

DK 621.438

Določanje veličin, potrebnih za preračun glavnih dimenzij plinskih turbinskih postrojenj

JOSIP MILER

Ta članek je smiselno nadaljevanje in dopolnilo avtorjevega članka »Analitičko odredovanje ekonomicnosti plinskih turbina«, ki je izšel v reviji »Tehnički pregled« l. 1957, št. 2. Zato so izjemoma enako označene tudi vse veličine.

Z objavljenimi diagrami se dajo preprosto določati za izbrano specifično prosto moč oziroma za izbrani izkoristek vse veličine, ki so neogibno potrebne za preračun glavnih mer kompresorja, turbine, gorilnika in prenosnika toplote (regeneratorja). Diagrama za specifično toploto plinov in za eksponent adiabate veljata za gorivo povprečne sestave. Uporabna pa sta tudi za goriva, ki se po elementarni analizi ne razlikujejo dosti od izbranega.

Predpostavimo gorivo: ogljikovodik C_nH_{2n} , sestave $c = 0,85$ in $h = 0,15$. Zanj so izdelani naslednji diagrami:

diagram 1, ki kaže povprečno specifično toploto plinov c_p med skrajnima temperaturama procesa $T_1 = \text{konst.}$ in T_3 za različne prebitke zraka λ , v odvisnosti od vstopne temperature T_3 plinov v turbino. Najnižja temperatura procesa je $T_1 = 17^\circ\text{C}$;

diagram 2, ki kaže povprečni eksponent adiabate α v odvisnosti od temperature T_3 za različne λ ;

diagram 3, ki kaže specifično efektivno prosto delo $W_{pe} = P_{pe}/q_s$ turbine (W na kg v sekundi porabljenega zraka) v odvisnosti od kompresijskega razmerja $\varepsilon = p_2/p_1$ v kompresorju, za različne vstopne temperature plinov T_3 v turbino;

diagram 4, ki kaže celotni izkoristek postrojenja η_{tot} v odvisnosti od razmerja ε v kompresorju, za različne vstopne temperature T_3 v turbino in za tri stopnje regeneracije: $\eta_r = 0$ (t. j. brez regeneracije); $\eta_r = 0,60$ in $\eta_r = 0,80$;

diagram 5, ki kaže temperaturo T_2 zraka pri izstropu iz idealnega kompresorja v odvisnosti od ε , za različne temperature T_3 pri vstopu v turbino;

diagram 6, ki kaže prebitek zraka λ v odvisnosti od temperature T_2 zraka pri izstropu iz kompresorja, za različne temperature T_3 pri vstopu v turbino.

I. Plinsko turbinsko postrojenje brez regeneracije

Izberemo: efektivno prosto moč turbine P_{pe} , temperaturo zraka pri vstopu v kompresor T_1 , temperaturo plinov T_3 pri vstopu v turbino in padec tlaka v gorilniku β v delih tlaka p_2 pri izstropu iz kompresorja (p_2 končni tlak kompresije).

Glede na to, ali želimo postrojenje z maksimalnim specifičnim prostim delom $W_{pe} = P_{pe}/q_s$ ali pa postrojenje z najboljšim celotnim izkoristkom η_{tot} , t. j. najmanjšo specifično porabo goriva, odčitamo ali ε za $W_{pe\ max}$ iz diagrama 3 ali ε za $\eta_{tot\ max}$ iz diagrama 4. Iz diagrama 5 dobimo za odčitani ε temperaturo T_2 pri izstropu iz idealnega kompresorja, iz diagrama 6 pa za temperaturi T_2 in T_3 prebitek zraka λ ; iz diagrama 1 dobimo za ta λ in izbrano temperaturo T_3 specifično toploto c_p plinov in končno iz diagrama 2 za znani λ in temperaturo T_3 eksponent adiabate α . Končini c_p in α ustrezata povprečnim količinam med skrajnima temperaturama T_1 in T_3 procesa za izbrano gorivo C_nH_{2n} , srednje sestave.

Diagrama 3 in 4 sta izdelana na osnovi naslednjih izkoristkov: notranji turbine $\eta_{it} = 0,86$, povprečni izen-

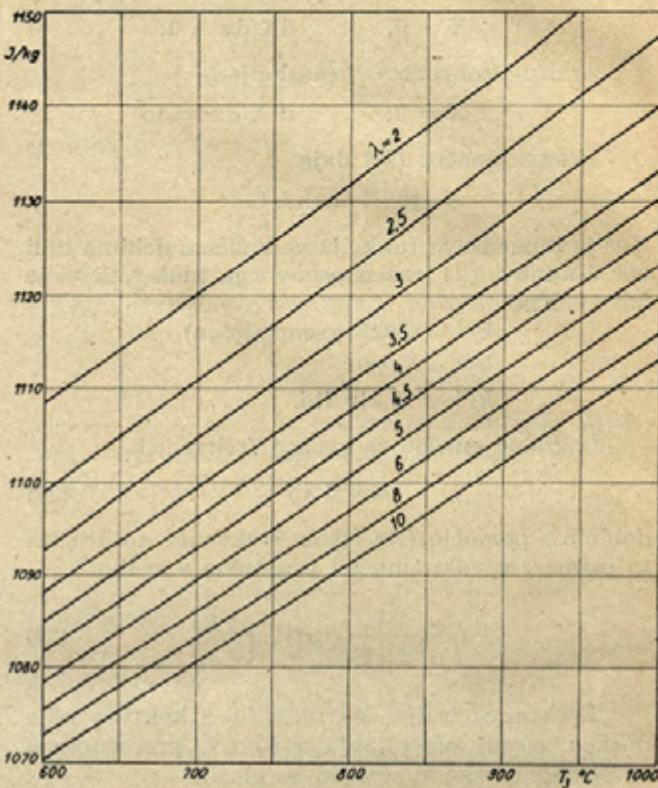


Diagram 1

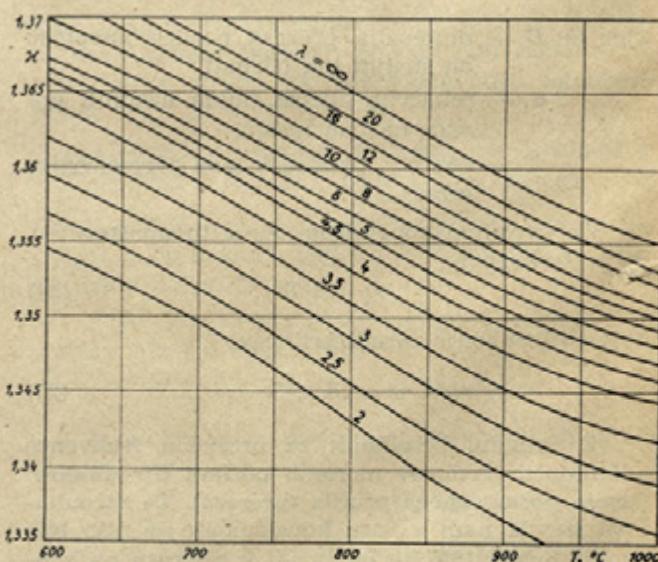


Diagram 2

tropski kompresorja $\eta_k = 0,864$, gorilnika $\eta_{kom} = 0,97$ (zaradi nepopolnega zgorevanja in oddajanja toplote v okolico) in mehanski celotnega postrojenja $\eta_m = 0,95$. Nadalje veljajo: padec tlaka v gorilniku $\beta = 0,03 p_2$ in kurilna vrednost goriva $44 \text{ MJ/kg} (= 10\,500 \text{ kcal/kg})$.

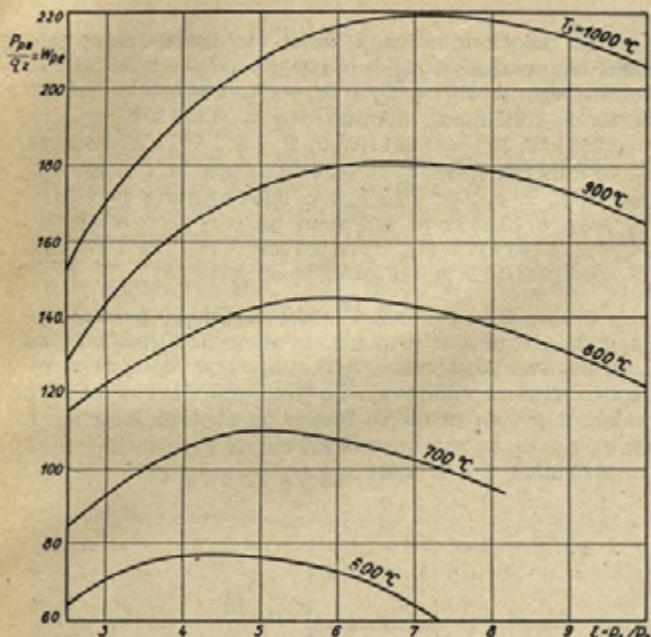


Diagram 3

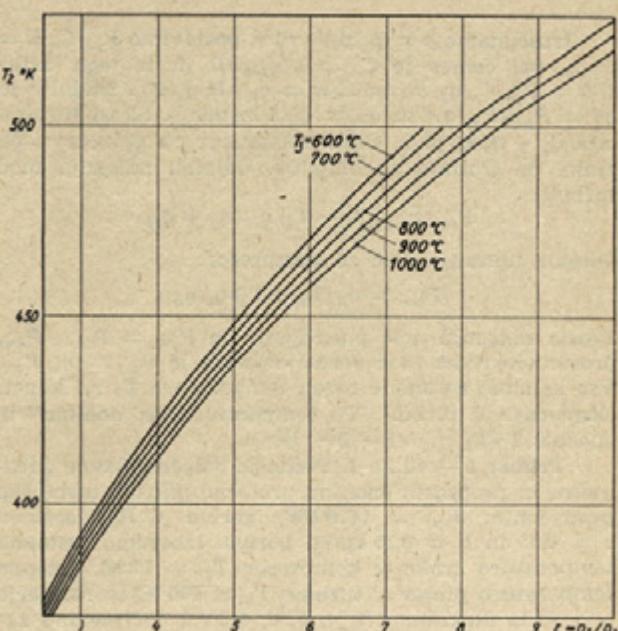


Diagram 5

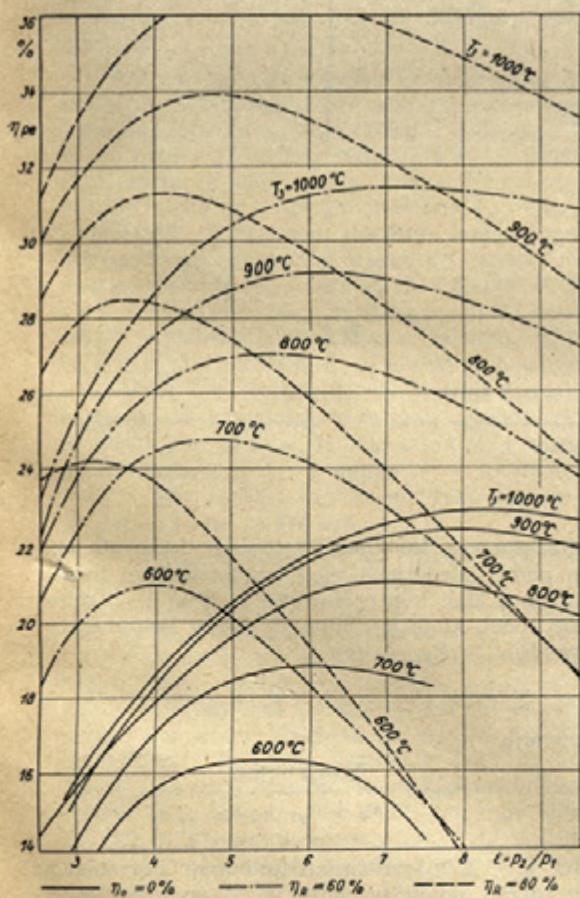


Diagram 4

Uporaba diagramov

Dano je: P_{eps} , T_f , T_3 , Z_0 za gorivo C_2H_{2n} zgoraj omenjene sestave. Izberemo p_2/p_1 in odčitamo iz diagramov 3 in 4 W_{pe} oziroma η_{tot} . Po enačbi

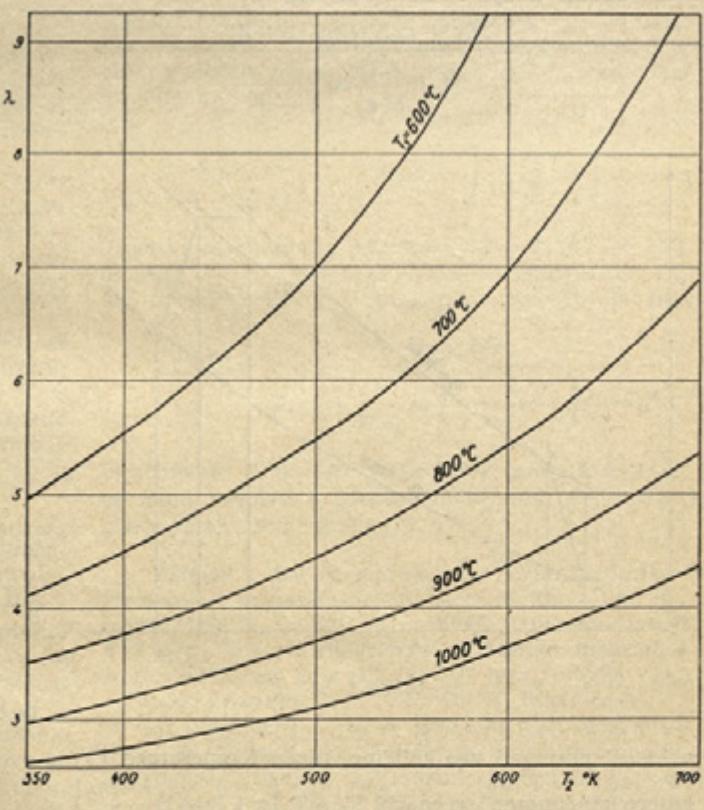


Diagram 6

$\eta_{ek} = \eta_{tot}/(\eta_m \eta_{kom}) = \eta_{tot}/(0,95 \cdot 0,97) = \eta_{tot}/0,9215$ dobimo ekonomski izkoristek, ki je razmerje med notranjo prosto močjo postrojenja P_{pn} in toploto, ki jo vsebuje tok goriva.

Iz diagrama 5 odčitamo T_2 , iz diagrama 6 λ , iz diagrama 1 povprečno specifično toploto plinov c_p , iz diagrama 2 pa povprečni eksponent adiabate κ za pline.

Izračunamo $\alpha = (p_2/p_1)^{(\kappa-1)/\kappa}$, postavimo $P_{pe} \cdot C_e \cdot Z = q_z$, pri čemer je $C_e = 1/(\eta_{tot} \cdot H)$ in iz tega dalje $1/Z = P_{pe} \cdot C_e / q_z$ ozziroma $Z = \eta_{tot} \cdot H \cdot q_z / P_{pe}$. Nadalje je $q_z = P_{pe} / (P_{pe}/q_z)$ in $q_g = q_z / Z$ kg gor./s. Skozi turbino teče $q_g + q_z$ kg pl./s, skozi kompresor pa q_z kg zr./s, če zraka ne trošimo za hlajenje. Celotna notranja moč turbine:

$$P_{tn} = c_p (T_3 - T_4) \eta_{it} (q_g + q_z)$$

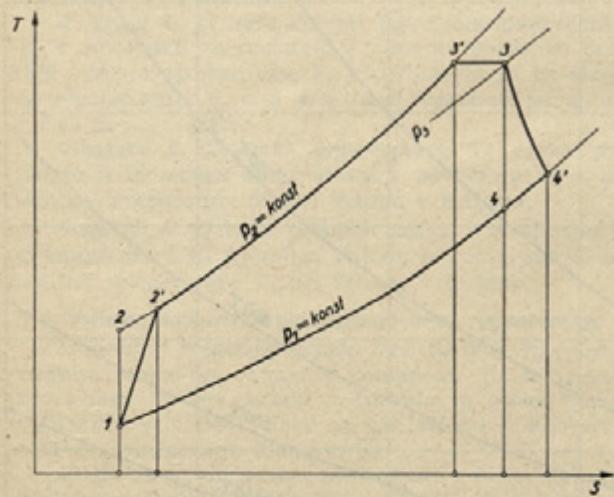
Celotna notranja moč za kompresor:

$$P_{kn} = c_p (T_2 - T_1) q_z / \eta_k$$

Prosta notranja moč postrojenja je $P_{pn} = P_{tn} - P_{kn}$, prosta efektivna moč postrojenja pa je $P_{pe} = \eta_{tot} P_{pn}$. Vse količine so znane razen temperature T_4 na koncu ekspanzije v turbini. To temperaturo pa dobimo* iz enačbe: $T_3/T_4 = \alpha (1 - \beta)^{(\kappa-1)/\kappa}$.

Primer 1 — Slika 1. Treba je določiti glavne parametre za prosto enosno pretočno plinsko turbinsko postrojenje: $P_{pe} = 1470$ kW, gorivo C_nH_{2n} sestava $c = 0,85$ in $h = 0,15$ kg/kg goriva. Izberemo: vstopno temperaturo zraka v kompresor $T_1 = 17^\circ\text{C}$, vstopno temperaturo plinov v turbino $T_3 = 700^\circ\text{C}$ in razmerje $\varepsilon = 4$. Iz diagramov 3, 4, 5, 6, 1 in 2 odčitavamo zaporedoma: $W_{pe} = 106,2$ kJ/kg; $\eta_{tot} = 0,171$; $T_2 = 419^\circ\text{K}$; $\lambda = 4,7$; $c_p = 1090$ J/kg deg in $\kappa = 1,36$. Izračunamo po eni prejšnjih enačbi $\alpha = 1,443$, $Z = 70,8$ kg zr./kg gor. in kontroliramo temperaturo T_3 po enačbi:

$$T_3' = \frac{T_2' + \eta_{kom} \cdot H/c_p (1 + Z)}{1 + \frac{8312}{M c_p} \ln \frac{1}{1 - \beta}}$$



Slika 1

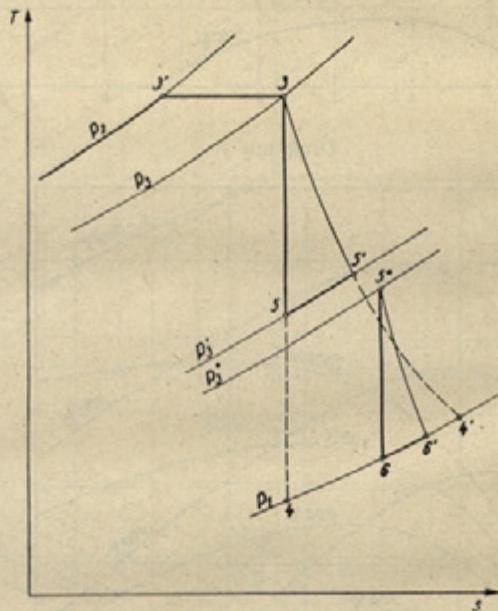
v kateri poznamo vse količine, razen temperatu T_2' , katero izračunamo* po enačbi $T_2' = T_1 \left[\alpha + (\alpha - 1) \frac{1 - \eta_k}{\eta_k} \right]$

Dobimo $T_2' = 438^\circ\text{K}$ in s tem $T_3 = 970^\circ\text{K}$, kar približno ustreza izbrani temperaturi $T_3 = 700^\circ\text{C}$. Nadalje dobimo $q_z = 1470/106,2 = 13,83$ kg zr./s, $q_g = 13,83/70,8 = 0,1955$ kg gor./s. Skozi turbino gre $q_g + q_z = 14,026$ kg pl./s, skozi kompresor pa teče q_z kg zr./s, če zraka ne trošimo za hlajenje.

* Tehnički pregled 1957, št. 2, str. 44 in 46, avtor: Analitičko odredivanje ekonomičnosti plinskih turbina.

Za določitev notranje moči turbine moramo poznati temperaturo T_4 (glej prejšnjo enačbo), $T_4 = 681^\circ\text{K}$. Razen tega je $T_4' = T_4 + (T_3 - T_4)(1 - \eta_{it}) = 722^\circ\text{K}$. S temi količinami dobimo $P_{tn} = 3837$ kW, $P_{kn} = 2253$ kW, $P_{pn} = 1584$ kW in $P_{pe} = 1505$ kW. Reduciramo količino zraka $q_z = 1470 \cdot 13,83 / 1505 = 13,5$ kg zr./s, goriva $q_g = q_z / Z = 13,5 / 70,8 = 0,191$ kg gor./s in plinov $q_g + q_z = 13,69$ kg pl./s. Potem pa je $P_{tn} = 3749$ kW, $P_{kn} = 2198$ kW, $P_{pn} = 1551$ kW, $P_{pe} = 1471$ kW, $W_{pe} = 1471 / 13,5 = 110$ kJ/kg.

Primer 2 — Slika 2. Plinsko turbinsko postrojenje je, kakor v prvem primeru, le dvoosno. Visokotlačna turbina žene kompresor, nizkotlačna pa delovni stroj. Količine, ki se odčitavajo po diagramih 1...6 so take kakor v prvem primeru. Enake pa so tudi količine α , Z , q_z , q_g , T_4 , $p_2 = 4 \cdot p_1 = 4052$ mbar, $p_3 = p_2 (1 - \beta) = 3930$ mbar z $\beta = 0,03$.



Slika 2

Kompresorjeva turbina. Ugotovimo, kako sta entalpijska padca razdeljena med kompresorjevo in delovno turbino. Moč kompresorjeve turbine P_{ktu} mora biti enaka moči, ki je potrebna za pogon kompresorja P_{kn} . Torej $P_{ktu} = P_{kn}$, to je

$$\Sigma (q_z) \cdot h_{okt} / \eta_k = (q_z + q_g) h_{okt} \eta_{it}$$

Iz tega izhaja

$$h_{okt} = \frac{\Sigma (q_z)}{q_z + q_g} \cdot \frac{h_{ok}}{\eta_k \eta_{it}}$$

pri čemer je v $\Sigma (q_z)$ vračunan tudi zrak, potreben za hlajenje raznih delov postrojenja. Z znanimi količinami iz primera 1 dobimo $h_{ok} = c_p (T_2 - T_1) = 140,5$ kJ/kg, $h_{okt} = 186,5$ kJ/kg (zrak za hlajenje tu ni vračunan, t. j. $\Sigma (q_z) = q_z$). Razen tega je $h_{okt} = c_p (T_3 - T_4)$. Uvrstimo $T_3 = T_3 (p_3'/p_3)^{(\kappa-1)/\kappa}$ in združimo zadnje enačbe v:

$$p_3'/p_3 = [1 - (h_{okt}/c_p \cdot T_3)]^{(\kappa-1)/\kappa} = 1/2,072.$$

Sedaj določimo $p_3' = 1898$ mbar ter T_5' in $T_5' \cdot T_5 = 802^{\circ}\text{K}$ in $T_5' = T_5 + (T_3 - T_5)(1 - \eta_{it}) = 826^{\circ}\text{K}$. Celotni entalpijski padec za skupno turbino bi bil $h_{tot} = c_p(T_3 - T_5) = 318 \text{ kJ/kg}$.

Turbina za prosto delo. Pri prehodu plinov od kompresorjeve turbine do turbine za prosto delo se zmanjša tlak na $p_3'' = 1860$ mbar, temperatura pa na $T_5'' = 820^{\circ}\text{K}$, ker je vod kratek in izoliran. Ta turbina ima na razpolago izentropski entalpijski padec $h_{otp} = c_p(T_5'' - T_6)$; s $T_6 = T_5''(p_3'/p_5'')^{(x-1)/x} = 698^{\circ}\text{K}$ dobimo $h_{otp} = 133,5 \text{ kJ/kg}$. Vsota padcev $h_{okt} + h_{otp} = 186,5 + 133,5 = 320 \text{ kJ/kg}$, medtem ko bi bil padec v eni turbini 318 kJ/kg . Temperatura T_6' pri izstopu iz turbine za prosto delo je $T_6' = T_6 + (T_5'' - T_6)(1 - \eta_{it}) = 715^{\circ}\text{K}$. Kinetična energija, ki jo imajo plini pri izstopu iz kompresorjeve turbine, se ne izkoristi pri vstopu v turbinu za prosto delo.

$$\text{Kontrola proste moči. } P_{pe} = \eta_m \left[(q_g + q_s)(h_{okt} + h_{otp}) \eta_{it} - q_s \frac{h_{okt}}{\eta_k} \right] = \eta_m (q_g + q_s) h_{otp} \eta_{it} = 1529 \text{ kW}$$

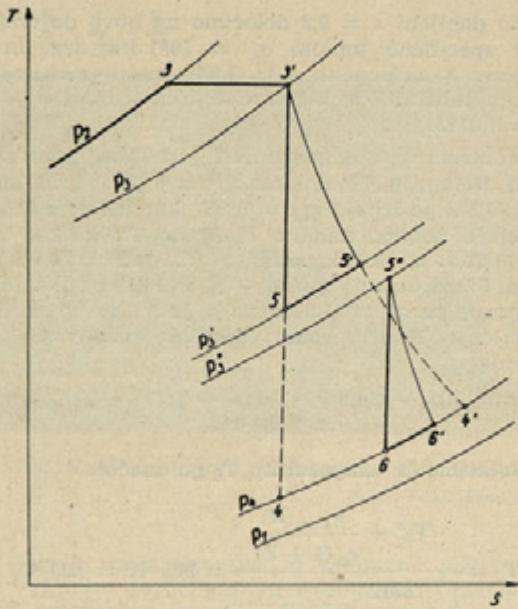
proti želenim 1470 kW . Zato moramo po zgornji enačbi zmanjšati tok zraka: $q_g + q_s = 1470 / (0,95 \cdot 133,5 \cdot 0,86) = 13,45 \text{ kg/s}$; $q_s = (q_g + q_s) Z / (1 + Z) = 13,25 \text{ kg/s}$; $q_g = 0,2 \text{ kg/s}$. Specifična prosta moč pa je $W_{pe} = P_{pe}/q_s = 1470/13,25 = 111 \text{ kJ/kg}$ proti $106,2$ po diagramu 3.

Prerezi zadnjih turbinskih stopenj in dolžine lopatic. Vzemimo, da tečejo plini iz kompresorjeve turbine s hitrostjo $c_{2kt} = 120 \text{ m/s}$. Tlak pri izstopu je $p_3' = 1898$ mbar, temperatura pa $T_5' = 826^{\circ}\text{K}$; s plinsko konstanto 289 J/kg deg je specifični volumen $v_2 = 1,256 \text{ m}^3/\text{kg}$ in sekundni volumen $V_2 = (q_g + q_s)v_2 = 17,6 \text{ m}^3/\text{s}$. Izbrano aksialno komponento hitrosti 120 m/s izhaja potreben prerez pri izhodu iz kompresorjeve turbine $A_{akt} = 17,6/120 = 0,1466 \text{ m}^2$. Za izbrano Parsonovo število $X = \sum u^2/h_{okt} = 0,717$ dobimo v primeru enostopenjske turbine obodno hitrost $u = \sqrt{X \cdot h_{okt}} = 365,5 \text{ m/s}$, v primeru dvostopenjske pa $u = \sqrt{X \cdot h_{okt}/2} = 258 \text{ m/s}$. Pri vrtilni hitrosti kompresorja $n_k = 10000 \text{ min}^{-1}$ dobimo premer kolesa $D = u/(\pi \cdot n_k) = 0,493 \text{ m}$. Izstopna radialna dolžina lopatic druge stopnje je $l_2 = A_{akt}/\pi \cdot D = 0,0948 \text{ m}$, razmerje $D/l_2 = 5,2$; obodna hitrost na vrhu lopatic pa $u_v = \pi(D + l_2)n_k = 308 \text{ m/s}$.

Turbina za prosto delo. Izberemo izstopno hitrost iz zadnje turbinske stopnje $c_{2tp} = 120 \text{ m/s}$, ki je obenem enaka aksialni komponenti c_{2atp} . Povrh tega je znano: tlak $p_f = 1013 \text{ mbar}$, temperatura $T_6' = 715^{\circ}\text{K}$, specifični volumen $v_2' = 2,04 \text{ m}^3/\text{kg}$ (s plinsko konstanto kakor prej). Sekundna količina izpušnih plinov je $V_2' = (q_g + q_s) \cdot 2,04 = 28,6 \text{ m}^3/\text{s}$. Cisti aksialni izločni prerez na koncu turbine za prosto delo je $A_{atp} = 0,238 \text{ m}^2$. Izberemo razmerje $D/l_2' = 5$, določimo višino lopatice pri izstopu iz zadnje turbinske stopnje po enačbi $A_{atp} = \pi \cdot D \cdot l_2' = \pi \cdot (D/l_2') \cdot l_2'^2$ in dobimo $l_2' = 0,123 \text{ m}$. Premer stopnje je $D = 5l_2' = 0,615 \text{ m}$. Z izbranim Parsonovim številom $X = 0,717$ dobimo za enostopenjsko turbino $u = 309 \text{ m/s}$, za dvostopenjsko $u = 219 \text{ m/s}$. Dvostopenjska turbina bi imela $n = u/\pi \cdot D = 6800 \text{ min}^{-1}$.

II. Plinsko turbinsko postrojenje z regeneratorjem

Dane so iste veličine P_{pe} , T_1 , T_3 in Z_o za gorivo C_nH_{2n} in H , kakor v prvem primeru.



Slika 3

Uporaba diagramov. Po diagramu 4 določimo za izbrano razmerje $\varepsilon = p_2/p_1$ izkoristek η_{tot} ; iz diagrama 5 odčitamo T_2 , iz diagrama 6 λ , iz diagrama 1 specifično toploto plinov c_p , iz diagrama 2 pa eksponent x . Izračunamo še

$$a = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{x-1}{x}} \quad \text{in} \quad \xi = \left[\frac{1+\delta}{1-\beta-\gamma} \right]^{\frac{x-1}{x}}$$

Stopnja regeneracije je $\eta_r = (T_2^* - T_2)/(T_4' - T_2)$ in iz tega $T_2^* = T_2' + \eta_r(T_4' - T_2')$. Temperaturi T_2' in T_4' določimo kakor v prejšnjih primerih. Iz enačbe

$$1 + Z = \frac{\eta_{kom} H/c_p}{T_2 \left[1 + \frac{8312}{M c_p} \ln \left(\frac{1}{1-\beta-\gamma} \right) \right] - T_2^*}$$

izračunamo Z , iz tega pa prebitek zraka $\lambda = Z/Z_o$, ki se mora ujemati s prvotno določenim. Večinoma zadošča dvakratno računanje.

Primer 3. Enosno pretočno plinsko turbinsko postrojenje z regeneratorjem, slika 3. Dano je: $P_{pe} = 1470 \text{ kW}$, $T_1 = 17^{\circ}\text{C}$, $T_3 = 700^{\circ}\text{C}$. Izberemo $\eta_r = 0,75$; $\varepsilon = p_2/p_1 = 4$. Iz diagramov odčitamo: diagram 4... $\eta_{tot} = 0,272$, kar da z $\eta_{kom} = 0,97$ in $\eta_m = 0,95 \dots \eta_{ek} = 0,295$; diagram 5 da $T_2 = 419^{\circ}\text{K}$, diagram 6... $\lambda = 4,7$; diagram 1... $c_p = 1090 \text{ J/kg deg}$; diagram 2... $x = 1,36$. Z dobljenimi količinami računamo po znanih enačbah: $\beta = 0,03$; $\gamma = \delta = 0,015$; $\eta_{it} = 0,86$; $\eta_k = 0,864$; $a = 1,444$; $\xi = 1,0163$. Tlaci in temperature so: $p_2 = \varepsilon \cdot p_1 = 4 \cdot 1013 = 4052 \text{ mbar}$; $p_3 = p_2 (1 - 0,045) = 3880 \text{ mbar}$; $p_4 = p_1 \cdot 1,015 = 1030 \text{ mbar}$, $T_2' = 440^{\circ}\text{K}$, $T_4 = 685^{\circ}\text{K}$, $T_4' = 725^{\circ}\text{K}$. S temi količinami sledi: $T_2^* = 654^{\circ}\text{K}$, $1 + Z = 123,5$; $Z = 122,5 \text{ kg zr./kg goriva}$, $\lambda = Z/Z_o = 8,2$, kar ne ustrezza znosu 4,7, ki smo ga odčitali iz diagrama 6. Ta razlika je nastala s tem, da smo odčitali λ namesto za temperaturo T_2^* , katere v začetku nismo poznali, za temperaturo T_2' na koncu ekspanzije.

Za dobljeni $\lambda = 8,2$ določimo na novo po diagramu 1 specifično toplosto $c_p = 1081 \text{ J/kg deg}$, in po diagramu 2 eksponent $\kappa = 1,364$; nespremenjeni pa ostane količini Z in T_2^* . Treba je izračunati $\alpha = 1,445$ in $\xi = 1,0175$.

Kontrola η_{ek} : temperaturi T_2' in T_4' se nista spremenili. Po enačbi 20¹ dobimo $\eta_{ek} = 0,297$. Iz izbranega $\eta_{tot} = 0,272$ pa izhaja $\eta_{ek} = 0,295$, kar ustreza. Iz znanih enačb dobimo nadalje $P_{pe}/q_z = 97,5 \text{ kJ/kg}$; $q_z = 1470/97,5 = 15,07 \text{ kg zr/s}$; $q_g = q_z/Z = 0,123 \text{ kg/s}$ goriva. Skozi turbino gre $q_z + q_g = 15,19 \text{ kg pl/s}$; skozi kompresor pa $q_z = 15,07 \text{ kg zr/s}$, če ga nič ne trošimo za hlajenje. Kontroliramo efektivno prosto moč postrojenja:

$$P_{pe} = \eta_m [(q_g + q_z)(T_3 - T_4) \eta_{it} - q_z (T_2 - T_1)/\eta_k] c_p = 1555 \text{ kW.}$$

Kontroliramo še temperaturo T_3 po enačbi:

$$T_3 = \frac{T_2^* + \frac{\eta_{kom} \cdot H}{c_p (1+Z)}}{1 + \frac{8312}{M c_p} \ln \frac{1}{1-\beta-\gamma}} = 962 \text{ }^\circ\text{K} = 689 \text{ }^\circ\text{C},$$

kar precej odstopa od zahtevanih $700 \text{ }^\circ\text{C}$. Določimo $1+Z$ po prejšnji enačbi: $1+Z = 118,6 \text{ kg/kg}$ in iz tega $Z = 117,6 \text{ kg zr/kg gor.}$, $\lambda = Z/Z_o = 7,87$. Za ta prebitki zraka nista c_p in α dosti razlikna kakor pri $\lambda = 8,2$; torej ostanejo tudi temperature enake.

Porabo zraka izračunamo kakor prej iz $q_g + q_z = 1470 \cdot 15,19 / 1555 = 14,37 \text{ kg/s}$; iz tega $q_z = (q_g + q_z) Z / (1+Z) = 14,25 \text{ kg/s}$; $q_g = 0,12 \text{ kg/s}$. Iz tega izhaja prosta moč postrojenja $P_{pe} = 1470 \text{ kW}$, $P_{pe}/q_z = 1470 / 14,25 = 103 \text{ kJ/kg}$. Kontrolni račun temperature T_3 po zgornji enačbi da $T_3 = (654 + 333) / 1,012 = 973 \text{ }^\circ\text{K} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$, kar se ujema. Kontrola η_{tot} po enačbi $\eta_{tot} = P_{pe} \cdot Z / q_z \cdot H = 0,276$ proti prej izračunemu 0,272.

Primer 4. Dvoosno plinsko turbinsko postrojenje, v ostalem kakor v primeru 3. Nespremenjene ostanejo količine: P_{pe} , T_1 , T_3 , ε , η_k , η_{it} , η_r , η_{kom} , η_m , η_{tot} , P_1 , P_2 , p_3 , p_4 , λ , c_p , α , Z , q_z , q_g .

Kompressorjeva turbina. Izračunamo, koliko entalpijskega padca odpade na kompressorjevo turbino in koliko na turbino za prosto delo, kakor v primeru 2. Dodali pa bomo 2 % zraka za hlajenje delov postrojenja, tako da bomo dobili $h_{ok} = 1,081 (419 - 290) = 139 \text{ kJ/kg}$ proti prejšnjim 140,5 zaradi drugačnega prebitka zraka in specifične toplosti. Izentropski entalpijski padec v kompressorjevi turbini dobimo iz:

$$h_{okt} = \frac{\Sigma (q_z)}{q_g + q_z} \cdot \frac{h_{ok}}{\eta_{it} \cdot \eta_k} \text{, pri čemer je } \Sigma (q_z) = 1,02 q_z = 14,54 \text{ kg/s, torej } h_{okt} = (14,54 / 14,37) \cdot 139 / (0,86 \cdot 864) = 190,5 \text{ kJ/kg.}$$

Po istih enačbah kakor v primeru 2 dobimo: $p_3'/p_3 = 1/2,12$; $p_3' = 3875 / 2,12 = 1828 \text{ mbar}$ ter $T_5 = 798 \text{ }^\circ\text{K}$ in $T_5' = 822 \text{ }^\circ\text{K}$. Celotni izentropski entalpijski padec za skupno turbino bi bil $h_{ot} = 311,0 \text{ kJ/kg}$.

¹ Tehnički pregled 1957, st. 2, str. 44, avtor: Analitičko odredivanje ekonomičnosti plinskih turbina.

$$\eta_{tot} = \frac{T_5 (1 - \frac{\xi}{\alpha}) \eta_{it} - \frac{\eta}{\eta_k} \frac{\alpha - 1}{\eta_k}}{T_5 - \frac{\eta}{\eta_k} \left[\alpha + (\alpha - 1) \frac{1 - \eta_k}{\eta_k} \right] (1 - \eta_r) - \eta_r T_5 \left[\frac{\xi}{\alpha} + (1 - \frac{\xi}{\alpha}) (1 - \eta_r) \right] + \frac{0,912}{M c_p} \ln \left[\frac{1}{1 - (\beta + \gamma)} \right]}$$

Turbina za prosto delo. Pri prehodu plinov od kompressorjeve turbine k turbinai za prosto delo se zmanjša tlak na $p_3'' = 1795 \text{ mbar}$, temperatura pa na $T_5'' = 816 \text{ }^\circ\text{K}$, ker je vod kratek in izoliran. Tej turbinai ostane izentropski entalpijski padec h_{otp} , ki ga lahko izračunamo kakor v primeru 2, če poznamo temperaturo T_6 . $T_6 = 793 \text{ }^\circ\text{K}$ in s tem $h_{okt} = c_p (T_5'' - T_6) = 122 \text{ kJ/kg}$. Obe turbinai predelata skupaj $h_{okt} + h_{otp} = 190,5 + 122 = 312,5 \text{ kJ/kg}$ proti $311,0 \text{ kJ/kg}$ v eni turbinai. Temperatura plinov pri izstropu iz turbine za prosto delo je $T_6' = 719 \text{ }^\circ\text{K}$.

Kontrola proste moči. Z izračunanimi količinami dobimo: $P_{pe} = \eta_m (q_g + q_z) h_{otp} \cdot \eta_{it} = 0,95 \cdot 14,37 \cdot 122 \times 0,86 = 1438 \text{ kW}$. Treba je povečati q_z . Iz znane enačbe izhaja $q_g + q_z = 14,37 \cdot 1470 / 1438 = 14,7 \text{ kg pl/s}$. Iz tega kakor prej $q_z = 14,7 \cdot 117,6 / 118,6 = 14,58 \text{ kg/s}$; $q_g = 0,12 \text{ kg/s}$. S temi znosi izhaja $P_{pe} = 1470 \text{ kW}$, $P_{pe}/q_z = 101 \text{ kJ/kg}$, in $\eta_{tot} = 101 \cdot 117,6 \cdot 1000 / 44000000 = 0,27$ proti 0,272, kar je v redu.

Prerezi zadnjih stopenj in dolžine lopatic

Kompressorjeva turbina. Z iztočno hitrostjo plinov iz kompressorjeve turbine $c_{2kt} = 120 \text{ m/s}$, ki je obenem enaka aksialni komponenti s tlakom $p_3' = 1828 \text{ mbar}$ in temperaturom $T_5' = 922 \text{ }^\circ\text{K}$, dobimo specifični volumen plinov pri izstropu $v_2 = 1,3 \text{ m}^3/\text{kg}$, sekundni volumen $V_2 = 14,7 \cdot 1,3 = 19,12 \text{ m}^3/\text{s}$, in čisti aksialni prerez pri izstropu iz zadnje stopnje kompressorjeve turbine $A_{atk} = 19,12 / 120 = 0,1593 \text{ m}^2$. Z izbranim Parsonsovim številom $X = 0,717$ dobimo za enostopenjsko turbino obodno hitrost $u = \sqrt{0,717 \cdot 190,5 \cdot 10^3} = 371 \text{ m/s}$, za dvostopenjsko pa $u = 262,5 \text{ m/s}$. Za $n_b = 8000 \text{ min}^{-1}$ bi imela enostopenjska turbina premer $D = 0,628 \text{ m}$. Radialna dolžina lopatic bi bila $l_2 = A_{atk} \cdot \pi \cdot D = 0,0808 \text{ m}$ in $D/l_2 = 7,76$.

Turbina za prosto delo. Z izbrano iztočno hitrostjo $c_{2tp} = 120 \text{ m/s}$, ki je obenem enaka aksialni komponenti c_{2atp} hitrosti v zadnji stopnji turbine, s tlakom $p_t = 1030 \text{ mbar}$ in s temperaturom $T_6' = 719 \text{ }^\circ\text{K}$ je specifični volumen plinov $v_2' = 2,02 \text{ m}^3/\text{kg}$, sekundni volumen plinov $V_2' = 14,7 \cdot 2,02 = 29,7 \text{ m}^3/\text{s}$ in čisti aksialni prerez pri izstropu iz zadnje stopnje $A_{atp} = 29,7 / 120 = 0,2475 \text{ m}^2$. Z izbranim razmerjem $D/l_2' = 5$ dobimo dolžino lopatic v zadnji stopnji

$$l_2' = \sqrt{\frac{A_{atp}}{\pi (D/l_2')}} = 0,1255 \text{ m}$$

ter $D = 5 l_2' = 0,628 \text{ m}$. Za dvostopenjsko turbino dobimo s Parsonsovim številom $X = 0,717$ obodno hitrost $u = 209 \text{ m/s}$; vrtilna hitrost pa je $n = u / \pi \cdot D = 60 \cdot 209 / \pi \cdot 0,628 = 6350 \text{ min}^{-1}$.

Po LUTZ-WOLFovem diagramu je povprečna razlika vseh temperatur v teh primerih 1,32 %, povprečna razlika entalpijskih padcev pa 1,53 %.

Vir i:

Avtor, »Analitičko odredivanje ekonomičnosti plinskih turbina«, Tehnički pregled, 1957, str. 43...46 in 83...93.

IS-Tafel für Luft und Verbrennungsgase, O. Lutz in F. Wolf; 1938, Springer, Berlin.

Avtor: ing. Josip Miler, univ. prof. u. m., Zagreb, Gorana Kovačića 14.