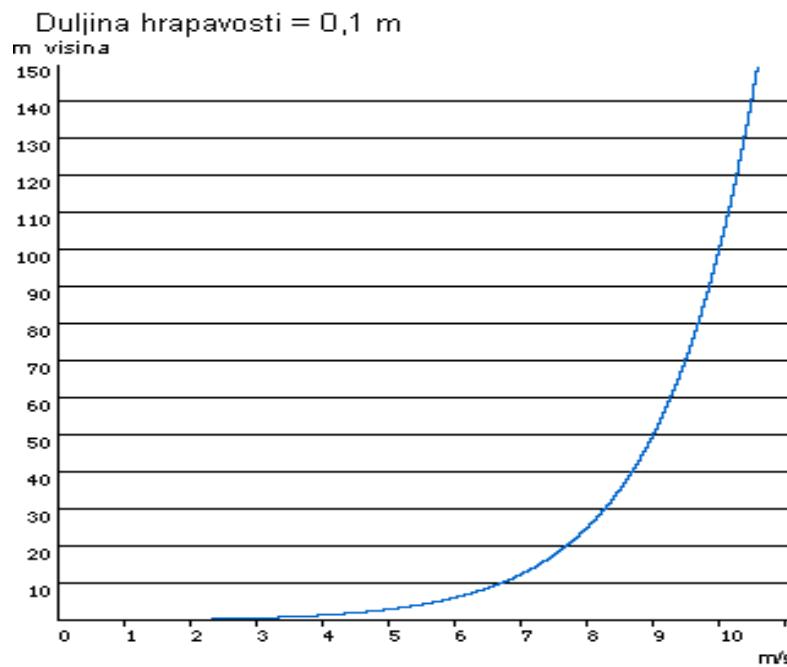
Planinski vjetrovi nastaju zbog geometrije i neravnomjernog zagrijavanja tla. Vrh padine zagrijava se brže od dna. Kada se zrak pri vrhu zagrije preuzimajući toplinu od tla njegova gustoća se smanjuje te se on uzdiže prema vrhu prateći površinu padine, stvara se područje niskog tlaka i nastaje vjetar. Efekt se povećava ako je dno padine u hladu pa je time razlika u temperaturi još veća. Noću se smjer vjetra mijenja i zrak putuje prema dolje. Ako dolina ima padinu s dvije strane tada se vjetar kreće kroz kanjon u jednom od smjerova.



Slika 10.1.4. Smjer planinskog vjetra

#### Utjecaj hrapavosti površine na jačinu vjetra

Brzina vjetra smanjuje se prema tlu Zemlje. Na samoj površini ona je jednaka nuli zbog sile trenja koja usporava strujanje fluida. Na visinama od otprilike jednog do dva kilometra tlo nema skoro nikakvog utjecaja na vjetar.



Slika 10.1.5. Promjena brzine vjetra s visinom

Hrapavost površine ima veliki utjecaj na brzinu vjetra pa tako s porastom hrapavosti raste i otpor te se vjetar usporava. Šume i veliki gradovi očito su mesta velike hrapavosti dok ceste i betonske površine stvaraju vrlo mali otpor gibanju vjetra. Vodene površine stvaraju najmanje otpora vjetru dok s druge strane travnate površine pune grmlja značajno usporavaju vjetar.

Porast brzine vjetra s visinom prisutan je na planinskim prijevojima i vrhuncima. Najveće brzine vjetra pojavljuju se pri vrhu troposfere na oko 12 km iznad tla.

Na temelju meteoroloških mjerena na standardnim visinama od 10 metara iznad tla i s pripadnim faktorom hrapavosti moguće je izračunati brzinu vjetra na potrebnoj visini od tla, npr. Na visini vrha stupa turbine, a preko te brzine i snagu vjetra.

Proračun brzine vjetra na traženoj visini izračunava se pomoću eksponencijalnog ili logaritamskog zakona. Ipak, ovi zakoni pojednostavljaju raspodjelu brzine vjetra s visinom jer ne uzimaju u obzir efekt topografije terena i moguće prepreke, promjene trenja kao i promjene stabilnosti atmosfere. Pokazani su zakoni primjenjivi za homogeni teren i atmosfersku stabilnost.

Ta promjena profila brzine vjetra po vertikali naziva se okomiti gradijent brzine vjetra.

Vertikalni gradijent brzine definira se:

- Kao eksponencijalna funkcija

$$v/v_r = ((z-z_0)/z_r)^\alpha$$

*Gdje su:*

$v$  - brzina vjetra na visini koja se traži

$z$  - visina koju tražimo

$v_r$  - brzina vjetra na referentnoj visini

$z_r$  - referentna visina mjerena

$z_0$  - visina iznad sloja trenja (za nisko raslinje može se uzeti da je jednaka nuli)

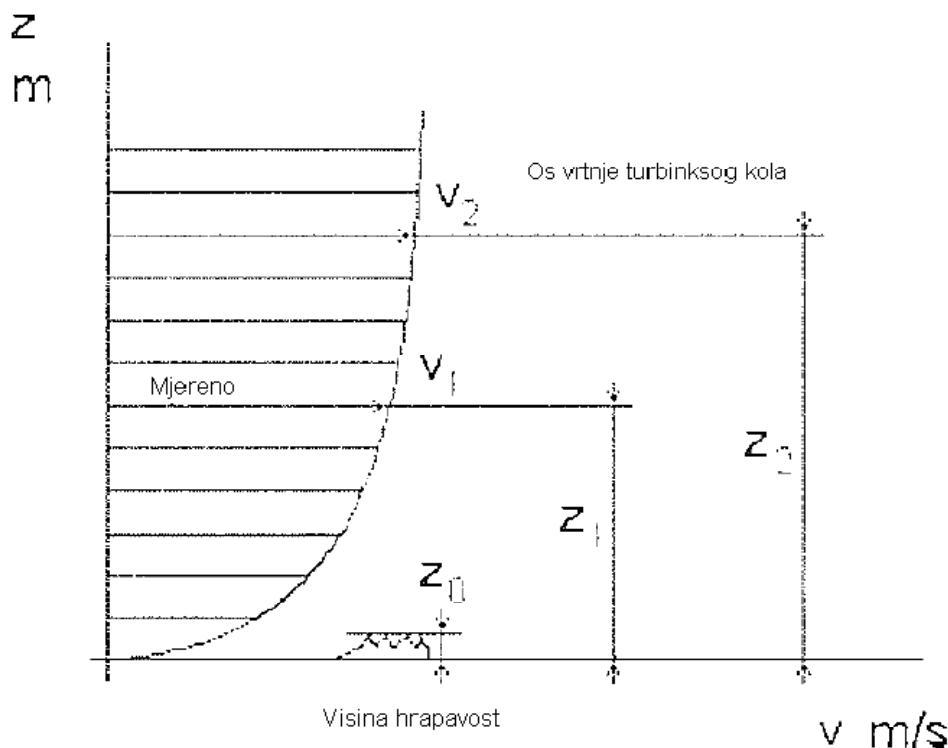
$\alpha$  - koeficijent hrapavosti površine (od 0,1 do 0,32)

- Kao logaritamska funkcija

$$v = v_r (\ln(z/z_0) / \ln(z_r/z_0))$$

Pomoću danih jednadžbi računaju se brzine vjetra na većim visinama na temelju mjerena

brzine  $v_r$  na visini  $z_r$ , koja se obično mjeri na visini od 10 m iznad tla.

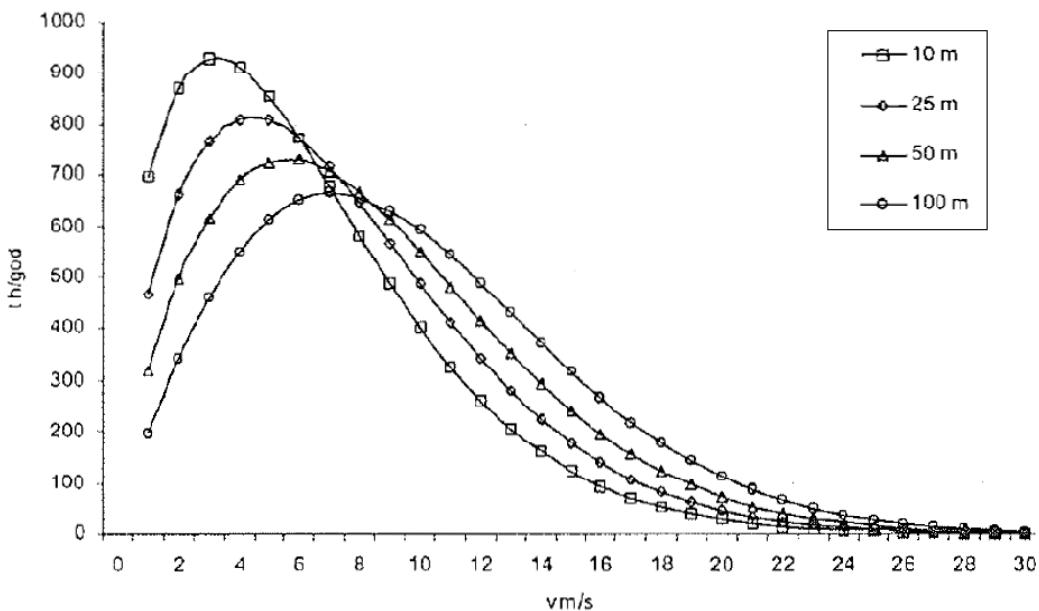


Slika 10.1.6. Promjena brzine vjetra s visinom

| Opis površine  | Skupina hrapavosti | Visina hrapavosti $z_0$ , m | Eksponent $\alpha$ |
|--|--------------------|-----------------------------|--------------------|
| Vodene plohe   | 0                  | 0,0002                      | 0,01               |
| Potpuno otvorene plohe s glatkom površinom, npr. Avionska pista, pokošena trava                                    | 0,5                | 0,0024                      | -                  |
| Otvorena poljoprivredna zemljišta bez ograda i živica, jako udaljene zgrade  | 1                  | 0,03                        | 0,12               |
| Poljoprivredna zemljišta s pojedinim zgradama i 8 m visokim drvoređima udaljenim oko 1250 m                        | 1,5                | 0,055                       | -                  |
| Poljoprivredna zemljišta s pojedinim zgradama i 8 m visokim drvoređima udaljenim oko 500 m                         | 2                  | 0,1                         | 0,16               |
| Poljoprivredna zemljišta s puno zgrada, drveća i grmlja ili 8m visokim drvoređima udaljenim oko 250 m              | 2,5                | 0,05                        | -                  |
| Sela, manji gradovi, poljoprivredna zemljišta s puno zgrada ili drvoređima, šumom i vrlo neravnim i grubim terenom | 3                  | 0,4                         | 0,28               |
| Veći gradovi s visokim zgradama  | 3,5                | 0,8                         | -                  |
| Vrlo veliki gradovi s visokim zgradama i neboderima  | 4                  | 1,6                         | -                  |

Tablica 10.1.1. Parametri za proračun brzine vjetra prema European Wind Atlas

Pomoću logaritamske ekstrapolacije i Weibulove korekcije, a na temelju podataka mjerjenja razdiobe brzina vjetra u desetomjesečnom razdoblju na visini od 10 m visine od tla, izvedene su krivulje učestalosti trajanja brzina vjetra na visinama 25, 50 i 100 m. Iz slike se vidi da je trajanje nižih brzina vjetra veće na nižim visinama od tla, ali zato je trajanje viših brzina veće na većoj visini od tla.



Slika 10.1.7. Krivulje učestalosti brzina vjetrova na visinama 10, 25, 50 i 100 metara od tla

### 10.1.1. PARAMETRI VJETRA

Prema Bernoullievoj jednadžbi:

$$z + p/\rho g + v^2/2g = C \quad (1)$$

$z + p/\rho g$  – potencijalna energija

$v^2/2g$  – kinetička energija

Jednadžba opisuje zakon o očuvanju energije čestice fluida određene mase. Potencijalna energija je zbog male mase zraka zanemariva pa iz gornje jednadžbe slijedi da struja vjetra ima samo kinetičku energiju:

$$E_k = mv^2/2 \quad (2)$$

Masa zraka  $m$  koja struji kroz presjek  $A$  brzinom  $v$ , gustoće  $\rho$ , jednaka je:

$$m = \rho A v \quad (3)$$

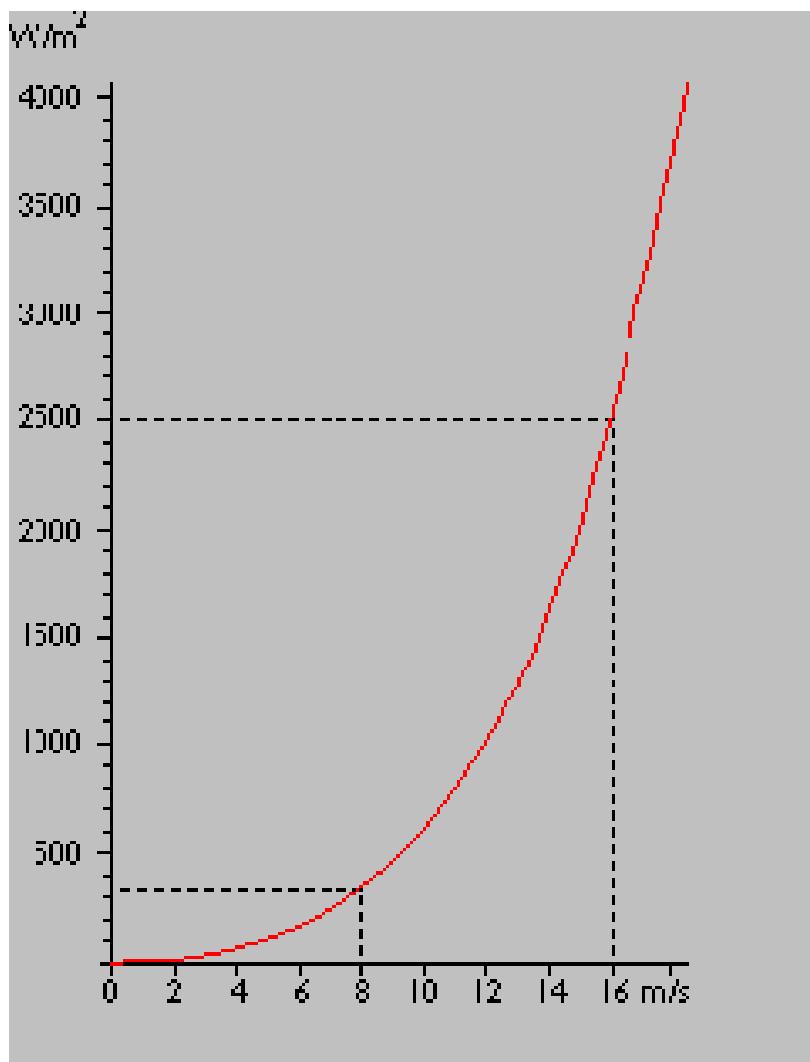
Kada se jednadžba (3) uvrsti u jednadžbu (2) dobivamo:

$$P = 1/2 \rho v^3 A \quad (4)$$

- $P$  - snaga vjetra u W
- $\rho$  - gustoća zraka u  $kg/m^3$
- $v$  - brzina strujanja vjetra u  $m/s$
- $A$  - površina turbine u  $m^2$

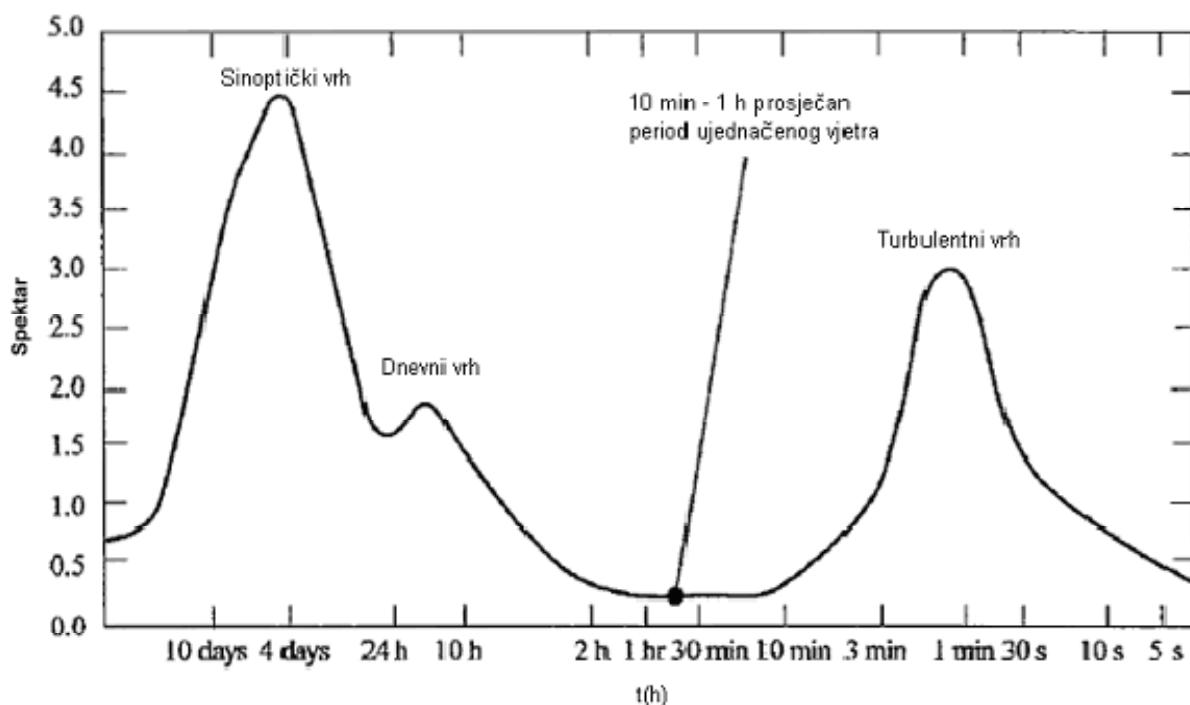
Iz jednadžbe (4) se može vidjeti da snaga P raste s trećom potencijom brzine vjetra i s površinom A turbine. Snaga se također mijenja promjenom temperature zraka zbog promjene njegove gustoće no ta promjena se može zanemariti zbog toga što je vrlo malog iznosa.

Snaga vjetra ne može se izračunati bez mjerena brzine vjetra na određenom području kroz period od godine i više dana. Brzina vjetra mijenja se unutar dijelova sata. Ako se mjereno brzine vjetra pretvori u spektar snage za jedinicu mase, grafički će se vidjeti dva maksimuma.



Slika 10.1.8. Porast snage vjetra s brzinom

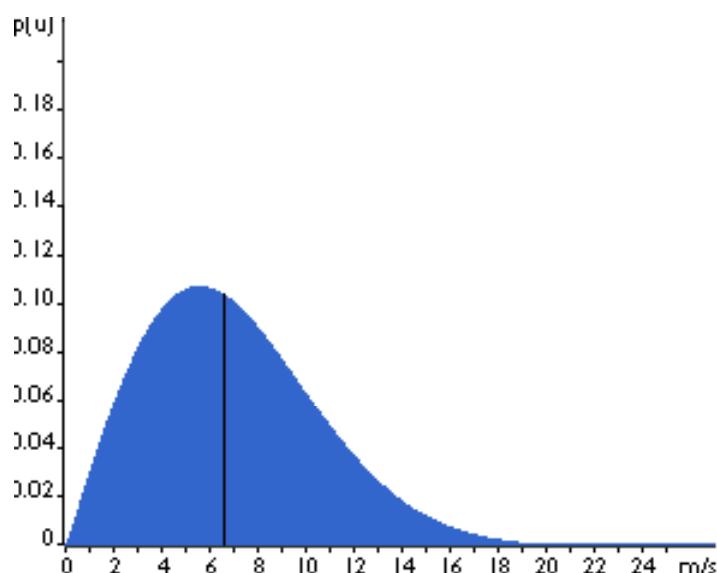
Prvi se maksimum formira u vremenskom periodu od nekoliko dana a odvija se u potlačnom vremenskom sustavu. Drugi vrh pripada snazi kratkog perioda vrtloženja u atmosferi koji traje nekoliko minuta. Prvi maksimum je zbog toga pogodan za korištenje kod vjetroturbina dok je drugi manje interesantan no mora se uzeti u obzir zbog udara vjetra koji izaziva dinamička opterećenja konstrukcije.



Slika 10.1.9. Spektar snage vodoravne komponente brzine vjetra

Osim ovih varijacija postoje i sezonske varijacije koje se mijenjaju u ciklusima od 1-3 mjeseca.

Zbog promjenjivosti vjetra potrebno je opisati njegovo ponašanje tijekom perioda vremena tj. osrednjavanje. Mjerjenje brzine se vrši na visini od 10 m, a period mjerena bi trebao trajati nekoliko godina. Weibullovom funkcijom najbolje se aproksimiraju prikupljeni podatci. Funkcija daje vjerojatnost pojave neke brzine vjetra tijekom nekog vremenskog perioda.



Slika 10.1.10. Weibullova razdioba

Na dijagramu se može uočiti da se vjetar vrlo velike jačine javlja rijetko dok je umjereni vjetar vrlo čest. Dani uzorak ima srednju vrijednost brzine od 7 metara u sekundi a oblik krivulje određen je parametrom oblika  $k = 2$ .

Jednadžba ove razdiobe glasi:

$$f(v) = k/A(v/A)^{k-1} e^{-(v/A)k}$$

Gdje su:

- $f(v)$  - frekvencija događanja (vjerojatnost) određene brzine vjetra
- $k$  - parametar oblika vjetra
- $A$  - parametar odnosa veličine (mjere) m/s (predstavlja srednju brzinu vjetra na nekom području)
- $v$  - brzina vjetra m/s

Graf prikazuje distribuciju pojave određenih brzina vjetra u postotcima. Područje ispod krivulje uvijek je 1 budući da je vjerojatnost puhanja vjetra određenom brzinom 100%, uključujući i brzinu od 0 m/s. Pola plavog područja je s lijeve strane vertikale kod 6,6 m/s. Ta vertikala naziva se median distribucije. To znači da je će pola vremena vjetar puhati brzinom manjom od 6,6 m/s a pola vremena većom brzinom od 6,6 m/s. S druge strane srednja vrijednost brzine vjetra na području mjerjenja je 7 m/s. Brzina od 5,5 m/s je najčešća i na tom području pojavljivati će se najučestalije. Ona se naziva modalna vrijednost distribucije. Ukoliko pomnožimo svaku brzinu vjetra s njenom vjerojatnosti dobiti ćemo srednju vrijednost brzine vjetra.

Zbog vrlo velikih razlika načina puhanja vjetra širom Zemlje ovisno o lokalnim uvjetima, Weibullova distribucija razlikovati će se po obliku i svojoj srednjoj vrijednosti. Ukoliko je parametar  $k = 2$  distribuciju nazivamo Rayleigheva distribucija. Proizvođači vjetroturbina obično izražavaju vrijednosti učinka koristeći Rayleighevu distribuciju. Jačina vjetra tradicionalno se iskazuje Beaufortovom ljestvicom.

| Beaufortova oznaka, Bf | Opis vjetra          | Djelovanje   | Brzina na 10 m iznad tla |               |           |
|------------------------|----------------------|--|--------------------------|---------------|-----------|
|                        |                      |  | m/s                      | km/h          | čv        |
| 0                      | Tišina               | Dim se diže ravnu u vis, zastave i lišće s ne miču   | 0,0 - 0,4                | 0,0 - 1,4     | 0,0 - 0,9 |
| 1                      | Lahor                | Čovjek ne osjeća, ali dim se više ne diže jednolikom, vjetrulja se ne pokreće              | 0,4 - 1,8                | 1,4 - 6,5     | 0,9 - 3,5 |
| 2                      | Povjetarac           | Osjeća se na licu, lišće počinje treperiti i vjetrulja se pokreće                          | 1,8 - 3,6                | 6,5 - 13      | 3,5 - 7   |
| 3                      | Slab vjetar          | Lišće se neprestano njiše i šušti, lagana zastava se njiše                                 | 3,6 - 5,8                | 13 - 20,9     | 7 - 11    |
| 4                      | Umjereni vjetar      | S tla se podiže prašina, suho lišće i papirići, zastava se razvija, njišu se manje grane   | 5,8 - 8,5                | 20,9 - 30,6   | 11 - 17   |
| 5                      | Umjereno jaki vjetar | Njišu se veće lisnate grane, a i mala stabla, ljudima je neugodno, stvaraju se mali valovi | 8,5 - 11                 | 30,6 - 39,6   | 17 - 22   |
| 6                      | Jaki vjetar          | Zuji na predmetima, žice zvižde, njišu se velike grane, teško je nositi kišobran           | 11 - 14                  | 39,6 - 50,4   | 22 - 28   |
| 7                      | Žestoki vjetar       | Neprestano se njiše drveće, valovi se pjene, otežano je hodanje                            | 14 - 17                  | 50,4 - 61,2   | 28 - 34   |
| 8                      | Olujni vjetar        | Njišu se debela drveća, lome se velike grane, onemogućeno je hodanje                       | 17 - 21                  | 61,2 - 75,6   | 34 - 41   |
| 9                      | Jaki olujni vjetar   | Pomiču se manji predmeti, pomiču se cijepovi, nastaju štete na kućama                      | 21 - 25                  | 75,6 - 90     | 41 - 48   |
| 10                     | Orkanski vjetar      | Obara se i čupa drveće sa korijenjem, nastaju veće štete na zgradama                       | 25 - 29                  | 90 - 104,4    | 48 - 56   |
| 11                     | Jaki orkanski vjetar | Velike štete na većem području, razorno djelovanje   | 29 - 34                  | 104,4 - 122,4 | 56 - 65   |
| 12                     | Orkan                | Teško pustošenje cijelog područja  | 43                       | 154,8         | 65        |

1 m/s = 3,6 km/h = 1,944 čv (čvor)

Tablica 10.1.2. Beaufortova ljestvica jačine vjetra

### 10.1.2. POZICIONIRANJE TURBINE

#### Efekt tunela

Prostori između dvije zgrade ili između planinskih prolaza predstavljaju suženi prostor kroz koji vjetar protječe brže. To se događa zbog toga što se zrak stlači i na taj način protjeće brže kroz uži prolaz. Princip je isti kao kod strujanja fluida kroz uži presjek cijevi. Tako npr. brzina vjetra okoline može biti 6 m/s a u prostoru između planina ili zgrada dostizati i do 9 m/s. Da bi se dobro iskoristio efekt tunela, tunel bi trebao biti "mekano" smješten u prostoru jer ukoliko su to oštiri rubovi može se javiti mnogo turbulencija.

#### Efekt ubrzanja ili efekt brda

Uobičajeni način postavljanja vjetroturbina je postavljanje na vrh brda ili na uzvisine koje se izdižu. Prednost je što je moguće širi slobodan prostor u smjeru prevladavajućeg smjera vjetra u tom prostoru. Također, na uzvisinama su brzine vjetra veće nego u okolnom

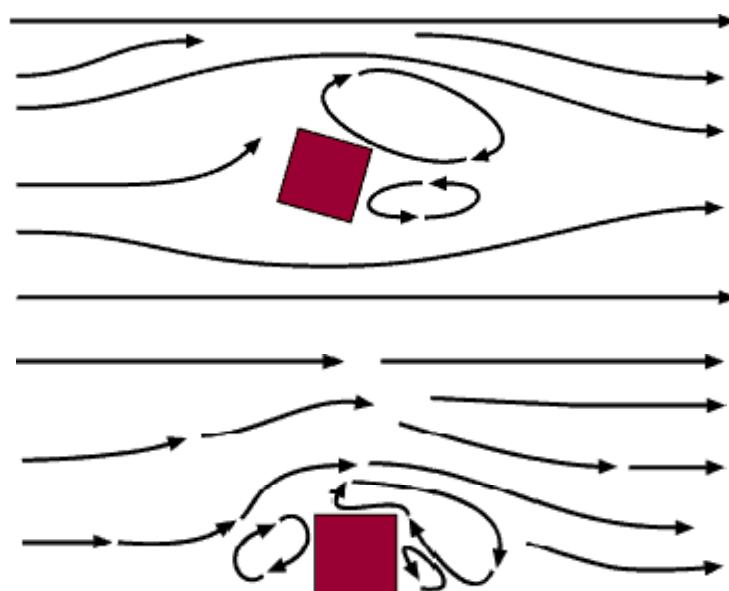
prostoru. To je zbog toga što vjetar biva stlačen s vjetrovite strane brda i u trenutku kada dođe do vrha može se ponovo širiti te se spušta dolje u područje niskog tlaka u zavjetrinu iza brda. Kada vjetar prođe kroz turbinu postaje turbulentan i ukoliko okolno područje nije jednolik može doći do značajne količine turbulencije koja može negativno utjecati na iskorištavanje pogodnog položaja na uzvisini.

### Vjetar na moru

Kako je površina vode vrlo glatka (nije hrapava pa je trenje vrlo malo). S povećanjem brzine vjetra dio energije otpada na stvaranje valova pa se hrapavost povećava i tako uz nastanak novih valova dolazi do neravnomjerne hrapavosti kao u slučaju površine prekrivene s više ili manje snijega. Također se u proračun moraju uvrstiti otoci, svjetionici koji stvaraju otpor. Na otvorenom moru manja je turbulencija jer su razlike u temperaturama na otvorenom moru manje.

### Prepreke

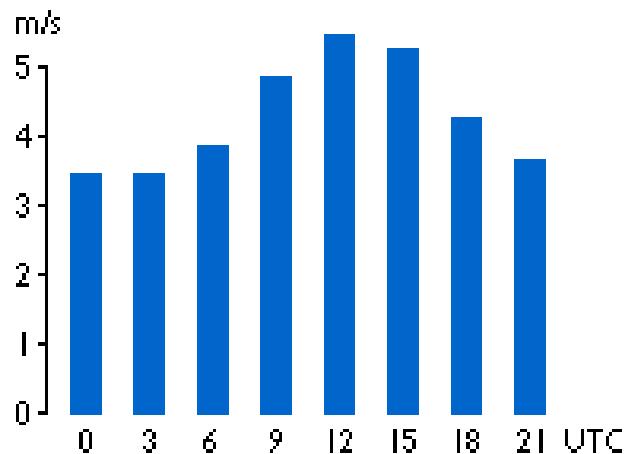
Prepreke na koje vjetar nastrujava na putu do vjetroturbine ometaju strujanje i time umanjuju vjetropotencijal. To su najčešće kuće, drveće i formacije stijena. Prepreke uzrokuju turbulenciju u blizini vjetroturbina.



*Slika 10.1.11. Utjecaj prepreke na strujanja*

### Dnevni i noćni temperaturni gradijent

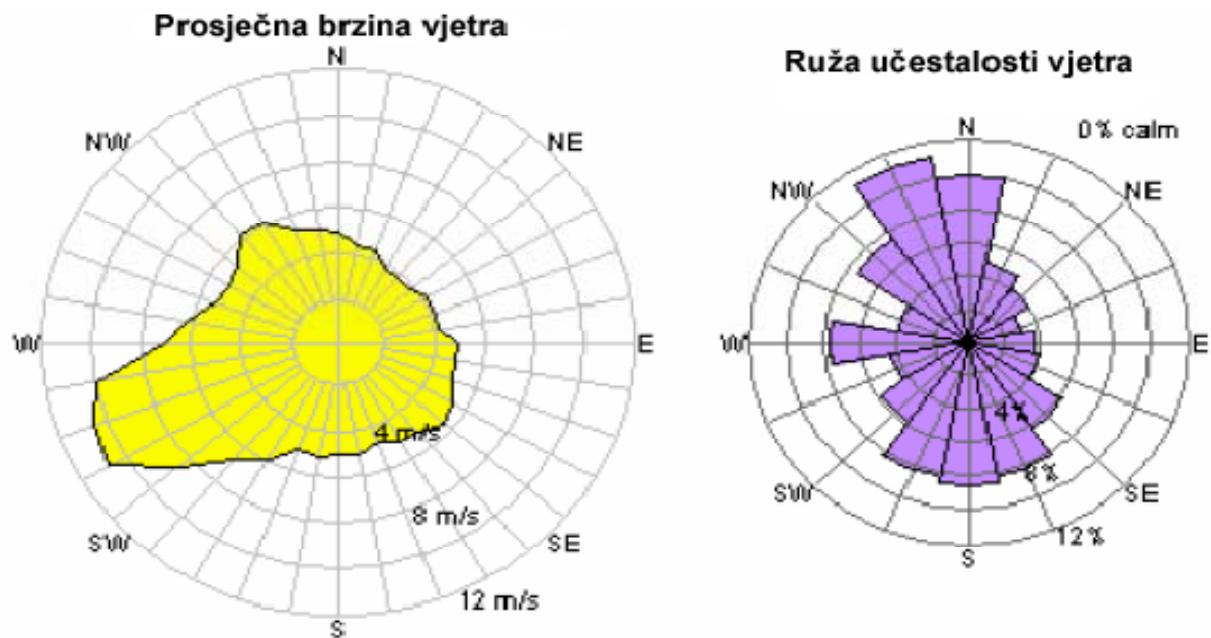
U većini lokacija na Svijetu danju je vjetrovitije nego noću. Ta varijacija je uzrokovana time što su temperaturne razlike veće danju nego noću. Vjetar je danju turbulentniji i češće mijenja smjer nego noću.



Slika 10.1.12. Brzine strujanja vjetra danju i noću

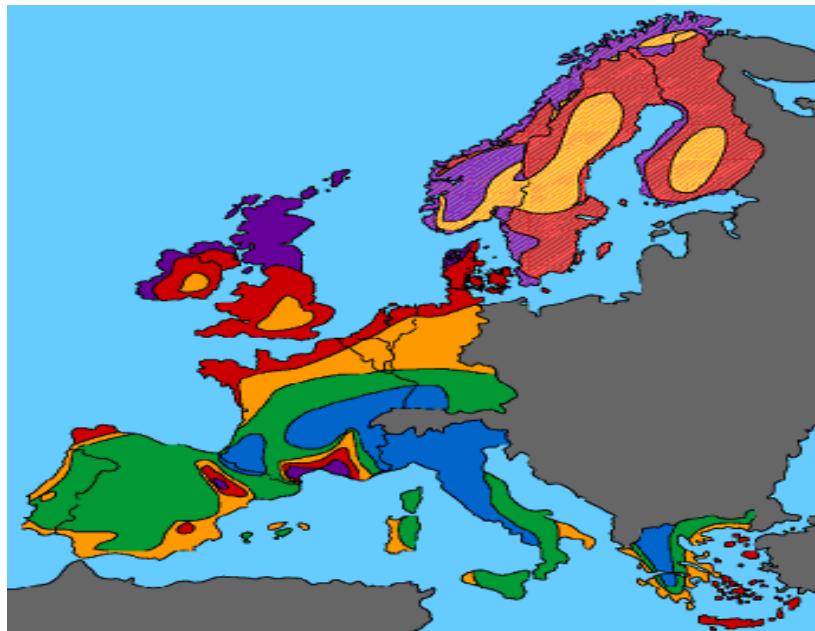
### 10.1.3. MJERENJE BRZINE VJETRA I RUŽA VJETROVA

Mjerenje brzine vjetra vrši se pomoću anemometra. Anemometar koji se najčešće koristi sastoji se od tri poluloptaste čašice koje se nalaze na vrhu osovine te se okreću u smjeru vjetra. Broj okretaja registrira se elektronički. Uz anemometar se postavlja i mehanizam koji registrira smjer vjetra. Tako se dobivaju podatci o brzini i smjeru pomoću kojih se izrađuje ruža vjetrova određenog područja.



Slika 10.1.13. Ruža vjetrova

Ruža vjetrova opisuje brzine vjetra iz 12 različitih smjerova, a izgleda poput kompasa. Svaki od 12 smjerova obuhvaća  $30^\circ$  horizonta što je standard za europski atlas vjetrova. Karakteristike vjetrova na nekoj lokaciji mogu se razlikovati iz godine u godinu i do 10%, pa je preporučljivo mjerjenja provesti kroz nekoliko godina.

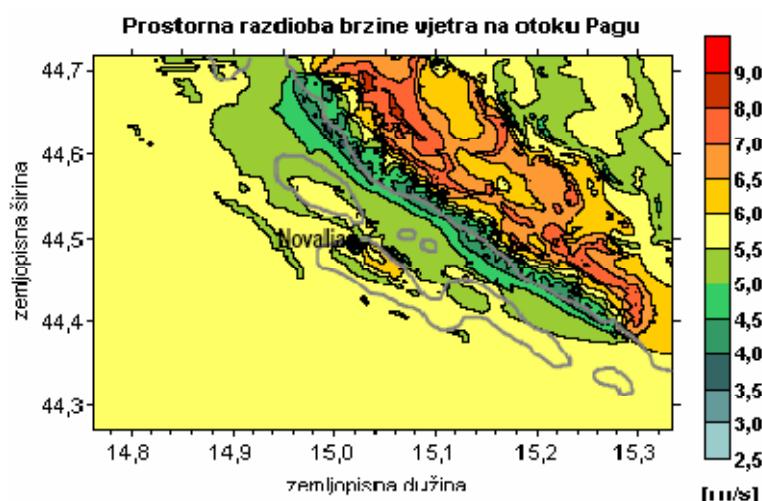


**Podatci o vjetru na 50m iznad zemlje**

| boja   | zaklonjeni teren        | otvoren prostor         | na morskoj obali        | otvoreno more           | brdoviti kraj           |
|--------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
|        | m/s    W/m <sup>2</sup> |
| purple | >6.0    >250            | >7.5    >500            | >8.5    >700            | >9.0    >800            | >11.5    >1800          |
| red    | 5.0-6.0    150-250      | 6.5-7.5    300-500      | 7.0-8.5    400-700      | 8.0-9.0    600-800      | 10.0-11.5    1200-1800  |
| orange | 4.5-5.0    100-150      | 5.5-6.5    200-300      | 6.0-7.0    250-400      | 7.0-8.0    400-600      | 8.5-10.0    1000-1200   |
| green  | 3.5-4.5    50-100       | 4.5-5.5    100-200      | 5.0-6.0    150-250      | 5.5-7.0    200-400      | 7.0-8.5    400-700      |
| blue   | <3.5    <50             | <4.5    <100            | <5.0    <150            | <5.5    <200            | <7.0    <400            |
|        |                         | >7.5                    |                         |                         |                         |
|        |                         | 5.5-7.5                 |                         |                         |                         |
|        |                         | <5.5                    |                         |                         |                         |

*Slika 10.1.14. Europska karta vjetrova*

Izrada atlasa vjetrova za područje Hrvatske u svojim je počecima. Trenutno je dostupna karta vjetrova za područje otoka Paga, prikazana slikom.



*Slika 10.1.15. Karta vjetrova za područje otoka Paga*

## 10.2. KONSTRUKCIJSKI OBLICI VJETROTURBINA

Vjetroturbine spadaju u rotacijske strojeve na strujanje jer njihov rotor u kojem se vrši pretvorba energije vrši rotacijsko gibanje. Vjetroturbina je izložena slobodnoj struji zraka tj. kinetičkoj energiji vjetra iz okolnog vjetroenergetskog polja. Ta se energija u kolu turbine pretvara u okretni moment vratila.

Vjetroturbine su hladni strojevi, to znači da se u njima pretvara energija prirodnog fluida koji ima temperaturu okoline. Glavna karakteristika vjetra kao pogonskog fluida jest njegova obnovljivost. Nakon što zrak napusti sustav kojem je predao energiju vraća se u okolinu ne promijenjenih fizičkih i kemijskih svojstava. Preostala energija fluida na izlazu iz turbine dovoljna je da on napusti sustav.

### 10.2.1. PODJELA VJETROTURBINA

Vjetroturbine možemo podijeliti prema položaju osi vrtnje. Uobičajene vjetroturbine imaju horizontalno postavljenu os vrtnje i zbog toga se nazivaju Vjetroturbine s horizontalnom osi vrtnje ili VSHO (eng. HAWT). Manje poznate vjetroturbine imaju vertikalnu os vrtnje i nazivaju se Vjetroturbine s vertikalnom osi vrtnje ili VSVO (eng. VAWT). Da bi se razjasnila razlika između ove dvije vrste vjetroturbina potrebno ih je detaljnije opisati.

#### 10.2.1.1. VJETROTURBINE S HORIZONTALNOM OSI VRTNJE ILI VSHO

Rotor ovih turbina postavljen je horizontalno na vrhu stupa. Lopatice koje zahvaćaju vjetar moraju biti usmjerene u njega. Generator ovih turbina obično se postavlja na vrh stupa u trup zajedno s multiplikatorom ako je on potreban (ovisno o tipu električnog generatora). Multiplikatorom povećavamo brzinu vrtnje ukoliko je brzina vrtnje lopatica premala za proizvodnju električne energije.

Visina stupa vjetroturbine iznosi oko 1,5 do 2 promjera lopatica zbog toga da bi turbinu mogla hvatati vjetrove veće brzine na većim visinama. Ove vjetroturbine moraju imati mogućnost zakretanja trupa zbog zahvaćanja vjetra iz različitih smjerova pa tako manje izvedbe imaju jednostavna krilca koja usmjeravaju vjetroturbinu u pravom smjeru dok veće imaju servo motor povezan s senzorom.

Postoje dvije izvedbe ovakvih vjetroturbina. Jedna izvedba je sa stupom iza lopatica dok je druga izvedba sa stupom postavljenim ispred njih. Izvedba sa stupom ispred lopatica ima prednost jer joj nije potreban mehanizam za zakretanje zbog toga što se trup sam postavlja prema vjetru. Za velike turbine ovo nije najbolje rješenje zbog toga što se gornji dio može zakrenuti mnogo puta u istom smjeru i stvoriti probleme s vođenjem kablova kroz stup (četkice ne dolaze u obzir u ovom slučaju jer se struje kreću i do 1000 A). Još važnija prednost je to što ovakve izvedbe podnose jače vjetrove zbog mogućnosti većeg savijanja lopatica bez opasnosti da će dodirnuti stup. Osim toga ovakva konstrukcija je uglavnom lakša. Glavna mana ove izvedbe jest to što lopatice prolaze kroz turbulentiju nastalu od tornja što pridonosi velikom opterećenju lopatica.



*Slika 10.2.1. Izvedba sa stupom ispred lopatica i izvedba sa stupom iza lopatica*

Izvedba sa stupom postavljenim iza lopatica najčešće se koristi. Prednost ovakve izvedbe je ta što izbjegava sjenu vjetra iza stupa. S druge strane postoji malo utjecaja od turbulencije oko stupa pa tako pri svakom prolasku lopatice ispred stupa dolazi do laganog pada snage. Glavna manje ove izvedbe je ta što rotor turbine mora biti izведен kruto i udaljeno od stupa, što povećava troškove izvedbe. Također uređaj za prilagođavanje smjeru vjetra je obavezan.

#### 10.2.1.1. BROJ LOPATICA

Broj lopatica rotora kod horizontalnih vjetroturbina ima veliki utjecaj na njihove karakteristike. Uobičajena vjetroturbina s tri lopatice naziva se klasični Danski koncept. Prema tom konceptu ocjenjuju se ostali jer se pokazao kao najbolje rješenje. Te turbine koriste asinkrone generatore. Neparni broj lopatica u odnosu na parni pokazao se kao bolje rješenje zbog uravnoteženosti konstrukcije.

#### Vjetroturbina s dvije lopatice

Uštedom na jednoj lopatici dobivamo potrebu za većom brzinom vrtnje da bi dobili jednaku količinu energije kao vjetroturbina s tri lopatice. Veće brzine povećavaju razinu buke. Osim toga ovakva izvedba zahtjeva složenije učvršćenje lopatica za trup jer im se mora dopustiti mali kut zakretanja u vertikalnoj osi da bi se izbjegla velika naprezanja pri prolasku lopatice ispred stupa.

### Vjetroturbina s jednom lopaticom

Unatoč još većoj uštedi zbog smanjenja broja lopatica ovakva izvedba nije se pokazala dobrom. Javlja se još veća buka, i potreba za protu utegom na suprotnoj strani lopatice.

### Vjetroturbina s više lopatica “Američka“ vjetroturbina

Ovakve se vjetroturbine koriste na farmama za pogon pumpi za vodu. Brzina vrtnje je mala. Imaju velik moment pokretanja ali malu ukupnu učinkovitost. Izvedba je jednostavna i robusna.



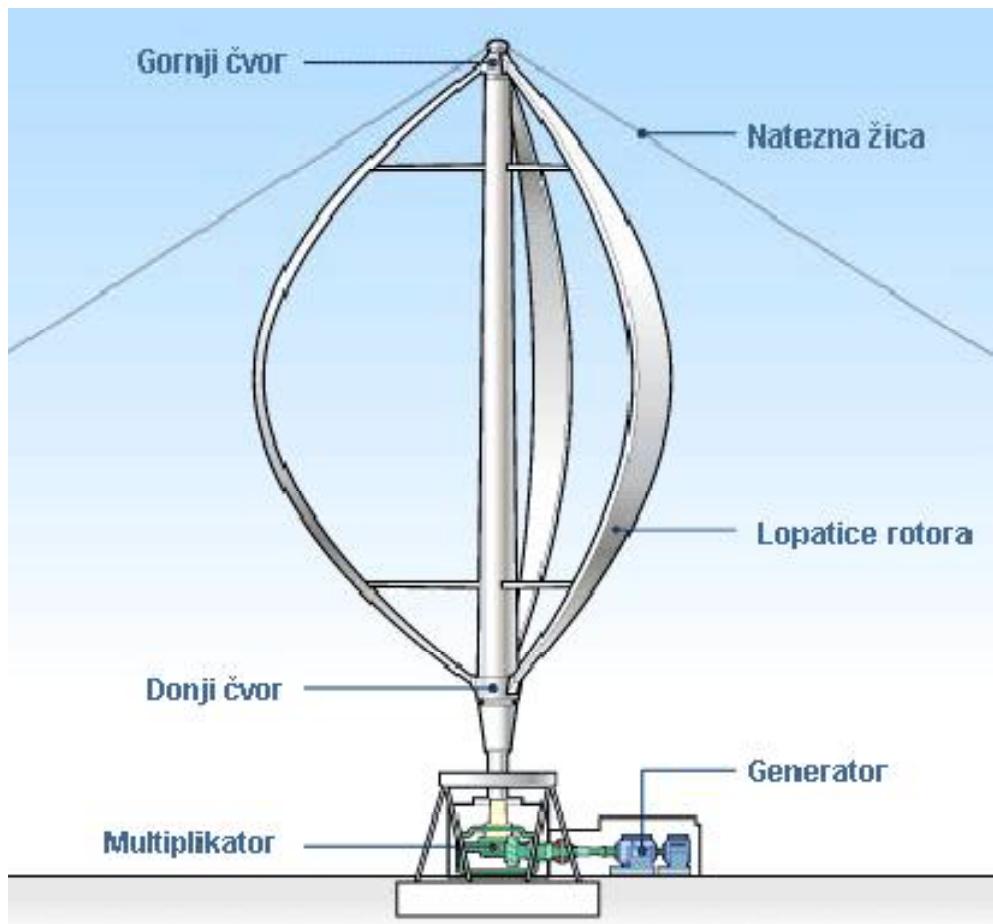
*Slika 10.2.2. “Američka“ vjetroturbina*

#### 10.2.1.2. VJETROTURBINE S VERTIKALNOM OSI VRTNJE ILI VSVO

Položaj vratila ovakve izvedbe vjetroturbine je vertikalni, zbog toga se generator nalazi u podnožju i time je toranj manje opterećen. Prednost u odnosu na horizontalne vjetroturbine je to što se ove vjetroturbine ne moraju usmjeravati u vjetar. U posljednje vrijeme pojavilo se mnogo izvedbi ovakvih vjetroturbina.

##### 10.2.1.2.1. DARRIEUSOVA VJETROTURBINA

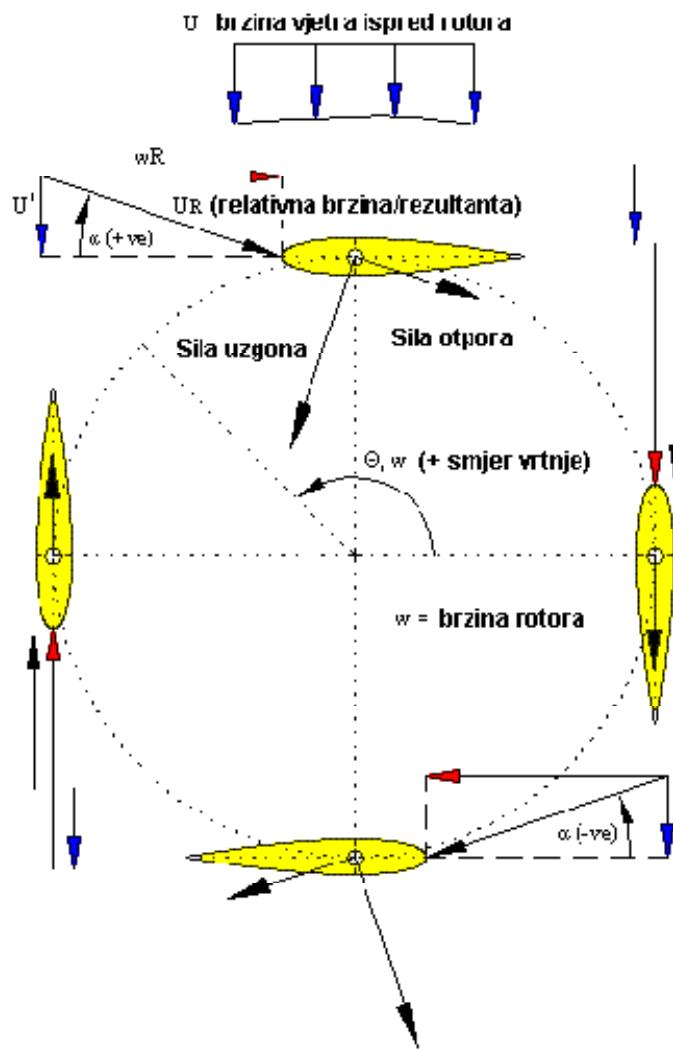
Osnovna izvedba ove vjetroturbine pojavila se 1927. godine. Francuski inženjer zrakoplovstva Georges Jean Marie Darrieus patentirao je svoju vertikalnu vjetroturbinu prema kojoj su kasnije nastale druge izvedbe.



Slika 10.2.3. Darrieusova vjetroturbina

Oko rotirajućeg vratila raspoređene su lopatice aerodinamičnog profila. Ovakva izvedba jednako je učinkovita, neovisno o smjeru puhanja vjetra, u odnosu na konvencionalne vjetroturbine. Brzina vrtnje ove izvedbe je uglavnom puno veća od brzine vjetra.

Princip rada Darrieusove turbine je slijedeći. Pretpostavlja se da vjetar koji nailazi na lopaticu puše ravno. Lopatice se vrte mnogo brže u odnosu na brzinu vjetra pa je tako omjer brzine vrha lopatice  $> 3$ . Slika 3.4. prikazuje vektor brzine lopatice u različitim položajima u odnosu na vjetar. S tako visokim omjerom lopatice će "rezati" vjetar s malim napadnim kutom. Rezultirajuća sila uzgona pokreće rotor, dok je sila otpora uvijek suprotnog smjera. Sila uzgona pada na nulu s lijeve strane (na  $0^\circ$ ) a s desne se (na  $180^\circ$ ) lopatica pokreće u smjeru vjetra pa je u toj poziciji moment je negativan. Kada je lopatica točno ispred (na  $90^\circ$ ) i odzada (na  $270^\circ$ ) komponenta uzgona je mnogo veća od komponente otpora pa se proizvodi pozitivan moment. Ukupni moment po obrtaju biti će pozitivan pa će se tako rotor vrjeti u pravom smjeru.



Slika 10.2.4. Brzine i sile na presjeku lopatica

Ovakvoj izvedbi vjetroturbine potrebna je pomoć pri pokretanju jer moraju postići određenu brzinu vrtnje prije nego što se počnu same vrtjeti. Pri malim brzinama Darrieusova turbinu ima vrlo mali moment pa se vrlo lako zaustavlja zbog trenja u sustavu.

### H-tip

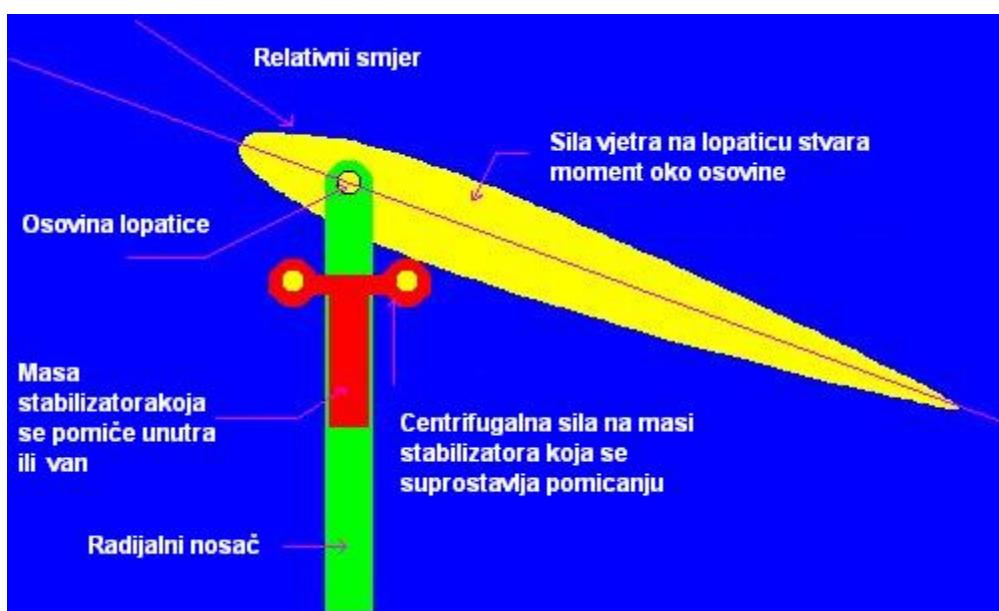
Jedan od poznatih izvedbi je H-tip kod kojeg su lopatice postavljene paralelno s obzirom na os vrtnje. U odnosu na uobičajenu Darrieus turbinu ovo je jednostavnija izvedba no problem je u tome što je masa lopaticama pomaknuta u odnosu na simetralu tornja. Iz tog razloga lopatice moraju biti čvršće.



Slika 10.2.5. H-tip turbine

### Cilkoturbine

Ova izvedba vjetroturbine ista je kao H-tip a razlika je u tome što lopatice imaju mogućnost zakretanja oko svoje osi. To omogućuje lopaticama postavljanje u položaj tako da uvijek imaju neki kut napada vjetra. Glavna karakteristika ovog tipa turbine sa tri ili četiri lopatice je ta što je moment približno konstantan. Zbog sustava zakretanja dobiva se skoro maksimalni mogući moment što pridonosi povećanju korisnosti ovakve vjetroturbine, a to znači da dobivamo više energije. Pozitivna karakteristika jest mogućnost samopokretanja okretanjem lopatica u optimalan položaj da bi se generirala dovoljno velika sila uzgona za pokretanje. S druge strane, mehanizam za zakretanje je kompleksan i zahtjeva neku vrstu senzora za određivanje smjera vjetra.



Slika 10.2.6. Shema sustava za okretanje lopatica

### Tip sa spiralnim lopaticama

Lopatice Darrieusove turbine mogu tvoriti spiralu npr. tri lopatice zakrenute za  $60^\circ$ . Vjetar može imati dobar napadni kut na lopaticu s obje strane turbine neovisno o položaju u kojem se lopatica nalazi. Razlog tome je upravo spiralni oblik lopatica. Moment je tako ujednačen tijekom cijelog okreta i nema pulsacija, a kako se aksijalne sile poništavaju opterećenje na ležajevi je manje u odnosu na ostale tipove Darrieusovih turbina. Ovakav oblik također smanjuje otpor rotaciji. Još jedna povoljna karakteristika ovog oblika turbine jest mogućnost hvatanja turbulentnih struja kakve se pojavljuju iznad krovova objekata. Osim toga problem samopokretanja je otklonjen.



*Slika 10.2.7. Spiralna vjetroturbina*

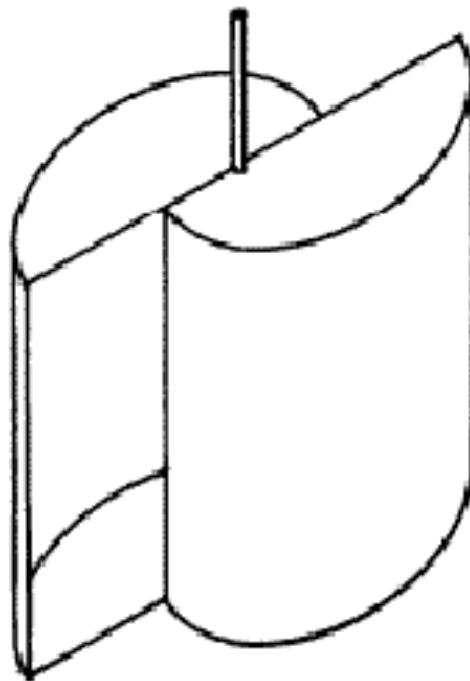
Osim vertikalnih izvedbi postoje i horizontalne izvedbe Darrieusove vjetroturbine što uvelike olakšava i proširuje njihov spektar primjene. Prednost je u tome što su ležajevi bolje smješteni na konstrukciji i time su manje aksijalno opterećeni. Ovakvom izvedbom konstrukcija se smješta na određenu visinu na kojoj hvata jednolikou raspoređenu brzinu vjetra pa je time izbjegnut problem malih brzina na dijelu turbine koji se nalazi pri tlu. Negativan aspekt ove izvedbe jest nemogućnost hvatanja vjetra iz svih smjerova (kao i kod VSHO) pa se spektar njihove primjene smanjuje.



*Slika 10.2.8. Horizontalne izvedbe Darrieusovih vjetroturbina*

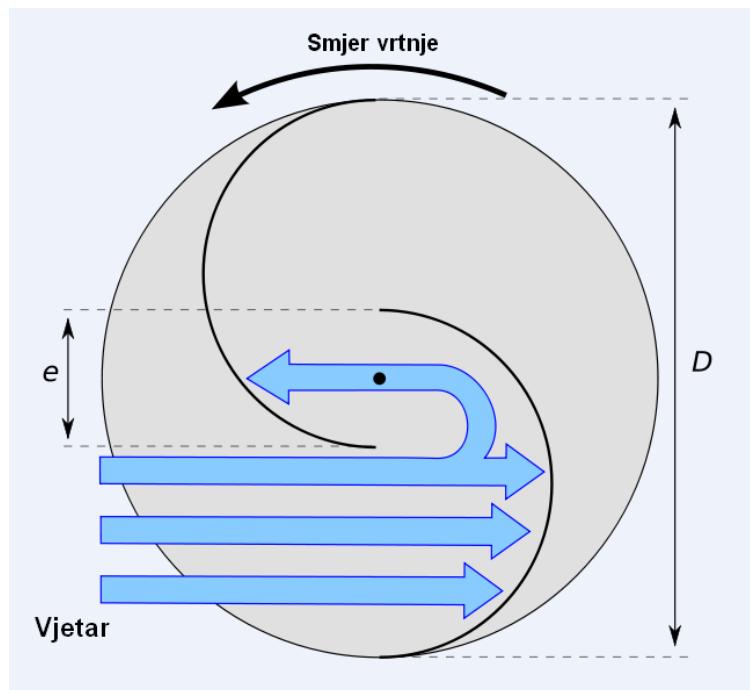
#### 10.2.1.2.2. SAVONIUSOVA VJETROTURBINA

Ova vjetroturbina zamisao je Finskog inženjera Sigurda J. Savoniusa. Ovo je prva izvedba vertikalne vjetroturbine, a nastala je 1922. godine. Ponekad može imati i tri lopatice.



*Slika 10.2.9. Savoniusova vjetroturbina*

Ovakav tip vjetroturbine radi na principu potisne sile. Gledajući presjek, turbina ima oblik slova S. Zbog zaobljenja lopatica ima manji potisak kada se giba protiv vjetra s ispuštenim dijelom nego kada se giba s vjetrom u leknutim dijelom (slika 3.10.). Na taj način potisak je uvijek jači u jednom smjeru i dolazi do rotacije. Zbog ovakvog principa rada ove vjetroturbine daju puno manje energije nego uzgonske turbine iste veličine.



Slika 10.2.10. Princip rada Savoniusove vjetroturbine

Ovakve vjetroturbine vrlo su jednostavno izvedene pa se koriste u slučajevima kada su cijena i pouzdanost bitniji od učinkovitosti, npr. anemometar. Još jedna upotreba ovog principa pojavljuje se na vrlo poznatom Flettner ventilatoru. On se koristi na krovovima kuća ili autobusa i služi ventilaciji prostora, pogoni ga snaga vjetra. Također se ponekad mogu uočiti reklamne oznake u obliku ove vjetroturbine, cilj im je rotacija reklarnog znaka kojom se privlači pažnja.

Postoji i izvedba ovakve turbine kod koje su lopatice spiralno zakrenute po dužini pa se na taj način dobiva ujednačeni moment na vratilu.



Slika 10.2.11. Spiralna Savoniusova vjetroturbina

### 10.3. ZNAČAJKE RADA VJETROTURBINA

#### 10.3.1. STUPANJ UČINKOVITOSTI VJETROTURBINE

Teoretski stupanj učinkovitosti pretvorbe energije vjetra pokazuje kolika je maksimalna energija koju možemo dobiti pomoću vjetroturbine od vjetra u slobodnoj struji. Teorija koja definira maksimalni stupanj učinkovitosti vjetroturbine naziva se Betzov zakon prema Njemačkom fizičaru Albertu Betzu (1885.-1968.) pionиру u istraživanju tehnike vjetroturbina. Betzov zakon pokazuje maksimalnu energiju koja se može dobiti od fluida koji struji određenom brzinom kroz infinitezimalno tanki rotor.

Da bi se izračunao maksimalni teoretski stupanj djelovanja tog rotora on se predstavlja kao disk kroz koji prolazi fluid i predaje mu svoju energiju. Prolaskom kroz disk vjetar gubi na brzini. Može se postaviti jednadžba:

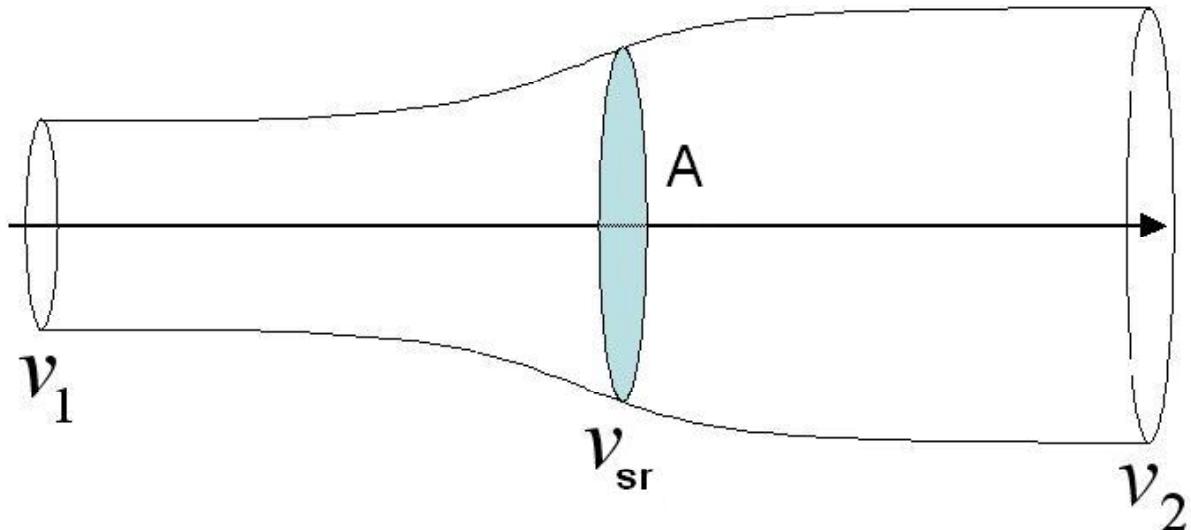
$$v_{sr} = 1/2(v_1 + v_2) \quad (1)$$

Gdje je:

$v_{sr}$  - srednja brzina

$v_1$  - brzina vjetra ispred rotora

$v_2$  - brzina usporenog vjetra iza rotora



Slika 10.3.1. Shematski prikaz strujanja fluida kroz disk rotora

Maseni protok je:

$$m = \rho * A * v_{sr} = (\rho * A * (v_1 + v_2)) / 2 \quad (2)$$

$m$  - protok mase u vremenu

$A$  - površina diska

$\rho$  - gustoća fluida

Razlikom kinetičke energije prije ulaska fluida u rotor i nakon njegovog izlaska dobiva se snaga vjetroturbine:

$$E = 1/2 * m(v_1^2 - v_2^2) \quad (3)$$

E – snaga

Ako uvrstimo maseni protok:

$$E = 1/4 * \rho * A(v_1 + v_2)(v_1^2 - v_2^2) = 1/4 * \rho * v_1^3 (1 - (v_2/v_1)^2 + (v_2/v_1) - v_2/v_1)^3 \quad (4)$$

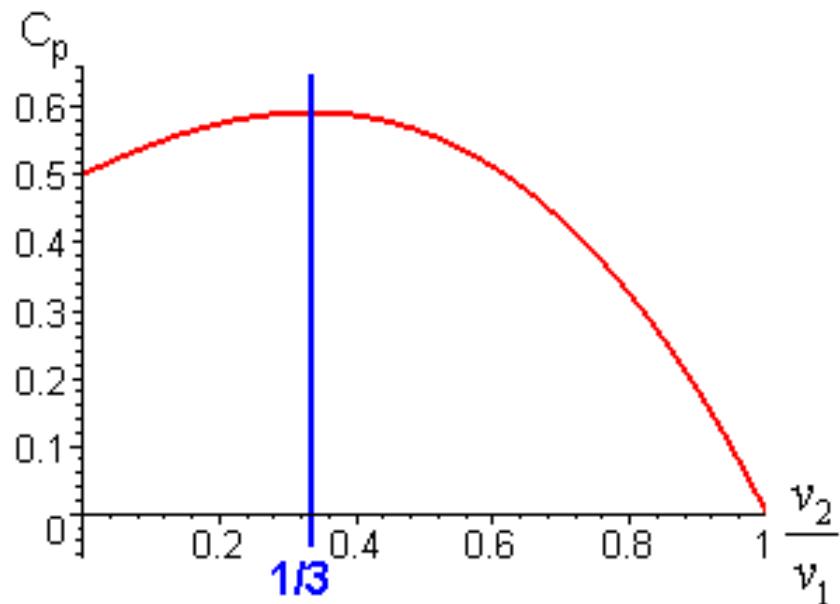
Maksimum ove funkcije dobiva se za  $v_2/v_1 = 1/3$  za danu brzinu vjetra  $v$  i površinu  $A$ . Kada se vrijednost uvrsti u jednadžbu (4) dobiva se:

$$P_{\max} = 16/27 * 1/2 * \rho * A * v_1^3 \quad (5)$$

Od kud dobivamo koeficijent korisnosti:

$$C_{p,\max} = 16/27 = 0,593 \text{ ili } 59,3\%$$

$$C_p = P/P_{\max}$$



Slika 10.3.2. Koeficijent  $C_p$  s obzirom na  $v_2/v_1$

Stvarni stupanj korisnosti uvelike ovisi o konstrukciji vjetroturbina te aerodinamičnim značajkama njihovih lopatica. Vjetroturbine a u današnje vrijeme mogu postići  $C_p$  od 0,4 do 0,5 što je 70 do 80% od teoretske granice. Gubitci nastaju u ležajevima, prijenosu, generatoru itd. Horizontalne vjetroturbine imaju veći stupanj iskoristivosti od vertikalnih vjetroturbina, no moramo uzeti u obzir činjenicu da vertikalna vjetroturbina nema potrebu zakretati se da bi se usmjerila u vjetar pa tako pri vrlo turbulentnim strujama daje više energije.

### 10.3.2. KOEFICIJENT BRZOHODNOSTI

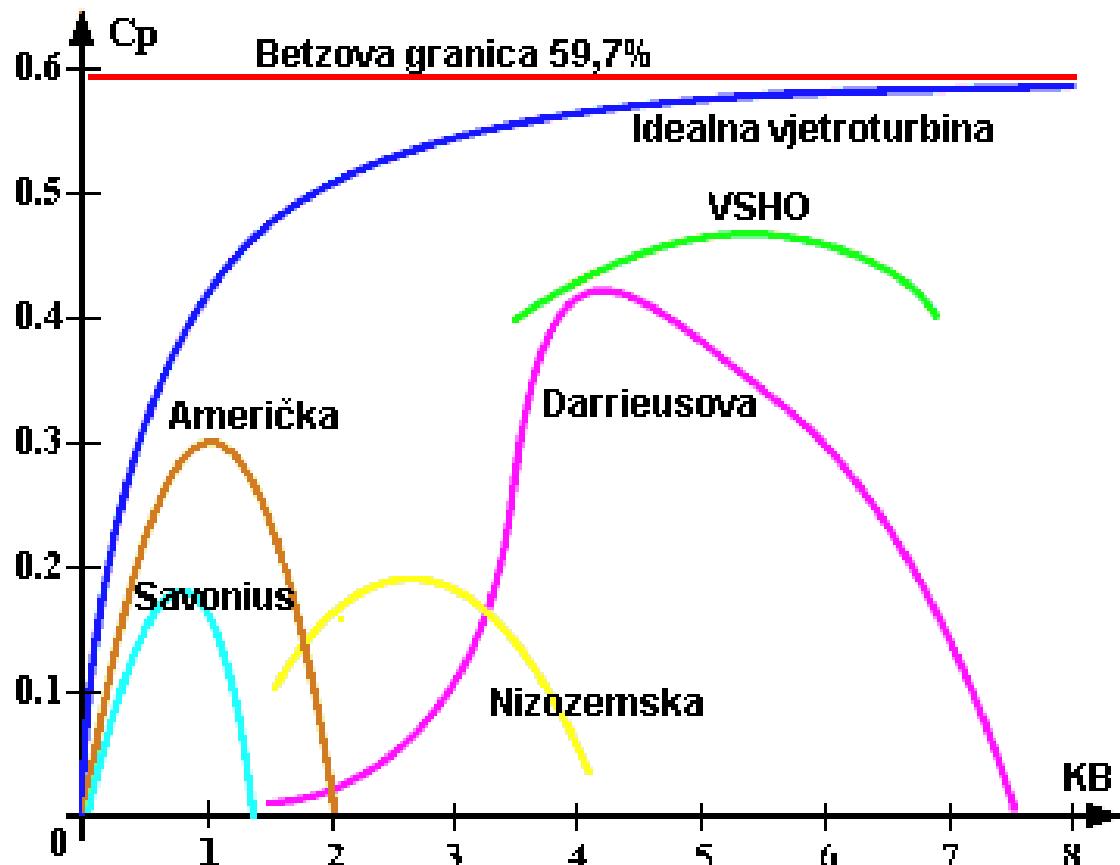
Koeficijent brzohodnosti  $\lambda$  je omjer brzine vrtnje vrha lopatice i brzine vjetra. Pa je tako:

$$\lambda = r\omega/v$$

Gdje je:

$r$  - polumjer kružnice koju čini vrh lopatice pri rotaciji

$\omega$  - brzina vrtnje vrha lopatice



Slika 10.3.3. Promjena koeficijenta korisnosti s promjenom koeficijenta brzohodnosti

Unatoč konstrukcijama koje se sve više približavaju gornjoj granici iskoristivosti, horizontalne vjetroturbine se suočavaju s vrtlozima koji nastaju na vrhovima i na čeonoj strani lopatica pa je time dobivena energija umanjena, između ostalog, i za te gubitke. Kod vjetroturbine s vertikalnom osi vrtnje nema pojave vrtloga na vrhovima lopatica.

## 10.4. PROIZVODNJA ELEKTRIČNE ENERGIJE

Vjetroelektrana je postrojenje koje pretvara kinetičku energiju vjetra u električnu ili mehaničku energiju. Vjetroelektranu činji jedna ili više vjetroturbina raspoređenih na nekom prostoru, a da su pritom izložene istom vjetru i zajedno spojene na mrežu. Prema instaliranoj snazi dijele se na male vjetroelektrane i crpne stanice snage do nekoliko desetaka kW te velike vjetroelektrane s vjetroturbinama pojedinačne snage do 3,5 MW.

Male vjetroelektrane, tj. energija koju proizvode, mogu se koristiti na nekoliko načina:

- Kada je potrošač u nemogućnosti spojiti se na električnu mrežu vjetroturbina može biti samostalan izvor energije. Ukoliko se proizvede višak energije ona se može pohraniti u akumulator za naknadno korištenje. Kako je vjetar kao pojava vrlo nepredvidive prirode može se dogoditi da na danoj lokaciji u određenom vremenskom periodu nema vjetra. Iz tog razloga kod ovakvog načina instalacije poželjno je osigurati rezervni sustav napajanja. Rezervni sustav može objediniti nekoliko izvora energije kao npr. solarne kolektore i diesel agregat. Pri korištenju prednost bi se uvijek trebala dati obnovljivim izvorima energije.
- Drugi način spajanja jest spajanje vjetroturbine na električnu mrežu pa se, ukoliko nema vjetra, koristi struja iz mreže. Ukoliko se troši manje energije no što vjetroturbina proizvede, višak se predaje mreži.
- I posljednji način iskorištavanja energije vjetra jest pogon vodnih crpki, punjenje akumulatora na brodovima i sl.

### 10.4.1. GENERATORI ELEKTRIČNE ENERGIJE PRIKLADNI ZA RAD VJETROTURBINA

Uloga električnog generatora u sustavu vjetroturbine jest pretvorba mehaničke energije u električnu. Nedostatak vjetroturbine kao pogona jest fluktuacija okretnog momenta. Također zahtijevaju hlađenje koje se vrši zrakom ili vodom.

Generatori koji se koriste kod vjetroturbina mogu biti sinkroni i asinkroni:

#### Sinkroni generator

Sinkroni generator spada u strojeve izmjenične struje. Njegova brzina čvrsto je povezana s frekvencijom napona i brojem pari polova što se može vidjeti iz jednadžbe:

$$\omega_s = 2\pi f/p \quad \text{ili} \quad n_s = f/p$$

Sinkroni generatori uglavnom se primjenjuju kada se znaju uvjeti rada pogona tj. kada je brzina vrtnje vjetroelektrane stalna (to se postiže ugradnjom sustava za zakretanje lopatica kod VSVO). Sinkronim generatorima potreban je uzbudni sustav i regulator brzine kojim će se održavati napon i frekvencija. Oni imaju veći stupanj djelovanja i pouzdani su no pri uvjetima kada dolazi do poremećaja brzine vrtnje, zbog fluktuacije brzine vjetra ili poremećaja u mreži, teško zadržavaju sinkronizam.

| <i>p</i> | <i>n<sub>s</sub></i> za 50 Hz<br>min <sup>-1</sup> |
|----------|--|
| 1        | 3000   |
| 2        | 1500   |
| 3        | 1000   |
| 4        | 750  |
| 5        | 600  |
| 6        | 500  |
| 8        | 375  |

Tablica 10.4.1. Sinkrone brzine vrtnje za razne brojeve pari polova

Za primjenu kod vjetroturbina koje nemaju konstantnu brzinu vrtnje potrebno je osigurati statički pretvarač frekvencije. Time se izbjegavaju problemi nestabilnosti napona. Ovo je inicijalno skuplja varijanta ali ako je cijena isporučene energije visoka dugoročno dobiva na isplativosti.

Sinkroni generatori prikladni su za otočni način rada uz regulatore napona i frekvencije. Dodatna prednost ovih generatora jest sposobnost proizvodnje jalove snage što je poželjno ako su priključeni na naponski slabu mrežu.

### Asinkroni generatori

Također spadaju u strojeve izmjenične struje no njihova je brzina vrtnje različita od sinkrone brzine i ovisna je o opterećenju.

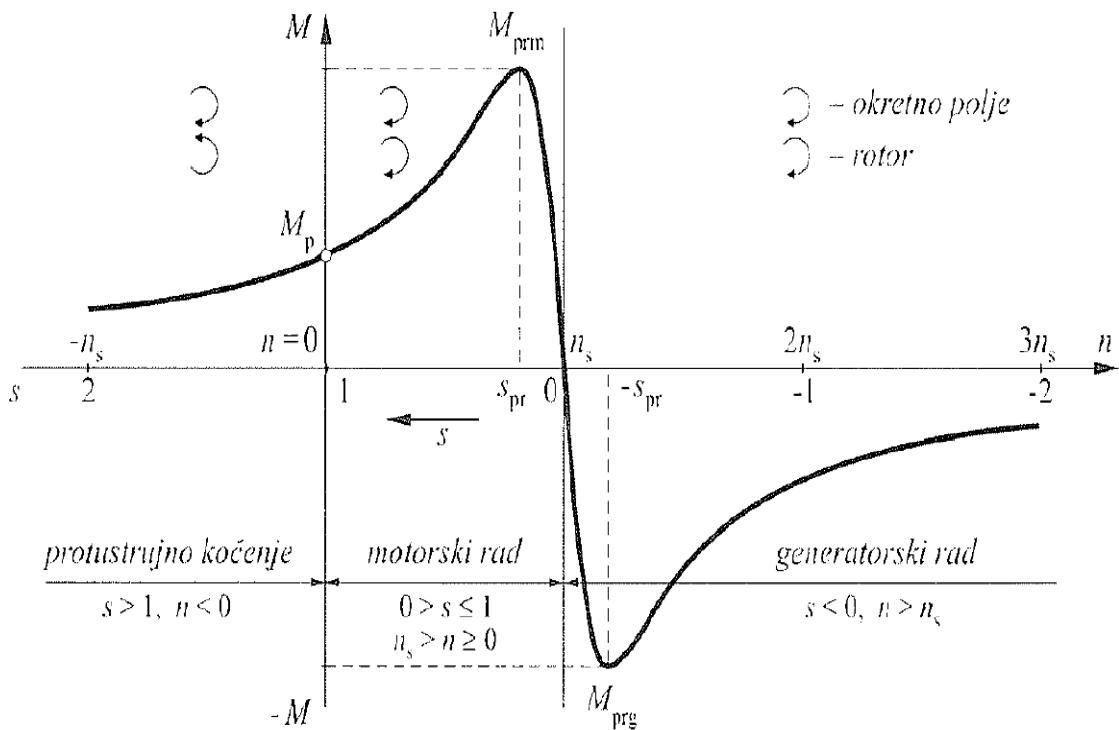
Kod motornog rada ovih strojeva priključivanjem na izmjenični simetrični trofazni izvor kroz namot statora poteku struje i stvore rotirajuće magnetsko polje koje rotira sinkronom brzinom  $n_s$  i pri rotaciji presijeca vodiče rotorskog i statorskog namota te se u njima inducira napon. Rotor se okreće u smjeru vrtnje magnetskog polja. Brzina vrtnje rotora uvijek je manja od sinkrone brzine i ovisi o opterećenju motora. Različitost brzina vrtnje rotora i magnetskog polja izražava se klizanjem  $s$ . Ako je brzina vrtnje rotora  $n$ , klizanje je:

$$s = (n_s - n) / n_s$$

Pomoću ovog izraza može se doći do brzine vrtnje motora ako je poznata frekvencija mreže, broj polova motora te klizanje:

$$n = n_s(1-s) = f/p(1-s)$$

U generatorskom načinu rada klizanje mora biti  $s < 0$  a brzina vrtnje rotora  $n > n_s$ . Moment je negativan jer moramo dovoditi rad da bi dobili električnu struju.



Slika 10.4.1. Karakteristika momenta asinkronog stroja za jedan smjer vrtnje polja

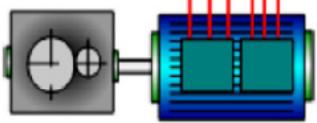
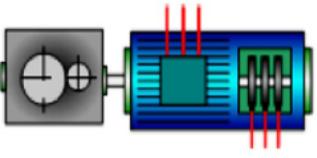
Ovi generatori obično se koriste za spajanje vjetroelektrane na krutu mrežu. Osnovna prednost odražava se u njihovoj jednostavnoj i jeftinoj konstrukciji, no s druge strane moraju imati kompenzacijski uređaj (uklopljive kondenzatorske baterije) i priključni uređaj koji služi za sinkronizaciju s mrežom. U usporedbi s sinkronim generatorom asinkroni je u prednosti kod priključenja na mrežu zbog jednostavnijeg sustava upravljanja. Osim toga on je robusniji i znatno jeftiniji, a uvjeti održivosti sinkronizma mnogo su fleksibilniji.

Za potrebe vjetroturbina koje imaju promjenjivu brzinu vrtnje rotora potrebno je dodati diodni ispravljač u mosnom spoju za regulaciju djelatnog otpora rotora i promjenu brzina/moment karakteristike asinkronog motora.

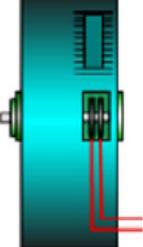
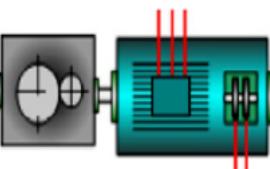
Ovdje napon i frekvencija mreže određuju napon i frekvenciju asinkronog generatora. Maksimalna radna snaga ograničena je najvećom dopuštenom strujom u trajnom radu, a ovisi o dovedenoj mehaničkoj snazi tj. o brzini vrtnje generatora.

Glavni nedostatak je nemogućnost rada bez napona mreže pa je potrebno koristiti samouzbuđu u obliku kondenzatora. Nije mu potrebna sinkronizacija niti uzbudni sustav, ali treba imati uređaj za ograničenje brzine vrtnje da ne bi došlo do pobjega, tj. do postizanja prevelikih nadsinkronih brzina pri naglom rasterećenju. Lako ih je održavati jer zahtijevaju samo povremenu zamjenu ležajeva.

#### 10.4.1.1. USPOREDBA SINKRONOG I ASINKRONOG GENERATORA

| Generator   | Prednosti  | Nedostatci   |
|---|--|--|
| Asinkroni kavezni jedno ili dvobrzinski generator ( $2p=4$ ili $6$ )<br> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- jednostavnost izrade</li> <li>- jednostavno održavanje</li> <li>- prigušenje pulzacija momenta turbine</li> <li>- niska nabavna cijena</li> <li>- izravni spoj na mrežu</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- potrebna jalova energija</li> <li>- potreban soft start uređaj za prvo priključenje na mrežu</li> <li>- primjenjivo samo za fiksne brzine turbine</li> <li>- upotreba multiplikatora</li> <li>- neupotrebljivo za mnogo polova (<math>&gt;20</math>)</li> </ul> |
| Asinkroni klizno-kolutni dvostrano hranjeni generator<br>                | <ul style="list-style-type: none"> <li>- bitno smanjena snaga i cijena pretvarača</li> <li>- mogućnost regulacije brzine vrtnje (tipično <math>\pm 20 - 25\%</math>) za optimalno korištenje energije</li> <li>- jalova snaga za magnetiziranje stroja iz pretvarača</li> <li>- moguć podsinkroni i nadsinkroni rad</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- klizni koluti i četkice, trošenje, održavanje</li> <li>- složeno upravljanje agregatom</li> <li>- izravni spoj na mrežu je otežan</li> </ul>  |
| Sinkroni generator s uzbudnom strujom na rotoru   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- jednostavno upravljanje jalovom snagom</li> <li>- široko područje brzina vrtnje</li> <li>- jednostavan za upravljanje</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- potreban pretvarač za ukupnu snagu</li> <li>- potreban uzbudni sustav</li> <li>- klizni koluti i četkice, trošenje i održavanje</li> </ul>  |

Tablica 10.4.2. Usporedba generatora

| Generator  | Prednosti   | Nedostatci   |
|--|---|--|
| Direktan pogon<br>          | <ul style="list-style-type: none"> <li>- jednostavnija izvedba cijelog vjetroagregata jer nema multiplikatora koji se smatra komplikiranim za izradu i održavanje</li> <li>- veća korisnost agregata</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- velike dimenzije i masa, problem izrade, transporta i montaže generatora</li> </ul> |
| Pogon s multiplikatorom<br> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- male dimenzije i masa generatora</li> <li>- standardni generator</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- visoka cijena, gubitci (2-3)% i problemi održavanja multiplikatora</li> </ul>       |

Tablica 10.4.3. Prednosti i nedostatci direktnog pogona u odnosu na pogon s multiplikatorom

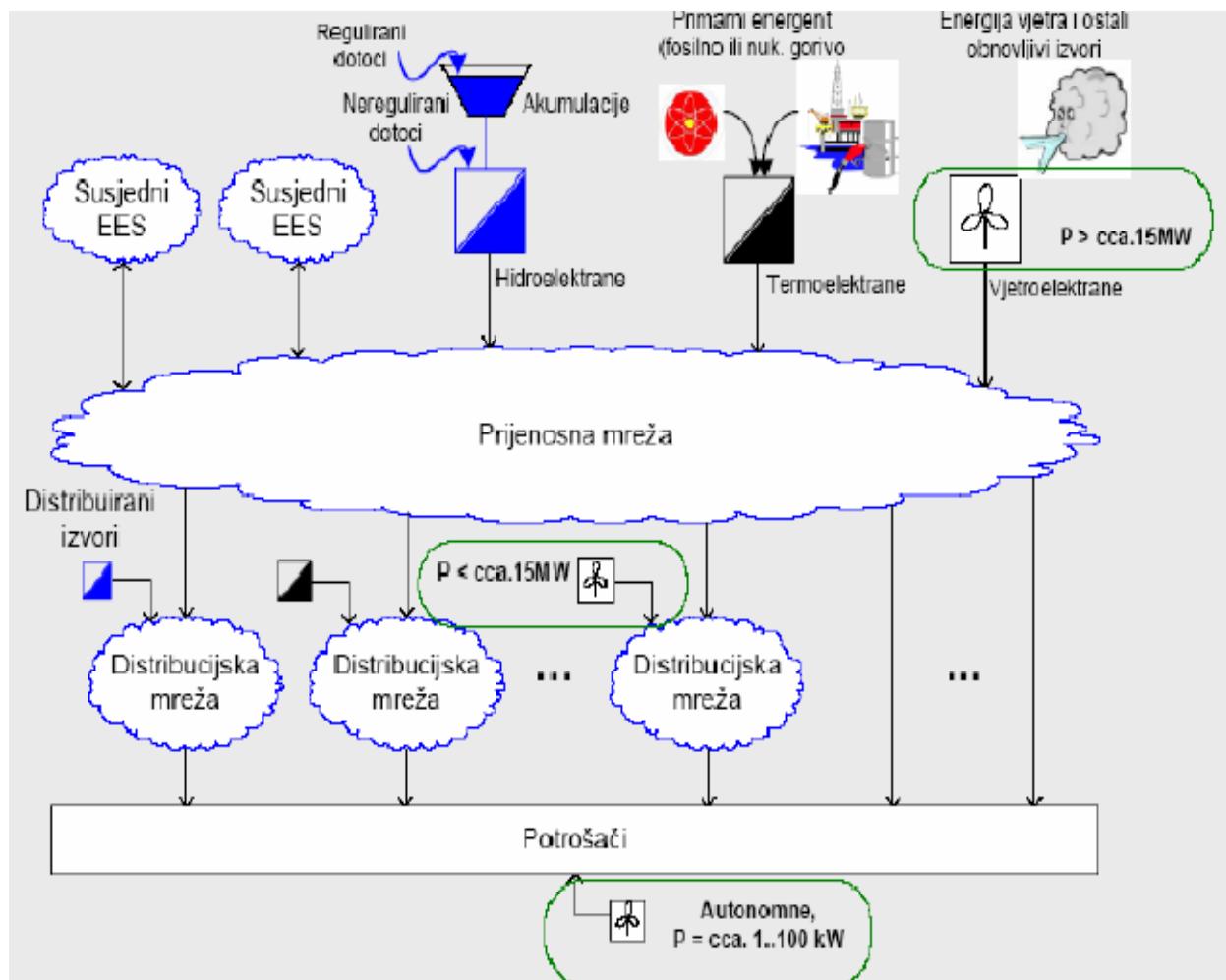
#### 10.4.2. SPAJANJE VJETROELEKTRANE U ELEKTROENERGETSKI SUSTAV

Da bi se vjetroelektrana spojila na mrežu moraju se zadovoljiti osnovni tehnički kriteriji pa je tako potrebno:

- Poznavati najveću dozvoljenu snagu koju vjetroelektrana smije injektirati u mrežu (to određuje HEP s obzirom na mogućnosti elektroenergetskog sustava (EES) Hrvatske)
- Odrediti raspon frekvencije sustava
- Osigurati regulaciju napona
- Zadržati stabilnost u stanju kvara, stabilnost kuta i napona
- Osigurati kvalitetu isporučene električne energije
  - Emisija flikera (padovi napona koji uzrokuju treptaj na žaruljama)
  - Fluktuacije napona
  - Omjer radne i jalove snage
  - Kratki spoj

Testiranje:

- Pokretanje
- Zaustavljanje u uvjetima velike brzine vjetra
- Vladanje u uvjetima promjene frekvencije sustava
- Vladanje u uvjetima promjene napona sustava
- Vladanje u uvjetima njihanja u sustavu
- Provjera kvalitete



Slika 10.4.2. Priklučenje na mrežu

## 10.5. NOVI KONSTRUKCIJSKI OBLICI VERTIKALNIH VJETROTURBINA

Kako je u današnje vrijeme energija vjetra postala vrlo privlačna, a samim time i potencijalno unosna tema, na tržištu se pojavilo mnoštvo novih proizvoda koji pretvaraju energiju vjetra u električnu energiju. Osim razvoja uobičajenih horizontalnih vjetroturbina pojavio se i veliki interes za razvoj vertikalnih vjetroturbina. Pretraživanjem internetskih stranica vrlo se lako mogu pronaći novi inovativni konstrukcijski oblici takvih vjetroturbina no njihova učinkovitost i ekonomska isplativost je upitna.

U početku ovog rada navedeni su osnovni konstrukcijski oblici vertikalnih vjetroturbina a to su Darrieusova i Savoniusova vjetroturbina. Ako se promotre svi konstrukcijski oblici koji će se opisati u ovom dijelu rada lako se može zaključiti da se svi baziraju na ta dva osnovna oblika.

Podaci koji će biti navedeni u ovom poglavlju uzimaju se s velikom rezervom jer se na tržištu vjetroturbina, zbog borbe s konkurencijom, mnogo puta navode neistiniti podatci testiranja. Zbog nemogućnosti vlastitog testiranja svih konstrukcijskih oblika neminovno je osloniti se na dane podatke. Navedene konstrukcije odabrane su prema teoretski pouzdanim kriterijima i mogu se svrstati u oblike kojima se zaista može dobiti određena količina električne energije, no pitanje njihove iskoristivosti moralo bi se provjeriti u laboratorijskim uvjetima mjerjenjem.

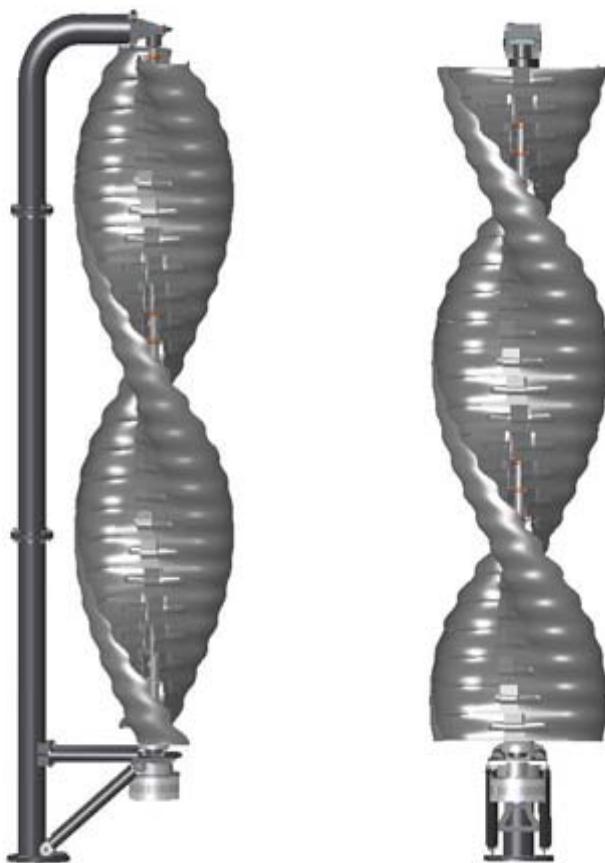
### 10.5.1. KONSTRUKCIJSKI OBLICI VJETROTURBINA NA TRŽIŠTU I NJIHOVA USPOREDBA

#### 10.5.1.1. HELIX WIND

Helix Wind vjetroturbina konstruirana je i testirana u San Diegu i Las Vegasu. Podatci o performansama dobiveni su mjeranjima instaliranih vjetroturbina i testiranjem u zračnom tunelu. Ova vjetroturbina daje ujednačeni moment u velikom rasponu brzine vjetra i u teškim uvjetima rada. Nije potrebno zaustavljanje pri jakom vjetru, instalacija je jednostavna i modularna. Pogodna je za korištenje u urbanim sredinama. Zahvaća vjetar iz svih smjerova i pogodna je za turbulentno strujanje vjetra. Postoji mogućnost modularne nadogradnje pa je moguće povećati snagu dodavanjem spirala u visinu.



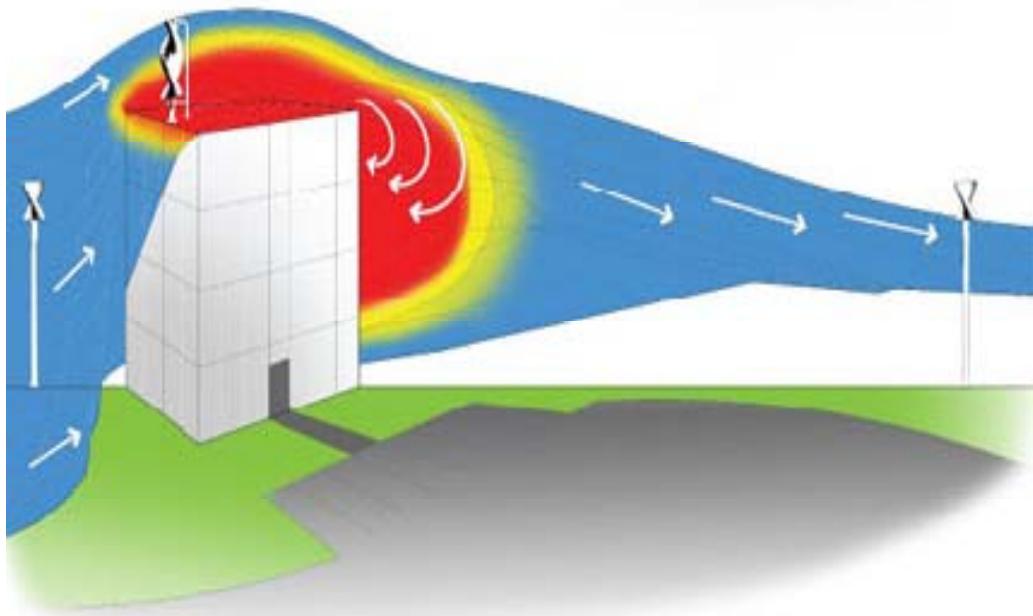
*Slika 10.5.1. Helix Wind vjetroturbina*



*Slika 10.5.2. Modularna nadogradnja Helix vjetroturbine*

Specifikacije:

- Određena snaga - 2.5 kW
- Vršna snaga – 2.81 kW
- Dimenzije rotora - 1.21m x 2.65m
- Radni prostor - 3.22 m<sup>2</sup>
- Konstrukcija rotora – Ultra čvrsta aluminijска legura
- Tip – Savoniusova helikoidalna vjetroturbina s vertikalnom osi vrtnje (VSVO)
- Generator - 2.5 kW visoko učinkoviti generator s permanentnim magnetom
- Brzina vjetra pri kojoj započinje vrtnja - 3.6m/s
- Kočenje – kočenje nije potrebno za normalan način rada. Ručno zaustavljanje za potrebe održavanja.
- Spajanje na mrežu - 110VAC - 240VAC, 50-60Hz inverter vezan na mrežu
- Bez mreže – mogućnost napajanja baterije
- Masa – 135 kg
- Radni vijek - 30 godina
- Stup – preporučljiva je visina od 4.5m do 6.0m ovisno o okolnim preprekama
- Cijena - oko 70 000 kuna
- Konstrukcija radi vrlo tiho i producira zvuk niži od 5 decibela iznad okolinskih zvukova
- Sigurna je za ptice i šišmiše
- Estetski zadovoljava



|        |                              |
|--------|------------------------------|
| Plavo  | Fina laminarna struja vjetra |
| Žuto   | Turbulentni sloj             |
| Crveno | Vrlo turbulentni sloj        |

Slika 10.5.3. Turbulentno strujanje vjetra kada nailazi na prepreku

#### 10.5.1.2. QUIET REVOLUTION

Britanska tvrtka sa sjedištem u Pembroke Dock-u u južnom Wales-u bavi se proizvodnjom vertikalnih vjetroturbina spiralnog Darrieus tipa.



Slika 10.5.4. Quiet revolution turbina

Specifikacije:

- Dimenzije - 5m visina x 3.1m promjer
- Generator - istosmjerni, generator s permanentnim magnetom
- Power control - kontrolom izlazne snage konstantno se optimizira izlazna snaga za sva područja postavljanja i za sve brzine vjetra
- Radno područje - Max brzina vjetra: 16m/s; Min brzina vjetra: 4.5m/s
- Životni vijek - 25 godina
- Materijal – lopatice i trostrani držači su izrađene od karbonskih vlakana I epoksilne smole
- Kočnice – Kočenje uslijed prekoračenja brzine se vrši pri brzini vjetra od 14m/s, automatsko gašenje pri velikim brzinama vjetra (iznad 16m/s)
- Praćenje i pohrana podataka preko PC-a – prosječna brzina vjetra i dobivena količina el. energije
- Cijena turbine 200 000 kuna
- Cijena stupa oko 25000 Ovisno o visini i obradi
- Cijena upravljanja 37000 za jednu turbinu, smanjuje se za spajanje više turbina u niz

### 10.5.2. Usporedba navedenih vjetroturbina

Podatci u tablici uzeti su iz dijagrama koji se nalaze na web stranicama proizvođača i prikazuju snagu pri brzini vjetra od 7 m/s.

| Naziv:            | Helix wind | Quiet revolution |
|-------------------|------------|------------------|
| Snaga u W (7 m/s) | 270        | 1000             |
| Dimenzije m       | 2,64 x 1,2 | 5 x 3,1          |

Tablica 10.5.1. Usporedba snage i dimenzija vjetroturbina

Slijedeća tablica prikazuje vrijednosti za Quiet revolution vjetroturbinu manjih dimenzija koje su dobivene preračunavanjem vrijednosti snage u odnosu na površinu vjetroturbine slijedeći raspodjelu snage istih dijagrama. Ovdje bi se moglo zaključiti kako vjetroturbina proizvođača Helix wind daje više snage za istu površinu vjetroturbine no taj se podatak mora moći dodatno obrazložiti.

| Naziv:            | Helix wind | Quiet revolution |
|-------------------|------------|------------------|
| Snaga u W (7 m/s) | 270        | 230              |
| Dimenzije m       | 2,64 x 1,2 | 2,64 x 1,2       |

Tablica 10.5.2. Usporedba snage i dimenzija vjetroturbina istih dimenzija

U dijagramu koji prikazuje odnos stupnja učinkovitosti i koeficijenta brzohodnosti (slika 4.3.) može se uočiti da Savonius vjetroturbina ima dvostruko manji stupanj učinkovitosti te zbog toga, teoretski, nije moguće da daje više snage od Darrieusove vjetroturbine istih dimenzija no mora se uzeti u obzir i činjenica da Helix vjetroturbina ima izmijenjen oblik lopatica u odnosu na klasičan Savonius oblik što pridonosi boljoj iskoristivosti. Točan odgovor na vjerodostojnost ovih podataka ne može se dati bez ispitivanja. U nemogućnosti za dobivanjem točnijih podataka uzima se da su ovi podatci točni.

### **10.5.3. IDEJNI PROJEKTI VERTIKALNIH VJETROTURBINA**

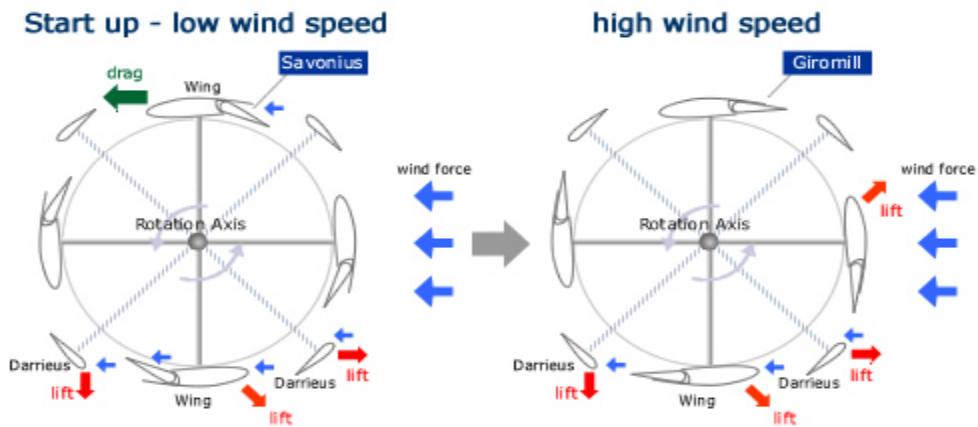
#### **10.5.3.1. WING**

Japanska tvrtka Seabell International, Ltd. utemeljena je 2004. godine i bavi se proizvodnjom inovativnih tehničkih konstrukcija za proizvodnju električne energije iz obnovljivih izvora za urbanu sredinu.



*Slika 10.5.5. Wing vjetroturbina s solarnim kolektorima*

Ovakva konstrukcija kombinira oba osnovna konstrukcijska oblika i na taj način iskorištava najbolje od svakog. Kako je problem Darrieusove vjetroturbine samopokretanje taj problem rješava se mijenjanjem oblika lopatica tako da poprime zaobljen oblik Savoniusovog tipa i na principu potisne sile okreću turbinu. Takav oblik postiže se dodavanjem pomičnog krilca konstrukciji. Kada vjetroturbina postigne dovoljnu brzinu lopatice se izravnaju i tvore oblik lopatica Darrieusovog tipa te se turbina pokreće silama uzgona.



*Slika 10.5.6. Pokretanje pri malim brzinama vjetra i prilagodba lopatica velikim brzinama vjetra*

Time se postigla mogućnost pokretanja pri brzini vjetra manjoj od 1 m/s što znači da bi se vjetroturbina pokretala i pri malom povjetarcu. Preoblikovanjem lopatica dobiva se učinkovitost koja odgovara Darrieusovom tipu turbine.

Aerodinamična svojstva:

- Profil lopatica je aerodinamičan
- Hvata vjetar iz svih smjerova
- Mala brzina vjetra uzrokuje vrtnju (ispod 1 m/s)
- Visoki zakretni moment čak i pri malim brzinama vjetra
- Postiže velike brzine vrha lopatica u širokom rasponu brzine vjetra i time dobiva na iskoristivosti s obzirom na količinu dobivene električne energije
- Buka i vibracije su minimalne

Konstrukcijska svojstva:

- Izrađena je od izdržljivih dijelova koji podnose opterećenja izazvana rotacijom
- Stabilna konstrukcija podnosi ekstremno jake vjetrove i grmljavu

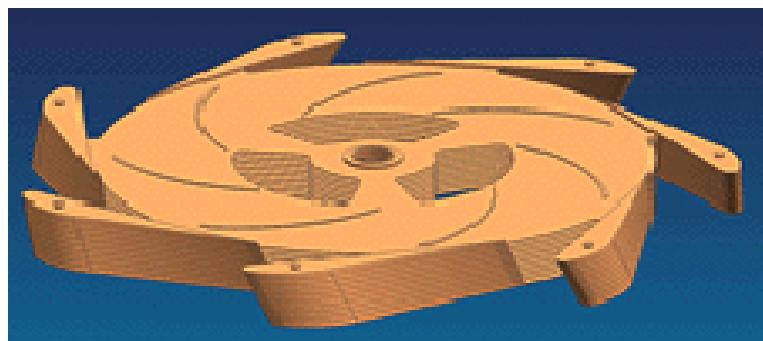
Eksterna svojstva:

- Zauzima manje prostora u usporedbi a horizontalnom vjetroturbinom iste snage
- Mogućnost upotrebe u urbanim sredinama
- Dijelovi se mogu reciklirati
- Ne šteti pticama

### 10.5.3.2. TESNIC

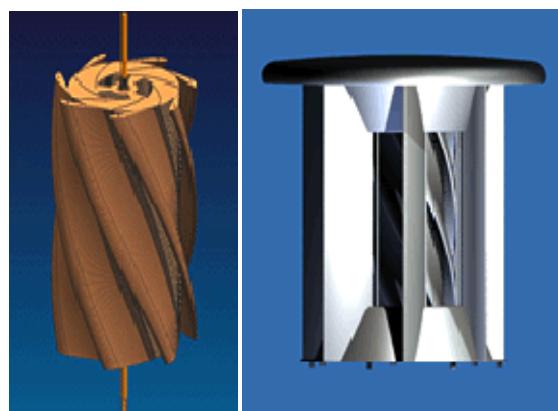
Tvrta Tesnic nastala je 2005. u godine u Kanadi s fokusom na iskorištanje energije vjetra. Ideja je nastala kroz potrebu za dobivanjem energije iz vlastitog izvora u slučaju nestanka struje iz mreže.

Vjetroturbina tvrtke Tesnic temelji se na principu rada Tesline i Darrieusove turbine. Ova vjetroturbina spada u skupinu vjetroturbina s vertikalnom osi vrtnje (VSVO). Sklop rotora sadrži više od 200 diskova naslaganih jedan na drugi s zračenošću od  $\approx 2\text{mm}$ . Na obodu diskova nalaze se lopatice aerodinamičnog oblika koje imaju ulogu usmjeravanja fluida tangencijalno na površinu diskova.



*Slika 10.5.7. Prikaz slaganja diskova unutar Tesnic vjetroturbine*

Oko rotora nalazi se sklop statora koji ima ulogu povećanja hvatanja vjetra tako što neutralizira turbulenciju na rotor. Raspodjela statorskih i rotorskih lopatica je takva da se vjetar usmjerava tangencijalno na površine diskova neovisno o smjeru vjetra. Razmještaj statorskih lopatica također onemogućuje prekid rotacije zaklanjujući rotor od turbulencija od vjetra iz bilo kojeg smjera.



*Slika 10.5.8. Unutrašnjost vjetroturbine Tesnic i sklop uređaja*

Tesnic turbina koristi energiju vjetra na nekoliko načina. Rotorske lopatice zahvaćaju vjetar na klasičan način, uzgonom. Nakon toga struja vjetra ulazi u prostor između diskova gdje prijava uz površinu diskova i na principu Tesline turbine značajno doprinosi rotaciji rotora. Ovakav način iskorištanja energije vjetra pomoću adhezije u odnosu na klasičan način pokretanja uzgonom, omogućuje ovoj vjetroturbini da postiže vrlo veliku učinkovitost.

Ova vjetroturbina ima jednaku učinkovitost pri turbulentnom strujanju vjetra zbog toga što vanjske lopatice zaklanjaju rotor. Osim toga te lopatice skrivaju rotor tako da su pokretni dijelovi jedva vidljivi pa je Tesnic vjetroturbina estetski uravnotežena s okolinom.

Masa je vrlo mala pa je vrlo pogodna za ugradnju na krov. Tako na primjer 3.6 kilovatna izvedba teži manje od 150 kg. Simulacije u zračnom tunelu pokazuju učinkovitost ove turbine.

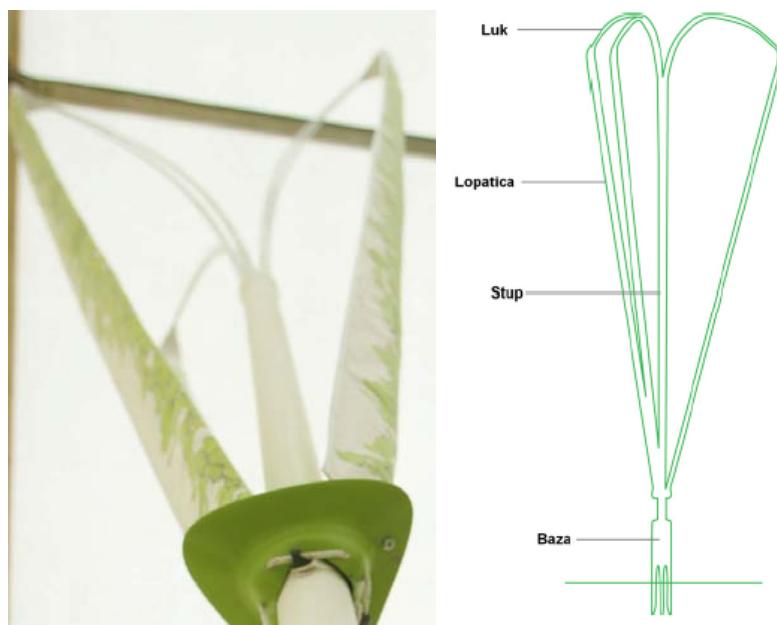
| Model turbine | Izmjerena snaga | Približne dimenzije         | Približna masa |
|---------------|-----------------|-----------------------------|----------------|
| T10K          | 10 kW           | 3.3 m visina, 3.3 m promjer | 350 kg         |
| T3600         | 3.6 kW          | 2 m visina, 2 m promjer     | 150 kg         |
| T2K           | 2 kW            | 1.5 m visina, 1.5 m promjer | 85 kg          |
| T750          | 750 W           | 0.9 m visina, 0.9 m promjer | 50 kg          |

Tablica 10.5.3. Modeli Tesnic vjetroturbina

Pokretanje se ostvaruje pri brzini vjetra od oko 3 m/s. A značajna ušteda električne energije se osjeća već pri brzini vjetra od 5 m/s.

#### 10.5.3.3. Bri Domestic Wind Turbine

Nagrada na BSI Sustainability Design Awards 2007.



Slika 10.5.9. Konstrukcija Bri Domestic vjetroturbine i njena skica

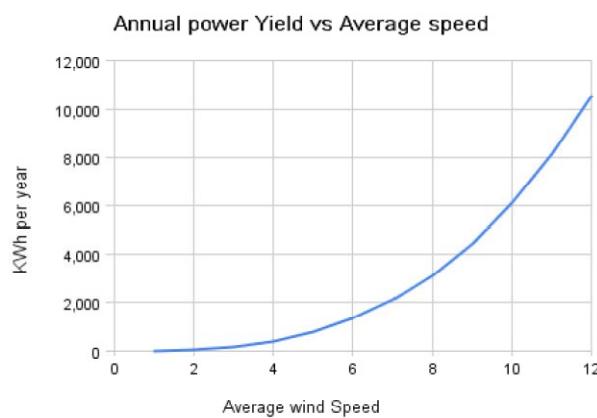
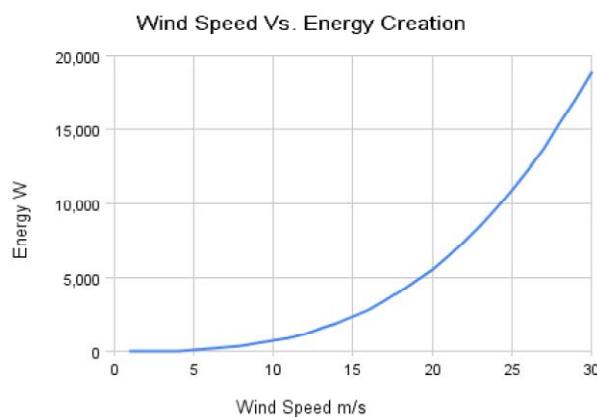
Ben Storan, student industrijskog dizajna s Royal College of Art UK (RCA) osmislio je dizajn vertikalne vjetroturbine. Zbog vertikalne izvedbe rotacija je sporija te omogućava turbini hvatanje turbulentnog toka zraka što je uobičajeno u urbanim sredinama. Također dobra strana ovakve izvedbe je tiši rad.

Za vjetroturbine slične veličine navodi se podatak generiranja 1kW električne energije pri brzini vjetra od 12 m/s, no obično proizvode samo 40% navedene snage. Za ovu konstrukciju tvrdi se da bi davala tri puta više što znači 1.2 kW.

Koriste se laki materijali što konstrukciji daje stabilnost, omogućuje bolje zahvaćanje energije vjetra i lakoću ugradnje. Izgled ove vjetroturbine podsjeća na Darrieusovu vjetroturbinu. Osnovna razlika je izbor materijala lopatica a samim time oblik lopatica je drugačiji. Materijal lopatica jest platno koje je napeto između baze i gornjih napinjača a oblikovano je tako da tvori profil lopatice.

Specifikacije:

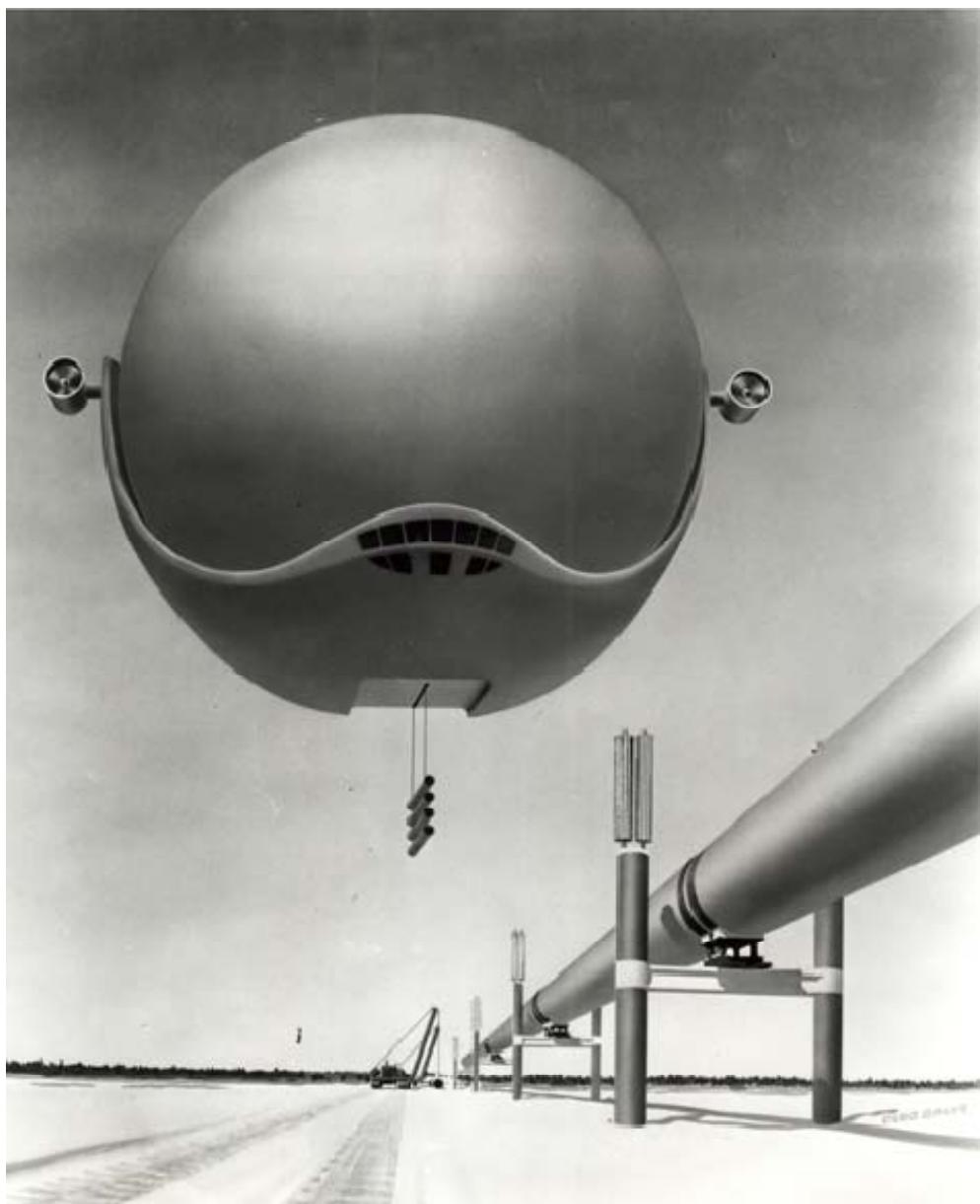
- Ukupna visina: 4 metra
- Promjer: 2.5 metra
- Masa: <30 kg
- Cijena: Približno 8000 kn
- Snaga: 1.2 kW pri brzini vjetra 12m/s



Dijagram 10.5.1. Snaga u ovisnosti o brzini vjetra i energija dobivena kroz godinu u ovisnosti o prosječnoj brzini vjetra

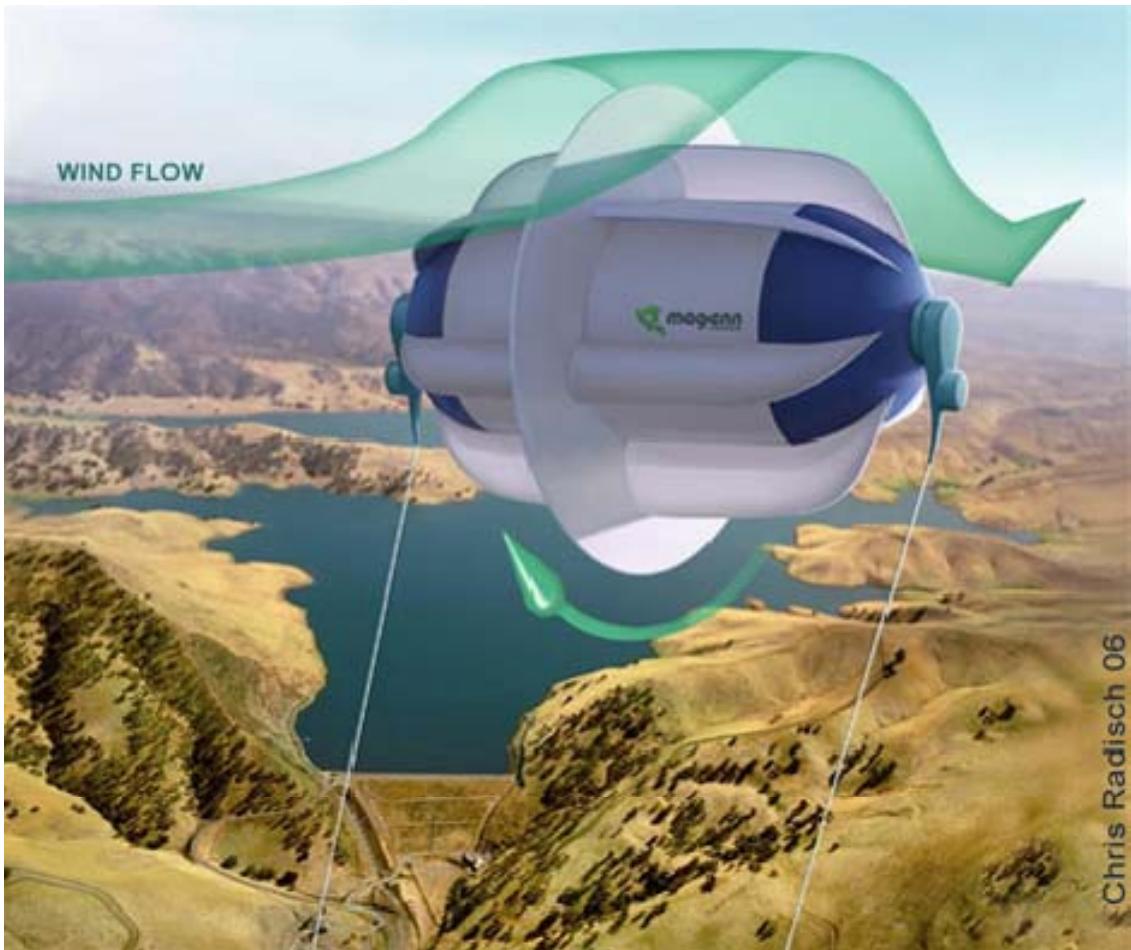
#### 10.5.3.4. MAGENN MARS

Magenn Power je Kanadska tvrtka s tradicijom dugom 30 godina. Primarno se bave proučavanja naprednih materijala i struktura. Istraživanja su započela konstrukcijom Magnus zračne letjelice sfernog oblika 1978. Fred Ferguson patentirao je letjelicu Magnus 1980. godine. Na toj letjelici ("*Lakša od zraka*") prvi puta se primjenio magnus efekt. Letjelica je bila napunjena helijem i na taj način dobivala je staticki uzgon. Tijekom pravocrtnog gibanja sfera se rotirala i postigao se magnus efekt te se letjelica podizala.



Slika 10.5.10. Letjelica "Lakša od zraka"

Princip rada ove letjelice primjenio se na inovativnu vjetroturbinu MARS. MARS je lagana vjetroturbina na povodcu koja rotira oko horizontalne osi u odnosu na vjetar generirajući tako električnu energiju.



Slika 10.5.11. MARS vjetroturbina

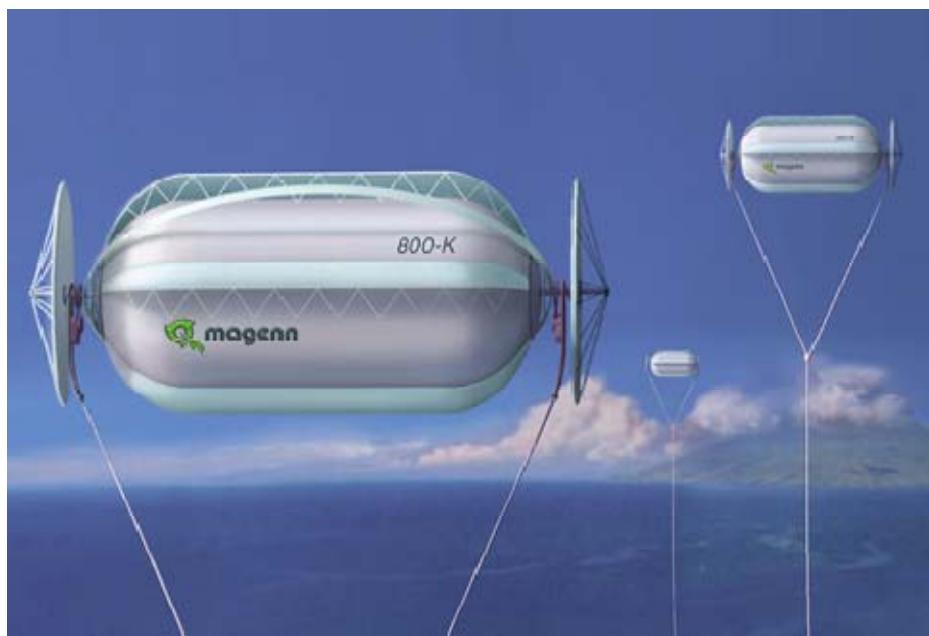
Električna energija prenosi se povodcem dugim 300 m i koristi se za potrošnju ili za pohranu u bateriji. Helij održava MARS i podiže ju na veće visine od tradicionalnih vjetroturbina. Zahvaća vjetar koji se nalazi na visini od 180 do 300 metara i noćne tokove vjetrova koji se javljaju na skoro svim područjima zemlje. Rotacija ove vjetroturbine generira i Magnus efekt koji osigurava dodatni uzgon te na taj način stabilizira konstrukciju i pozicionira ju izvan kontroliranog i zabranjenog područja letova aviona.

Prednost MARS vjetroturbine jest to što njezina instalacija nije ograničena samo na prostore blizu obale ili na područjima gdje pušu jaki vjetrovi već se može instalirati bliže mreži zbog toga što doseže visinu od 300m gdje je vjetar ujednačene jačine. Ova turbina je mobilna i može se lako ispuhati i prenijeti bez potrebe za kranom. Sigurna je za ptice i šišmiše i ima malu emisiju buke. Može raditi u velikom rasponu brzine vjetra od 1 do više od 28 m/s.

MARS turbina može se koristiti na lokacijama kao što su otočna područja, farme te zabačena područja. Za svrhu pogona istraživačke opreme, kao pomoći izvor energije za pumpe za vodu i prirodni plin, za napajanje medicinske opreme u unesrećenim područjima, kao i za velike vjetroelektrane.

Magenn Power Air Rotor sistem je zatvorena trodimenzionalna konstrukcija (cilindar). Daje veliki moment, počinje se okretati pri maloj brzini vjetra i sveukupno ima veću

učinkovitost zbog činjenice što se može postaviti na veću visinu. Zatvorena struktura omogućuje proizvodnju ovih turbina u mnogo veličina, od vrlo malih do vrlo velikih i to za iznos mnogo manji no što je to za uobičajene vjetroturbine.



*Slika 10.5.12. MARS turbine velikih snaga na velikim visinama*

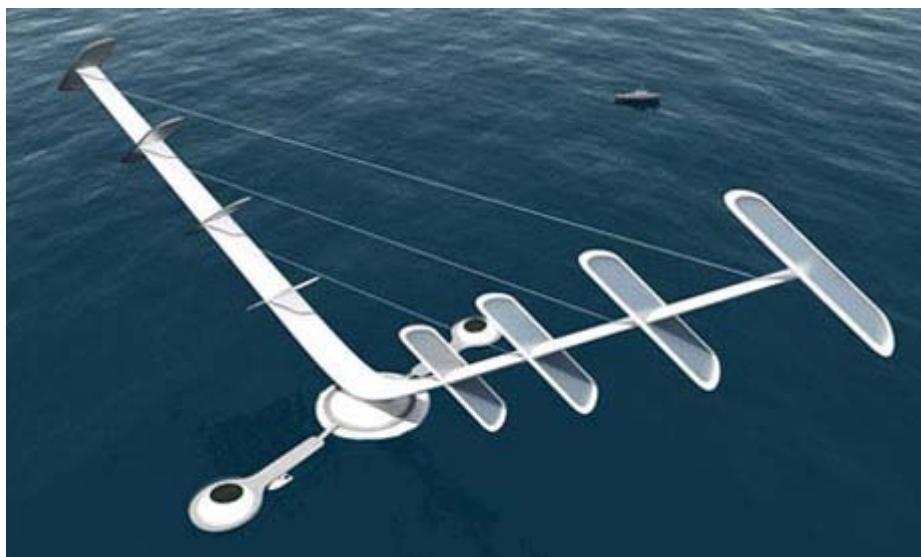
Prednosti Magenn Air Rotor sistema:

- Jefтинiji je po jedinici dobivene električne energije u odnosu na konkurentske proizvode
- Magenn Power Air Rotor sistem će u danom vremenu dati više nazivne energije od uobičajenih konstrukcija. Učinkovitost Magenn vjetroturbine biti će 40 do 50% što je vrlo važno budući da udvostručavanje kapaciteta upola smanjuje cijenu dobivene energije po vatu
- Vjetroelektrane mogu biti smještene bliže stanicima tako da je smanjena potreba za izgradnjom dalekovoda
- Uobičajene vjetroturbine rade pri brzinama vjetra od 3 m/s do 16 m/s, a Magenn Air Rotors rade od 1 m/s do 28 m/s
- Magenn Air Rotors mogu se podići više tako da rade na većim visinama iznad površine zemlje. Postiže visine od 180 do 300 m bez potrebe izgradnje visokih stupova ili korištenja kranova za održavanje
- Mobilne su i lako ih je premještati na druge lokacije ovisno o vjetrovitosti područja. Mobilnost je vrlo važna u slučaju nužde ili nepogode

### 10.5.3.5. AEROGENERATOR

Razvoj ove vjetroturbine potakla je potreba Velike Britanije za električnom energijom iz obnovljivih izvora. Konstrukciju je osmislio zrakoplovni inženjer David Sharpe. Visina ove vjetroturbine iznosi 144 m i a snaga 9 MW. Testiranje je izvedeno na manjoj konstrukciji nazivne snage 6 kW i rezultati pokazuju da su proračuni relativno točni za veće izvedbe.

Ovakva izvedba zapravo je Darrieusov tip vjetroturbine bez gornjeg dijela, tzv. V struktura uz dodana krilca na lopaticama. Ovakva izvedba eliminira potrebu za stupom u središnjem dijelu a centar mase je na dnu što olakšava izvedbu konstrukcije.



Slika 10.5.13. Aerogenerator

### 10.5.4. IZUMI BEZ PODATAKA O SNAZI

#### Turbina australskog izumitelja Graeme Atteya

Modularna vjetroturbina koja se postavlja na krov kuće. Pet ovakvih turbina proizvodile bi dovoljno struje za domaćinstvo. Radi pri vjetru malih brzina. Prednost ovakve konstrukcije je iskorištavanje zračnog toka koji se koncentriра oko i preko građevine te povećava svoju brzinu. Negativna strana ove konstrukcije je nemogućnost hvatanja vjetra iz svih smjerova.

Graeme Attey dobio je državnu (Australija) subvenciju od 32000 dolara. Procjenjuje se cijena od 700 dolara po komadu.



Slika 10.5.14. Vjetroturbina Graemea Atteya

Oblik lopatica ove vjetroturbine jest aerodinamičan te se ona svodi na pojednostavljenu verziju Darrieus-ove vjetroturbine H-tipa.

### Mag – Wind

Ovu konstrukciju razvili su Kanađani Thomas Priest-Brown i Jim Rowan a proizvedena je u Texasu. U postolju ove vjetroturbine nalazi se magnetski levitirajući generator s aksijalnim tokom variabilnog otpora namota.



Slika 10.5.15. Mag – Wind vjetroturbina

Ova izvedba ne opravdava vrijednosti navedene od tvoraca jer nije izvršeno pravilno testiranje.

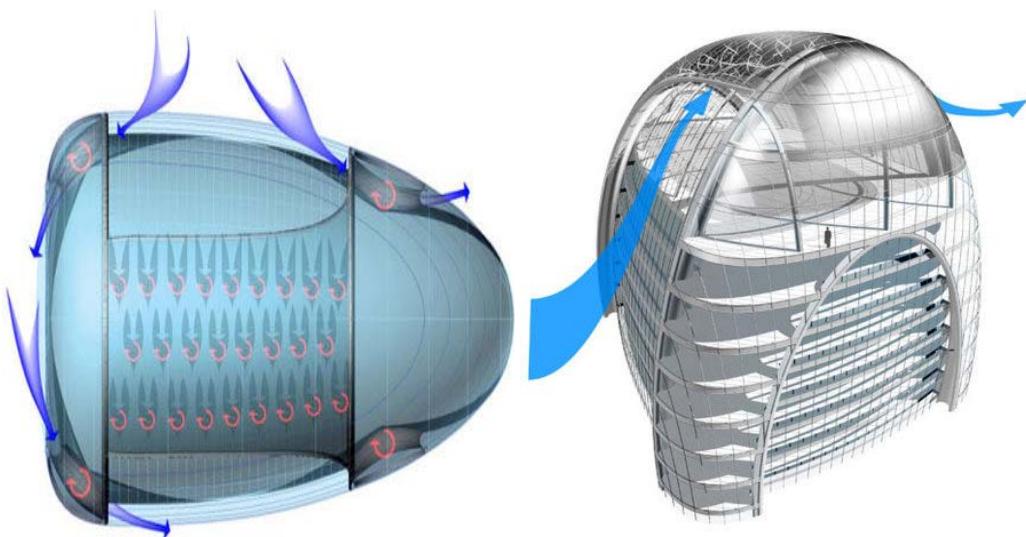
## 10.6. ARHITEKTURA U SKLADU S ENERGIJOM VJETRA

U svijetu je s pojavom pojačane svijesti o ekološkim problemima došlo i do pojave sve većeg broja arhitektonskih rješenja koja se baziraju na iskorištavanju potencijalne energetske učinkovitosti samih građevina.

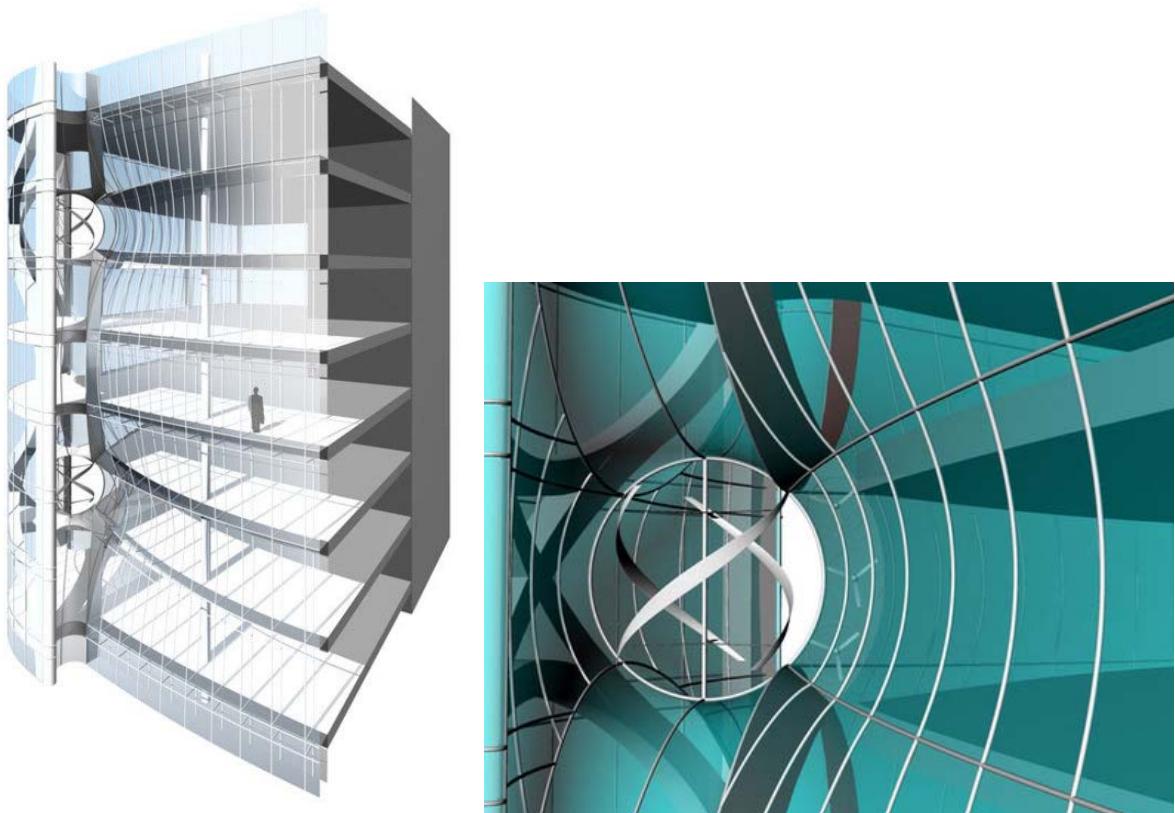
Za razliku od pokušaja da se vjetroturbine uklope u već postojeće komplekse, nova rješenja daju prednost maksimalnom iskorištavanju energije vjetra na način da se građevine svojim oblikom prilagode vjetroturbinama. Time se osim estetski zanimljive i funkcionalne građevine, što je i glavni cilj pri njihovoj gradnji, dobiva na povećanju učinkovitosti vjetroturbina koje se uklapaju u spomenute komplekse. Građevina je energetski učinkovita i da time osigurava značajan udio u opskrbljivanju potreba za električnom energijom ljudi koji se u njoj nalaze.

S obzirom da je cilj građevina ovakvog tipa uglavnom zadovoljiti taštinu čovjeka za dostizanjem velikih visina, odmah se nameće odgovor na pitanje zašto su one idealne za iskorištavanje energije vjetra. Kao što je već objašnjeno brzina vjetra raste s visinom pa su visoke građevine idealne za podizanje vjetroturbina na veću visinu bez potrebe za stupovima. Osim toga oblikom same građevine može se povećati brzina vjetra i na taj način dodatno povećati iskoristivost.

Raspoloživa energija može se iskoristiti za napajanje rashladnih i ventilacijskih uređaja te rasvjete. U kombinaciji s solarnim kolektorima može se postići vrlo visoka iskoristivost obnovljivih izvora energije, a spajanjem na mrežu osigurava izbjegavanje neželjenih problema ukoliko zbog nepredvidljivosti izvora dođe do nedostatka električne energije. Što se tiče ekonomski isplativosti cijena ovih uređaja u odnosu na cijenu cijele konstrukcije su zanemarivi.



*Slika 10.6.1. Koncept građevine s instaliranim vjetroturbinama*



Slika 10.6.2. Koncept građevine s instaliranim vjetroturbinama



Slika 10.6.3. Prva građevina s instaliranim vjetroturbinama

## 11. PRETVORBA ENERGIJE U NUKLEARnim ENERGETSKIM POSTROJENJIMA

Drugi svjetski rat udario je temelje nuklearnoj eri, koja je počela naglo osvajati svijet. Energija atoma prvi put je upotrijebljena 1945. kao sredstvo za uništavanje čovjeka, bacanjem atomske bombe na grad Hirošimu (Japan). Od tada su znanstvenici počeli opsežna istraživanja kako da tu ogromnu energiju iskoriste za dobrobit čovječanstva, tj. da ju pretvore u korisno upotrebljivu energiju (električnu).

Ti napori znanstvenika urodili su plodom, tako da je projektirana i puštena u pogon prva elektrana 1954. godine, snage 5MW (SSSR). Nakon toga, razdoblje od 1954.-1965., predstavlja razdoblje u kojem su se prototipne NE tehnološki i konstruktivno dokazale kao primjenjive.

Vrijeme do 1975. je u kojem su se NE potpuno dokazale u pogonu i eksploataciji, tako da poslije 1965. g. nije bilo gotovo ni jedne razvijenije zemlje koja nije počela graditi ili naručila NE. Sa razvojem i eksploatacijom NE došlo je i do prvih ekscesa, koji su uzdrmali daljnji razvoj nuklearne energetike.

Konačno, havarija NE "Černobil" (26.04.1986.), je gotovo zaustavila daljnji razvoj NE u mnogim zemljama.

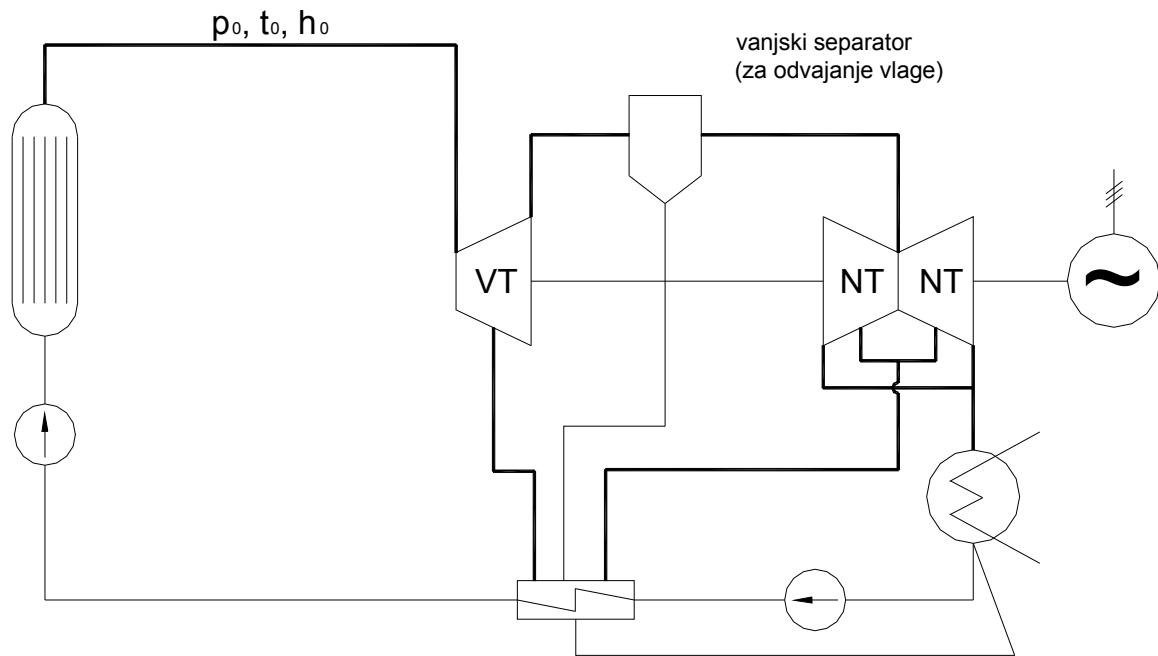
### 11.1. NAČELNE TOPLINSKE SHEME NE

Toplinska shema NE određena je uglavnom tipom reaktora i hladilom (nosioc topoline). U ovisnosti od tipa reaktora, načelne toplinske sheme mogu se podijeliti na tri osnovna tipa (grupe):

- jednoprocesne,
- dvopropresne,
- troprocesne

#### 11.1.1. JEDNOPROCESNE TOPLINSKE SHEME

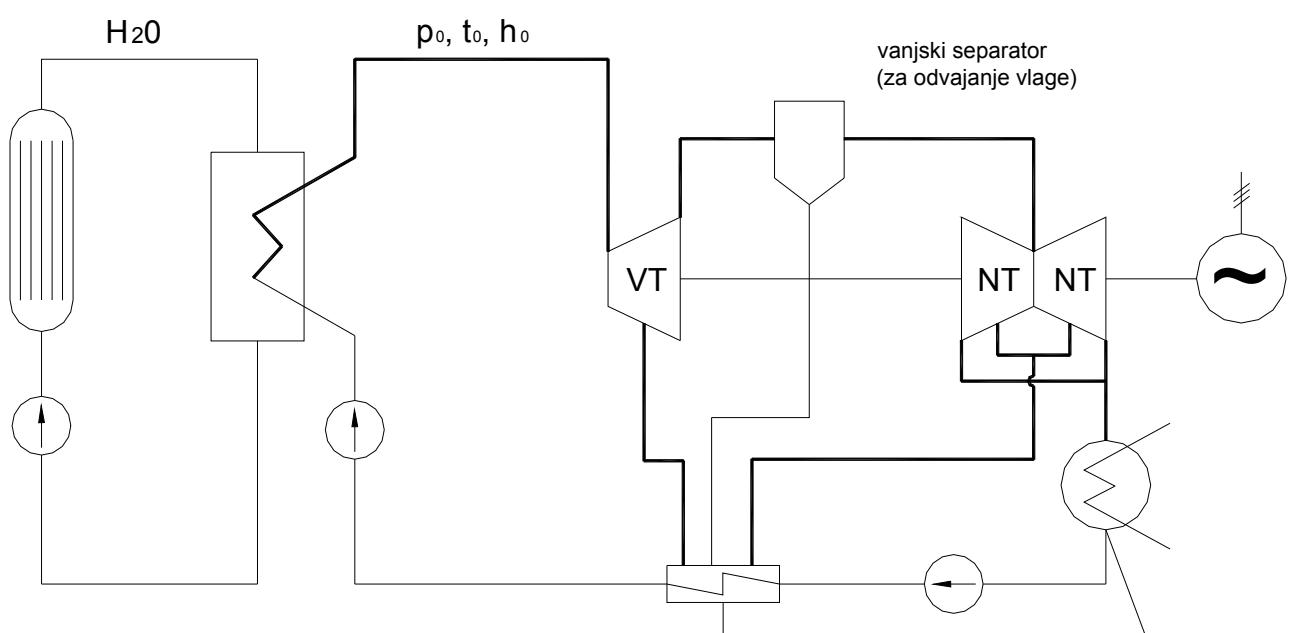
Ako radni medij ulazi u turbinu neposredno iz reaktora, takova shema naziva se jednoprocesna ili jednokružna. Kod jednoprocesnih shema moguće je primjeniti, kao hladilo, laku vodu ( $H_2O$ ) ili tešku vodu ( $D_2O$ ), kao i plin ( $CO_2$ , He). Za jednoprocesne sheme primjenjuju se uglavnom lakovodni ili teškovodni reaktori ključajućeg tipa, kao vodografitni i plinskografitni reaktori.



Turbine za NE, zbog veće pouzdanosti, rade sa relativno niskim tlakom, 4-7MPa, i temperaturom suhozasićene pare. Glavni nedostatak jednoprocesnog postrojenja što turbina radi s radioaktivnom parom ili plinom. Dobra strana je jednostavnost.  $p_k=3-7\text{kPa}$

### 11.1.2. DVOPROCESNE TOPLINSKE SHEME

Kod dvoprocessnog postrojenja hladilo iz reaktora ne ulazi direktno u turbinu, već u izmjenjivač topline. To su ustvari dva samostalna procesa; **prvi proces** (primarni krug) sastoji se od reaktora, izmjenjivača topline i protočne pumpe; **drugi proces** (sekundarni krug) sastoji se od izmjenjivača topline, turbine s generatorom, kondenzatora, kondenzatora, zagrijivača i napojne pumpe.



Tlak vode za hlađenje reaktora iznosi 10-16 MPa, ali **temperatura vode na izlazu iz reaktora mora biti manja od temperature zasićenja, tako da voda ne bi ključala**. Turbina radi sa suhozasićenom parom ( $p_0=4\text{-}7 \text{ MPa}$ ).

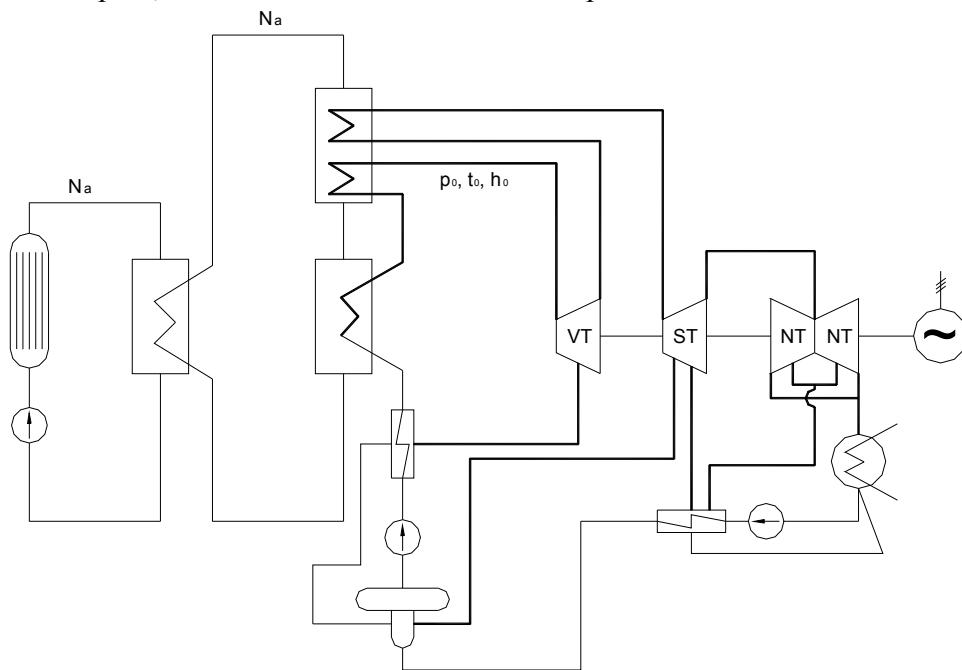
Prednost dvoprocesnih postrojenja u odnosu na jednoprocesna, je u tome, što je veća pouzdanost reaktora i osoblja koje poslužuje elektranu. Turbina radi s neradioaktivnom parom, što olakšava eksploataciju, održavanje i remont.

Zbog svoje velike pouzdanosti i dobrih eksploracijskih svojstava, danas su najrasprostranjenija upravo dvoprocesna nuklearna postrojenja.

### 11.1.3. TROPROCESNE TOPLINSKE SHEME

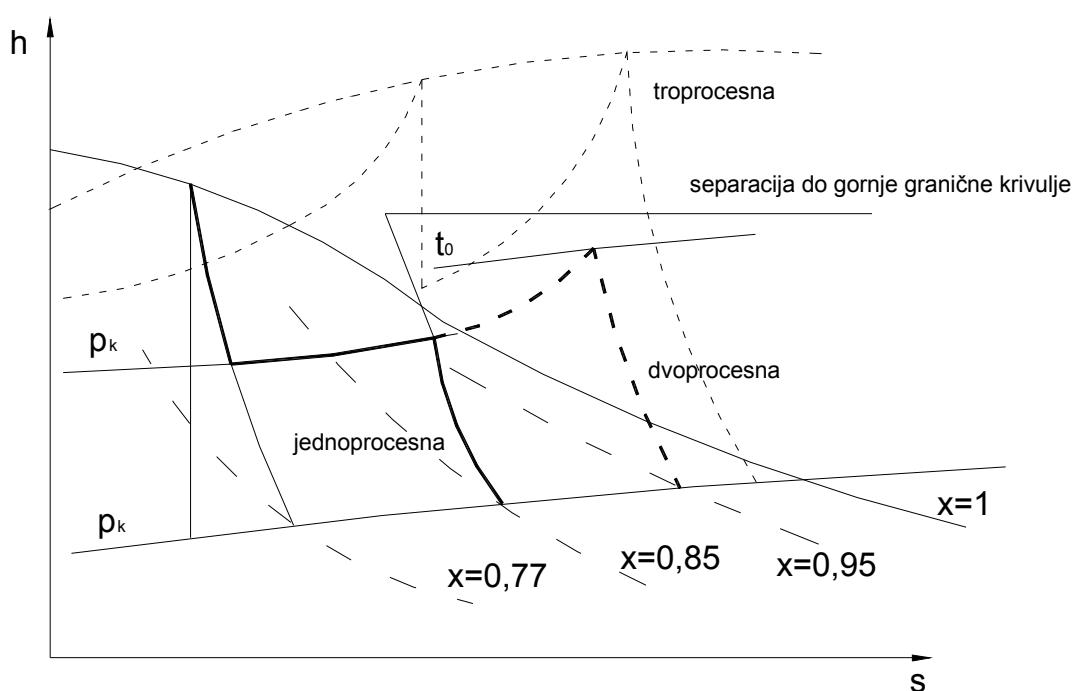
Troprocesna (trokružna) postrojenja sastoje se iz tri samostalna procesa; hladilo u prvom i drugom krugu mogu biti tekući metali (Na) ili plinovi ( $\text{H}_2$ , He). Natrij je veoma pogodan što u reaktoru, pri niskom tlaku može imati visoku temperaturu. U trećem krugu je radni medij turbine vodena para.

Kod ovakvih postrojenja mogu se primijeniti klasična parno-turbinska postrojenja visokih parametara pare, s tlakom većim od 13 MPa i temperaturom većom od  $530^{\circ}\text{C}$ .



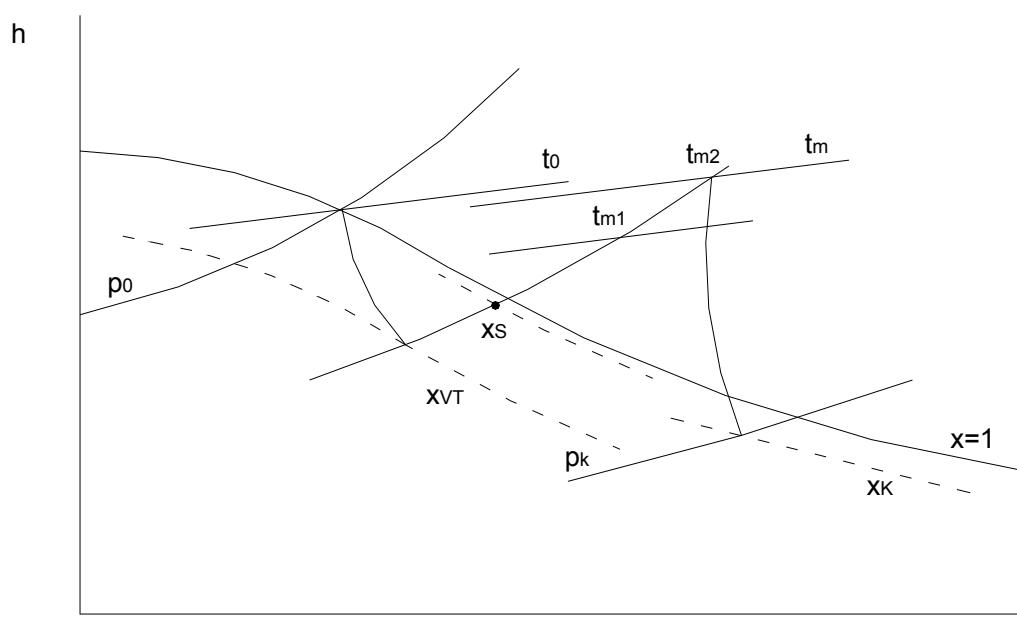
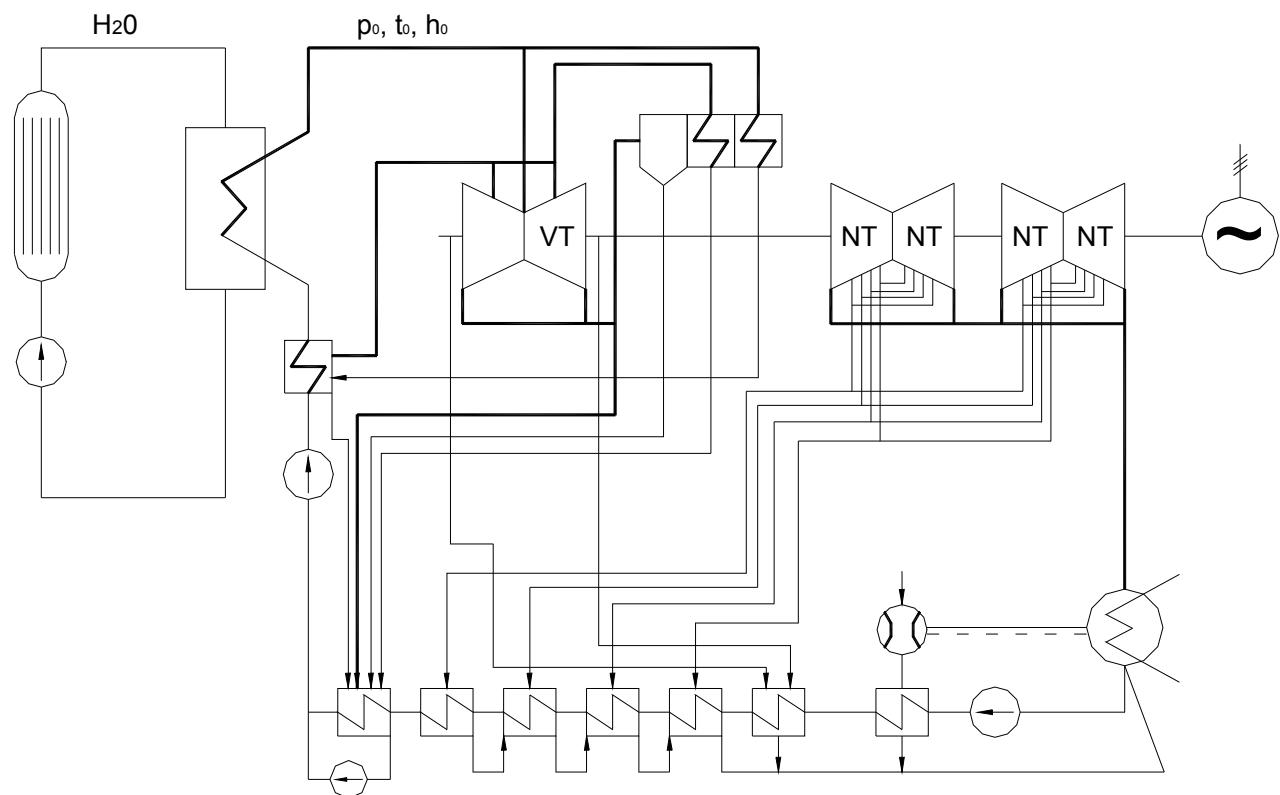
Ekonomičnost ovakvih postrojenja je vrlo visoka. Kod troprocesnih postrojenja primjenjuju se brzooplodni reaktori ("Brideri"), koji su najperspektivniji za nuklearnu energetiku.

Visoka cijena elektrana s takvim reaktorima i još niz tehnički nerješenih problema, nisu omogućili do danas široku primjenu troprocesnih nuklearnih postrojenja.



## 11.2. TOPLINSKA SHEMA NUKLEARNE ELEKTRANE 632MW (KRŠKO)

To postrojenje je **dvoprocesno**, sastoji se iz vodotlačnog PBR reaktora, parogeneratora i trokućušne parne turbine s el. generatorom. Postrojenje ima vanjsku separaciju vlage i dvostruko pregrijavanje pare. Turbina se sastoji od dvoprotičnog VT i dva jednakata dvoprotična NT.



s

Nuklearne elektrane mogu se koristiti i za zajedničku proizvodnju toplinske i električne energije. Kod takvih elektrane primjenjuje se kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare, pri čemu se toplinska energija može koristiti za tehnološke procese obližnje industrije i toplifikaciju naselja.

**POPIS LITERATURE**

- [1] Miler, J., "Parne i plinske turbine", I dio, Tehnička knjiga, Zagreb, 1955.
- [1a] Miler, J., "Parne i plinske turbine", II dio, Tehnička knjiga, Zagreb, 1965.
- [2] Kruschik, J., "Die Gasturbine", 2. Auflage, Springer Verlag", Wien, 1960.
- [3] Moiseev, G. I., Meerov, L. Z., "Konstrukcii stacionarnykh gazoturbinnnyh ustanovok", Gosudarstvennoe energetičeskoe izdatelstvo, Moskva, Leningrad, 1962.
- [4] Uvapov, V. V., "Gazovye turbiny i gazotubinnye ustanovki", Vysšaja škola, Moskva, 1970.
- [5] Švarc, V. A., "Konstrukcii gazoturbinnnyh ustanovok", Mašinostroenie, Moskva, 1970.
- [6] Holščevnikov, K. V., "Teorija i rasčet aviacionnyh lopatočnyh mašin", Mašinostroenie, Moskva, 1970.
- [7] Ivanov, V. L., Lokaj, V.I., "Visokotemperaturnye ohlaždaemye gazovye turbiny", Mašinostroenie, Moskva, 1971.
- [8] Gavrilov, S. N. i dr. "Sudovye i stacionarne gazoturbinnye ustanovki zakrytogo cikla", Sudostroenie, Leningrad, 1971.
- [9] Mogil'nickij, I. P., Stešenko, V. N., "Garoturbinnye ustanovki v neftjanoj i gazovoj promyšlennosti", Nedra, Moskva, 1971.
- [10] Dondošanskij, V. K. i dr., "Rasčet i ispytaniya protočnoj časti gazoturbinnogo dvigatelja", Mašinostroenie, Leningrad, 1972.
- [11] Dedusenko, J. M., Dedkov, G. V., "Optimizacija teplovyh schem složnyh gazoturbinnnyh ustanovok", Naukova dumka, Kiev, 1972.
- [12] Stojanović, D., "Toplotne turbomašine" (Parne i gasne turbine), Građevinska Knjiga, Beograd, 1973.
- [13] Elčić, Z., Plinske turbine str. 1023-1060, "Praktičar", III dio, Školska knjiga, Zagreb, 1973.
- [14] Tuliszka, E., "Turbiny cieplne zagadnienia termodynamiczne i przepływowe", Wydawnictwa Naukovo Techniczne, Warszawa, 1973.
- [15] Beknev, V. S., O. M. Pankov, R. A. Junson, "Gazovaja dinamika gazoturbinnih i kombinirovannyh ustanovok", Mašinostroenie, Moskva, 1973.
- [16] Dietzel, F., "Gasturbinen", Vogel-Verlag, Wurzburg, 1974.
- [17] Woodward, J. B., "Marine gas turbines", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1975.
- [18] Aronov, B. M., Žukovskij, M. I., Žuravlev, V. A., "Profilirovanie lopatok aviacionnyh gazovyh turbin", Mašinostroenie, Moskva, 1975.
- [19] Šnez, J. I., Hajnovskij, J. S., "Gazovye turbiny" 1. i 2. dio, Vysšaja škola, Kiev, 1976. i 1977.
- [20] Manušin, E. A., Mihaľcev, V. E., Černobrovkin, A. P., "Teorija i proektirovanie gazoturbinnih i kombinirovannyh ustanovok", Mašinostroenie, Moskva 1977.
- [21] Požar, H., "Osnove energetike" II dio, Plinske turbine str. 140-184, Školska knjiga, Zagreb, 1978.
- [22] Apsen'ev, L. V. i dr. "Gazoturbinnye ustanovki konstrukcija i rasčet", Mašinostroenie, Moskva, 1978.
- [23] Vujić, M. Ž., B. Ž. Jojić, "Vazduhoplovni propulzori", Mašinski fakultet, Beograd, 1979.
- [24] Kostjuk, A. G., Šerstjuk, A. N., "Gazoturbinnye ustanovki", Vysšaja škola, Moskva, 1979.
- [25] Abianc, V. H., "Teorija aviacionnyh gazovyh turbin", Mašinostroenie, Moskva, 1979.
- [26] Sawyer, J. W., "Turbomachinery maintenance handbook, Gas Turbines/Turbocompressors" Turbomachinery International Publications, Norwalk, Connecticut, USA, 1980.
- [27] Skubačevskij, G. S., "Aviacionnye gazoturbinnye dvigateli Konstrukcija i rasčet detalej", Mašinostroenie, Moskva, 1981.
- [28] Soroka, J. H., "Teorija i proektirovanie sudovyh gazoturbinnih dvigatelej", Sudostroenie, Leningrad, 1982.
- [29] Ponomarev, B. A., "Nactojašće i budušće aviacionnyh dvigatelej", Voenizdat, Moskva, 1982.

- [30] Mihal'cev, V.E., O.M. Pankov, V.D. Junošev, "Regulirovanie i vspomagatel'nye sistemy gazoturbinnyyh i kombinirovannyh ustanovok", Mašinostroenie, Moskva, 1982.
- [31] Černigoj, B., "Plinske turbine v teoriji in praksi", Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 1983.
- [32] Slobodjanjuk, L. I., V. I. Poljakov, "Sudovye parovye i gazovye turbiny i ih ekspluatacija", Sudostroenie, Leningrad, 1983.
- [33] Hoxtermann, E., "Dampf und Gasturbinen", Teil 1 und 2, VGB-Kraftwerkstechnik GMBH, Essen, 1983.
- [34] Kopelev, S. Z., "Ohlaždaemye lopatki gazovyh turbin", Nauka, Moskva 1983.
- [35] Staniša, B., "Razvoj toplinskih turbina u svijetu i Jugoslaviji", Tehničke informacije 18(184)2, 67-109.
- [36] Ohotin, V. S., "Cikly gozoturbinnyyh i parogazovyh ustanovok", MEI (Moskovskij energetičeskij institut), Moskva, 1984.
- [37] Miller, A., "Turbiny gazowe i układy parowo-gazowe", Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1984.
- [38] Kostjuk, A. G., V. V. Frolov, "Parovye i gazovye turbiny", Energoatomizdat, Moskva, 1985.
- [39] Manušin, E. A., "Gazovye turbiny: problemy i perspektivy", Energoatomizdat, Moskva, 1986.
- [40] Krivak, B., "Plinske turbine", Savez energetičara Hrvatske, Zagreb, 1988.
- [41] Staniša, B., Cesarević, A., Akšamija, R., "Razvoj izgradnje, problematika eksploatacije i daljne mogućnosti primjene plinskih turbina u energetskom sistemu Jugoslavije", Elektroprivreda, 44(1991)7/8, 248-259.
- [42] Staniša, B., "Analiza korisnosti i snage plinsko-turbinskog postrojenja", Zbornik Tehničkog fakulteta Rijeka 12(1992) 221-234.
- [43] Staniša, B., "Modernizacija termoenergetskih postrojenja dogradnjom plinskih turbina", Forum 2. Dan energije u Hrvatskoj "Nove tehnologije i gospodarenje energijom", Zagreb 16.12.1993., Zbornik radova, 201-210.
- [44] Staniša, B., "Prilog optimalnom projektiranju plinsko-turbinskih postrojenja", Strojarstvo 35(1993)5/6, 255-265.
- [45] Staniša, B., "Mogućnost rekonstrukcije parnih u kombinirano plinsko-parna turbinska postrojenja", Zbornik Tehničkog fakulteta Rijeka 13(1993) 301-311.
- [46] Staniša, B., "Svojstva suvremenih kombinirano plinsko-parnih turbinskih postrojenja", Strojarstvo 36(1994)3/4, 169-182.
- [47] Staniša, B., "Mogućnost rekonstrukcije spojnog procesa TE-TO Zagreb u kombi proces", Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, Zbornik radova XVIII(1994) 105-112.
- [48] Staniša, B., "Problemi oštećenja, pouzdanoći i određivanja vijeka trajanja djelova plinskih turbina", Energija 44(1995)2, 95-103.
- [49] Staniša, B., "Rekonstrukcija parnoturbinskog postrojenja snage 30 MW EL-TO Zagreb u kombi-proces", Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, Zbornik radova 19(1995) 65-72.
- [50] Staniša, B., "Kogeneracijski sustavi s plinskim turbinama", Međunarodni kongres Energija i zaštita okoliša, Opatija, 23.-25.10.1996., Zbornik radova II, 159-168.
- [51] Bathie, W. W., "Fundamentals of gas turbines", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1996.
- [52] Whitelaw, R. L., "Gas Turbine Applications and Economics", ASME International Gas Turbine Institute, Atlanta, Georgia, USA 1996.
- [53] Orlando, J. A., "Cogeneration Planner's Handbook", PennWell, Tulsa, Oklahoma, 1997.
- [54] Staniša, B., "Analiza rada kogeneracijskog postrojenja s plinskim turbinama 2 x 26 MW EL-TO Zagreb", Radovi Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu 21(1997) 85-94.

- [55] Staniša, B., Krivak, B., "Uklapanje novih proizvodnih jedinica spojne proizvodnje električne i toplinske energije 2 x 26 MW u toplinski sustav EL-TO Zagreb", 3. međunarodno znanstveno stručno savjetovanje "Energetska i procesna postrojenja", Dubrovnik 03.-05. lipnja 1998., Zbornik radova 241-246.
- [56] Šneler, S., Parat, Ž., "Pogon broda II brodski stupni parni strojevi i plinske turbine", Fakultet strojarstva i brodogradnje", Zagreb, 1999.
- [57] Staniša, B., Krivak, B., Mataković, A., "Analiza rada kogeneracijskih jedinica s plinskim turbinama EL-TO Zagreb koristeći akumulaciju topline u vrelovodu", 4. međunarodno znanstveno-stručno savjetovanje, Energetska i procesna postrojenja, Dubrovnik 24., 25. i 26. lipnja 2000., Zbornik radova, 365-370.
- [58] Tireli, E., Martinović, D., "Brodske toplinske turbine", Visoka pomorska škola, Rijeka, 2001.
- [59] Saravanamuttoo, H. I. i dr., "Gas Turbine Theory", 5th Edition, Hardcover, New York, 2001.
- [60] "Gas Turbine World - 2003 GTW Handbook", Pequot Publishing, Inc., Vol. 23(2003), Southport, CT 06890, USA.
- [61] Staniša, B., Jukić, P., "Aktivnosti remonta plinske turbine 26 MW u preventivnom održavanju", 10. međunarodno savjetovanje HDO Održavanje 2004., Opatija 17.-19. svibnja 2004., Zbornik radova, 207-215.
- [62] Staniša, B., Jukić, P., "Analiza učinkovitosti kombi kogeneracijskog postrojenja snage 202 MW TE-TO Zagreb", Međunarodni kongres ENERGIJA I OKOLIŠ 2004., Zbornik radova, Vol II, 151-158.
- [63] Mihajlov, J.: Termoelektrane, projektiranje i izgradnja, Tehnička knjiga Zagreb, 1965.
- [64] Požar, H.: Osnove energetike I i II, Školska knjiga Zagreb, 1976., 1978.
- [65] Rižkin, V.J.: Teplovje električeskie stancii, Energija Moskva, 1976.
- [66] Schreder, K.: Grose Dampfkraftwerke, Teil I, II, III, Springer-Verlag , Berlin, 1959., 1962., 1965.
- [67] Rabadan, Stipaničev, D., Milas, Z.: Hidroenergetska i aeroenergetska postrojenja, Školska knjiga Zagreb, 1996.
- [68] Feretić, D.: Nuklearne elektrane, Školska knjiga Zagreb, 1995.
- [69] Staniša, B.: Svojstva suvremenih kombinirano plinsko-parnih turbinskih postrojenja, Strojarstvo 36 (1994.) 3/4, 169.-182.
- [70] ASHRAE Handbook, Refrigeration, Atlanta, 2006.
- [71] Čurko, T.: Radni udžbenik: Hlađenje i dizalice topline, FSB, Zagreb, 2008.
- [72] Fabris, O.: Kompresijske ili apsorpcijske dizalice topline, Klima forum 2009., Zadar
- [73] Granryd, E.: Introduction to refrigerating engineering, Part I, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2005.
- [74] Granryd, E.: Introduction to refrigerating engineering, Part II, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2005.
- [75] Soldo, V.: Teorijska i eksperimentalna analiza dizalice topline sa solarnim kolektorima, Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.
- [76] Soldo, V., Zanki, V., Grozdek, M., Čurko, T.: Svojstva zamjenskih radnih tvari, 18. međunarodni simpozij o grijanju, hlađenju i klimatizaciji – Interklima 2005, Zbornik radova, str. 109-119, Zagreb, 2005.
- [77] Soldo, V., Čurko, T., Grozdek, M.: Konvencionalno grijanje ili grijanje dizalicom topline, Interklima 2009., Zbornik radova, str. 51-58, Zagreb, 2009.
- [78] Soldo, V., Ruševljan, M., Čurko, T.: Ispitna dizalica topline sa sondom dubine 100 metara, Klima forum Zadar 2009.
- [79] Spitzer, Cullin, J.: Misconceptions regarding design of ground-source heat pump systems, Proceedings of the World Renewable Energy Congress, Glasgow, 2008.
- [80] Wang, S. K.: Handbook of air conditioning and refrigeration, McGraw-Hill, 2000.
- [81] Hrvatska norma HRN EN 14511: Klimatizacijski uređaji, rashladnici kapljevina i dizalice topline s kompresorima na električni pogon za grijanje i hlađenje prostora
- [82] VDI Richtlinien, Ground source heat pump systems, VDI 4640, Part 2, Berlin, 2001.
- [83] Tehnička dokumentacija, Vaillant, Viessmann

- [84] DiPippo, R.: Geothermal Power Plants – Principles, Applications and Case Studies. Oxford: Elsevier Ltd, 2005.
- [85] Bertani, R.: World Geothermal Generation in 2007. Proceedings of the European Geothermal Congress 2007, Unterhaching, Germany, 2007.
- [86] Gupta, H., Roy, S.: Geothermal Energy: An Alternative Resource for the 21<sup>st</sup> Century. Amsterdam: Elsevier B.V., 2007.
- [87] Bošnjak, R., Čubrić, S., Golub, M., Grabovski, K., Jelić, K., Kolin, I., Koščak, S., Kulenović, I., Miočev, D., Pravica, Z., Rajković, D., Salopek, B., Sećen, J., Staničić, L. : A Program of geothermal energy usage in the Republic of Croatia. Zagreb, Croatia: Energy Institute "Hrvoje Požar", 1998.  
Takoder: [www.eihp.hr](http://www.eihp.hr)
- [88] Clauser, C.: Geothermal Energy., Heinloth K, editor. Group VIII: Advanced Materials and Technologies. Heidelberg-Berlin: Springer Verlag, 2006. p. 493-604.
- [89] Šljivac, D., Šimić, Z.: „Osnove energetike i ekologije“, „Dopunski izvori energije“, predavanja, ETF Osijek, 2004. – 2007. godine
- [90] Jozsa, L.: Energetski procesi i elektrane, udžbenik ETF Osijek, 2006. godine
- [91] Udovičić, B.: Energetika, Školska knjiga, Zagreb, 1993.
- [92] Kalea, M.: Nekonvencionalni izvori energije, predavanje, ETF Osijek, 2006. godine
- [93] Goić, R.: «Opcija energetika», predavanja, FESB Split, 2006.
- [94] European Commission, Directorate-General for Energy and Transport: „COM 2001/77/EC: Directive on Electricity Production from Renewable Energy Sources“
- [95] EURObserver ER 2006, EURObserver ER 2007
- [96] EU RES Export Masterplan 2002
- [97] <http://data.ecmwf.int/data>
- [98] <http://www.inhabitat.com>
- [99] <http://www.volker-quaschning.de/articles>
- [100] <http://www.wbdg.org>
- [101] <http://www.q-solar.com>
- [102] Dizdarevic, N., Majstorovic, M., Žutobradic, S., "Pogon vjetroelektrana", HK CIGRE, Cavtat, 2003., C6-23
- [103] Utjecaj vjetroelektrane na naponske i strujne prilike u elektroenergetskoj mreži, Energetski institut „Hrvoje Požar“, Zagreb, veljaca 2003
- [104] Gjengedal, T., Henriksen, M., "Large scale integration of wind power and the impact on power systems", CIGRE, Paris, 2004., C1-206,
- [105] Jenkins, N., Allan, R., Crossley, P., Kirschen, D., Strbac, G., "Embedded generation", The Institution of Electrical Engineers, London, 2000.
- [106] Udovičić, B., "Energija i izvori energije", Gradivinska knjiga, Beograd, 1988.
- [107] Energija i tehnologija d.o.o. - kogeneracijsko postrojenje na biomasu – sustav Eniteh, [www.eniteh.hr](http://www.eniteh.hr)
- [108] Svjetska organizacija biodizela, <http://www.nationalbiodieselboard.org/resources/>  
ili <http://www.biodiesel.org>
- [109] [www.greenenergy.hu/ime/publikacio/phare/Pichler.htm](http://www.greenenergy.hu/ime/publikacio/phare/Pichler.htm)
- [110] Kaltschmitt, M., Evaluierung der Möglichkeit zur Einspeisung von Biogas in das Erdgasnetz, Institut für Energetik und Umwelt, Projektnummer 323 20002, 2005.
- [111] Cataldi, R., Geothermal energy development in Europe to year 2020: prospects or hopes? Technica Poszukiwan Geologicznyhc, 4-5, 1999, 48-59.
- [112] Stefansson, V., Global perspective on geothermal energy. Submitted to IEEE, 2002.
- [113] Raguzin, I., Validžić, D., Kezele, I.: „Novi propisi za obnovljive izvore energije“, Časopis EGE, 2/2007.
- [114] Zakon o energiji, Narodne novine 68/01, Zagreb, 2001.
- [115] Zakon o tržištu električne energije, Narodne novine 68/01, Zagreb, 2001.
- [116] Strategija energetskog razvitka Republike Hrvatske (NN 38/2002)
- [117] Nacionalna strategija zaštite okoliša (NN 46/2002),
- [118] Uredba o minimalnom udjelu električne energije proizvedene iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije cija se proizvodnja potice (NN 33/2007)

- [119] Tarifni sustav za proizvodnju elektricne energije iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije (NN 33/2007)
  - [120] Pravilnik o korištenju obnovljivih izvora energije i kogeneracije (NN 33/2007)
  - [121] Uredba o naknadama za poticanje proizvodnje elektricne energije iz obnovljivih izvora i kogeneracije (NN 33/2007)
  - [122] Nacionalni energetski programi, Uvodna knjiga, Energetski institut "Hrvoje Požar", Zagreb, 1998.
  - [123] Kaltschmitt, M., Streicher, W., Wiese, A., Renewable Energi – Technology, Economics and Environment, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
  - [124] EIHP, Energija u Hrvatskoj 2006, Ministarstvo gospodarstva, rada i poduzetništva 2007.
  - [125] Wohletz, Kenneth, and Grant Heiken. Volcanology and Geothermal Energy. Berkeley: University of California Press, 1992. <http://ark.cdlib.org/ark:/13030/ft6v19p151/>
  - [126] Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering & Cases, Natural Resources Canada, 2005
  - [127] Dizdarević, N., Majstorović, M., Žutobradić, S., Distribuirana proizvodnja elektricne energije, Energija br. 5, str. 321-339, 2003.
  - [128] Potočnik, V., Komerički, Z., Magdić, M., Mali termoenergetski objekti, II savjetovanje hrvatskog komiteta CIGRE, Šibenik – Primošten, 1995.
  - [129] Renewable Energy: Technology, Economics, and Environment, 2007  
Martin Kaltschmitt, Andreas Wiese, Wolfgang Streicher  
ISBN 978-3-540-70947-3
  - [130] Power From the Sun – Power Cycles for Electricity Generation, 2010  
Stine, W. B., Geyer, M. <http://www.powerfromthesun.net/chapter12/Chapter12new.htm>
  - [131] Energy conversion, 2008  
Goswami, Y., Kreith, F.  
ISBN 978-1-4200-4431-7
  - [132] Hybrid Power Plants  
<http://yeroc.us/weblog/post/index/6/Hybrid-Power-Plants>
  - [133] Termička ulja  
[http://www.kotlovi.hr/\\_Data/Files/Projektne\\_podloge\\_dd\\_kotlovi.pdf](http://www.kotlovi.hr/_Data/Files/Projektne_podloge_dd_kotlovi.pdf)
  - [134] Solar Energy Engineering: Process and Systems, 2009  
Kalogirou, S., ISBN 978-0123745019
  - [135] Novi izvori energije – Sunčana energija i energija vjetra, 1991  
Kulišić, P.  
ISBN 86-03-00116-2
  - [136] Obnovljivi izvori energije, 2002  
Labudović, B. i suradnici  
ISBN 953-6759-12-8
  - [137] SUNEN- Program korištenja Sunčeve energije, 1998  
Energetski institut "Hrvoje Požar"
  - [138] Sunčev zračenje na području Republike Hrvatske –  
Priručnik za energetske primjene Sunčevog zračenja, 2007  
Matić, Z.
  - [139] Podloge za vježbe iz kolegija "Toplinski turbostrojevi" Guzović, Z.
  - [140] Profiliranje protočnog dijela uz proračun čvrstoće impelera kompresora i rotora turbine turbomlaznog motora TM-140, 1997  
Guzović, Z.
  - [141] Magistarski rad, 2000  
Tuković, Ž.
- 
- [4.1] Harlock, J.H. (2002), Combined Power Plants, 2nd edn, Krieger, Melbourne, USA.
  - [4.2] Kehlhofer, R. (1991), Combined Cycle Gas and Steam Turbine Power Olants, Fairmont Press, Lilburn, GA.

- [4.3] Seippel, C., Bereuter, R. (1960), The theory of combined steam and gas turbine installations, Brown Boveri Review 47, 783-799.
- [4.4] Plumley, D.R. (1985), Cool water coal gasification 1-A progress report, ASME J.Engng Gas Turbines Power 107(4), 856-860.
- [4.5] Bolland, O.A. (1991), Comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives, ASME J.Engng Gas Turbines Power 113(2), 190-195.
- [4.6] Davidson, B.J. and Keeley, K.R. (1991), The thermodynamics of practical combined cycles, Proc.Instn.Mech.Engrs.Conference on Combined Cycle Gas Turbines,28-50.
- [4.7] Finckh,H.H.and Pfost,H. (1992), Development potential of combined cycle[GUD] power plants with and without supplementary firing, ASME J.Engng Power Gas Turbines 114(4), 653-659.
- [4.8] Jerica, H. and Hoeller, F. (1991), Combined cycle enhancement, ASME J. Engng Gas Turbines Power 113(2), 198-202.
- [4.9] Rufli, P.A. (1987), A systematic analysis oft he combined gas-steam cycle, Proc. ASME COGEN – Turbo I, 135-146.
- [4.10] Cerri, G. (1987), Parametric analysis of combined cycles, ASME J. Engng Gas Turbines Power 109(1), 46-55.
- [4.11] Wunsch, A. (1978), Combined gas/steam turbine power stations-the present state of progress and future developments, Brown Boveri Review 65(10), 646-655.
- [4.12] Horlock, J.H. (1995), The optimum pressure ratio for a CCGT plant, Proc. Instn. Mech. Engrs. 209, 259-264.
- [4.13] Timmermans, A.R.J. (1978), Combined Cycles and Their Possibilities. In Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 6, Vol. 1.
- [4.14] Breisch, M.S., Bannister, R.L., Dinkunchak, I.S. and Huber, D.J. (1995), A combined cycle designed to achieve greater than 60% efficiency, ASME J. Engng Gas Turbines Power 117(1), 734-741.
- [4.15] Rice, I.G. (1980/1991), The combined reheat gas turbine/steam turbine cycle, , ASME J. Engng Gas Turbines Power, 102, 1, Part I, 35-41, Part II, 42-49; 13,2,198-202.
- [4.16] ABB Power Generation (1997), The GT24/26 gas turbines, ABB Brochure PGT2186.
- [6.1] Robert Stirling, Patent no. 4081, Stirling air engine and the heat regenerator, 1816.
- [6.2] Pertescu S, Coastea M, Harman C, Florea T. Application of the direct method to irreversible Stirling cycle with finite speed. Energy Convers Conserv Impact 2002:589–609.
- [6.3] Mancini T, Heller P. Dish Stirling systems: an overview of development and status. Trans ASME 2003;125:135–51.
- [6.4] Shoureshi R, Paynter HM. Low temperature Stirling engine for waste heat recovery. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 829284; 1982. p. 1716–20.
- [6.5] Schmidt G. Classical analysis of operation of Stirling engine. A report published in German Engineering Union (Original German), vol. XV; 1871. p. 1–12.
- [6.6] Urieli I, Berchowitz DM. Stirling cycle engine analysis. UK: Adam Hilger Ltd; 1984.
- [6.7] Senft JR. A mathematical model for ringbom engine operation. J Eng Gas Turbine Power 1985;107:590–5.
- [6.8] Rallis CJ. A new constant volume external heat supply regenerative cycle. Proceedings of the 12th IECEC, September 1977. p. 1534–37.
- [6.9] Rankine WJM. Thermodynamics. Trans Roy Soc Londan, Part I. Article No. 144, 1859, p. 140– 6.
- [6.10] Finkelstein T. Generalized thermodynamic analysis of Stirling cycle engines. SAE paper no. 118A, 1960.
- [6.11] Walker G, Khan MI. Theoretical performance of Stirling cycle engine, paper no. 949A. Proceedings of SAE International Automotive Congress, Detroit, 1965.

- [6.12] Berchowitz DM. A new mathematical model for Stirling cycle machine. Proceedings of the 12th IECEC, September 1977. p. 1522–27.
- [6.13] Makhkamov K, Ingham DB. Analysis of the working process and mechanical losses in a Stirling engine for a solar power unit. ASME J Sol Energy Eng 1999;121(2):121–7.
- [6.14] Mahkamov K. An asymmetric computational fluid dynamic approach to the analysis of working process of solar Stirling engine. ASME J Sol Energy Eng 2006;128:45–53.
- [6.15] Urieli I, Berchowitz DM. Stirling cycle engine analysis. UK: Adam Hilger Ltd; 1984.
- [6.16] Organ AJ. Thermodynamics and gas dynamics of Stirling cycle machines. Cambridge, UK: Cambridge University Press; 1992.
- [6.17] Senft JR. Theoretical limits on the performance of Stirling engines. Int J Energy Res 1998;22:991–1000.
- [6.18] de Boer PCT. Maximum obtainable performance of Stirling engine and refrigerators. ASME J Heat Transfer 2003;125:911–5.
- [6.19] Kaushik SC, Kumar S. Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses. Energy 2000;25(10):989–1003.
- [6.20] Shoureshi R. General Method for Optimization of Stirling Engine. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 829279; 1982. p. 1688–93.
- [6.21] Costea M, Feidt M. The effect of the overall heat transfer coefficient variation on the optimal distribution of the heat transfer surface conductance of area in a Stirling engine. J Energy Convers Manage 1998;39(16–18): 1753–61.
- [6.22] Jincan Chen, Zijun Yan, Lixuan Chen, Bjarne Andersen. Efficiency bond of solar driven Stirling heat engine system. Int J Energy Res 1998;22:805–12.
- [6.23] Feng Wu, Lingen Chen, Chih Wu, Fengrui Sun. Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. J Energy Conserv Manage 1998;39(8):727–32.
- [6.24] Zacharias FA. Advanced development of external combustion Stirling engine. Proceedings of the second symposium on low pollution power system development, 1971. p. 371–8.
- [6.25] Pertescu S, Coastea M, Harman C, Florea T. Application of the direct method to irreversible Stirling cycle with finite speed. Energy Convers, Conserv Environ Impact 2002:589–609.
- [6.26] Organ AJ. Back to back test for determining the pumping losses in Stirling cycle machine. Proceedings of the 17th intersociety energy conversion engineering conference, 1982. p. 1856–1861.
- [6.27] Bergmann C, Alberto J. Numerical prediction of the instantaneous regenerator and incylinder heat transfer of a Stirling engine. Int J Energy Res 1991;15:623–35.
- [6.28] Walker G. Stirling cycle machines. Oxford: Clarendon Press; 1973 (p. 65–83).
- [6.29] Reader GT. The marine Stirling engine. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 829287; 1982. p. 1732–37.
- [6.30] Reader G, Hooper C. Stirling engines. University Press; 1983 (p. 29–35).
- [6.31] Knowles TR. Composite matrix regenerator for Stirling engines. Energy Science Laboratories, Lewis Research Center; 2000.
- [6.32] Miyabe H, Takahashi S, Hamaguchi K. An approach to the design of Stirling engine regenerator matrix using pack of wire gauges. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference Philip, vol. 829306; 1982. p. 1839–44.
- [6.33] Hausen H. An approximate method of dimensioning regenerative heat exchangers. RAE Library Transactions, No. 98, 1931.
- [6.34] Isshiki S, Sakano A. Studies on flow resistance and heat transfer of regenerator wire meshes of Stirling engine in oscillatory flow. ISME Int J Ser B 1997;40(2):282–9.
- [6.35] Ercan Ataer O. Numerical analysis of regenerator of free-piston type Stirling engines using Lagrangian formulation. Int J Refrig 2002;25:640–52.
- [6.36] Fette P. About the efficiency of the regenerator in the Stirling engine and the function of volume ratio Vmax/Vmin. Proceedings of the seventh international conference on Stirling cycle machines 95, ICSC-95041; 1995. p. 271.

- [6.37] Isshiki S, Sakano A, Ushiyama I, Isshiki N. Studies of flow resistance and heat transfer of regenerator wire meshes of Stirling engines in oscillatory flow. *JSME Int J Fluid Therm Eng, Series B* 1997;40(2): 281–9.
- [6.38] Muralidhar K, Suzuki K. Analysis of flow and heat transfer in a regenerator mesh using a non Darcy thermally non-equilibrium model. *Int J Heat Mass Transfer* 2001;44:2493–504.
- [6.39] Walker M. Stirling cycle machines. Oxford: Clarendon Press; 1973 (p. 65–83).
- [6.40] Beale WT, Wood JG, Chagnot BF. Stirling engine for developing countries. American Institute of Aeronautics and Astronautics 1980;809399:1971–5.
- [6.41] Gary Wood J, Chagnot BJ, Penswick LB. Design of a low pressure air engine for third world use, paper no. 829289. Proceedings of the 17th intersociety energy conversion engineering, 1982. p. 1744–8.
- [6.42] Senft JR. Optimum Stirling engine geometry. *Int J Energy* 2001;1:1087–101.
- [6.43] Bratt C. Design characteristics and test results of the United Stirling P40 engine. American Institute of Aeronautics and Astronautics 1980;809397:1964–6.
- [6.44] Ross A. Balanced crankshaft mechanism of the two piston Stirling engine. US Patent 4138897, 1979.
- [6.45] Philip NV. A report of Philip Stirling engine program. Eindhoven, 1987.
- [6.46] Meijer RJ. Hot gas reciprocating engine. US Patent no. 2828601, 1958.
- [6.47] Ross A. Balanced crankshaft mechanism of the two piston Stirling engine. US Patent 4138897, 1979.
- [6.48] Beale WT, Wood JG, Chagnot BF. Stirling engine for developing countries. American Institute of Aeronautics and Astronautics 1980;809399:1971–5.
- [6.49] Hsu ST, Lin FY, Chiou JS. Heat-transfer aspects of Stirling power generation using incinerator waste energy. *Int J Renew Energy* 2003;28(1):59–69.
- [6.50] Rifkin W, Vincent R, Benson O. Application of free piston Stirling engine. American Institute of Aeronautics and Astronautics 1980;809401:1982–6.
- [6.51] Shtrikman S, Urieli I. Linear moving magnet motor/generator for Stirling engine. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 829310; 1982. p. 1862–66.
- [6.52] Berggren RW, Moynihan TM. Effect of displacer seal clearance on free-piston Stirling engine performance. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 829313; 1982. p. 1885–90.
- [6.53] Shvangiradze G, Shvangiradze G. Cam mechanism for conversion of piston reciprocating motion in to drive shaft rotary motion. Twelfth international Stirling engine conference and technology exhibition; 2005. p. 325–30.
- [6.54] Shoureshi R. General method for optimization of Stirling engine. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 829279; 1982. p. 1688–93.
- [6.55] Gary Wood J, Chagnot BJ, Penswick LB. Design of a low pressure air engine for third world use. Seventeenth intersociety Energy conversion engineering conference, vol. 829289; 1982. p. 1744–48.
- [6.56] Senft J. Extended mechanical efficiency theorem for engines and heat pump. *J energy* 2000;679–93.
- [6.57] Martini WR. Stirling engine design manual. Martini Engineering Publication.
- [6.58] Clarke MA, Reader GT, Taylor DR. Experiences in the commissioning of a prototype 20kW helium charged Stirling engine. Seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 829298; 1982. p. 1796–1800.
- [6.59] Beale WT, Wood JG, Chagnot BF. Stirling engine for developing countries. American Institute of Aeronautics and Astronautics 1980;809399:1971–5.
- [6.60] Gu Z, Sato H, Feng X. Using supercritical heat recovery process in Stirling engines for high thermal efficiency. *J Appl Therm Eng* 2001;21(6):1621–30.
- [6.61] Berin Erbay L, Yavuz H. Analysis of the Stirling heat engine at maximum power conditions. *Int J Energy* 1997;22(7):645–50.
- [6.62] Iwamoto S, Hirata K, Toda F. Performance of Stirling engines. *JSME Int J* 2001;44(1):140–7.
- [6.63] West CD. A fluidyne Stirling engine, report no. AERE-R 6776. Harwell University; 1981.

- [6.64] Patrescu S, Costea M, Harman C, Florea T. Application of the direct method to irreversible Stirling cycles with finite speed. *Energy Convers, Conserv Environ* 2002;586–609.
- [6.65] Altman A. SNAP-A Stirling numerical analysis program with user viewable and modifiable code. *Thirty-sixth intersociety energy conversion engineering conference*, 2001.
- [6.66] Berrin Erbay L, Yavuz H. Analysis of the Stirling heat engine at maximum power conditions. *Energy* 1997;22(7):645–50.
- [6.67] Kongtragool B, Wongwises S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renew Sustain Energy Rev* 2003;7(2):131–54.