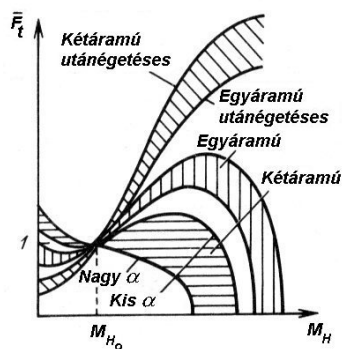


REPÜLŐGÉP HAJTÓMŰVEK I.
(Gázturbinás hajtóművek)
Előadásvázlat



*Készítette: Dr. Sánta Imre
egyetemi docens*

Budapest
2009

1. Gázturbinás repülőgép hajtóművek típusai

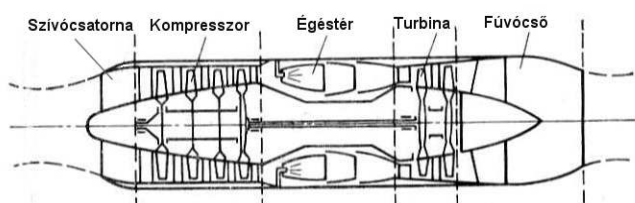
A gázturbinás hajtóművek a propulzió létrehozásának módjától függően lehetnek Sugárhajtóművek

- Egyáramú sugárhajtóművek
- Kétáramú sugárhajtóművek
 - Keverőtér nélküli kétáramú sugárhajtóművek
 - Keverőteres kétáramú sugárhajtóművek

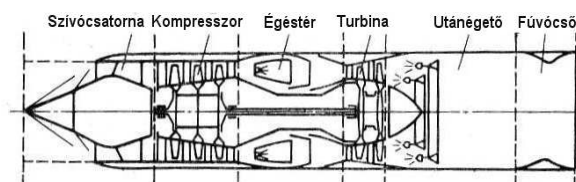
Turbólégcsavaros hajtóművek

Légcsavar-ventillátoros hajtóművek

Egyáramú sugárhajtóművek (turbojet) esetében (1.1 ábra) a turbina teljesítménye csak a kompresszor hajtására fordítódik (nincs kimenő tengelyteljesítmény). A turbinát elhagyó még viszonylag nagyenergiájú (nagy nyomású és nagy hőmérsékletű) gáz entalpiájának egy része a fúvócsőben makroszkópikus mozgási energiává alakul – azaz felgyorsul.



1.1. ábra. Egyáramú sugárhajtómű



1.2. ábra. Egyáramú sugárhajtómű utánégetővel

A fúvócsőből kilépő nagysebességű gázáram az impulzus tétel értelmében tolóerőt hoz létre. Ezt hasznosítjuk a repülőgép mozgatására. Amennyiben a turbina utáni gázáramban (utánégetőben) a tolóerő növelése céljából további tüzelőanyag mennyiséget égetünk el – erre a füstgázban még meglévő jelentős oxigén tartalom miatt van lehetőség és a turbinához képest nagyobb hőmérséklet is engedhető meg - utánégetéses hajtóműről beszélünk (1.2. ábra).

Az utánégetéses üzemmódok termikus hatásfoka rosszabb, mint az utánégetés nélkülieké.

A repülőgép hajtóművek fontos mutatója a propulziós (vontatási) hatásfok, melynek értéke adott repülési sebesség esetén csökken a fúvócsőből történő gázáram kiáramlási sebesség és repülési sebesség hányadosának növekedésével.

A legjobb propulziós hatásfokkal a légszáras gázturbinás hajtómű rendelkezik. Ilyen hajtóművel viszont a repülési sebesség korlátozott, ugyanis a repülési sebesség egy bizonyos értékénél a légszár lapátvégeken kialakuló kritikus áramlási viszonyok miatt rohamosan csökken a légszár hatásfoka. Hangsebesség közeli, illetve annál nagyobb repülési sebességeket sugárhajtóművekkel lehet elérni. Ezek propulziós hatásfoka viszont kisebb repülési sebességeken kisebb a légszárasnál.

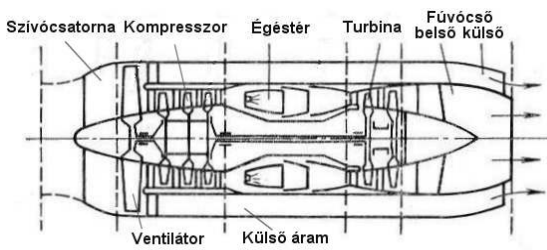
A gázáram kiáramlási sebesség csökkentése, a propulziós hatásfok javítása céljából fejlesztették ki a kétáramú (turbofan) hajtóműveket (1.3., 1.4. ábra).

Mivel a tolóerő a kiáramlási sebesség és tömegáram szorzatával arányos, a kiáramlási sebesség csökkentésekor a tolóerő egyáramú sugárhajtóműnek megfelelő értéken tartása, illetve növelése érdekében növelni kell a fúvócsőben áramló gáz tömegáramát.

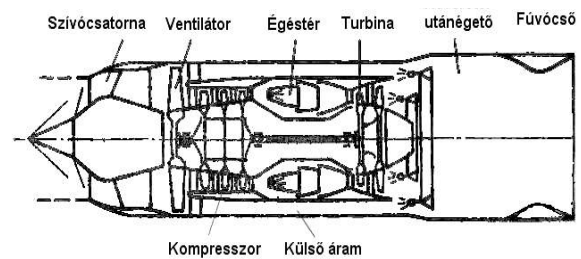
Az ilyen hajtóművekben a ventilátor után a beszívott levegő két részre (külső, illetve belső áramra) bomlik. A belső áramban áramló levegő a kompresszorban tovább sűrítődik majd az égéstérbe jut ahonnan a ventilátort és kompresszort meghajtó turbinán átáramolva a belső fúvócsőben

felgyorsulva hoz létre tolóerőt (ez az áram a hagyományos egyáramú sugárhajtóművel megegyező módon működik).

A külső áramban áramló levegő a külső fúvócsőben expandálva hoz létre lényegesen kisebb kilépési sebesség mellett tolóerőt.



1.3. ábra. Kétáramú sugárhajtómű szétválasztott áramokkal



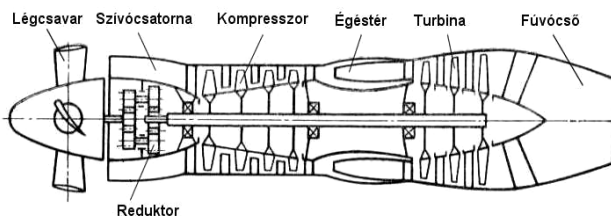
1.4. ábra. Kétáramú sugárhajtómű keverőtérrel utánégetővel

A kétáramú hajtóművek alapvető jellemzője a kétáramú-sági fok (α), melyet, mint a külső és belső tömegáramok arányát értelmezünk. Megkülönböztetünk kis ($\alpha < 2$) és nagy kétáramúsági fokú hajtóműveket (a korszerű nagy kétáramúsági fokú hajtóművek esetében $\alpha > 5$).

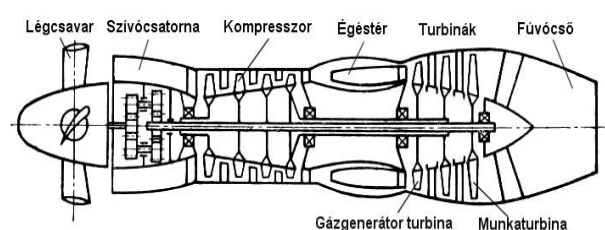
A kis kétáramúsági fokú hajtóművek keverőtérrel (esetleg utánégetővel) és ez által egy közös fúvócsővel rendelkeznek (1.4. ábra).

Az egyáramú és kis kétáramúsági fokú sugárhajtóművek szuperszonikus repülési sebességek, míg a nagy kétáramúsági fokú hajtóművek nagy szubszonikus sebességek elérését teszik lehetővé.

Turbólégcsavaros hajtóművek (1.5. ábra) esetében a turbina teljesítménye nagyobb, mint a kompresszor teljesítményszükséglete.



1.5. ábra Turbólégcsavaros hajtómű

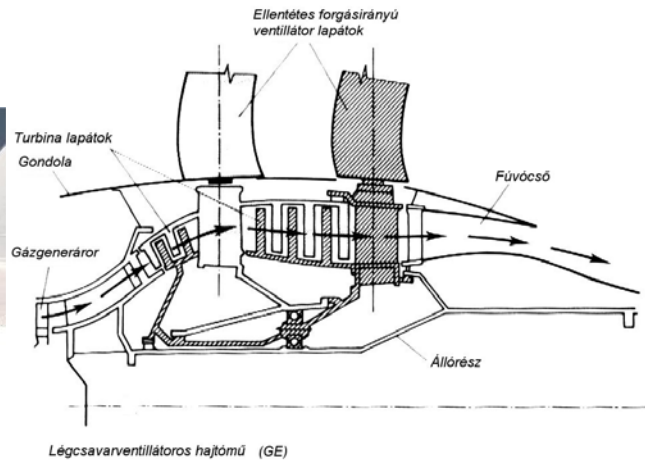


1.6. ábra. Munkaturbinás turbólégcsavaros hajtómű

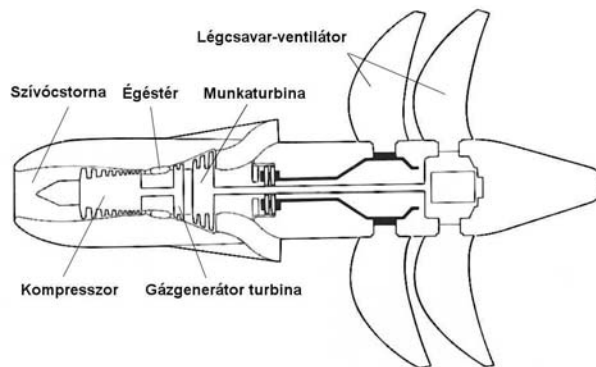
A különbség szabad tengelyteljesítmény formájában jelenik meg, amelyet - általában áttételen keresztül - légcsavar hajtására hasznosítunk. A turbólégcsavaros hajtóművek kétáramúsági foka nagyobb, mint 100.

A turbólégcsavaros hajtóművek lehetnek egytengelyes (1.5. ábra) és kéttengelyes – munkaturbinás (szabad turbinás)– (1.6. ábra) kialakításúak. Ez utóbbinál a turbina két részre van osztva. Az egyik része csak a kompresszort hajtja (gázgenerátor forgórész), míg a másik külön tengelyen a kimenő teljesítményt szolgáltatja. Ez a megoldás kedvező nyomatéki karakterisztikával rendelkezik, elsősorban helikopter hajtóműként, valamint földi járművek hajtására alkalmazzák.

Speciális légcsavarokkal ellátott, – melyek lehetnek elől vagy hátul - úgynevezett légcsavar-ventilátoros (propfan) gázturbinás hajtóművekkel (1.7. ábra) lehetőség van 850 km/h repülési sebesség elérésére jó hatásfok mellett. Az ilyen hajtóművek kétáramúsági foka 25 – 30.

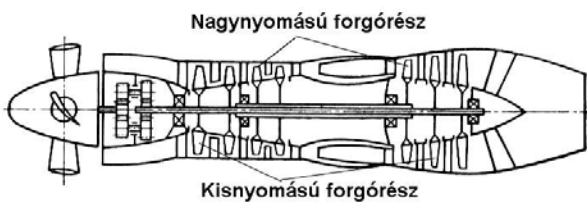


Birotatív-turbina alkalmazás

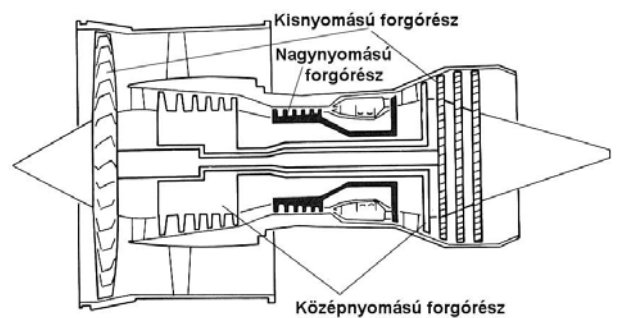


1.7. ábra. Légszárventilátoros hajtómű elrendezések

A kompresszor nyomásviszony növelésével a hajtómű stabil működési tartományának növelése céljából szükséges a két- (1.8. ábra), illetve háromforgórészes (1.9. ábra), hajtóművek kialakítása.



1.8. ábra. Kétforgórészes turbólégszárventilátoros hajtómű



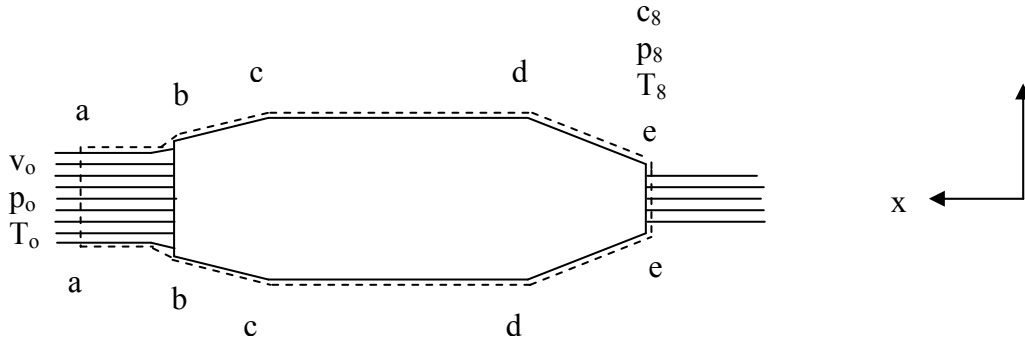
1.9. ábra. Háromforgórészes kétáramú hajtómű

Ezek a forgórészek csak gázdinamikai kapcsolatban vannak egymással. A kompresszorokat és turbinákat összekötő tengelyek koncentrikusan helyezkednek el.

2. Alap paraméterek

2.1. Tolóerő

Effektív és belső tolóerő



2.1 ábra. Ellenőrző felület a hajtómű körül

Az impulzus tétel

$$\int_{\bar{A}} \bar{c} \rho \bar{c} d\bar{A} = - \int_{\bar{A}} p d\bar{A} + \int_V \rho \bar{g} dV - \bar{F}_{t\,eff} - \bar{X}_s \quad (2.1)$$

az 2.1. ábra szerinti ellenőrző felületre felírva

$$\int_{\bar{A}} \bar{c} \rho \bar{c} d\bar{A} = - \int_{aa}^{ee} p d\bar{A} + \int_V \rho \bar{g} dV - \bar{F}_{t\,eff} - \bar{X}_s \quad (2.2)$$

ahol \bar{c} irányú komponensek esetén $\int_V \rho \bar{g} dV = 0$

$$\int_{\bar{A}} \bar{c} \rho \bar{c} d\bar{A} = - \int_{aa}^{ee} p d\bar{A} - \bar{F}_{t\,eff} - \bar{X}_s$$

$$\int_{\bar{A}} \bar{c} \rho \bar{c} d\bar{A} = - \int_{aa} p d\bar{A} - \int_{ee} p d\bar{A} - \int_a^e p d\bar{A} - \bar{F}_{t\,eff} - \bar{X}_s$$

$$\dot{m}_o v_o - \dot{m}_8 c_8 = - p_o A_o + p_8 A_8 - \int_a^e p d\bar{A} - \bar{F}_{t\,eff} - \bar{X}_s$$

melyből az effektív tolóerő

$$\bar{F}_{t\,eff} = \dot{m}_8 c_8 - \dot{m}_o v_o - p_o A_o + p_8 A_8 - \int_a^e p d\bar{A} - \bar{X}_s \quad (2.3)$$

Alkalmazzuk a $\oint p_o dA = 0$ azonosságot az ellenőrző felületre

$$\oint p_o d\bar{A} = - p_o A_o + p_o A_8 - \int_a^e p_o d\bar{A} \quad (2.4)$$

és a (2.4) kifejezést, mint zérust a (2.3) egyenlet jobboldalából kivonva kapjuk

$$F_{t\,eff} = \dot{m}_8 c_8 - \dot{m}_o v_o + (p_8 - p_o) A_8 - \int_a^e (p - p_o) dA - X_s \quad (2.5)$$

Belső tolóerő F_t
Külső tolóerő

A nem beépített hajtómű (próbadadi) tolóereje

$$F_t = \dot{m}_8 c_8 - \dot{m}_o v_o + (p_8 - p_o) A_8 \quad (2.6)$$

Teljes expanzió esetén

$$F_t = \dot{m}_8 c_8 - \dot{m}_o v_o \quad (2.7)$$

Mértékegységek

S.I. rendszer

N, kN, daN

Átszámítás

$$[F_t]_{[N]} = 4,4482 [F_t]_{[lbf]}$$

Angolszász rendszer

lbf (pound force)

Egyéb alap mértékegységek átszámítása

Tömeg $[m]_{[kg]} = 0,4535924 [m]_{[lbm]}$

Hossz $[l]_{[m]} = 0,0254 [l]_{[in]}$

$[l]_{[m]} = 0,3048 [l]_{[ft]}$

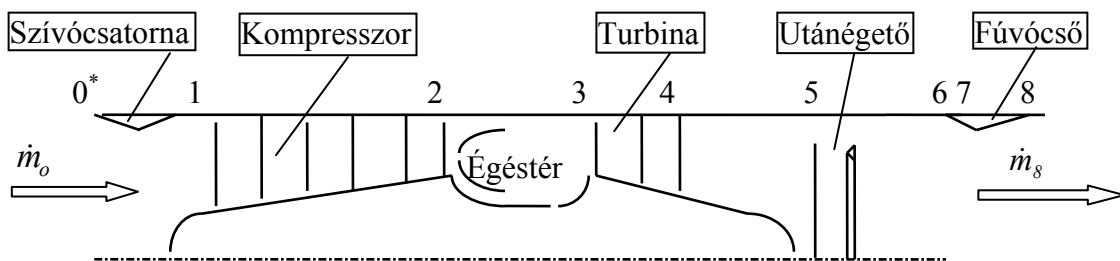
Terület

$[A]_{[m^2]} = 6,4516 \cdot 10^{-4} [A]_{[in^2]}$

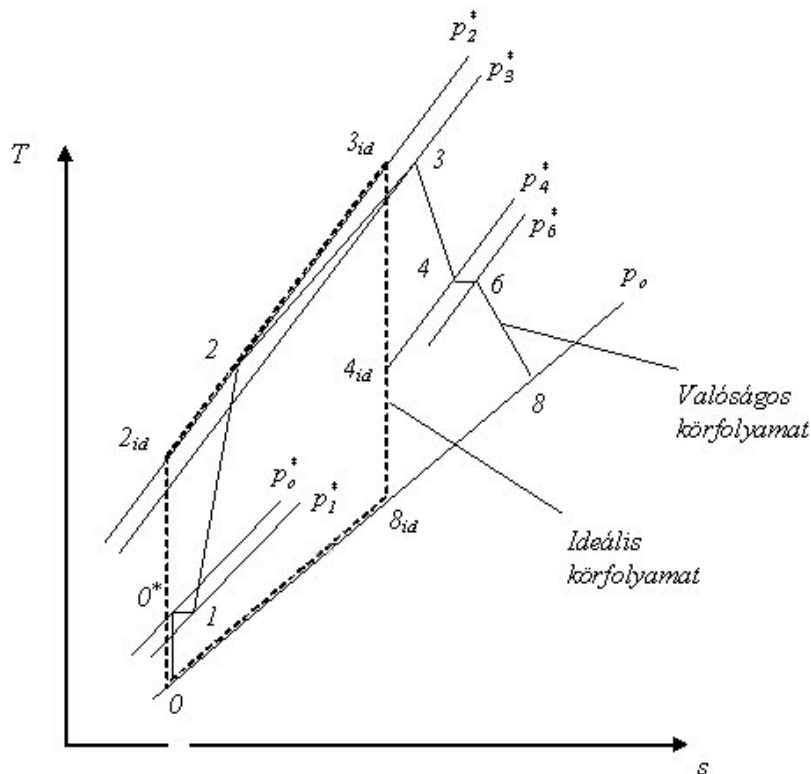
Teljesítmény

$[P]_{[W]} = 745,7 [P]_{[hp]}$

2.2. Körfolyamati jellemzők



2.2. ábra. A sugárhajtómű jellemző keresztmetszeinek számozása



2.3. ábra. Egyáramú sugárhajtómű ideális és valóságos T-s diagramja

2.3. Hatásfokok

A kompresszió és a kompresszor teljesítményigénye

$$P_{\text{kompresszió}} = \dot{m}_o (i_2^* - i_o) \quad P_{\text{kompresszor}} = P_K = \dot{m}_o (i_2^* - i_1^*) \quad (2.8)$$

A dinamikus kompresszió

$$i_1^* - i_o = \frac{v_o^2}{2}$$

$$P_{\text{kompresszió}} = P_K + \dot{m}_o \frac{v_o^2}{2} \quad (2.9)$$

Az expanzió és a turbina teljesítménye

$$P_{\text{expanzió}} = \dot{m}_3 (i_3^* - i_4^*) + \dot{m}_8 (i_4^* - i_8) \quad \text{ahol} \quad P_{\text{turbina}} = P_T = \dot{m}_3 (i_3^* - i_4^*) \quad (2.10)$$

$$i_4^* = i_6^* = i_8^*$$

Expanzió a fűvócsőben

$$i_4^* - i_8 = \frac{c_8^2}{2} \quad (2.11)$$

így

$$P_{\text{expanzió}} = P_T + \dot{m}_8 \frac{c_8^2}{2} \quad (2.12)$$

Egyáramú sugárhajtómű esetében írható

$$P_T \eta_m = P_K \quad (2.13)$$

Rendelkezésre álló teljesítmény

$$P_{R\acute{A}} = P_{\text{rendelkezésre álló}} = P_{\text{expanzió}} - P_{\text{kompresszió}} \quad (2.14)$$

egyáramú sugárhajtóműben amennyiben $\dot{m}_3 = \dot{m}_8 = \dot{m}_o$ és $\eta_m = 1$

$$P_{R\acute{A}} = \dot{m}_o \frac{c_8^2 - v_o^2}{2} \quad (2.15)$$

Propulziós hatásfok

$$\eta_{\text{prop}} = \frac{\text{Repülő eszköznek átadott teljesítmény}}{\text{Rendelkezésre álló teljesítmény}} = \frac{F_t v_o}{P_{\text{expanzió}} - P_{\text{kompresszió}}} \quad (2.16)$$

egyáramú sugárhajtóműben amennyiben $\dot{m}_3 = \dot{m}_8 = \dot{m}_o$ és $\eta_m = 1$

$$\eta_{\text{prop}} = \frac{F_t v_o}{\dot{m}_o \frac{c_8^2 - v_o^2}{2}} = \frac{\dot{m}_o (c_8 - v_o) v_o}{\dot{m}_o \frac{c_8^2 - v_o^2}{2}} = \frac{2}{1 + \frac{c_8}{v_o}} \quad (2.17)$$

Termikus hatásfok

$$\eta_t = \frac{\text{Rendelkezésre álló teljesítmény}}{\text{Tüzelő anyagból felszabaduló hőmennyiség}} = \frac{P_{\text{expanzió}} - P_{\text{kompresszió}}}{\dot{m}_{\text{ta}} H_a} \quad (2.18)$$

egyáramú sugárhajtóműben amennyiben $\dot{m}_3 = \dot{m}_8 = \dot{m}_o$ és $\eta_m = 1$

$$\eta_t = \frac{\dot{m}_o \frac{c_8^2 - v_o^2}{2}}{\dot{m}_{ta} H_a} \quad (2.19)$$

$c_8 = v_o$ esetén $\eta_t = 0$

$$\eta_t = \frac{P_{\text{expánzió}} - P_{\text{kompreszió}}}{\dot{m}_{ta} H_a} \quad (2.20)$$

mivel

$$\dot{m}_{ta} H_a \eta_\epsilon = \dot{m}_o (i_3^* - i_2^*)$$

$$\eta_t = \frac{P_{\text{expánzió}} - P_{\text{kompreszió}}}{\dot{m}_{ta} H_a} = \frac{i_3^* - i_8 - (i_2^* - i_o)}{i_3^* - i_2^*} \eta_\epsilon$$

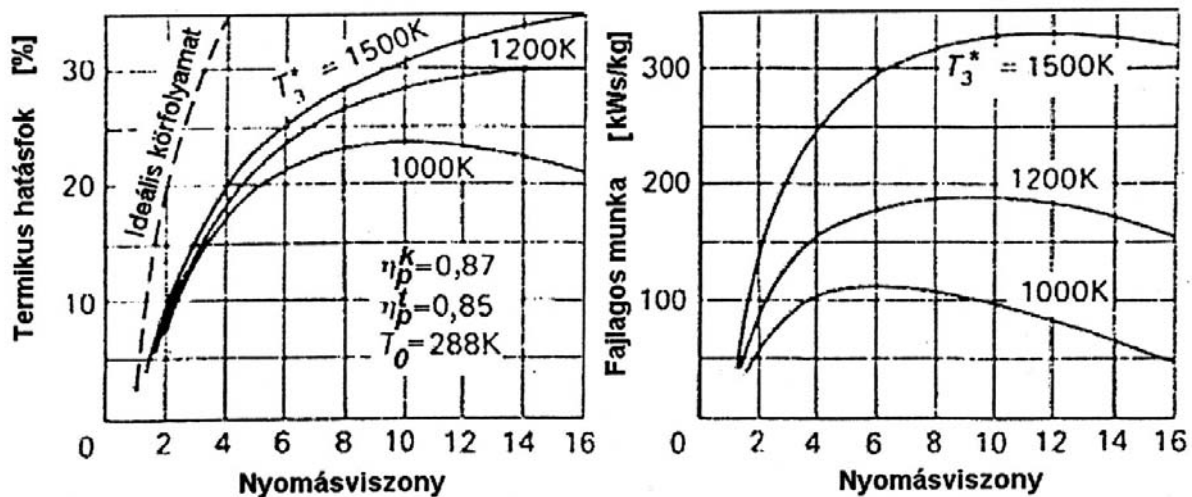
$c_{p\text{lev}} = c_{p\text{g}} = \text{const}$ esetén

$$\eta_t = \frac{T_3^* - T_8 - (T_2^* - T_o)}{T_3^* - T_2^*} \eta_\epsilon$$

Ideális körfolyamatnál $\eta_\epsilon = 1$ esetén

$$\eta_t = \frac{T_3^* \left[1 - \frac{1}{\pi_{\text{körf}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right] - T_o \left(\frac{\pi_{\text{körf}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\pi_{\text{körf}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1 \right)}{T_3^* - T_o \pi_{\text{körf}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{\pi_{\text{körf}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

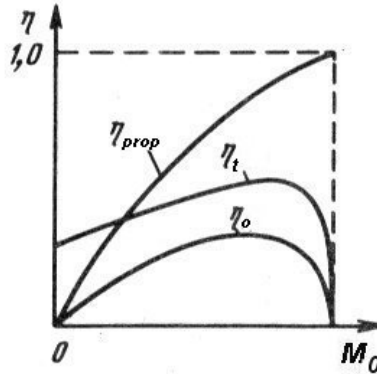
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_{\text{körf}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_o^2 \right)} \quad (2.21)$$



2.4. ábra. A termikus hatásfok és fajlagos hasznos munka változása a kompresszor nyomásviszony függvényében ($H_o = 0, M_o = 0$)

Teljes hatások

$$\eta_0 = \frac{\text{Repülő eszköznek átadott teljesítmény}}{\text{Tüzelő anyagból felszabaduló hőmennyiség}} = \frac{F_t v_o}{\dot{m}_{ta} H_a} = \eta_{prop} \eta_t \quad (2.22)$$



2.5. ábra. A hatások változása a repülési Mach-szám függvényében

2.4. Fajlagos jellemzők

Fajlagos tolóerő

S.I. rendszer

Angolszász rendszer

$$F_{t \text{ fajl}} = \frac{F_t}{\dot{m}_o} \left[\frac{Ns}{kg} \right], \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$F_{t \text{ fajl}} = \frac{F_t}{g_o \dot{m}_o} \left[\frac{lbf \cdot s}{lbm} \right] \quad (2.23)$$

ahol $g_o = 32,174 \frac{lbm \cdot ft}{lbf \cdot s^2}$

átszámítás

$$\left[F_{t \text{ fajl}} \right]_{\left[\frac{Ns}{kg} \right]} = 9,80665 \left[F_{t \text{ fajl}} \right]_{\left[\frac{lbf \cdot s}{lbm} \right]}$$

Fajlagos teljesítmény

S.I. rendszer

Angolszász rendszer

$$P_{fajl} = \frac{P}{\dot{m}_o} \left[\frac{J}{kg} \right], \left[\frac{kJ}{kg} \right], \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

$$P_{fajl} = \frac{P}{\dot{m}_o g_o} \left[\frac{hp \cdot h}{lbm} \right] \quad (2.24)$$

átszámítás

$$\left[P_{fajl} \right]_{\left[\frac{kWh}{kg} \right]} = 1,643988 \left[P_{fajl} \right]_{\left[\frac{hp \cdot h}{lbm} \right]}$$

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

Tolóerőre vonatkoztatott

$$b_F = TSFC = \frac{\dot{m}_{ta}}{F_t} \times 10^6 \left[\frac{mg}{Ns} \right] \quad \text{vagy} \quad b'_f = TSFC' = \frac{36000 \dot{m}_{ta}}{F_t} \left[\frac{kg}{daNh} \right] \quad (2.25)$$

Angolszász egységben $b_F = TSFC = \frac{\dot{m}_{ta} g_o}{F_t} \left[\frac{lbm}{lbf h} \right]$

Átszámítás

$$[b_f] \left[\frac{mg}{Ns} \right] = 28,325 [F_t]_{fajl} \left[\frac{lbm}{lbf h} \right]$$

Teljesítményre vonatkoztatott

$$b_p = PSFC = \frac{\dot{m}_{ta}}{P} \left[\frac{kg}{Ws} \right] \quad \text{vagy} \quad b_p = PSFC = \frac{3,6 \cdot 10^6 \dot{m}_{ta}}{P} \left[\frac{kg}{kWh} \right] \quad (2.26)$$

Angolszász egységben

$$b_p = PSFC = \frac{\dot{m}_{ta} g_o}{P} \left[\frac{lbm}{hph} \right]$$

Átszámítás

$$[b_p] \left[\frac{mg}{kWs} \right] = 0,16897 [F_t]_{fajl} \left[\frac{lbm}{hp h} \right]$$

Fajlagos hőfogyasztás

$$q = \frac{3600 \dot{Q}_{be}}{P} = \frac{3600}{\eta_t} \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (2.27)$$

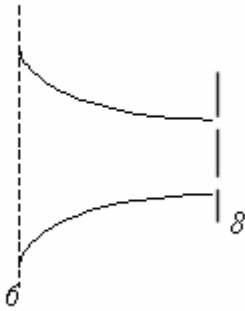
ahol $[\dot{Q}_{be}] = \frac{kJ}{s}$; $[P] = kW$

Tipikus hajtómű jellemzők

| Repülőgép típusa | Hajtómű típusa | F_t [kN] | b_{haj} [kg/Nh] | π_{km}^* | π_{k1}^* | α_m | T_{3m}^* [K] | γ_H [kg/kN] |
|------------------------------------|-----------------------------------|------------|--------------------------|--------------|--------------|------------|----------------|--------------------|
| Vadászgép | Kétáramú keverőteres | 80-120 | 0,072-0,074 0,21-0,23 | 20-23 | 2,5-3,2 | 0,15-0,5 | 1600-1700 | 0,012-0,014 |
| Vadászbombázó | Kétáramú keverőteres | 100-150 | 0,065-0,067 0,19-0,21 | 24-26 | 2,6-2,8 | 0,5-1,0 | 1550-1600 | 0,013-0,015 |
| Nagy-hatótávolságú bombázó | Kétáramú keverőteres | 150-250 | 0,055-0,06 0,21-0,23 | 26-30 | 2,3-2,5 | 1,5-2,1 | 1500-1550 | 0,013-0,017 |
| Nagy-hatótávolságú szubszonikus | Kétáramú szétválasztott áramokkal | 220-250 | 0,032-0,035 | 27-40 | 1,6-1,7 | 4,0-6,0 | 1500-1600 | 0,016-0,018 |
| Közepes hatótávolságú szubszonikus | Kétáramú keverőteres | 100-150 | 0,04-0,05 | 15-20 | 1,8-2,4 | 2,0-3,0 | 1400-1500 | 0,02-0,025 |

3. A fúvócső

3.1. A c_8 sebesség meghatározása



$$\dot{m} = \rho_8 c_8 A_8$$

Adiabaticus esetben a termodinamika I. főtételéből következőleg

$$i_8^* = i_6^*$$

$$i_8^* = i_8 + \frac{c_8^2}{2}$$

melyből a sebesség

$$c_8 = \sqrt{2(i_8^* - i_8)} = \sqrt{2(i_6^* - i_8)} = \sqrt{2c_p(T_6^* - T_8)}$$

3.1. ábra A fúvócső-
keresztmetszetek jelölése

$$c_8 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_6^* \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

Ideális esetben $p_8^* = p_6^*$ és az expanzió izentrópikus

$$c_{8s} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_6^* \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.1)$$

mellyel

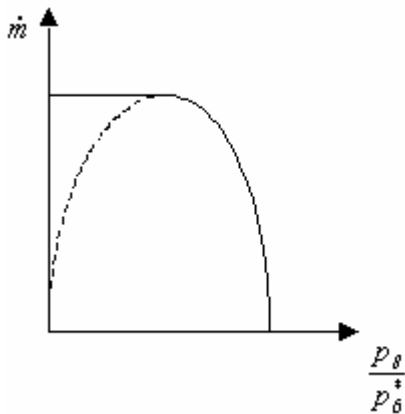
$$c_8 = c_{8s} \varphi \quad (3.2)$$

$$\dot{m} = A_8 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} R \rho_8^2 T_6^* \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.3)$$

$$\dot{m} = K \sqrt{\frac{\rho_8^{*2}}{\rho_8^2} \rho_8^2 T_6^* \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} = K \sqrt{\left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \rho_8^{*2} T_6^* \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

$$K = A_8 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} R}$$

$$\dot{m} = K \rho_8 \sqrt{T_6^*} \times \sqrt{\left[\left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$



A tömegáram maximumának keresése

$$\frac{d\dot{m}}{d\left(\frac{p_8}{p_6^*}\right)} = 0 \quad (3.4)$$

$$x = \frac{p_8}{p_6^*} \quad \frac{d}{dx} \left(x^{\frac{2}{\kappa}} - x^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) = 0$$

3.2. ábra. Tömegáram változás
a (3.3) egyenlet szerint

A kritikus nyomásviszony

mint a tömegáram maximumának helye

$$x = \left(\frac{p_8}{p_6} \right)_{kr} = \frac{1}{\pi_{Fkr}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa + 1}}$$

vagyis

$$\pi_{Fkr} = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (3.5)$$

A kritikus sebességet megkapjuk, ha a kritikus nyomásviszonyt (3.1) egyenletbe helyettesítjük

$$c_{8kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_6^* \left[1 - \frac{2}{\kappa + 1} \right]} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} RT_6^*} \quad (3.6)$$

Statikus hőmérséklet a 8-as pontban a kritikus hőmérséklet

$$\frac{T_{8kr}}{T_6^*} = \left(\frac{p_8}{p_6} \right)_{kr}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = \frac{2}{\kappa + 1} \quad \Rightarrow \quad T_{8kr} = \frac{2}{\kappa + 1} T_6^*$$

$T_6^* = \frac{\kappa + 1}{2} T_{8kr}$ ezt behelyettesítve a kritikus sebesség képletébe, kapjuk

$$c_{8kr} = \sqrt{\kappa RT_{8kr}} = a_{kr} \quad (3.7)$$

A maximálisan elérhető sebesség

A legnagyobb sebességet vákumba történő expanzió esetén érhetjük el (3.1) összefüggés alapján

$$c_{8smax} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_6^*}$$

a kritikus sebesség

$$c_{8skr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} RT_6^*}$$

a két sebesség viszonya

$$\frac{c_{8smax}}{c_{8skr}} = \sqrt{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} \quad (\text{értéke } \kappa = 1,33 \text{ esetén } 2,76)$$

A kiáramlási sebesség számítása gázdinamikai függvények segítségével

$$\lambda_{8s} = \sqrt{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \left[1 - \pi(\lambda_{8s})^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (3.8)$$

ahol $\pi(\lambda_{8s}) = \frac{p_8}{p_8^*}$

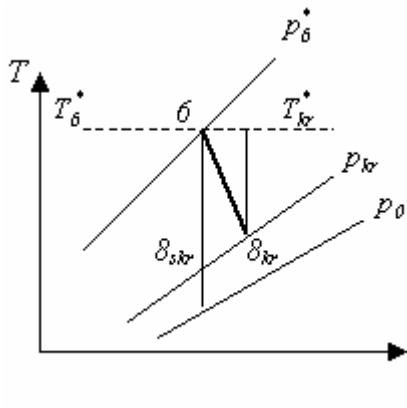
$$c_{8s} = \lambda_{8s} c_{8skr} \quad (3.9)$$

A kritikus nyomásviszony a $1/\pi(\lambda)$ függvény értéke lesz a $\lambda = 1$ helyen:

$$\pi_{Fkr} = \frac{1}{\pi(l)} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.10)$$

A kritikus nyomásviszony nem ideális áramlás esetén

A fúvócső izentrópikus hatásfoka



$$\eta_s^F = \frac{i_6^* - i_{8kr}}{i_6^* - i_{8s kr}}$$

A fajhőváltozás elhanyagolásával

$$\eta_s^F = \frac{T_6^* - T_{8kr}}{T_6^* - T_{8s kr}} \quad \eta_s^F = \frac{1 - \frac{T_{8kr}}{T_6^*}}{1 - \frac{T_{8s kr}}{T_6^*}} \quad (3.11)$$

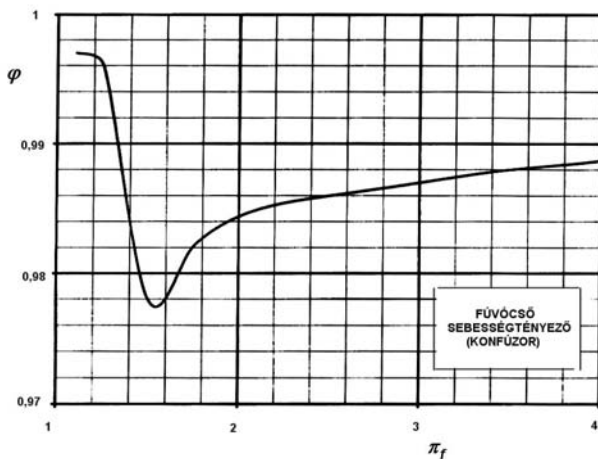
3.3. ábra. Expanziófolyamat T-s diagramban

Mivel $T_8^* = T_6^*$ és $\frac{T_{8kr}}{T_6^*} = \frac{2}{\kappa + 1}$

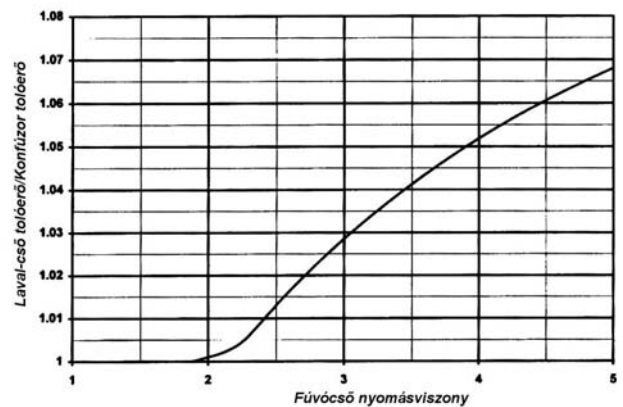
$$\frac{T_{8s kr}}{T_6^*} = \left(\frac{p_{8kr}}{p_6^*}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \quad \text{ugyanakkor} \quad \pi_{Fkr} = \frac{p_6^*}{p_{8kr}}$$

Behelyettesítve (3.11)-be, majd kifejezve a π_{Fkr} -t, kapjuk

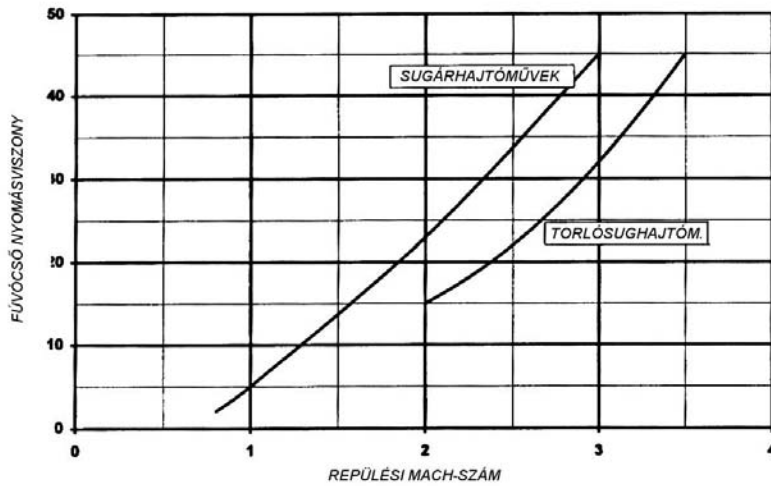
$$\pi_{Fkr} = \left[1 - \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\right) \frac{1}{\eta_s^F}\right]^{\frac{\kappa}{1 - \kappa}} \quad (3.12)$$



3.4 ábra Fúvócső sebességtényező konfúzor esetén



3.5 ábra Tolóerő összehasonlítás konfúzor és Laval-cső esetén

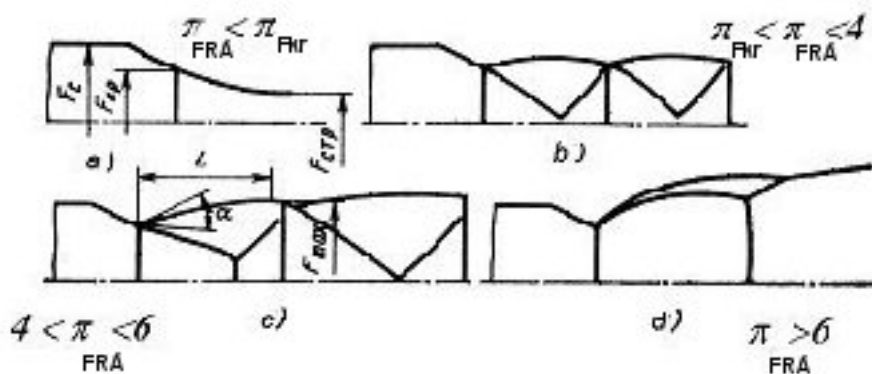


3.6. ábra. Fúvócső nyomásviszonyok összehasonlítása

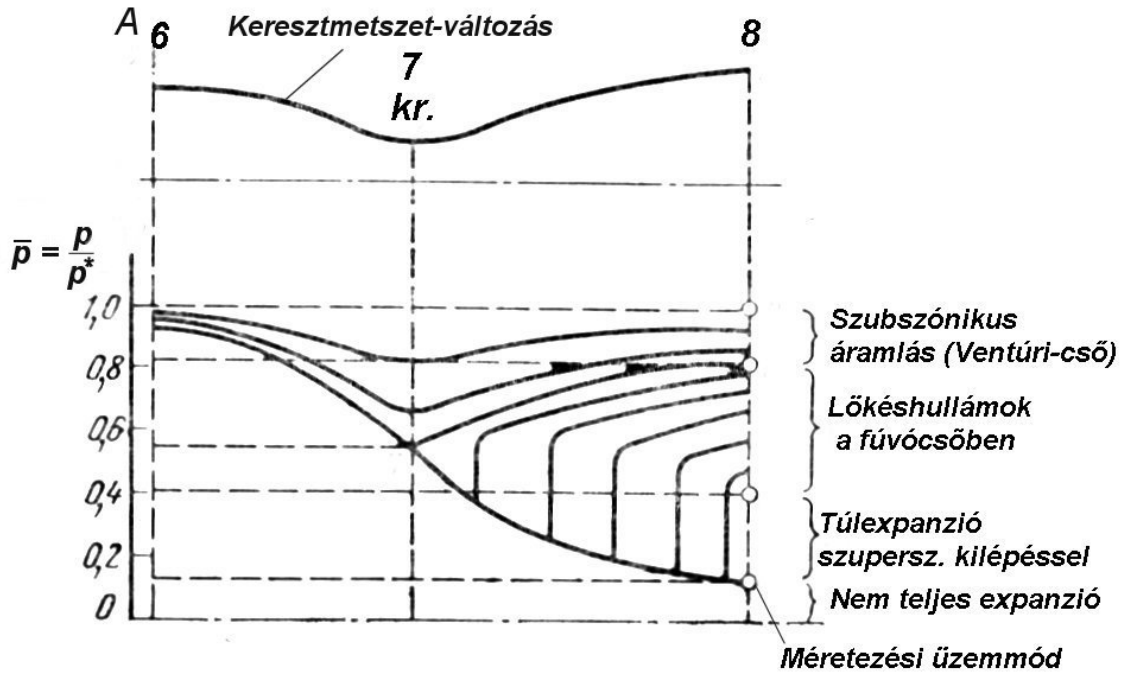
Tolóerő meghatározás különféle rendelkezésre álló fúvócső nyomásviszony esetén

| Rendelkezésre álló nyomásviszony | | Fúvócső geometria | Expanzió mértéke | p_8 | c_8 | Tolóerő |
|----------------------------------|---------------------------|-------------------|------------------|-----------------|-------|---------|
| $\pi_{RÁ} \leq 5$ | $\pi_{RÁ} \leq \pi_{Fkr}$ | konfúzor | teljes | $p_8 = p_o$ | (3.1) | (2.7) |
| | $\pi_{RÁ} > \pi_{Fkr}$ | konfúzor | részleges | $p_8 = p_{8kr}$ | (3.6) | (2.6) |
| $\pi_{RÁ} > 5$ | | Laval-cső | teljes | $p_8 = p_o$ | (3.1) | (2.7) |

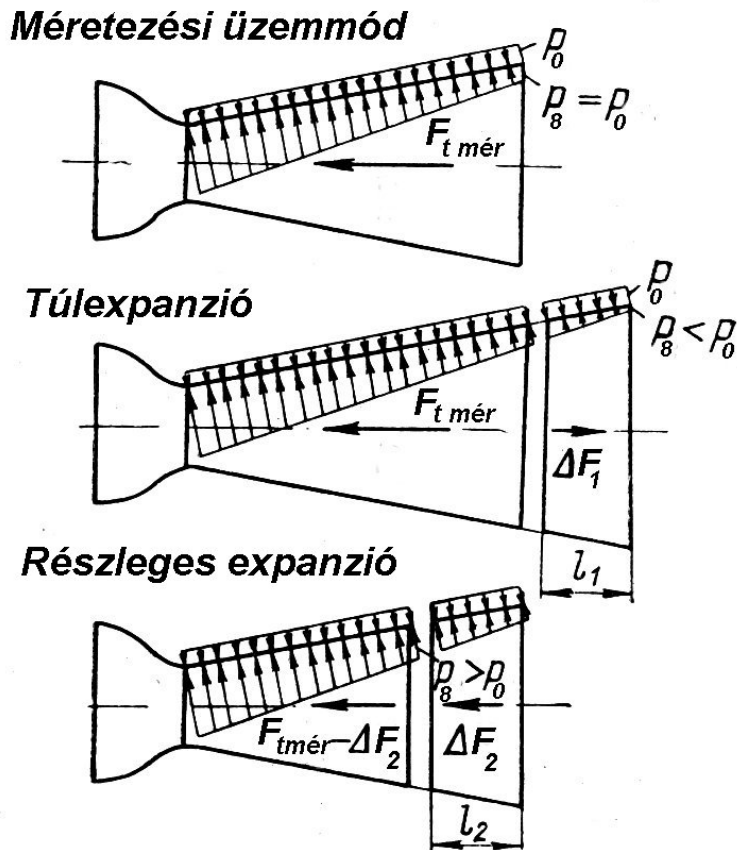
Sugáralakok konfúzor esetén



Laval-cső méretezésitől eltérő üzemmódjai

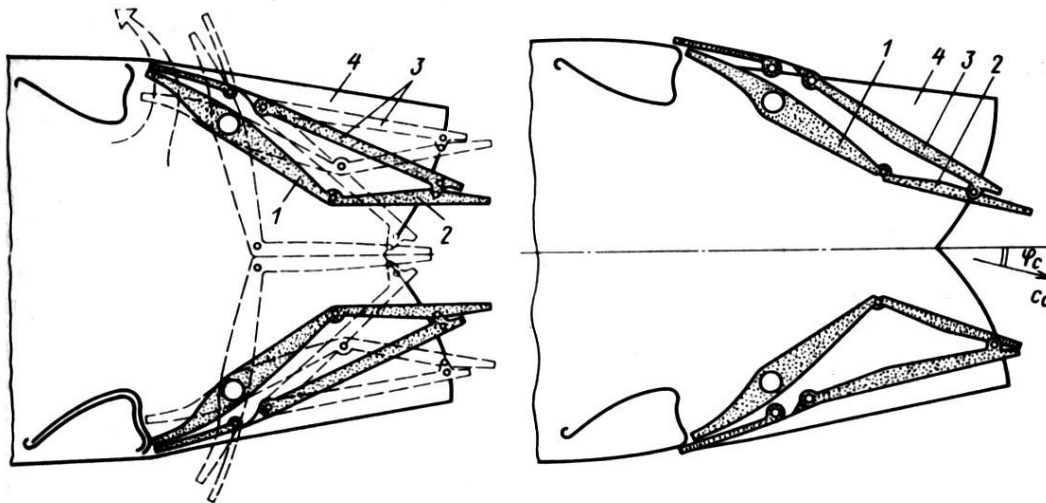


A fúvócső méretezésitől eltérő üzemmódjának hatása a tolóerőre

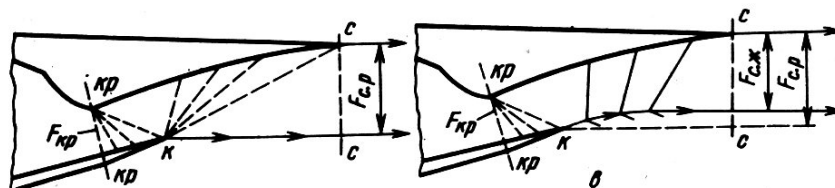
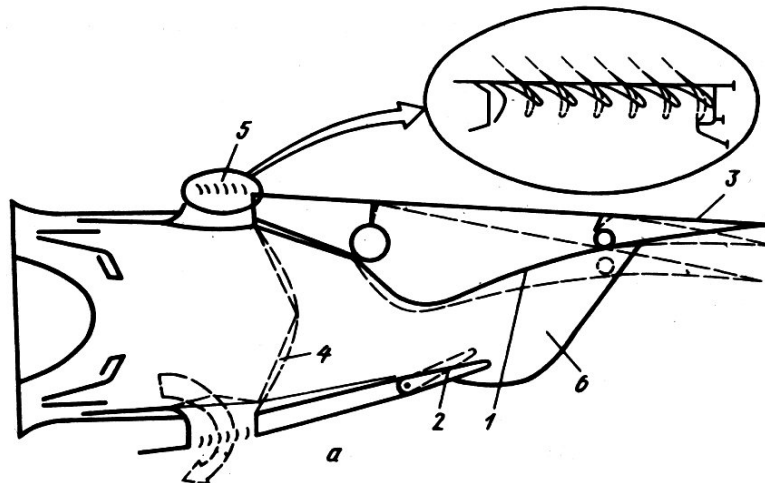


3.2.Fúvócső típusok

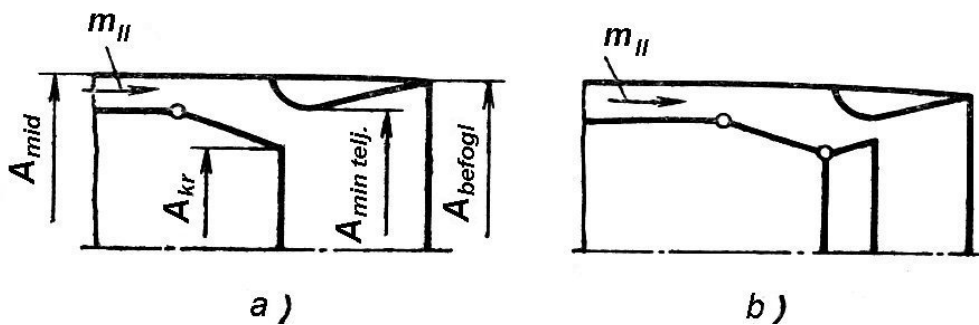
Változtatható geometriájú tolóerő-vektor szabályozás



Fúvócső ferde vágattal, ill. központi testtel



Injektoros fúvócső



4. A hangsebesség átlépésének általános feltétele

Az I főtételeből következően írható

$$di = Tds + \frac{dp}{\rho} \quad \text{ahol} \quad Tds = \delta q + \delta w_{surl}$$

$$di = \delta q + \delta w_{surl} + \frac{dp}{\rho} \quad (4.1)$$

másrészt, mivel

$$i_2^* - i_1^* = q_{12} + w_{t12} \quad (4.2)$$

és

$$i_2^* - i_1^* = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (4.3)$$

$$i_2 - i_1 = q_{12} + w_{t12} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (4.4)$$

differenciálás után kapjuk

$$di = \delta q + \delta w_t - cdc \quad (4.5)$$

az állapotegyenletből

$$\frac{dp}{\rho} = RdT + \frac{d\rho}{\rho} RT \quad (4.6)$$

$$di = c_p dT = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RdT$$

ebből az (4.5) felhasználásával

$$RdT = \frac{\kappa - 1}{\kappa} di = \frac{\kappa - 1}{\kappa} (\delta q + \delta w_t - cdc) \quad (4.7)$$

(4.1) és (4.5) alapján

$$\delta w_{surl} - \delta w_t + \frac{dp}{\rho} + cdc = 0 \quad (4.8)$$

az (4.6) behelyettesítésével

$$\delta w_{surl} - \delta w_t + RdT + \frac{d\rho}{\rho} RT + cdc = 0 \quad (4.9)$$

A kontinuitás egyenletéből

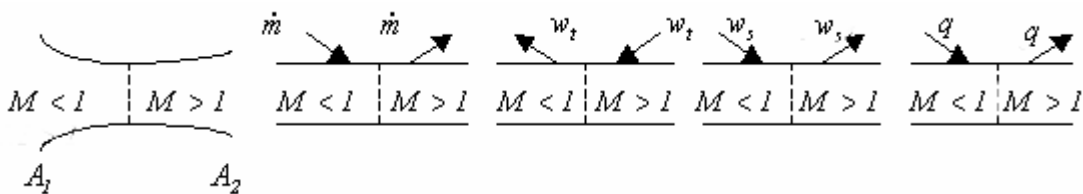
$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{d\dot{m}}{\dot{m}} - \frac{dc}{c} - \frac{dA}{A} \quad (4.10)$$

behelyettesítve (4.9) –be (4.7), (4.10)-et

$$\delta w_{surl} - \delta w_t + \frac{\kappa - 1}{\kappa} (\delta q + \delta w_t - cdc) + \left(\frac{d\dot{m}}{\dot{m}} - \frac{dc}{c} - \frac{dA}{A} \right) RT + cdc = 0 \quad (4.11)$$

melyből rendezés után kapjuk

$$(M^2 - 1) \frac{dc}{c} = \frac{dA}{A} - \frac{d\dot{m}}{\dot{m}} + \frac{1}{a^2} \delta w_t - \frac{\kappa}{a^2} \delta w_s - \frac{\kappa - 1}{a^2} \delta q \quad (4.12)$$



4.1. ábra. A hangsebesség átlépésének lehetősége különböző hatások esetén

5. Gázdinamikai függvények

Alapösszefüggések

$$\lambda = \frac{c}{c_{kr}} \quad c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT^*}$$

$$i^* = i + \frac{c^2}{2} \quad T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}$$

$$\frac{T^*}{T} = 1 + \frac{(\kappa-1)c^2}{2\kappa RT} = 1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2$$

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

$$\frac{T^*}{T} = 1 + \frac{(\kappa-1)c^2}{2\kappa RT} = 1 + \frac{(\kappa-1)c^2}{2\kappa RT} \frac{c_{kr}^2}{c_{kr}^2} = 1 + \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \frac{T^*}{T} \lambda^2$$

melyből a *hőmérséklet gázdinamikai függvény*

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2 \quad (5.1)$$

nyomás

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \tau(\lambda)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.2)$$

sűrűség

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \tau(\lambda)^{\frac{1}{\kappa-1}} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (5.3)$$

relatív tömegáram

$$q(\lambda) = \frac{\bar{m}}{\bar{m}_{max}} = \frac{\rho c}{\rho_{kr} c_{kr}} = \frac{A_{kr}}{A}$$

ahol $\bar{m} = \frac{\dot{m}}{A}$ - fajlagos tömegáram

$$q(\lambda) = \frac{\rho c}{\rho_{kr} c_{kr}} = \lambda \frac{\rho}{\rho_{kr}} = \lambda \frac{\rho}{\rho_{kr}} \frac{\rho^*}{\rho^*} \quad \frac{\rho^*}{\rho_{kr}} = \left(\frac{p^*}{p_{kr}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

$$q(\lambda) = \lambda \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \varepsilon(\lambda) = \lambda \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (5.4)$$

A tömegáram gázdinamikai függvénnyel és torlóponti jellemzőkkel felírva

$$\dot{m} = \rho c A = \frac{\rho_{kr} c_{kr}}{\rho_{kr} c_{kr}} c \rho A = q(\lambda) A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT^*} \frac{\rho_{kr}}{\rho^*} \rho^* = q(\lambda) A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT^*} \left(\frac{p_{kr}}{p^*}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \rho^*$$

$$\dot{m} = q(\lambda) A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT^*} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \frac{p^*}{RT^*} = \frac{\beta A q(\lambda) p^*}{\sqrt{T^*}} \quad (5.5)$$

ahol

$$\beta = \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa+1)R}} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad \kappa=1,4 \rightarrow \beta=0,0404[(\text{kgK/J})^{1/2}], \quad \kappa=1,33 \rightarrow \beta=0,0396[(\text{kgK/J})^{1/2}]$$

Impulzus gázdinamikai függvény

$$\dot{m}c + Ap = \dot{m}c \left(1 + \frac{Ap}{\dot{m}c}\right) = \dot{m}c \left(1 + \frac{p}{\rho c^2}\right)$$

$$\frac{p}{\rho} = RT \frac{T^*}{T} = RT^* \tau(\lambda) = RT^* \frac{2\kappa}{\kappa+1} \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right) \frac{\kappa+1}{2\kappa} = c_{kr}^2 \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right) \frac{\kappa+1}{2\kappa}$$

$$\dot{m}c + Ap = \dot{m}c_{kr} \lambda \left[1 + \frac{1}{\lambda^2} \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right) \frac{\kappa+1}{2\kappa}\right]$$

$$\dot{m}c + Ap = \frac{\kappa+1}{2\kappa} \dot{m}c_{kr} \left(\frac{\lambda^2 + 1}{\lambda}\right)$$

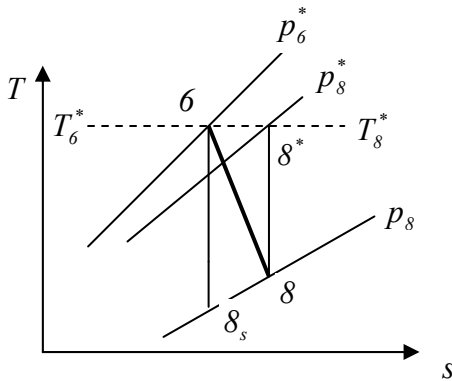
$$z(\lambda) = \frac{\lambda^2 + 1}{\lambda} \quad (5.6)$$

így

$$\dot{m}c + Ap = \frac{\kappa+1}{2\kappa} \dot{m}c_{kr} z(\lambda) \quad (5.7)$$

6. Hatásfokok és tényezők kapcsolata

A torlóponthi nyomásviszony és a sebességtényező kapcsolata



6.1. ábra. Torlóponthi és statikus állapotjelzők adiabatikus folyamatokban.

$$\lambda_8 = \frac{c_8}{c_{8kr}} \quad \lambda_{8s} = \frac{c_{8s}}{c_{8kr}}$$

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_6^*} \quad \lambda_8 = \lambda_{8s} \varphi^F$$

$$\sigma = \frac{p_8^*}{p_6^*} = \frac{p_8}{p_8} \frac{p_8}{p_6} = \left(\frac{T_8^*}{T_8}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left(\frac{T_{8s}}{T_6^*}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (6.1)$$

δ_s – az izentrópikus expanzió végállapota, illetve mivel $T_8^* = T_6^*$

$$\sigma = \left(\frac{T_6^*}{T_8}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left(\frac{T_{8s}}{T_6^*}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \frac{T_{8s}}{T_6^*} = \tau(\lambda_{8s})$$

$$\frac{T_8}{T_8^*} = \tau(\lambda_8)$$

$$\sigma = \frac{p_8^*}{p_6^*} = \left[\frac{\tau(\lambda_{8s})}{\tau(\lambda_8)} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left[\frac{1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{8s}^2}{1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{8s}^2 \varphi^2} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (6.2)$$

Az izentrópiikus hatásfok és a sebességtényező kapcsolata

$$\eta_s^{\text{exp}} = \eta_s^F = \frac{i_6^* - i_8}{i_6^* - i_{8s}} = \frac{c_p (T_6^* - T_8)}{c_p (T_6^* - T_{8s})} = \frac{c_8^2}{c_{8s}^2}$$

$$\eta_s^{\text{exp}} = \eta_s^F = \frac{c_{8s}^2 \varphi^2}{c_{8s}^2} = \varphi^2 \quad (6.3)$$

A mennyiségi tényező, torlóponthi nyomásviszony és a sebességtényező kapcsolata

$$\dot{m} = \rho c A \quad \frac{T_{8s}}{T_8} = \frac{T_{8s}}{T_6^*} \frac{T_8^*}{T_8} = \left(\frac{p_8}{p_6^*} \frac{p_8^*}{p_8} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\dot{m} = \mu \rho_{8s} c_{8s} A \quad \mu = \sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \varphi \quad (6.4)$$

$$\mu = \frac{\rho c}{\rho_{8s} c_{8s}} = \frac{p_8}{p_{8s}} \frac{T_{8s}}{T_8} \frac{c_8}{c_{8s}} = \frac{p_8}{p_{8s}} \frac{T_{8s}}{T_8} \varphi$$

7. A maximális fajlagos tolóerő (utánégetés nélkül)

Teljes expanziót és $\dot{m}_8 = \dot{m}_0$ egyenlőséget feltételezve

$$F_{t \text{ fajl}} = c_8 - v_0 \quad (7.1)$$

Ideális körfolyamat esetén

$$c_8 = \sqrt{2c_p (T_4^* - T_8)} = \sqrt{2c_p \left(\frac{T_3^*}{\pi_T^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - \frac{T_3^*}{\pi_{Körf}^{*\frac{\kappa}{\kappa}}} \right)} \quad (7.2)$$

a kompresszor és turbinamunka egyensúlyából

$$c_p (T_3^* - T_4^*) = c_p (T_2^* - T_1^*), \text{ illetve } T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) = T_1^* \left(\pi_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

melyből

$$\frac{1}{\pi_T^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{T_1^*}{T_3^*} \left(\pi_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

behelyettesítve (7.2) - be

$$F_{t \text{ fajl}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} R T_3^* \left[1 - \frac{T_0}{T_3^*} \pi_v^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(\pi_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) - \frac{1}{\pi_v^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} \pi_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]} - v_0 \quad (7.3)$$

A szélsőérték helyének meghatározása

$$\frac{\partial F_{t\text{ fajl}}}{\partial \left(\pi_K^* \frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} = 0 \quad \rightarrow \quad -\frac{T_o}{T_3^*} \pi_v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{1}{\pi_v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \pi_K^* 2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 0$$

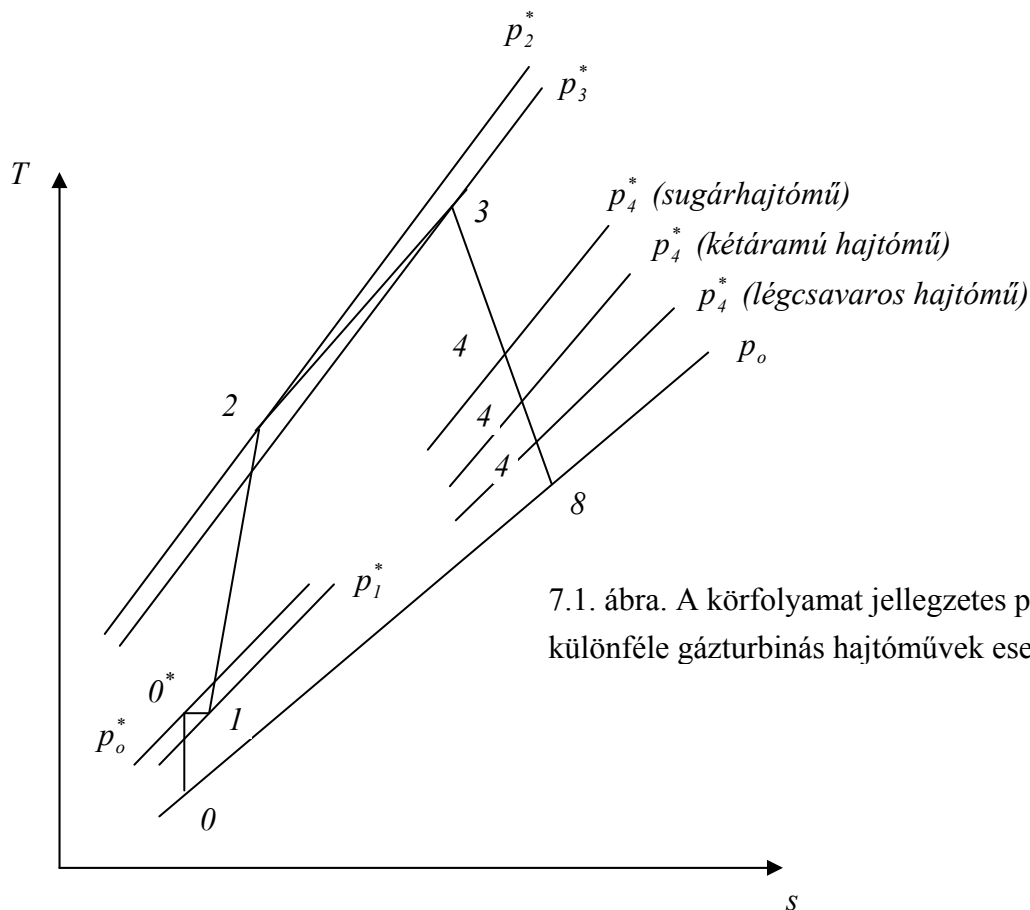
A kompresszor maximális tolóerőhöz tartozó nyomásviszonya

$$\pi_{K F_{max}}^* = \frac{\left(\frac{T_3^*}{T_o} \right)^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}}}{\pi_v} = \left[\frac{\sqrt{\frac{T_3^*}{T_o}}}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_o^2} \right]^{\frac{\kappa}{(\kappa-1)}} \quad (7.4)$$

A maximális tolóerőhöz tartozó körfolyamat nyomásviszony

$$\pi_{körf F_{max}}^* = \left(\frac{T_3^*}{T_o} \right)^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}} \quad (7.5)$$

Ebből következik, hogy a körfolyamatban $T_2^* = T_8$



7.1. ábra. A körfolyamat jellegzetes pontjai különféle gázturbinás hajtóművek esetén.

8. Az égés levegőszükséglete és a munkaközeg jellemzőinek összetételfüggése

8.1. Az égés levegőszükséglete

A sztöchiometriai légviszony elméleti levegőszükségletének meghatározása.

Szénhidrogének égéséhez szükséges oxigén mennyisége



Az oxigén tömegaránya a levegőben

$$g_{O_2} = r_{O_2} \frac{M_{O_2}}{M_{lev}} = 0,21 \frac{32}{29} = 0,232$$

1 kg 85%C-15%H₂ összetételű szénhidrogén tökéletes elégetéséhez szükséges levegő tömege

$$L_o = \frac{\frac{8}{3} g_C + 8 g_{H_2}}{g_{O_2}} = \frac{\frac{8}{3} 0,85 + 8 \cdot 0,15}{0,232} = 14,94 \text{ kg/kg}$$

Kerozin esetében $L_o = 14,72 \text{ kg/kg}$

A légviszony

$$\gamma = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{ta} L_o} = \frac{1}{q_T L_o}$$

8.2 Összetétel, gázállandó, entalpiák, fajhő számítása

Az égéstermék (turbina munkaközeg) összetétele

$$\dot{m}_{kev} = \dot{m}_{lev} + \dot{m}_{\gamma=1}$$

a tüzelőanyag tömegaráma

$$\dot{m}_{ta} = q_T \dot{m}_2$$

$\gamma = 1$ összetételű gázkeverék tömegaráma

$$\dot{m}_{\gamma=1} = \dot{m}_{ta} L_o + \dot{m}_{ta} = \dot{m}_{ta} (1 + L_o) = q_T \dot{m}_2 (1 + L_o)$$

A levegő tömegaráma az égéstermékben

$$\dot{m}_{lev} = \dot{m}_2 - \dot{m}_{ta} L_o = \dot{m}_2 (1 - q_T L_o)$$

Az összetevők tömegaránya

$$g_{lev} = \frac{\dot{m}_{lev}}{\dot{m}_{kev}} = \frac{\dot{m}_2 (1 - q_T L_o)}{\dot{m}_2 (1 + q_T)} = \frac{(1 - q_T L_o)}{(1 + q_T)}; \quad (8.1)$$

$$g_{\gamma=1} = \frac{\dot{m}_{\gamma=1}}{\dot{m}_{kev}} = \frac{\dot{m}_2 q_T (1 + L_o)}{\dot{m}_2 (1 + q_T)} = \frac{q_T (1 + L_o)}{(1 + q_T)}; \quad (8.2)$$

Az entalpiák polinomos megadása esetén (együtthatók a Tervezési segédletben található)

$$i(T, q_T)_g = g_{lev} i_{lev}(T) + g_{\gamma=l} i_{\gamma=l}(T) = \frac{(1 - q_T L_o) i_{lev}(T) + q_T (1 + L_o) i_{\gamma=l}(T)}{(1 + q_T)} \quad (8.3)$$

Gázállandó

$$R_g = g_{lev} R_{lev} + g_{\gamma=l} R_{\gamma=l} = \frac{(1 - q_T L_o) R_{lev} + q_T (1 + L_o) R_{\gamma=l}}{(1 + q_T)} \quad (8.4)$$

Közepes fajhő

$$c_{pg} \Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{i(T_2) - i(T_1)}{T_2 - T_1} \quad (8.5)$$

Az izobar valódi fajhő polinomos megadása esetén

$$c_{plev}(T) = \sum_{j=0}^n a_j \left(\frac{T}{1000} \right)^j \quad (8.6)$$

$$c_{p\gamma=l}(T) = \sum_{j=0}^n b_j \left(\frac{T}{1000} \right)^j \quad (8.7)$$

$$c_{pg} = g_{lev} c_{plev} + g_{\gamma=l} c_{p\gamma=l} = \frac{(1 - q_T L_o) c_{plev} + q_T (1 + L_o) c_{p\gamma=l}}{(1 + q_T)} \quad (8.8)$$

másrészt írható

$$c_{pg} = \frac{c_{plev} + q_T c_{pfelt}}{1 + q_T} \quad (8.9)$$

a két egyenletből

$$c_{pfelt} = c_{p\gamma=l} + L_o (c_{p\gamma=l} - c_{plev})$$

mely polinomos alakban

$$c_{pfelt}(T) = \sum_{j=0}^n c_j \left(\frac{T}{1000} \right)^j \quad (8.10)$$

Ezzel (8.6), (8.8) és (8.9) alapján a keverék fajhője

$$c_{pg} = \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{q_T + 1} \left(\frac{T}{1000} \right)^j \quad (8.11)$$

Az együtthatók n=7 esetén

| | |
|-----------------|-----------------|
| $a_0=1043,797$ | $c_0=614,786$ |
| $a_1=-330,6087$ | $c_1=6787,993$ |
| $a_2=666,7593$ | $c_2=-10128,91$ |
| $a_3=233,4525$ | $c_3=9375,566$ |
| $a_4=-1055,395$ | $c_4=-4010,937$ |
| $a_5=819,7499$ | $c_5=257,6096$ |
| $a_6=-270,54$ | $c_6=310,53$ |
| $a_7=33,60668$ | $c_7=-67,42648$ |

Az elemi entalpiaváltozás

$$di = c_p(T, q_T) dT$$

melyből a (8.11) helyettesítés, majd T_o és T közötti integrálás után kapjuk

$$\Delta i = i(T, T_o, q_T) = \int_{T_o}^T \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{q_T + 1} \left(\frac{T}{1000} \right)^j dT = 1000 \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{(q_T + 1)(j + 1)} \left[\left(\frac{T}{1000} \right)^{j+1} - \left(\frac{T_o}{1000} \right)^{j+1} \right] \quad (8.12)$$

a T_1 és T_2 hőmérséklet tartományban érvényes közepes fajhő

$$c_{p\text{köz}}(T_1, T_2, q_T) = \frac{1000 \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{(q_T + 1)(j + 1)} \left[\left(\frac{T_2}{1000} \right)^{j+1} - \left(\frac{T_1}{1000} \right)^{j+1} \right]}{T_2 - T_1} \quad (8.13)$$

Amennyiben az entalpia, illetve az entalpiaváltozás adott, az (8.12) egyenlet megfelelő módszerrel alkalmazható az ismeretlen T hőmérséklet meghatározására

$$i(T, T_o, q_T) - 1000 \sum_{j=0}^n \frac{a_j + q_T c_j}{q_T (j + 1)} \left[\left(\frac{T}{1000} \right)^{j+1} - \left(\frac{T_o}{1000} \right)^{j+1} \right] = 0 \quad (8.14)$$

Az első főtételből következik

$$v dp = di = c_p dT$$

$$pv = RT \quad v = \frac{RT}{p}$$

az izentrópikus állapotváltozás egyenlete

$$R \frac{dp}{p} = c_p \frac{dT}{T} \quad \frac{dp}{p} = \frac{c_p(T, q_T) dT}{R(q_T) T}$$

ebből integrálással (q_T =állandó mellett)

$$R \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{a_o + q_T c_o}{q_T} \ln \frac{T_2}{T_1} + \sum_{j=1}^n \frac{a_j + q_T c_j}{q_T j} \left[\left(\frac{T_2}{1000} \right)^j - \left(\frac{T_1}{1000} \right)^j \right] = z(T_1, T_2, q_T) \quad (8.15)$$

melyből

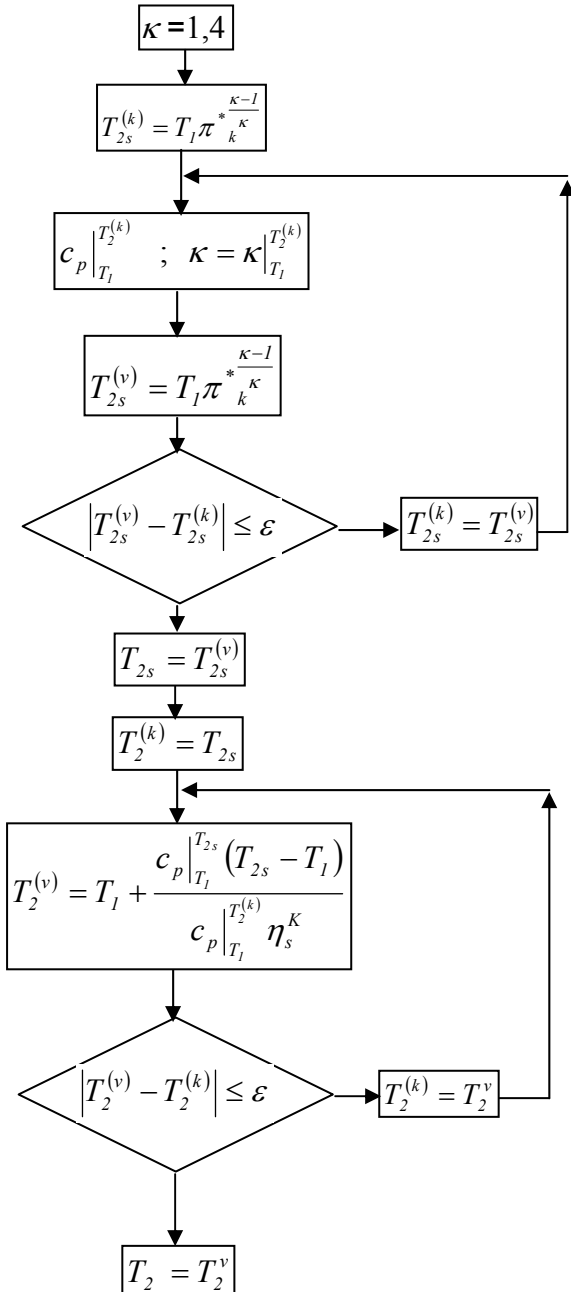
$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = e^{\frac{z}{R}} \quad (8.16)$$

A nyomásviszony ismeretében a T_2 hőmérséklet az alábbi egyenletből határozható meg

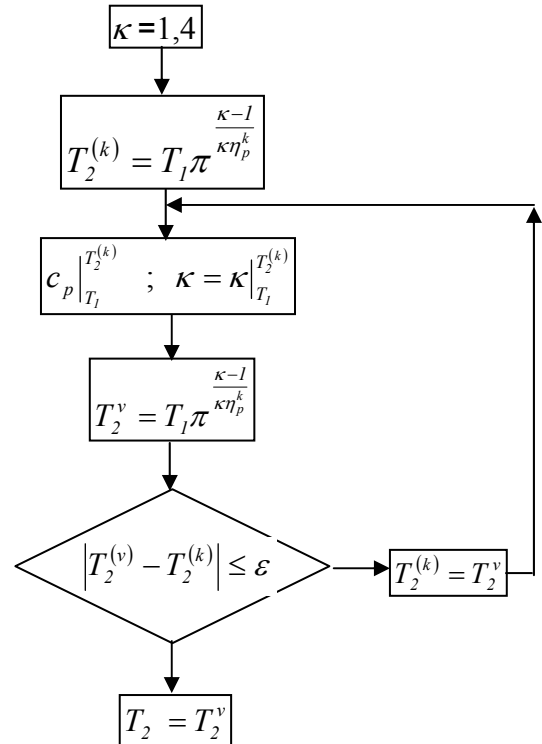
$$R \ln \frac{p_2}{p_1} - \left\{ \frac{a_o + q_T c_o}{q_T} \ln \frac{T_2}{T_1} + \sum_{j=1}^n \frac{a_j + q_T c_j}{q_T j} \left[\left(\frac{T_2}{1000} \right)^j - \left(\frac{T_1}{1000} \right)^j \right] \right\} = 0 \quad (8.17)$$

8.3. Paraméterek meghatározása hőmérsékletfüggő fizikai jellemzők segítségével

Kompresszió véghőmérsékletének meghatározása, ha izentrópikus hatásfok adott



Kompresszió véghőmérsékletének meghatározása, ha politrópikus hatásfok adott



9. Hűtőlevegő igény

- Tárcsahűtés és tárcsakoszorú tömítés (radiális levegőáramlás a tárcsa mindkét oldalfelületén) nagynyomású turbina kb. 0,5%, kisnyomású turbina 0,25% kevésbé fejlett technológia szerinti tömítőrendszer esetén 0,5%.
- Csapágyház tömítés a kenőolaj kijutásának megakadályozására 0,02% csapágyházként.
- Nagynyomású és kisnyomású levegőáramok közötti átáramlás 2%
- Kiegyenlítő dugattyú működtetésére (hajtómű specifikus)
- Hajtómű segédberendezések hűtése (hajtómű specifikus)
- Kompresszor szabályzáskor kiáramló levegő 5% pompázsgátló szelepenként,
- Technológiai célú levegő elvétel ipari turbináknál < 1%, repülőgép hajtóműveknél kb. 0,01% utasonként (két elvételi pont kis- és nagymagasságokra)
- Hajó gázturbináknál az igény 10% is lehet.

Turbina hűtés

A hűtésre elvett levegőmennyiség általában a következőktől függ:

- a megkívánt élettartam
- technológiai színvonal (anyag és hűtés)
- égéster utáni hőmérsékletmező egyenletlensége
- a hűtőlevegő hőmérséklete
- korróziót okozó környezet (tüzelőanyag és a levegő sótartalma)
- reakciófok
- húzófeszültség a forgólapátokban
- lapát szerkezeti kialakítása (bandázsos vagy bandázs nélküli).

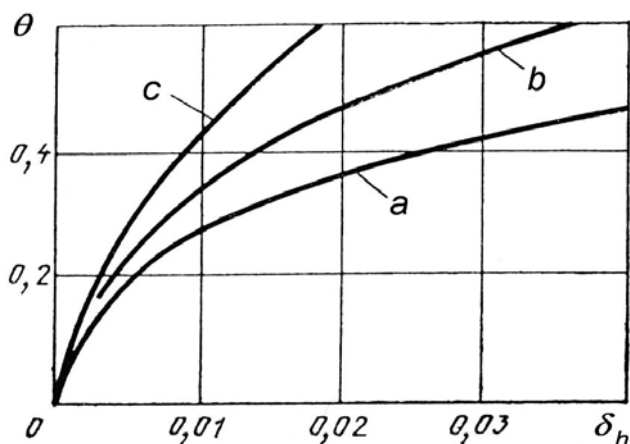
Hűtés-intenzitási tényező

$$\theta = \frac{T_3^* - T_L}{T_3^* - T_{h,l}^*}$$

Korszerű turbináknál $\theta = 0,3 \div 0,45$

$T_3^* < 1350 \div 1400 \text{ K} \rightarrow$ nincs forgólapát hűtés $\rightarrow \delta_h \leq 0,04$

Hűtött lapátok esetén



9.1. ábra. A hűtés-intenzitási tényező változása a hűtőlevegő mennyiség függvényében.
a – konvektív; b – konvektív-film; c – szivárgatós hűtési módok

Ha $T_{h,l} = 600 \div 800 \text{ K}$ és $T_L = 1200 \div 1300 \text{ K}$ a javasolt δ_h értékek

$T_3^* = 1500 \text{ K} \rightarrow \delta_h = 0,05 \div 0,07$

$T_3^* = 1600 \text{ K} \rightarrow \delta_h = 0,08 \div 0,1$

$T_3^* = 1700 \text{ K} \rightarrow \delta_h = 0,12 \div 0,14$

Tipikus hűtőlevegő megoszlás (δ_h)

egy 1500 K belépő-hőmérsékletű

turbinafokozat esetén

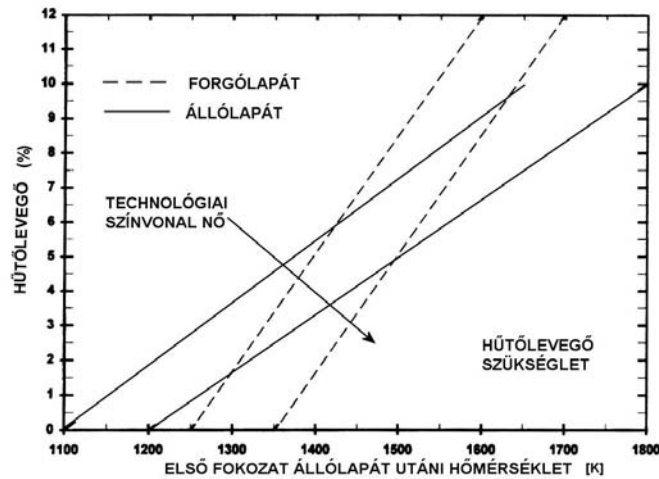
körgyűrű felület falak 0,016

állólapátok 0,025

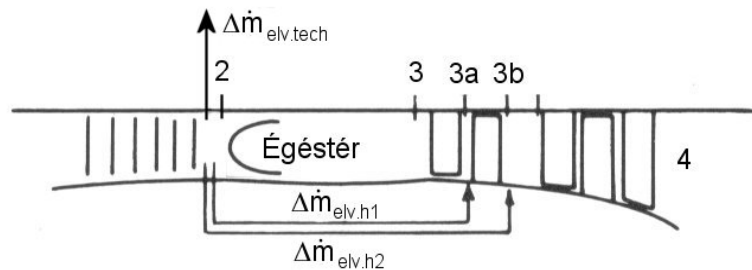
forgólapátok 0,019

tárcsa 0,005

összesen 0,065

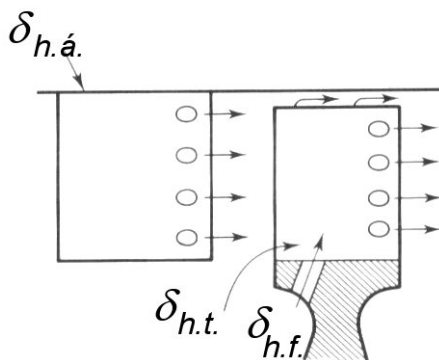


9.2. ábra. Turbinafokozat hűtőlevegő szükséglet az állólapát utáni torlóponti hőmérséklet függvényében



9.3. Levegőelvételek

A kompresszor után 1% levegőelvétel hűtési célra 1,5÷2,0 % tolóerő csökkenést és 0,5÷1,0 % gazdaságosság csökkenést eredményez.



9.4. ábra. A hűtőlevegő megoszlása a fokozatban

A hűtött turbinákban nagyobbak a gázdinamikai veszteségek is (még a hűtött lapátok vastagsága, a profil és másodlagos veszteségek nagyobbak, megjelenik a hűtőlevegő kilépővesztése gázáramba, valamint a hűtőlevegő tömítetlenségéből adódó veszteség).

A statisztikai adatok azt mutatják, hogy a hűtött turbina hatásfoka a hasonló nem hűtött turbinához képest 2÷4 százalékkal kisebb. Az eltérés annál nagyobb, minél nagyobb a δ_h értéke.

Amennyiben a hűtőlevegő nem végez munkát a turbina lapátozásán

- a lapát szívott oldali hűtésére fordított 1%

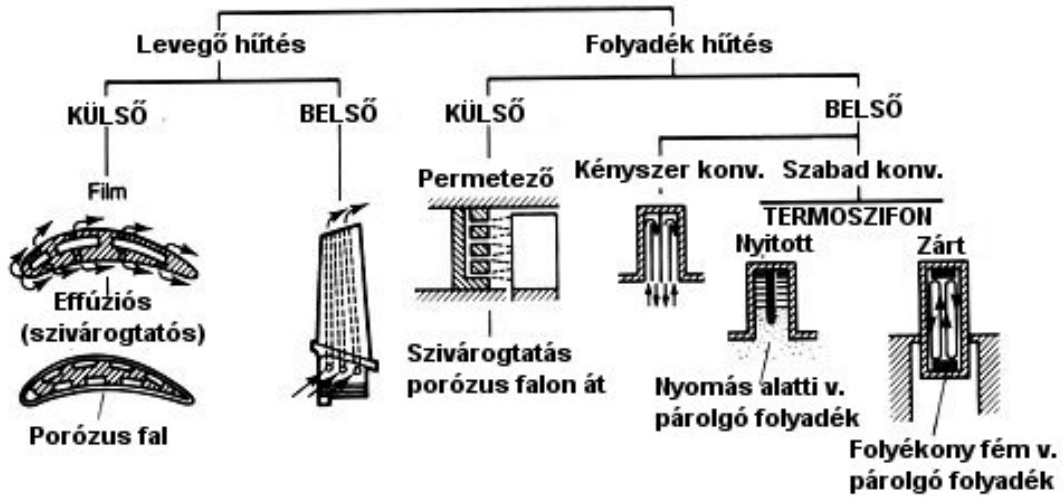
hűtőlevegő 1,5 % A forgórész burkolat hűtésre fordított 1% hűtőlevegő 0,5%

- kilépőél hűtésre fordított 1% hűtőlevegő 0,5%
- belépőél hűtésre fordított 1% hűtőlevegő 0,25%

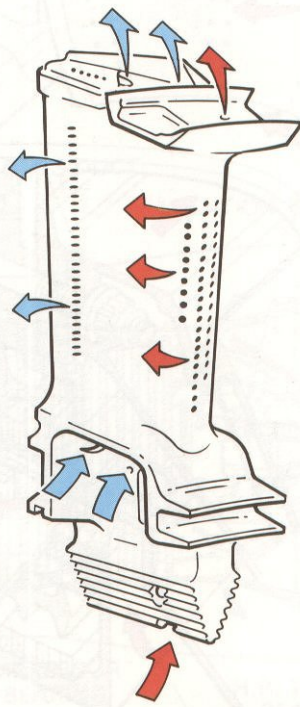
hatásfok csökkenést eredményez.

Állólapátok esetén a hatásfokcsökkenés kb. fele az előbbieknél.

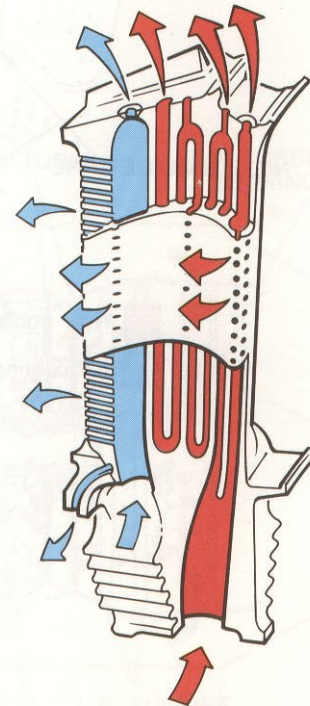
TURBINA LAPÁTHŰTÉSEK



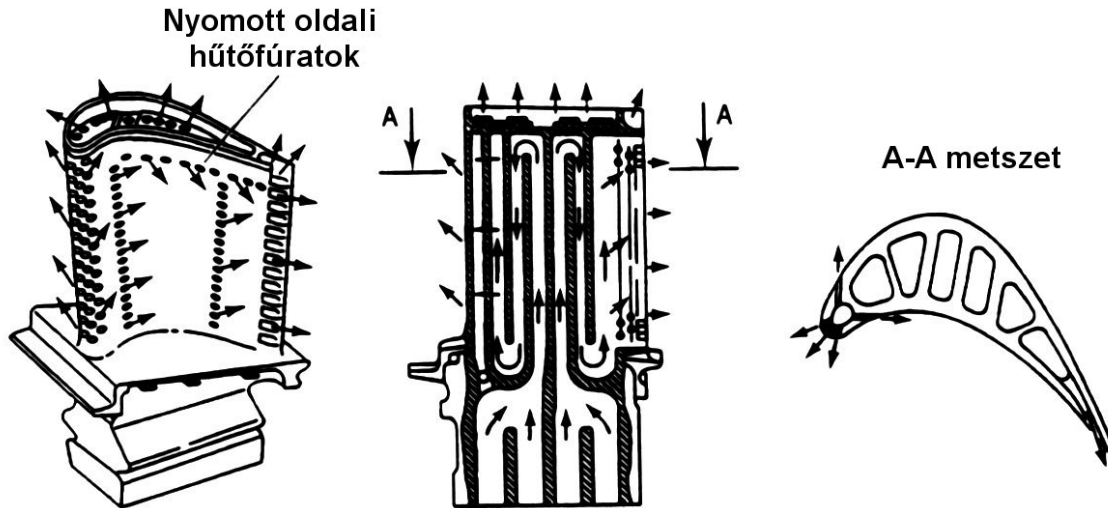
Egyirányú belső hűtés
(1960-as évek)



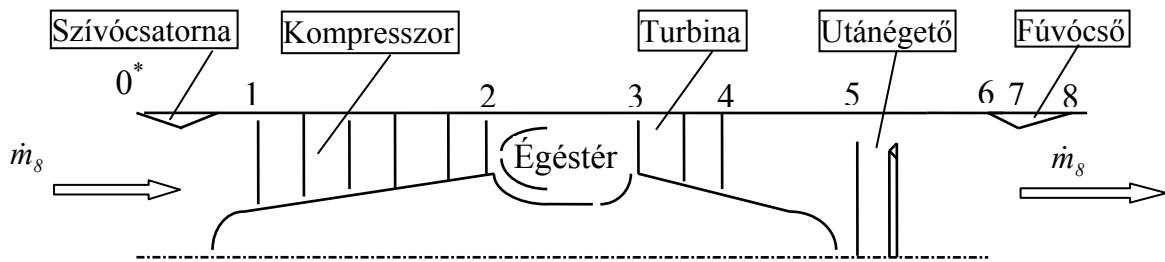
Egyirányú, több betáplálású
belső- és filmhűtés
(1970-es évek)



Többirányú,
több betáplálású
belsőhűtés és kiterjedt
filmhűtés



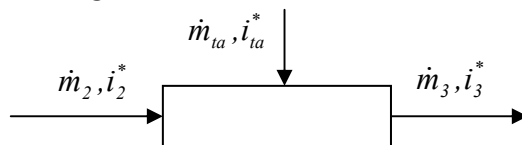
10. Egyáramú sugárhajtómű



10.1. ábra. Egyáramú sugárhajtómű elrendezés

A paraméterek értékének meghatározása a hajtómű egyes keresztmetszeteiben a *Tervezési segédletben* leírtak szerint történik

Az égéstér energiamérlege



$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{ta} = \dot{m}_{3lev} + \dot{m}_{3\gamma=1}$$

$$\dot{m}_{3lev} = \dot{m}_2 - \dot{m}_{ta} L_0 = \dot{m}_2 (1 - q_T L_0)$$

$$\dot{m}_{3\gamma=1} = \dot{m}_{ta} + \dot{m}_{ta} L_0 = \dot{m}_{ta} (1 + L_0)$$

$$\dot{m}_2 i_{2lev}^* + \dot{m}_{ta} i_{ta}^* + \dot{m}_{ta} H_a \eta_e = \dot{m}_{3lev} i_{3lev}^* + \dot{m}_{3\gamma=1} i_{3\gamma=1}^* = \dot{m}_2 (1 - q_T L_0) i_{3lev}^* + \dot{m}_{ta} (1 + L_0) i_{3\gamma=1}^* \quad (10.1)$$

$$q_T = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_2} = \frac{i_{lev}(T_3^*) - i_{lev}(T_2^*)}{H_a \eta_e - (1 + L_0) i_{\gamma=1}(T_3^*) + L_0 i_{lev}(T_3^*)} \quad (10.2)$$

vagy
$$q_T = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_2} = \frac{c_{p\text{lev}T_0} / T_3^* T_3^* - c_{p\text{lev}T_0} / T_2^* T_2^*}{H_a \eta_\epsilon - (1 + L_0) c_{p\gamma=1T_0} / T_3^* T_3^* + L_0 c_{p\text{lev}T_0} / T_3^* T_3^*} \quad (10.3)$$

A forgórész energiámérlege

$$P_T \eta_m (1 - \zeta) = P_K \quad (10.4)$$

$$\dot{m}_3 (i_3^* - i_4^*) \eta_m (1 - \zeta) = \dot{m}_0 (i_2^* - i_1^*)$$

ahol $i_3^* = i_g(T_3^*, q_T)$ $i_4^* = i_g(T_4^*, q_T)$ $i_2^* = i_{\text{lev}}(T_2^*)$ $i_1^* = i_{\text{lev}}(T_1^*)$
 $\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{ta}$ $\dot{m}_2 = \dot{m}_0 - \Delta \dot{m}_{\text{elv}}$

$\Delta \dot{m}_{\text{elv}} = \delta_{\text{elv}} \dot{m}_0$ - a kompresszorból hűtésre és technológiai célokra elvett levegő tömegáram.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_0 (1 - \delta_{\text{elv}}) \quad (10.5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 (1 + q_T) = \dot{m}_0 (1 - \delta_{\text{elv}}) (1 + q_T) \quad (10.6)$$

$$i_g(T_4^*, q_t) = i_g(T_3^*, q_T) - \frac{i_{\text{lev}}(T_2^*) - i_{\text{lev}}(T_1^*)}{(1 + q_T) (1 - \delta) \eta_m (1 - \zeta)} \quad (10.7)$$

$$T_4^* = T_3^* - \frac{c_{p\text{lev}T_1^*} / T_2^* (T_2^* - T_1^*)}{(1 + q_T) (1 - \delta) c_{p\gamma T_3^*} / T_4^* \eta_m (1 - \zeta)} \quad (10.8)$$

A hajtómű kimenő jellemzői

A tolóerő

$$F_t = \dot{m}_8 c_8 - \dot{m}_0 v_0 + A_8 (p_8 - p_0)$$

ahol

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_3 + \Delta \dot{m}_h$$

Amennyiben $\frac{\Delta \dot{m}_h}{\dot{m}_3} = \delta_h$ a gázáramba a hűtőrendszerből visszakeveredett levegő tömegáram

$$\Delta \dot{m}_h = \delta_h \dot{m}_3.$$

$$\delta_{\text{elv}} = \delta_{\text{elv},h} + \delta_{\text{elv},\text{tech}}; \quad \text{itt} \quad \delta_{\text{elv},h} = \frac{\Delta \dot{m}_h}{\dot{m}_0}, \quad \delta_{\text{elv},\text{tech}} = \frac{\Delta \dot{m}_{\text{elv},\text{tech}}}{\dot{m}_0}.$$

így

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_3 (1 + \delta_h)$$

a (10.6) kifejezés felhasználásával

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_0 (1 - \delta_{\text{elv}}) (1 + q_T) (1 + \delta_h) \quad (10.9)$$

Mivel $\delta_h = \frac{\Delta \dot{m}_h}{\dot{m}_3}$ és $\delta_{\text{elv},h} = \frac{\Delta \dot{m}_h}{\dot{m}_0} \Rightarrow \dot{m}_3 \delta_h = \dot{m}_0 \delta_{\text{elv},h}$

illetve

$$\delta_h = \frac{\delta_{\text{elv},h}}{(1 - \delta_{\text{elv}}) (1 + q_T)}$$

vagy

$$\delta_{elv,h} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_0} \delta_h = (1 - \delta_{elv} - \delta_{elv,tech})(1 + q_T) \delta_h$$

melyből

$$\delta_{elv,h} = \frac{(1 - \delta_{elv,tech})(1 + q_T) \delta_h}{(1 + q_T) \delta_h + 1}$$

$$F_t = \dot{m}_0 [(1 - \delta_{elv})(1 + q_T) + \delta_{elv,h}] c_8 - \dot{m}_0 v_0 + A_8 (p_8 - p_0) \quad (10.10)$$

$$F_t = \dot{m}_0 (1 - \delta_{elv})(1 + \delta_h)(1 + q_T) c_8 - \dot{m}_0 v_0 + A_8 (p_8 - p_0)$$

A fajlagos tolóerő

$$F_{t,fajl} = [(1 - \delta_{elv})(1 + q_T) + \delta_{elv,h}] c_8 - v_0 + \frac{[(1 - \delta_{elv})(1 + q_T) + \delta_{elv,h}]}{\rho_8 c_8} (p_8 - p_0) \quad (10.11)$$

$$F_{t,fajl} = (1 - \delta_{elv})(1 + \delta_h)(1 + q_T) c_8 - v_0 + \frac{(1 - \delta_{elv})(1 + \delta_h)(1 + q_T)}{\rho_8 c_8} (p_8 - p_0)$$

ahol $\rho_8 = \frac{p_8}{RT_8}$ és $T_8 = T_6^* \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$

Itt κ - a füstgáz közepes adiabatikus kitevője a $T_6^* \div T_8$ hőmérsékletek között

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

$$b_{fajl} = \frac{\dot{m}_{ta}}{F_t} = \frac{\dot{m}_{ta} \dot{m}_2}{\dot{m}_2 F_t \dot{m}_0} = \frac{q_T}{F_{t,fajl}} (1 - \delta_{elv}) \quad (10.12)$$

10.1. Egyáramú sugárhajtómű utánégetéssel

A 10.3. ábra szemlélteti a hasznos munka (tolóerő) növekedését.

Az alap (utánégetés nélküli) körfolyamatba és az utánégetős részbe berajzolt elemi Carnot körfolyamatok termikus hatásfokának összehasonlítása azt mutatja, hogy az utánégető alkalmazásával a termikus hatásfok csökken.

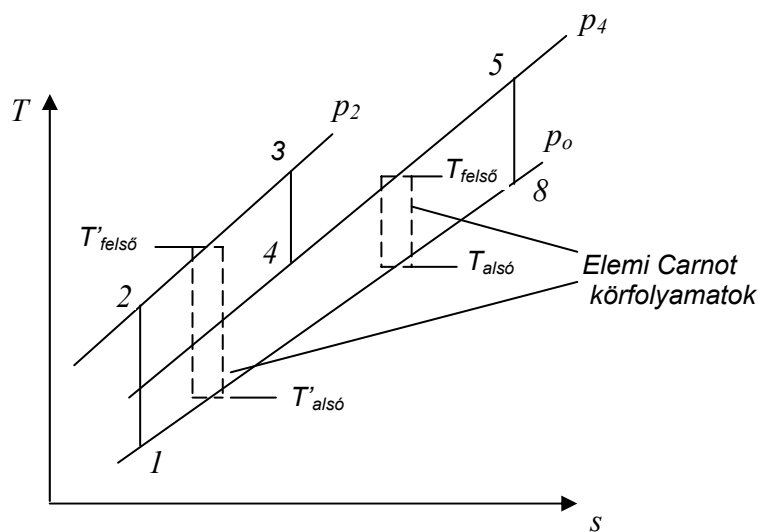
$$\eta_{ic} = 1 - \frac{T'_{alsó}}{T'_{felső}} \quad \eta'_{ic} = 1 - \frac{T'_{alsó}}{T'_{felső}}$$

$$\eta_{ic} > \eta'_{ic}$$

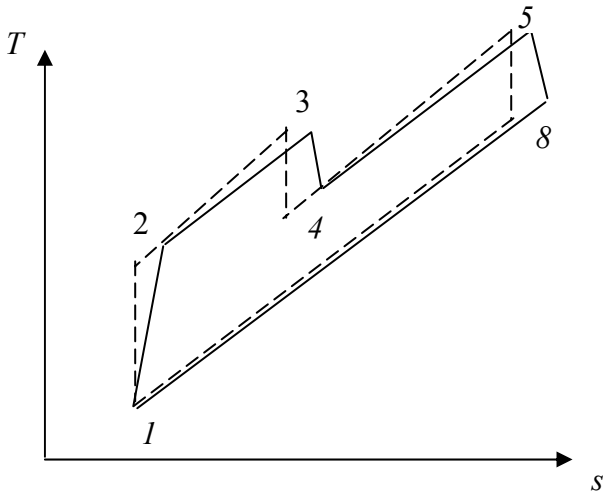
Az utánégető bekapcsolása miatt nem változhat a turbina nyomásviszonya.

$$T_6^* = T_{ut}^* \quad p_6^* = p_4^* \sigma_{ut}$$

(szabályozási feltétel)



10.3. ábra . Ideális T-s diagram



10.4. ábra. Valóságos T-s diagram

Az utánégető energetikai egyenlete

$$\dot{m}_4 c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_4^*} T_4^* + \dot{m}_{tu} H_a \eta_{ut} = (\dot{m}_4 + \dot{m}_{tu}) c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_{ut}^*} T_{ut}^* \quad (10.12)$$

$$q_{Tu} = \frac{\dot{m}_{tu}}{\dot{m}_o (1 - \delta_{elv}) (1 + \delta_h)}$$

$$\frac{\dot{m}_{tu}}{\dot{m}_4} = \frac{\dot{m}_{tu}}{\dot{m}_o (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T) (1 + \delta_h)} = \frac{q_{Tu}}{1 + q_T}$$

$$(1 + q_T) c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_4^*} T_4^* + q_{Tu} H_a \eta_{ut} = (1 + q_T + q_{Tu}) c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_{ut}^*} T_{ut}^*$$

$$q_{Tu} = \frac{(1 + q_T) \left(c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_{ut}^*} T_{ut}^* - c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_4^*} T_4^* \right)}{H_a \eta_{ut} - c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_{ut}^*} T_{ut}^*} \quad (10.13)$$

vagy

$$q_{Tu} = \frac{(1 + q_T) (i_g(T_{ut}^*, q_T + q_{Tu}) - i_g(T_4^*, q_T))}{H_a \eta_{ut} - i_g(T_{ut}^*, q_T + q_{Tu})} \quad (10.14)$$

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

$$b_F = \frac{\dot{m}_{ta} + \dot{m}_{tu}}{F_t} 10^6 = \frac{q_T \dot{m}_2 + q_{tu} \dot{m}_2 (1 + \delta_h)}{F_t} 10^6 = \frac{\dot{m}_2 [q_T + q_{Tu} (1 + \delta_h)]}{F_t} 10^6 \left[\frac{mg}{Ns} \right]$$

$$b_F = \frac{q_T + q_{Tu} (1 + \delta_h)}{F_{t\ fajl}} (1 - \delta_{elv}) 10^6 \left[\frac{mg}{Ns} \right] \quad (10.15)$$

A tolóerő

$$F_t = \dot{m}_8 c_8 - \dot{m}_0 v_0 + A_8 (p_8 - p_0) \quad (10.16)$$

A keresztmetszetek meghatározása

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{tu} = \dot{m}_o (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T) (1 + \delta_h) \left(1 + \frac{q_{Tu}}{1 + q_T} \right)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{tu} = \dot{m}_o (1 - \delta_{elv}) (1 + \delta_h) (1 + q_T + q_{Tu})$$

Torok keresztmetszet

$$A_7 = \frac{\dot{m}_8}{\rho_{7kr} c_{7kr}} \quad (10.17)$$

Kilépő keresztmetszet

$$A_8 = \frac{\dot{m}_8}{\rho_8 c_8} \quad (10.18)$$

A sebességeket a (4.1) és (4.5) összefüggések értelemszerű felhasználásával határozhatjuk meg. A fűvócső méretezése alap üzemmódra történik, de meghatározandó az utánégetéshez szükséges keresztmetszet is.

Ehhez az utánégető hőmérséklet ismeretében a (10.13) vagy (10.14), valamint (10.15)-(10.20) képletekbe történő behelyettesítésre van szükség.

Amennyiben az utánégetős üzemmód tolóereje adott, az utánégető hőmérsékletét a (10.20)-(10.22) egyenletrendszerből számíthatjuk.

$$F_{t\text{ fajl}} = \frac{F_t}{\dot{m}_0} \quad (10.19)$$

$$F_{t\text{ fajl}} = (1 - \delta_{elv})(1 + \delta_h)(1 + q_T + q_{Tu})c_8 - v_0 + \frac{(1 - \delta_{elv})(1 + \delta_h)(1 + q_T + q_{Tu})}{\rho_8 c_8} (p_8 - p_0) \quad (10.20)$$

$$q_{Tu} = \frac{(1 + q_T) \left(c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_{ut}^*} T_{ut}^* - c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_4^*} T_4^* \right)}{H_a \eta_{ut} - c_{pg} \Big|_{T_o}^{T_{ut}^*} T_{ut}^*} \quad (10.21)$$

$$c_8 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_{ut}^* \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (10.22)$$

10.2. A maximális fajlagos tolóerő (Utánégetős sugárhajtómű)

Az ideális hajtómű fajlagos tolóereje teljes expanzióánál

$$F_{t\text{ fajl}} = c_8 - v_0 \quad (10.23)$$

$$c_8 = \sqrt{2c_p(T_5^* - T_8)} = \sqrt{2c_p T_5^* \left(1 - \frac{1}{\pi_F^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right)} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_5^* \left(1 - \frac{\pi_T^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}{\pi_v^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \pi_K^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right)} \quad (10.24)$$

$$c_p(T_3^* - T_4^*) = c_p(T_2^* - T_1^*) \quad T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right) = T_1^* \left(\pi_k^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)$$

$$\frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} = 1 - \frac{T_1^*}{T_3^*} \left(\pi_k^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (10.25)$$

a (10.22),(10.23) összefüggéseket behelyettesítve (10.21)-be

$$F_{t\text{ fajl}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_5^*} \left\{ 1 - \frac{1}{\left[1 - \frac{T_o}{T_3^*} \pi_v^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \left(\pi_k^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \right] \pi_v^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \pi_k^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right\} - v_0 \quad (10.26)$$

A maximális tolóerőhöz tartozó kompresszor nyomásviszony a (10.24) egyenlet deriváltjából

$$\frac{\partial F_{t\text{ fajl}}}{\partial \left(\pi_K^* \frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} = 0$$

legyen

$$x = \pi_K^* \frac{\kappa-1}{\kappa}$$

Az $F_{t\text{ fajl}}$ szélsőérték helye az

$$y = \pi_V^* \frac{\kappa-1}{\kappa} x - \frac{T_o}{T_3^*} \pi_V^* \frac{2(\kappa-1)}{\kappa} x^2 + \frac{T_o}{T_3^*} \pi_V^* \frac{2(\kappa-1)}{\kappa} x$$

kifejezés szélsőérték helyénél van

$$\frac{\partial y}{\partial x} = \pi_V^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 2 \frac{T_o}{T_3^*} \pi_V^* \frac{2(\kappa-1)}{\kappa} x + \frac{T_o}{T_3^*} \pi_V^* \frac{2(\kappa-1)}{\kappa} = 0$$

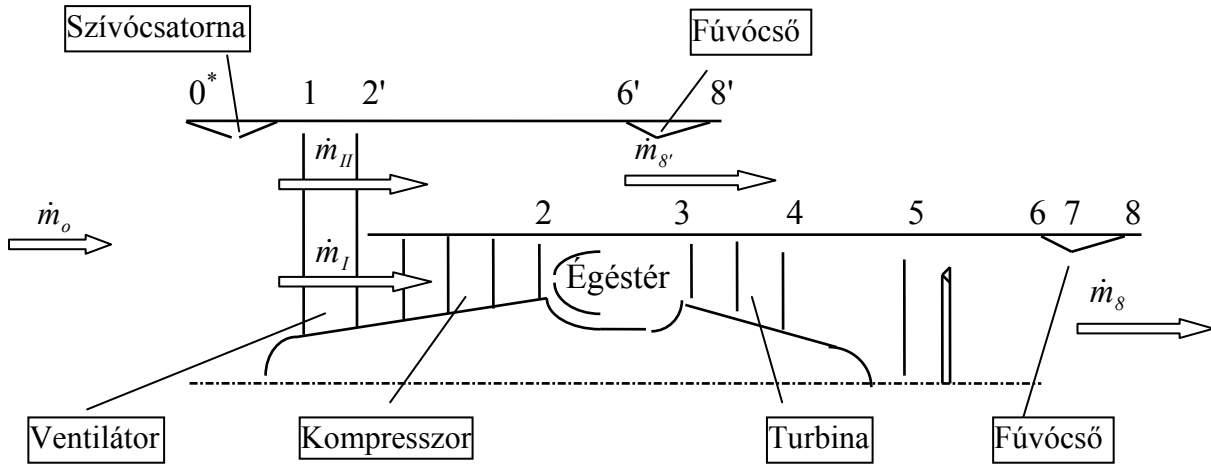
melyből

$$x_{y\text{max}} = \frac{\frac{T_3^*}{T_o} + \pi_V^* \frac{\kappa-1}{\kappa}}{2 \pi_V^* \frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

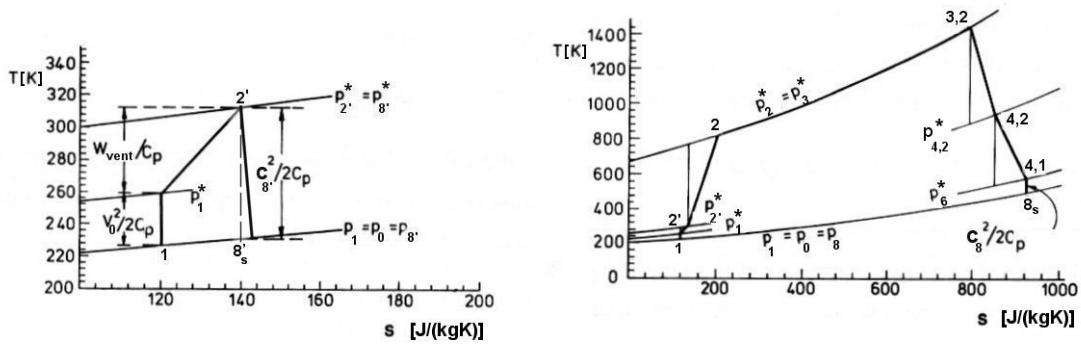
a legnagyobb tolóerőhöz tartozó kompresszor nyomásviszony

$$\pi_{K F_{\text{max}}}^* = \left(\frac{\frac{T_3^*}{T_o} + \pi_V^* \frac{\kappa-1}{\kappa}}{2 \pi_V^* \frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (10.27)$$

11. Kétáramú hajtómű szétválasztott áramokkal



11.1. ábra. Kétáramú hajtómű szétválasztott áramokkal



11.2. ábra. A hajtómű T-s diagramja

Kétáramúsági fok: $\alpha = \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I}$

Tömegáramok: $\dot{m}_o = \dot{m}_I + \dot{m}_{II}$ $\dot{m}_I = \frac{\dot{m}_o}{1 + \alpha}$ $\dot{m}_{II} = \frac{\alpha}{1 + \alpha} \dot{m}_o$

$\dot{m}_2 = \dot{m}_I (1 - \delta_{elv})$ $\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_o}{1 + \alpha} (1 - \delta_{elv})$

$\dot{m}_3 = \dot{m}_I (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T) = \frac{\dot{m}_o}{1 + \alpha} (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T)$

$\dot{m}_8 = \dot{m}_3 (1 + \delta_h) = \frac{\dot{m}_o}{1 + \alpha} (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T) (1 + \delta_h)$ $\dot{m}_{8'} = \dot{m}_{II} = \frac{\alpha}{1 + \alpha} \dot{m}_o$

$\delta_{elv} = \frac{\Delta \dot{m}_{elv}}{\dot{m}_I}$ $\delta_h = \frac{\Delta \dot{m}_h}{\dot{m}_3}$

$q_T = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_2} = \frac{\dot{m}_{ta}}{\dot{m}_o} (1 - \delta_{elv}) (1 + \alpha)$

Az égéstér jellemzőinek számítása a (10.2) vagy (10.3) egyenlet alapján történik

Turbina

A forgórész energiamérlege

$$P_T \eta_m (1 - \zeta) = P_V + P_K \quad (11.1)$$

$$\dot{m}_3 (i_3^* - i_4^*) \eta_m (1 - \zeta) = \dot{m}_0 (i_2^* - i_1^*) + \frac{\dot{m}_0}{1 + \alpha} (i_2^* - i_2'^*)$$

$$\text{ahol } i_3^* = i(T_3^*, q_T) \quad i_4^* = i(T_4^*, q_T) \quad i_2'^* = i_{lev}(T_2'^*) \quad i_2^* = i_{lev}(T_2^*) \quad i_1^* = i(T_1^*)_{lev}$$

A forgórész energiamérlegéből a turbina utáni hőmérséklet

$$i_g(T_4^*, q_T) = i_g(T_3^*, q_T) - \frac{(1 + \alpha)[i_{lev}(T_2'^*) - i_{lev}(T_1^*)] + i_{lev}(T_2^*) - i_{lev}(T_2'^*)}{(1 + q_T)(1 - \delta)\eta_m(1 - \zeta)} \quad (11.2)$$

vagy

$$T_4^* = T_3^* - \frac{(1 + \alpha)c_{p_{lev}T_1^*} / T_2^* (T_2'^* - T_1^*) + c_{p_{lev}T_2^*} / T_2^* (T_2^* - T_2'^*)}{(1 + q_T)(1 - \delta)c_{p_{gT_3^*}} / T_4^* \eta_m(1 - \zeta)} \quad (11.3)$$

A nyomás meghatározását a *Tervezési segédlet* alapján végezhetjük.

Fúvócső előtti jellemzők

$$T_6^* = T_4^* \quad p_6^* = p_4^* \sigma_D$$

A fúvócső jellemzőinek számítása megegyezik az egyáramú sugárhajtóműével (*Tervezési segédlet*).

A hajtómű kimenő jellemzői

A hajtómű tolóereje

$$F_t = \dot{m}_0 \left[\frac{1 - \delta}{1 + \alpha} (1 + q_T)(1 + \delta_h) c_8 + \frac{\alpha}{1 + \alpha} c_{8'} - v_0 \right] + A_8 (p_8 - p_0) + A_{8'} (p_{8'} - p_0) \quad (11.4)$$

A fajlagos tolóerő.

$$F_{t,fajl} = \frac{1 - \delta}{1 + \alpha} (1 + q_T)(1 + \delta_h) c_8 + \frac{\alpha}{1 + \alpha} c_{8'} - v_0 + \frac{1 - \delta}{1 + \alpha} \frac{(1 + q_T)(1 + \delta_h)}{\rho_8 c_8} (p_8 - p_0) + \frac{\alpha}{\rho_{8'} c_{8'}} (p_{8'} - p_0) \quad (11.4)$$

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

$$b_{fajl} = \frac{\dot{m}_{ta}}{F_t} = \frac{\dot{m}_{ta} \dot{m}_2}{\dot{m}_2 \dot{m}_0 F_{t,fajl}} = \frac{q_T}{F_{t,fajl}} \left(\frac{1 - \delta}{1 + \alpha} \right) \quad (11.5)$$

Propulziós határfok

$$\eta_{prop} = \frac{\text{Repülő eszköznek átadott teljesítmény}}{\text{Rendelkezésre álló teljesítmény}} = \frac{F_t v_0}{P_{expanzió} - P_{kompresszió}}$$

ahol $P_{kompresszió} = \dot{m}_0 \left[c_{p1T_0} / T_2' (T_2^* - T_0) + \left(\frac{1}{1+\alpha} \right) c_{p1T_2^*} / T_2' (T_2^* - T_2') \right]$ (11.6)

$$P_{expanzió} = \dot{m}_0 \frac{1-\delta}{1+\alpha} (1+q_T) c_{p3T_8} / T_3^* (T_3^* - T_8) + \dot{m}_0 \left(\frac{\alpha}{1+\alpha} \right) c_{p1T_4^*} / T_4^* (T_4^* - T_8') \quad (11.7)$$

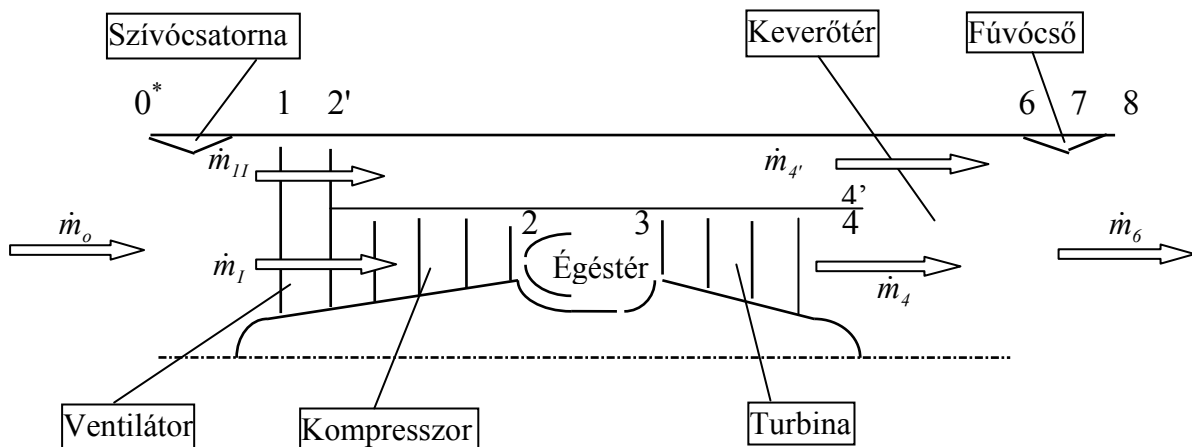
Termikus hatásfok

$$\eta_t = \frac{P_{expanzió} - P_{kompresszió}}{m_{ta} H_a}$$

Teljes hatásfok

$$\eta_0 = \eta_{prop} \eta_t$$

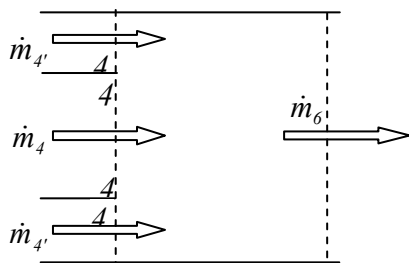
12. Kétáramú sugárhajtómű keverőtérrel



12.1. ábra

A 0^* , 1, 2', 2, 3, 4 keresztmetszetek jellemzőinek és a q_T számítása megegyezik szétválasztott kétáramú hajtóműnél leírtakkal

12.1. Állandó keresztmetszetű keverőtér



12.2. ábra

Jellemzők a belépő-keresztmetszetben:

Torlóponti nyomás és hőmérséklet a külső áramban

$$p_{4'}^* = p_2^* \sigma_{II} \quad T_{4'}^* = T_2^*$$

Torlóponti nyomás és hőmérséklet a belső áramban

$$p_4^*, T_4^*$$

Dimenziótlan sebesség a turbina után $\rightarrow \lambda_4$ - felvéve a

Tervezési segédlet 1.pontja alapján.

Alapegyenletek

- a kontinuitás törvénye

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{4'} \quad (12.2)$$

ahol $\dot{m}_4 = \frac{I}{I+\alpha} \dot{m}_0 (1-\delta_{elv})(I+q_T)(I+\delta_h)$ $\dot{m}_{4'} = \frac{\alpha}{I+\alpha} \dot{m}_0$

$$\frac{\dot{m}_{4'}}{\dot{m}_4} = \frac{\alpha}{(1-\delta_{elv})(I+q_T)(I+\delta_h)} \quad \text{melyből}$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{4'}}{\dot{m}_4} (1-\delta_{elv})(I+q_T)(I+\delta_h) \quad \text{másrészt}$$

$$\alpha = \frac{\beta_{4'} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* A_{4'}}{\beta_4 q(\lambda_4) p_4^* A_4} \sqrt{\frac{T_4^*}{T_{4'}^*}} (1-\delta_{elv})(I+q_T)(I+\delta_h) \quad \text{melyből a keresztmetszetek viszonya}$$

$$\frac{A_{4'}}{A_4} = \frac{\beta_4 q(\lambda_4) p_4^*}{\beta_{4'} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^*} \sqrt{\frac{T_{4'}^*}{T_4^*}} \frac{\alpha}{(1-\delta_{elv})(I+q_T)(I+\delta_h)} = a_4$$

$$\dot{m}_6 = \frac{\dot{m}_0}{I+\alpha} [(1-\delta_{elv})(I+q_T)(I+\delta_h) + \alpha]$$

A (12.2) egyenletet gázdinamikai függvényekkel kifejezve kapjuk:

$$\frac{\beta_6 q(\lambda_6) p_6^* A_6}{\sqrt{T_6^*}} = \frac{\beta_4 q(\lambda_4) p_4^* A_4}{\sqrt{T_4^*}} + \frac{\beta_{4'} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* A_{4'}}{\sqrt{T_{4'}^*}} \quad (12.3)$$

- az impulzus tétel

$$\dot{m}_4 c_4 + A_4 p_4 + \dot{m}_{4'} c_{4'} + A_{4'} p_{4'} = \dot{m}_6 c_6 + A_6 p_6 \quad (12.4)$$

$$\dot{m}_4 c_4 + A_4 p_4 + \dot{m}_{4'} c_{4'} + A_{4'} p_{4'} = (\dot{m}_4 + \dot{m}_{4'}) c_6 + A_6 p_6$$

$$c_4 + A_4 p_4 + \frac{\dot{m}_{4'}}{\dot{m}_4} c_{4'} + A_{4'} p_{4'} = \left(I + \frac{\dot{m}_{4'}}{\dot{m}_4} \right) c_6 + A_6 p_6$$

A gázdinamikai függvények levezetése során kaptuk

$$\dot{m}c + Ap = \frac{\kappa + I}{2\kappa} \dot{m}c_{kr} Z(\lambda)$$

$$c_{kr4} = \sqrt{\frac{2\kappa_4}{\kappa_4 + I} R_4 T_4^*} \quad c_{kr4'} = \sqrt{\frac{2\kappa_{4'}}{\kappa_{4'} + I} R_{4'} T_{4'}^*}$$

Ezen kifejezések felhasználásával a (12.4) egyenlet

$$\frac{\kappa_4 + I}{2\kappa_4} \dot{m}_4 Z(\lambda_4) \sqrt{\frac{2\kappa_4}{\kappa_4 + I} R_4 T_4^*} + \frac{\kappa_{4'} + I}{2\kappa_{4'}} \dot{m}_{4'} Z(\lambda_{4'}) \sqrt{\frac{2\kappa_{4'}}{\kappa_{4'} + I} R_{4'} T_{4'}^*} =$$

$$= \frac{\kappa_6 + 1}{2\kappa_6} (\dot{m}_4 + \dot{m}_{4'}) Z(\lambda_6) \sqrt{\frac{2\kappa_6}{\kappa_6 + 1} R_6 T_6^*}$$

melyet átalakítva kapjuk:

$$\left(1 + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1-\delta_{elv})(1+\delta_h)}\right) Z(\lambda_6) = Z(\lambda_4) \sqrt{B_1 \frac{T_4^*}{T_6^*}} + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1-\delta_{elv})(1+\delta_h)} Z(\lambda_{4'}) \sqrt{B_2 \frac{T_{4'}^*}{T_6^*}}$$

$$Z(\lambda_6) = \left[Z(\lambda_4) \sqrt{B_1 \frac{T_4^*}{T_6^*}} + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1-\delta_{elv})(1+\delta_h)} Z(\lambda_{4'}) \sqrt{B_2 \frac{T_{4'}^*}{T_6^*}} \right] / \left(1 + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1-\delta_{elv})(1+\delta_h)}\right)$$

(12.6)

ebből

$$Z(\lambda_6) = \frac{\lambda_6^2 + 1}{\lambda_6^2} \Rightarrow \lambda_6$$

(12.7)

ahol $B_1 = \frac{(\kappa_4 + 1)}{\kappa_4} \frac{\kappa_6}{(\kappa_6 + 1)} \frac{R_4}{R_6}$; $B_2 = \frac{(\kappa_{4'} + 1)}{\kappa_{4'}} \frac{\kappa_6}{(\kappa_6 + 1)} \frac{R_{4'}}{R_6}$

- az energia egyenlet

$$\dot{m}_4 i_4^* + \dot{m}_{4'} i_{4'}^* = \dot{m}_6 i_6^* \quad (12.8)$$

vagy

$$\dot{m}_4 i(T_4^*) + \dot{m}_{4'} i(T_{4'}^*) = \dot{m}_6 i(T_6^*) \quad (12.9)$$

A keverőtér kilépő jellemzőinek meghatározása

- a turbina utáni dimenziótlan sebesség (λ_4) felvétele a Tervezési segédlet 1 pont alapján

- a $p_{4'}$ statikus nyomás és a $\lambda_{4'}$ dimenziótlan sebesség meghatározása

$$\pi(\lambda_4) = \frac{p_4}{p_4^*}, \text{ melyből } p_4 = p_4^* \pi(\lambda_4) \text{ és a Kutta-féle feltétel szerint}$$

$$p_{4'} = p_4 \quad (12.10)$$

mivel

$$\pi(\lambda_{4'}) = \frac{p_{4'}}{p_{4'}^*} \text{ ennek alapján a } \lambda_{4'} \text{ meghatározható.}$$

- a T_6^* fúvócső előtti torlóponthi hőmérséklet meghatározása a (12.8) vagy (12.9) energia egyenletből

$$T_6^* = \frac{(1-\delta)(1+q_T)c_{p4}T_4^* + \alpha c_{p4'}T_{4'}^*}{[(1-\delta)(1+q_T) + \alpha]c_{p6}} \quad (12.11)$$

vagy

$$i_6(T_6^*) = \frac{(1-\delta)(1+q_T)i_4(T_4^*) + \alpha i_{4'}(T_{4'}^*)}{(1-\delta)(1+q_T) + \alpha} \Rightarrow T_6^* \quad (12.12)$$

- a λ_6 fúvócső előtti dimenzióatlan sebesség és a p_6^* torlóponthi nyomás számítása

a (12.6) egyenletből kifejezett $z(\lambda_6)$ gázdinamikai függvényből meghatározható a λ_6 értéke (12.7).

Majd a szintén gázdinamikai függvénnyel kifejezett (12.3) egyenletből megkapjuk a torlóponthi nyomást a keverőtér kilépő-keresztmetszetében

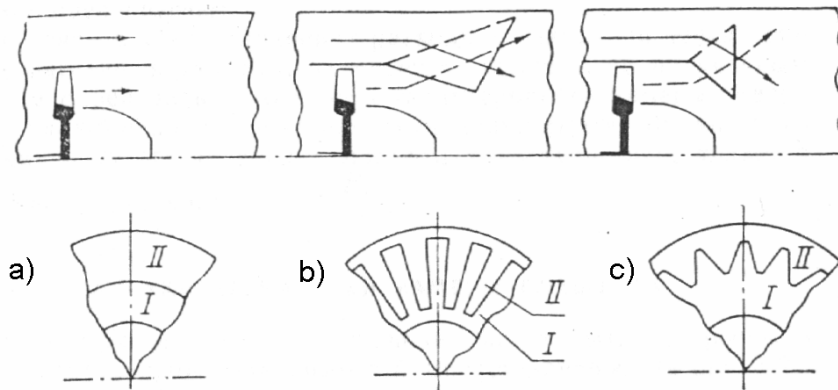
$$\frac{\beta_6 q(\lambda_6) p_6^* (A_4 + A_{4'})}{\sqrt{T_6^*}} = \frac{\beta_4 q(\lambda_4) p_4^* A_4}{\sqrt{T_4^*}} + \frac{\beta_{4'} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* A_{4'}}{\sqrt{T_{4'}^*}} \quad (12.13)$$

mindkét oldalt elosztva A_4 -el és kifejezve p_6^* -ot

$$\frac{\beta_6 q(\lambda_6) p_6^* (1 + a_4)}{\sqrt{T_6^*}} = \frac{\beta_4 q(\lambda_4) p_4^*}{\sqrt{T_4^*}} + \frac{\beta_{4'} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* a_4}{\sqrt{T_{4'}^*}}$$

$$p_6^* = \left[\frac{\beta_4 q(\lambda_4) p_4^*}{\sqrt{T_4^*}} + \frac{\beta_{4'} q(\lambda_{4'}) p_{4'}^* a_4}{\sqrt{T_{4'}^*}} \right] \bigg/ \frac{\beta_6 q(\lambda_6) (1 + a_4)}{\sqrt{T_6^*}} \quad (12.14)$$

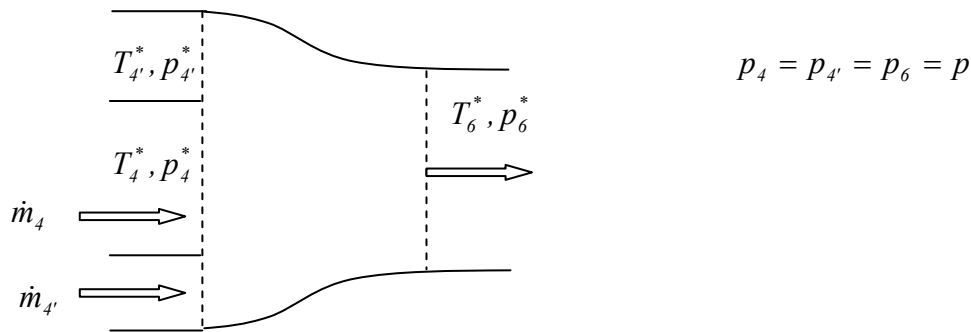
A p_6^*, T_6^* ismeretében a fúvócső paramétereinek számítása megegyezik az egyáramú sugárhajtóműnél leírtakkal



12.3. ábra. Keverőtér válaszfal kialakítások

12.2. Állandó nyomású keverőtér

A statikus nyomás a keverőtérben mindenütt azonos



12.4. ábra

A statikus nyomás meghatározása az állandó keresztmetszetű keverőtér számításánál leírtaknak megfelelően történik

- a T_6^* fúvócső előtti torlóponti hőmérséklet meghatározása a (12.8) vagy (12.9) energia egyenletből

$$T_6^* = \frac{(1-\delta)(1+q_T)c_{p4}T_4^* + \alpha c_{p4'}T_4'^*}{[(1-\delta)(1+q_T) + \alpha]c_{p6}} \quad (12.15)$$

vagy

$$i_6(T_6^*) = \frac{(1-\delta)(1+q_T)i_4(T_4^*) + \alpha i_4'(T_4'^*)}{(1-\delta)(1+q_T) + \alpha} \Rightarrow T_6^*$$

majd a

$$Z(\lambda_6) = \left[Z(\lambda_4) \sqrt{B_1 \frac{T_4^*}{T_6^*}} + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1-\delta_{elv})(1+\delta_h)} Z(\lambda_{4'}) \sqrt{B_2 \frac{T_4'^*}{T_6^*}} \right] / \left(1 + \frac{\alpha}{(1+q_T)(1-\delta_{elv})(1+\delta_h)} \right) \quad (12.16)$$

egyenletből

$$Z(\lambda_6) = \frac{\lambda_6^2 + 1}{\lambda_6^2} \Rightarrow \lambda_6 \quad (12.17)$$

$$\text{ahol } B_1 = \frac{(\kappa_4 + 1)}{\kappa_4} \frac{\kappa_6}{(\kappa_6 + 1)} \frac{R_4}{R_6}; \quad B_2 = \frac{(\kappa_{4'} + 1)}{\kappa_{4'}} \frac{\kappa_6}{(\kappa_6 + 1)} \frac{R_{4'}}{R_6}$$

λ_6 -ből meghatározzuk $\pi(\lambda_6)$ -ot, melyből a kilépő torlóponti nyomás

$$p_6^* = \frac{p_6}{\pi(\lambda_6)} = \frac{p}{\pi(\lambda_6)} \quad (12.18)$$

A keresztmetszetek meghatározása

$$\dot{m}_o = \frac{F_t}{F_{t \text{ fajl}}} \quad (12.19)$$

$$A_6 = \frac{\dot{m}_6 \sqrt{T_6^*}}{\beta_6 p_6^* q(\lambda_6)} \quad A_4 = \frac{\dot{m}_4 \sqrt{T_4^*}}{\beta_4 p_4^* q(\lambda_4)} \quad A_{4'} = \frac{\dot{m}_{4'} \sqrt{T_{4'}^*}}{\beta_{4'} p_{4'}^* q(\lambda_{4'})} \quad (12.20)$$

12.3. A keveredési veszteség és a kúposág figyelembevétele

$$\sigma_K = \frac{P_6^*}{P_{be \text{ köz}}^*} \quad (12.21)$$

A közepes belépő torlóponti nyomás

$$P_{be \text{ köz}}^* = \frac{p_4^* A_4 + p_{4'}^* A_{4'}}{A_6} \quad (12.22)$$

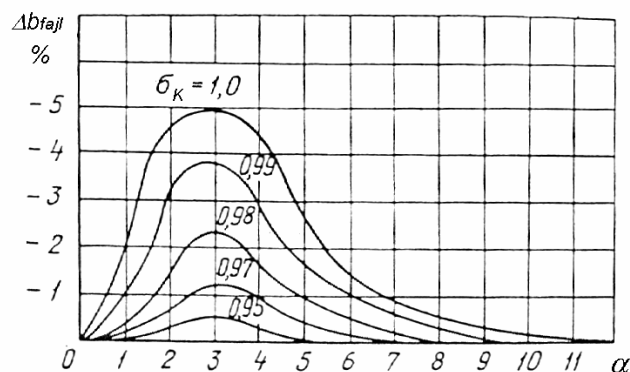
A keverőtér veszteségének figyelembevétele úgy történhet, hogy a keverőtérbe belépő torlóponti nyomásokat σ_K -val megszorozzuk és ezt tekintjük belépő adatnak.

A keverőtér kúposágának figyelembevétele az impulzus tétellel történhet. A (12.4) egyenlet a következő alakot ölti.

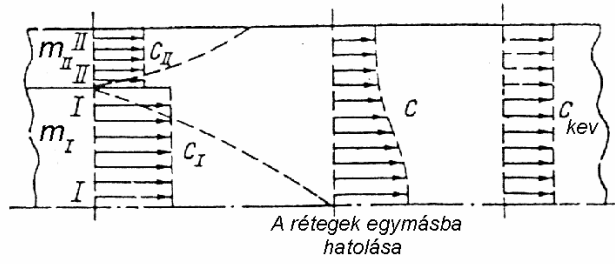
$$\dot{m}_4 c_4 + A_4 p_4 + \dot{m}_{4'} c_{4'} + A_{4'} p_{4'} \pm p_{4'} (A_{K \text{ max}} - A_{K \text{ min}}) = (\dot{m}_4 + \dot{m}_{4'}) c_6 + A_6 p_6$$

13. A keverőteres és szétválasztott áramú kétáramú hajtóművek összehasonlítása

A keverőtér a külső áram levegőjének és a belső áram égéstermékeket tartalmazó füstgázának összekeverésre szolgál, hogy minél egyenletesebb hőmérséklet és nyomás eloszlást kapjunk a kilépésnél. A keveredés következtében nő a fajlagos tolóerő és ezzel csökken a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás.



13.1. ábra. A keverőteres hajtómű fajlagos fogyasztás változása a kétáramúsági fok és a $\sigma_{keverőtér}$ függvényében



13.2. ábra. A sebességek alakulása a keverőtérben

Teljes expanziót, ideális esetet, $q_T=0$ -t feltételezve

$$F_{t\text{kev}} = (\dot{m}_g + \dot{m}_{g'})c_g$$

$$F_{t\text{szétv}} = \dot{m}_g c_g + \dot{m}_{g'} c_{g'}$$

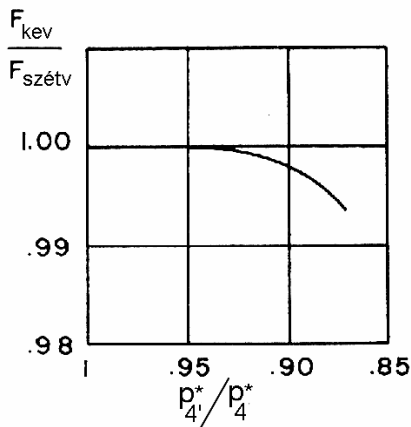
$$\dot{m}_{g'} = \alpha \dot{m}_g$$

$$c = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT^* \left[1 - \left(\frac{p_0}{p^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

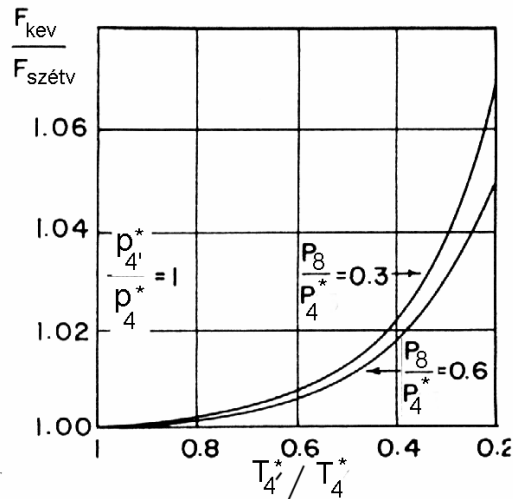
$$\frac{F_{t\text{kev}}}{F_{t\text{szétv}}} = \frac{(\dot{m}_g + \dot{m}_{g'})c_g}{\dot{m}_g c_g + \dot{m}_{g'} c_{g'}} = \frac{(1+\alpha)c_g}{c_g + \alpha c_{g'}} = \frac{(1+\alpha) \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} T_4^* R \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_4^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}{\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} T_4^* R \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_4^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} + \alpha \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} T_{4'}^* R \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{4'}^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}$$

$$\frac{F_{t\text{kev}}}{F_{t\text{szétv}}} = \frac{\sqrt{(1+\alpha) \left(1 + \alpha \frac{T_{4'}^*}{T_4^*} \right) \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_8}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}} + \alpha \sqrt{\frac{T_{4'}^*}{T_4^*} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{4'}^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}$$

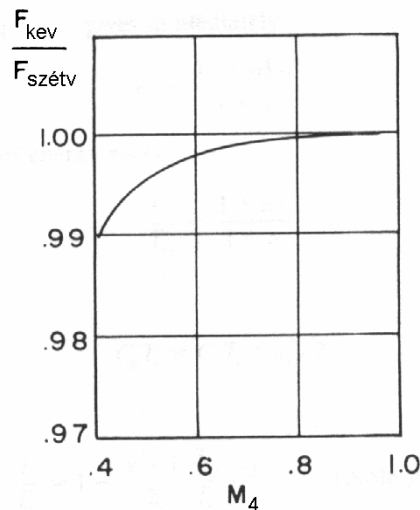
A következő diagramok $\alpha = 2$; $M_4 = 0,5$; $\kappa = 1,4$ és állandó keresztmetszetű keverőtér esetén kapott számítási eredményeket szemléltetik



13.3. ábra



13.4. ábra



13.5. ábra

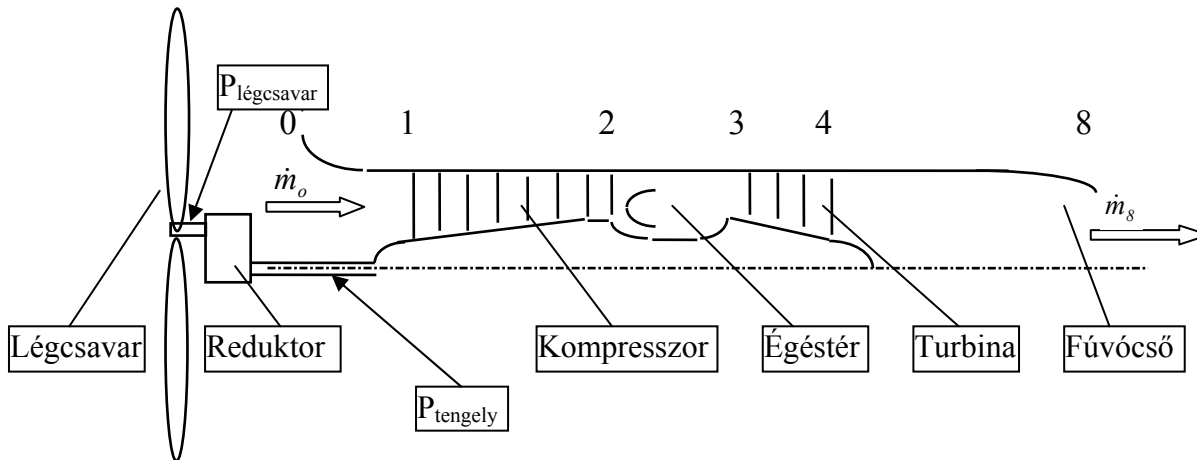
Az eredményekből kitűnik, hogy a keverőtér alkalmazása akkor jelent előnyt, ha eltér egymástól a két áram torlóponthi hőmérséklete (13.4 ábra). A keveredés miatt fellépő torlóponthi nyomásvesztés csökken a kilépő nyomás csökkenésével.

Összességében megállapítható, hogy a valóságos keverőterek akkor eredményeznek nagyobb tolóerőt, ha az alkalmazott fűvócső nagy nyomásviszonyt dolgoz fel és jelentős különbség van a két áram torlóponthi hőmérsékletei között.

A 13.5. ábra azt mutatja, hogy a primér áram belépő Mach számának növekedésével ($\alpha = 2$; $T_{4'}^*/T_4^* = 1$; $p_{4'}^*/p_4^* = 0,9$ és $p_8/p_4^* = 0,5$ esetén) a veszteségek a keverőtérben ideális esetben csökkennek.

14. Turbólégcsavaros hajtómű

14.1. Egytengelyes hajtómű



14.1. ábra. Egytengelyes turbólégcsavaros hajtómű

A gázturbinás hajtómű tengelyteljesítménye

$$P_{tengely} = P_T \eta_m (1 - \zeta) - P_K \quad (14.1)$$

$$P_{teng. fajl} = \frac{P_{tengely}}{\dot{m}_o}$$

$$P_{tengely} = \dot{m}_3 (i_3^* - i_4^*) (1 - \zeta) \eta_m - \dot{m}_0 (i_2^* - i_1^*) \quad (14.2)$$

A fajlagos teljesítmény meghatározása a c_8 sebesség figyelembevételével

I. módszer

$$P_T = \dot{m}_3 (i_3^* - i_8) - \dot{m}_4 \left(\frac{c_8^2}{2} \right) \quad (14.3)$$

Kilépősebesség a fúvócső kilépő-keresztmetszetében
 turbólégcsavaros hajtómű $270 \div 350$ m/s
 helikopter hajtómű $170 \div 250$ m/s.

A két tengely fordulatszám aránya

$$\frac{n_{munkaturbina}}{n_{gázgen}} = 0,7 \div 0,8$$

ahol $\frac{c_8^2}{2} = i_4^* - i_8 = (i_4^* - i_{8s}) \eta_{sF}$ és $i_3^* - i_8 = (i_3^* - i_{8s}) \eta_s^{exp}$

ezzel

$$P_{tengely} = \dot{m}_3 \left((i_3^* - i_{8s}) \eta_s^{exp} - (1 + \delta_h) \frac{c_8^2}{2} \right) (1 - \zeta) \eta_m - \dot{m}_0 (i_2^* - i_1^*) \quad (14.4)$$

$$P_{tengely} = \dot{m}_3 \left[c_{pg} \Big|_{T_{8s}}^{T_3^*} (T_3^* - T_{8s}) \eta_s^{exp} - (1 + \delta_h) \frac{c_8^2}{2} \right] (1 - \zeta) \eta_m - \dot{m}_0 c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*) \quad (14.5)$$

$$P_{tengely} = \dot{m}_3 \left\{ c_{pg} \Big|_{T_{8s}}^{T_3^*} T_3^* \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_3^* \sigma_{TUD}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \eta_s^{exp} - (1 + \delta_h) \frac{c_8^2}{2} \right\} (1 - \zeta) \eta_m - \dot{m}_0 c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*) \quad (14.6)$$

mivel

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_0 (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T)$$

$$P_{teng_fajl} = (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T) \left\{ c_{pg} \Big|_{T_{8s}}^{T_3^*} T_3^* \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_3^* \sigma_{TUD}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \eta_s^{exp} - (1 + \delta_h) \frac{c_8^2}{2} \right\} (1 - \zeta) \eta_m - c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*) \quad (14.7)$$

II. módszer

Mivel a fúvócsőből kiáramló közeg sebessége a

$$c_{pg} (T_4^* - T_{8s}) \eta_s^F = \frac{c_8^2}{2} \quad (14.8)$$

egyenletből számítható, valamint

$$T_4^* = T_3^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}} \right) \eta_s^T \right] \quad (14.9)$$

$$T_3^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}} \right) \eta_s^T \right] \left(1 - \frac{T_{8s}}{T_4^*} \right) = \frac{c_8^2}{2 c_{pg} \eta_s^F}$$

$$\left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}} \right) \eta_s^T \right] \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_4^* \sigma_D} \frac{p_3^*}{p_3^*} \right)^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}} \right] = \frac{c_8^2}{2 c_{pg} \eta_s^F T_3^*}$$

$$\left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right) \eta_s^T \right] \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \right] = \frac{c_8^2}{2c_{pg} \eta_s^F T_3^*} \quad (14.10)$$

bevezetve az $x = \pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}$ és rendezve, kapjuk

$$\left(1 - \eta_s^T \right) \left(\frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} x^2 + \left\{ \frac{c_8^2}{2c_{pg} T_3^* \eta_s^F} + \left[1 + \left(\frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_s^T - 1 \right\} x - \eta_s^T = 0$$

ahonnan

$$\pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (14.11)$$

$$\text{itt } A = \left(1 - \eta_s^T \right) \left(\frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} ; B = \frac{c_8^2}{2c_{pg} T_3^* \eta_s^F} + \left[1 + \left(\frac{p_0}{p_3^* \sigma_D} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_s^T - 1 ; C = -\eta_s^T$$

A fajlagos tengelyteljesítmény

$$P_{teng\ fajl} = (1 - \delta)(1 + q_T)(1 - \zeta) c_{pg} T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right) \eta_s^T \eta_m - c_{pl} (T_2^* - T_1^*) \quad (14.12)$$

A T_4^* hőmérséklet és c_8 sebesség meghatározása

$$P_{tengely} = \dot{m}_3 c_{pg} \Big|_{T_4^*}^{T_3^*} (T_3^* - T_4^*) (1 - \zeta) \eta_m - \dot{m}_0 c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*) \quad (14.13)$$

egyenletből a T_4^* hőmérséklet a (11.7) vagy (11.12) felhasználásával

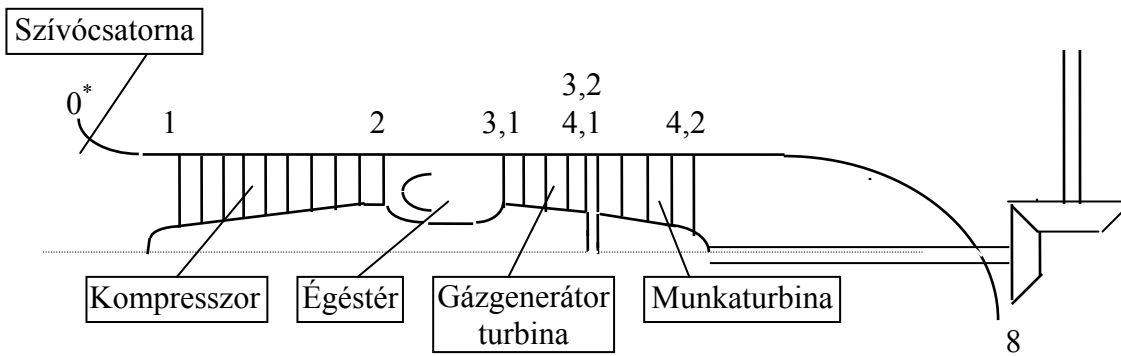
$$T_4^* = T_3^* - \frac{P_{tengely} + \dot{m}_0 c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*)}{\dot{m}_0 (1 - \delta_{elv}) (1 + q_T) (1 - \zeta) c_{pg} \Big|_{T_4^*}^{T_3^*}} = T_3^* - \frac{P_{teng\ fajl} + c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*)}{(1 - \delta_{elv}) (1 + q_T) (1 - \zeta) c_{pg} \Big|_{T_4^*}^{T_3^*}} \quad (14.14)$$

A p_4^* nyomás meghatározása a sugárhajtóműnél leírtaknak megfelelően történik.

$$p_6^* = p_4^* \sigma_{TUD} \quad T_6^* = T_4^* \\ c_8 = \varphi_F \sqrt{\frac{2\kappa_g}{\kappa_g - 1} R_g T_6^* \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_6^*} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right]} \quad (14.15)$$

ahol $\varphi_F = \sqrt{\eta_F}$. Az így kapott sebességnek ki kell elégítenie az adott hajtómű típusra javasolt értéktartományt.

14.2. Munkaturbinás hajtómű



14.2. ábra. Munkaturbinás hajtómű elrendezés

A számítás menete ugyanaz, mint az előző típusú (egytengelyes) hajtómű esetében volt. Többetként jelentkezik a 4,1 pont jellemzőinek meghatározása.

A gázgenerátor forgórész energia egyenletéből következik

$$P_{ggT}(1-\zeta)\eta_m - P_K = 0 \quad (14.16)$$

ahol

$$P_{ggT} = \dot{m}_3 (i_{31}^* - i_{41}^*) = \dot{m}_3 c_{pg} \Big|_{T_{41}^*}^{T_{31}^*} (T_{31}^* - T_{41}^*)$$

$$P_K = \dot{m}_o c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*)$$

így

$$T_{41}^* = T_{31}^* - \frac{\dot{m}_o c_{pl} \Big|_{T_1^*}^{T_2^*} (T_2^* - T_1^*)}{(1-\delta_{elv})(1+q_T)(1-\zeta)\eta_m} \quad (14.17)$$

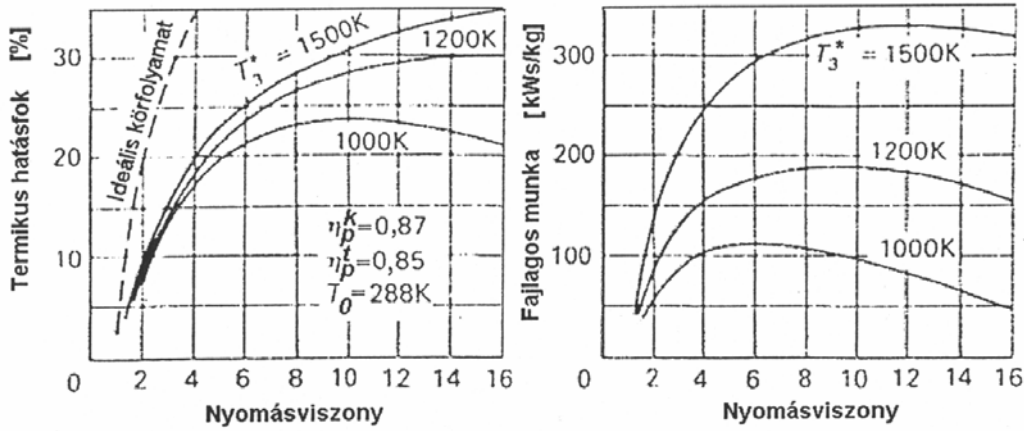
A p_{41}^* számítása a sugárhajtóműhöz hasonlóan történik.

A levegő tömegáram

$$\dot{m}_o = \frac{P_{tengely}}{P_{teng. fajl}} \quad (14.18)$$

15. Sugárhajtómű termodinamikai analízis

Egyszerű gázturbina körfolyamat jellemzői



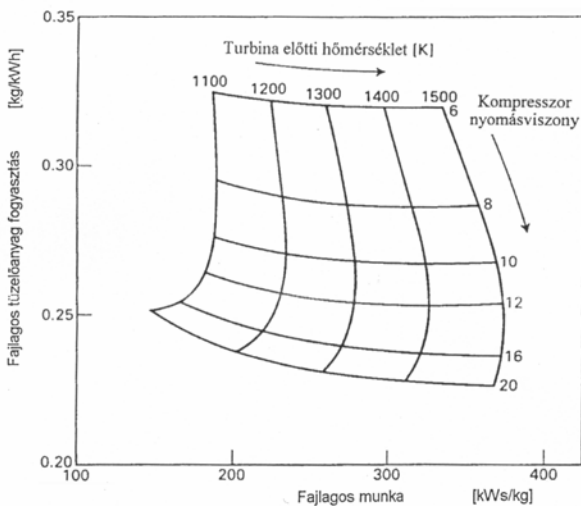
15.1. ábra

A valóságos gázturbina körfolyamatokban a termikus hatásfok és a fajlagos hasznos munka – állandó T_3^* mellett - maximummal rendelkeznek.

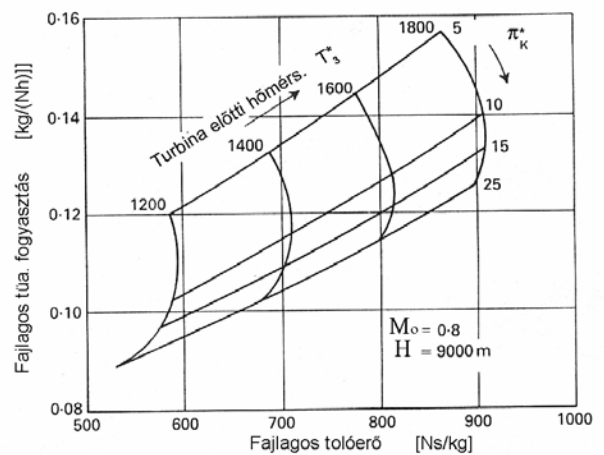
Az optimumokhoz tartozó nyomásviszony értékek a hatásfok és munka számítására szolgáló kifejezések differenciálásával határozhatók meg.

A maximális érték után a hatásfok, illetve fajlagos hasznos munka csökkenés oka:

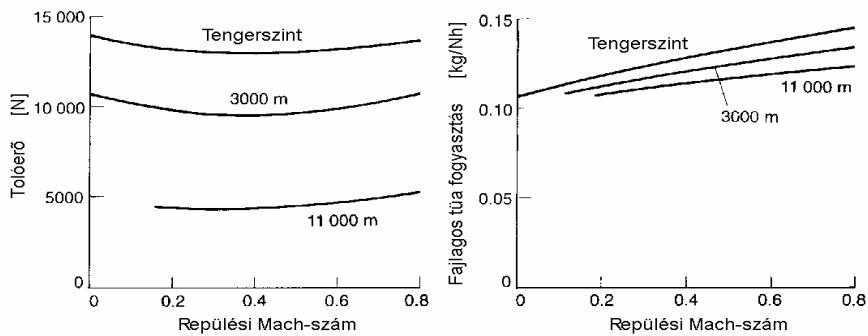
- a nyomásviszony növekedésével, nő a kompresszor kilépő hőmérséklete
- ezért - az állandó turbina előtti hőmérséklet miatt - csökken a bevitt tüzelőanyag mennyiség, de ennél nagyobb mértékben nő a kompresszió munkaszükséglete, illetve csökken a hasznos munka.



15.2. ábra



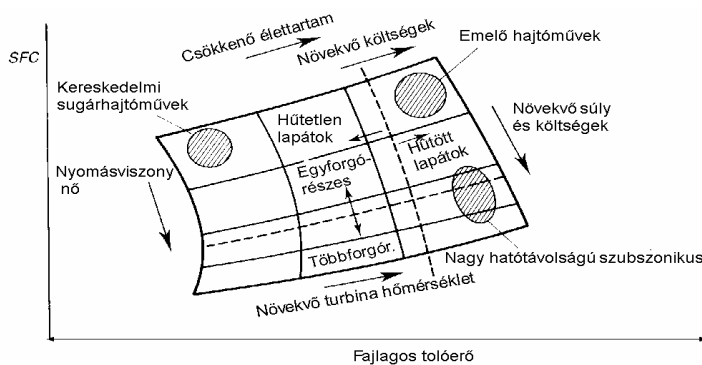
15.3. ábra



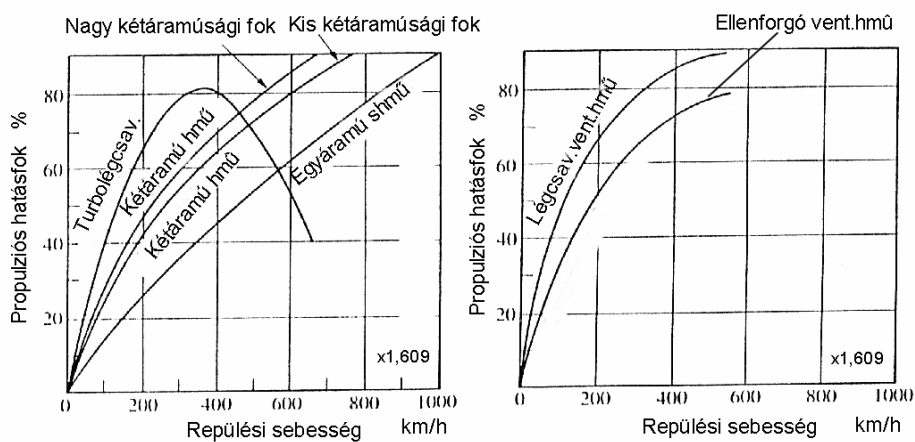
15.4. ábra. Tipikus sugárhajtómű sebességi-magassági karakterisztika

Ha $M_0 = \text{const.}$ és $H \uparrow$ $F_t \downarrow$, mivel p_0 és ρ_0 csökken, de $F_{t \text{ fajl}} \uparrow$ a T_0 csökkenése miatt.
 Ha $M_0 = \text{const.}$ és $H \uparrow$ $b_{\text{fajl}} \downarrow$ mivel $b_{\text{fajl}} = f(T_0)$ és $T_0 \downarrow$.

$H_0 = \text{const}$ esetén ha $M_0 \uparrow \rightarrow$ kezdetben $F_t \downarrow$ mert nő az $\dot{m}v_0$ szorzat, majd $F_t \uparrow$ a torlóponyi nyomásnövekedés dominanciája következtében.

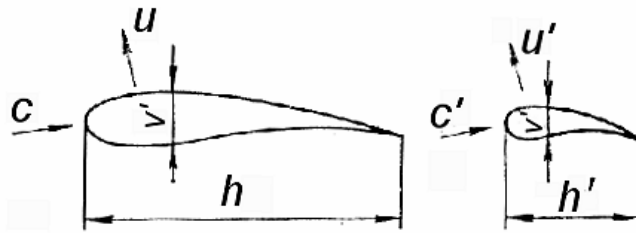


15.5. ábra. Gázturbinás hajtóművek



15.6. ábra

16. Hasonlóság, paraméterek átszámítása más feltételekre



Az áramlásban két modell hasonlóságának alapvető feltétele

- geometriai hasonlóság
- fizikai hasonlóság (azonos alakú és fizikai tartalmú egyenletek írják le a lejátszódó folyamatokat - a mezők és fizikai állandók hasonlósága)
- kezdeti és peremfeltételek hasonlósága
- a meghatározó kitériumok azonossága.

Geometriai hasonlóság:

A geometriai méretek valamilyen bázisértékhez viszonyított arányának állandónak kell

lennie (pl. a húrhosszhoz a ábrán, vagyis $\frac{v}{h} = \frac{v'}{h'}$...stb.). A geometriai hasonlóság magában foglalja a felület minőségét is.

A folyadék vagy gáz áramlását jellemző alapvető fizikai mennyiségek sebesség, nyomás, és a hőmérséklet. A sebesség-, nyomás-, illetve hőmérsékletmezők hasonlósága esetén az egymásnak megfelelő pontokban a sebesség-, nyomás-, továbbá hőmérsékletértékeknek valamilyen referencia sebességhez, nyomáshoz, hőmérséklethez viszonyított értékeinek azonosnak kell lennie.

A hasonlóság elméletet alkalmazhatjuk ugyanazon gép hasonló üzemmódjai esetében a jellemzők más feltételekre történő átszámítása céljából. Ekkor geometriai méretek aránya 1. Ugyanazon munkaközeg esetén a munkaközeg fizikai jellemzői (pl. κ , R) azonosak.

Peremfeltételek hasonlósága például az $\frac{u}{c} = \frac{u'}{c'}$ egyenlőséget jelenti.

A hasonlóság feltétele nem csak az egynevű mennyiségek arányának azonosságát jelenti, hanem a belőlük képzett dimenziótlan kifejezések – az úgynevezett meghatározó hasonlósági kritériumok azonosságát is magában foglalja.

Ezek

A Reynolds szám

$$Re = \frac{ch}{\nu} = \frac{c'h'}{\nu'}$$

Froude szám

$$Fr = \frac{c^2}{gh} = \frac{c'^2}{gh'}$$

A profilok nagy sebességgel történő körüláramlása esetén további feltételeket kell figyelembe venni

Mach-szám

$$M = \frac{c}{\sqrt{\kappa RT}} = \frac{c'}{\sqrt{\kappa' R' T'}}$$

Prandtl szám

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu'}{a'}$$

ahol

$a = \frac{\lambda}{\rho c}$ - hőmérsékletvezetési tényező.

Pecllet szám

$$Pe = \frac{ch}{a} = \frac{c'h'}{a'}$$

$$Pe = Pr Re$$

Felhajtóerő tényező a profil vonatkozásában

$$c_y = f_1\left(\frac{\nu}{h}, \frac{c_x}{c}, \frac{u}{c}, \frac{T_x}{T}, Re, M, Pr\right)$$

Az ellenállás erő tényező

$$c_y = f_2\left(\frac{\nu}{h}, \frac{c_x}{c}, \frac{u}{c}, \frac{T_x}{T}, Re, M, Pr\right)$$

A fokozat hatásfoka

$$\eta = f_3\left(\frac{\nu}{h}, \frac{c_x}{c}, \frac{u}{c}, \frac{T_x}{T}, Re, M, Pr\right)$$

Relatív sebességek

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1$$

$$\frac{w_1^2}{c_1^2} \frac{\kappa RT}{\kappa RT} = 1 + \left(\frac{u}{c_1}\right)^2 - 2\left(\frac{u}{c_1}\right) \cos \alpha_1$$

$$M_{w_1}^2 = M_{c_1}^2 \left[1 + \left(\frac{u}{c_1}\right)^2 - 2\left(\frac{u}{c_1}\right) \cos \alpha_1 \right]$$

ahol T_1 – a fűvóka utáni hőmérséklet.

Könnyű bemutatni, hogy a vizsgált feltételek között a második fokozatban is megvalósul a hasonlóság

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2$$

$$\frac{c_2^2}{c_1^2} \frac{\kappa RT_1}{\kappa RT_2} = \frac{w_2^2}{c_1^2} \frac{\kappa RT_1}{\kappa RT_2} + \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{u}{c_1}\right)^2 - 2\left(\frac{u}{c_1}\right) \frac{w_2}{c_1} \frac{\kappa RT_1}{\kappa RT_2} \cos \beta_2$$

ahol T_2 – a fokozat utáni hőmérséklet.

Hőmérsékletviszonyok

$$\frac{T_o}{T_1} = \frac{T_o}{T_o} \frac{T_o^*}{T_1} = \frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{c1}^2}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{c0}^2}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_1}{T_{w1}} \frac{T_{w1}^*}{T_2} = \frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{w2}^2}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{w1}^2}$$

$$\frac{T_1^*}{T_1} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2$$

$$\frac{T_2^*}{T_2} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2$$

$$\frac{T_1^*}{T_2^*} = \frac{T_2}{T_1} \frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2}$$

Nyomásviszony

$$\frac{p_o}{p_1} = \left(\frac{T_o}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left(\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{c1}^2}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{c0}^2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Tehát a hőmérsékletviszony és nyomásviszony hasonló gázturbinás hajtóművek hasonló üzemmódjain azonosak. A fentiek szerint ugyanez vonatkozik a torlóponti hőmérséklet- és nyomásviszonyra is.

Mivel a statikus és torlóponti paraméterek viszonya felírható hasonlósági számok függvényeként (κ , M), a képzett hasonlósági számokban torlóponti jellemzők is szerepelhetnek.

Hasonló gépek hasonló üzemmódjain a hatásfokok azonosak.

A sebességek

$$c = \frac{c}{\sqrt{\kappa RT}} \sqrt{\kappa RT} = \sqrt{T} M \sqrt{\kappa R}$$

melyből azonos munkaközeg esetén következik

$$\frac{c}{\sqrt{T}} = \text{állandó}$$

$\frac{c}{\sqrt{T}} = \frac{c_a}{\sqrt{T_N}}$, illetve a T_N (szabványos) hőmérsékletre átszámított sebesség

$$c_a = c \sqrt{\frac{T_N}{T}}$$

Tömegáram

$$\dot{m} = \rho c A = \frac{p}{RT} c A \frac{\kappa}{\kappa} = \frac{p}{\sqrt{T}} M A \sqrt{\frac{\kappa}{R}}$$

melyből a dimenziótlan állandó

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{A_1 p_1 \sqrt{\kappa}} = const.$$

ill. ugyanazon gép hasonló üzemmódjain $\frac{\dot{m} \sqrt{RT}}{p \sqrt{\kappa}} = const.$ $\frac{\dot{m} \sqrt{T}}{p} = const.$

A p_N, T_N feltételekre átszámított tömegáram $\dot{m}_a = \dot{m} \frac{p_N}{p} \sqrt{\frac{T}{T_N}}$

Munka

$$w_{112} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \frac{w_{112}}{RT_1} = const. \quad \frac{w_{112}}{T_1} = const.$$

Teljesítmény

$$P = \dot{m} w_{112} = \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} A_1 T_1 M \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

a dimenziótlan állandó

$$\frac{P}{\kappa p_1 A_1 \sqrt{\kappa R T_1}} = const. \quad \text{ugyanazon gép hasonló üzemmódjain} \quad \frac{P}{p_1 \sqrt{T_1}} = const.$$

Fordulatszám

$$n = \frac{u}{D\pi} \frac{c}{c} \frac{\sqrt{\kappa R T}}{\sqrt{\kappa R T}} = \sqrt{T} \left(\frac{u}{c} \right) M \sqrt{\kappa R} \frac{1}{D\pi}$$

melyből ugyanazon gép hasonló üzemmódjain

$$\frac{nD}{\sqrt{\kappa R T}} = const. \quad \frac{n}{\sqrt{T}} = const.$$

Tüzelőanyag fogyasztás

$$\dot{m}_{ta} = \frac{\dot{Q}_{be}}{H_a \eta_e} = \frac{\dot{m} c_p (T_3^* - T_2^*)}{H_a \eta_e} = \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} MA \sqrt{\kappa} \sqrt{R} c_p \frac{T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}{H_a \eta_e}$$

melyből a dimenziótlan tényező

$$\frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e \sqrt{R}}{c_p p_1 \sqrt{\kappa T_1} A} = const. \quad \text{ugyanazon gép hasonló üzemmódjain} \quad \frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e}{p_1 \sqrt{T_1}} = const.$$

Vagy másképp

$$\dot{m}_{ta} \approx P \eta$$

$$\frac{\dot{m}_{ta}}{p_1 \sqrt{T_1}} = const.$$

Tüzelőanyag-levegő arány

$$\frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e \sqrt{R}}{c_p p_1 \sqrt{\kappa T_1} A} \bigg/ \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{A_1 p_1 \sqrt{\kappa}} = \frac{q_T H_a \eta_e}{c_p T_1} = const.$$

illetve

$$\frac{q_T H_a \eta_e}{T_1} = const.$$

Fajlagos teljesítmény

$$\frac{P}{\kappa p_1 A_1 \sqrt{\kappa RT_1}} \bigg/ \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{A_1 p_1 \sqrt{\kappa}} = \frac{P_{fajl}}{\kappa RT_1}$$

$$\frac{P_{fajl}}{T_1} = const$$

Tolóerő

$$F_t = \dot{m}(c_8 - v_0) + A_8(p_8 - p_0)$$

$$F_{tá} = \dot{m}_a(c_{8á} - v_{0á}) + A_{8á}(p_{8á} - p_{0á})$$

$$F_{tá} = \dot{m} \frac{p_N}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_N}} \left(c_8 \sqrt{\frac{T_N}{T_0}} - v_0 \sqrt{\frac{T_N}{T_0}} \right) + A_8 \left(p_8 \frac{p_N}{p_0} - p_0 \frac{p_N}{p_0} \right)$$

$$F_{tá} = F_t \frac{p_N}{p_0}$$

vagy másképp

$$F_t = \dot{m}_8 c_8 = \frac{p_8}{\sqrt{T_8}} M_8 A_8 \sqrt{\frac{\kappa}{R}} M_8 \sqrt{\kappa RT_8} = \kappa p_8 A_8$$

Melyből

$$\frac{F_t}{\kappa p_1 A_8} = const.$$

Illetve ugyanazon gép hasonló üzemmódjain

$$\frac{F_t}{p_1} = const.$$

Fajlagos tolóerő

$$\frac{F_t}{\kappa p_1 A_8} \bigg/ \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{A_1 p_1 \sqrt{\kappa}} = \frac{F_{t, fajl}}{\sqrt{\kappa RT_1}}$$

Illetve ugyanazon gép hasonló üzemmódjain $\frac{F_{t, fajl}}{\sqrt{T_1}} = const.$

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás

Teljesítményre vonatkoztatott

$$b_p = PSFC = \frac{\dot{m}_{ta}}{P}$$

$$\frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e \sqrt{R}}{c_p p_1 \sqrt{\kappa T_1} A_1} \bigg/ \frac{P}{\kappa p_1 A_1 \sqrt{\kappa RT_1}} = \frac{b_p H_a \eta_e \kappa R}{c_p} = const.$$

$$b_p H_a \eta_e = const.$$

Tolóerőre vonatkoztatott

$$b_{F_t} = TSFC = \frac{\dot{m}_{ta}}{F_t}$$

$$\frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e \sqrt{R}}{c_p p_1 \sqrt{\kappa T_1} A_1} \bigg/ \frac{F_t}{\kappa p_1 A_8} = \frac{b_{F_t} H_a \eta_e \sqrt{\kappa R}}{c_p \sqrt{T_1}} = const.$$

$$\frac{b_{F_t} H_a \eta_e}{\sqrt{T_1}} = const.$$

Forgató nyomaték

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n}$$

$$\frac{P}{\kappa p_1 A_1 \sqrt{\kappa RT_1}} \bigg/ \frac{nD}{\sqrt{\kappa RT_1}} = \frac{M}{\kappa A_1 D p_1} = const$$

Illetve ugyanazon gép hasonló üzemmódjain $\frac{M}{p_1} = const.$

Hasonlósági szám az összes gázdinamikai függvény is.

Például $q(\lambda_1) = \frac{\dot{m} \sqrt{T_1^*}}{p_1^* A_1 \beta}$

A hasonlósági számok összefoglaló táblázata

| Paraméter | Dimenziótlan komplex | Hasonlósági szám Azonos gép hasonló üzemmódjain | Átszámított paraméter |
|--------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Hőmérséklet | $\frac{T_i}{T_l}$ | $\frac{T_i}{T_l}$ | $\frac{T_i}{\theta}$ |
| Nyomás | $\frac{p_i}{p_l}$ | $\frac{p_i}{p_l}$ | $\frac{p_i}{\delta}$ |
| Tömegáram | $\frac{\dot{m}\sqrt{RT_l}}{A_l p_l \sqrt{\kappa}}$ | $\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{p}$ | $\frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta}$ |
| Fordulatszám | $\frac{nD}{\sqrt{\kappa RT}}$ | $\frac{n}{\sqrt{T}}$ | $\frac{n}{\sqrt{\theta}}$ |
| Tüzelőanyag fogyasztás | $\frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e \sqrt{R}}{c_p p_l \sqrt{\kappa T_l} A}$ | $\frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e}{p_l \sqrt{T_l}}$ | $\frac{\dot{m}_{ta} H_a \eta_e}{\delta \sqrt{\theta}}$ |
| Teljesítmény | $\frac{P}{\kappa p_l A_l \sqrt{\kappa RT_l}}$ | $\frac{P}{p_l \sqrt{T_l}}$ | $\frac{P}{\delta \sqrt{\theta}}$ |
| Tolóerő | $\frac{F_t}{\kappa p_l A_8}$ | $\frac{F_t}{p_l}$ | $\frac{F_t}{\delta}$ |
| Sebesség | $\frac{c_i}{\sqrt{\kappa RT}}$ | $\frac{c_i}{\sqrt{T}}$ | $\frac{c_i}{\sqrt{\theta}}$ |
| Munka | $\frac{w_{t12}}{RT_l}$ | $\frac{w_{t12}}{T_l}$ | $\frac{w_{t12}}{\theta}$ |
| Forgató nyomaték | $\frac{M}{\kappa A_l D p_l}$ | $\frac{M}{p_l}$ | $\frac{M}{\delta}$ |
| Fajlagos teljesítmény | $\frac{P_{fajl}}{\kappa RT_l}$ | $\frac{P_{fajl}}{T_l}$ | $\frac{P_{fajl}}{\theta}$ |
| Fajlagos tolóerő | $\frac{F_{t fajl}}{\sqrt{\kappa RT_l}}$ | $\frac{F_{t fajl}}{\sqrt{T_l}}$ | $\frac{F_{t fajl}}{\sqrt{\theta}}$ |
| Fajlagos fogyasztás (teljesítményre) | $\frac{b_p H_a \eta_e \kappa R}{c_p}$ | $b_p H_a \eta_e$ | $b_p H_a \eta_e$ |
| Fajlagos fogyasztás (tolóerőre vonatk.) | $\frac{b_{F_t} H_a \eta_e \sqrt{\kappa R}}{c_p \sqrt{T_l}}$ | $\frac{b_{F_t} H_a \eta_e}{\sqrt{T_l}}$ | $\frac{b_{F_t} H_a \eta_e}{\sqrt{\theta}}$ |

$$\text{Ahol } \theta = \frac{T}{T_N} \quad \delta = \frac{p}{p_N}$$

17. SZÍVÓCSATORNÁK

A szívócsatorna feladata

- a hajtóműbe beáramló közeg mozgási energiájának potenciális energiává történő átalakítása
- Lefékezni az áramlást a kompresszorba történő belépésig $M=0,4\div 0,7$ – re
- Elkerülni a határreteg leválást, érzéketlenség a repülőgép fel-le és oldalazó mozgására
- Kis torlóponti nyomásesés
- Sebességmező homogenitás irány és nagyság szerinti a kompresszor előtt.

Mindezek különböző módon biztosíthatók a repülési sebesség függvényében. Alapvetően megkülönböztetünk

- szubszonikus és kismértékben hangsebesség feletti
- szuperszonikus

szívócsatornákat.

Szubszonikus szívócsatorna

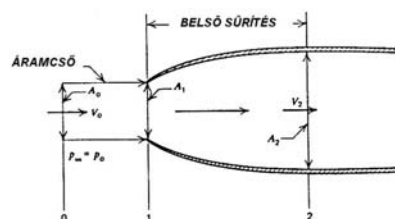
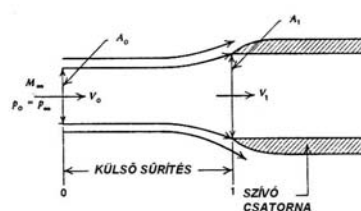
A lefékezés két lépcsőben megy végbe:

A szívócsatornán kívül izentrópicusan és a szívócsatornában.

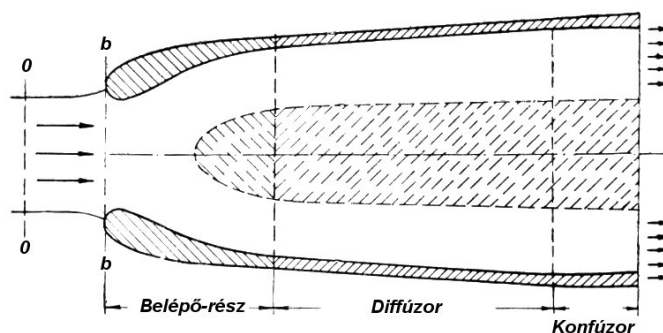
A belépő keresztmetszetben optimális a $c_b \approx 0,5v_{\theta}$ -ra történő lefékezés.

A szubszonikus szívócsatorna a legömbölyített belépő (száj) rész után bővülő (diffúzor) résszel ($4\div 6^\circ$ félkúpszög), majd állandó keresztmetszetű résszel végül áramvonalak rendezése, a sebességmező - kompresszor előtti - kiegyenlítése céljából rövid konfúzor résszel rendelkezik (17.1. ábra).

Össznyomás-visszanyerési tényező: $\sigma_{sz}=0,96\div 0,98$



az

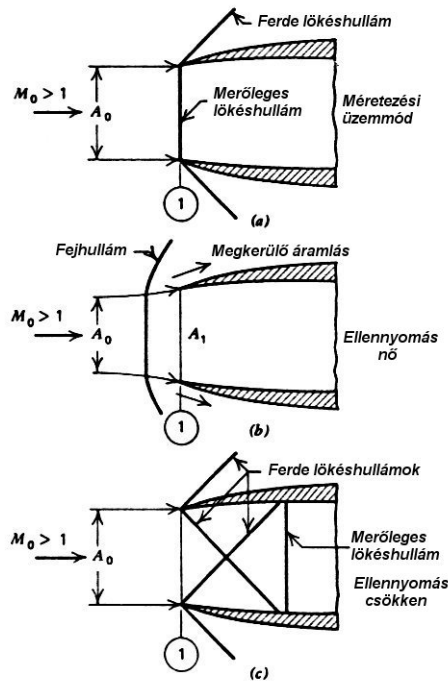


17.1. ábra

Szívócsatorna mérsékelt hangsebesség feletti ($M_0 < 1,4\div 1,5$) repülőgépekhez

Lefékezés hangsebesség alatti áramlási sebességre 1 db merőleges lökeshullámon.

Pitot-féle (merőleges lökeshullámon fékező) szívócsatorna (17.2. ábra): $\sigma_{sz}=0,93\div 0,98$



17.2. ábra

A merőleges lökeshullám

Egydimenziós közelítés

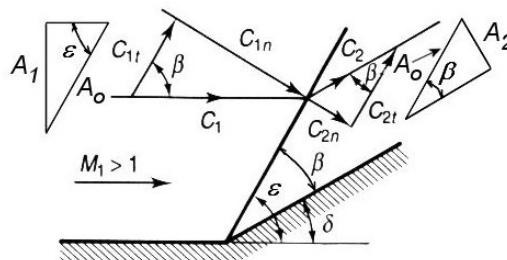
- Az áramcső felülete elegendően távol van a határoló fal mentén kialakuló határrétegtől
- A lökeshullám állandó keresztmetszetenél keletkezik
- A lökeshullám merőleges az áramvonalakra
- Az áramlási folyamat, beleértve a lökeshullámot is adiabatikus, nincs munkavégzés, a testre ható erők hatása elhanyagolható.

Az alkalmazott egyenletek

- kontinuitás törvénye
- impulzus tétel
- energia egyenlet
- állapotegyenlet.

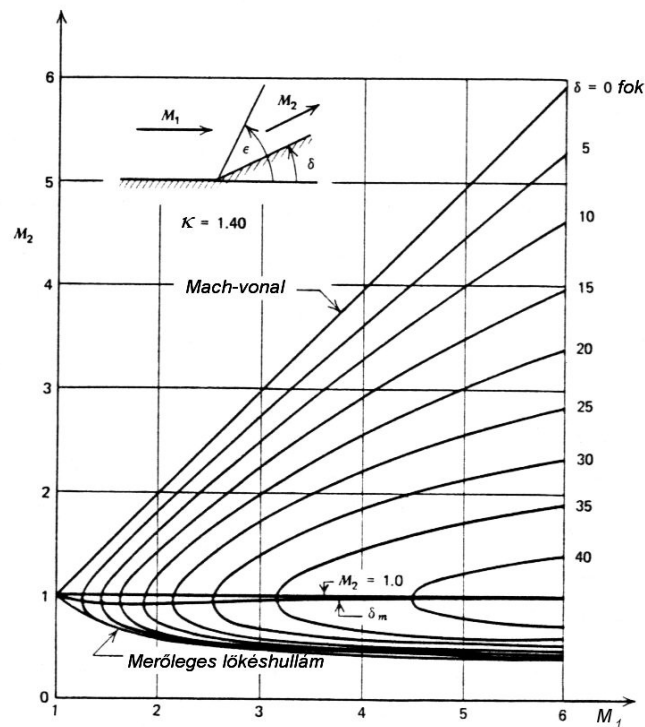
A merőleges lökeshullámon $M_0 > 1,4 \div 1,5$ esetén nagymértékben csökken az össznyomás-visszanyerési tényező ezért a merőleges lökeshullám előtt le kell fékezni az áramlást mérsékelt szuperszonikus értékre. Ez kis intenzitású ferde lökeshullámokon lehetséges.

Ferde lökeshullámok



17.3. ábra

A szuperszonikus áramlásban amennyiben az irányeltérést szenved, lökéshullám keletkezik.



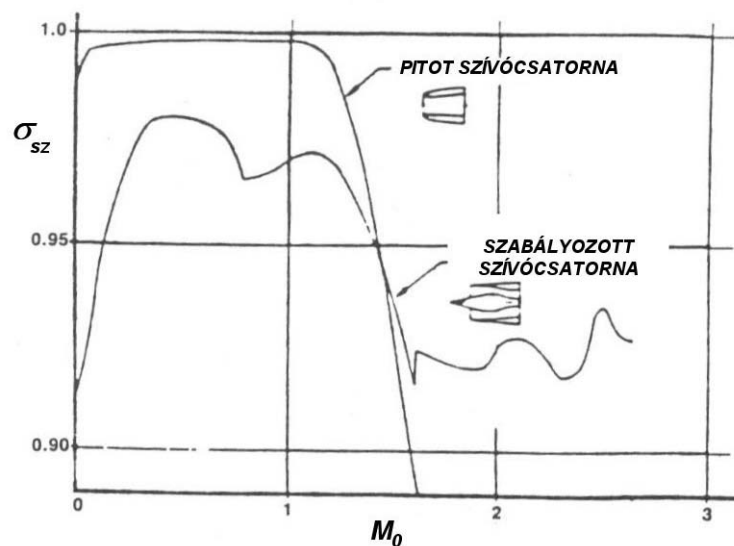
17.4. ábra.

A sík ferde lökéshullámok vizsgálatai azt mutatják, hogy

- minden érkező Mach-számhoz tartozik egy olyan δ_m irányeltérítési szög, mely nem léphető túl
- amennyiben $\delta < \delta_m$ bármely Mach-számhoz két sík ferde lökéshullám tartozhat: egy kisebb és egy nagyobb intenzitású (17.4. ábra felső része). A kisebb szöghöz gyengébb, kisebb statikus nyomásnövekedést eredményező lökéshullám tartozik. A lökéshullámon a sebesség csökken, de szuperszonikus marad.
- a diagram alsó része a nagyobb intenzitású ferde lökéshullámok tartománya, melyeken a lefékeződés hangsebesség alá történik.

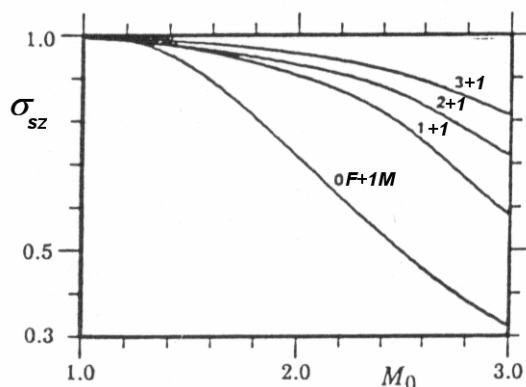
Általában a kis intenzitású lökéshullám realizálódik, de az ellennyomás bizonyos értékeinél kialakulhat nagy intenzitású ferde lökéshullám is.

Ferde lökéshullámokat kúp- vagy ékfelület áramlásba helyezésével érhetünk el. Ezek helyzete, illetve geometriája az üzemmód függvényében változtatandó. Az ilyen szívócsatornák szabályozást igényelnek. A szabályozott (1 merőleges és 1 vagy több ferde lökéshullámot alkalmazó), illetve szabályozatlan (csak 1 merőleges lökéshullámon fékező) szívócsatornák összehasonlítását láthatjuk az 17.5. ábrán.



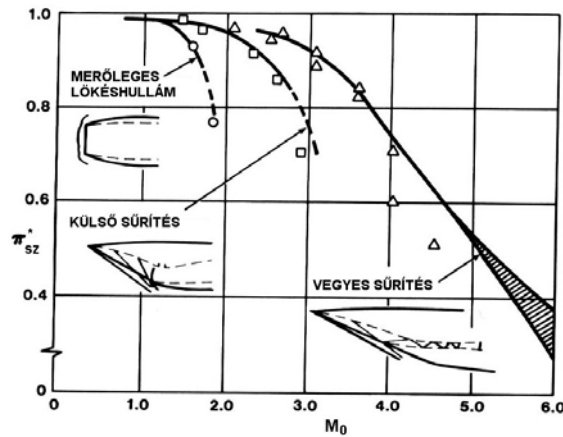
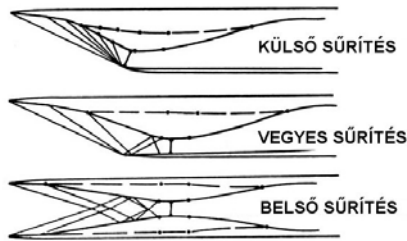
17.5. ábra

A 17.6. ábra az 1 merőleges lökéshullámon, illetve az azt megelőző 1, 2, 3 db. ferde lökéshullám rendszeren létrejövő össznyomás-visszanyerési tényező változást szemlélteti a repülési Mach-szám függvényében



17.6. ábra

Szuperszonikus szívócsatornák alkalmazási tartományait és összehasonlítását szemlélteti a 17.7. ábra.



17.7. ábra

| | |
|--------------------------------|--------------------|
| Nem szabályozott szívócsatorna | $M_0 < 1,5$ |
| Külső sűrítésű szívócsatorna | $M_0 < 2 \div 2,5$ |
| 1 ferde lh + 1 merőleges lh | $M_0 < 1,8 \div 2$ |
| 2 ferde lh + 1 merőleges lh | $M_0 < 2 \div 2,3$ |
| Vegyes sűrítésű szívócsatorna | $M_0 > 2,3$ |

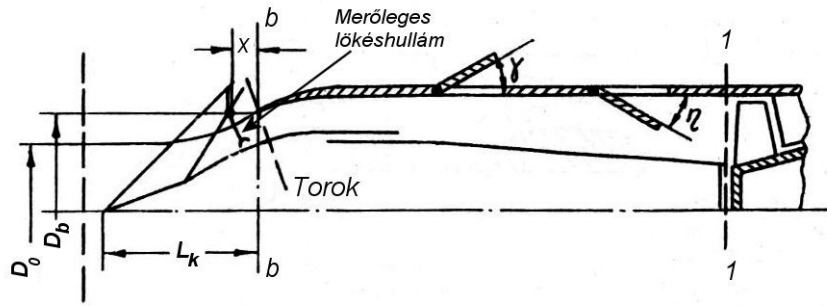
Külső sűrítésű szívócsatorna

A hangsebességre történő lefékezés a szívócsatorna belépő keresztmetszetéig a csatornán kívül, ferde lökeshullámokon megtörténik. Méretezési üzemmódon a ferde lökeshullámok a belépőélen záródnak. A szívócsatorna különböző üzemmódjain (pl. a kompresszor előtti nyomás megváltozása) a záró merőleges lökeshullám – melynek helyzetét x jelöli – elmozdul. Az ellennyomás növekedésével a lökeshullám előre, míg csökkenésével hátra megy (17.10. ábra).

A csatorna instabil üzemmódja (leválás) – a záró merőleges lökeshullám előre mozdulásával következik be (fejhullám). A kompresszor felé – a kompresszor előtti nyomás csökkenése miatt – történő lökeshullám elmozdulás a határréteg és a lökeshullám egymásra hatása következtében az üveghang jelenség lép fel. A leválás (pumpálás, pompázs) kisfrekvenciájú (2-20 Hz), nagy amplitúdójú nyomáslengés.

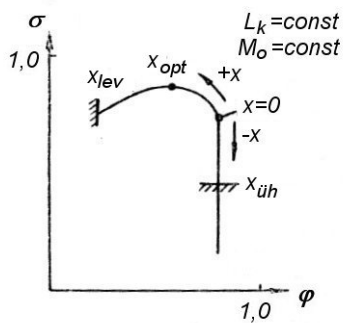
Üveghang jelenség akkor lép fel, ha a lökeshullám kompresszor belépő keresztmetszetéhez közel kerül. Ez nagyfrekvenciás (néhány 100 Hz-ig) kis amplitúdójú nyomáslengés.

Mind a leválásos, mind az üveghang jelenséggel kísért üzemmód kerülendő, mivel a hajtóműre károsodását okozhatja.



17.8. ábra

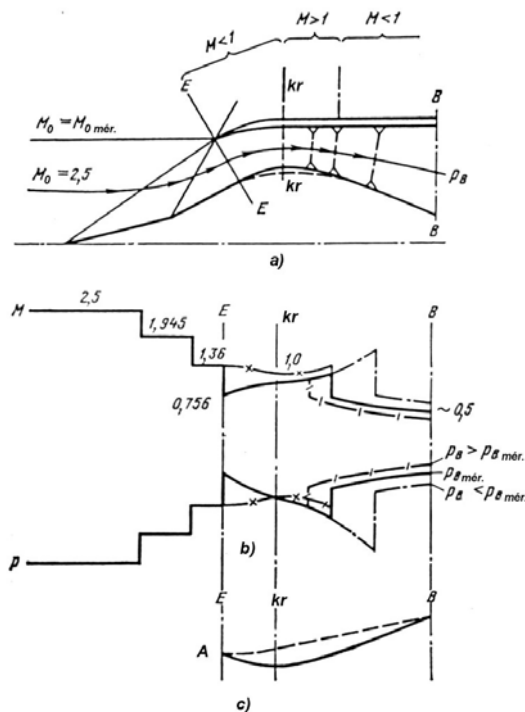
Statikai karakterisztika: $\sigma_{sz} = f(\varphi_{sz})$



$$\sigma_{sz} = \frac{p_1^*}{p_0^*} \quad \varphi_{sz} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_b} = \frac{A_o}{A_b}$$

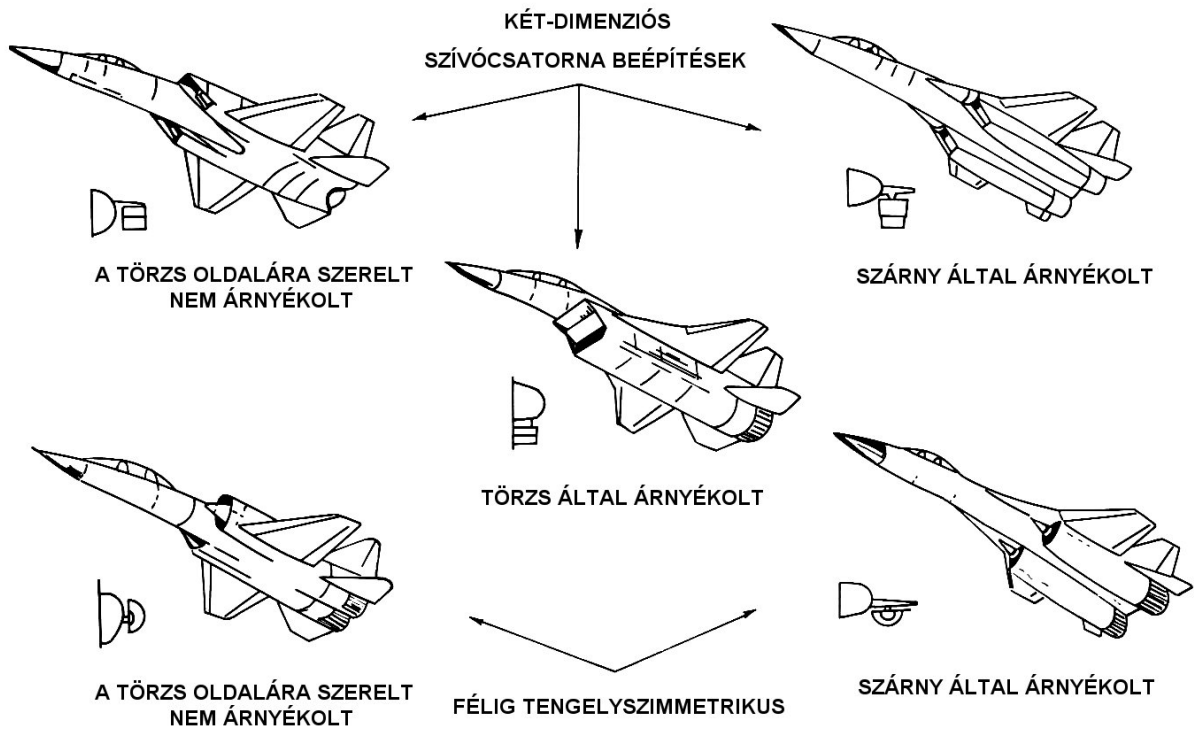
17.9. ábra

Kritikus keresztmetszettel rendelkező külső sűrítésű szívócsatornában lejátszódó folyamatok az ellennyomás függvényében



17.10. ábra

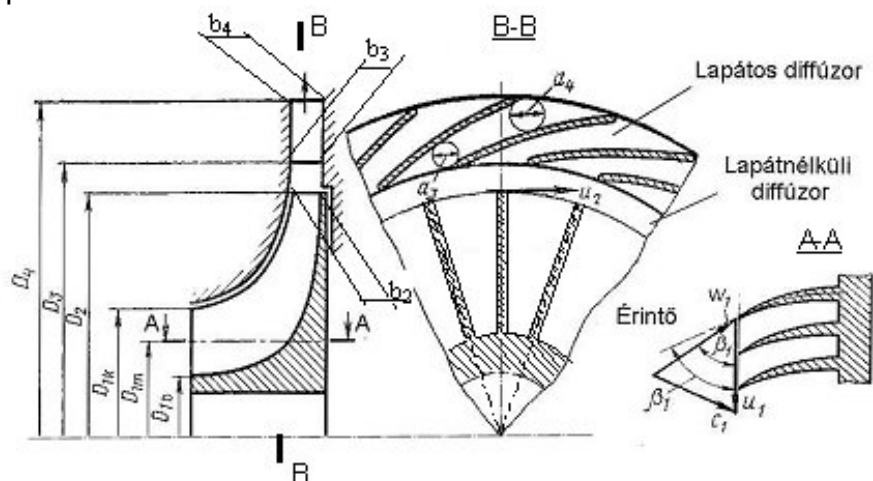
Szívócsatorna beépítések



17.11. ábra

18. KOMPRESSZOROK

Centrifugálkompresszorok



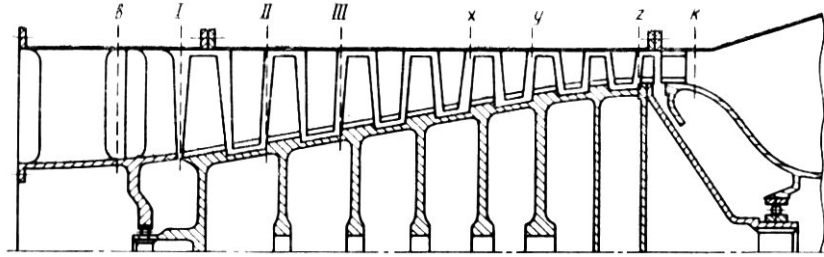
18.1. ábra

L. előadás

Kis tömegáram, nagy nyomásviszony (egy fokozatban), nagy átmérő.

Axiálkompresszorok

Nagy tömegáram, kis nyomásviszony (egy fokozatban), kedvező geometriai jellemzők.

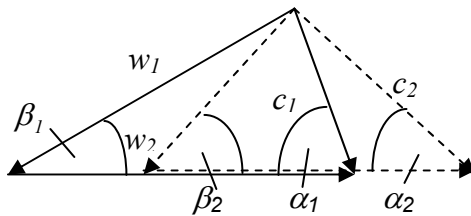


18.2. ábra

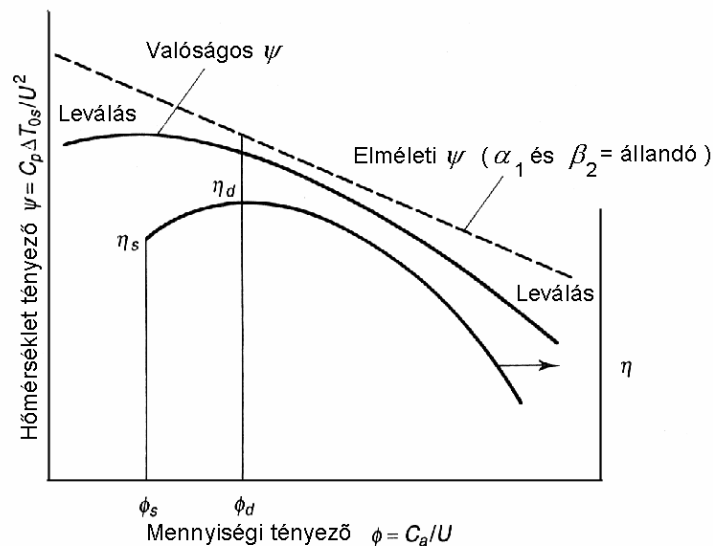
Kompresszor fokozatok

18.1. Kompresszor karakterisztika

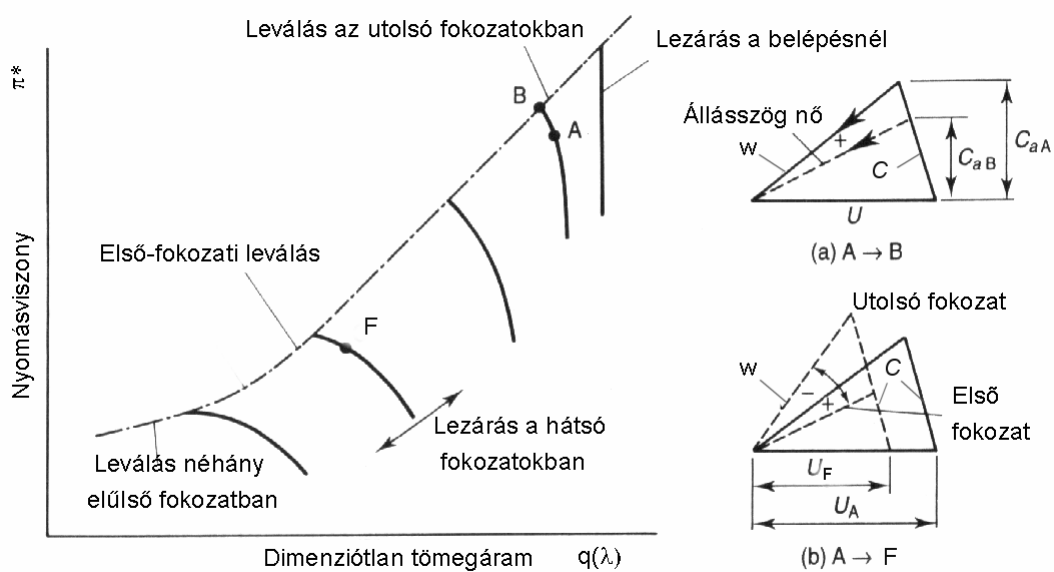
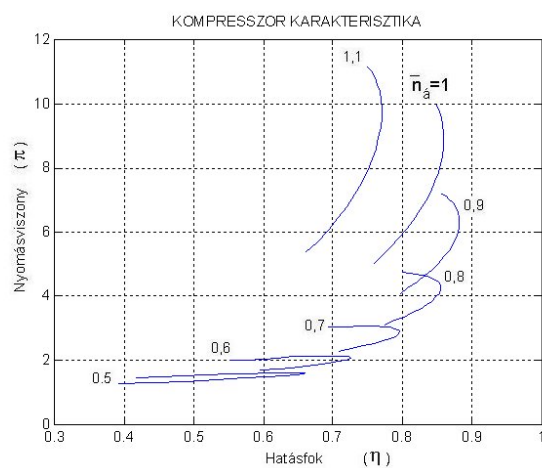
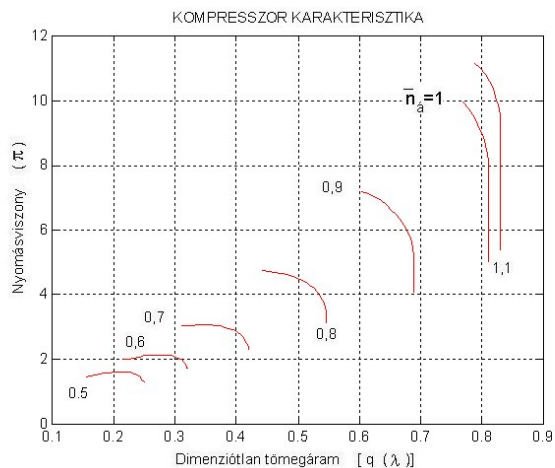
$$\Delta i_{fok}^* = u(w_{1u} - w_{2u}) = u[u - (w_{2u} + c_{1u})] = u[u - c_a(ctg\beta_2 + ctg\alpha_1)] \quad (18.1)$$



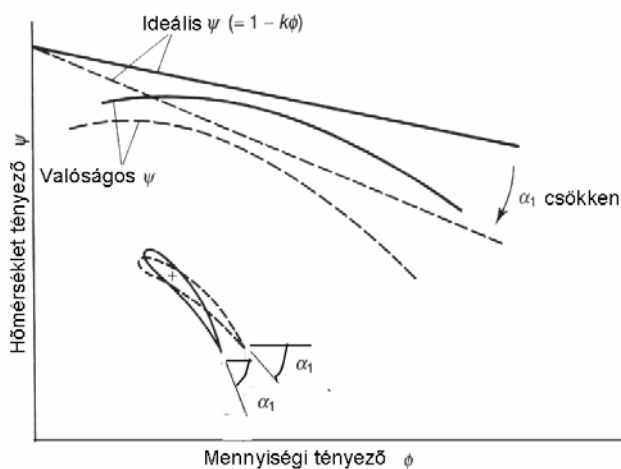
$$\psi = \frac{\Delta i_{fok}^*}{u^2} = 1 - \frac{c_a}{u}(ctg\beta_2 + ctg\alpha_1) = 1 - \phi(ctg\beta_2 + ctg\alpha_1) \quad (18.2)$$



18.1 ábra. Fokozati karakterisztika



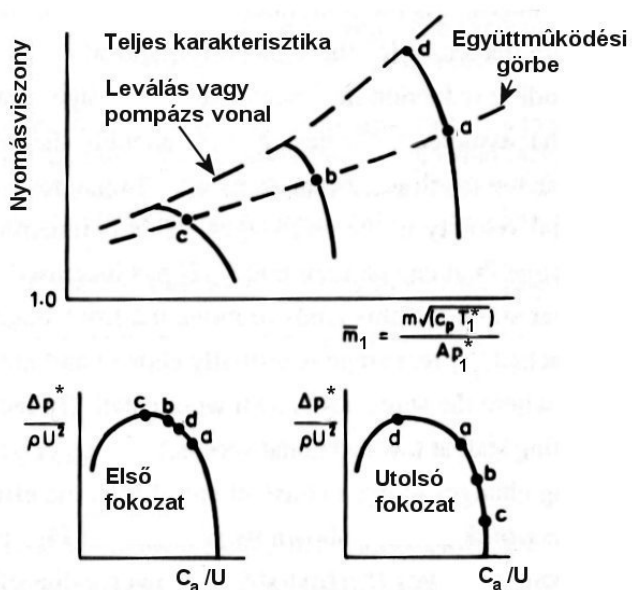
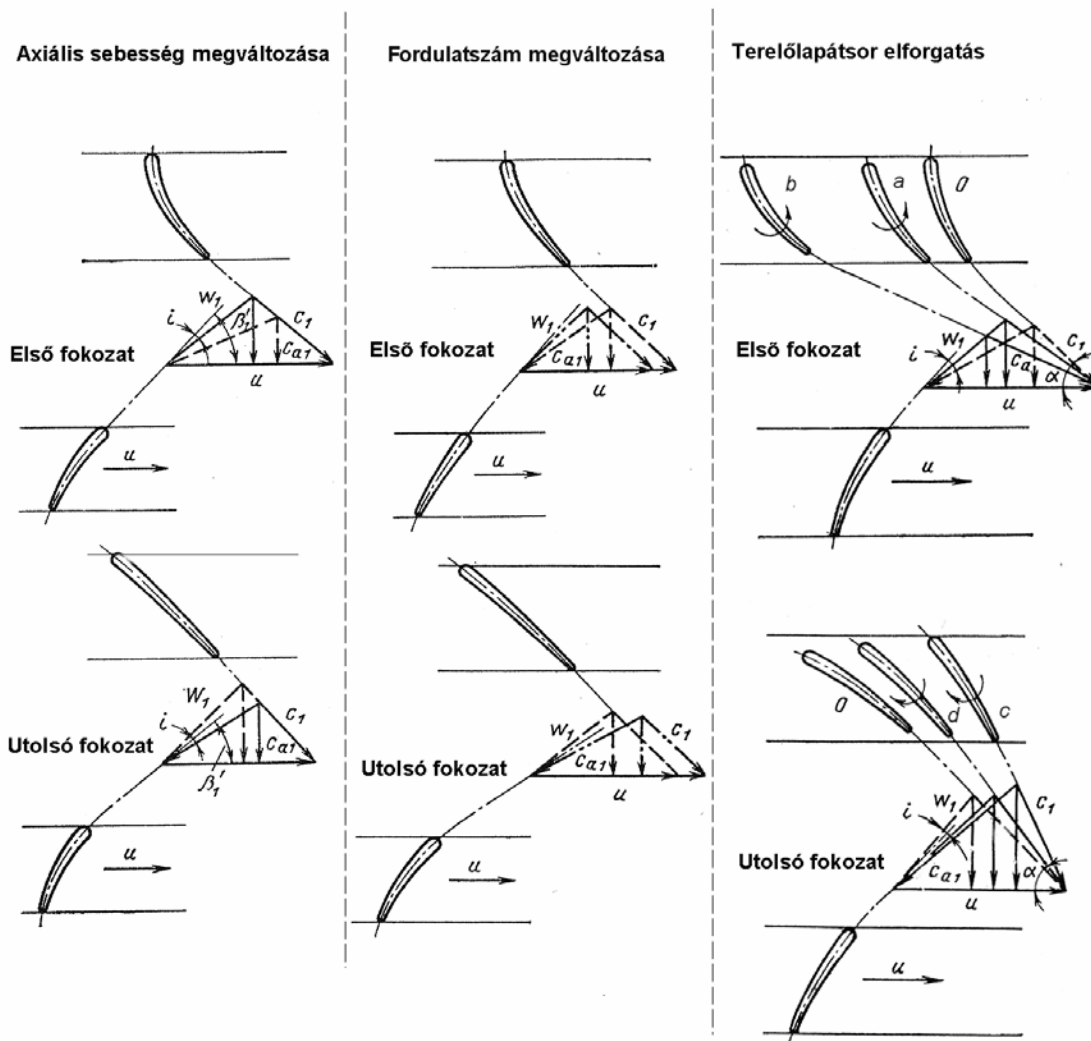
18.2. ábra. Lezárás, leválás a kompresszor karakterisztikán



18.3. Terelőlapátsor elforgatás hatása a karakterisztikára

Instabil üzemmódok

Sebességi háromszög módosulások



Az axiálsebesség megváltozása az állásszög megváltozását vonja maga után. Kis változás az első fokozatban, jelentős lehet az utolsókban. Vizsgáljuk meg egy többfokozatú kompresszorban a lejátszódó folyamatokat. Feltételezzük, hogy a fokozatok azonos karakterisztikákkal rendelkeznek (18.4. ábra). Méretezési üzemmód munkapontja a karakterisztikákon azonos (a). Igazolható, hogy $\bar{m}_1 \sim c_a / u$. Például:

18.4. ábra

- $n = \text{const.}$ (18.4. ábra a-d átmenet): $\dot{m} \downarrow$, $\frac{c_a}{u} \downarrow$, így az állásszög \uparrow az első fokozatban. Az

Euler-egyenlet (18.2) alapján a második előtt a nyomás $\uparrow \rightarrow$ sűrűség \uparrow , ezért $\frac{c_a}{u} \downarrow \downarrow$ az

állásszög $\uparrow \uparrow \dots \rightarrow$ utolsó fokozat: leválás a szívott oldalon.

- n csökken (18.4. ábra a-c átmenet az együttműködési görbe mentén) fokozat nyomás \downarrow

\rightarrow ha $\frac{c_a}{u} = \text{const.}$, \rightarrow sűrűség $\downarrow \rightarrow c_a \uparrow$ az utolsó fokozatok felé (ellenállás növekedés) \rightarrow első

fokozatok $\frac{c_a}{u} \downarrow \rightarrow$ állásszög nő \rightarrow leválás a szívott oldalon

A tömegáram csökkenése ellentétes hatást eredményez \rightarrow lezárás, negatív állásszög miatti leválás az utolsó fokozatban.

Fordulatszám csökkenéskor a tömegáram gyorsabban csökken, mint a kerületi sebesség.

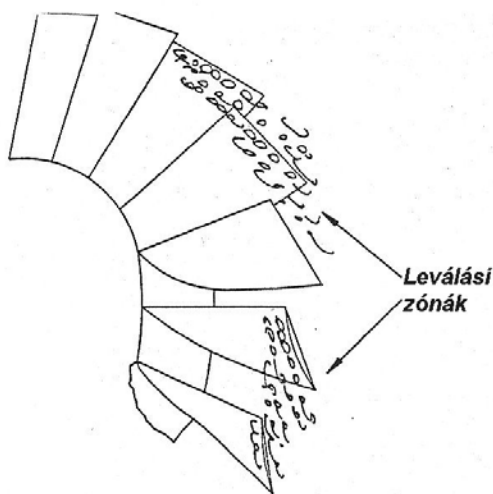
Az $\frac{c_a}{u}$ csökken, \rightarrow első fokozatoknál állásszög növekedés, de az utolsó fokozatoknál a

kisebb nyomás és sűrűség miatt $\rightarrow \frac{c_a}{u}$ nő, az állásszög csökken.

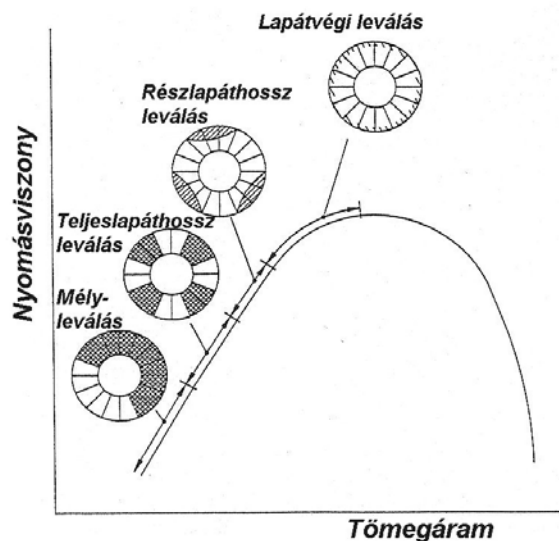
Állásszög nő \rightarrow a kompresszió munkaszükséglet nő.

Állásszög csökken \rightarrow a kompresszió munkaszükséglet csökken.

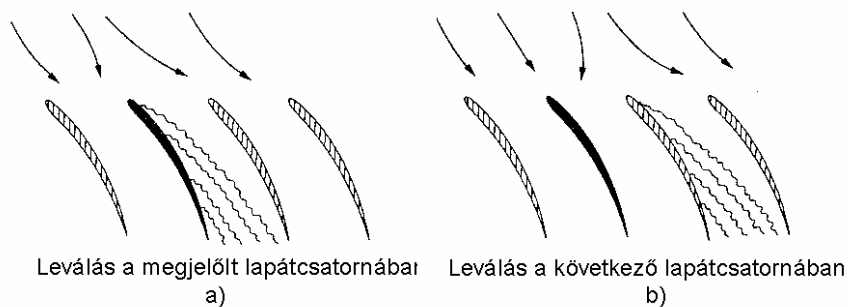
Forgó leválás



18.5. ábra. Lapátvégi forgó leválási zónák



18.6. ábra A leválás kialakulása a karakterisztika különböző részein szemléltetve



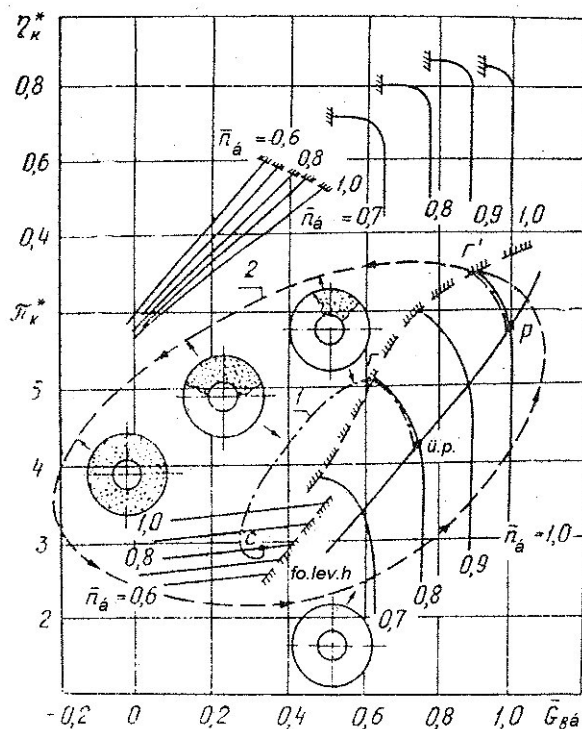
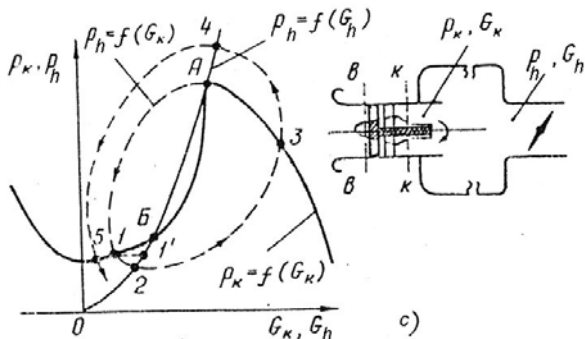
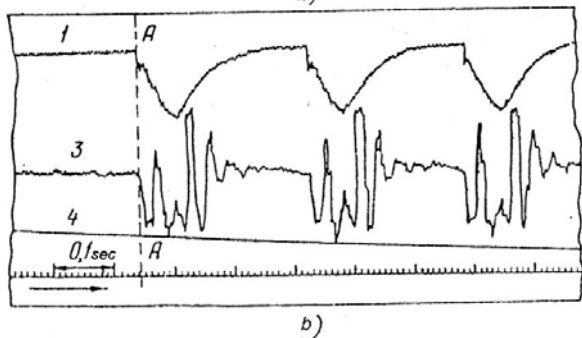
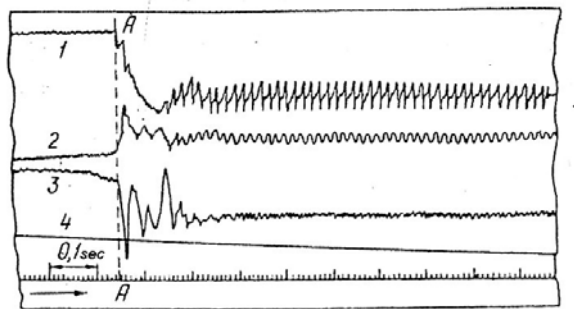
A forgó leválás továbbterjedése

Forgó leváláskor a forgó zónák a forgólapátok forgási irányába forognak kisebb szögsebességgel.

Forgó leválás → nagyfrekvenciás kis amplitúdójú nyomáslengés.

Kezdetének oka gyártási pontatlanság lehet.

Kiterjedt leválás → pumpálás, pompázs, nagy amplitúdójú, kisfrekvenciás nyomás és tömegáram lengés. Ellentétes gázáramlás.

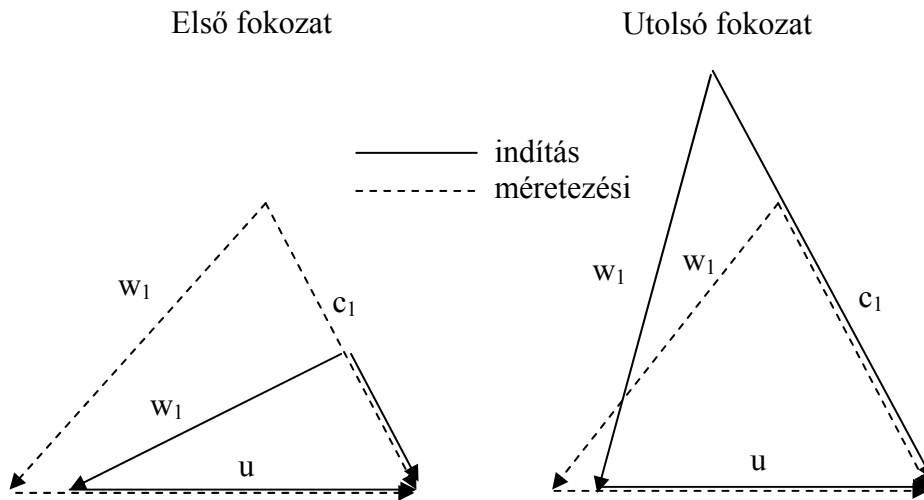


1 – kilépőnyomás, 2 – belépőnyomás, 3 –

tömegáram

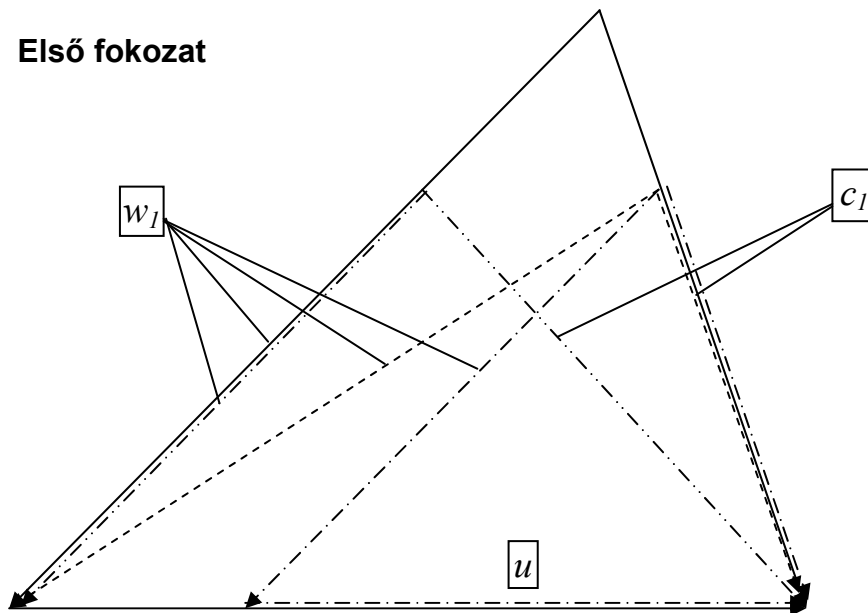
4 – fojtási keresztmetszet.

Leválási jelenség indításkor

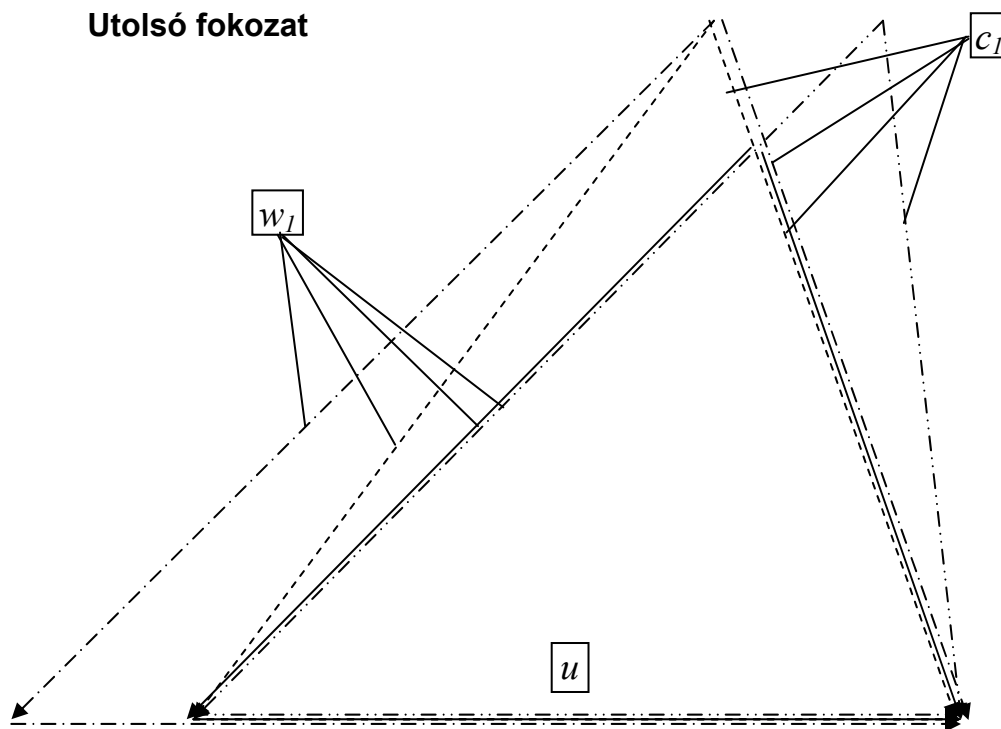


Indításkor $\frac{\rho_{\text{első fokozat}}}{\rho_{\text{utolsó fokozat}}} \approx 1$, méretezési állapot $\frac{\rho_{\text{első fokozat}}}{\rho_{\text{utolsó fokozat}}} \gg 1$

Sebességi háromszög módosulások a pumpálás elkerülésére alkalmazott módszereknél



- méretezési üzemmód, levegő kieresztés
- c_a csökken, ill. nő
- terelőlapátsor elforgatás
- · - · - · - fordulatszám csökkentés, kétforgórészes hmű



Két forgórész $\pi_K^* > 8-9$

Állítható terelőlapátsor $\pi_K^* > 6$

19.ÉGÉSTEREK

Égésterek típusai

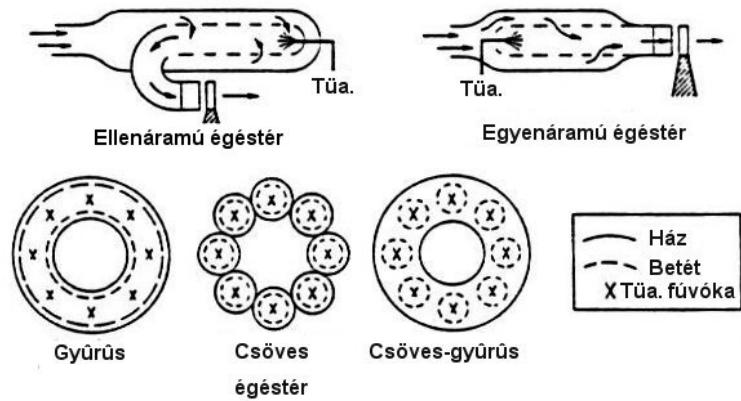
Áramlási irány szerint:

- ellenáramú égésterek (a kezdeti gázturbina konstrukciónál került kifejlesztésre)
 - o a kompresszor és turbina közötti távolság kicsi (rövidebb gázturbina)
 - o jól kidolgozott konstrukció, ezért ma is alkalmazzák
 - o viszonylag nagy nyomásvesztéssel rendelkezik.
- egyenáramú égésterek (tengelyfeszültségi problémák kezelési módjának megtalálása után vált lehetővé az alkalmazása)
 - o a kompresszor és turbina közötti távolság olyan, hogy az égéstér elférjen
 - o az ellenáramúnál kisebb áramlási veszteség
 - o kisebb hajtómű radiális méret (kisebb ellenállás)
 - o elterjedten alkalmazzák

Égéstér kialakítás szerint:

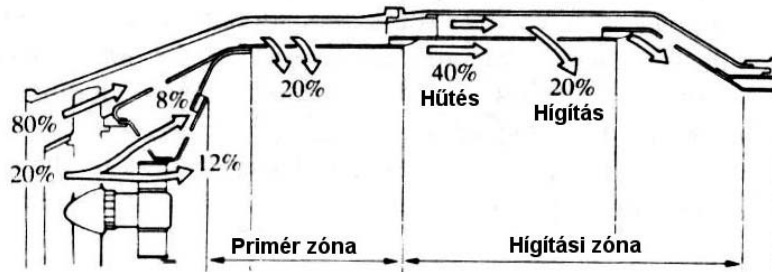
- gyűrűs
 - o könnyebb, kisebb radiális hajtómű méretet biztosító megoldás
 - o kisebb nyomásvesztés
 - o drágább (fejlesztése nagyobb költséget igényel, mert a teljes levegőmennyiségre van szükség)
 - o könnyen deformálódik
 - o javítása drágább (a teljes égéstér cserélendő)

- csöves
 - o a gyűrűsnél nehezebb, nagyobb radiális hajtómű méretet eredményez
 - o nagyobb nyomásvesztés
 - o robusztusabb
 - o olcsóbb (fejlesztése könnyebb – elegendő 1 cső fejlesztése – arányosan kisebb levegőmennyiség szükséges)
 - o javítása olcsóbb (csak csövet kell cserélni)
- csöves-gyűrűs
 - o a két alaptípus kombinációja, peremétereik a kettő közöttiek



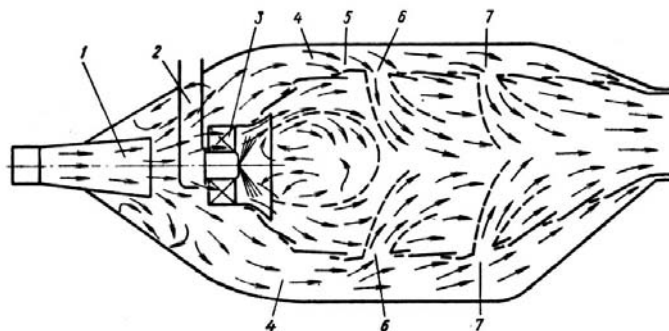
19.1. ábra

Levegőbevezetés az égéstérbe

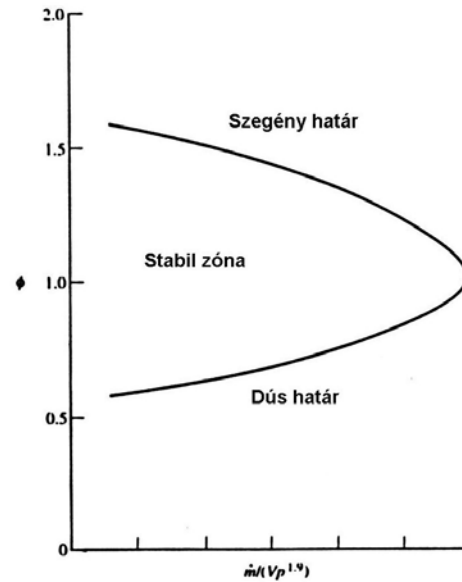
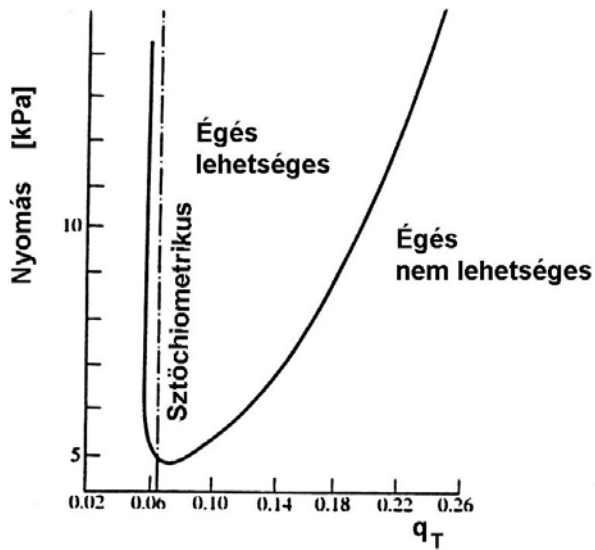


19.2. ábra

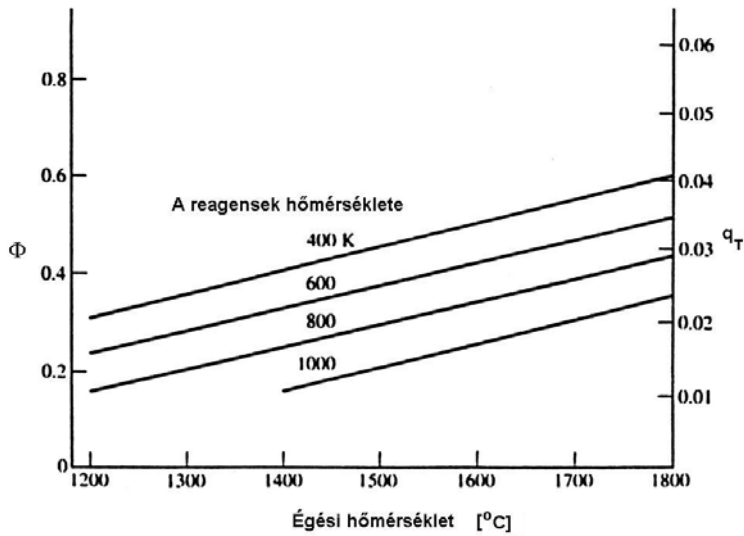
Áramlási viszonyok az égéstérben



19.3. ábra

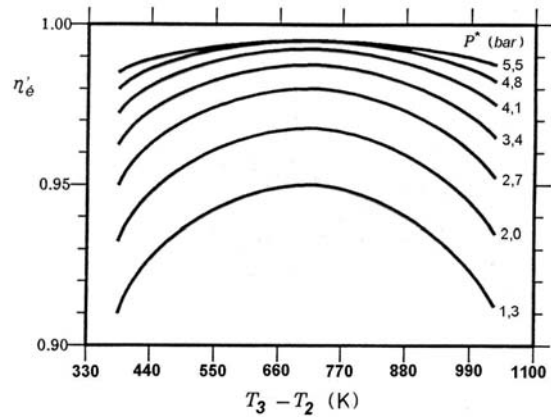


Égési hőmérséklet



Égési hatások

$$\eta_{\dot{e}} = \frac{\text{elméleti } q_T \text{ tényleges } \Delta T \text{ esetén}}{\text{tényleges } q_T \text{ tényleges } \Delta T \text{ esetén}}$$



Nyomásvesztés

$$\zeta = \frac{\Delta p^*}{\dot{m}^2 / (2\rho_2 A_m^2)} = K_1 + K_2 \left(\frac{T_3^*}{T_2^*} - 1 \right)$$

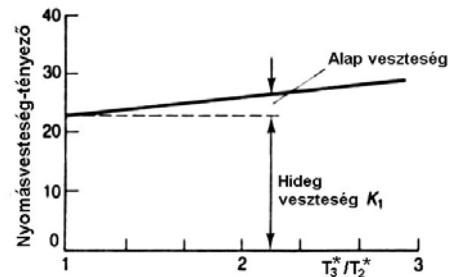
Csőes égéstér $\zeta = \text{kb. } 35$

Gyűrűs-csőes égéstér $\zeta = \text{kb. } 25$

Gyűrűs égéstér $\zeta = \text{kb. } 18$

$$\frac{\Delta p^*}{p_2^*} = \zeta \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_2^*}}{A_m p_2^*} \right)$$

Repülőgép hajtóműveknél az A_m / \dot{m} viszonyt úgy választják meg, hogy $\Delta p^* / p_2^* = 4-7\%$, ipariaknál kb. 2% .

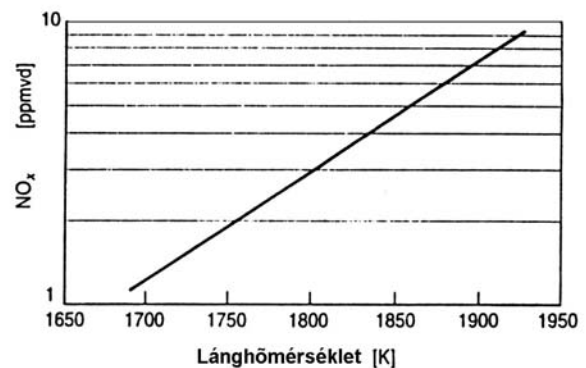
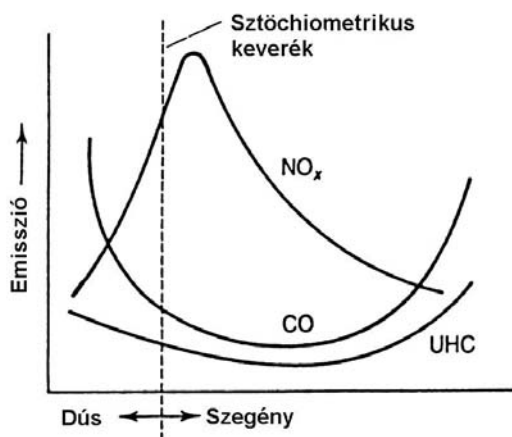


Égéstér hőterhelés

$$K_V = \frac{\dot{Q}}{V_{\text{égéstér}} P_{\text{égéstér}}} \left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^3 \text{bar}} \right] \quad \text{vagy} \quad K_V = \frac{\dot{Q}}{V_{\text{égéstér}} P_{\text{égéstér}}^{1,8}} \left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^3 \text{bar}^{1,8}} \right]$$

Repülőgép hajtóműveknél $K_V = 2-5 \text{ kW}/(\text{m}^3 \text{bar})$ Ipari gázturbináknál jelentősen kisebb.

Károsanyag kibocsátás



NO_x , CO, UHC

Károsanyag kibocsátás csökkentési módok:

Víz- illetve gőzbefúvás az égéstérbe

-Ipari gázturbinák esetében az NO_x kibocsátás csökkentése miatt alkalmaznak vízbeporlasztást.

Az alkalmazott víz- tüzelőanyag tömegáram arány $m_{\text{víz}}/m_{\text{tüzelőanyag}} = 1-2$ körüli.

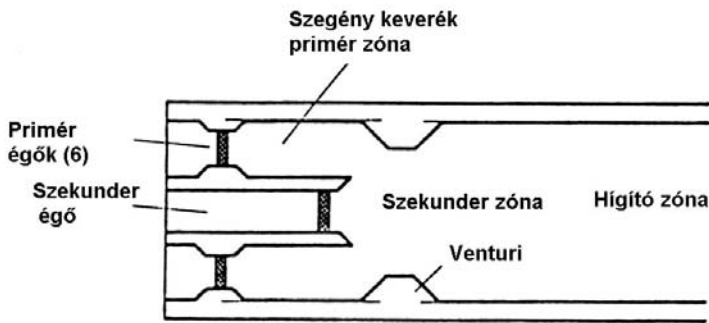
$m_{\text{víz}}/m_{\text{tüzelőanyag}} = 1$ esetén 10-20% lehet a teljesítménynövekedés, de ezt 6-8% fajlagos fogyasztás növekedés (a párolgáshő bevezetése miatt) kíséri. Nöhet a CO tartalom is.

-Az égéstérbe történő gőz injektálás célja NO_x csökkentés és teljesítménynövelés.

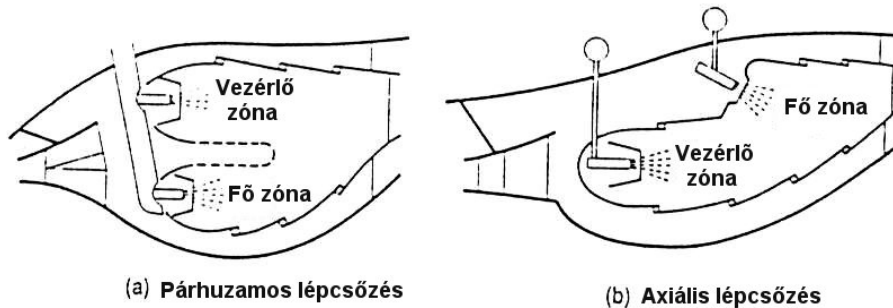
$m_{\text{gőz}}/m_{\text{tüzelőanyag}} = 2$ esetén 15-20% teljesítménynövelés érhető el kb. 10% fajlagos tüzelőanyag fogyasztás csökkenés mellett.

Szelektív katalitikus redukció

Száraz NO_x csökkentés
-dús- és szegény keverékképzés



-lépcsős égéstér



20. SUGÁRFÉKEK

Sugárfordítási tényező

$$\bar{F}_R = \frac{F_{ford}}{F_t} = 0,5 \div 0,6$$

ahol

$$F_{ford} = \dot{m}_{sford} c_{sford} \cos \alpha - (\dot{m}_6 - \dot{m}_{sford}) c_8 \quad \text{- negatív tolóerő}$$

\dot{m}_{sford} - a sugárfordító tömegárama

c_{sford} - a sugárfordító kilépő sebessége

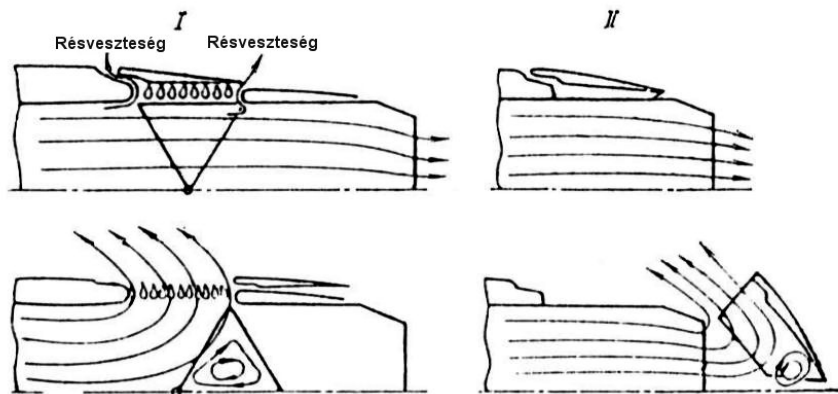
α - az eltérítés szöge

\dot{m}_6 - a fűvócsőbe belépő gáz tömegárama

c_8 - a nem eltérített gáz kilépősebessége

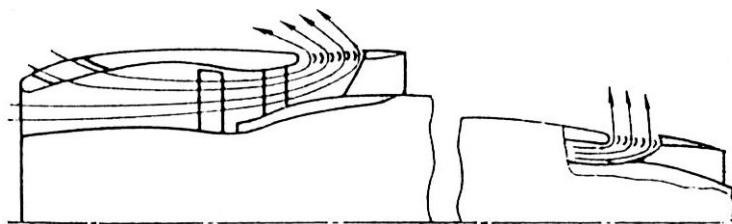
Sugárfékek típusai:

- sugáreltérítés a fűvócső kilépőkeresztmetszet előtt 20.1 ábra I.
- sugáreltérítés a fűvócső kilépőkeresztmetszet után. 20.1 ábra II.



20.1. ábra

Nagy kétáramúsági fokú kétáramú hajtómű sugárfékezése



20.2. ábra

Külső áram van negatív irányba fordítva (70÷80% tolóerő), a primér áram csak 90°-ra

21. INDÍTÁS

Az indítás mindig segédenergiával történik.

Minimális fordulatszám $n_{min} = (0,15 \div 0,20)n_{max}$ (A legnagyobb megengedett turbina előtti hőmérséklet)

Az indítás lépései:

- 1/ Felpörgetés indítóberendezéssel tüa. bevezetés nélkül $n_1 \leq n_{min}$ fordulatszámig;
- 2/ A turbina és az indítóberendezés együttforgása tüa. bevezetés és gyújtás után;
- 3/ A turbina önálló forgása az indítóberendezés lekapcsolódásától ($n_2 > n_{min}$) alapgázig ($n_{A.G.}$).

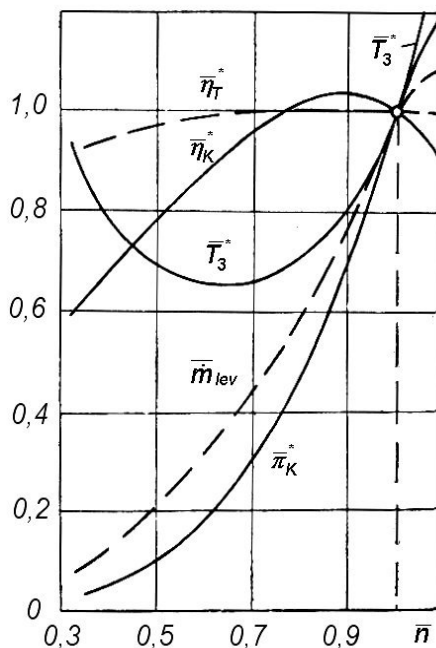
Sugárhajtóműveknél

$$\bar{n}_1 = 0,08 \div 0,15$$

$$\bar{n}_2 = 0,25 \div 0,4$$

Kétforgórészes hajtóműveknél a nagynyomású forgórész fordulatszáma az alapgázéhoz viszonyítva

$$\bar{n}_1' = 0,2 \div 0,25$$



21.1. ábra. Turbina paraméterváltozások

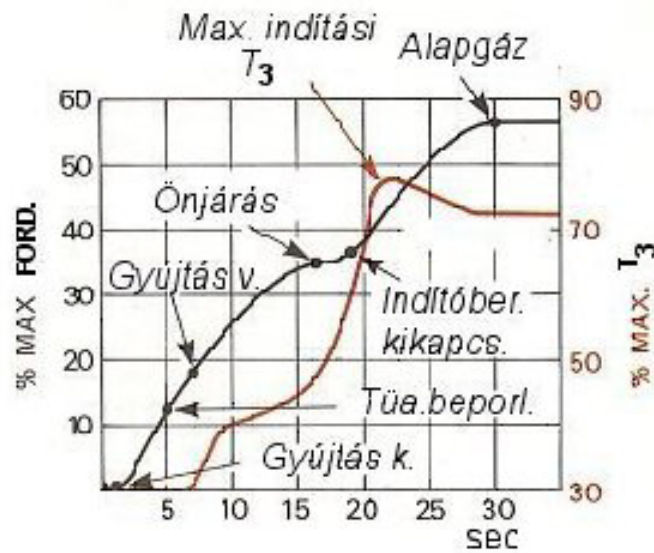
$$\bar{n}_2' = 0,6 \div 0,8$$

Indítási rendszerek:

- autonómok
- nem autonómok.

Működés szerint:

- Elektromos indítómotorok
- Turbokompresszoros indítók
- Sűrítettlevegős turbinák (expanderek)
(3,5÷4,5 bar)
- Hidraulikus motorok
- Indítópatronok



21.2. ábra. Tipikus indítási folyamat.