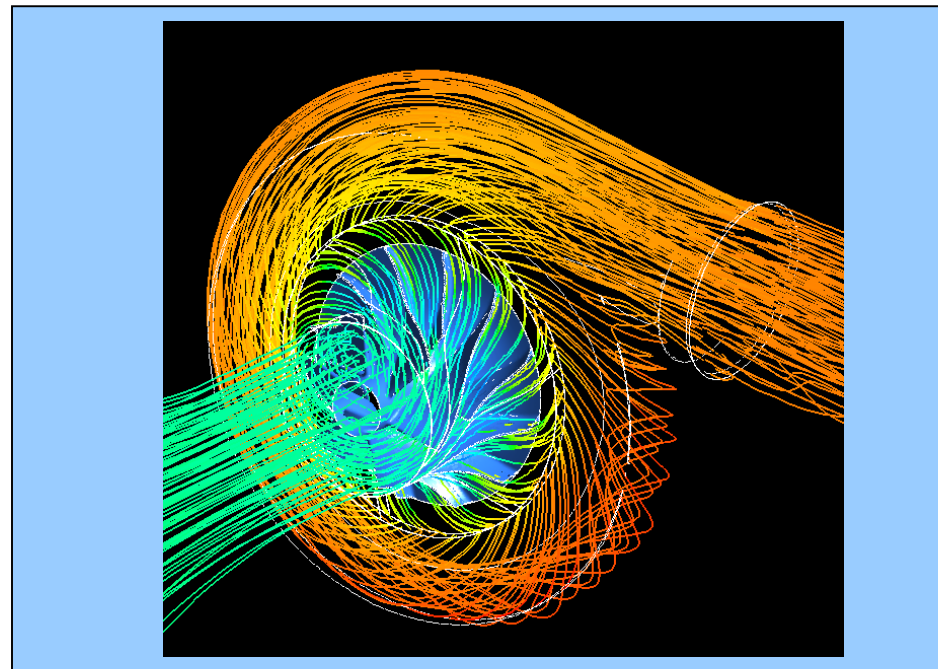


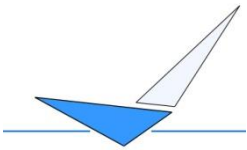
Repülőgép Hajtóművek II
BMEKORHA421
és
Repülőgép Hajtóművek
Szerkezet BME KORHA523
-Axiális Kompresszorok -



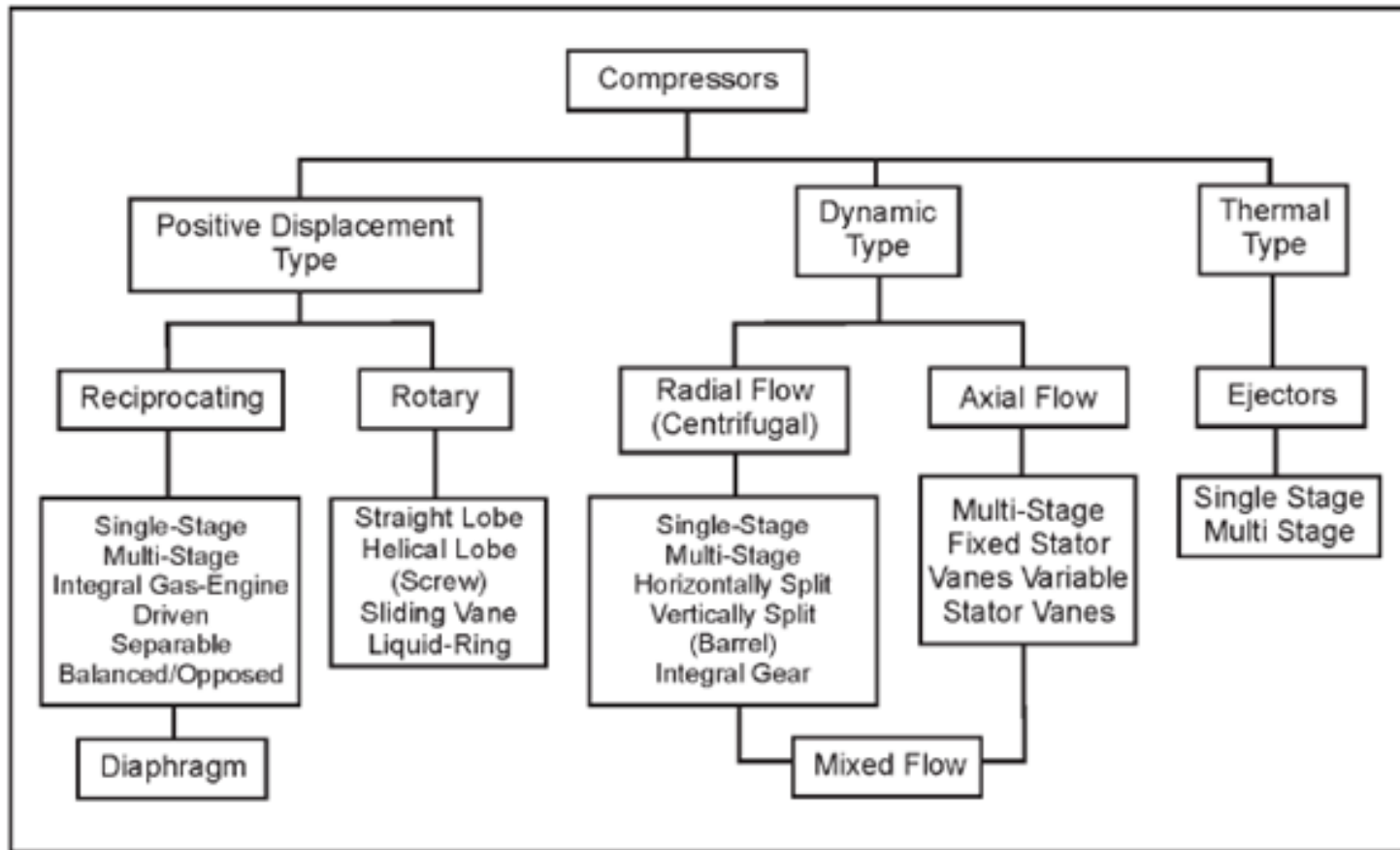
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék
Budapest, 1111, Stoczek u. 6 J. ép. 4. em.
Tel: 36-1-463-1922, Fax: 36-1-463-30-80, E-mail:
drohacs@vrht.bme.hu

Dr. Veress Árpád
egyetemi docens

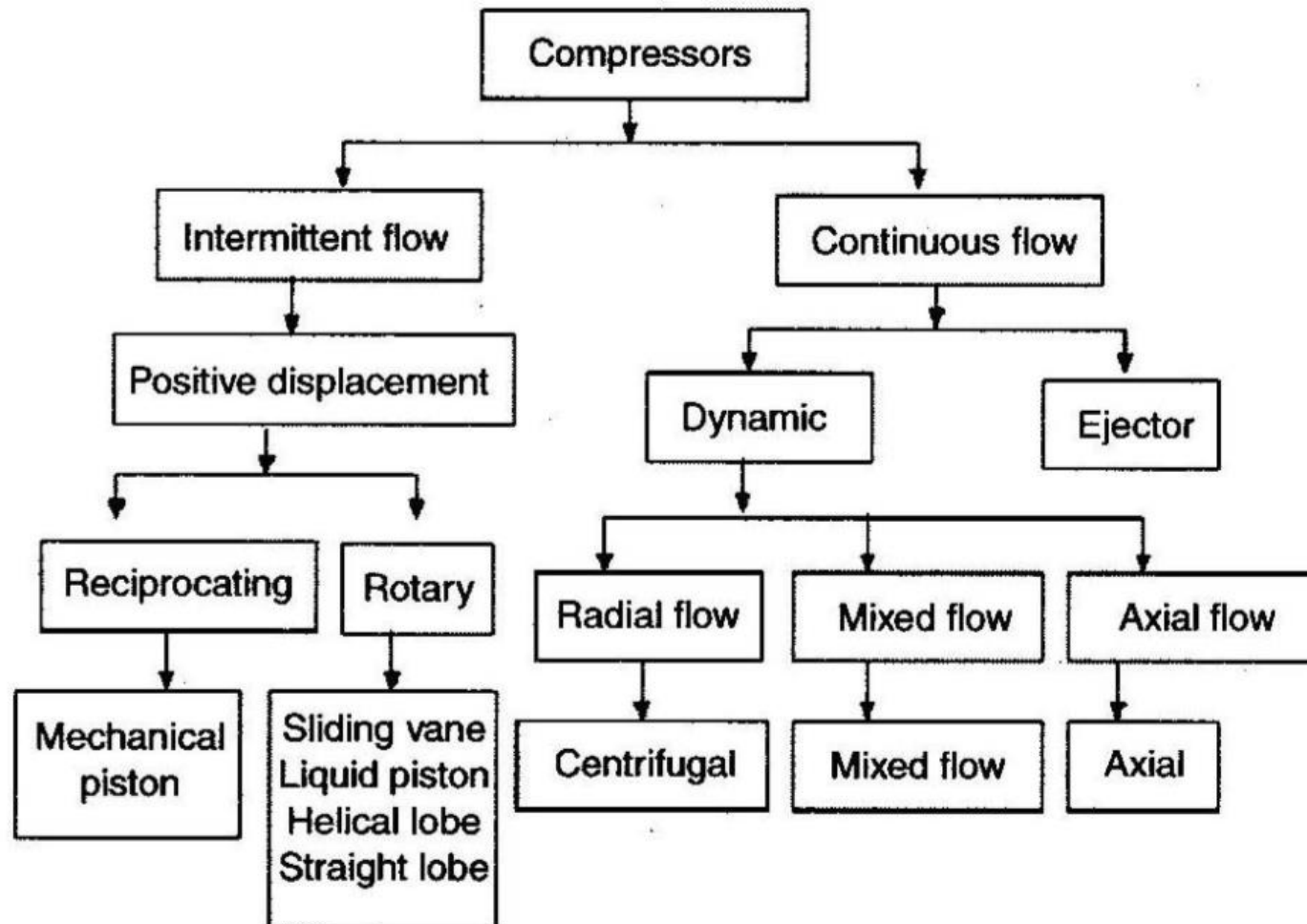
elérhetőség:
J. ép. 426, 421 (titkárság, postaláda)
averess@vrht.bme.hu

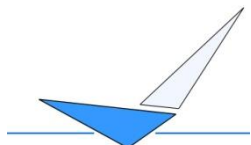


- 1. Bevezetés, csoportosítás, alkalmazás és alapvető működés**
- 2. Fokozati karakterisztika és T-s diagram**
- 3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei**
- 4. Kompresszor gyűrűs áramlást terének hatása**
- 5. Reakciófok**
- 6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei**
- 7. Kompresszor tervezési folyamata**
- 8. Kompresszor karakterisztika**



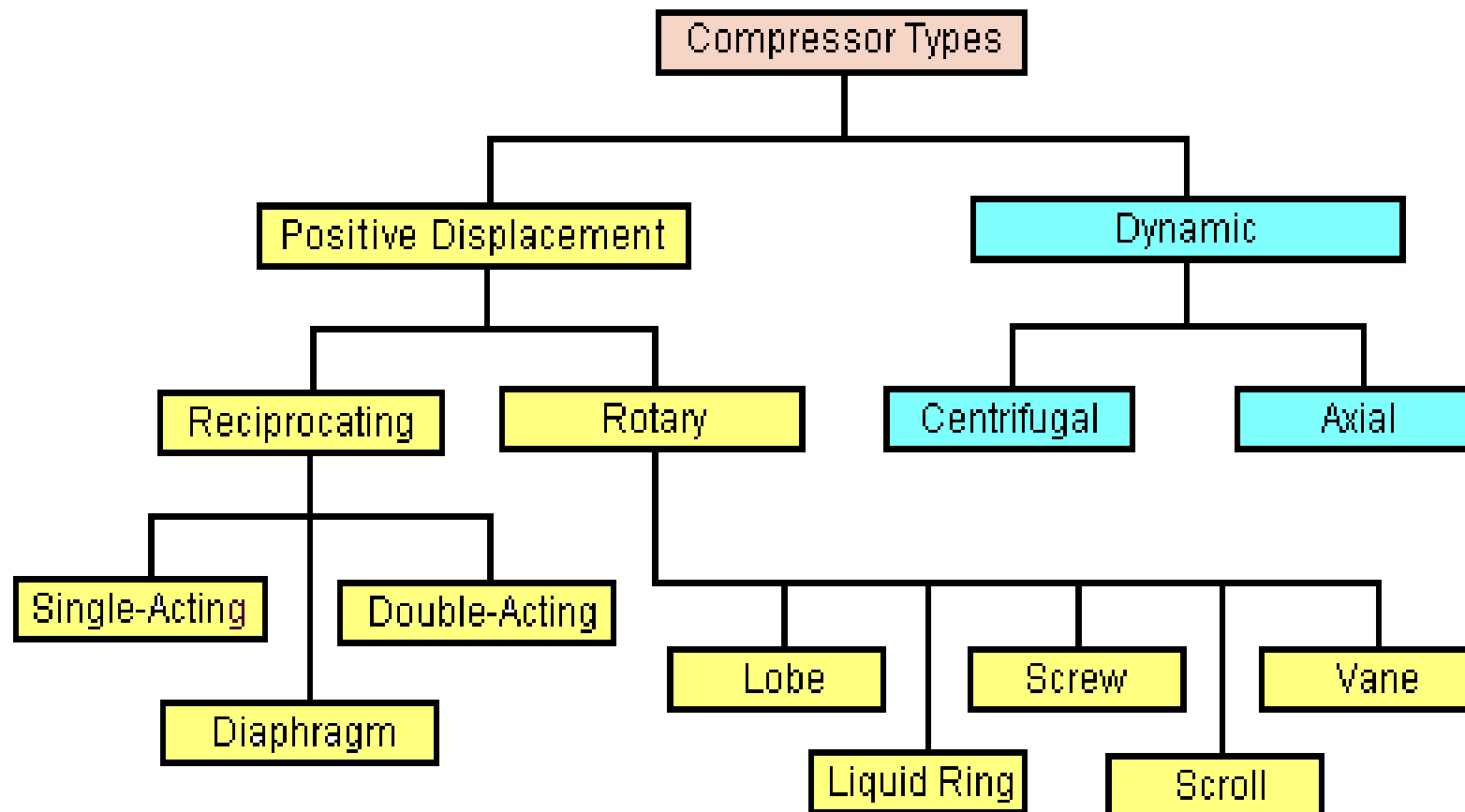
Types of Compressors

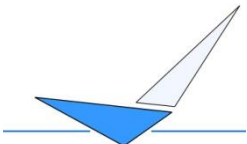




1. Bevezetés, csoportosítás

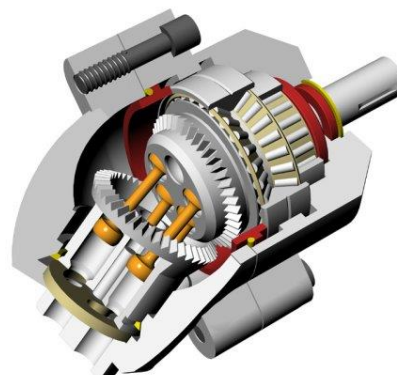
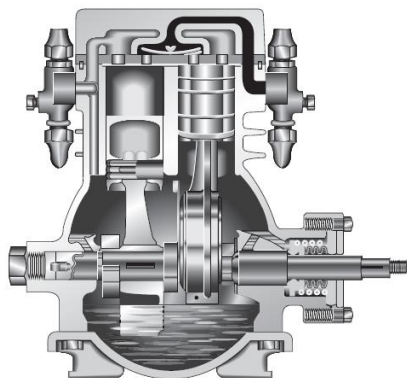
VER_1-1





1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1



Compressor Types

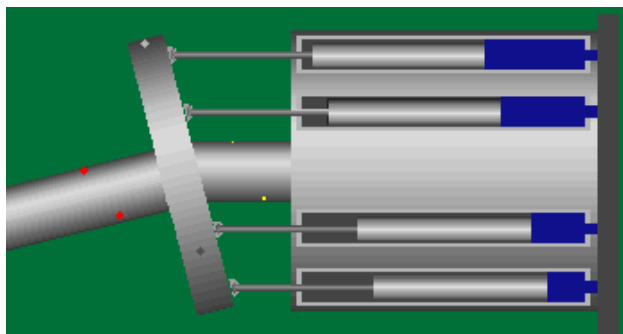
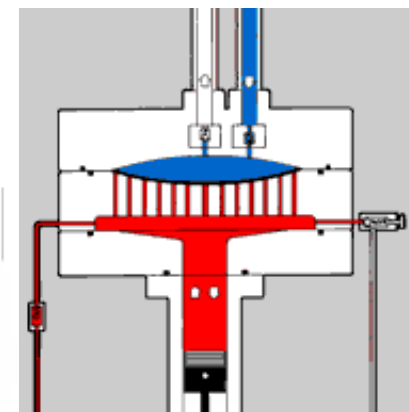
Positive Displacement

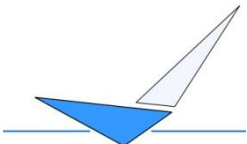
Reciprocating

Single-Acting

Double-Acting

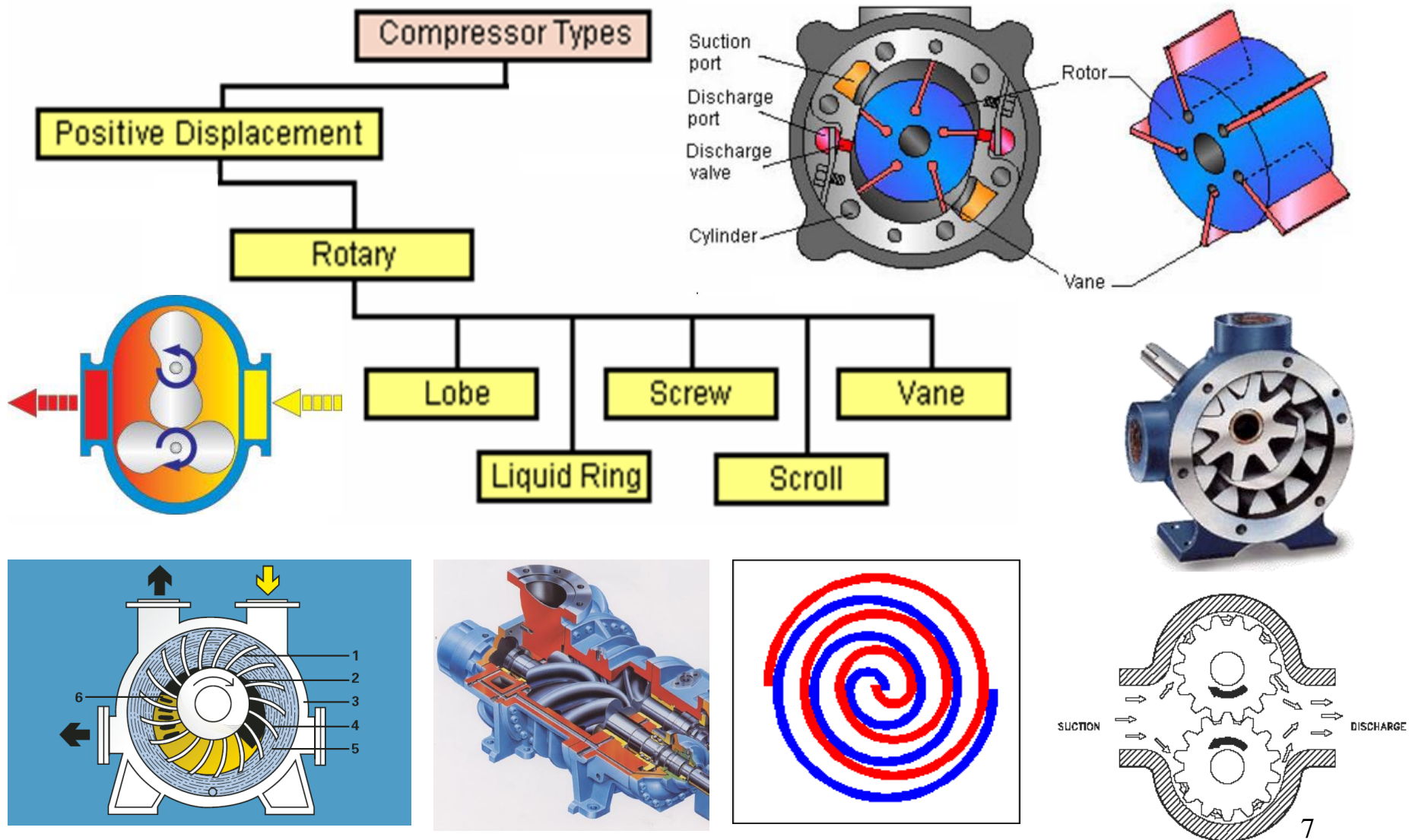
Diaphragm

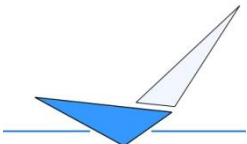




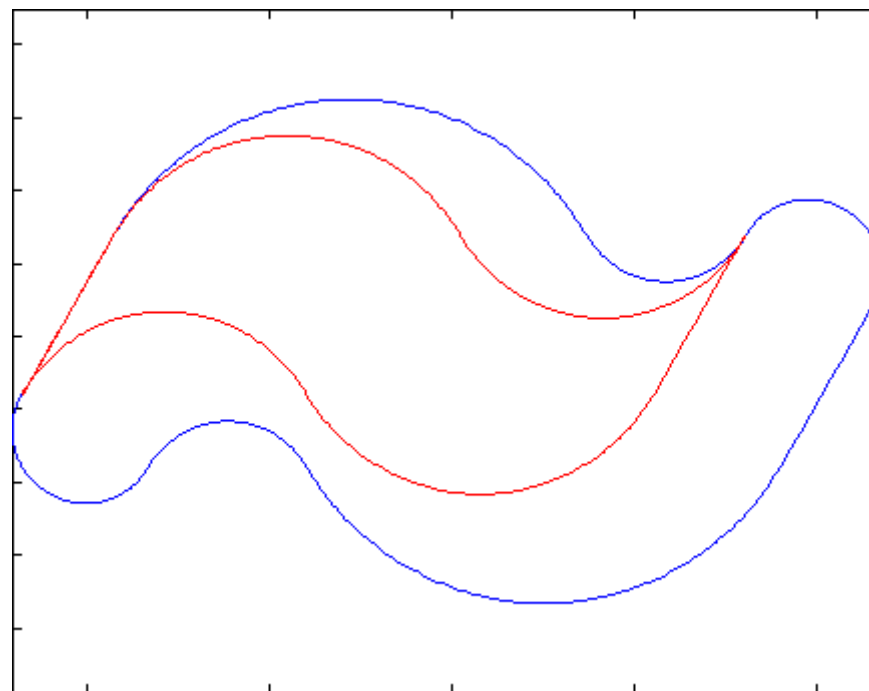
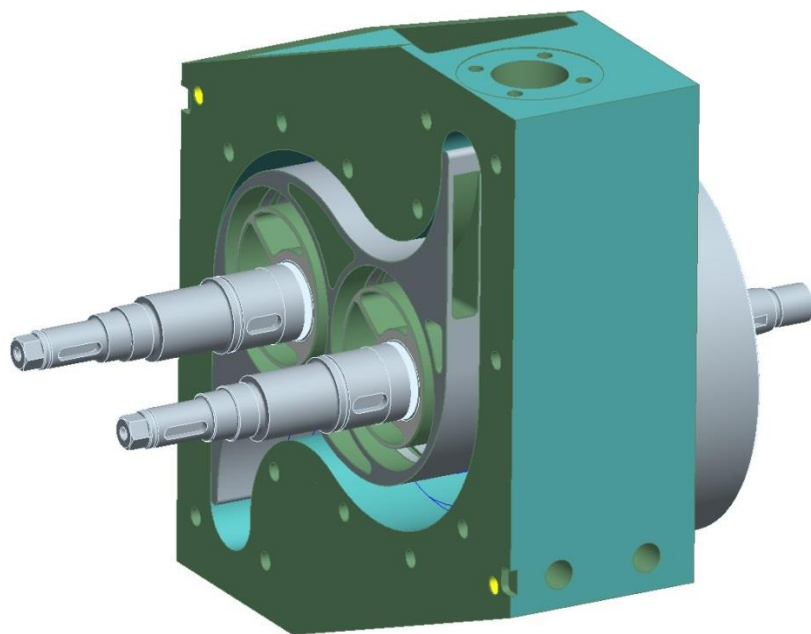
1. Bevezetés, csoportosítás

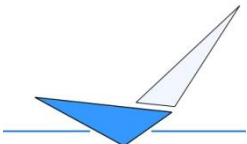
VER_1-1



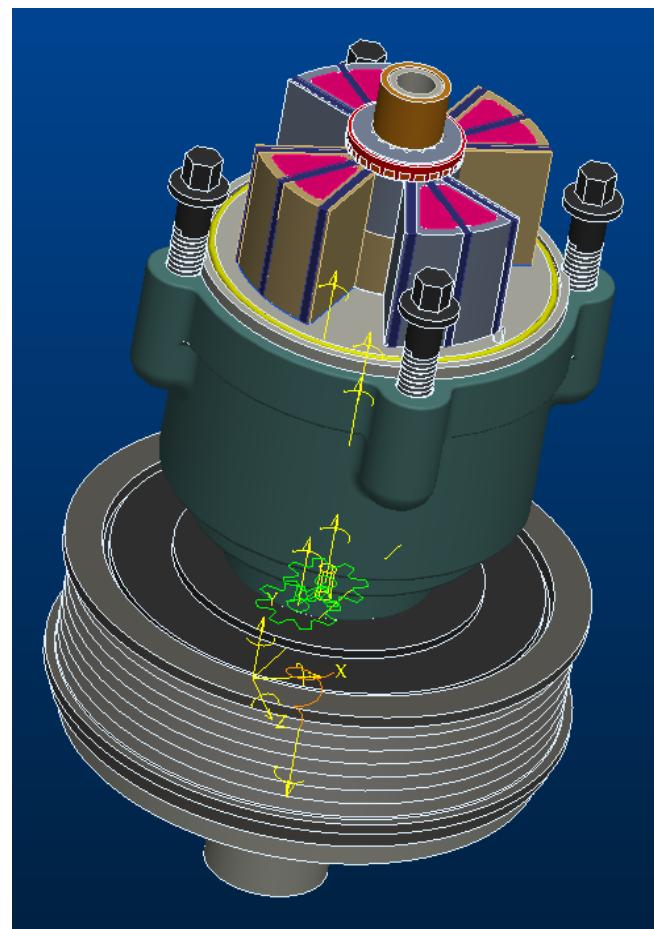
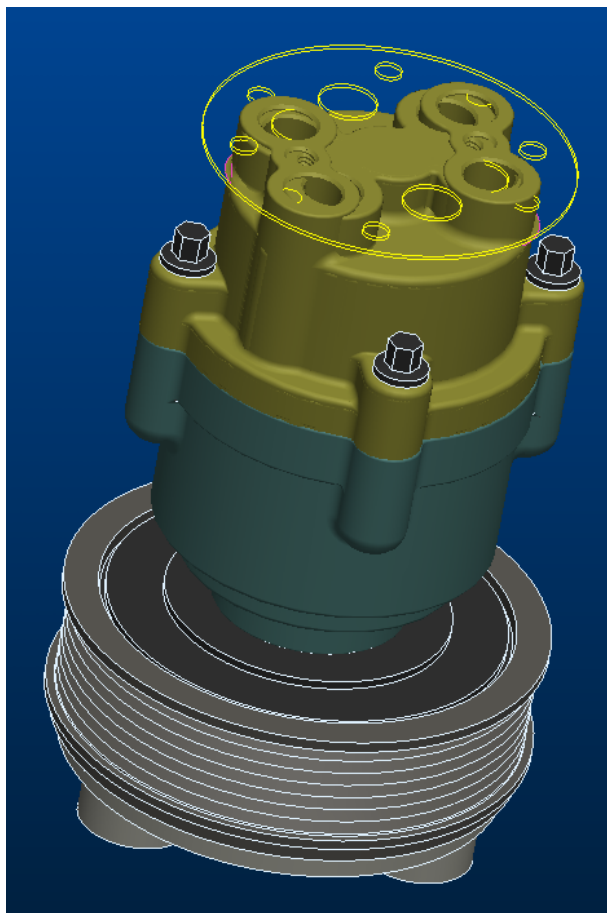


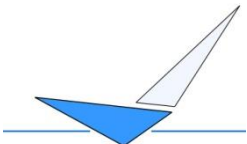
New Developments: Planetary Piston Compressor



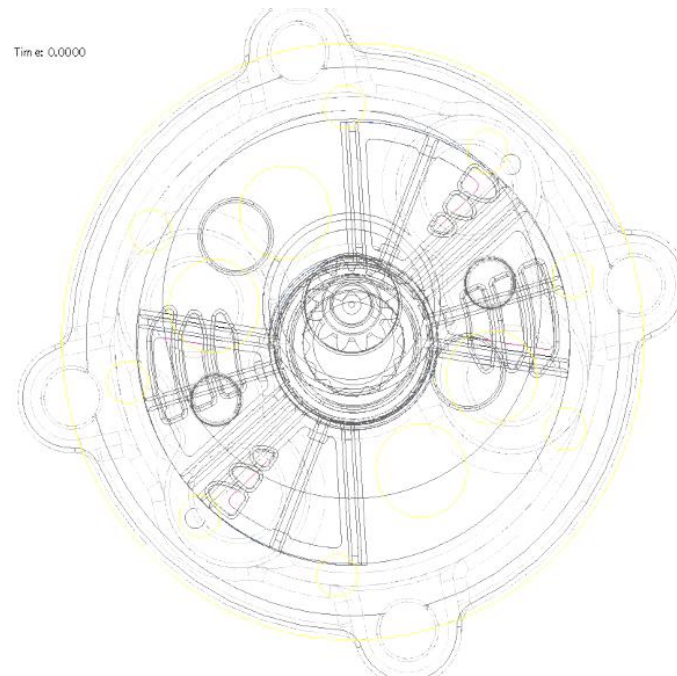
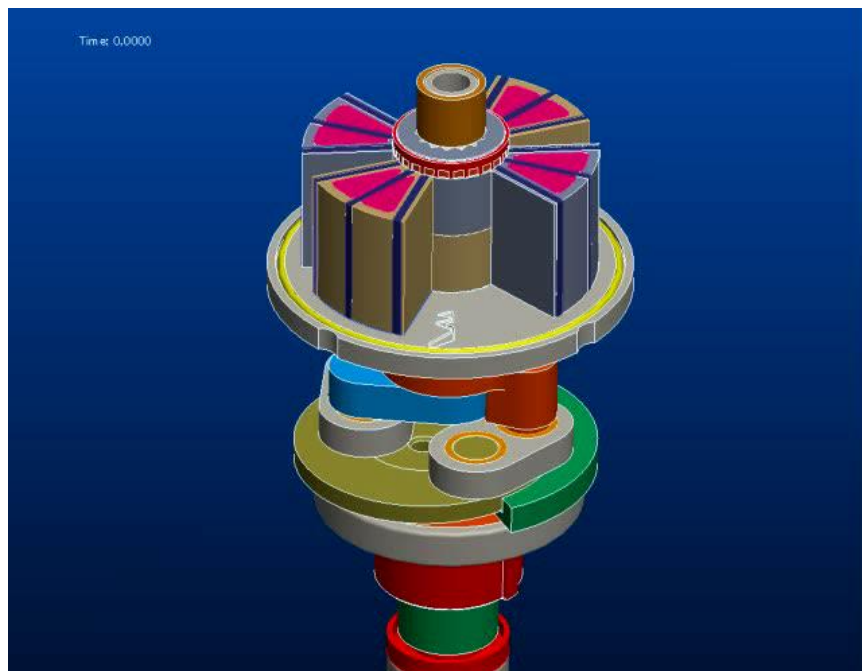


New Developments: Rotary Vane Compressor

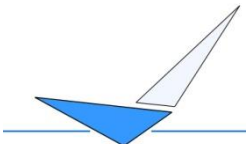




New Developments: Rotary Vane Compressor

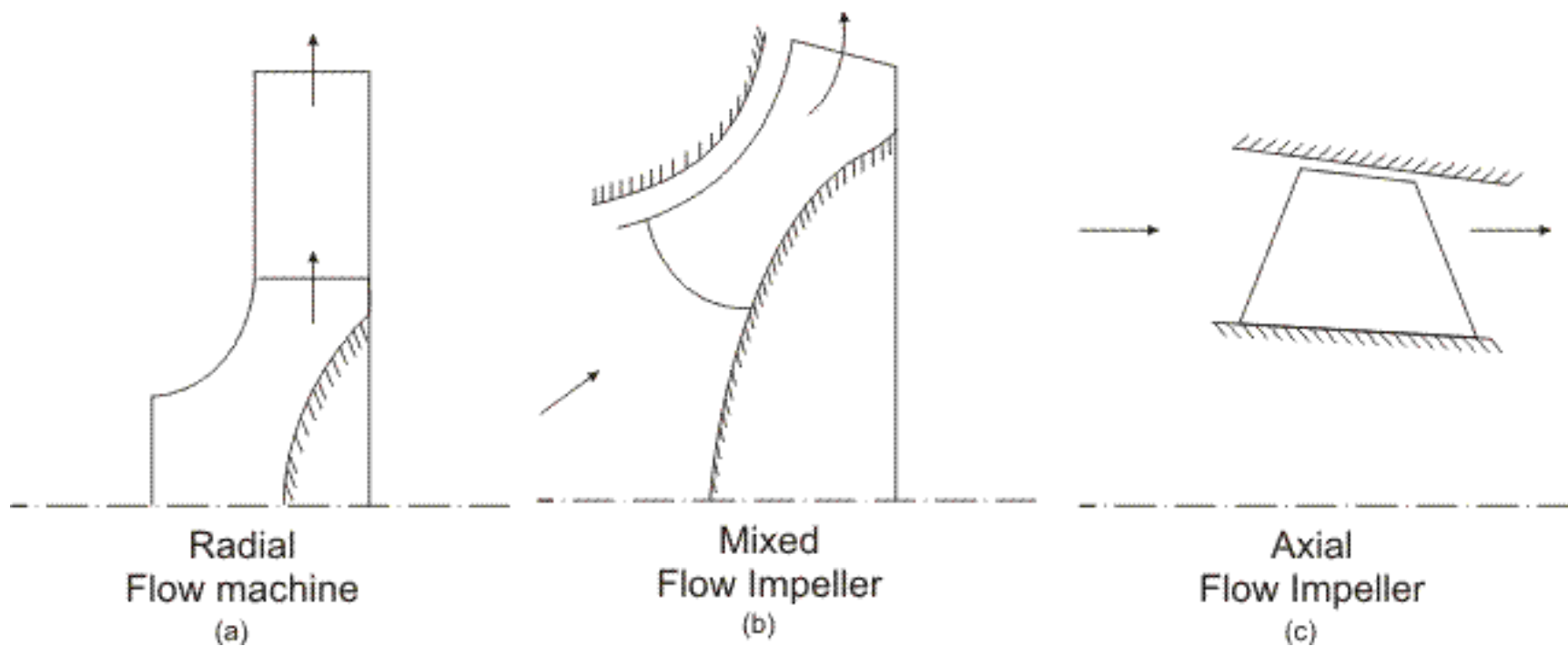
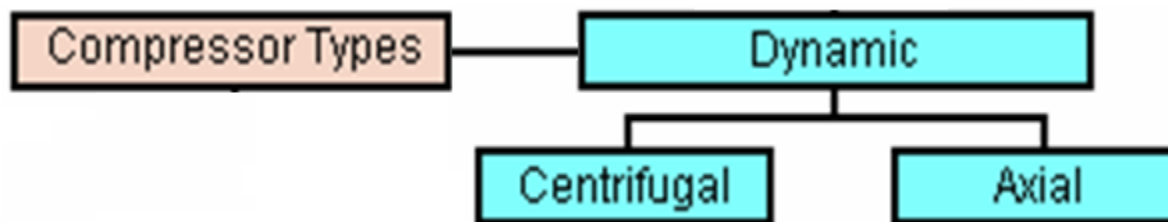


Aims are to eliminate (or reduction) of friction contact (between cylinder and piston-ring) in case of certain gap size between vanes and shroud, frictionless structure (no contact between vanes and wall of the cylinder), inherent potential for oil free construction, higher power to weight ratio, rotational motion (there is no need for transformation between rotational and alternant motion), higher power to revolution ratio (4 cycle pro rotation) (the loss to power ratio is less), highest level of mass balancing to avoid vibration, compact form with reduced dimensions and easiest mode to built in.



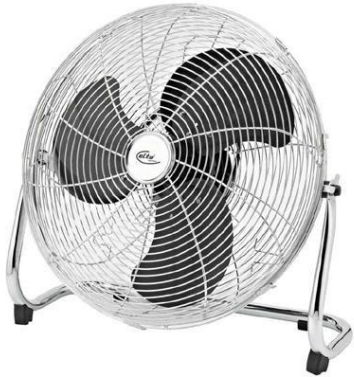
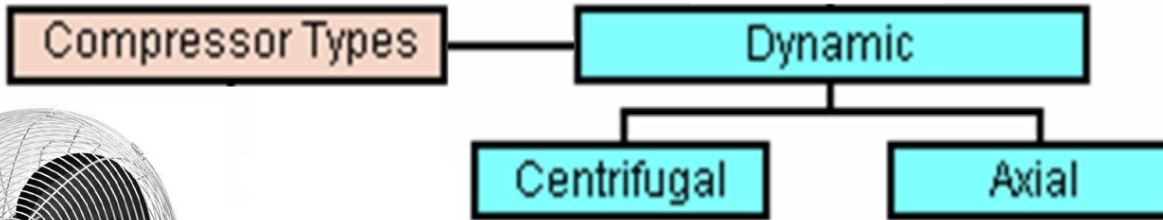
1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1

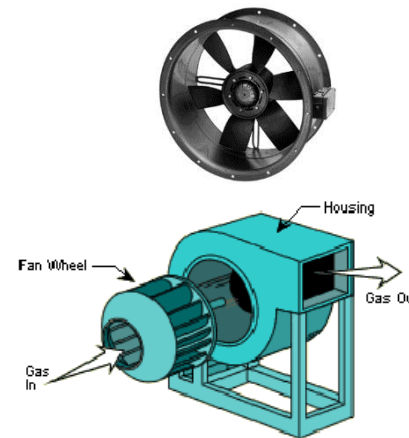
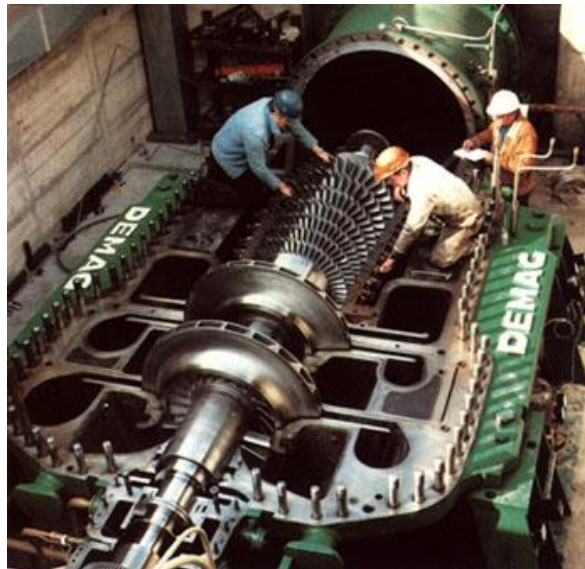


1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1



The pressure rise is the main difference between fans, compressors and blowers can be stated as follows:

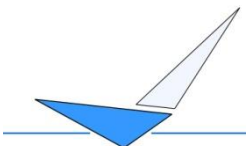


ΔP (bar)

Fans 0.15

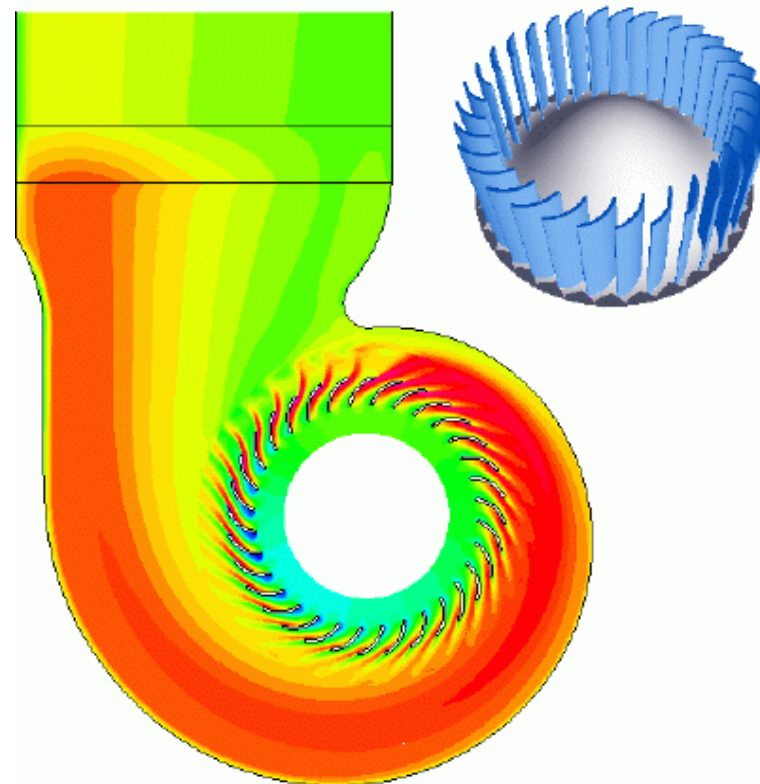
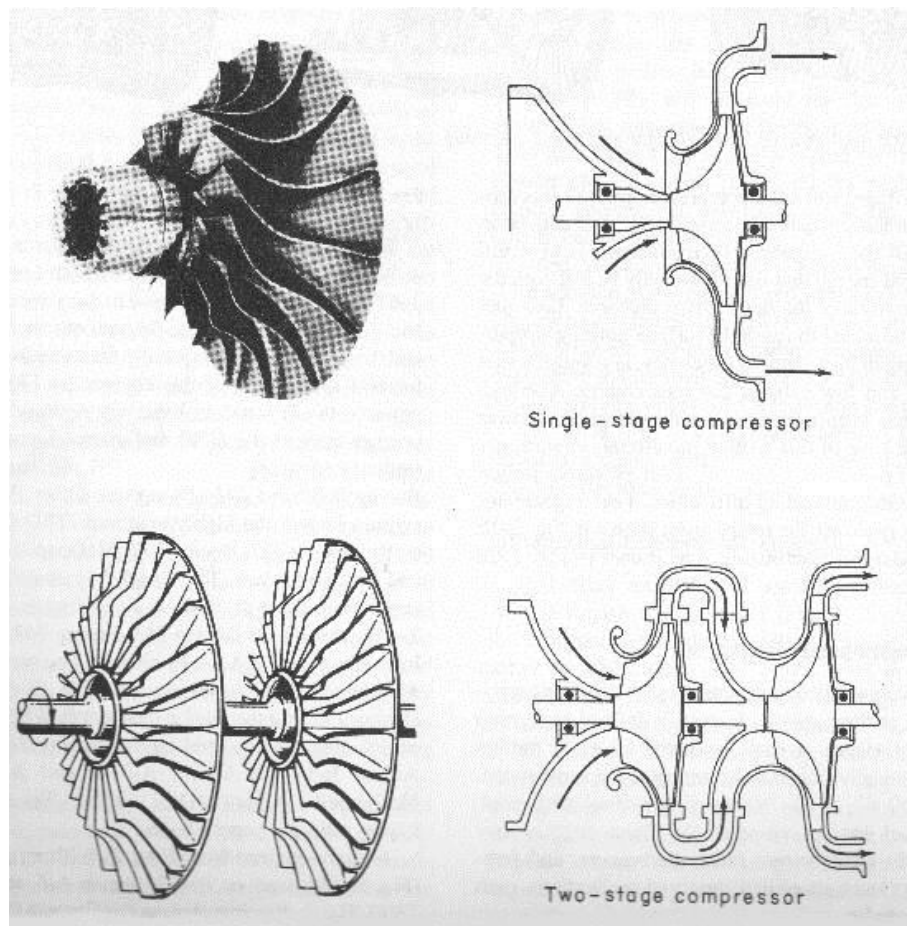
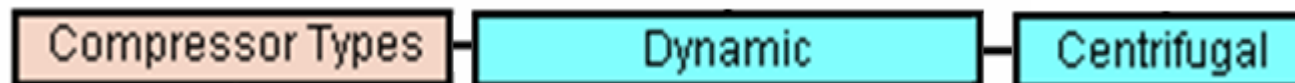
Blowers 0.15-0.7

Compressors > 0.7



1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1



<http://www.rus.uni-stuttgart.de/bi/1999/1-3/blower.gif>

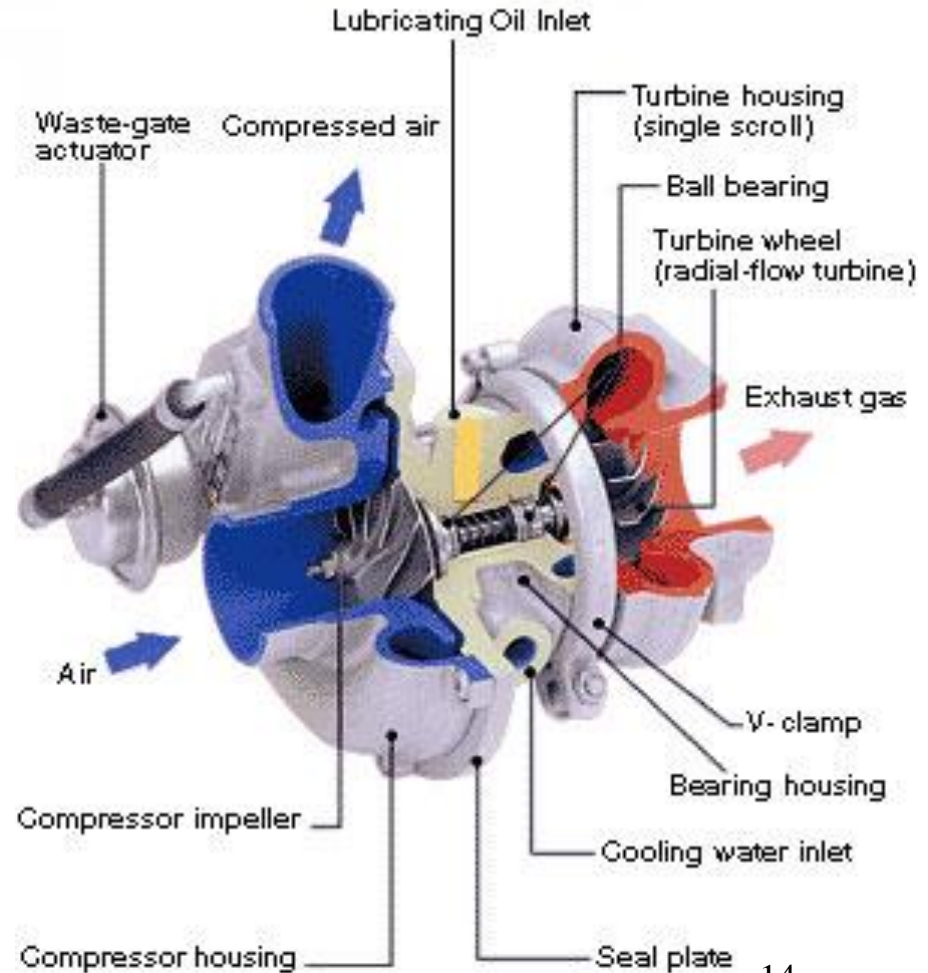
Compressor Types

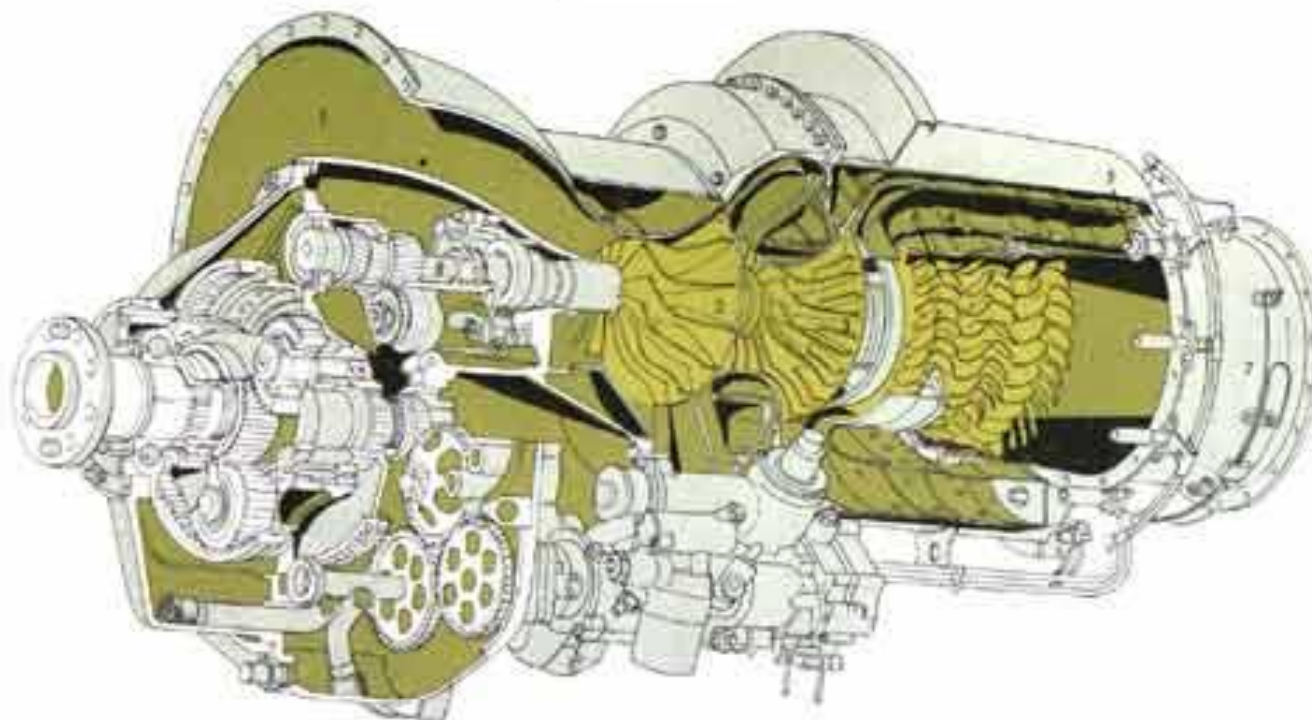
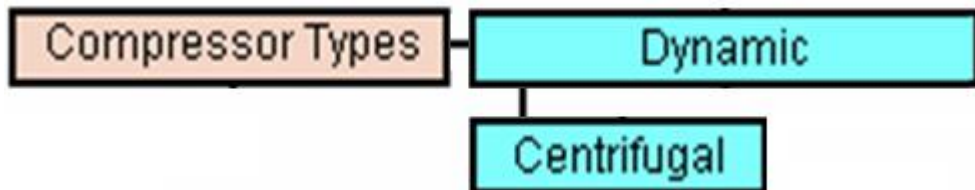
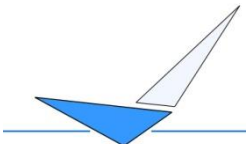
Dynamic

Centrifugal



RHF Series (Ball Bearing Type)



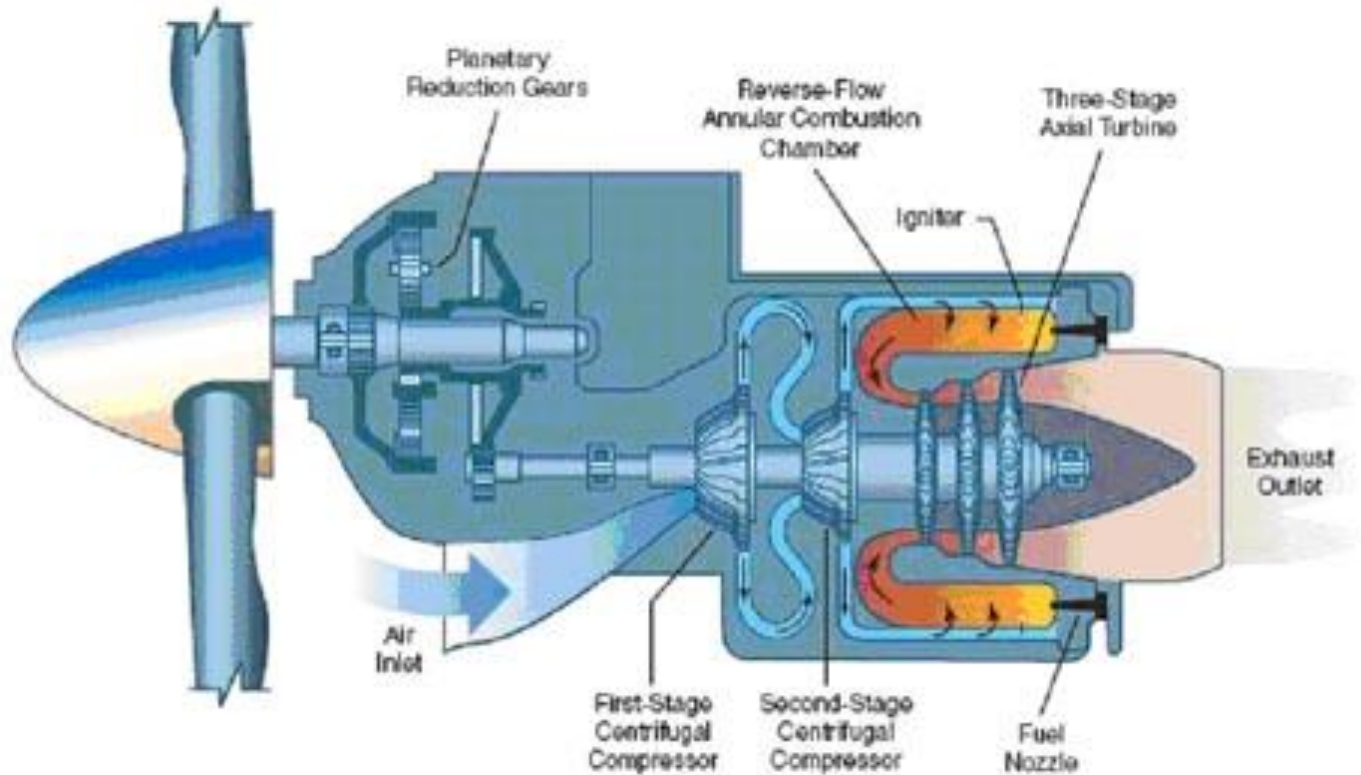
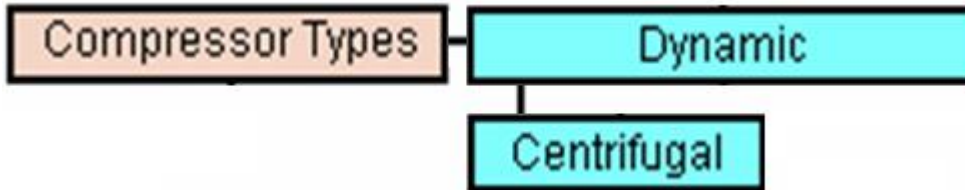


Allison turboprop engine

<https://www.fiddlersgreen.net/aircraft/Convair-Pogo/IMAGES/turboprop-pogo.jpg>, 2010-07-24 15

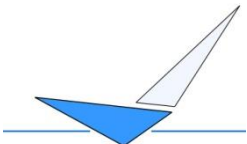
1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1



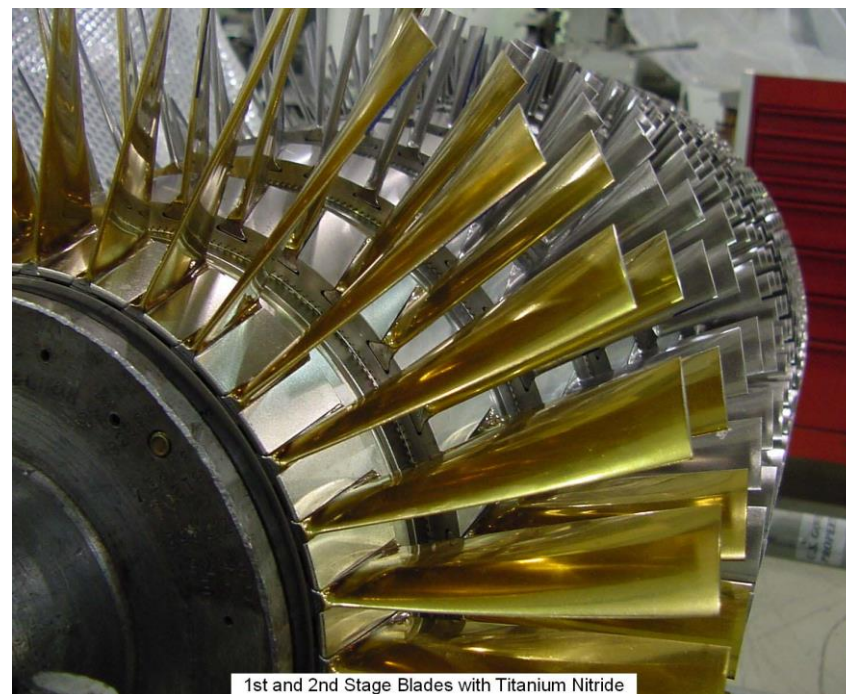
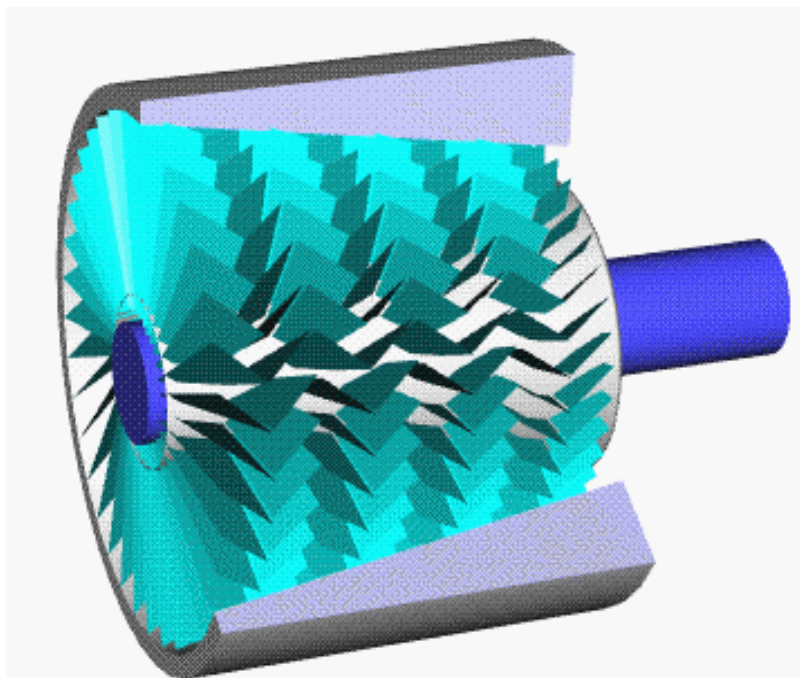
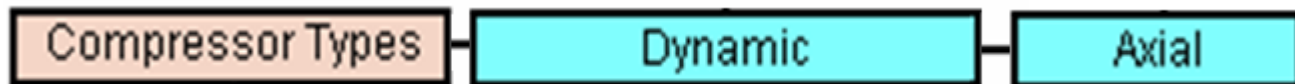
Turboprop engine

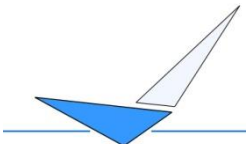
http://www.bloodhoundssc.com/_db/_images/turboprop.jpg



1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1





1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1

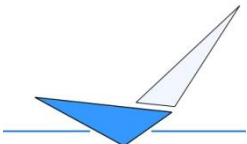
Compressor Types

Dynamic

Axial



<http://www.rmc.ca/aca/me-gm/per/images/allan3.JPG>



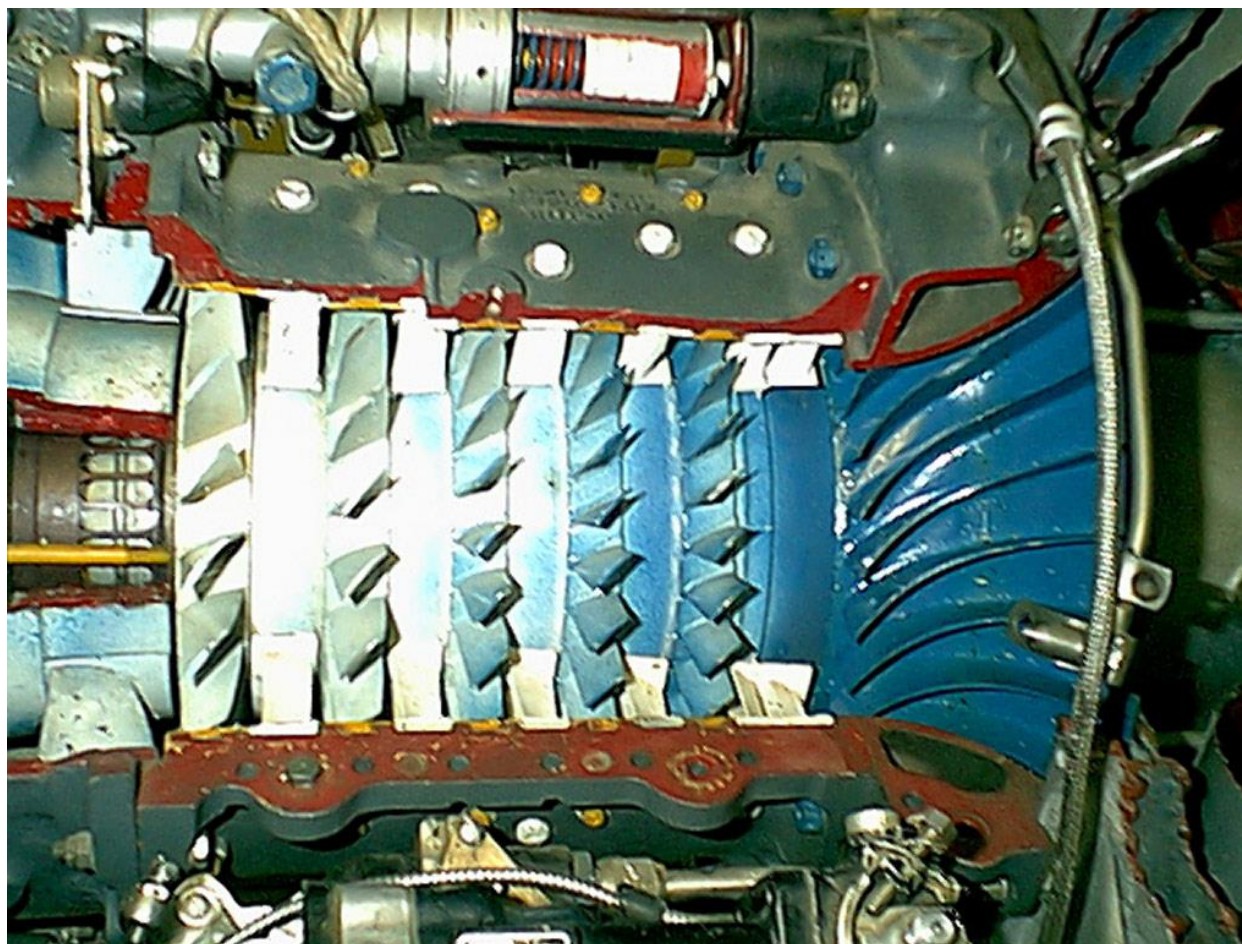
1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1

Compressor Types

Dynamic

Axial



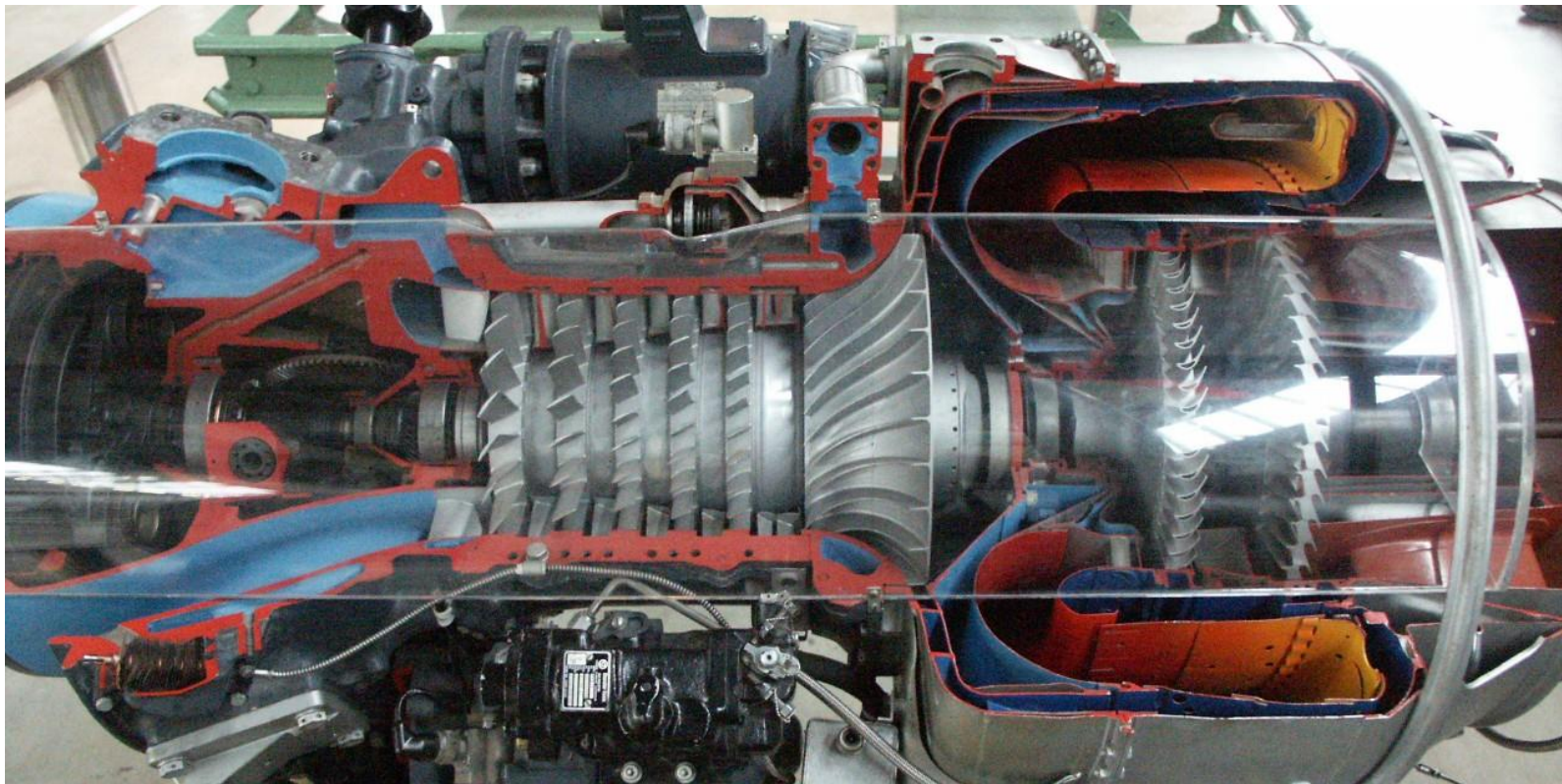
1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1

Compressor Types

Dynamic

Axial



Lycoming T 53 turpoprop engine

<http://de.academic.ru/dic.nsf/dewiki/496826>, 2010-07-24
20

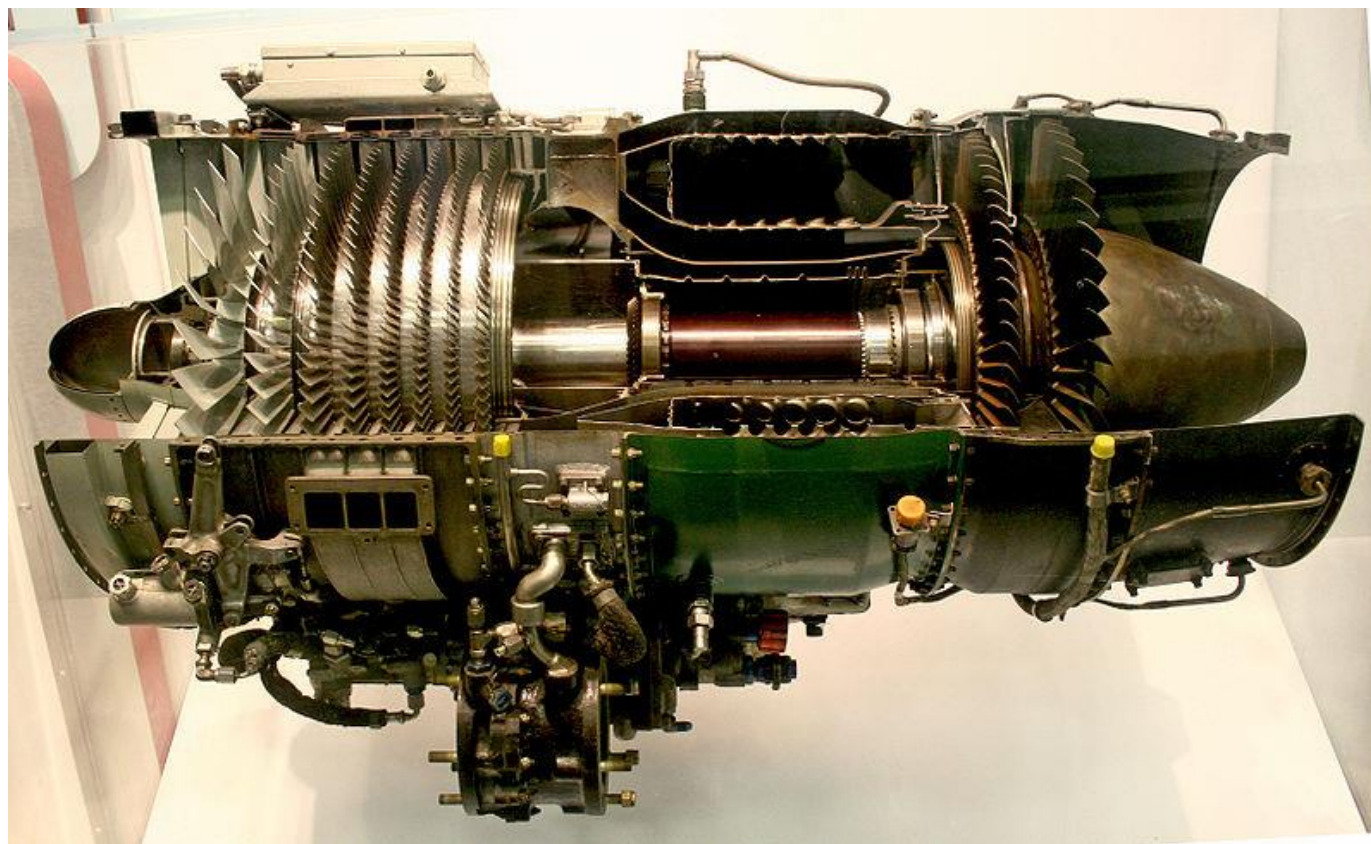
1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1

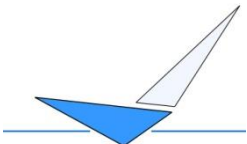
Compressor Types

Dynamic

Axial

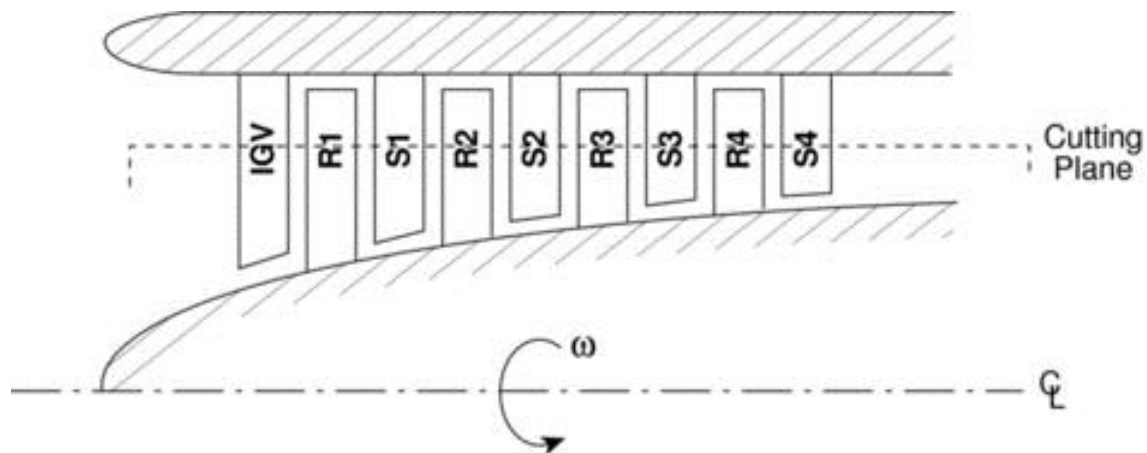
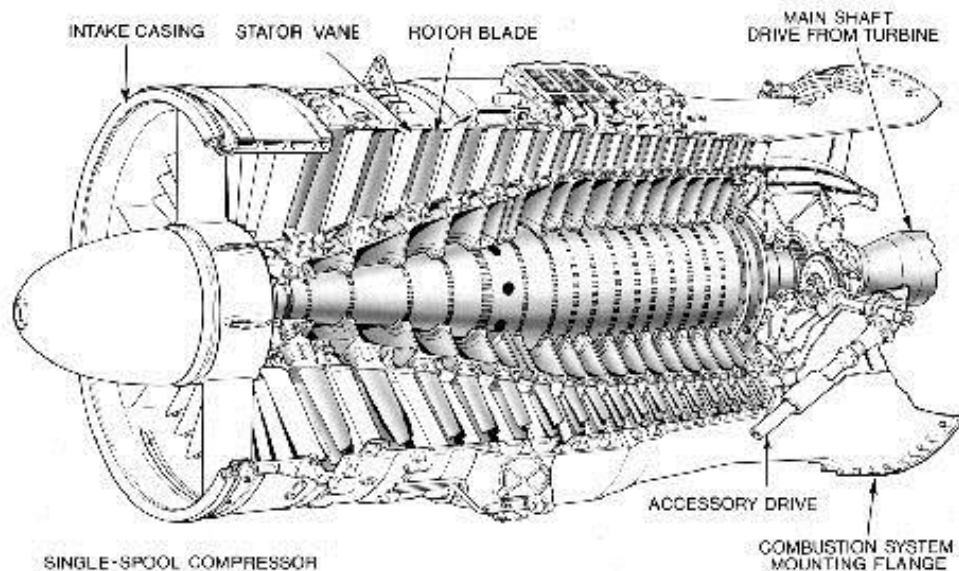


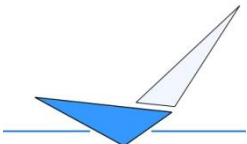
http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/5/56/J85_ge_17a_turbojet_engine.jpg/800px-J85_ge_17a_turbojet_engine.jpg



1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1





Valóságos jelleggörbe – dimenziómentes és átszámított paraméterek

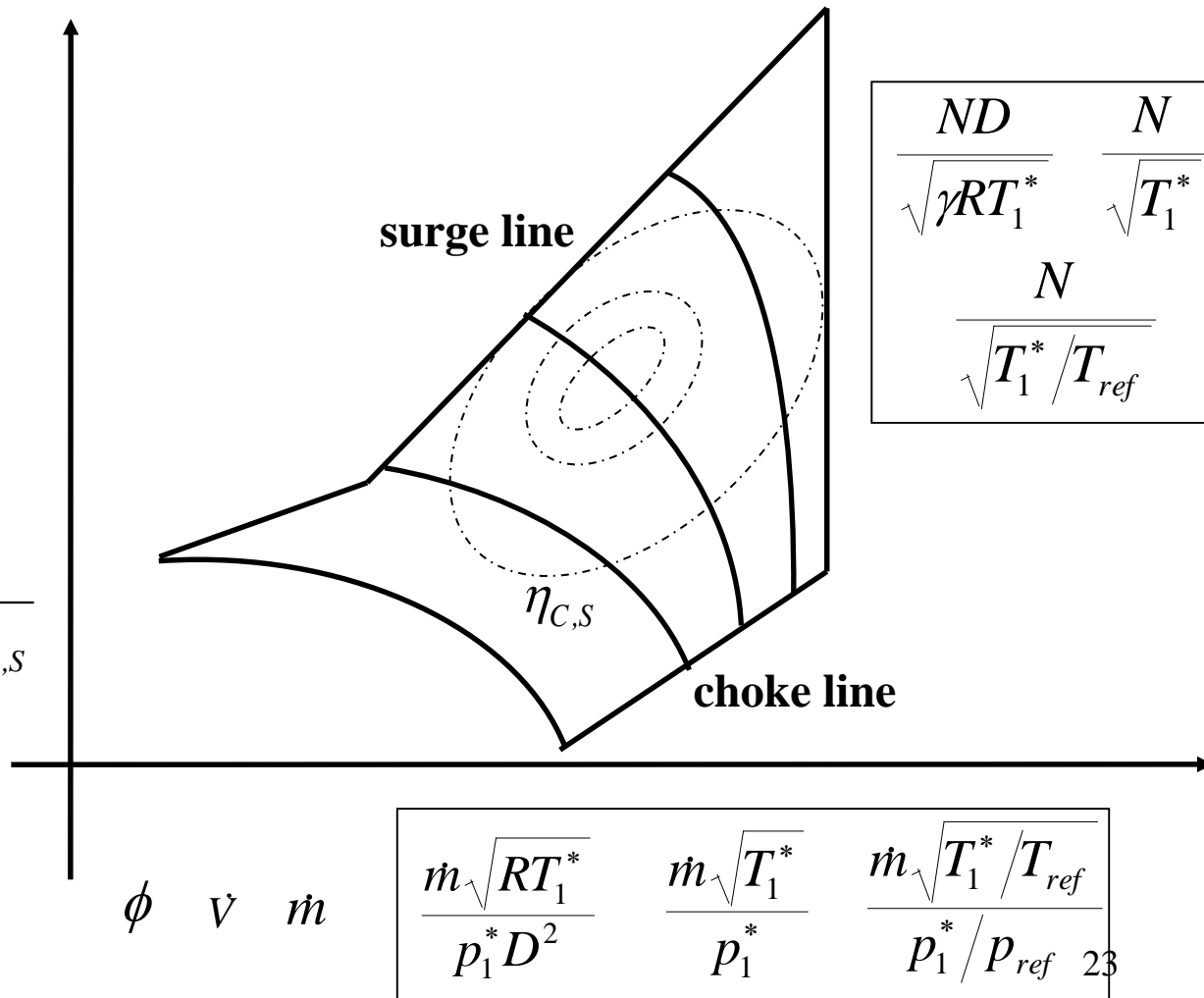
$$\pi_k^* = p_2^* / p_1^* = (T_2^* / T_1^*)^{\gamma / (\gamma - 1)}$$

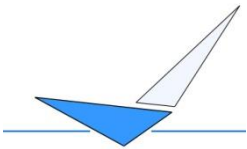
$$\Delta H^* = \Delta I^* =$$

$$= I_2^* - I_1^* =$$

$$= \dot{m} c_p (T_2^* - T_1^*) =$$

$$= \dot{m} c_p T_1^* \left(\pi_k^{\gamma} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{C,S}}$$





Valóságos jelleggörbe – dimenziómentes és átszámított paraméterek

1. Belépő torlóponthoz tartozó nyomás: p_{01} [Pa], $\frac{\left[\frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \right]}{[\text{m}^2]} = [\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}]$
2. Belépő torlóponthoz tartozó hőmérséklet: T_{01} [K]; (torlópont: 0, belépés: 1)
3. A gép jellemző átmérője: D [m];
4. Jellemző lapátmagasság: h_b [m];
5. Lapátprofil jellemző húr hossza: c [m]
6. Specifikus gázállandó: R $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right] \rightarrow \frac{\left[\frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \right] [\text{m}]}{[\text{kg K}]} = [\text{m}^2 \text{s}^{-2} \text{K}^{-1}]$
7. Fordulatszám: N [RPM (Revolution per minute)] $[\text{min}^{-1}]$
8. A munkaközeg kinematikai viszkozitása: ν $[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
9. Adiabatus kitévő: γ $[-]$
10. Tömegáram: \dot{m} $[\text{kg s}^{-1}]$

Dimensional Analysis

Turbomachines can be compared with each other by *dimensional analysis*. This analysis gives various types of geometrically similar parameters. Dimensional analysis is a procedure where variables representing a physical situation are reduced into groups that are dimensionless. These dimensionless groups can then be used to compare performance of various types of machines with each other. Dimensional analysis as used in turbomachines can be employed to (1) compare data from various types of machines – it is a useful technique in the development of blade passages and blade profiles; (2) to select various types of units based on maximum efficiency and pressure head required; and (3) to predict a prototype performance from tests conducted on a smaller scale model or at lower speeds.

Dimensional analysis leads to various dimensionless parameters that are based on the dimension mass (M), length (L), and time (T). Based on these elements, one can obtain various independent parameters such as density (ρ), viscosity (μ), speed (N), diameter (D), and velocity (V). The independent parameters lead to forming various dimensionless groups that are used in fluid mechanics of turbomachines. Reynolds number is the ratio of the inertia forces to the viscous forces:

Valóságos jelleggörbe – dimenziómentes és átszámított paraméterek

$$p_{02} = f(\dot{m}, p_{01}, R, T_{01}, \gamma, N, \nu, D, h_b, c)$$

$$\eta = f(\dot{m}, p_{01}, R, T_{01}, \gamma, N, \nu, D, h_b, c)$$

$$\Delta H = f(\dot{m}, p_{01}, R, T_{01}, \gamma, N, \nu, D, h_b, c)$$

$$0 = f(\dot{m}, \textcircled{p_{01}}, p_{02}, \textcircled{RT_{01}}, \gamma, N, \nu, \textcircled{D}, h_b, c)$$

Buckingham π elmélete alapján, n darab változó és m darab alap-mértékegység (pl. hossz [m], tömeg [kg], és idő [t]) esetén $n-m$ dimenziómentes csoport elégséges az egyes fizikai változók közötti kapcsolat egyértelmű megteremtésére.

$$RT_{01} \quad p_{01} \quad D \quad \longrightarrow \quad \pi_1 = (p_{01})^x (RT_{01})^y (D)^z \dot{m}$$

$$\pi_1 = [kg \, m^{-1} \, s^{-2}]^x [m^2 \, s^{-2}]^y [m]^z [kg \, s^{-1}]$$

Valóságos jelleggörbe – dimenziómentes és átszámított paraméterek

$$\pi_1 = [kg\ m^{-1}\ s^{-2}]^x [m^2\ s^{-2}]^y [m]^z [kg\ s^{-1}]$$

$x+1=0$; [kg]-ra, $-x+2y+z=0$; [m]-re és $-2x-2y-1=0$; [s]-re. A 3 egyenlet esetén 3 ismeretlenre a következő eredmény adódik: $x=-1$, $y=1/2$, $z=-2$, amelyből a dimenziótlan tömegáram:

$$\pi_1 = \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}$$

Hasonlóan:

Dimenziótlan fordulatszám

$$\pi_2 = \frac{p_{02}}{p_{01}}$$

$$\pi_3 = \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}$$

$$\pi_4 = \gamma$$

$$\pi_5 = \frac{h_b}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{c}{D}$$

Rotor Reynolds szám

$$\pi_7 = \frac{ND^2}{\nu} \quad 27$$

Valóságos jelleggörbe – dimenziómentes és átszámított paraméterek

$$0 = f\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}, \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right)$$

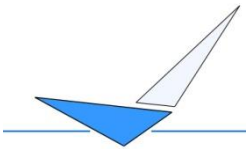
$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{p_{02}}{p_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right) \\ \eta = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right) \\ \frac{\Delta H}{RT_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right) \end{array} \right.$$

Rotor Reynolds szám:

$$\frac{ND^2}{\nu} = \frac{\frac{u}{\pi D} D^2}{\frac{\mu}{\rho}} \approx \frac{\rho u D}{\mu}$$

$$\omega = 2\pi N$$

$$u = \omega D/2$$



Valóságos jelleggörbe – dimenziómentes és átszámított paraméterek

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta H}{RT_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right)$$

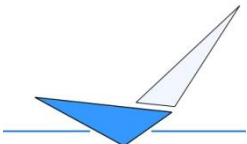
Hasonló gépek és munkaközeg esetén:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta H}{T_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right)$$

A különböző magasságokban mért jelleggörbét át kell számolni a tengerszinten (I. S. A. (International Standard Atmosphere) szabvány tengerszinten $p=101325$ Pa, $T=288,15$ K) ismert kompresszor vagy turbina jelleggörbébe (**átszámított paraméterek**):

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = \frac{\dot{m}_{std}\sqrt{T_{01,std}}}{p_{01,std}} \quad \delta = \frac{p_{01}}{p_{01,std}}, \quad \theta = \frac{T_{01}}{T_{01,std}}$$

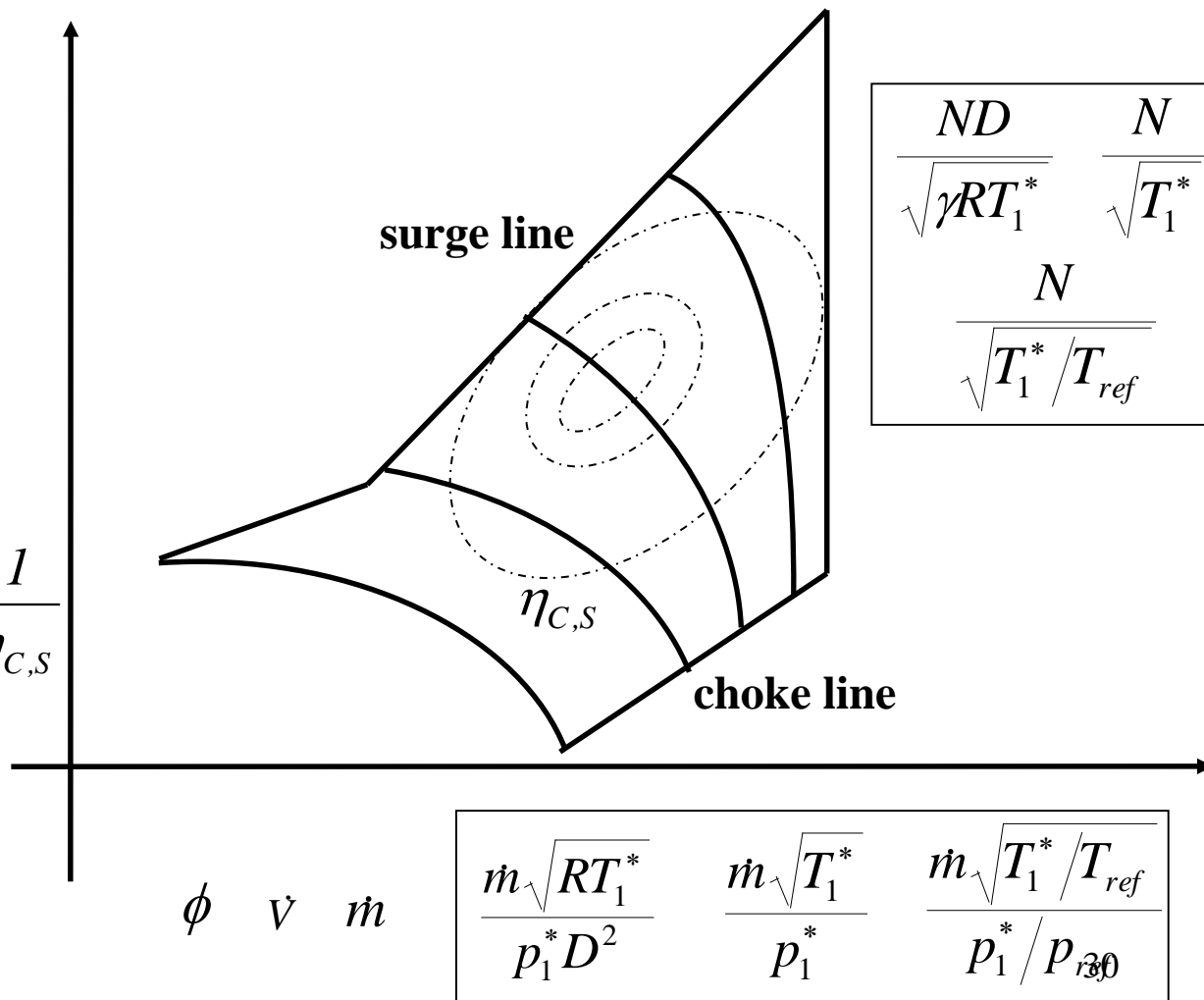
$$\dot{m}_{std} = \frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta} \quad N_{std} = \frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad \Delta H_{std} = \frac{\Delta H}{\theta}$$



Valóságos jelleggörbe – dimenziómentes és átszámított paraméterek

$$\pi_k^* = p_2^* / p_1^* = (T_2^* / T_1^*)^{\gamma / (\gamma - 1)}$$

$$\begin{aligned} \Delta H^* &= \Delta I^* = \\ &= I_2^* - I_1^* = \\ &= \dot{m} c_p (T_2^* - T_1^*) = \\ &= \dot{m} c_p T_1^* \left(\pi_k^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{c,s}} \end{aligned}$$



$$\frac{\Delta H^*}{RT_1^*} \quad \frac{\Delta H^*}{T_1^*} \quad \frac{\Delta H^*}{T_1^*/T_{ref}}$$

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^*}}{p_1^* D^2} \quad \frac{\dot{m} \sqrt{T_1^*}}{p_1^*} \quad \frac{\dot{m} \sqrt{T_1^*/T_{ref}}}{p_1^*/p_{30}}$$

Valóságos jelleggörbe – mennyiségi és nyomás szám

$$\frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right)$$

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{02,s}}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\eta_{s,C} = \frac{T_{02,s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = \frac{T_{02,s} - T_{01}}{\Delta T_0}; \quad \eta_{s,T} = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02,s}} = \frac{\Delta T_0}{T_{01} - T_{02,s}}$$

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left(1 + \eta_{s,C} \frac{\Delta T_0}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \qquad \frac{p_{02}}{p_{01}} = \left(1 - \frac{1}{\eta_{s,T}} \frac{\Delta T_0}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{\Delta T_0}{T_{01}} \bigg/ \left(\frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}\right)^2, \quad \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2} \bigg/ \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}$$

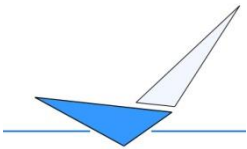
Valóságos jelleggörbe – mennyiségi és nyomás szám

$$\frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right), \frac{\Delta T_0}{T_{01}} / \left(\frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}\right)^2, \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2} / \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}$$

$$\frac{\gamma R \Delta T_0}{N^2 D^2} = f\left(\frac{\dot{m}RT_{01}\sqrt{\gamma}}{p_{01}ND^3}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right)$$

$$R = c_p - c_v \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad R = c_p \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad \rho_{01} = \frac{p_{01}}{RT_{01}}$$

$$\frac{c_p(\gamma - 1)\Delta T_0}{N^2 D^2} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{\gamma}}{\rho_{01}ND^3}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu}\right)$$



Valóságos jelleggörbe – mennyiségi és nyomás szám

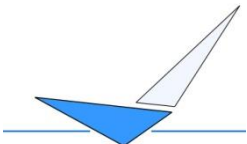
$$\frac{c_p (\gamma - 1) \Delta T_0}{N^2 D^2} = f \left(\frac{\dot{m} \sqrt{\gamma}}{\rho_{01} N D^3}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma R T_{01}}}, \gamma, \frac{ND^2}{\nu} \right) \longleftarrow P_{tengely} = \dot{m} c_p \Delta T_0$$

$$\frac{P_{tengely} / \dot{m}}{N^2 D^2} = f \left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01} N D^3}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma R T_{01}}}, \frac{ND^2}{\nu} \right) \longleftarrow \begin{cases} u = N \pi D \\ \dot{m} = \rho_{01} v_{ax} \pi D^2 / 4 \end{cases} \begin{cases} \omega = 2\pi N \\ u = \omega D / 2 \end{cases}$$

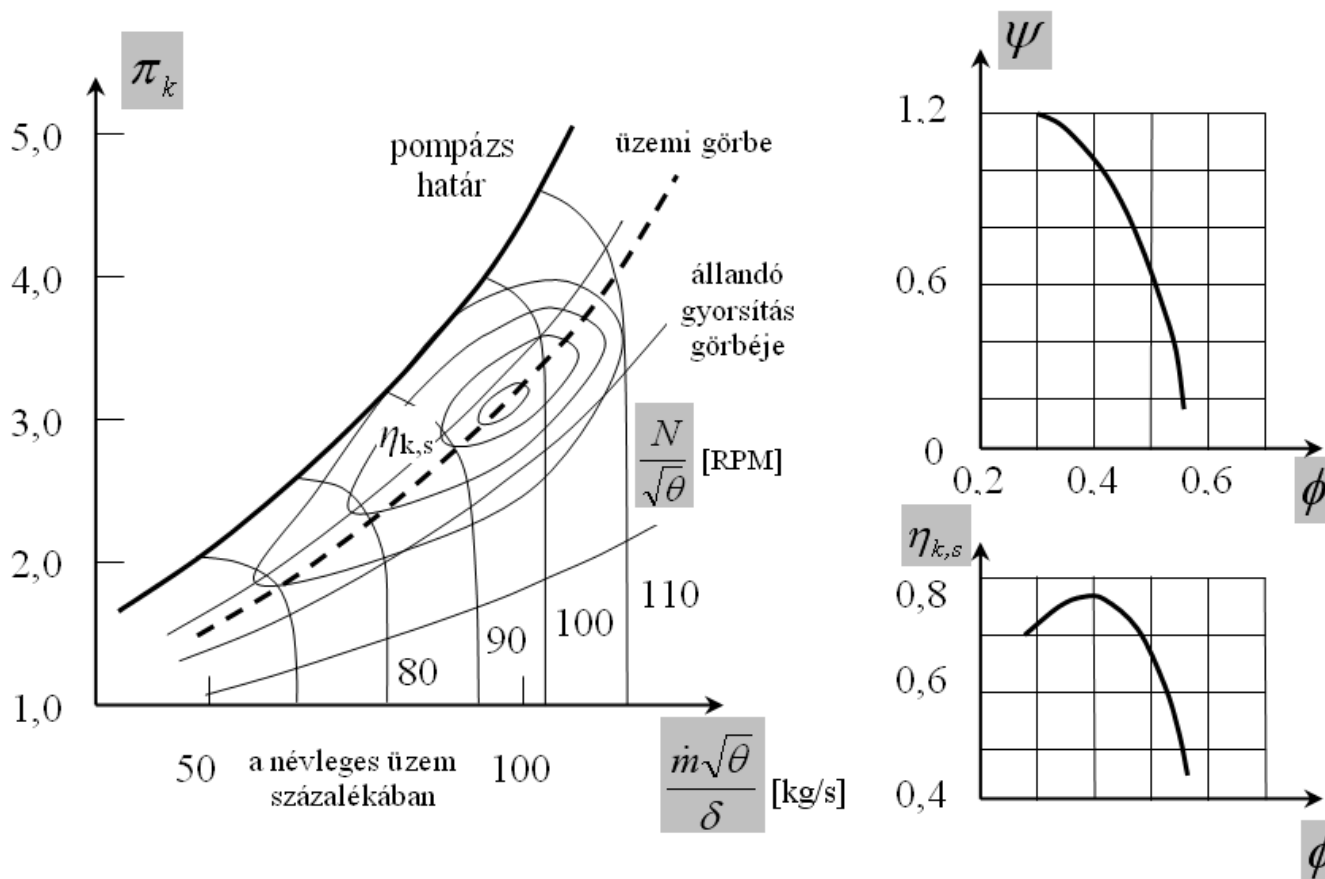
$$\frac{P_{tengely} / \dot{m}}{u^2} = f \left(\frac{\rho_{01} v_{ax} \pi D^2}{\rho_{01} N D^3} \right) = f \left(\frac{v_{ax}}{N \pi D} \right) = f \left(\frac{v_{ax}}{u} \right)$$

Terhelési tényező
(nyomás szám): $\psi = \frac{P_{tengely} / \dot{m}}{u^2} = \frac{\Delta H}{u^2}$

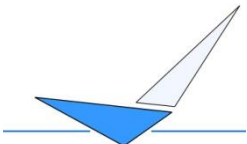
Mennyiségi szám: $\phi = \varphi = \frac{v_{ax}}{u}$



Valóságos jelleggörbe – mennyiségi és nyomás szám

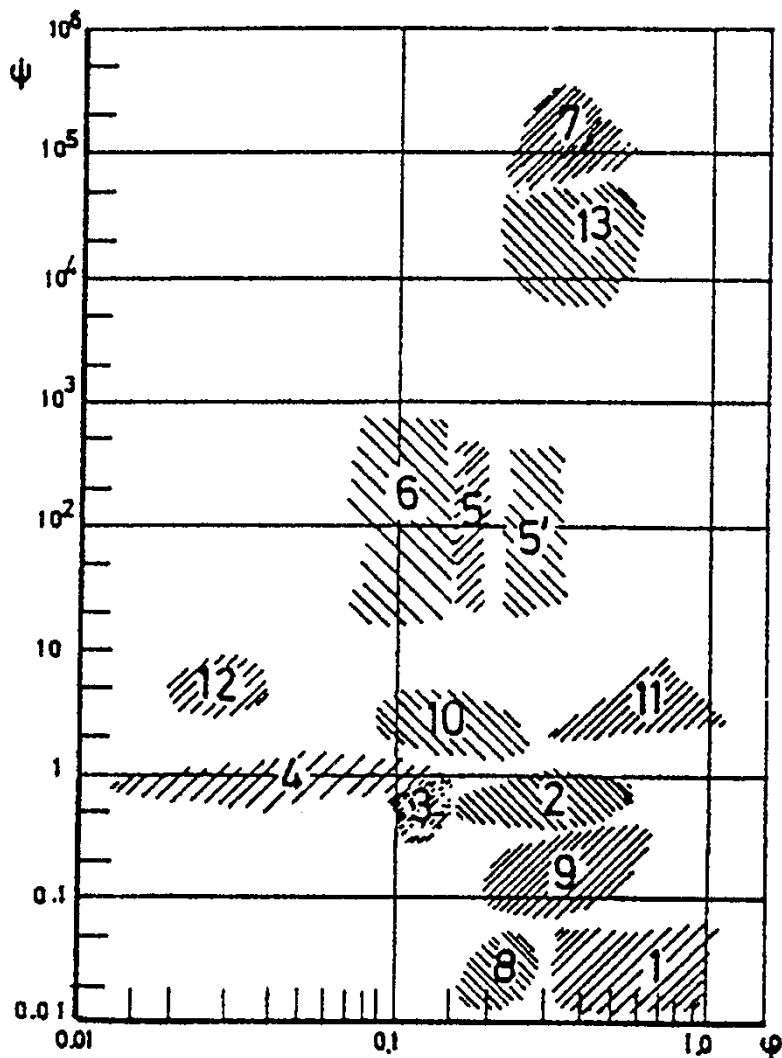


Kompresszor karakterisztika átszámított paraméterekkel és a hozzátartozó terhelési tényező (nyomásszám), izentropikus hatásfok – mennyiségi szám jelleggörbe 34



1. Bevezetés, csoportosítás

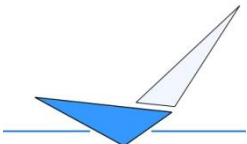
VER_1-1



Compressor		Turbine	
Propeller	1	Windmill	8
Axial	2	Kaplan	9
Mixed	3	Low	Francis
Radial	4	Normal	
Roots -1	5	Fast	
Roots -2	5'	Very fast	10
Multicell	6	Axial	11
Piston	7	Pelton	12
		Piston	13

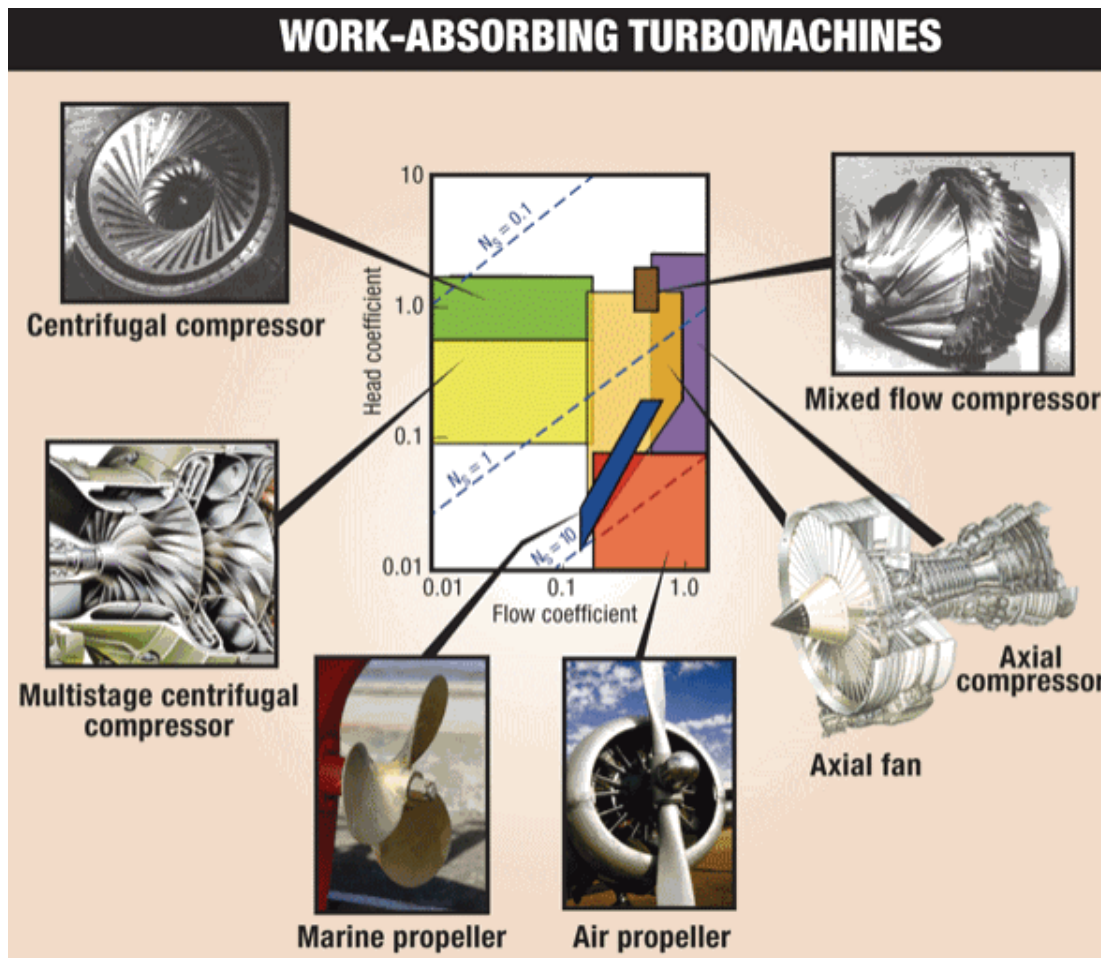
$$\psi = \frac{P_{shaft} / \dot{m}}{u^2} = \frac{\Delta H}{u^2} \quad \text{is called the loading coefficient}$$

$$\phi = \varphi = \frac{v_{ax}}{u} \quad \text{is called the mass flow coefficient}$$



1. Bevezetés, csoportosítás

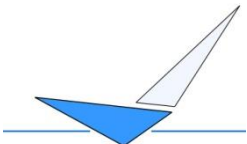
VER_1-1



<http://www.powergenworldwide.com/index/display/articleidisplay/1877473727/articles/power-engineering/volume-114/Issue-4/Features/Turbomachinery-in-Renewable-Energy-Applications.html>, 2010-07-25

$$\phi = \varphi = \frac{v_{ax}}{u} \text{ is called the mass flow coefficient}$$

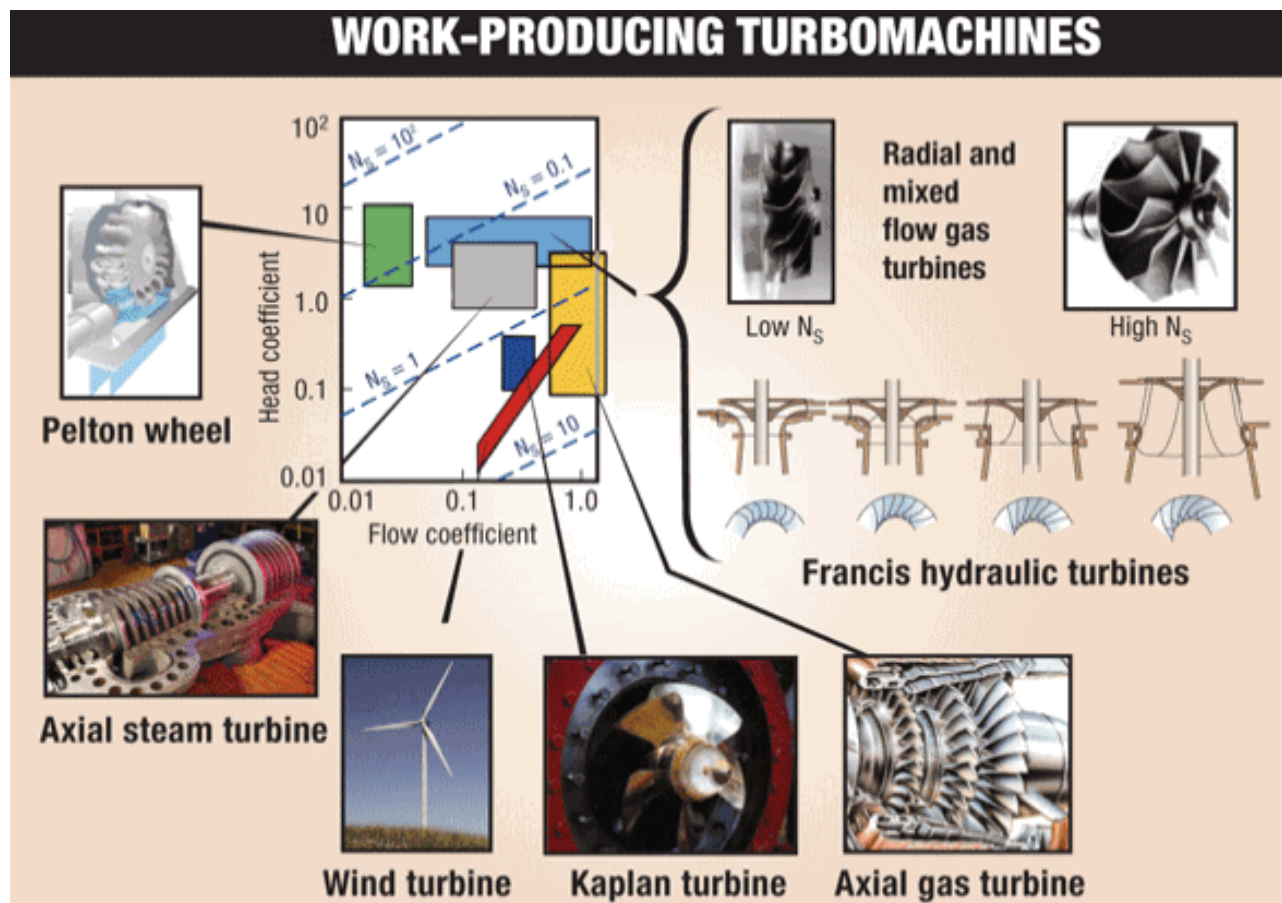
$$\psi = \frac{P_{shaft} / \dot{m}}{u^2} = \frac{\Delta H}{u^2} \text{ is called the loading coefficient}$$



1. Bevezetés, csoportosítás

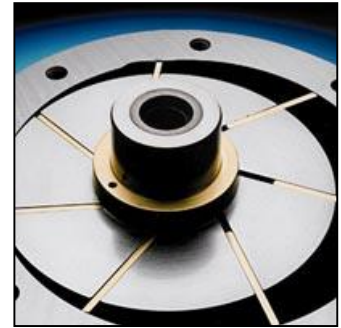
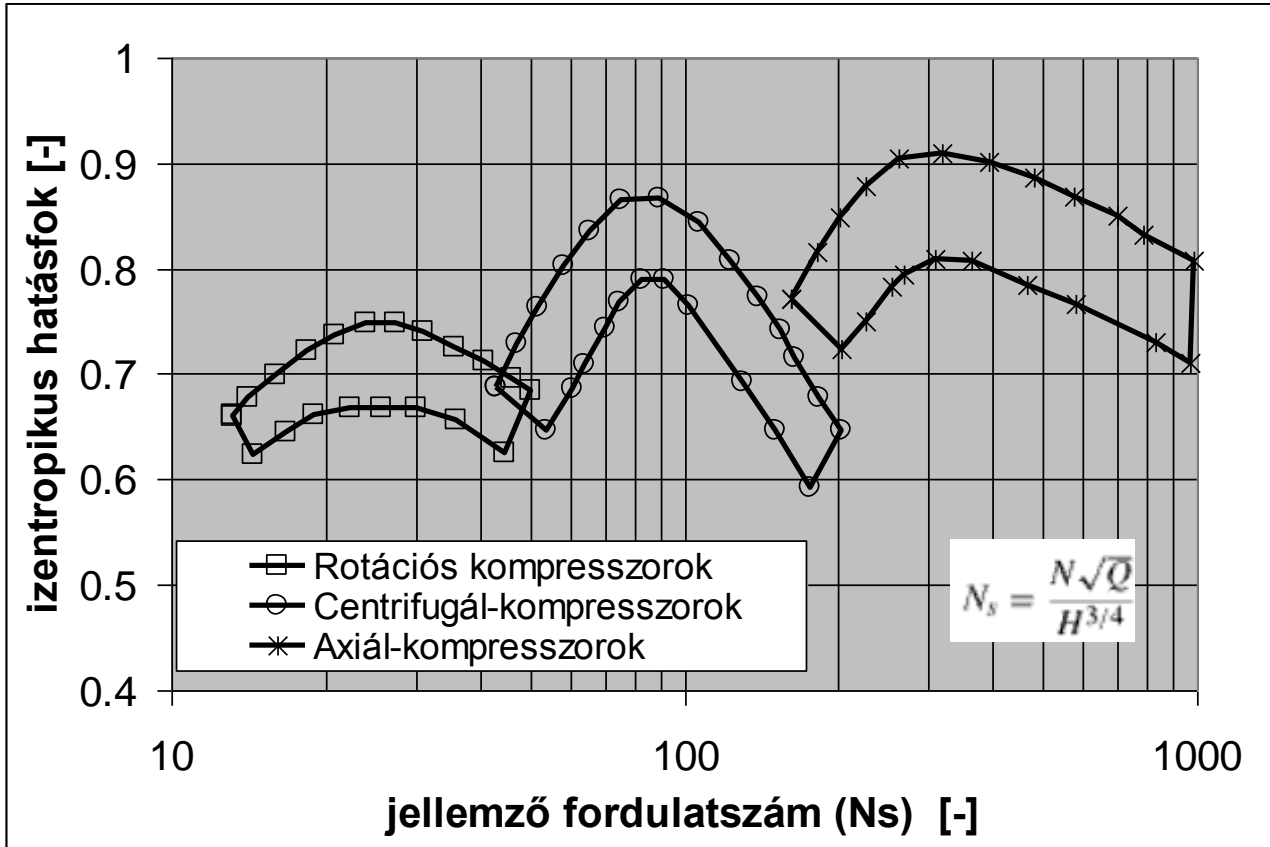
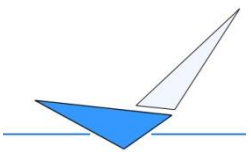
VER_1-1

<http://www.powergenworldwide.com/index/display/articleidisplay/1877473727/articles/power-engineering/volume-114/Issue-4/Features/Turbomachinery-in-Renewable-Energy-Applications.html>, 2010-07-25



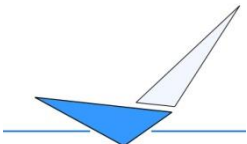
$\phi = \varphi = \frac{v_{ax}}{u}$ is called the mass flow coefficient

$\psi = \frac{P_{shaft} / \dot{m}}{u^2} = \frac{\Delta H}{u^2}$ is called the loading coefficient



Kompresszorok izentropikus hatásfoka a jellemző fordulatszám függvényében
 (forrás: Japikse, D., Handbook of Fluid Dynamics and FluidMachinery, Volume 3,
 John Wiley & Sons, New York, 1996.)

The **specific speed** compares the head and flow rate in geometrically similar machines at various speeds where H is the adiabatic head, Q is the volume rate, and N is the speed.



Valóságos jelleggörbe – kompresszor és turbina illesztés

A lapáthűtés nincs benne az $\dot{m}_{lev.elvétel}$ -ben, mert úgy is visszaérkezik a turbina első fokozataiban

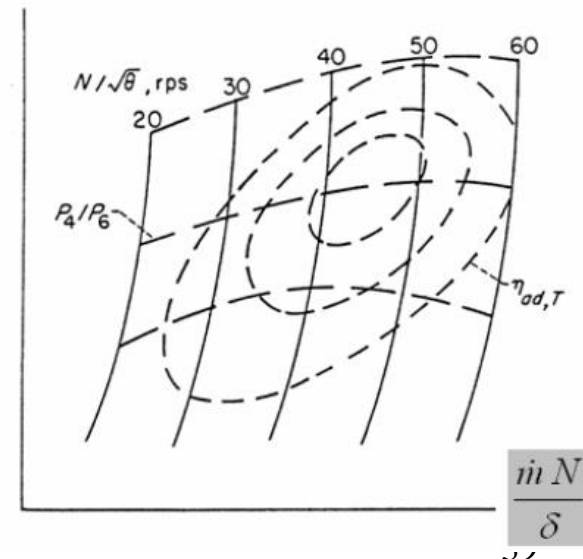
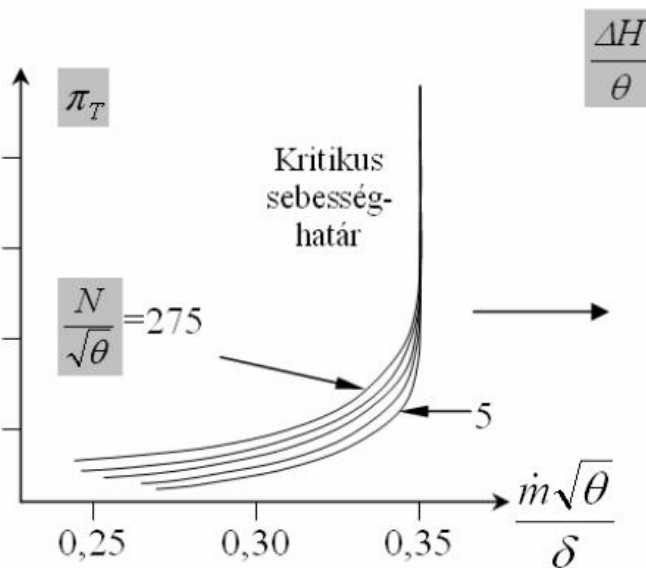
$$1. \quad \dot{m}_K = \dot{m}_T \leftarrow f = \dot{m}_{tüzelőanyag} / \dot{m}_{lev.égéstér}, \quad B_C = \dot{m}_{lev.elvétel} / \dot{m}_K$$

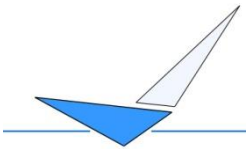
$$\dot{m}_{lev.égéstér} = \dot{m}_K - \dot{m}_{lev.elvétel}$$

$$\dot{m}_K (1 - B_C)(1 + f) = \dot{m}_T$$

$$\frac{\dot{m}_T \sqrt{\theta_T}}{\delta_T} \frac{N}{\sqrt{\theta_T}} = \frac{\dot{m}_T N}{\delta_T}$$

**Turbina
karakterisztika
széthúzása
átskálázással a
kritikus sebesség-
határ közelében
besűrűsödő állandó
fordulatszámú
görbék jobb
megjeleníthetőségé-
nek érdekében**





Valóságos jelleggörbe – kompresszor és turbina illesztés

$$1. \dot{m}_K (1 - B_{\text{levegő_elvétele}}) (1 + f) = \dot{m}_T \longleftarrow \frac{\dot{m}_T \sqrt{\theta_T}}{\delta_T} \frac{N}{\sqrt{\theta_T}} = \frac{\dot{m}_T N}{\delta_T}$$

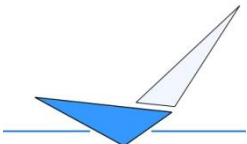
$$\boxed{(1 - B_{\text{levegő_elvétele}}) (1 + f) \frac{1}{p_T / p_K} \frac{\dot{m}_K N}{\delta_K} = \frac{\dot{m}_T N}{\delta_T}} \left\{ \begin{array}{l} p_T / p_K: \text{ torlóponti} \\ \text{nyomás-korrektúra} \end{array} \right. \delta = \frac{p_{01}}{p_{01, \text{std}}}$$

$$2. \boxed{\frac{1}{(1 - B_C) (1 + f)} \frac{1}{N^2} \left(\Delta H_K + \frac{P}{\dot{m}_K} \right) = \frac{\Delta H_T}{N^2}} \longleftarrow \frac{\Delta H}{\theta} \frac{\theta}{N^2} = \frac{\Delta H}{N^2} \left\{ \begin{array}{l} \text{átskálázás szintén} \\ \text{a széthúzás miatt} \end{array} \right.$$

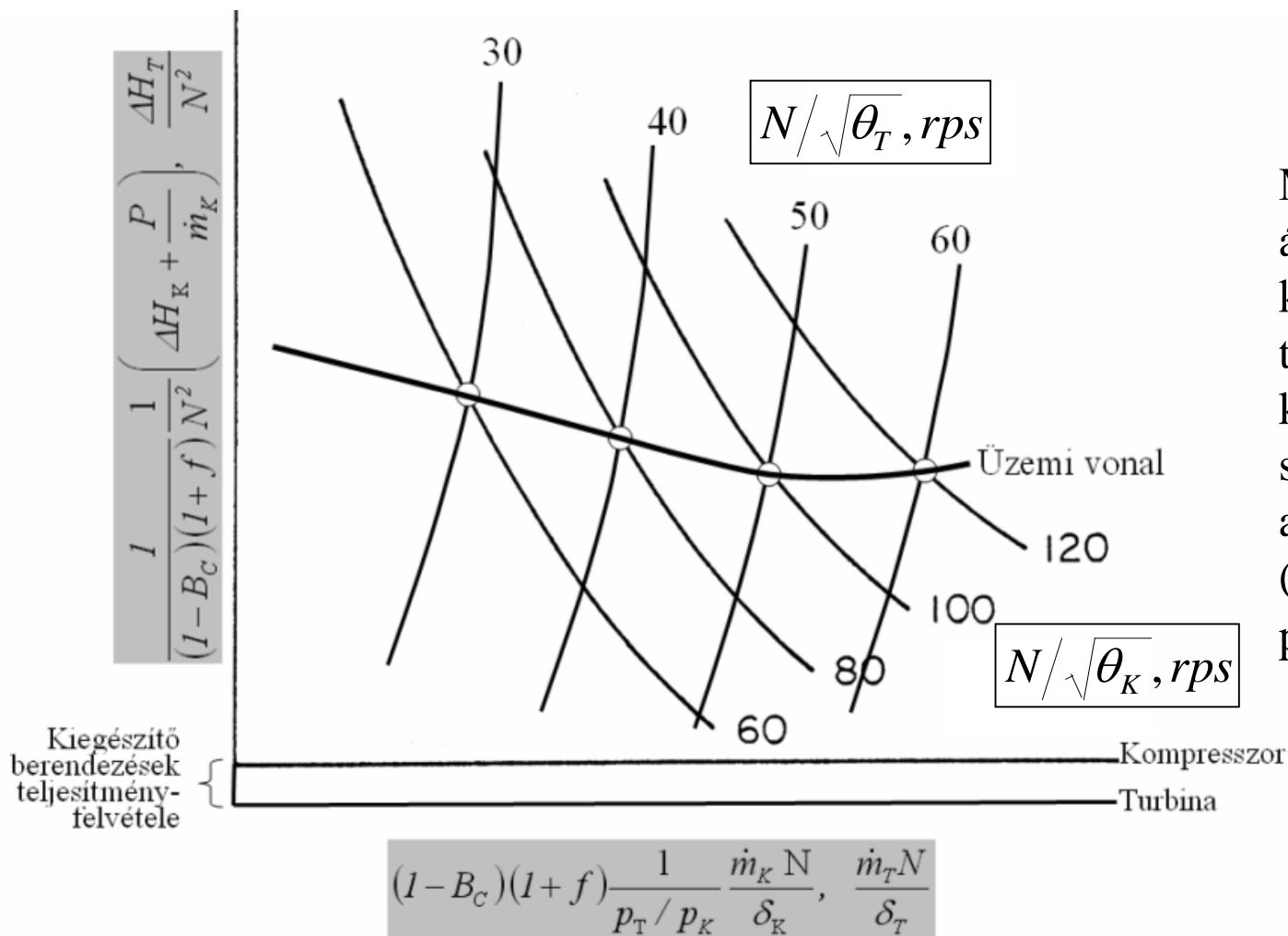
$$3. \boxed{\sqrt{\frac{T_K}{T_T}} \frac{N}{\sqrt{\theta_K}} = \frac{N}{\sqrt{\theta_T}}} \left\{ \sqrt{T_K / T_T} : \text{ a torlóponti hőmérséklet-korrektúra az átszámított paraméterek okozta egyenlőtlenség miatt} \right.$$

$\sqrt{T_T / T_K} \approx 2$ jelen esetben (lásd köv. oldal)

$$\theta = \frac{T_{01}}{T_{01, \text{std}}}$$



Valóságos jelleggörbe – kompresszor és turbina illesztés



Megfelelően átalakított kompresszor és turbina-karakterisztika szuperpozíciója az üzemi vonallal (rps: revolution per second)

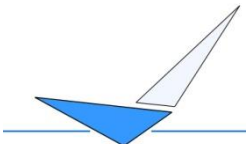
Centrifugál vs. Axiál- Az axiális kompresszorok előnyei

- **Kisebb a homlokfelülete adott tömegáram és nyomásviszony esetén (fele, harmada), ezért kisebb a légellenállása**
- **Nagyobb tömegáram létrehozására képes (axiális: 200-900 kg/s, centrifugál: <100 kg/s)**
- **A szerkezeti kialakítás miatt könnyebb**
- **5 kg/s tömegáram felett jobb az izentropikus hatásfoka (axiális: 85 vagy nagyobb, centrifugális: 75-80 %)**
- **Nagy nyomásviszonyok esetén kb. 4-5 %-kal nagyobb az izentropikus hatásfoka**
- **Az axiális kiáramlás és iránytörés mentes áramlás miatt homogénebb a rááramlási feltétel és kisebb a nyomásveszteség**
- **Könnyebben felhasználhatók a lapátrács eredmények**
- **Napjaink korszerű transzszonikus axiális kompresszorainak nyomásviszonya eléri a 45-öt (teljes kompresszor !!)**
- **Alkalmazás: repülőgép hajtóművekben, energetikai berendezésekben, előfordulhat hajó-, vonat- és harckocsi-gázturbinákban**

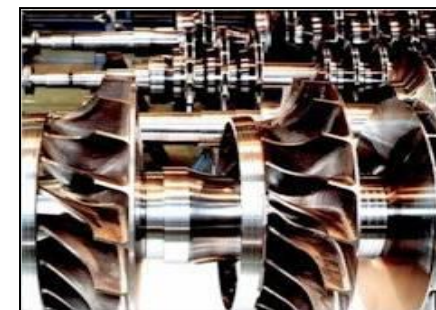
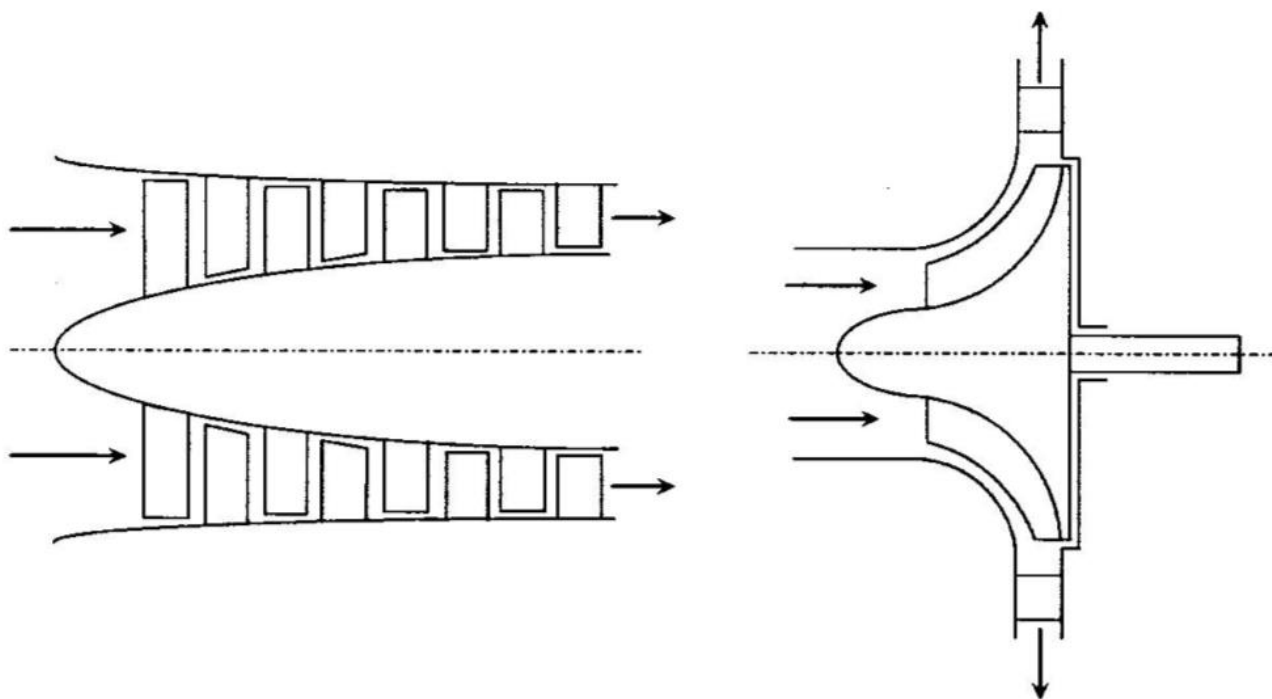


?



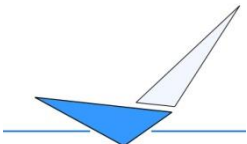


Centrifugál vs. Axiál- Az axiális kompresszorok előnyei

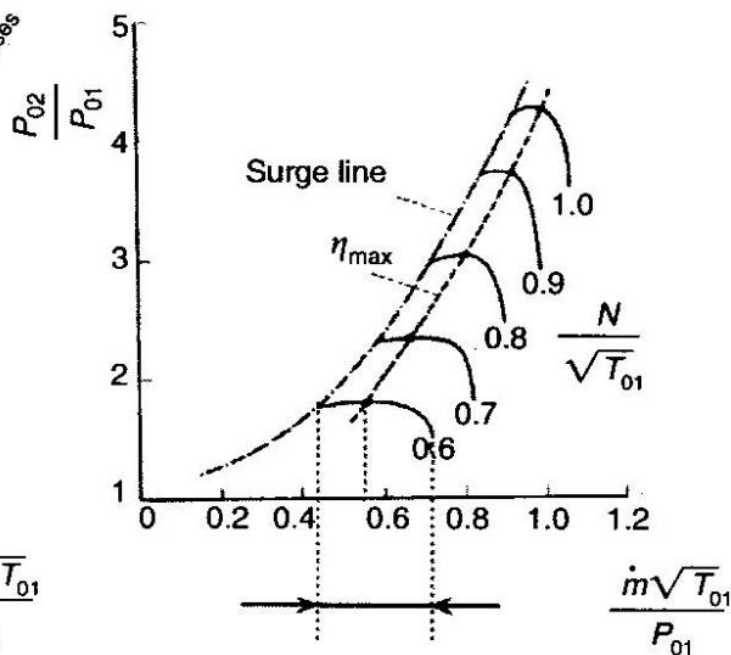
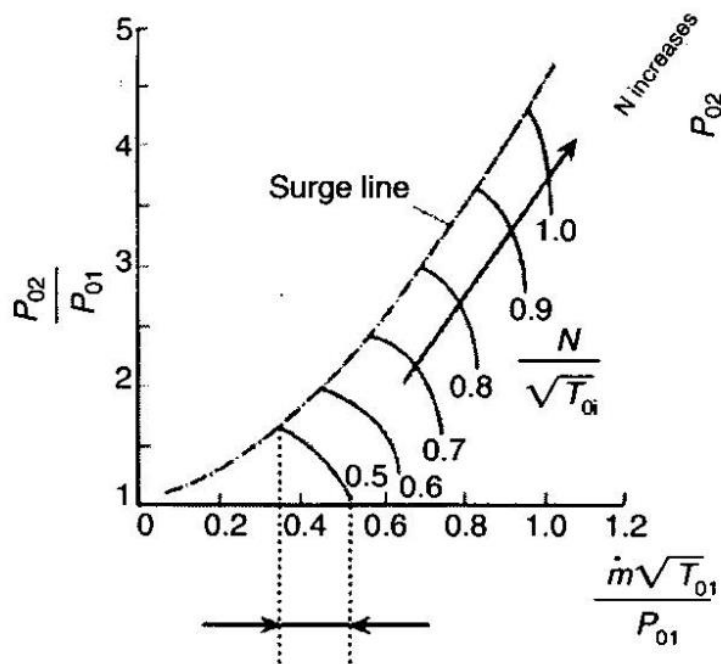


?





Centrifugál vs. Axiál- Az axiális kompresszorok előnyei



?



Centrifugál vs. Axiál- A centrifugál kompresszorok előnyei

- Rövidebb, egyszerűbb konstrukció
- Kisebb az egy fokozatra eső lapátszám
- Nagyobb a fokozati nyomásviszonya (5-10)
- Egyszerűbb és kisebb a gyártási költsége
- Jobban ellenáll a pompázsnak
- Jobban ellenáll az idegen test hatásnak
- Könnyen illeszthető hőcserélőhöz és visszahűtőhöz, mivel a kisebb kilépő sebesség kisebb nyomásvesztést okoz
- Szélesebb az állandó fordulatszám görbéje a pompázs és az $M=1$ állandó között
- 5 kg/s tömegáram alatt jobb az izentropikus hatásfoka
- Egyszerűbb a kiegyensúlyozása
- Nem annyira érzékeny a belépő tömegáram gyors megváltozására
- Egyszerűbb és olcsóbb az üzemeltetése, nagyobb a megbízhatósága
- Alacsonyabb az indítási teljesítmény felvétele
- Alkalmazás: leginkább turbótöltők, kisebb jármű, főleg repülőgép gázturbinák, APU

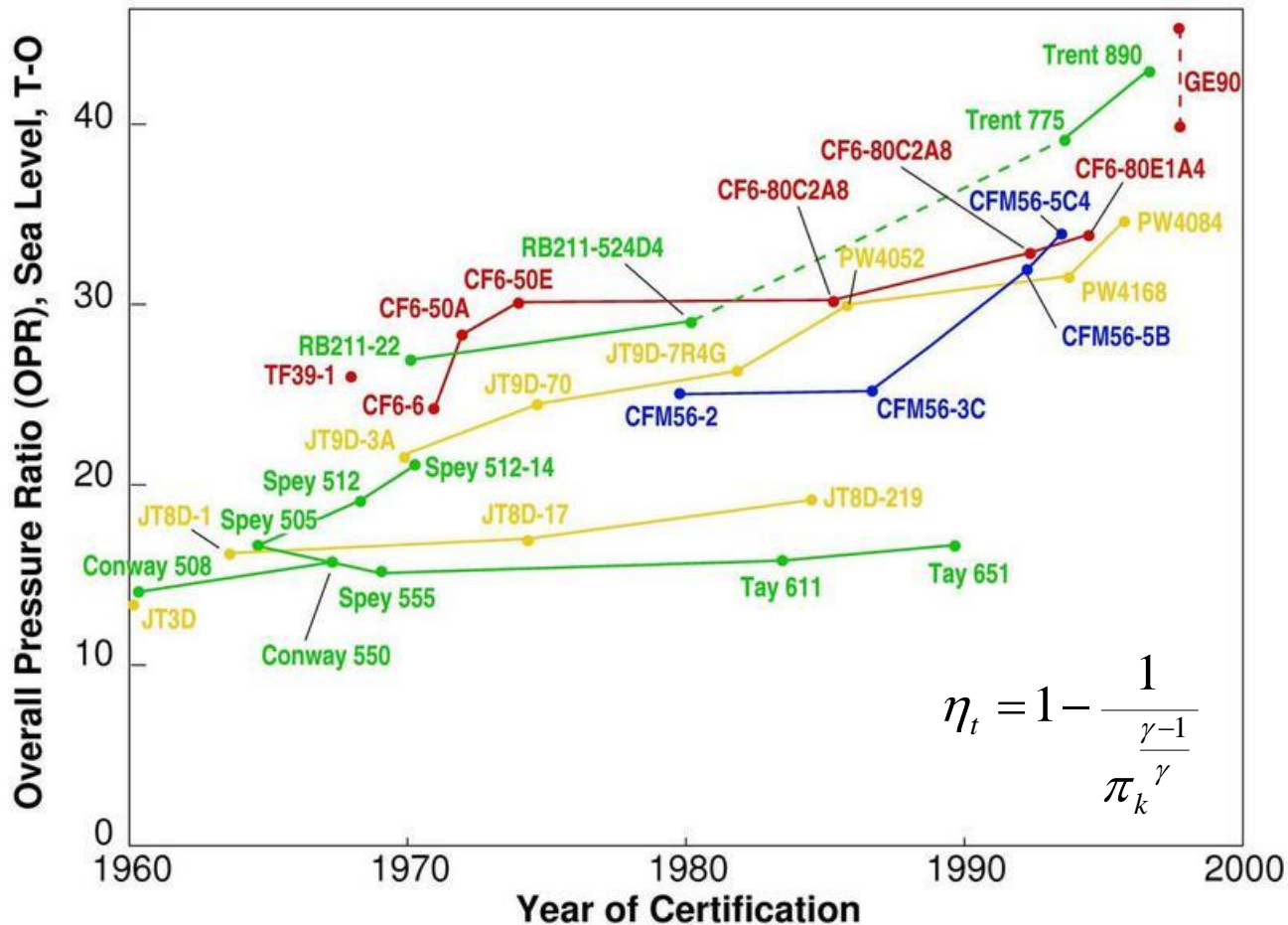


?

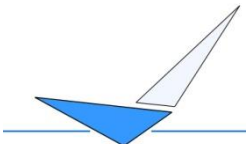


Az axiál kompresszorok és rendszereik a gázturbinában a hosszának 50-60 %-a, súlyának 40-50 %-a, gyártási költségének 35-40 %-a és üzemeltetési költségének kb. 30 %-a. Az axiál kompresszorok gázturbina teljesítményének 55-65 %-t emésztik fel.

Type of Application	Type of Flow	Inlet Relative Velocity Mach Number	Pressure Ratio per Stage	Efficiency per Stage
Industrial	Subsonic	0.4-0.8	1.05-1.2	88%-92%
Aerospace	Transonic	0.7-1.1	1.15-1.6	80%-85%
Research	Supersonic	1.05-2.5	1.8-2.2	75%-85%

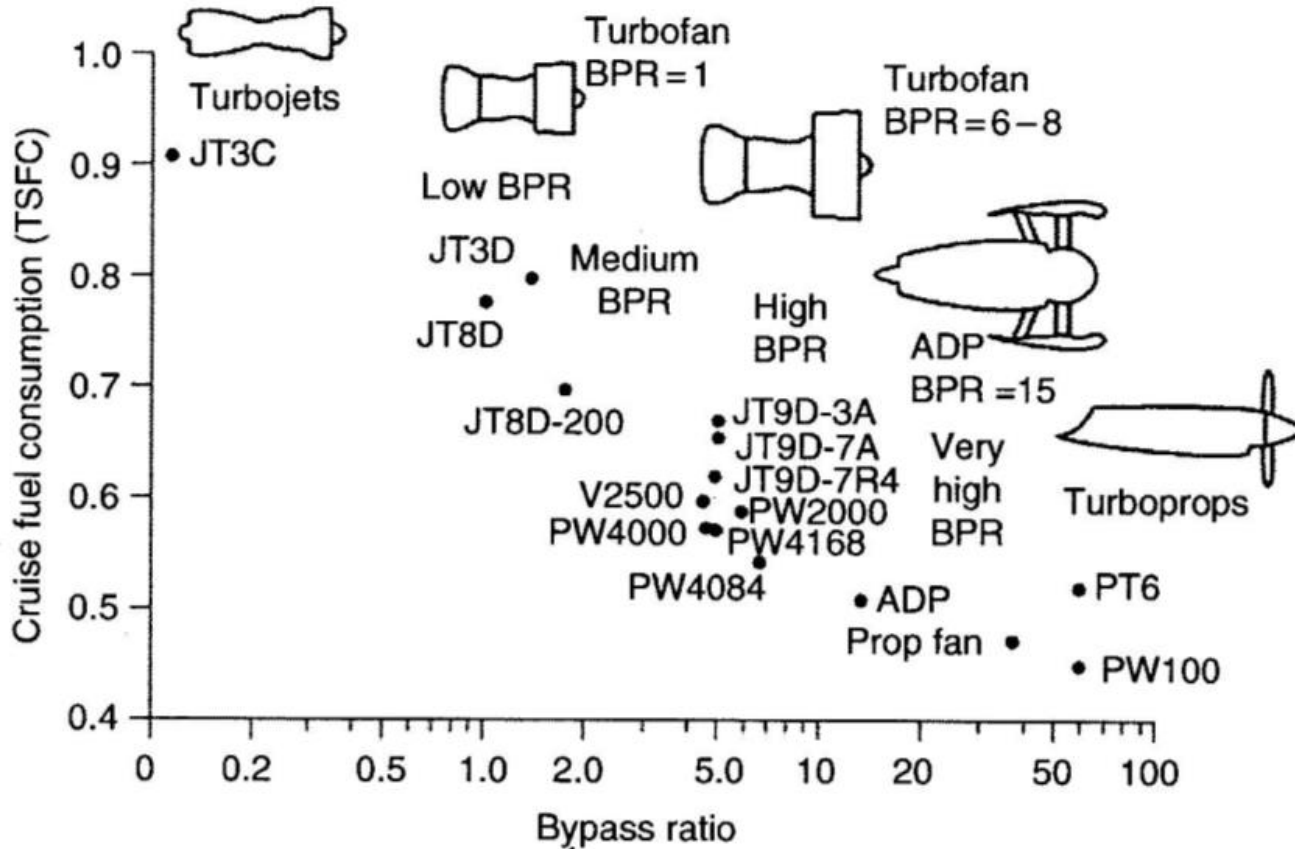


Gázturbinás sugárhajtóművek nyomásviszony-alakulása a bevezetés évének függvényében (Jane's Aeroengines, 1998)

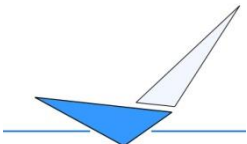


1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1

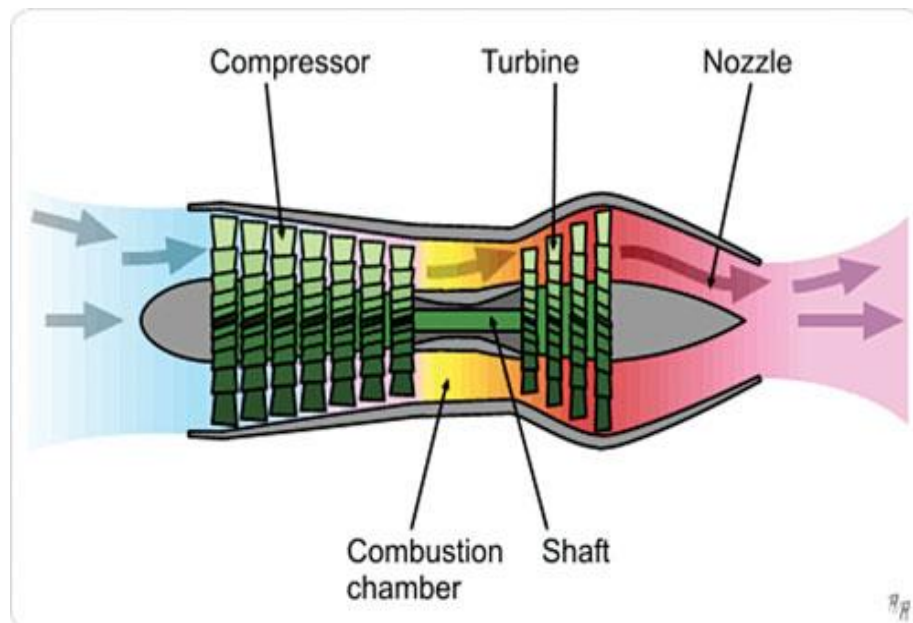
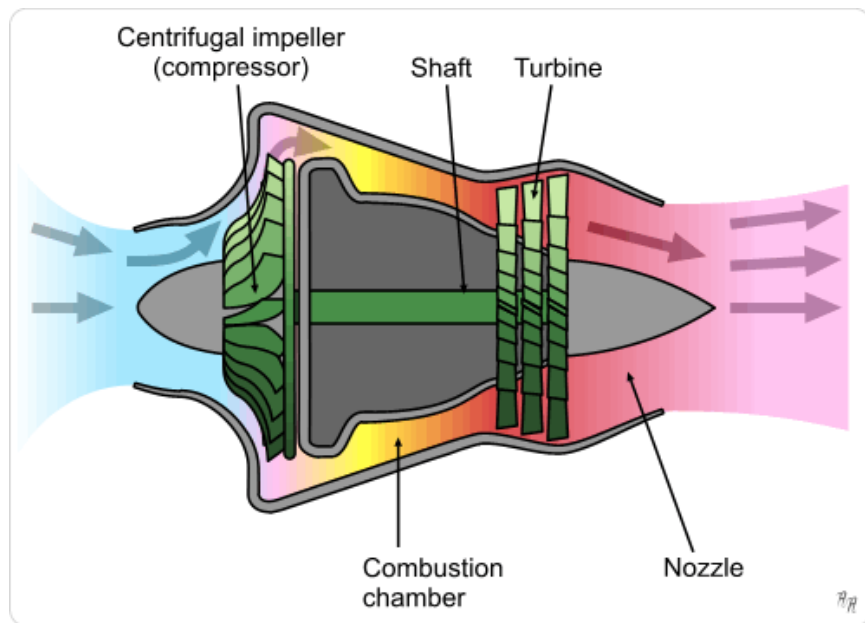


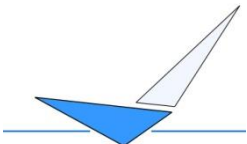
Gázturbinás sugárhajtóművek fajlagos tüzelőanyag fogyasztása



1. Bevezetés, csoportosítás

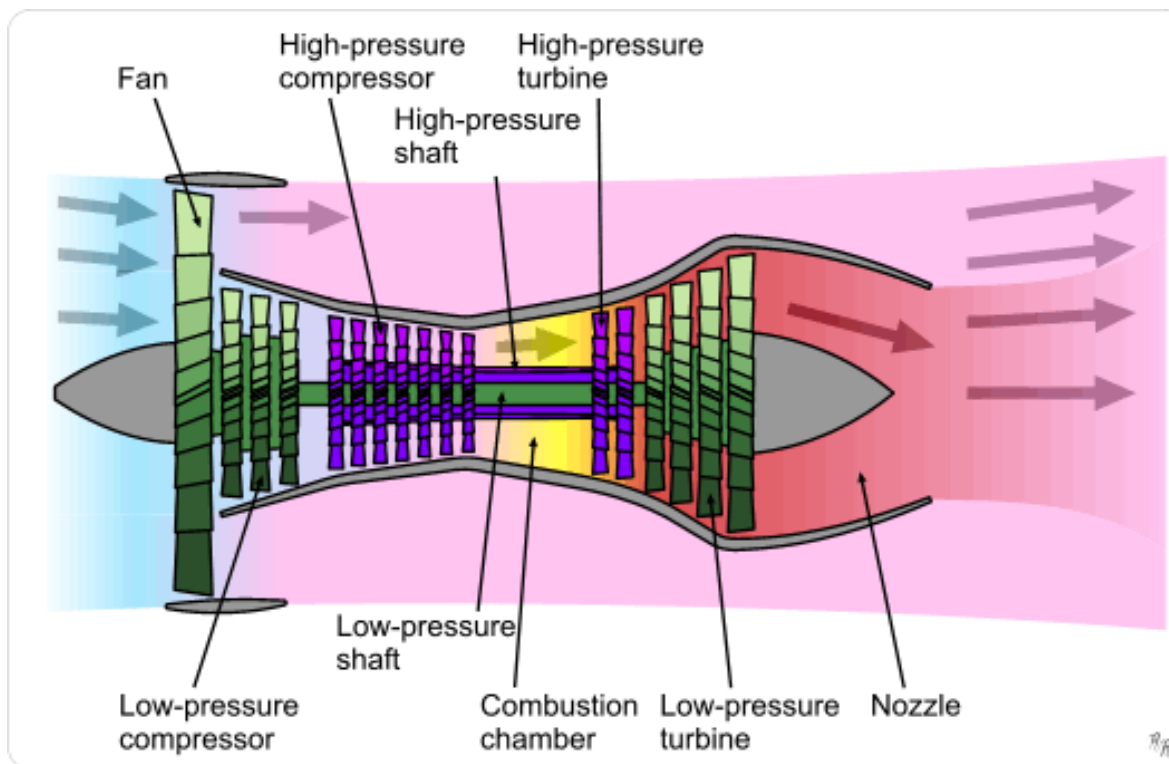
VER_1-1





1. Bevezetés, csoportosítás

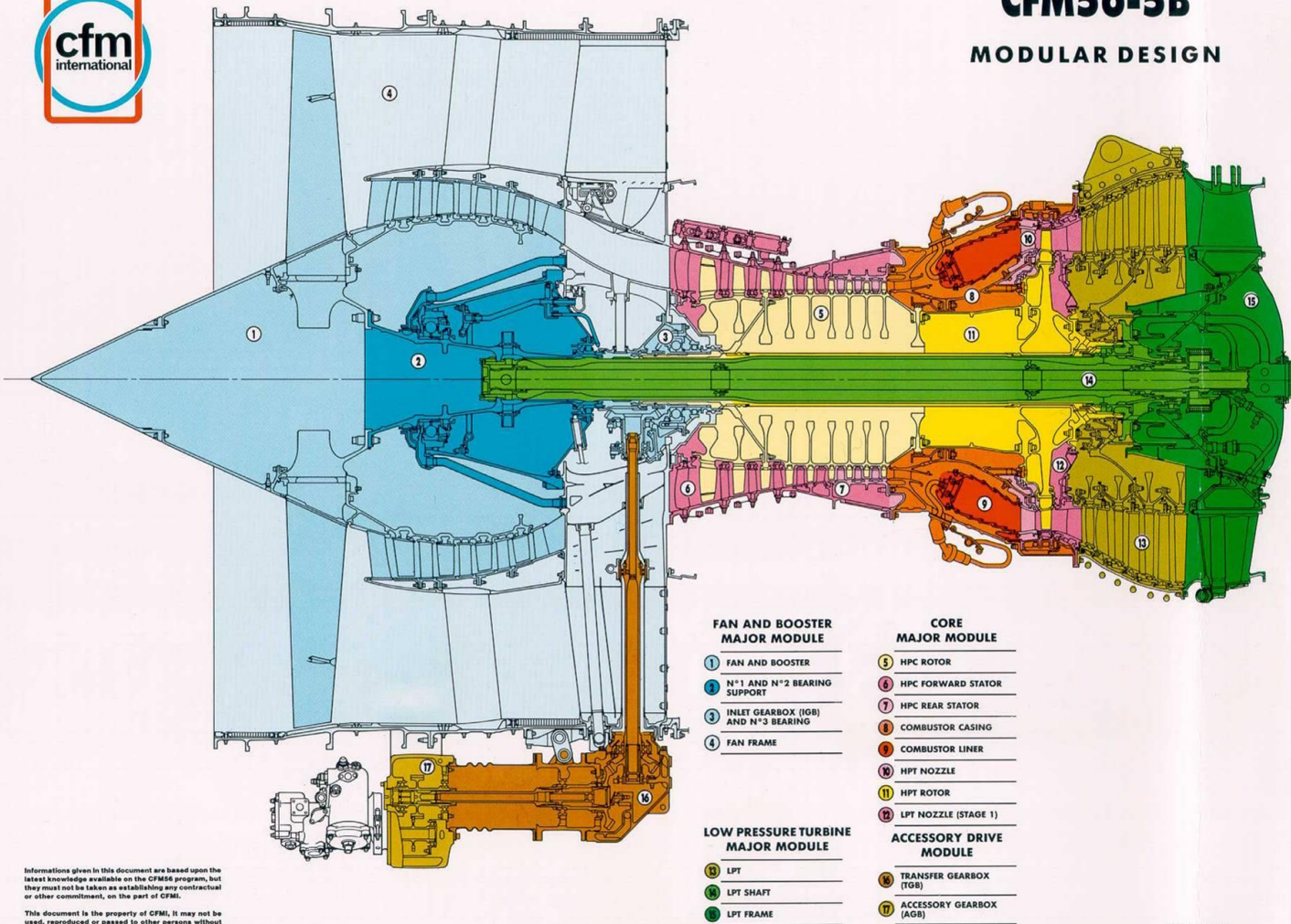
VER_1-1



http://en.wikipedia.org/wiki/Components_of_jet_engines

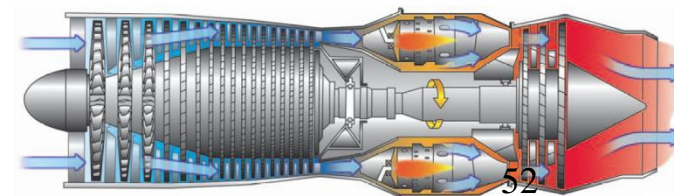
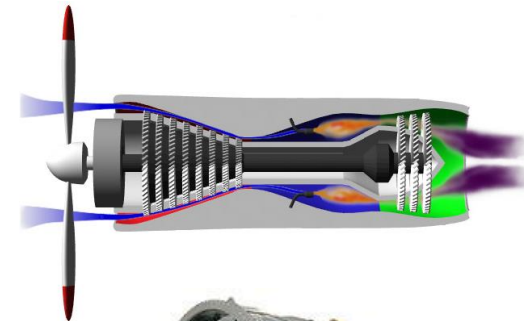
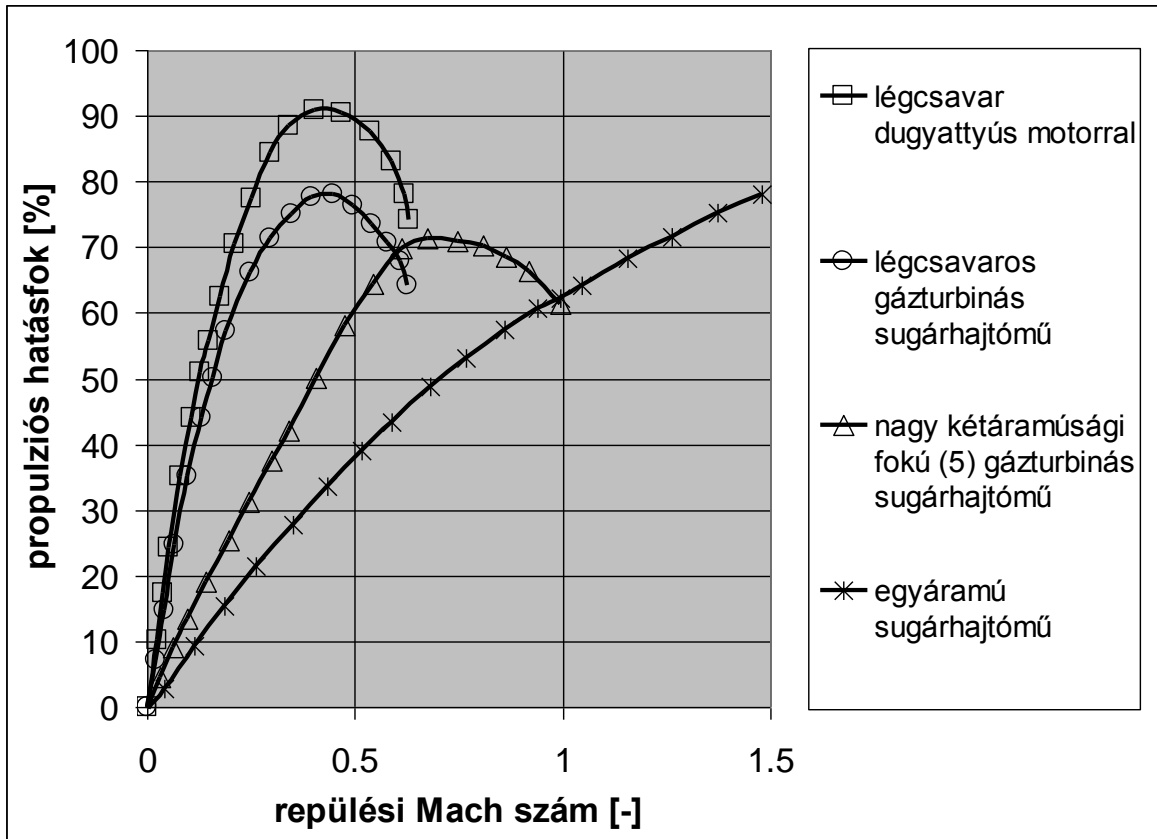
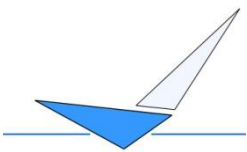
1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1

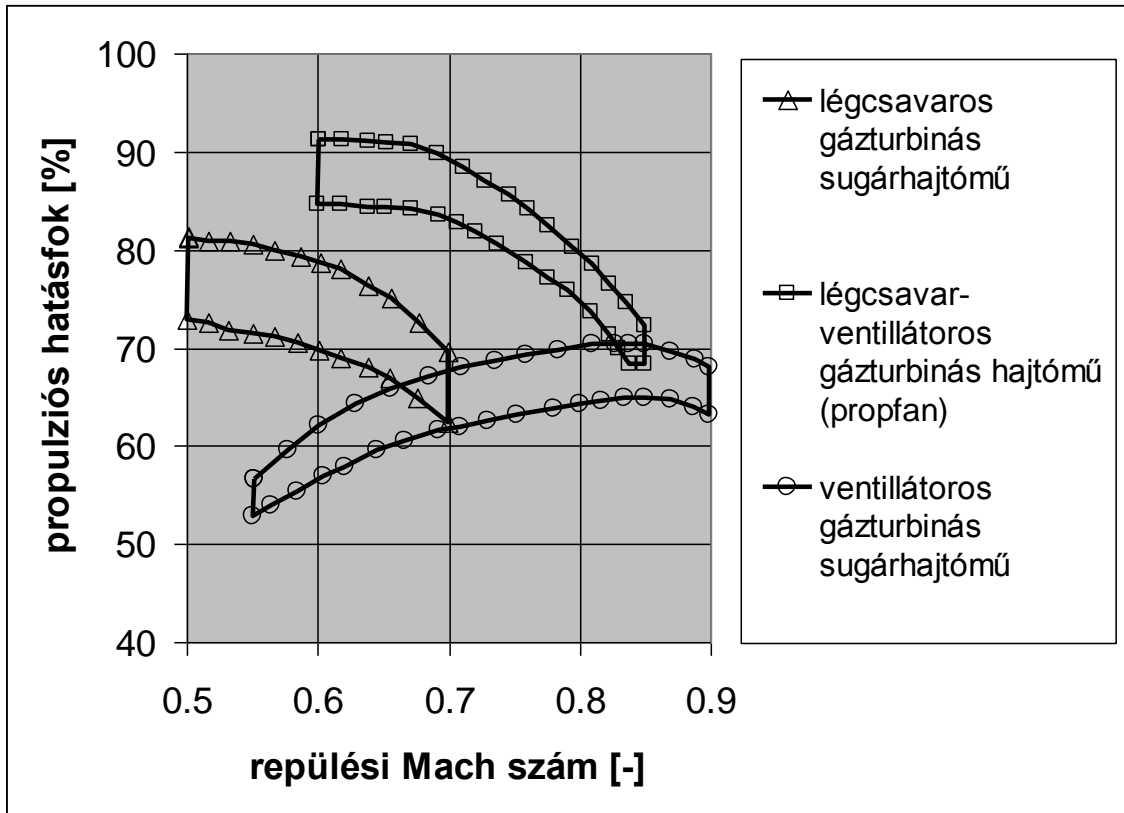


Informations given in this document are based upon the latest knowledge available on the CFM56 program, but they must not be taken as establishing any contractual or other commitment, on the part of CFMI.
This document is the property of CFMI. It may not be used, reproduced or passed to other persons without CFMI written authorization.

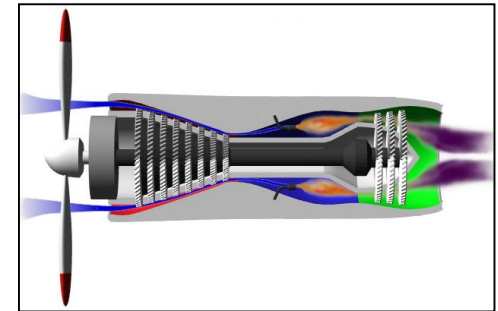
CT-058B

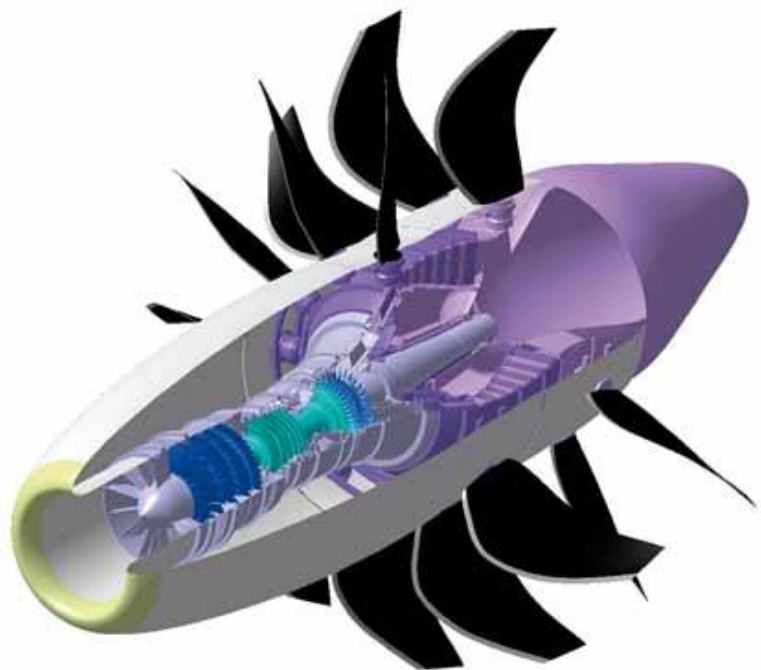
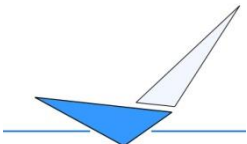


Propulziós hatásfok összehasonlítása a Mach szám függvényében különböző hajtómű-konfigurációk esetén
11 km magasan



Propulziós hatásfok összehasonlítása a Mach szám függvényében különböző hajtómű-konfigurációk esetén 11 km magasan





Kísérleti légszűrő-ventillátoros gázturbinás sugárhajtómű (forrás: <http://u3aclimatestudy.pbworks.com/f/1182275374/PW.jpg>, 2010-07-23, (Photos courtesy of CFM International, a 50/50 joint company between Snecma (Safran group) and GE))



Kísérleti légszűrő-ventillátoros gázturbinás sugárhajtómű (forrás: <http://11k2.files.wordpress.com/2009/07/090709testprop.jpg>)

Korsz. légcsavaros hm.

$$\eta_{\ddot{o}} = \eta_{\text{t\u00fcz}} \eta_t \eta_{\text{mech}} \eta_{\text{lcs}} =$$

$$= \frac{\dot{Q}_{be}}{\dot{Q}_{\text{\u00e9g\u00e9s}}} \frac{P_{h,\text{k\u00f6rf.}}}{\dot{Q}_{be}} \frac{P_{h,\text{tengely}}}{P_{h,\text{k\u00f6rf.}}} =$$

$$\frac{P_{\text{vontat\u00e1si}}}{P_{h,\text{tengely}}} = 0,95 - 0,97$$

$$0,35 - 0,40 \cdot 0,95 - 0,99 \cdot 0,8 =$$

$$\approx 0,28$$

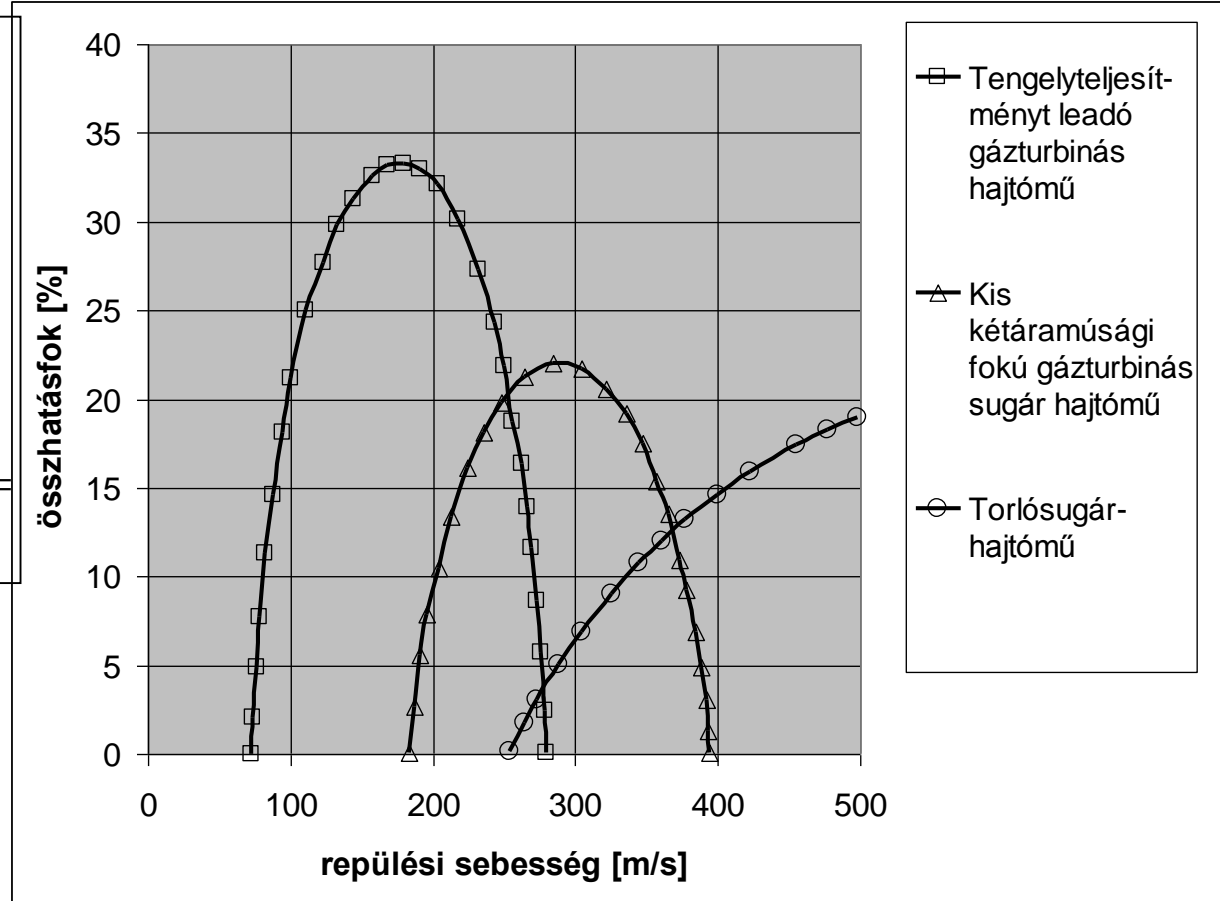
Korsz. k\u00e9t\u00e1ram\u00fa hm.

$$\eta_{\ddot{o}} = \eta_{\text{t\u00fcz}} \eta_t \eta_{\text{prop}} =$$

$$= \frac{\dot{Q}_{be}}{\dot{Q}_{\text{\u00e9g\u00e9s}}} \frac{P_{\text{sug\u00e1r}}}{\dot{Q}_{be}} \frac{P_{\text{vontat\u00e1si}}}{P_{\text{sug\u00e1r}}} =$$

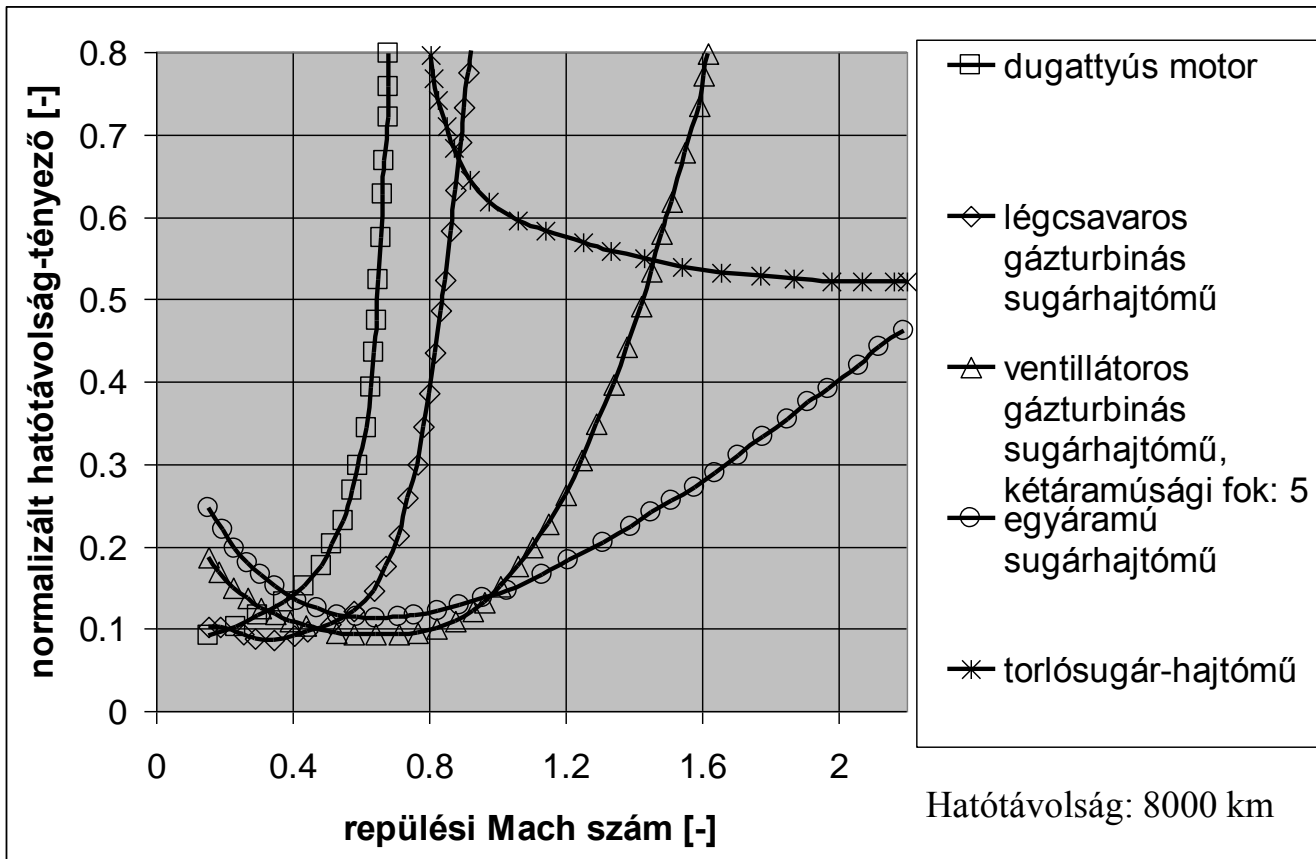
$$= 0,95 - 0,97 \cdot 0,35 - 0,4$$

$$0,7 \approx 0,26$$



Hajt\u00f3m\u00fa-konfigur\u00e1ci\u00f3k \u00f6sszehasonl\u00edto burkol\u00f3g\u00f6rb\u00e9i az \u00f6sszhat\u00e1sfok szempontj\u00e1b\u00f3l 10 km magasan \u00e9s k\u00fcl\u00f6nb\u00f6z\u0151 rep\u00fcl\u00e9si sebess\u00e9geken

$$\eta_{\text{prop}} = 0,4 - 0,5 \text{ egy\u00e1ram\u00fa hm.}$$

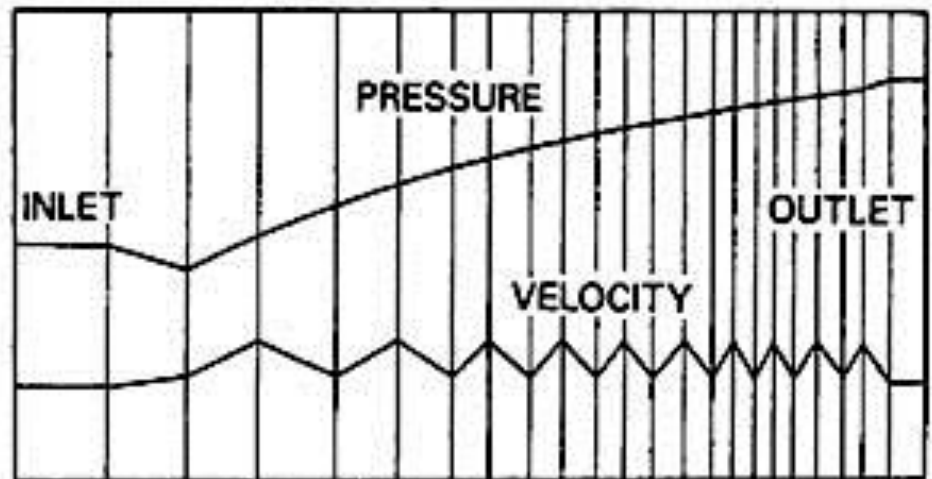
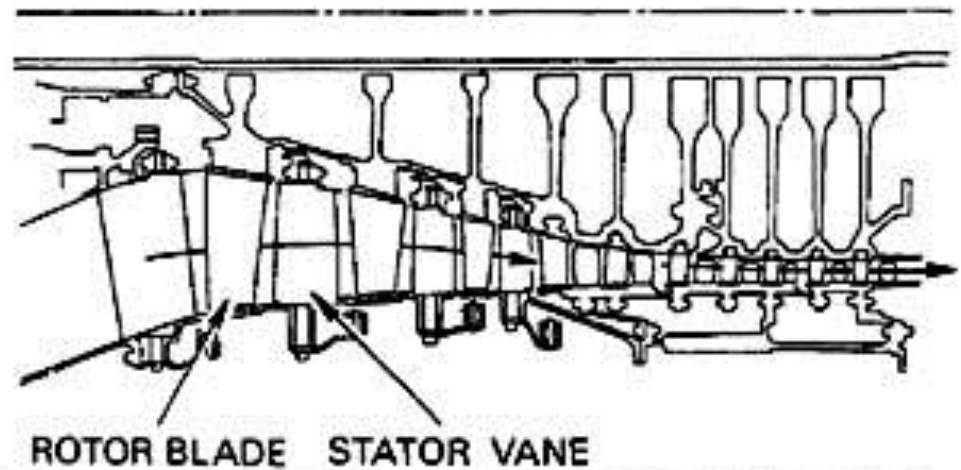
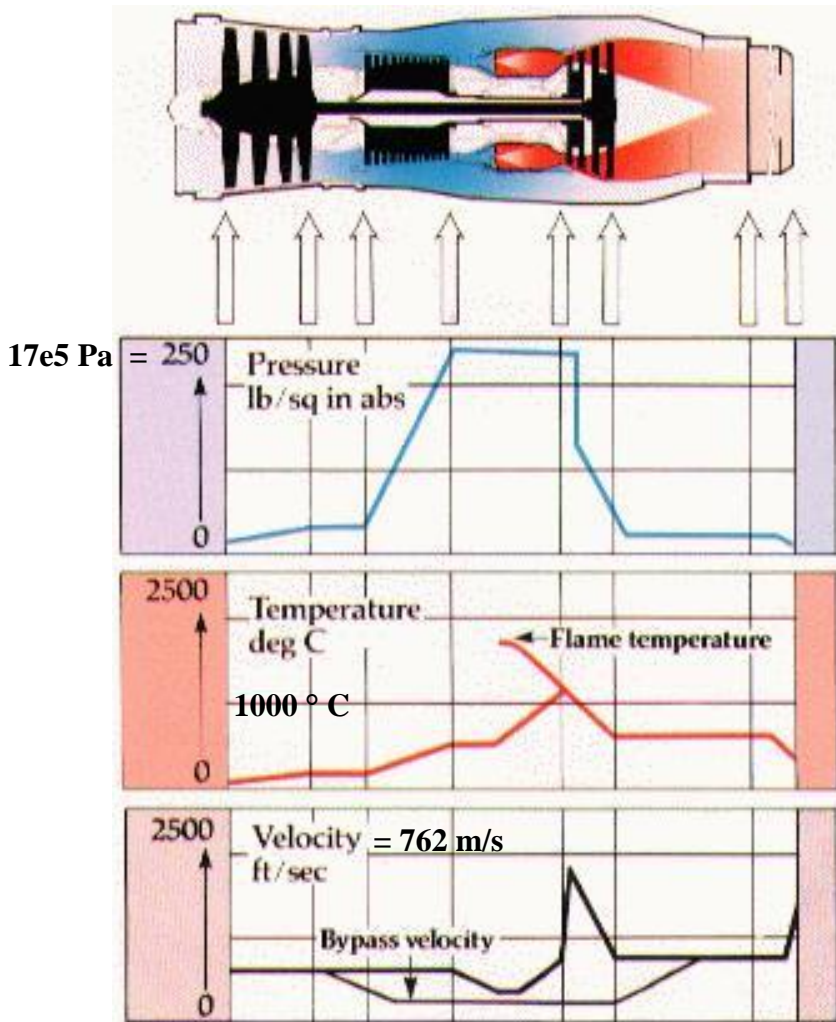


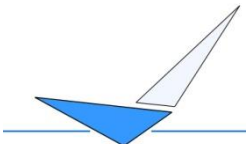
A hatótávolság-tényező normálása a ventillátoros gázturbinás sugárhajtómű paramétereivel történt (10 kg/daN, $M=0,2$, távolság: 8000 km). Az adatok csak jelzésértékűek.

A hatótávolság-tényező a tüzelőanyag és a hajtómű össztömegének, illetve a hajtómű tolóerejének a hajtómű gondola ellenálláserejével csökkentett hányadosa adott repülési sebességen és hatótávolságon. Az összefüggésből egyértelműen következik, hogy a kisebb értékek a jobbakk.

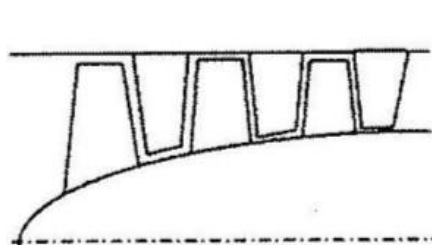
1. Bevezetés, csoportosítás

VER_1-1



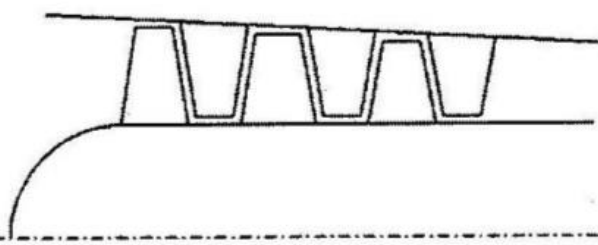


Kompresszor körgyűrű keresztmetszet kialakítások



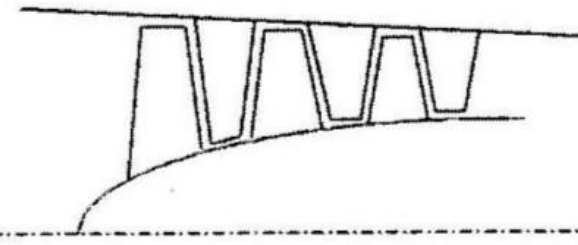
**Állandó külső
átmérő**

**Maximális Mach
szám és
nyomásviszony
(minimális
kompresszor
fokozat)
(repülőgép
gázturbinák)**



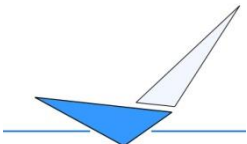
**Állandó belső
átmérő**

**A forgórész
gyártásának
szempontjából a
legkedvezőbb
konstrukció
(ipari
gázturbinák)**

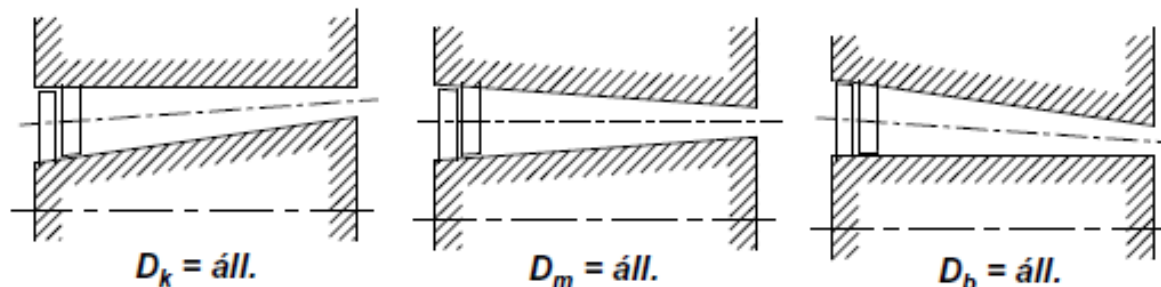


**Állandó közép
átmérő**

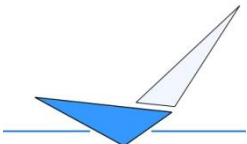
**Az elméleti
levezetések
esetén
leggyakrabban
alkalmazott
geometria**



Kompresszor körgyűrű keresztmetszet kialakítások

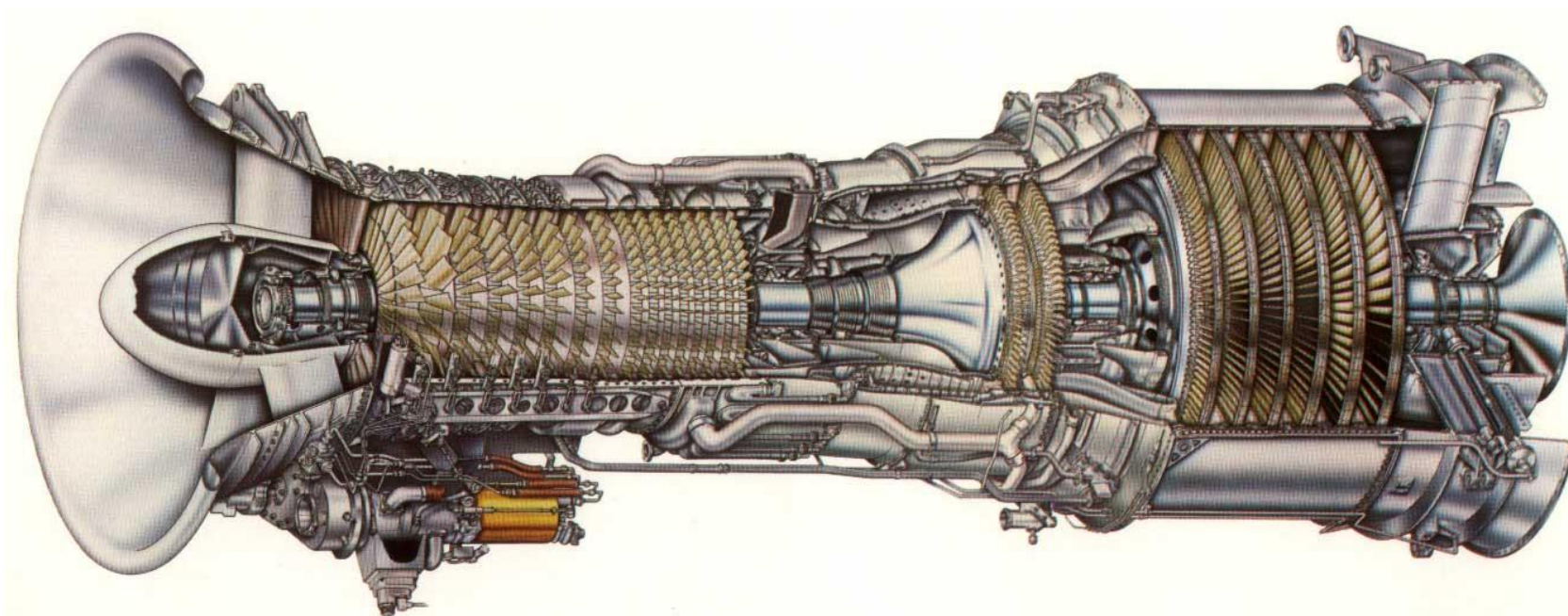


	$D_k = \text{áll.}$	$D_m = \text{áll.}$	$D_b = \text{áll.}$
átmérorány elől, D_b/D_k	0,6	0,65	0,75
átmérorány hátul, D_b/D_k	0,9	0,9	0,9
kerületi sebesség a középátmérőn az áramlás irányában	nő	nem változik	csökken
a fokozati nyomásviszony az áramlás irányában	nő	nem változik	csökken
fokozatok száma adott nyomásviszonyhoz	kevesebb		több
adott nyomásviszonyhoz való kompresszor tömege	kisebb		nagyobb

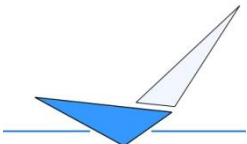


Kompresszor körgyűrű keresztmetszet kialakítások

Állandó külső átmérő

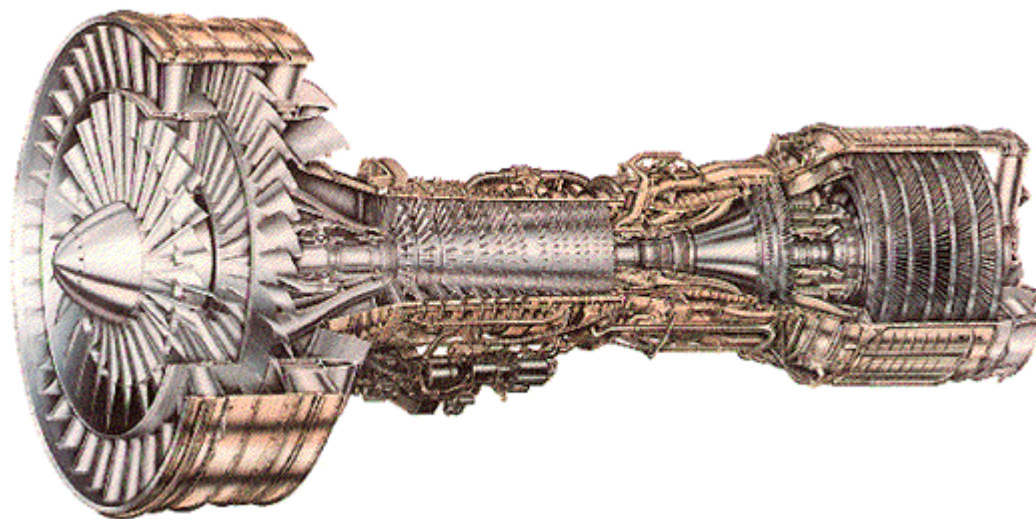


General Electric LM2500 Gas Turbine



Kompresszor körgyűrű keresztmetszet kialakítások

Állandó külső átmérő

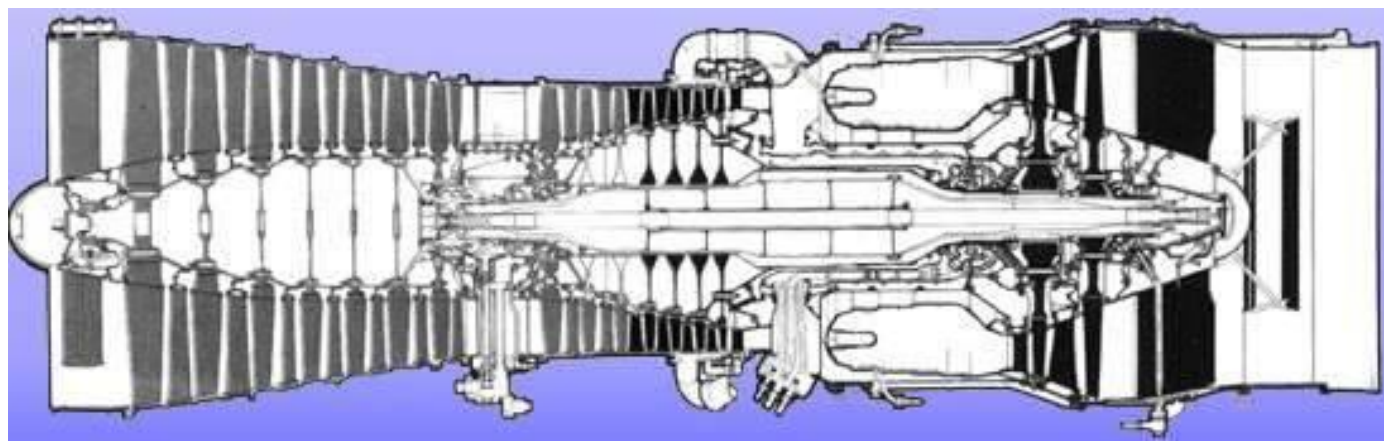


TF-39



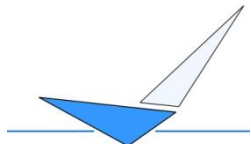
Kompresszor körgyűrű keresztmetszet kialakítások

Állandó közép átmérőjű alacsony nyomású kompresszor és állandó külső átmérőjű nagy nyomású kompresszor



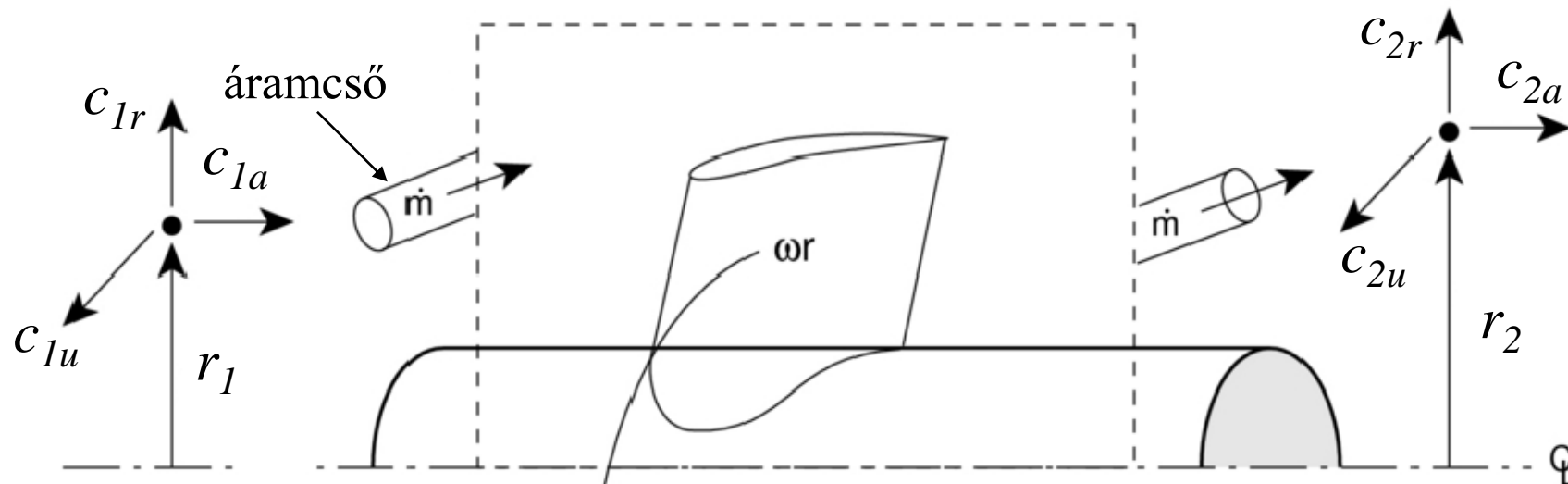
Olympus 593 (Concord)

Cél: a homlokfelület minimalizálása a veszteségek csökkentése érdekében (szuperszonikus sebesség)



2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Euler turbina egyenlet

VER_1-1



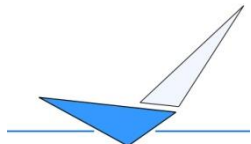
$$M = T = \dot{m}(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)$$

$$P = M\omega = T\omega = \dot{m}(c_{2u}\omega r_2 - c_{1u}\omega r_1) = \dot{m}(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)$$

$$i_2^* - i_1^* = q_{12} + w_{t12}, \quad q_{12} = 0, \quad w_{t12} = i_2^* - i_1^* = c_p(T_2^* - T_1^*),$$

$$P = \dot{m}|w_{t12}| = \dot{m}c_p(T_2^* - T_1^*) = \dot{m}(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)$$

$$|w_{t12}| = c_p(T_2^* - T_1^*) = c_p T_1^* \frac{1}{\eta_{iz,k}} \left(\pi_k^{*\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)$$



2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Kompresszor karakterisztika

VER_1-1

$$\pi_k^* = p_2^* / p_1^* =$$

$$= (T_2^* / T_1^*)^{\gamma / (\gamma - 1)}$$

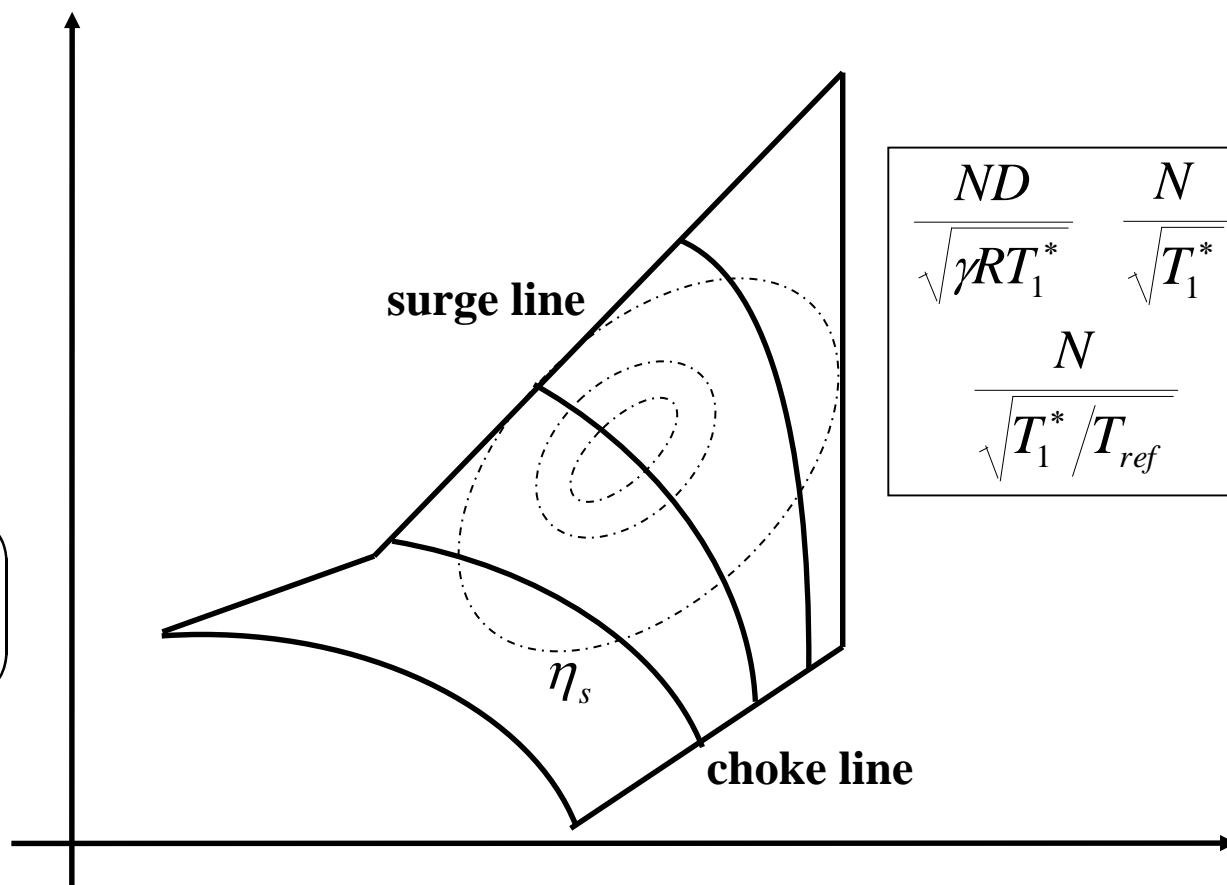
$$\Delta H^* = \Delta I^* =$$

$$= I_2^* - I_1^* =$$

$$= \dot{m} c_p (T_2^* - T_1^*) =$$

$$= \dot{m} c_p T_1^* \left(\pi_k^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right)$$

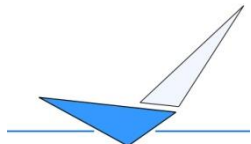
$\frac{\Delta H^*}{RT_1^*}$	$\frac{\Delta H^*}{T_1^*}$	$\frac{\Delta H^*}{T_1^* / T_{ref}}$
-----------------------------	----------------------------	--------------------------------------



ϕ \dot{v} \dot{m}

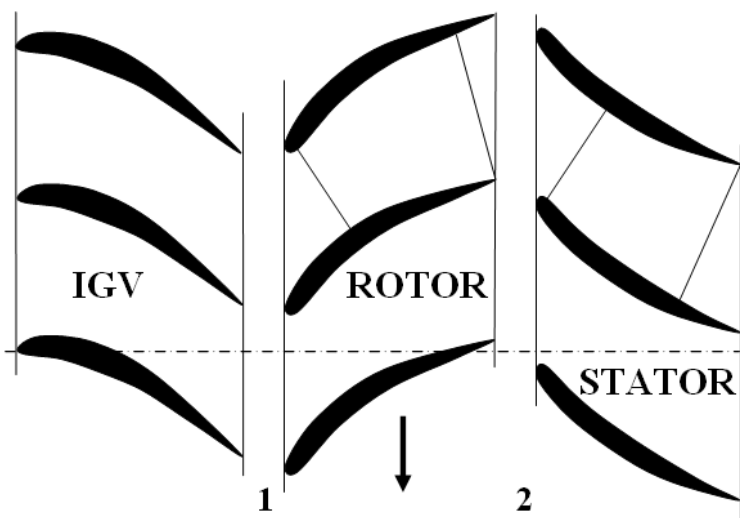
$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^*}}{p_1^* D^2}$	$\frac{\dot{m} \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$	$\frac{\dot{m} \sqrt{T_1^* / T_{ref}}}{p_1^* / p_{ref}}$
---	--------------------------------------	--

64



2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Euler turbina egyenlet

VER_1-1



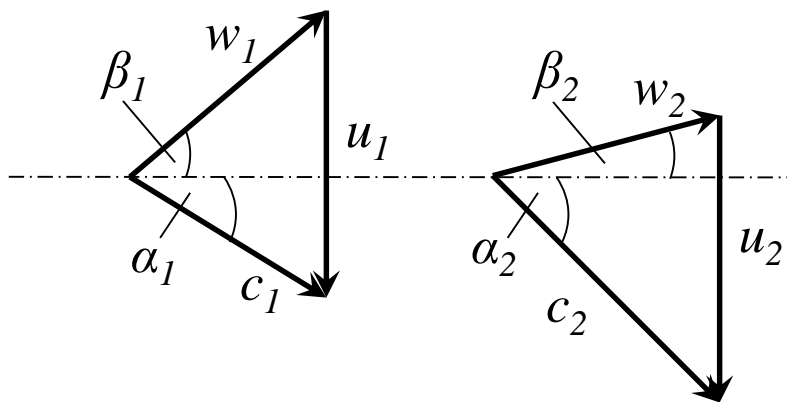
$$|w_{t12}| = c_p (T_2^* - T_1^*) = \omega (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1)$$

$$c_{1u} = c_{1a} \operatorname{tg} \alpha_1$$

$$c_{2u} = c_{2a} \operatorname{tg} \alpha_2 = \omega r_2 - c_{2a} \operatorname{tg} \beta_2$$

$$c_p (T_2^* - T_1^*) = \omega (\omega r_2^2 - c_{2a} \operatorname{tg} \beta_2 r_2 - c_{1a} \operatorname{tg} \alpha_1 r_1)$$

$$\frac{T_2^*}{T_1^*} = 1 + \frac{(\omega r_2)^2}{c_p T_1^*} \left[1 - \frac{c_{2a}}{\omega r_2} \left(\operatorname{tg} \beta_2 + \frac{r_1 c_{1a}}{c_{2a} r_2} \operatorname{tg} \alpha_1 \right) \right]$$



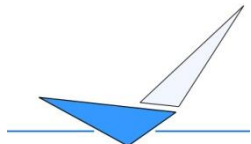
A torlóponti hőmérséklet-növekedés a forgórészen keresztül

egyenesen arányos a kerületi sebesség négyzetével (lapátvégi Mach szám (tip Mach number)),

fordítottan arányos a kompresszorán átáramló közeg sebességével,

miközben az áramlás szögei a megfelelő lapáttervezés függvénye.

$$u_2 \neq u_1 = r\omega$$



2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Euler turbina egyenlet

VER_1-1

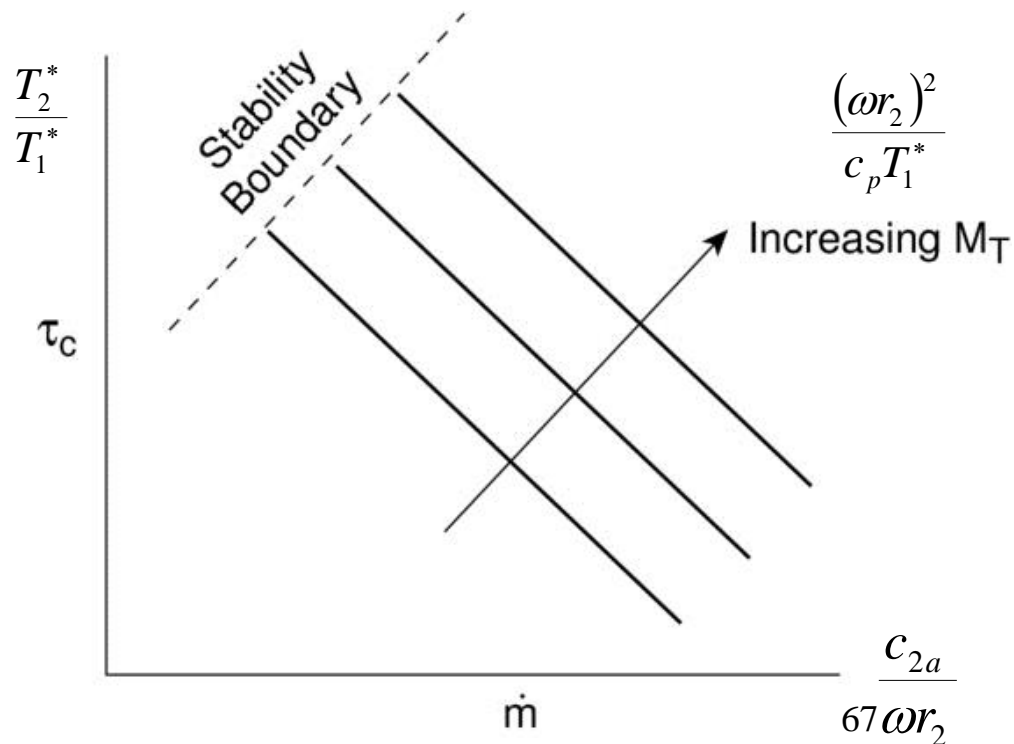
$$\frac{T_2^*}{T_1^*} = 1 + \frac{(\omega r_2)^2}{c_p T_1^*} \left[1 - \frac{c_{2a}}{\omega r_2} \left(\operatorname{tg} \beta_2 + \frac{r_1 c_{1a}}{c_{2a} r_2} \operatorname{tg} \alpha_1 \right) \right]$$

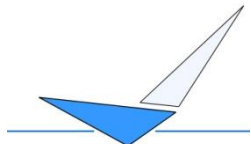
A torlóponthőmérséklet-növekedés a forgórészen keresztül

egyenesen arányos a kerületi sebesség négyzetével (lapátvégi Mach szám (tip Mach number)),

fordítottan arányos a kompresszorán átáramló közeg sebességével,

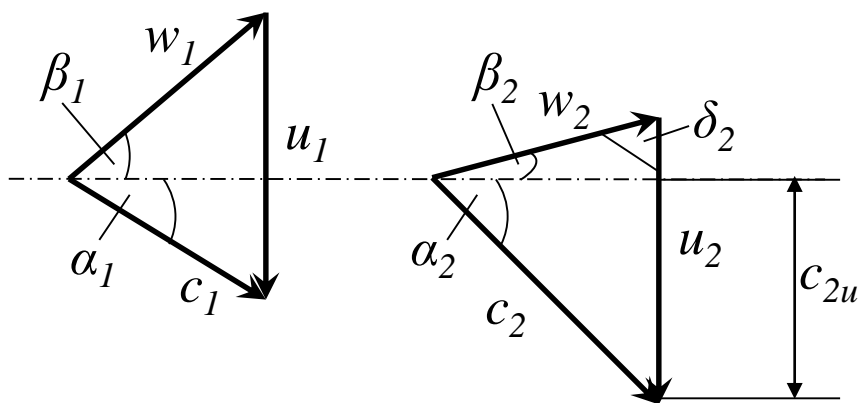
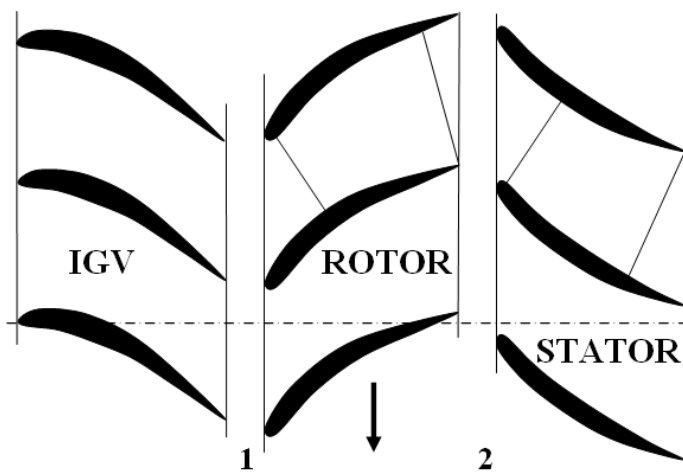
miközben az áramlás szögei a megfelelő lapáttervezés függvénye.





2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Euler turbina egyenlet

VER_1-1



$$u_2 \neq u_1 = r\omega$$

$$|w_{t12}| = c_p (T_2^* - T_1^*) = \omega (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 - 2w_2 u_2 \cos \delta_2$$

$$\cos \delta_2 = \frac{u_2 - c_{2u}}{w_2} \rightarrow w_2 \cos \delta_2 = u_2 - c_{2u}$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 (u_2 - c_{2u})$$

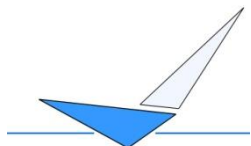
$$c_{2u} u_2 = \frac{1}{2} c_2^2 - \frac{1}{2} w_2^2 + \frac{1}{2} u_2^2 \quad \text{hasonlóan}$$

$$c_{1u} u_1 = \frac{1}{2} c_1^2 - \frac{1}{2} w_1^2 + \frac{1}{2} u_1^2$$

$$|w_{t12}| = \Delta h^* = c_p (T_2^* - T_1^*) =$$

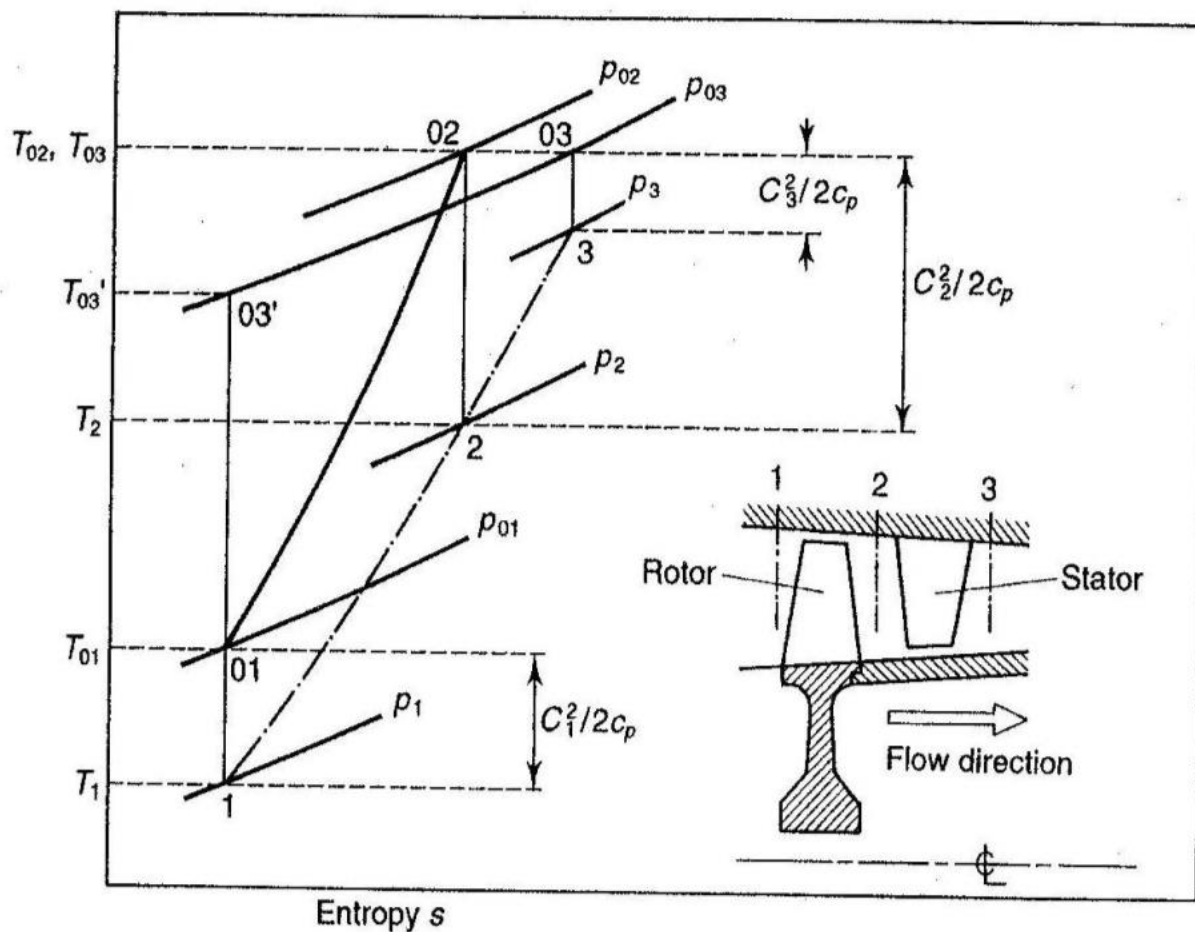
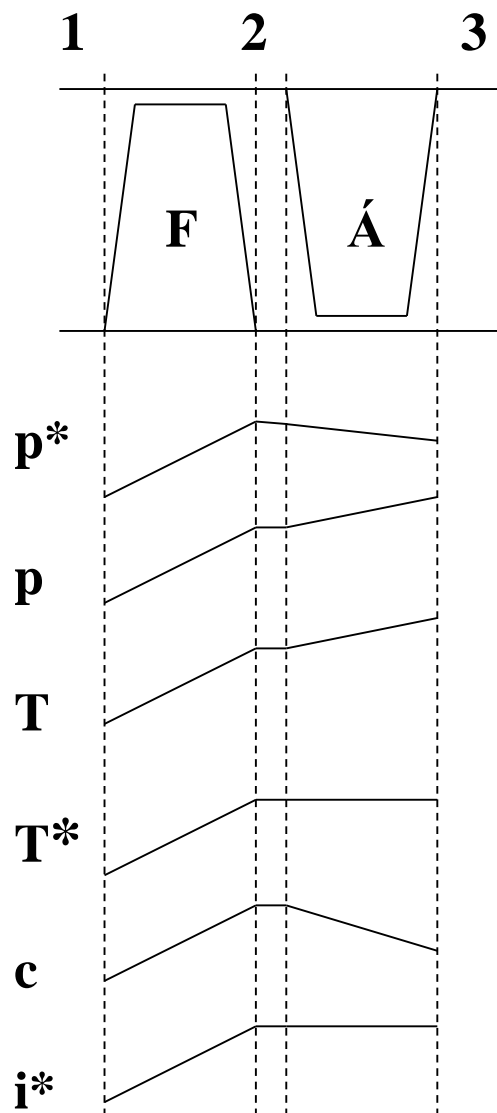
$$= c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 =$$

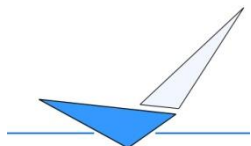
$$= \frac{1}{2} \left[(c_2^2 - c_1^2) - (w_2^2 - w_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) \right]$$



2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram

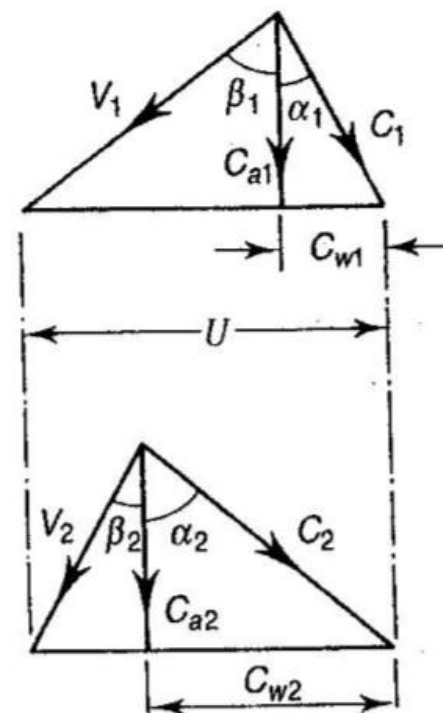
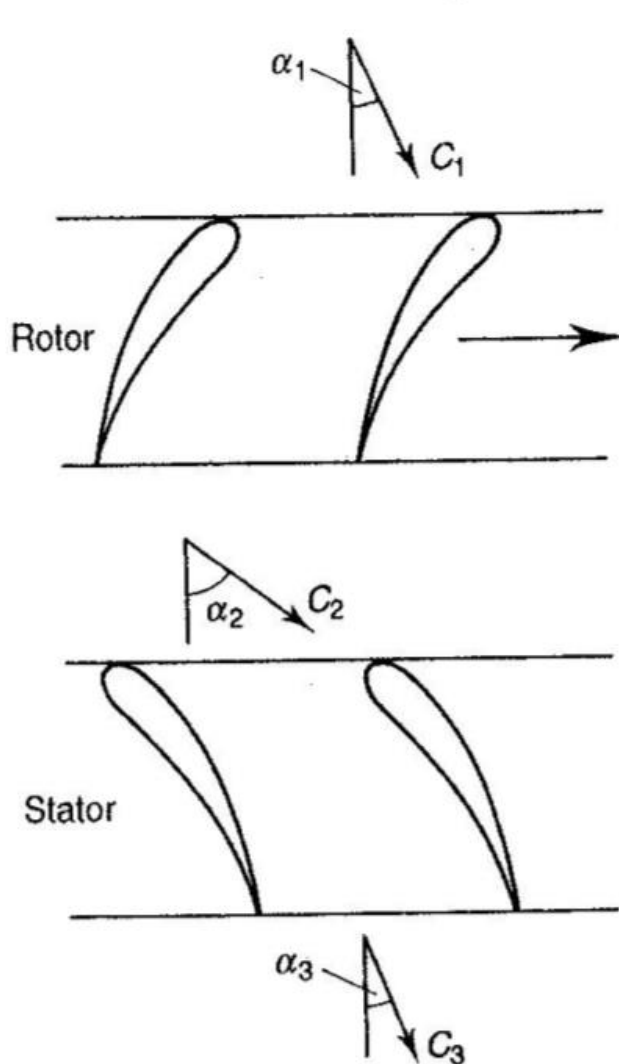
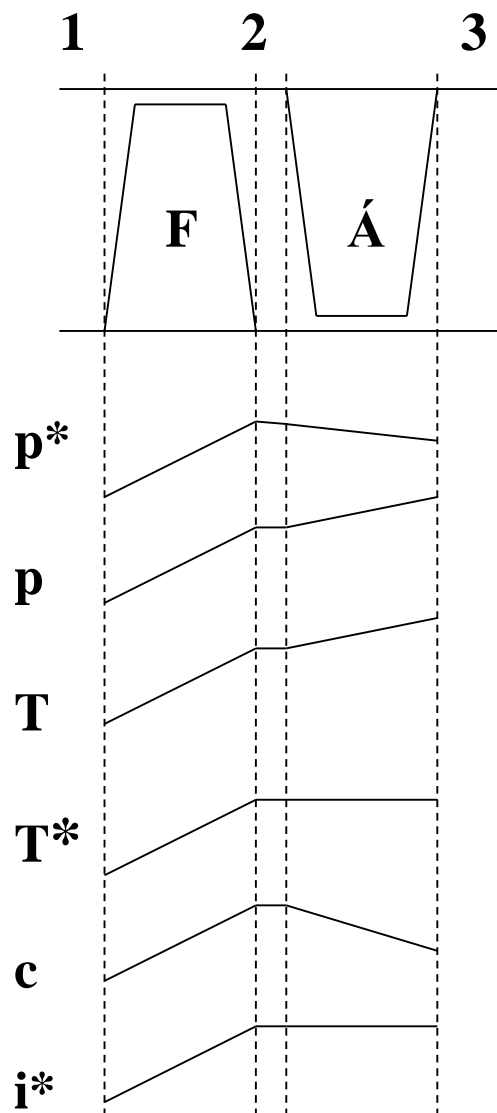
VER_1-1

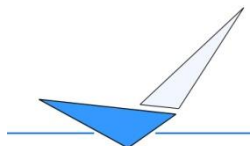




2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram

VER_1-1





2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Euler turbina egyenlet

VER_1-1

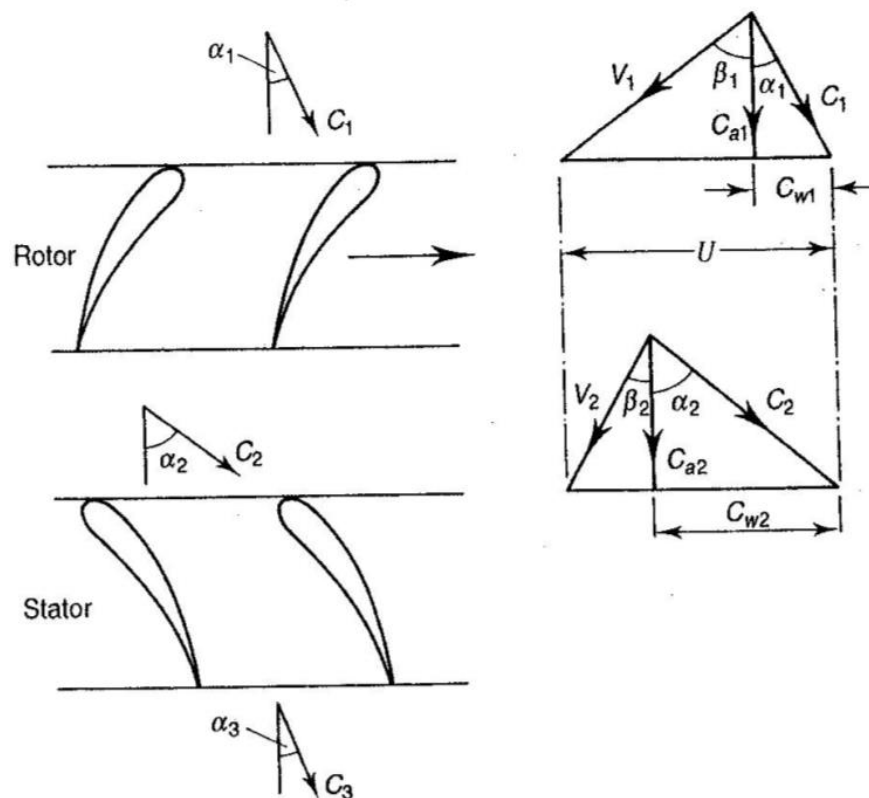
$$W = \dot{m}c_p(T_2^* - T_1^*) = \dot{m}c_p(T_{02} - T_{01})$$

$$U_1 = U_2 = U$$

$$C_{a1} = C_{a2} = C_a$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_{w1}}{C_{a1}}$$

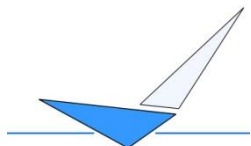
$$\tan \beta_1 = \frac{U - C_{w1}}{C_{a1}}$$



$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1$$

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_2$$

$$|W_{t12}| = W = \dot{m}U(C_{w2} - C_{w1})$$



2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Euler turbina egyenlet

VER_1-1

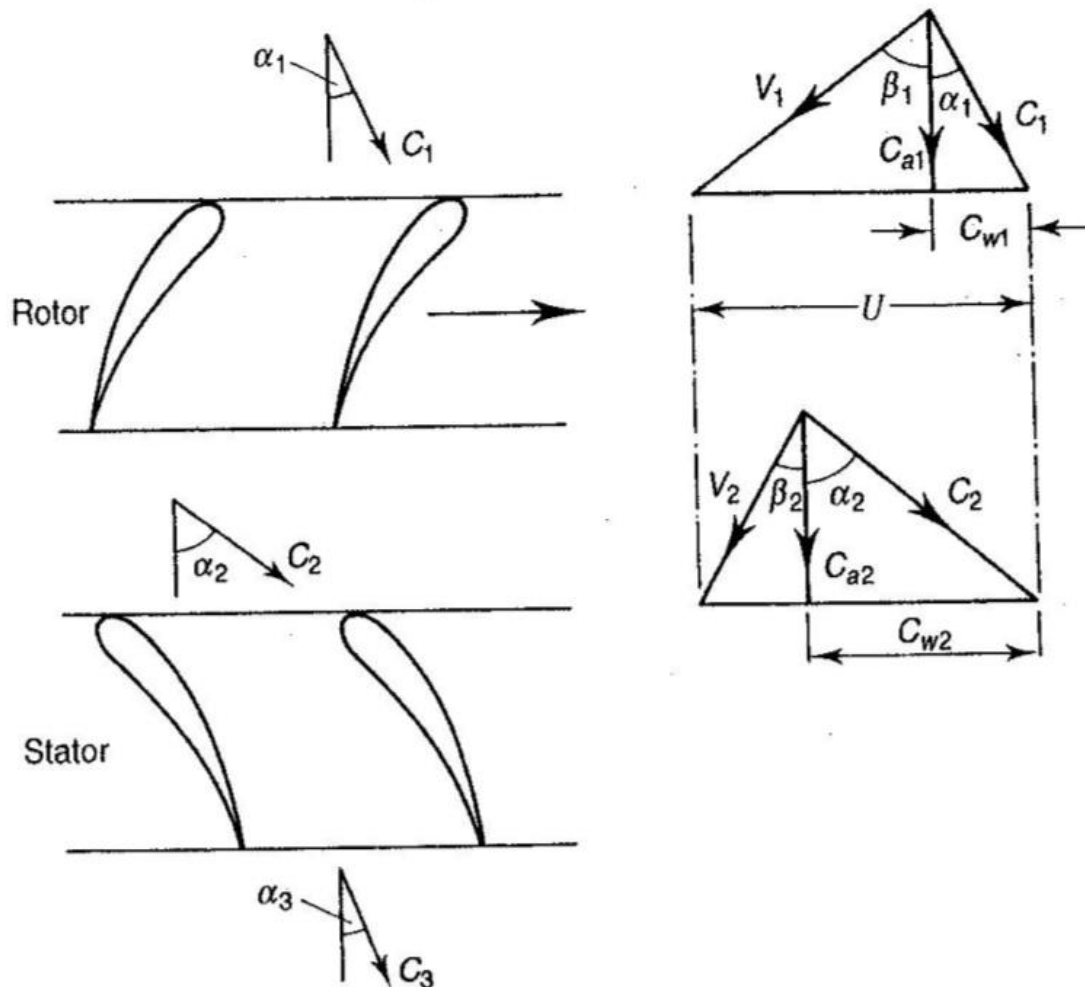
$$|W_{t12}| = W = \dot{m}U(C_{w2} - C_{w1})$$

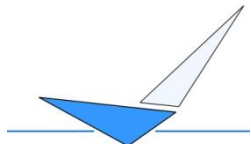
$$W = \dot{m}UC_a(\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$W = \dot{m}UC_a(\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = \\ = \dot{m}c_p(T_{02} - T_{01})$$

$$T_{0Stage} = T_{03} - T_{01} = T_{02} - T_{01} = \\ = \frac{UC_a}{c_p}(\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$\eta_s = \frac{T_{03}' - T_{01}}{T_{03} - T_{01}}$$





2. Fokozati karakterisztika, T-s diagram Euler turbina egyenlet

VER_1-1

$$T_{0Stage} = T_{0s} = T_{03} - T_{01} = T_{02} - T_{01} =$$

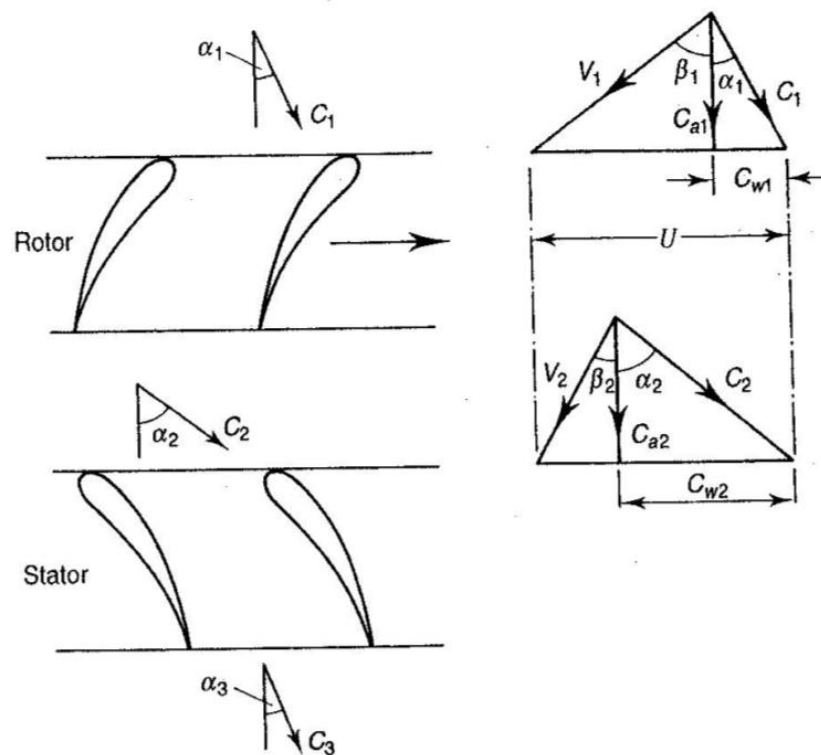
$$= T_{02} - T_{01} = \frac{UC_a}{c_p} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$\eta_s = \frac{T_{03}' - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \rightarrow \frac{T_{03}'}{T_{01}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \pi_{ks} = \left(1 + \frac{\eta_s (T_{03} - T_{01})}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} =$$

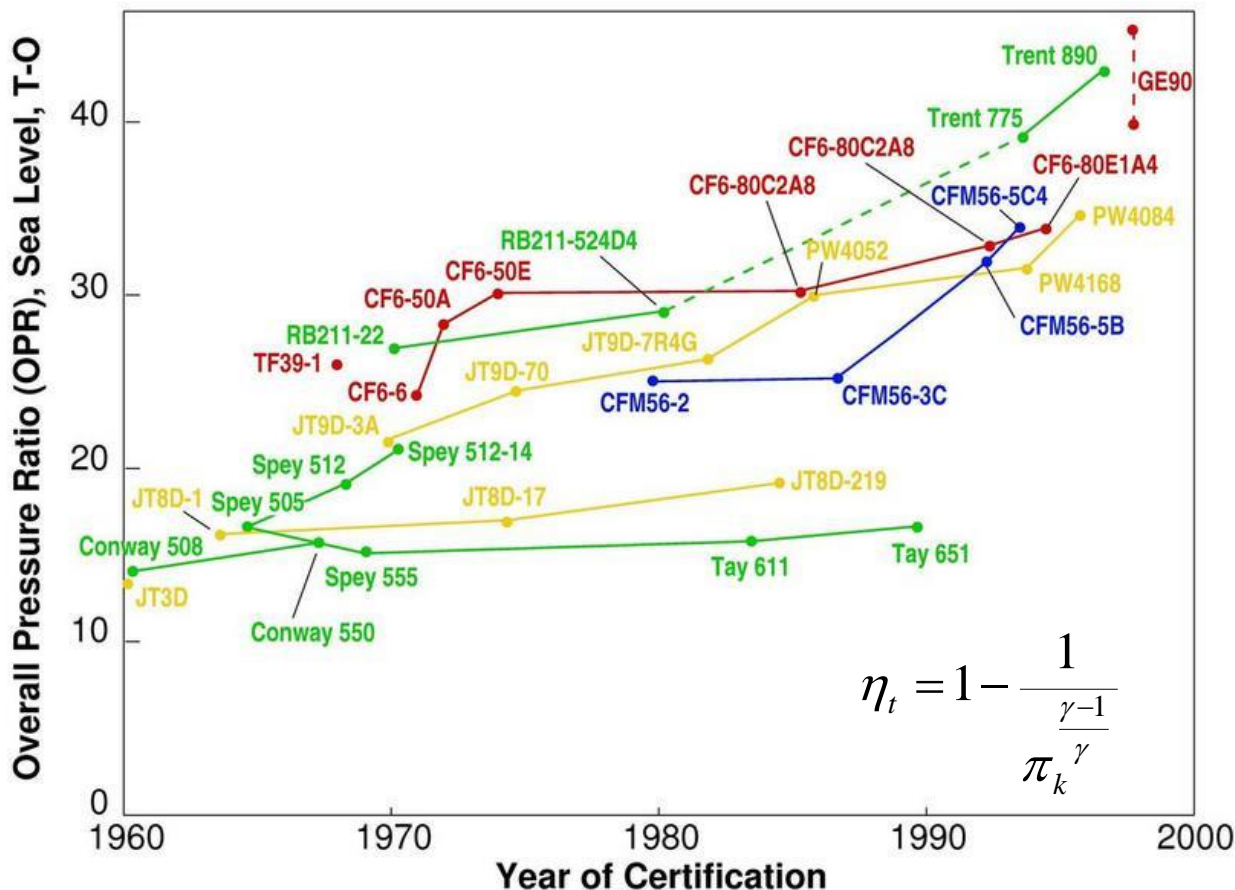
$$= \left(1 + \frac{\eta_s \Delta T_{0s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$



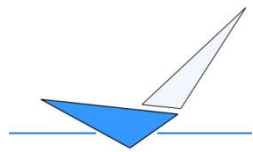
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$



$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\frac{\gamma-1}{\pi_k^\gamma}}$$

Gázturbinás sugárhajtóművek nyomásviszony-alakulása a bevezetés évének függvényében (Jane's Aeroengines, 1998)



3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Lapátvég sebesség – tip speed – fordulatszám

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

$$u_{tip} \approx 300 - 450 \frac{m}{s}$$

$$dF_c = \omega^2 r \delta m$$

$$\delta m = \rho_b A dr$$

$$\sigma_{c,max} = \int_{r_h}^{r_t} \frac{dF_c}{A_{root}} = \frac{\rho_b \omega^2}{A_{root}} \int_{r_h}^{r_t} r A dr$$

I. Ha $A = A_{root}$

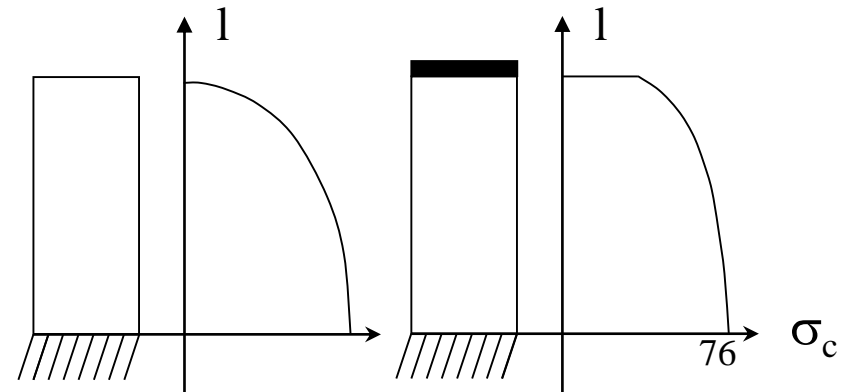
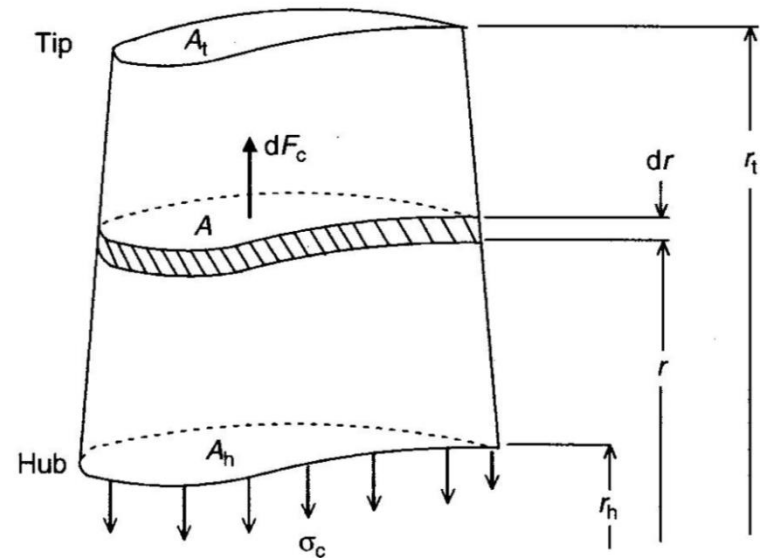
$$\sigma_{c,max} = \frac{\rho_b \omega^2}{A_{root}} \int_{r_h}^{r_t} r A dr = \rho_b \omega^2 \frac{r_t^2 - r_h^2}{2} =$$

$$= \rho_b \omega^2 \frac{(r_t - r_h)(r_t + r_h)}{2} = \rho_b \omega^2 r_m l =$$

$$= \rho_b \omega u_m l = pl. = 7.8E3 \cdot 1400 \cdot 350 \cdot 0.1 =$$

$$= 382.2 \text{ MPa}$$

$$(n = 13370 / \text{min})$$



3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Lapátvég sebesség – tip speed – fordulatszám

Egyenszilárdságú lapát

$$\pi_{ks} = f(\underline{U(n)}, C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

II. Ha $\sigma_c = \sigma_e$

$$\sigma_e = \frac{F_c}{A}$$

$$dF_c = -\rho_b A dr r \omega^2$$

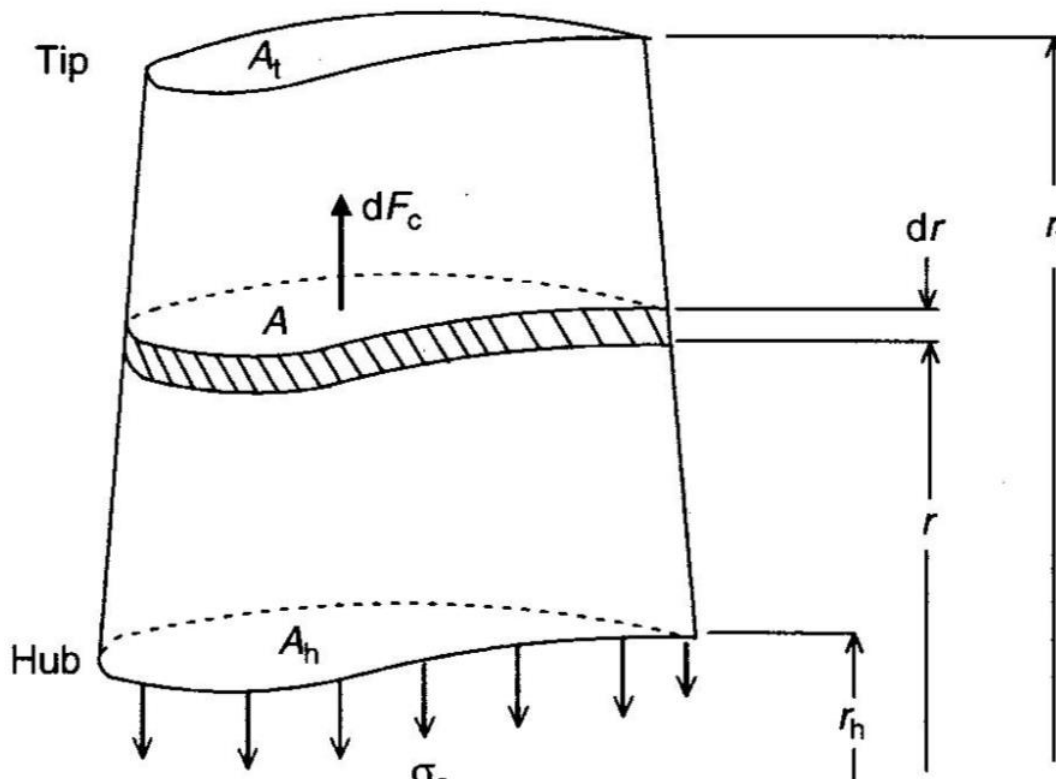
$$dF_c = -\rho_b \frac{F_c}{\sigma_e} dr r \omega^2$$

–, mert $r \uparrow, F_c \downarrow$

$$\frac{dF_c}{F_c} = -\rho_b \frac{\omega^2}{\sigma_e} r dr$$

$$\ln \frac{F_{c_h}}{F_{c_t}} = \rho_b \frac{\omega^2}{\sigma_e} \frac{(r_t^2 - r_h^2)}{2}$$

$$F_{c_h} = F_{c_t} e^{\frac{\rho_b \omega^2 (r_t^2 - r_h^2)}{2 \sigma_e}}$$



3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Lapátvég sebesség – tip speed – fordulatszám

Egyenszilárdságú lapát

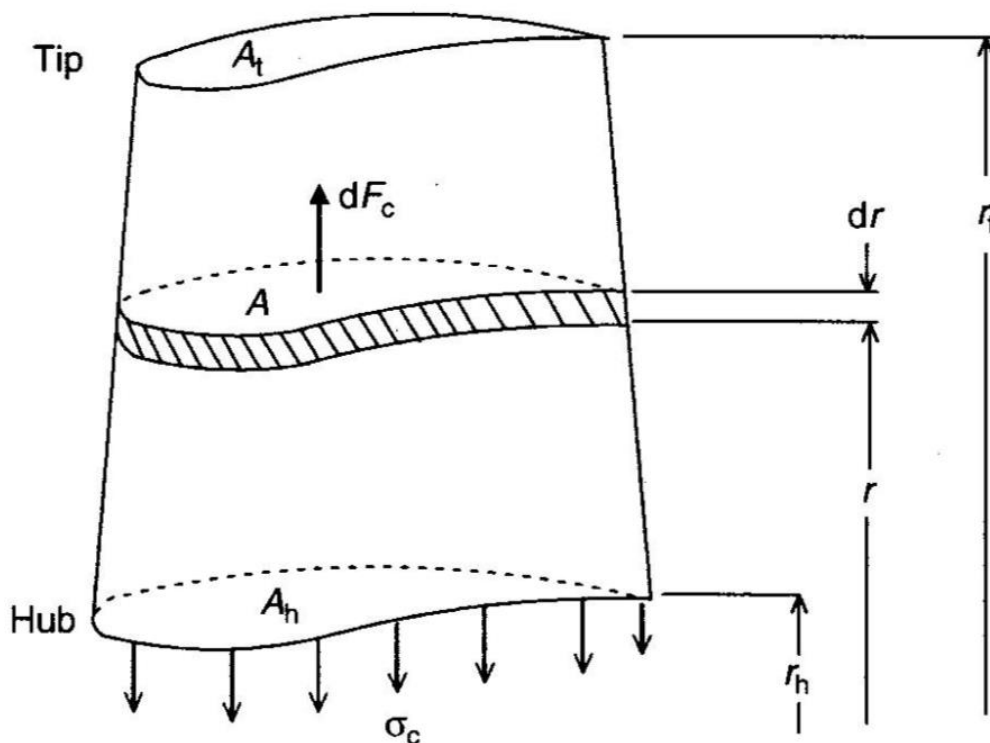
$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

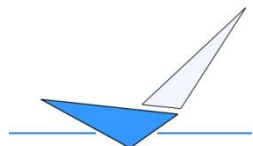
$$F_{c_h} = F_{c_t} e^{\sigma_e \frac{\rho_b \omega^2 (r_t^2 - r_h^2)}{2}}$$

$$\sigma_e = \frac{\rho_b \omega^2 (r_t^2 - r_h^2)}{2 \ln \frac{A_h}{A_t}} = \sigma_{c, A=áll.} \frac{1}{\ln \frac{A_h}{A_t}}$$

$$! \sigma_e = 0.3 \sigma_{c, max, A=áll}$$

$$\frac{A_h}{A_t} = 4.17$$





3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Lapátvég sebesség – tip speed – fordulatszám

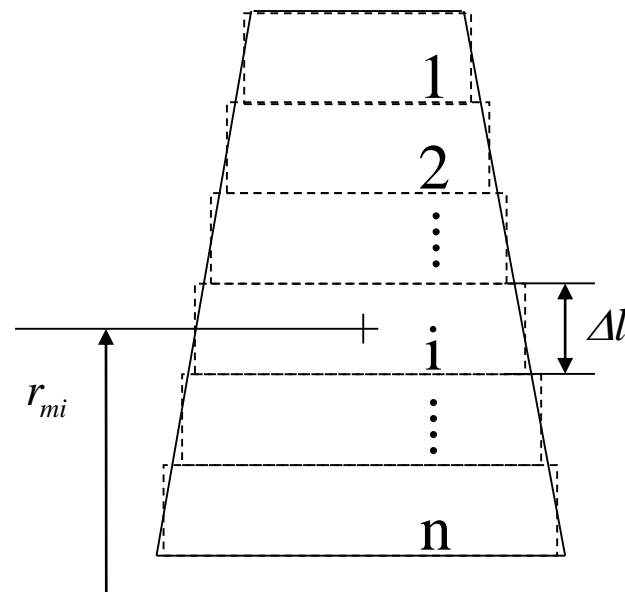
Tetszőleges keresztmetszetű lapát

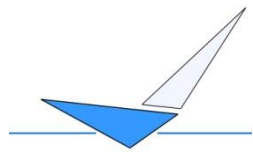
$$\Delta F_{ci} = \rho A_{mi} \Delta l_i r_{mi} \omega^2$$

$$\pi_{ks} = f(\underline{U(n)}, C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

$$F_{ci} = \sum_{k=1}^i \Delta F_{ck} \quad ! \rho \Delta l_i \omega^2 = K(\text{áll.})$$

Metszetszám		1	2	n
1	r_{mi}				
2	A_{mi}				
3	1*2				
4	$\Delta F_{ci} = K*3$	↓	↓	↓	↓
5	F_{ci}	→	+	→	+
6	A_i				
7	$\sigma_i = 5/6$				





3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Axiális sebesség – Axial velocity

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Max.: $M_{tip}=1,1$, Nagy kétáramúsági fokú hajtóművek esetén: $M_{tip}=1.5$ %

A nagy nyomásviszony mellett a nagy tolóerő létrehozásában is jelentős szerepet játszik

$$F_t = \dot{m}(w - v) + A(p_4 - p_A)$$

A seb. háromszög előperdítő lapátsor (IGV) nélkül

$$V_I^2 = C_I^2 + U^2$$

Tegyük fel, hogy az axiális seb. áll. a lapát hossza mentén. Ekkor a legnagyobb relatív sebesség a lapát végén fog előállni:

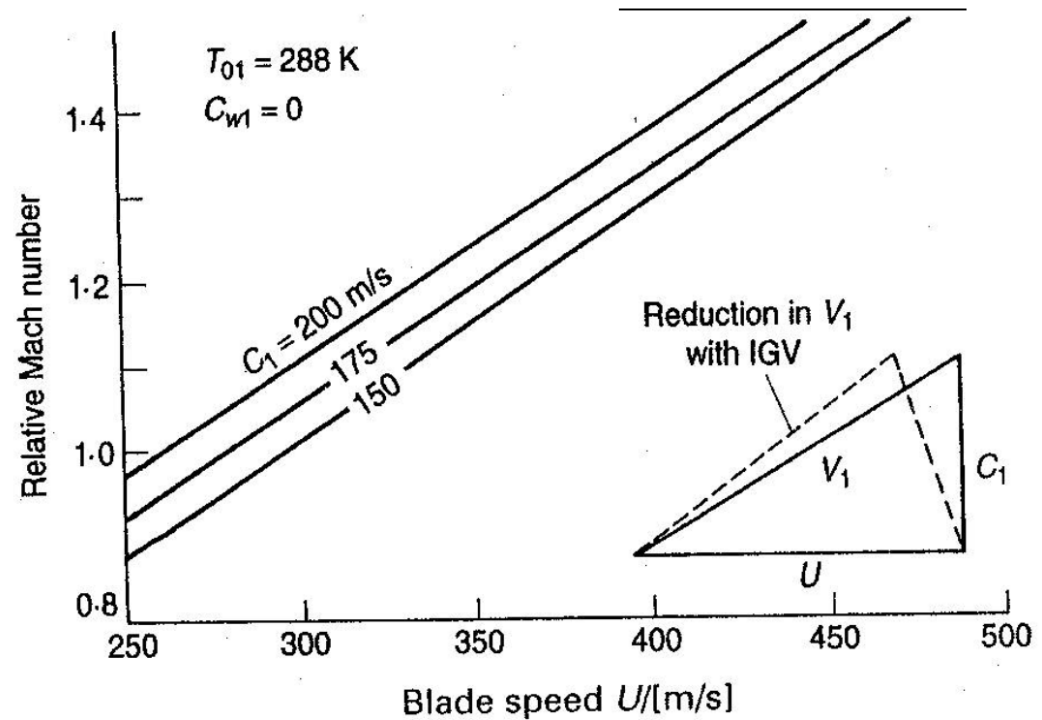
$$T_1 = T_{01} - (C_1^2 / (2C_p))$$

Az első fokozatoknál a legkisebb a hőm.:
→ kicsi a hangsebesség → nagy a Mach szám:

$$M = V_{1t} / a = V_{1t} / \sqrt{\gamma RT_1}$$

→ $M \gg 1$ nagy ellenállás.

Az axiális sebességet a lapátvégi Mach szám miatt kell limitálni.



Ipari gázturbinák: ~ 150 m/s,
Repülőgép hajtóművek: 200 m/s-ig

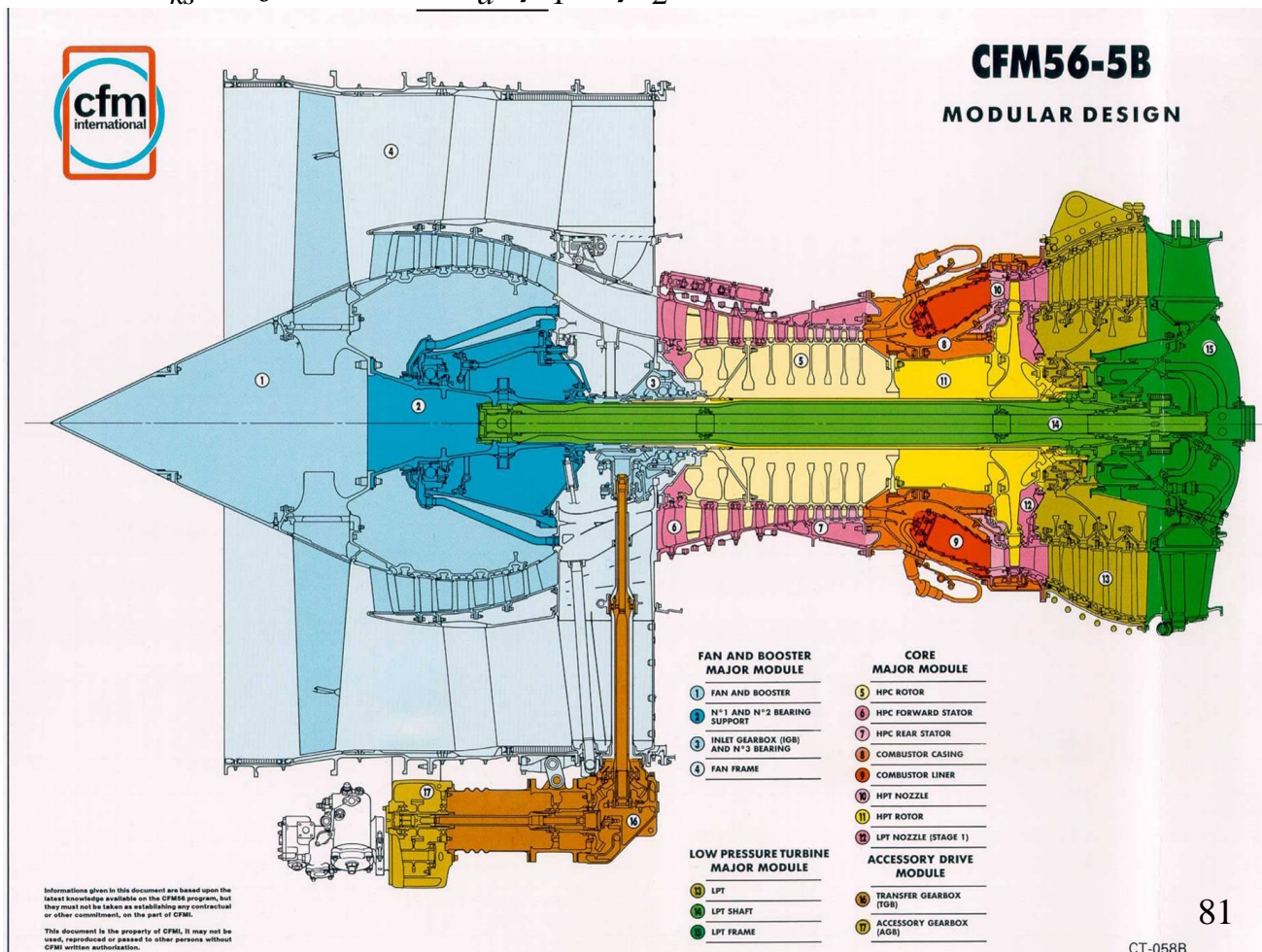
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

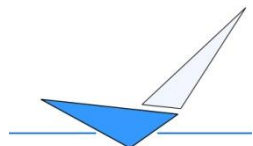
Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Axiális sebesség – Axial velocity

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Többforgórészes hajtóművek esetén javul a helyzet, mert az alacsony nyomású kompresszornak kisebb a fordulatszáma, mint a nagyobbak, illetve a nyomás növekedés miatt nő a hőmérséklet is, amihez kisebb lokális hangsebesség tartozik (a nagy nyomású kompresszorban)





3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

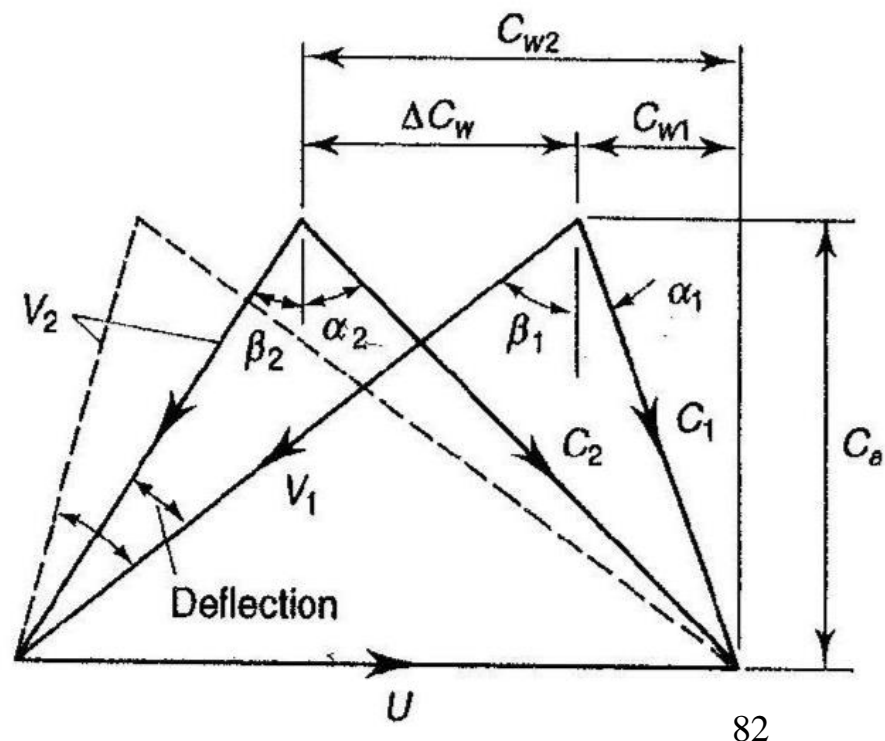
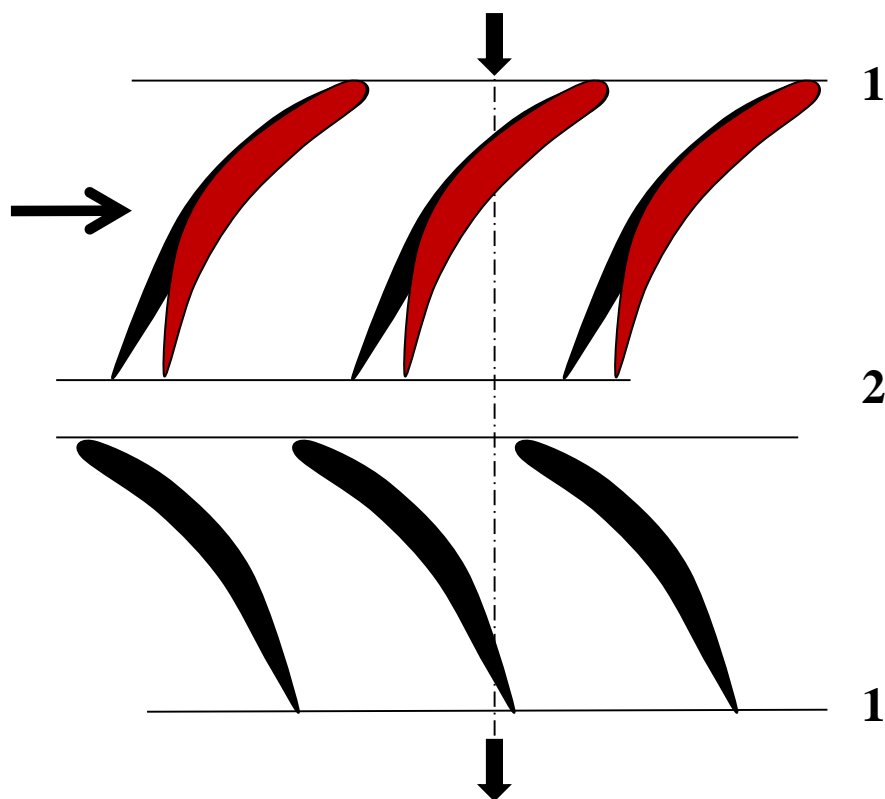
Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

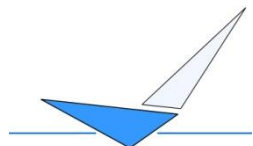
Áramláseltérítés a futólapátozásban

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Cél: $\beta_1 - \beta_2$ legyen maximális minimális veszteséggel (leválás nélkül): diffúzió kontrol

Előzetes számításoknál alkalmazható: de Haller szám: $V_2/V_1 \geq 0,72$





3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Áramláseltérítés a futólapátozásban

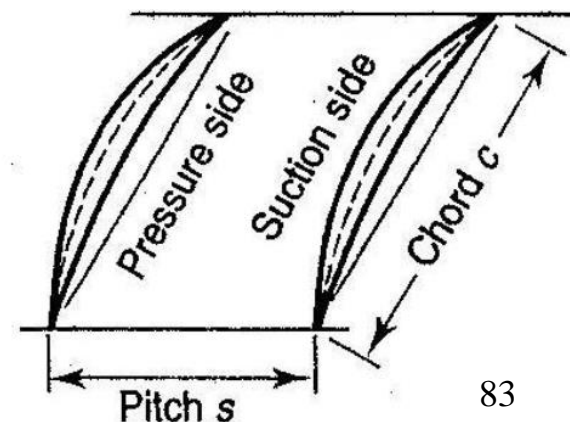
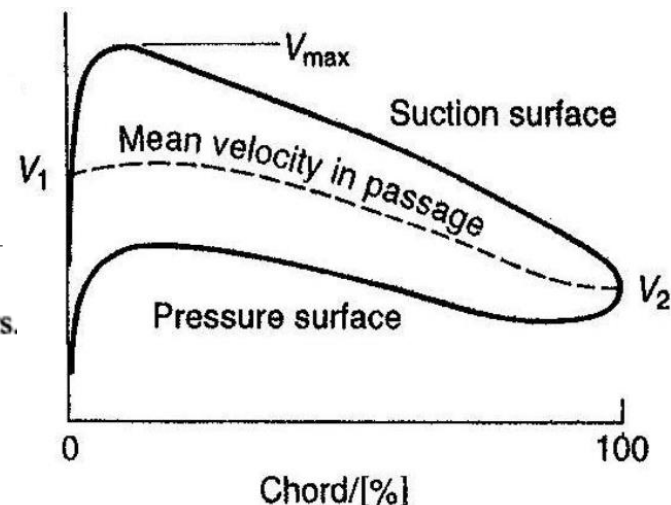
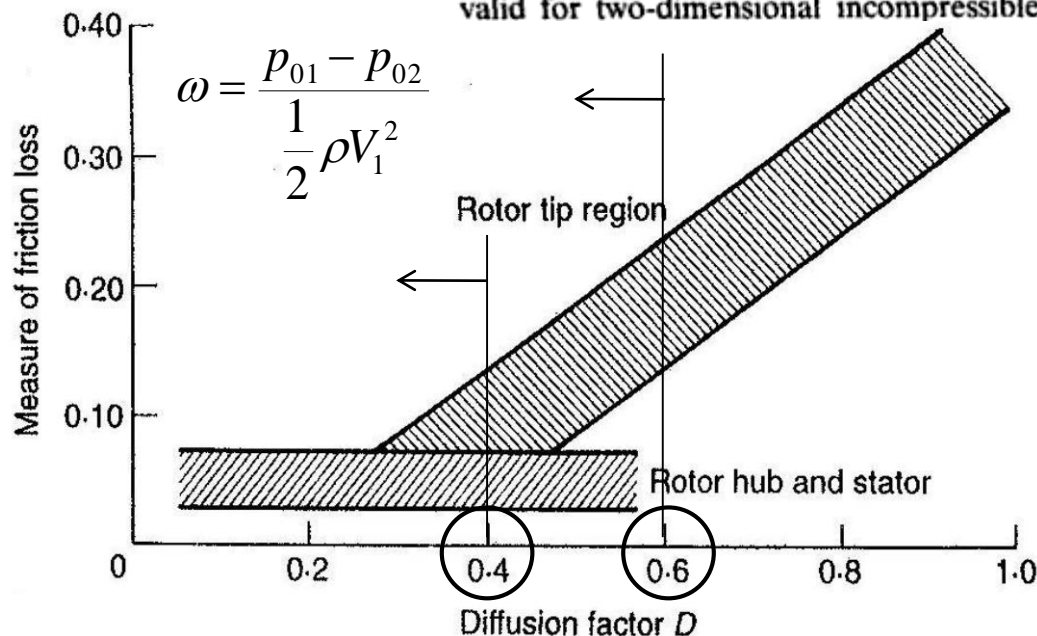
$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

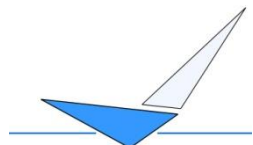
Pontosabb számításoknál: diffúziós faktorokat célszerű alkalmazni (NACA a NASA elődje által)

Kaskád tesztek alapján \rightarrow

Lieblein (1965): $D \approx \frac{V_{\max} - V_2}{V_1} \approx \frac{V_1 + \frac{\Delta C_w}{2} \frac{s}{c} - V_2}{V_1} \approx 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta C_w}{V_1} \frac{s}{2c}$

valid for two-dimensional incompressible flows.



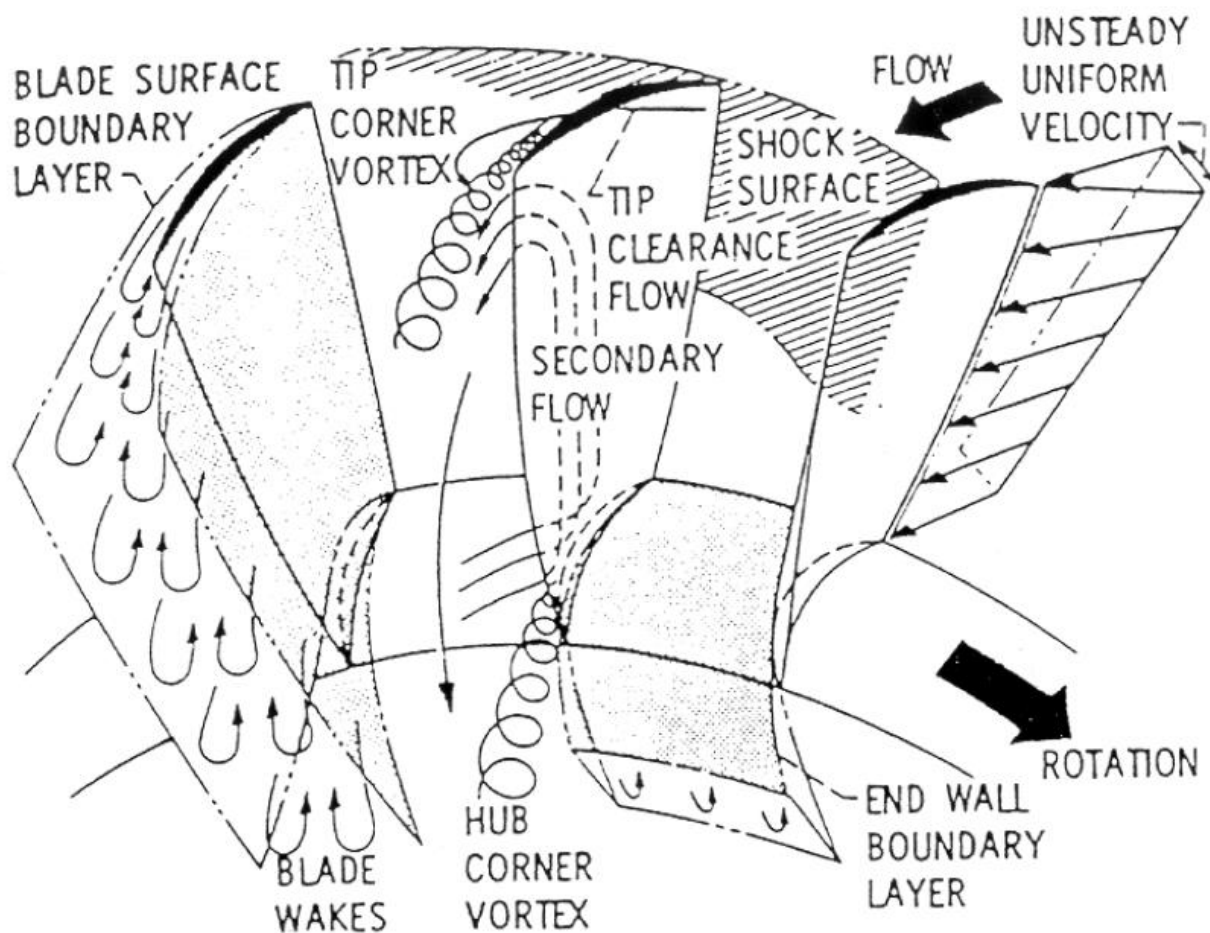


3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők
Áramláseltérítés a futólapátózásban – veszteségek a kompresszorban

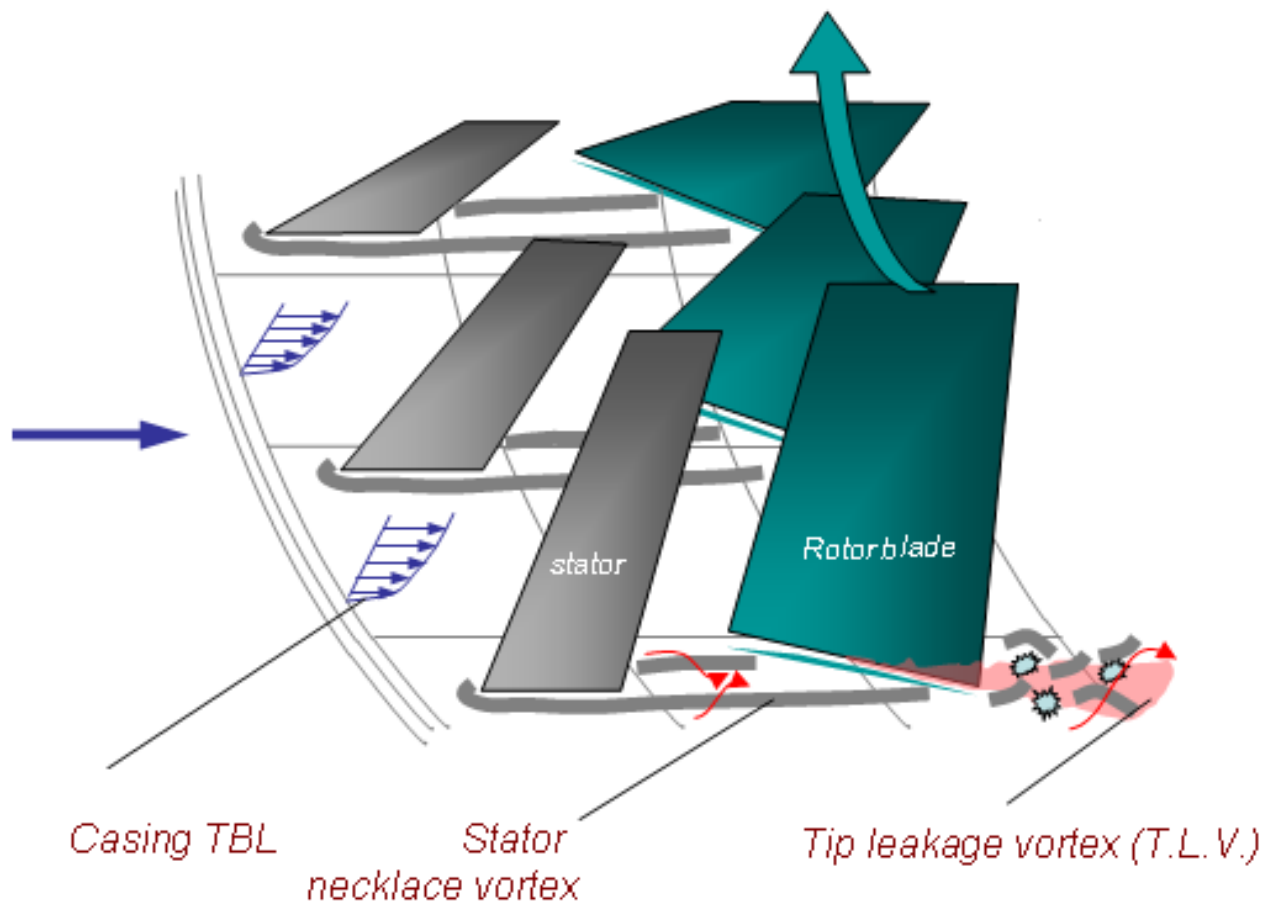
$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$



3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők
Áramláseltérítés a futólapátózásban – veszteségek a kompresszorban





3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők

Áramláseltérítés a futólapátozásban

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

A diffúziós faktor 0,6 fölötti értéke esetén valószínűsíthető a leválás, átesés, 0,45 és alatta megfelelő tervezési érték (esetfüggő, sok mérés szükséges hozzá).

További, pontosabb diffúziós tényező (összenyomható,):

The diffusion factor, shown in Fig. 2.19, is strictly valid for two-dimensional incompressible flows. The effect of compressibility and three-dimensionality on the diffusion factor needs further exploration. Koch and Smith (1976) have provided a modified empirical expression for the diffusion factor valid for high subsonic flow and is more general than Lieblein's expression. Furthermore, the peak pressure rise attainable in a compressor is controlled by the diffusion of the blade flow as well as by the behavior of the wall boundary layers. Stall may occur initially due to wall boundary layer separation followed by blade boundary layer separation.

Koch and Smith (1976), who had the most comprehensive model, performed operations similar to Lieblein, but better accounted for viscosity by including Reynolds number and surface friction effects.

Koch, C. C., and Smith, L. H., "Loss Sources and Magnitudes in Axial Flow Compressors", ASME Journal of Engineering for Power, 98, No. 3, pp. 411-424, 1976

86

3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők
 Áramláseltérítés a futólapátózásban – veszteségek a kompresszorban

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Niclas Falck

Axial Flow Compressor Mean Line Design

Koch and Smith modified the Lieblein approach and developed a more advanced correlation for the losses which allows for the factors maximum thickness to chord (t/c) and the Axial Velocity Density Ratio, i.e. *AVDR*.

$$D_{eq}^* = \frac{W_1}{W_2} \left[1 + .7688 \left(\frac{t}{c} \right) + .6024 |\Gamma| \right] \left\{ (\sin(\beta_1) - .2445 \sigma \Gamma)^2 + \left(\frac{\cos(\beta_1)}{A_p^* \left(\frac{\rho_p}{\rho_1} \right)} \right)^2 \right\}^{1/2}$$

where $\Gamma = \frac{r_1 W_{\theta 1} - r_2 W_{\theta 2}}{W_1 \sigma (r_1 + r_2) / 2}$

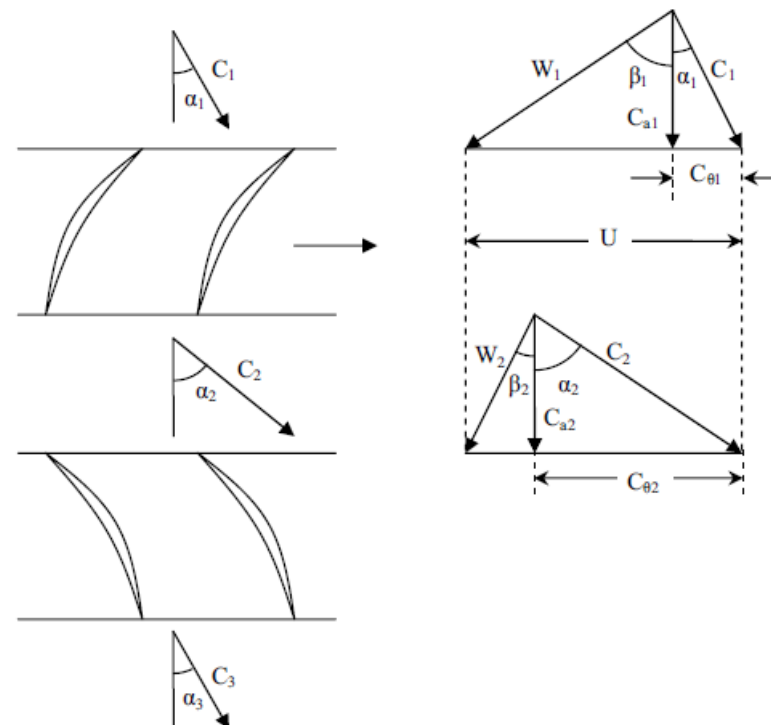
$$A_p^* = \left(1 - \frac{0.4458 \sigma \left(\frac{t}{c} \right)}{\frac{\cos(\beta_1 + \beta_2)}{2}} \right) \left(2 + \frac{1}{AVDR} \right) / 3$$

$$AVDR = \frac{\rho_2 C_{m2}}{\rho_1 C_{m1}} \quad C_m \text{ meridional velocity}$$

$$\frac{\rho_p}{\rho_1} = 1 - \left(\frac{M_{x1}^2}{1 - M_{x1}^2} \right) \left(1 - A_p^* - 0.2445 \sigma \Gamma \sin(\beta_1) \right)$$

where M_{x1} is the axial component of entry Mach number.

The pitch chord ratio is also known as the inverse of the solidity, σ ,



Koch, C. C., and Smith, L. H., "Loss Sources and Magnitudes in Axial Flow Compressors", ASME Journal of Engineering for Power, 98, No. 3, pp. 411-424, 1976

3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők
Áramláseltérítés a futólapátózásban – veszteségek a kompresszorban

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

CFD and different optimization techniques

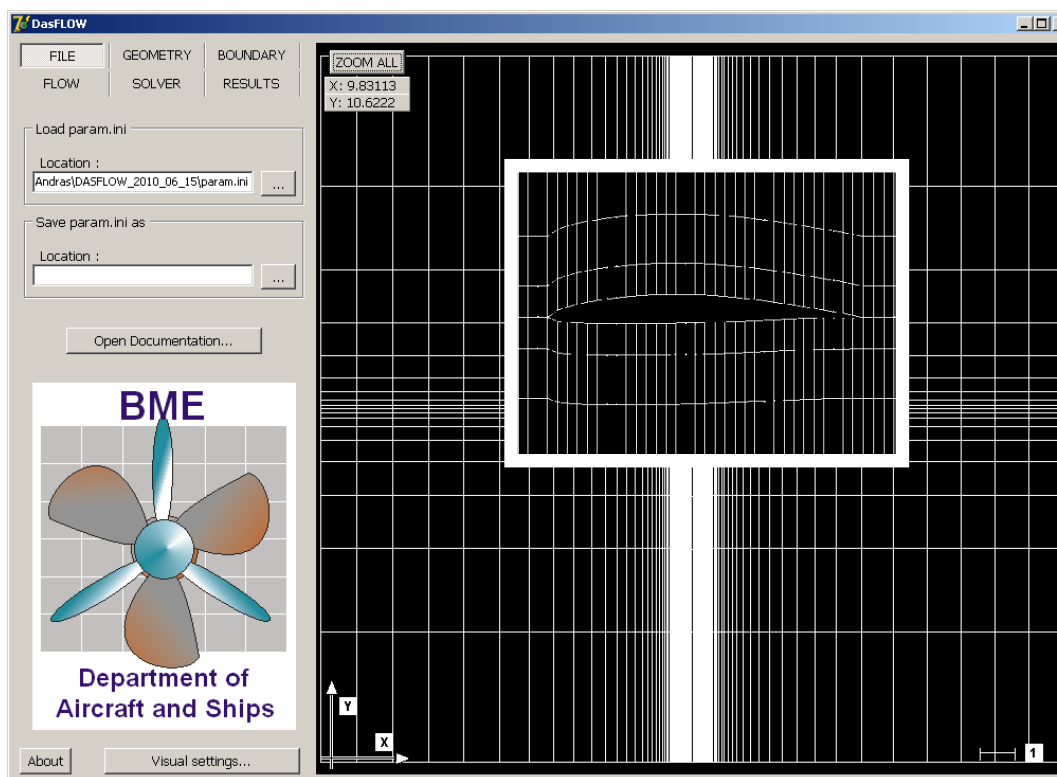
- gradient based methods (e.g. discrete and continuous adjoint methods)
- stochastic based algorithms (evolutionary strategies, genetic algorithms, simulated annealing, design of experiments)
- artificial neural networks
- adaptive response surface method
- Pareto optimization
- inverse design method → coupling with optimization

3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

Fokozati kompresszió viszony nagyságát befolyásoló tényezők
Áramlásejtérítés a futólapátózásban – veszteségek a kompresszorban

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$



GUI view of the DASFLOW in-house 2D CFD analysis and design software

3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei $\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$ VER_1-1

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

ScienceDirect

Home | Publications | Search | My settings | My alerts | Shopping cart



Purchase



Export citation

Jump to references

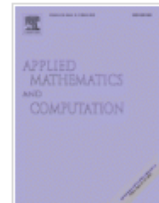
More options... ▼



Applied Mathematics and Computation

Volume 219, Issue 13, 1 March 2013, Pages 7115–7126

ESCO 2010 Conference in Pilsen, June 21- 25, 2010



Coupled problem of the inverse design and constraint optimization

Árpád Veress^a, , Attila Felföldi^a, Tamás Gausz^a, László Palkovics^b,

^a Department of Aircraft and Ships, Budapest University of Technology and Economics, Sztoczek u. 6, J ép. 4. em. 426, H-1111 Budapest, Hungary

^b Knorr-Bremse R&D Center Budapest, Major u. 69, H-1119 Budapest, Hungary

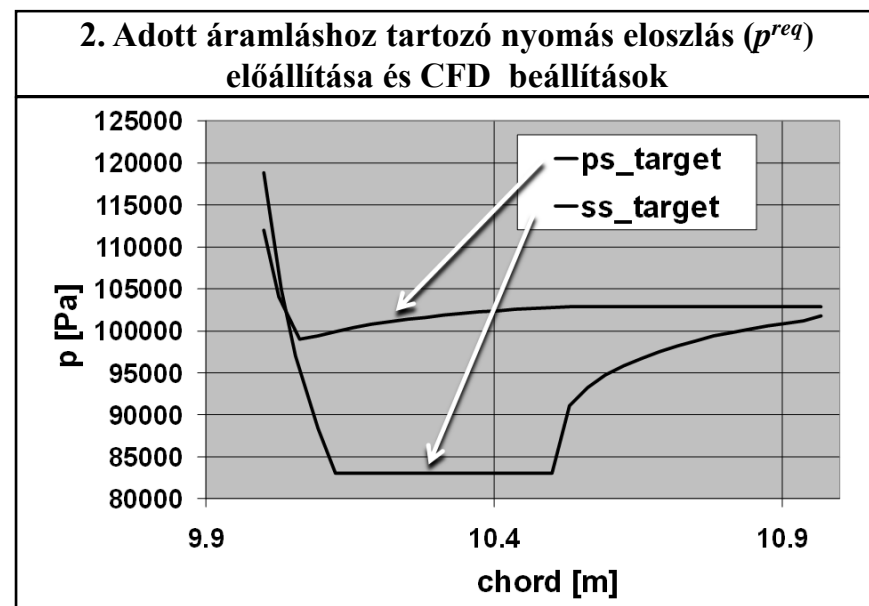
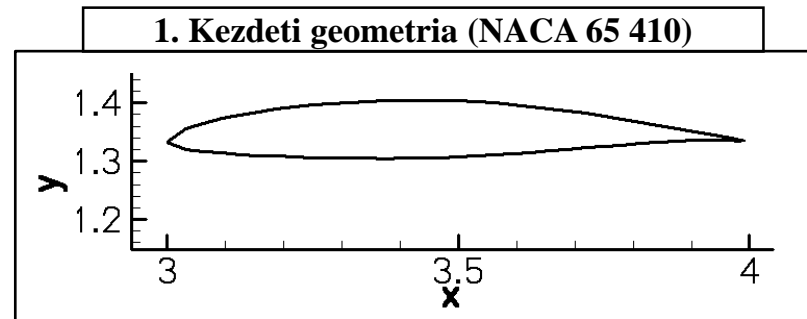
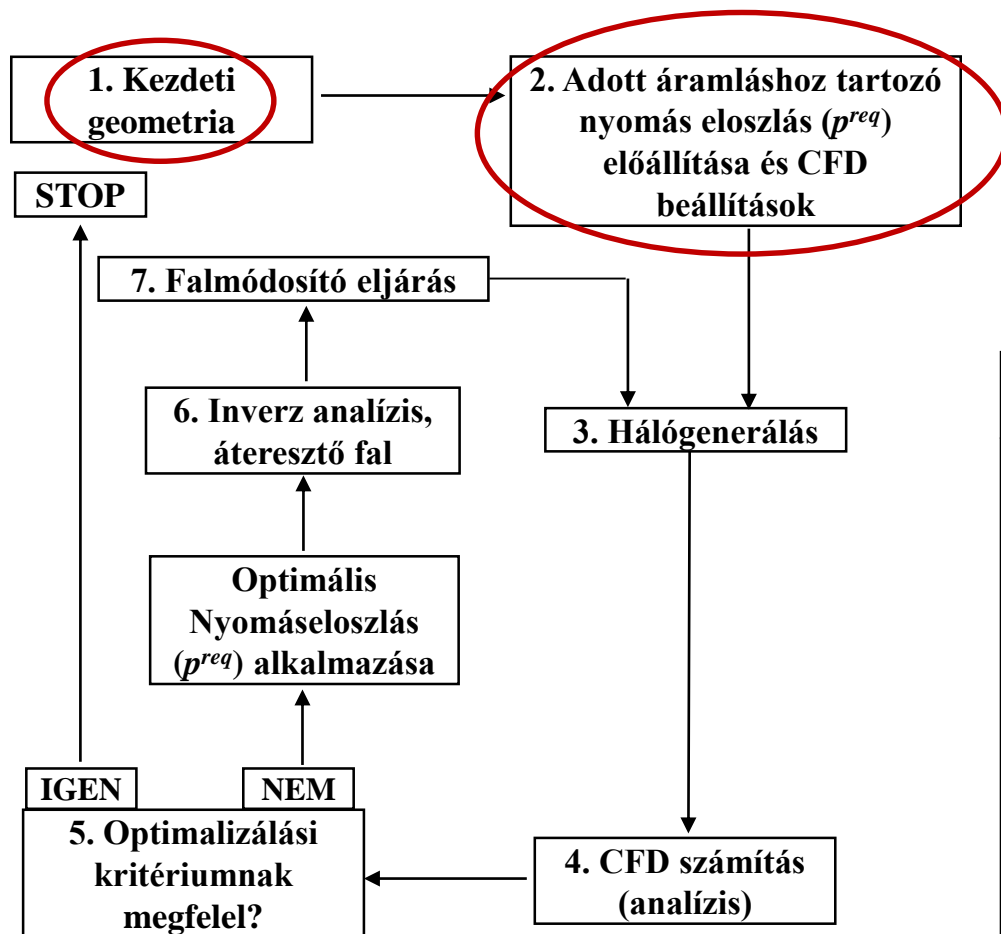
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

A számítás folyamata



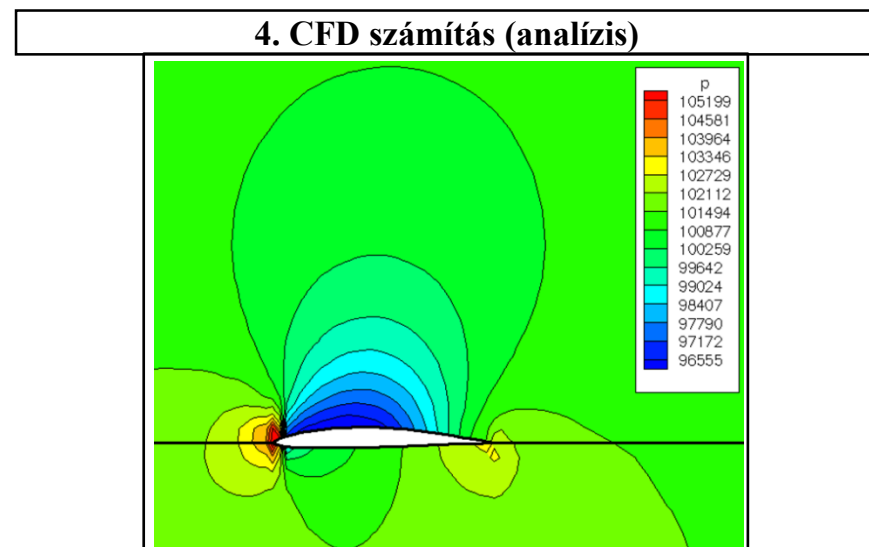
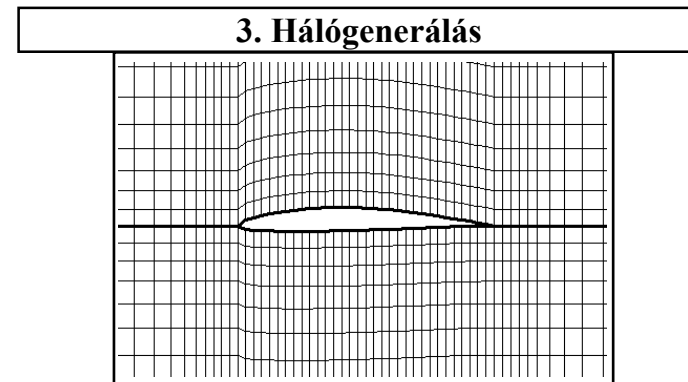
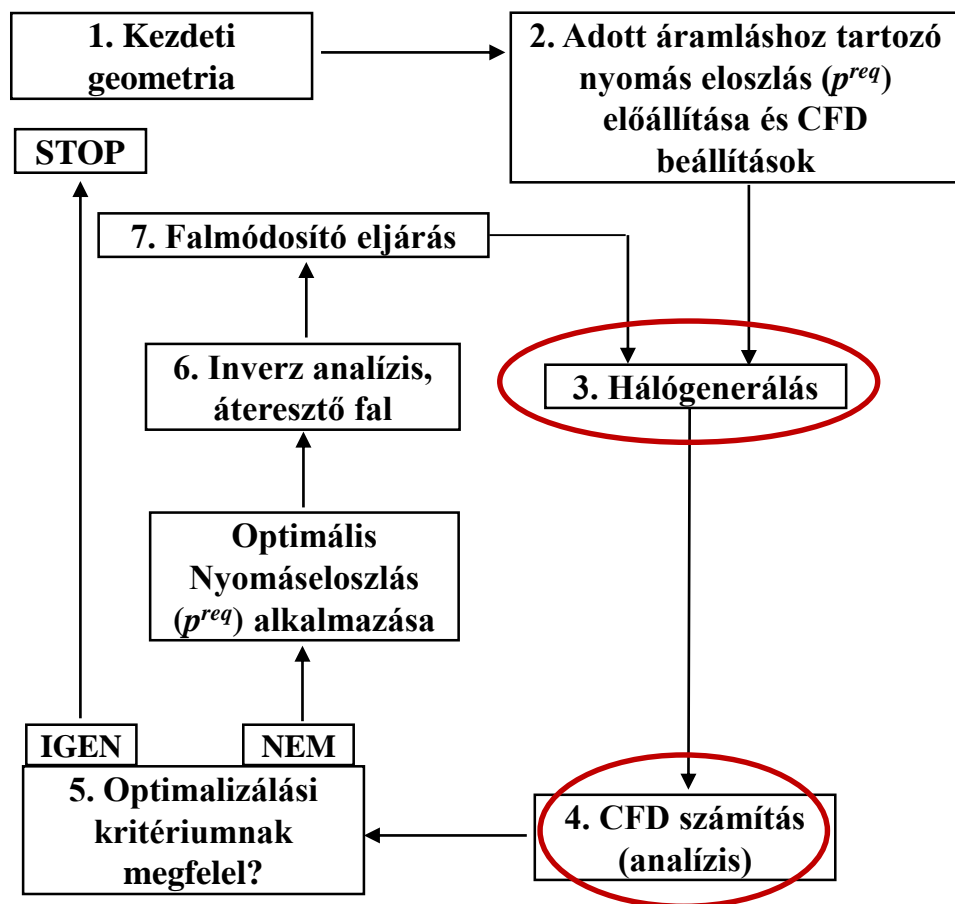
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

A számítás folyamata



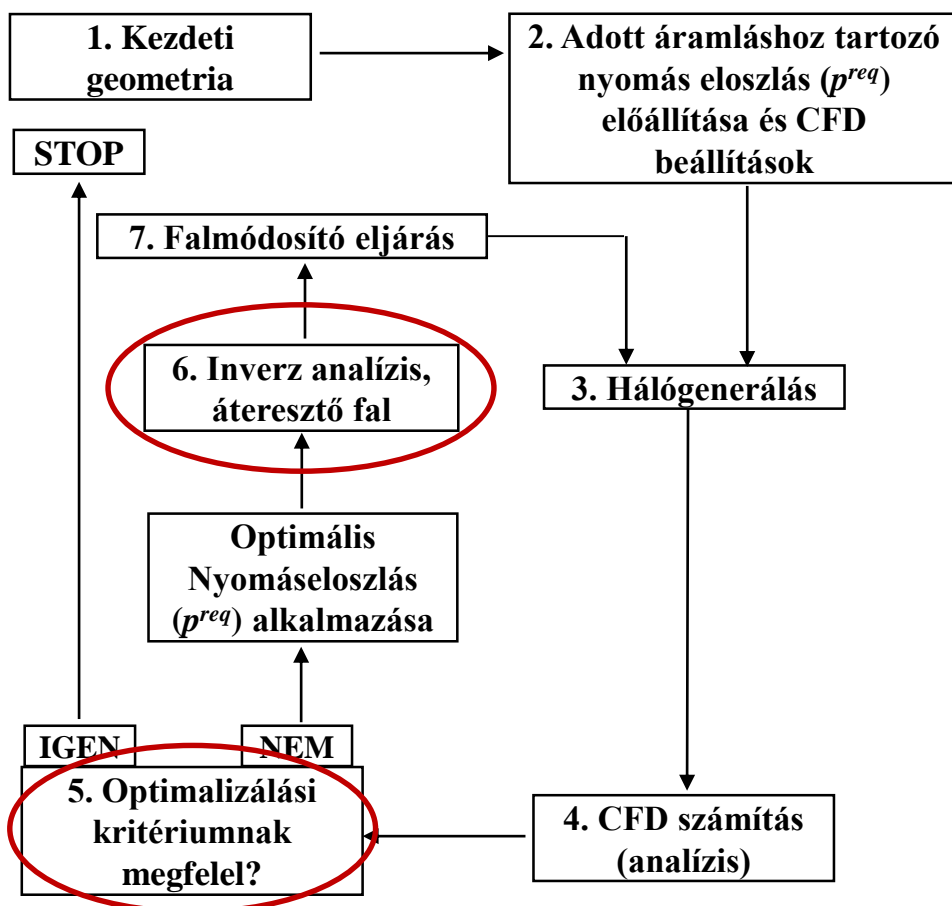
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

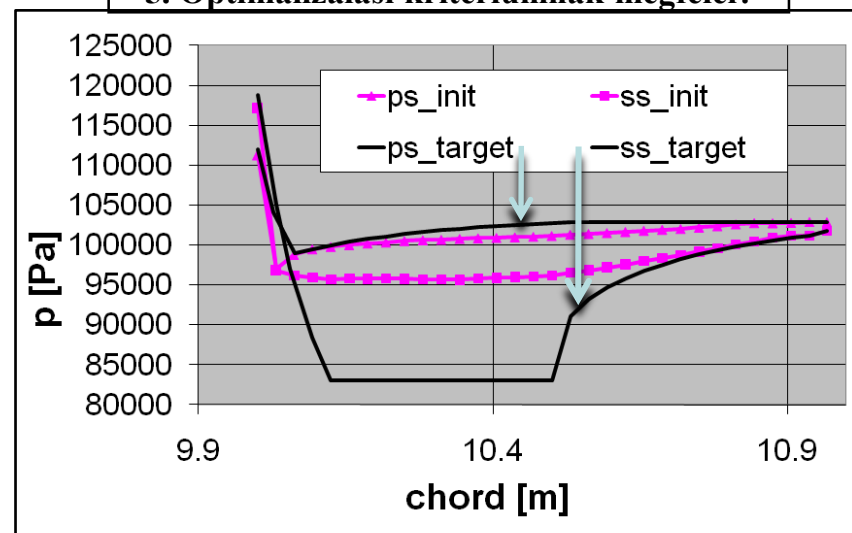
$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

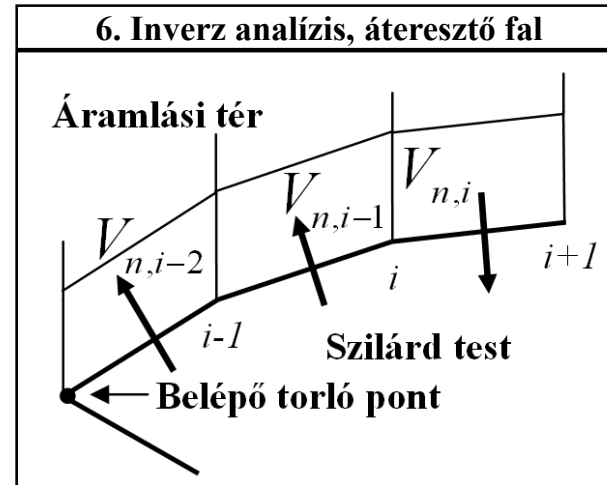
A számítás folyamata



5. Optimalizálási kritériumnak megfelel?



6. Inverz analízis, áteresztő fal



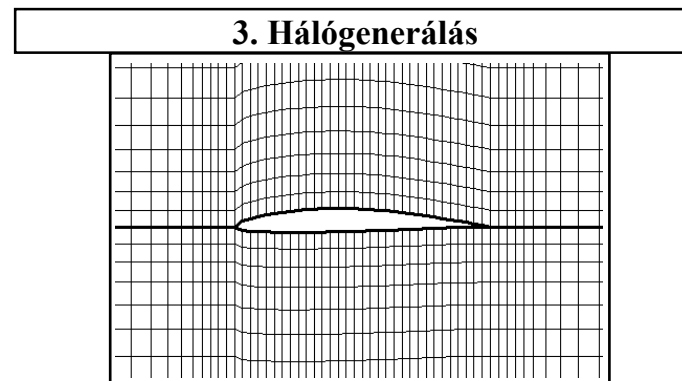
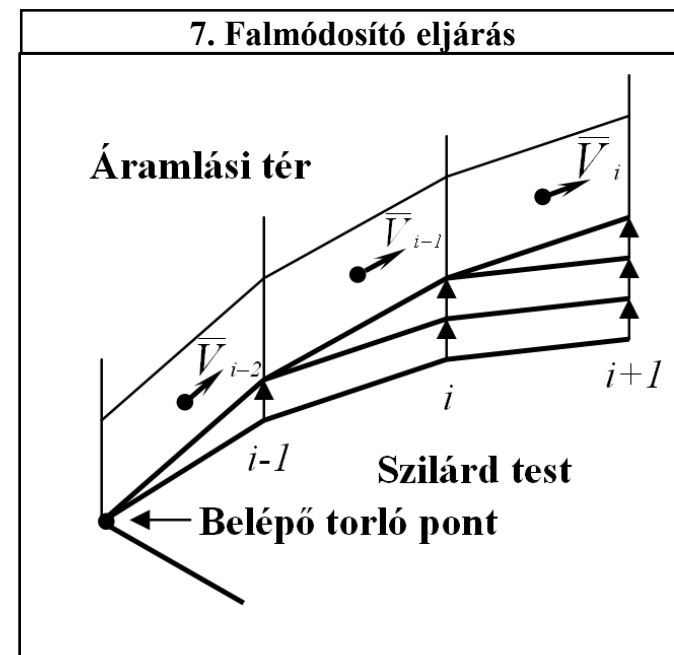
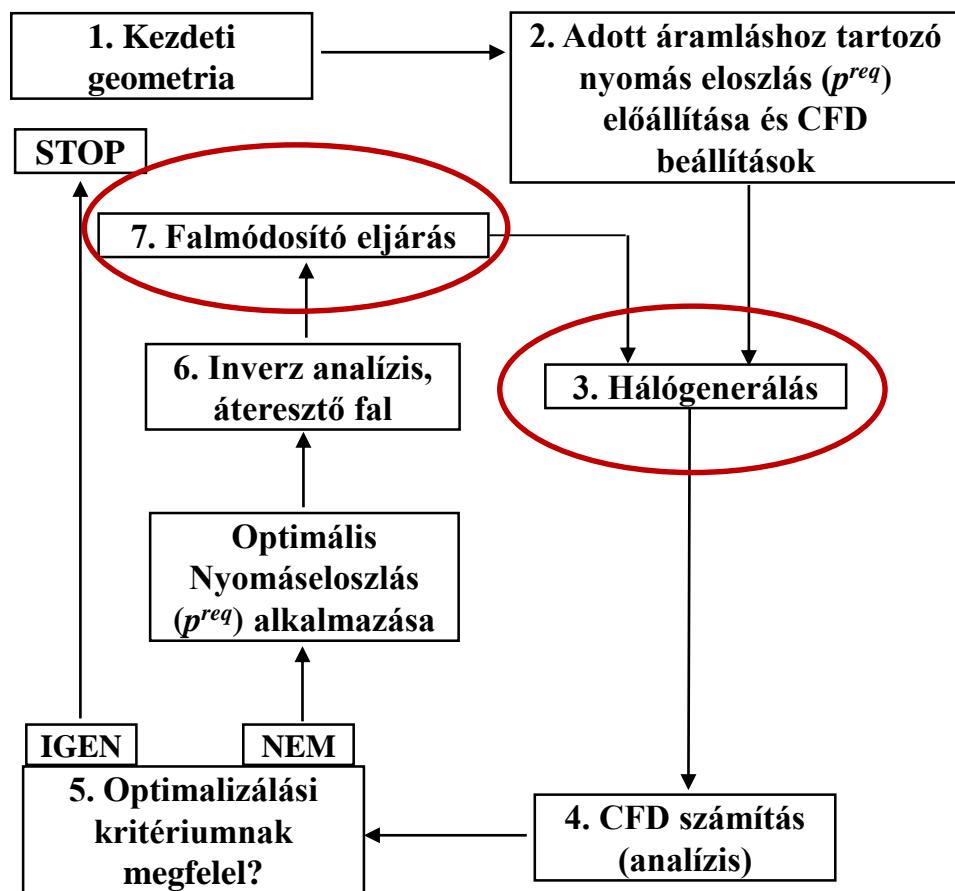
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

A számítás folyamata

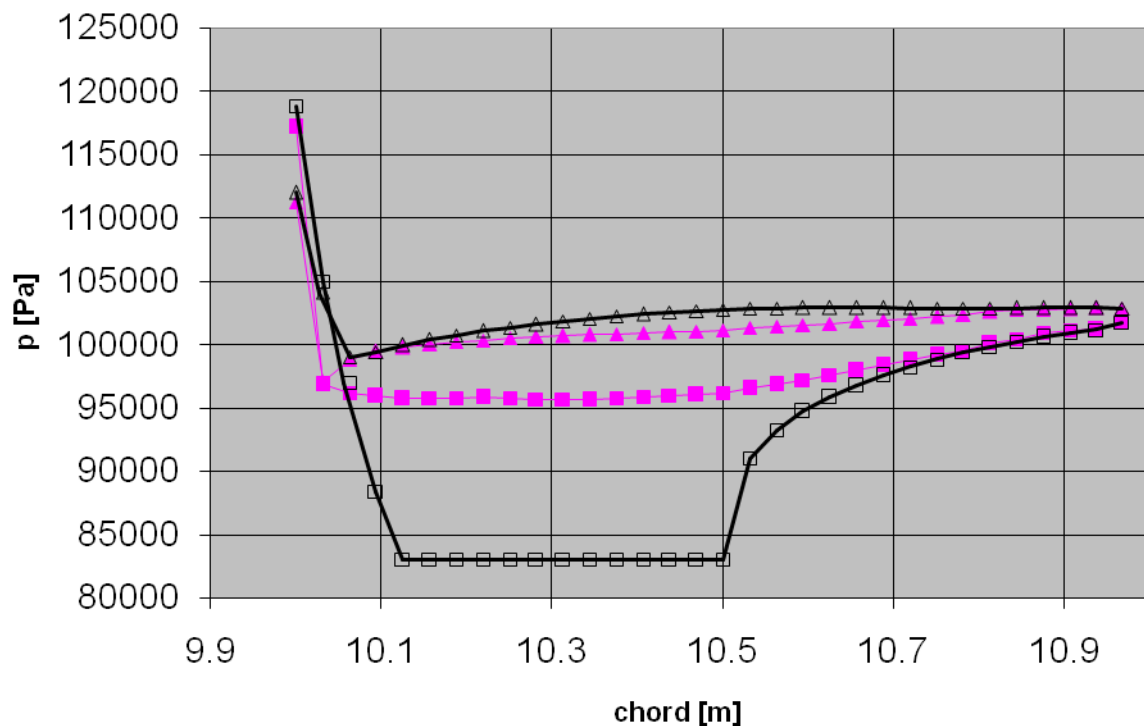
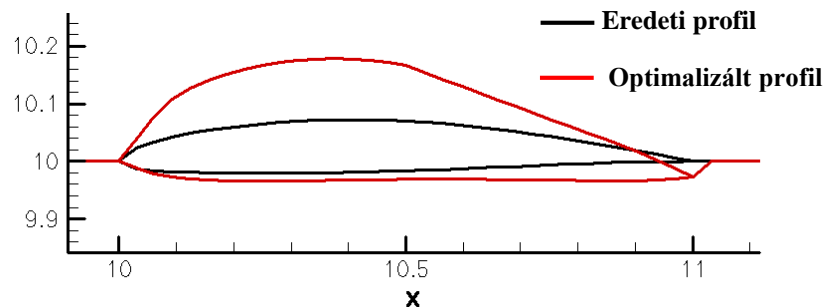


3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei $\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$

VER_1-1

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

Eredmények 10 inverz iterációt követően



Peremfeltételek:

Belépő torlóponti nyomás:

$p_{tot,in}=112799$ [Pa];

Belépő torlóponti hőm.:

$T_{tot,in}=293.15$ [K];

Kilépő statikus nyomás:

$p_{statot,out}=101325$ [Pa].

Hálóméret: 87×30

Iteráció szám: 5000

Konvergencia kritérium

sűrűség NKÉ: 1e-5.6

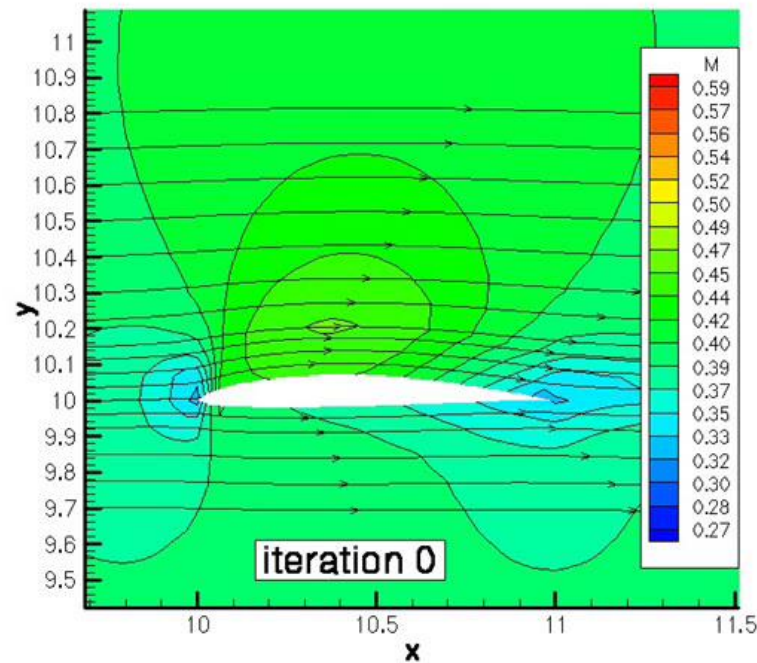
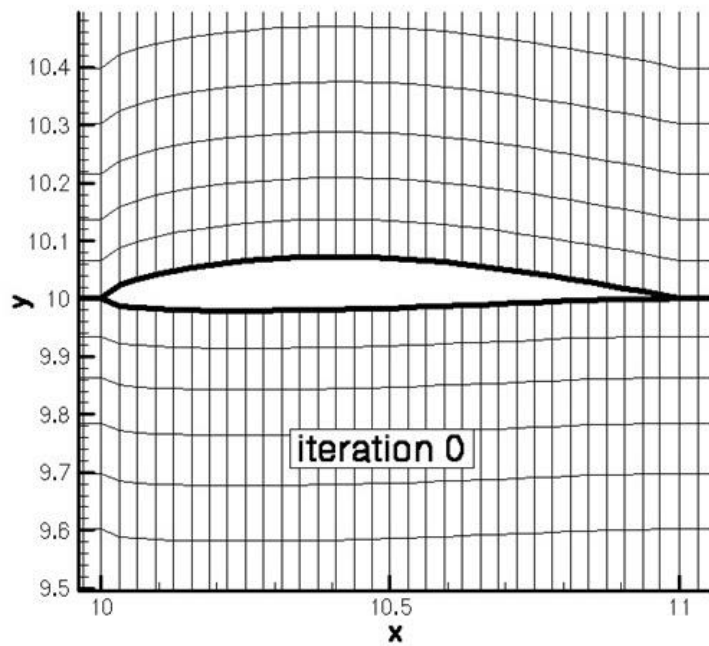
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

Eredmények a 10 inverz iteráció alatt



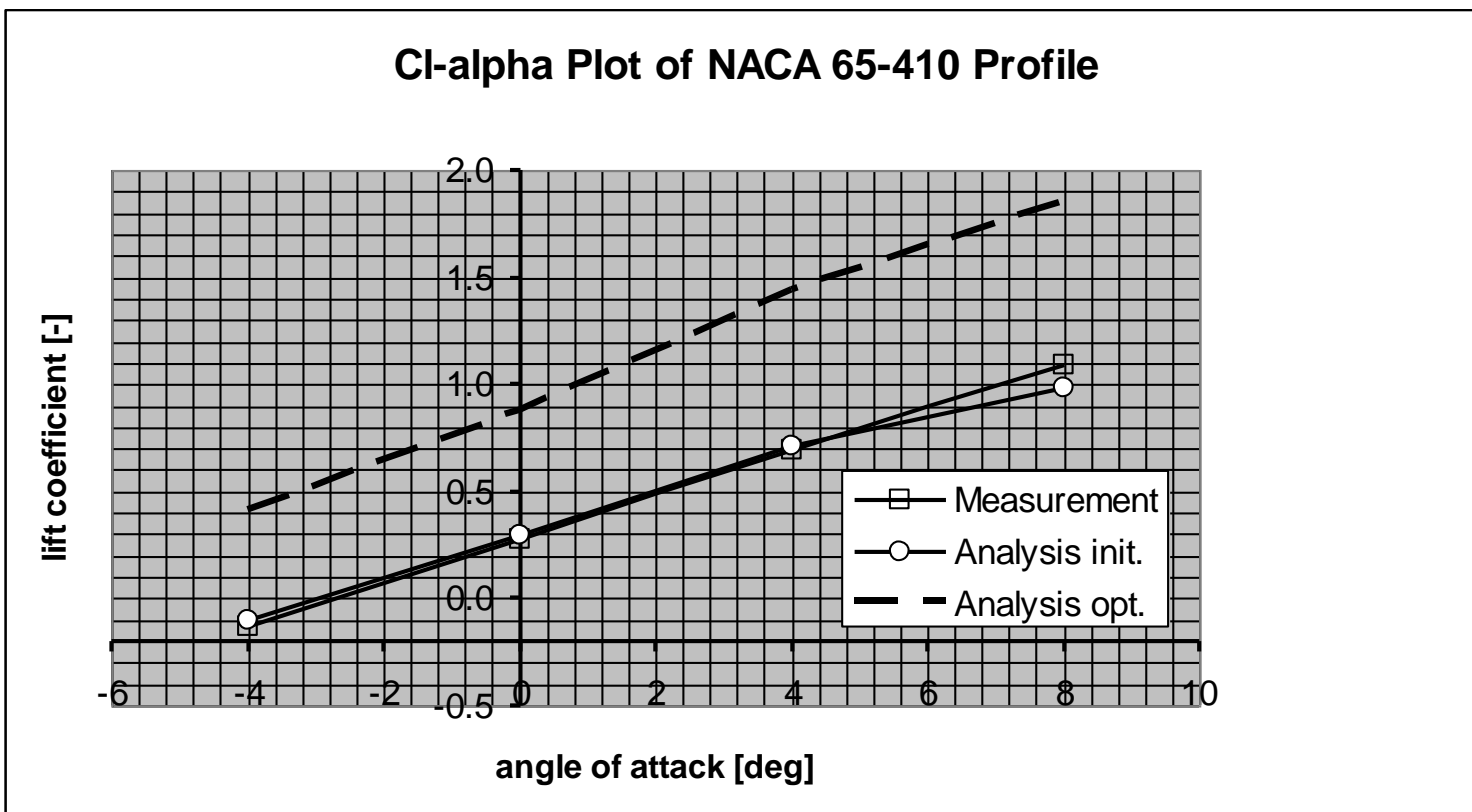
3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

Eredmények



3. Fokozati nyomásviszony növelésének lehetőségei

VER_1-1

$$\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$$

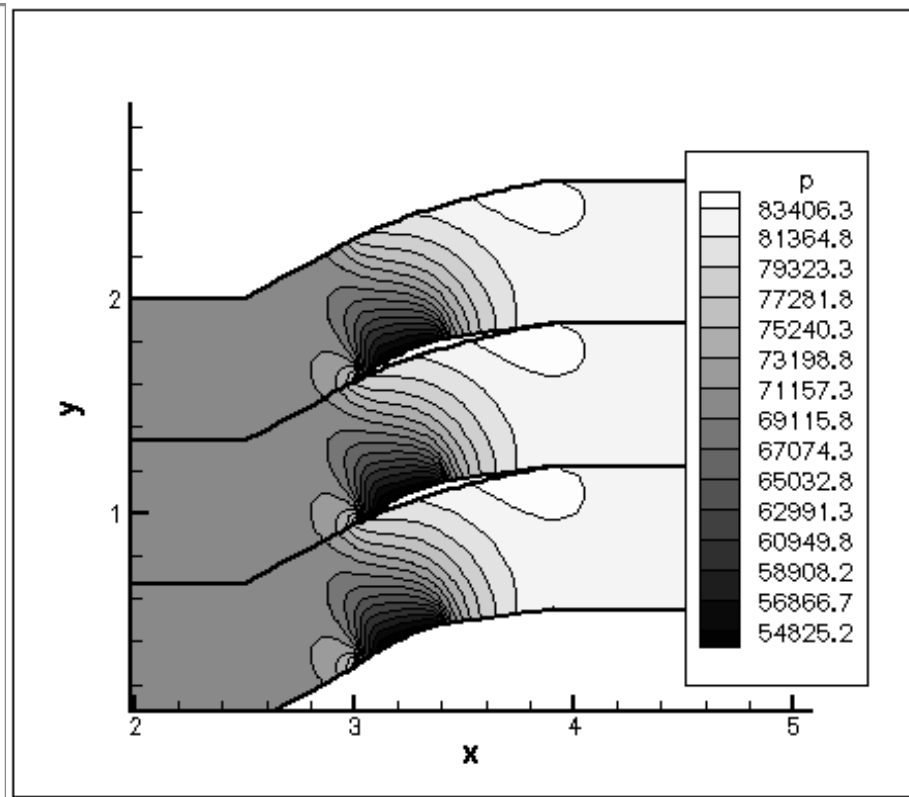
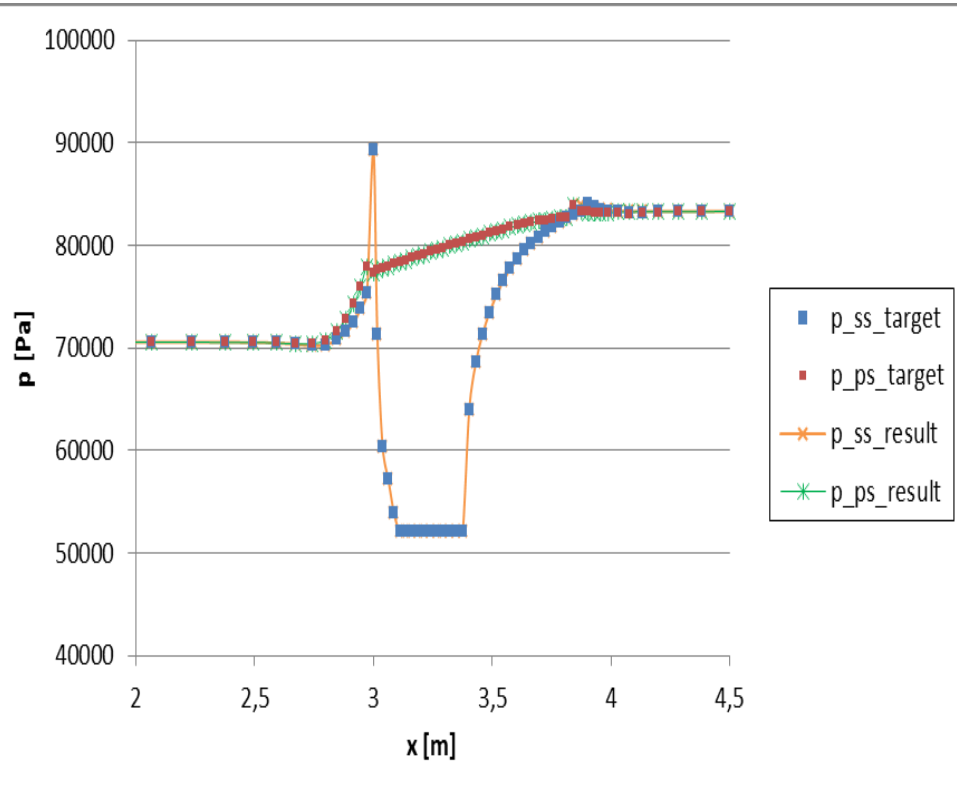
Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

Lapátrácsra

$$\pi_{ks,static} = 1,18$$

A 0,62 Mach-szám ($p_{stat,out} = 83325$ [Pa]) és $C_p = -1,4$ -hez tartozó nyomáseloszlás

A lapátrácsban kialakuló nyomáseloszlás 0,62 Mach-szám ($p_{stat,out} = 83325$ [Pa]) és $C_p = -1,4$ esetén



3. Fokozati nyomásviszony növelésének

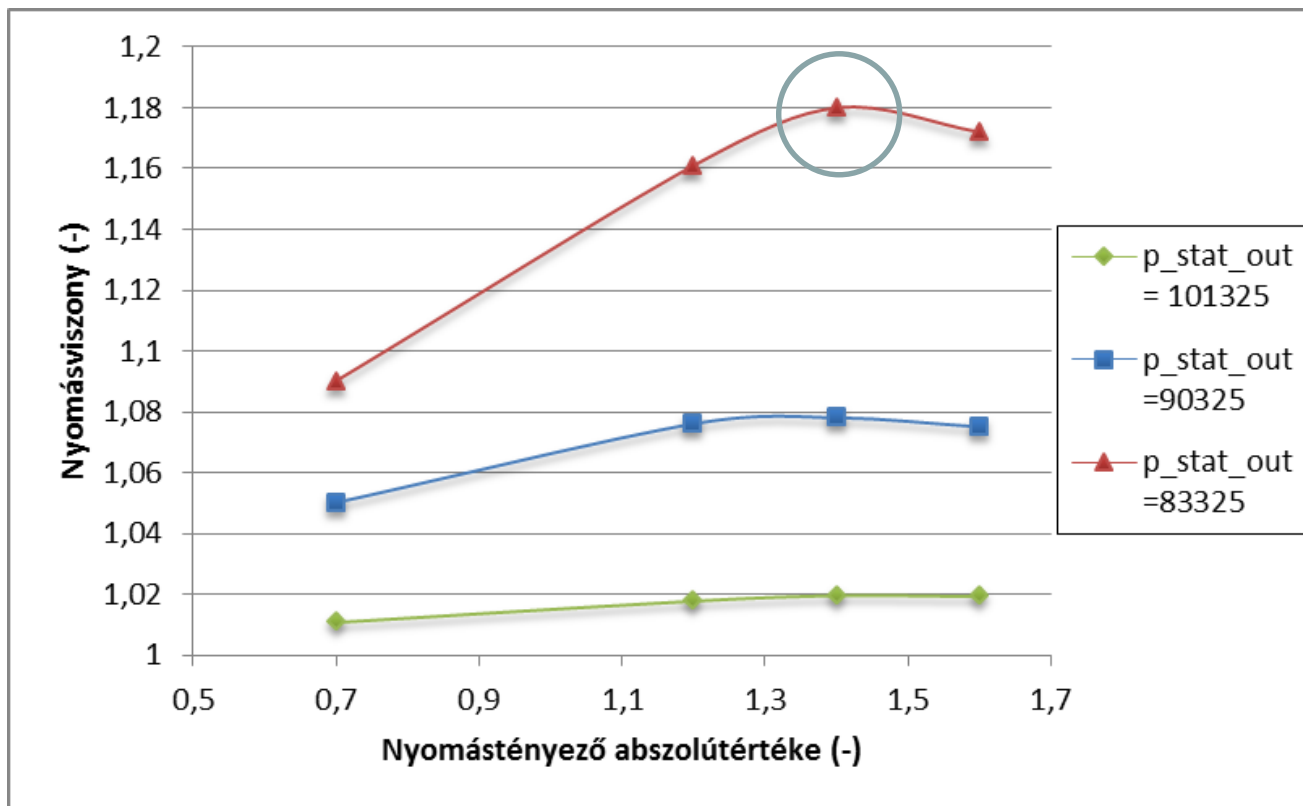
VER_1-1

lehetőségei $\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

Lapátrácsra

$$\pi = \frac{P_{stat,out}}{P_{stat,in}} = f(p_{stat,out}, Cp)$$



Mach-szám:

← 0,3

← 0,5

← 0,62

3. Fokozati nyomásviszony növelésének

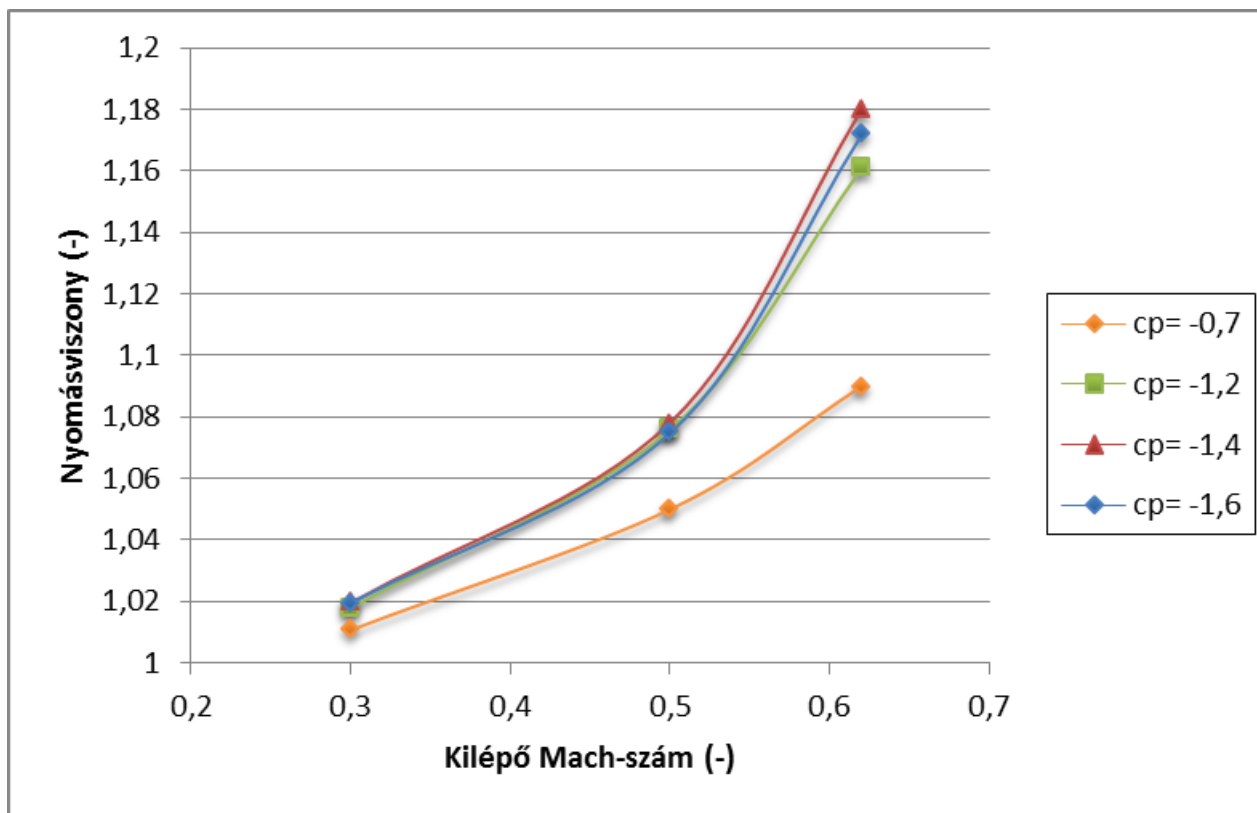
VER_1-1

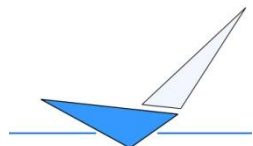
lehetőségei $\pi_{ks} = f(U(n), C_a, \beta_1 - \beta_2)$

Optimalizáció; inverz tervezőeszköz kidolgozása és alkalmazása

Lapátrácsra

$$\pi = \frac{P_{stat,out}}{P_{stat,in}} = f(M_{out}(p_{stat,out}), Cp)$$





4. Kompresszor gyűrűs áramlást terének hatása

VER_1-1

Volt (71. oldal):

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1$$

$$W = \dot{m} U C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

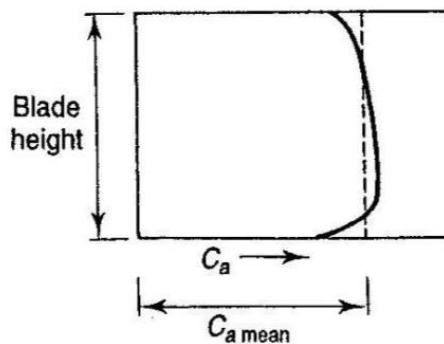
$$\rightarrow W = \dot{m} U (C_a \tan \beta_1 - C_a \tan \beta_2)$$

$$W = \dot{m} U ((U - C_a \tan \alpha_1) - C_a \tan \beta_2)$$

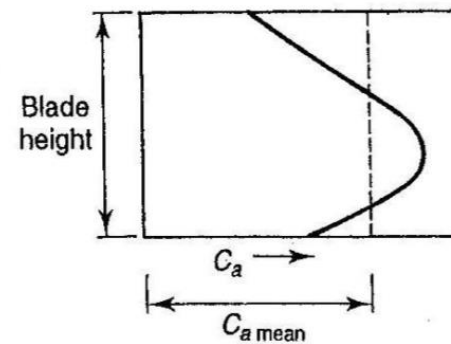
$$W = \dot{m} U (U - C_a (\tan \alpha_1 + \tan \beta_2))$$

Ha $C_a \uparrow$, $W \downarrow$, és ezt a fali határréteg megvastagodás+lapátvég feletti átáramlás sem tudja kompenzálni \rightarrow szükséges bevezetni egy redukciós tényezőt (szögek már állandók, ezért nincs ellentmondás a korábbi résszel)

$$\Delta T_{0s} = \frac{\lambda}{C_p} U C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \longrightarrow$$

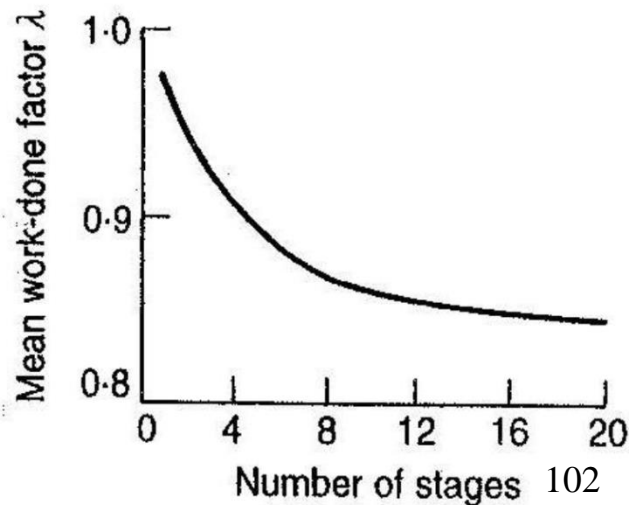


(a)



(b)

Axial velocity distributions: (a) at first stage, (b) at fourth stage



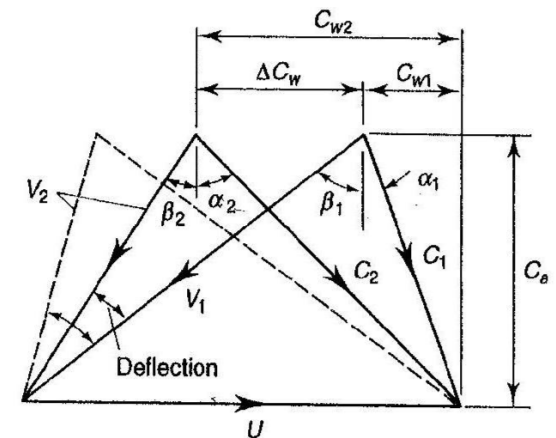
Reakciófok: $A = \frac{\text{statikus entalpiánövekedés a forgórészben}}{\text{statikus entalpiánövekedés a fokozatban}}$

Egyszerűsítések: $C_p = \text{állandó}, C_a = \text{állandó}, C_1 = C_3 \rightarrow \Delta T_s = \Delta T_{0s}$

! $\Delta T_A =$ statikus hőmérsékletnövekedés a futólapátozásban

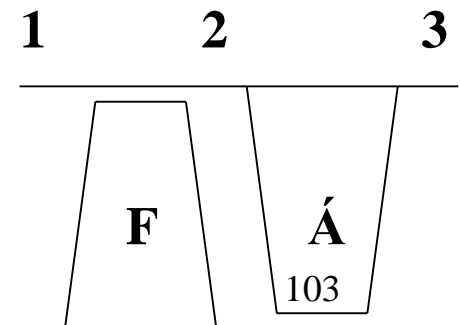
! $\Delta T_B =$ statikus hőmérsékletnövekedés az állólapátozásban

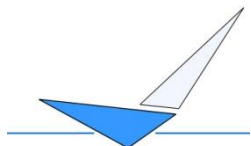
Volt $T_{0Stage} = T_{03} - T_{01} = T_{02} - T_{01} = \frac{UC_a}{c_p} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$



$$= \begin{cases} w = c_p (\Delta T_A + \Delta T_B) = c_p \Delta T_s = UC_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) \\ w = c_p \Delta T_A + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) \text{ (a rotoron keresztül történik a munkabevitel, energiaegyenlet)} \end{cases}$$

$$c_p \Delta T_A = UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2)$$





5. Reakciófok

$$c_p \Delta T_A = UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2)$$

$$C_1 = \frac{C_a}{\cos \alpha_1} \quad C_2 = \frac{C_a}{\cos \alpha_2}$$

$$c_p \Delta T_A = UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{1}{2} C_a^2 \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_2} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} \right)$$

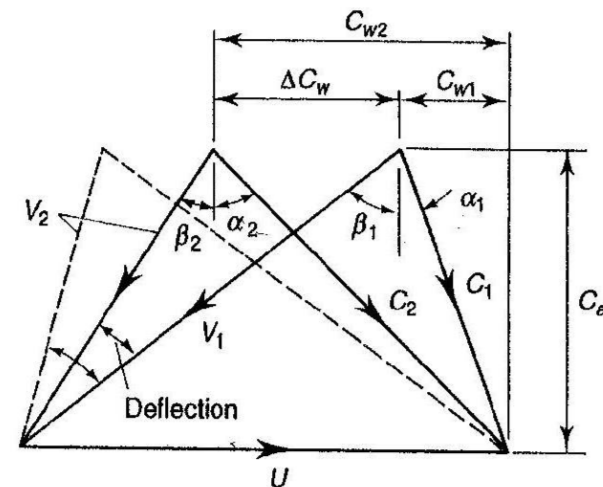
mivel $\frac{1}{\cos^2 \alpha} = \frac{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha}{\cos^2 \alpha} = \tan^2 \alpha + 1$

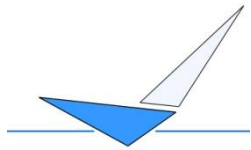
$$c_p \Delta T_A = UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{1}{2} C_a^2 (\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1)$$

A definíció alapján

$$\Lambda = \frac{\Delta T_A}{\Delta T_A + \Delta T_B} = \frac{UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{1}{2} C_a^2 (\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1)}{UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)} =$$

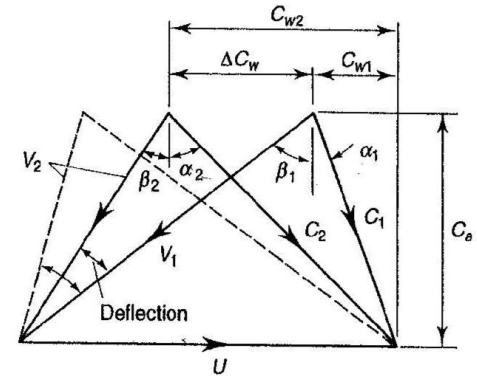
$$= 1 - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) \leftarrow \text{Ideális reakciófok (összenyomhatatlannak feltételezett veszteségmentes áramlásra)}$$





Volt $\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1$ $\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_2$

$\frac{2U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1 + \tan \alpha_2 + \tan \beta_2$



$$\Lambda = \frac{\Delta T_A}{\Delta T_A + \Delta T_B} = 1 - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) = \frac{C_a}{2U} \left[\frac{2U}{C_a} - \frac{2U}{C_a} + \tan \beta_1 + \tan \beta_2 \right] =$$

$$= \frac{C_a}{2U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$

optimum miatt $\Lambda = 0.5 - 0.6$
 A futólapátózás jobb hatásfoka miatt lehet egy kicsit több 50%-nál

$$\frac{U}{C_a} = \tan \beta_1 + \tan \beta_2$$

Ekkor, a két fenti egyenletből

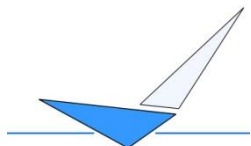
$$\tan \alpha_1 = \tan \beta_2 \rightarrow \alpha_1 = \beta_2$$

$$\tan \beta_1 = \tan \alpha_2 \rightarrow \beta_1 = \alpha_2$$

Mivel $C_a = \text{áll.} \rightarrow C_a = C_1 \cos \alpha_1 = C_3 \cos \alpha_3, (C_1 = C_3) \rightarrow \alpha_1 = \alpha_3$

$\rightarrow \alpha_1 = \beta_2 = \alpha_3, \beta_1 = \alpha_2$: szimmetrikus lapátózás ($C_1 = V_2$ és $V_1 = C_2$)

Az optimum $\Lambda = 0.5$, de ettől eltérhet a λ tényező miatt.



5. Reakciófok

VER_1-1

optimum miatt $\Lambda = 0.5 \rightarrow \frac{U}{C_a} = \tan \beta_1 + \tan \beta_2$

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1$$

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_2$$

$$\tan \alpha_1 = \tan \beta_2 \rightarrow \alpha_1 = \beta_2$$

$$\tan \beta_1 = \tan \alpha_2 \rightarrow \beta_1 = \alpha_2$$

Mivel

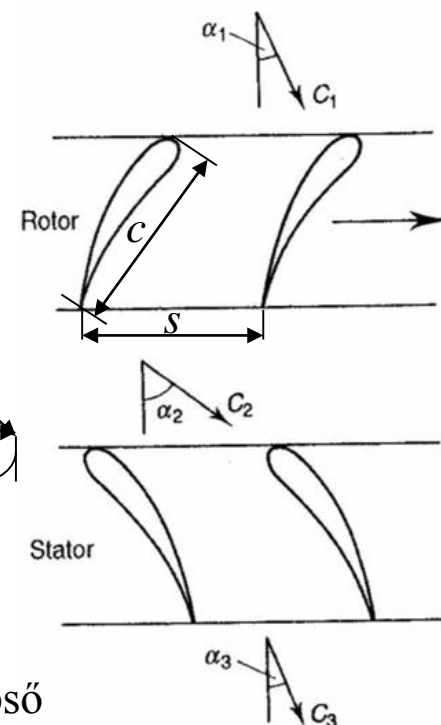
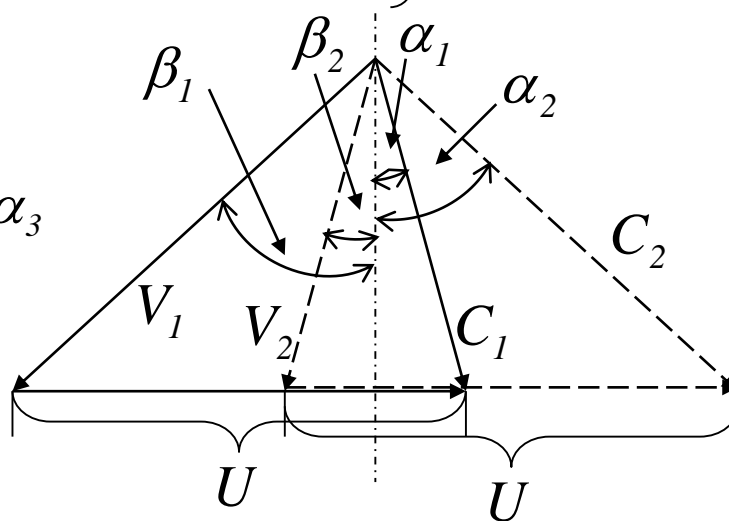
$$C_a = \text{áll.} \rightarrow C_a = C_1 \cos \alpha_1 =$$

$$= C_3 \cos \alpha_3, (C_1 = C_3) \rightarrow \alpha_1 = \alpha_3$$

$$\rightarrow \alpha_1 = \beta_2 = \alpha_3, \beta_1 = \alpha_2 :$$

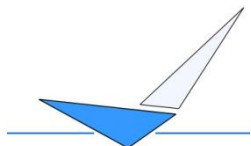
szimmetrikus lapátozás

$$(C_1 = V_2 \text{ és } V_1 = C_2)$$



Az optimum $\Lambda = 0.5$, de ettől eltérhet a λ tényező (axiális seb. és C_a/U csökkenése) miatt adott c/s esetén. Ez a reakciófok érték korlátozhatja a középső és utolsó fokozatokban létrejövő nyomás (hőmérséklet) növekedést. Ezért, kis axiálsebességeknél a reakciófok 50 % fölé emelése növelheti a fokozat nyomásviszonyát.

(Bizonyos esetekben a középső és utolsó fokozatokban célszerű lehet a reakciófok növelése.)¹⁰⁶



5. Reakciófok

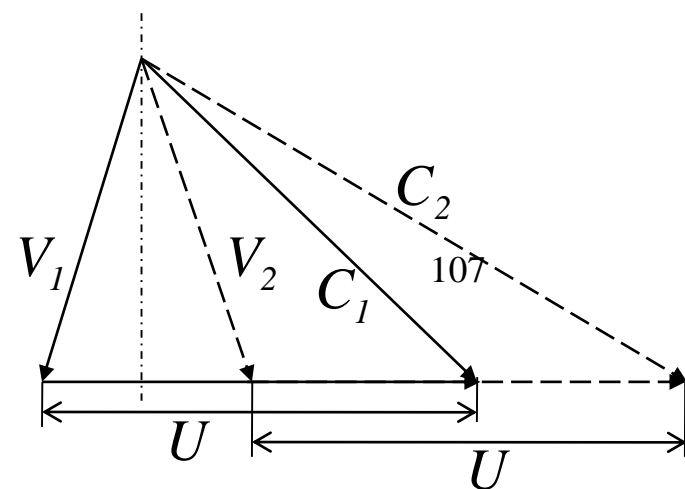
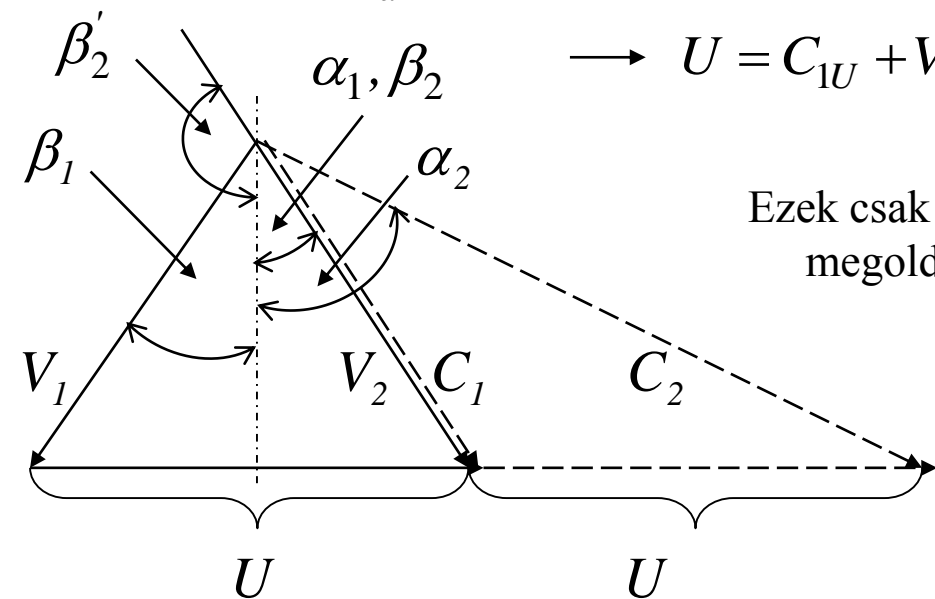
VER_1-1

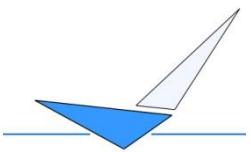
$$\begin{aligned}
 1. \text{ Szélső eset ! } \Lambda = 0 &\rightarrow 0 = \tan \beta_1 + \tan \beta_2 \rightarrow \beta_2' = 180 - \beta_1 \rightarrow |V_{1U}| = |V_{2U}| \\
 \Lambda = 0 = 1 - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) &\rightarrow 2U = C_{1U} + C_{2U} \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 0 = \tan \beta_1 + \tan \beta_2 &\rightarrow \tan \beta_1 = -\tan \beta_2 \rightarrow \beta_1 = \beta_2 \\
 \frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1 &\rightarrow \frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_2 \rightarrow \frac{U}{C_a} = \frac{C_{1U}}{C_a} + \frac{V_{2U}}{C_a}
 \end{aligned}$$

$$\rightarrow U = C_{1U} + V_{2U} \rightarrow U = C_{1U} + V_{1U} \quad U = C_{2U} - V_{2U}$$

Ezek csak lehetséges megoldások!!!





2. Szélső eset ! $\Lambda = 1 \rightarrow \frac{C_a}{2U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) = 1 \rightarrow \left(\frac{V_{1U}}{C_a} + \frac{V_{2U}}{C_a} \right) = \frac{2U}{C_a}$

$\Lambda = 1 = 1 - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) \rightarrow \alpha'_1 = 180^\circ - \alpha_2 \rightarrow |C_{1u}| = |C_{2u}|$

Ez szintén csak egy lehetséges megoldás, nem biztos, hogy

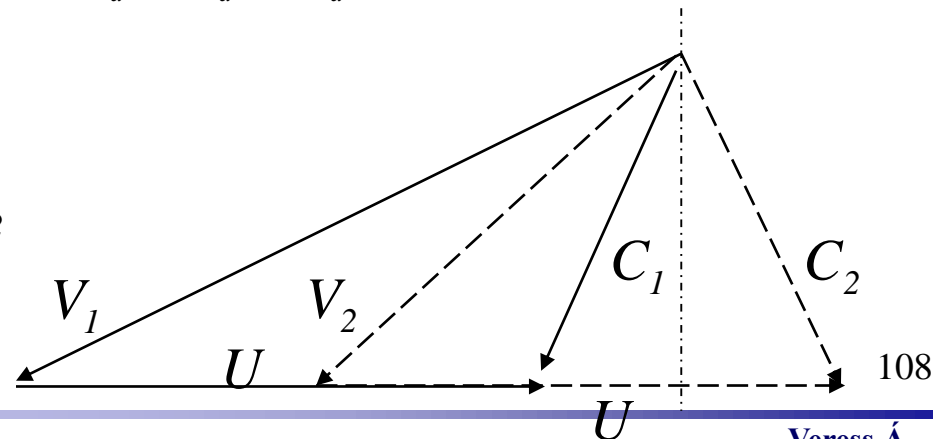
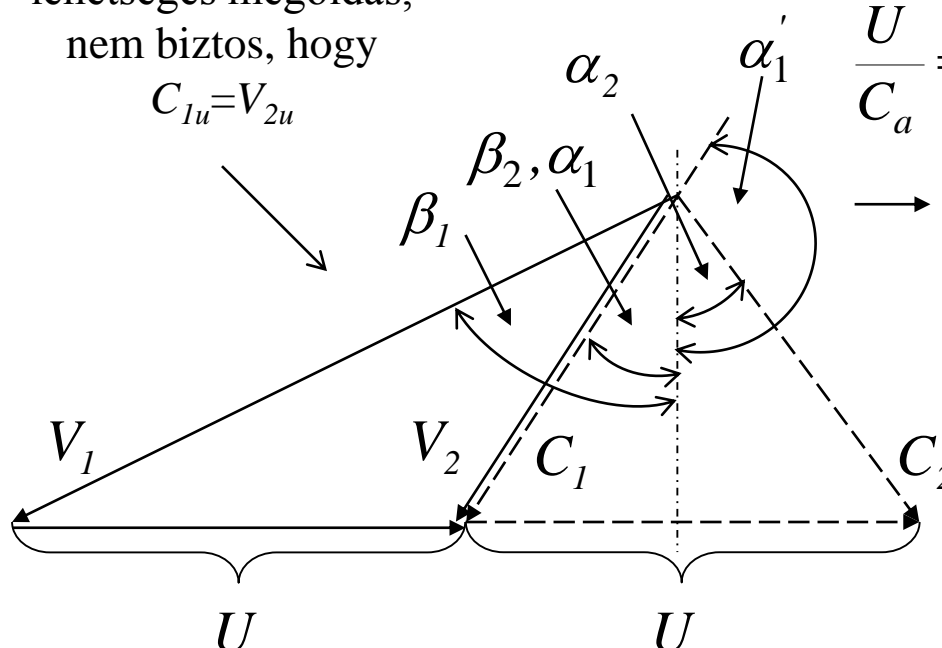
$C_{1u} = V_{2u}$

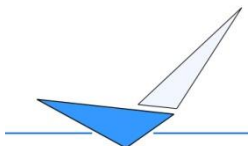
$0 = \tan \alpha_1 + \tan \alpha_2$

$\tan \alpha_1 = -\tan \alpha_2 \rightarrow \alpha_1 = \alpha_2$

$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1 \rightarrow \frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_1$

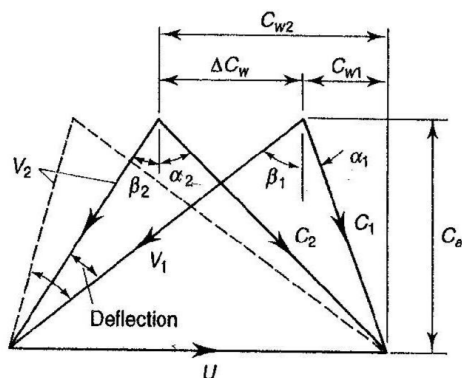
$\frac{U}{C_a} = \frac{-C_{2U}}{C_a} + \frac{V_{1U}}{C_a} \rightarrow U = -C_{2U} + V_{1U}$





5. Reakciófok

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$



Izentropikus ,
összenyomhatatlan áramlás
esetén

$$dh = \delta q + \delta w_t$$

$$\rightarrow dh = Tds + vdp$$

$$h_2 - h_1 = (p_2 - p_1) / \rho$$

A nyomásnövekedés és az entalpiánövekedés között szoros az összefüggés → esetleg problémát jelenthet a nagy diffúzorosság a reakciófok szélső helyzeteinél (ez jelentősen befolyásolhatja az izentropikus (v. politropikus) hatásfokot)

Szélső értékek

$$\Lambda = 0 \rightarrow \beta_1 = -\beta_2$$

A rotor fokozat impulzus típusú (egyforma a belépő és kilépő keresztmetszet) minden nyom. növ. az állólapáton realizálódik → nagy diffúzorosság → veszély a leválásra

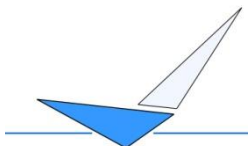
$\Lambda = 1 \rightarrow$ Minden nyomás növekedés a futólapátozásban valósul meg → nagy diffúzorosság → veszély a leválásra



Optimum $\Lambda = 0.5$

Ugyanakkora (de moderált) diffúzorosság → kisebb a veszély a leválásra

A reakciófok jelentősen változhat a lapátelcsavarás miatt (főleg kis lapátmagasságú csatorna keresztmetszetek esetén), mivel jelentősebb kritériumot jelent a diffúziós tényező és a Mach szám helyes értéken tartása.



6. 3D-s áramlás – lapátelszavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

Valóságos áramlások csak 3D-ben (lapátelszavarás szükségessége)

1. Másodlagos áramlások, rövidebb lapátok (nagy lapáttő-lapátvég viszony > 0.8)

2. Alacsony lapáttő-lapátvég viszony (< 0.4) (nagyobb lapátok) jelentős hatás (radiális áramlások, illetve a sugár menti nyomás eloszlás változás megváltoztatja a sebességi háromszöget)

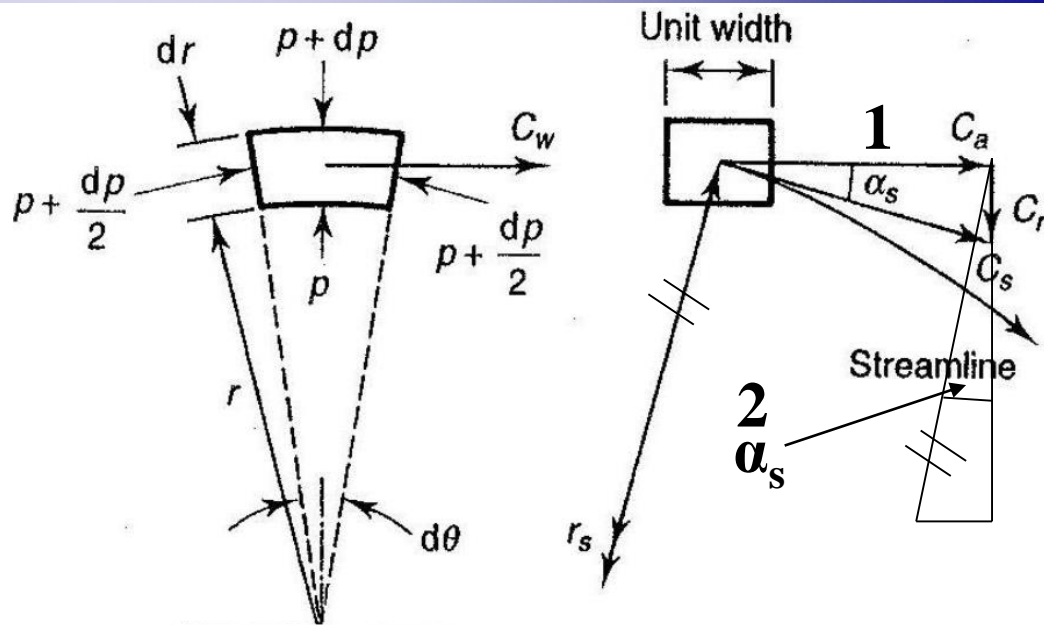
Tehetlenségi erőkomponensek ($F_{(I)}$):

Centripetális erő:

$$F_{(i)} = \frac{mC_w^2}{r} = (\rho r dr d\theta) \frac{C_w^2}{r}$$

Radiális erőkomponense az áramvonal mentén haladó térfogatelemnek:

$$F_{(ii)} = \frac{mC_s^2}{r_s} \cos \alpha_s = (\rho r dr d\theta) \frac{C_s^2}{r_s} \cos \alpha_s$$

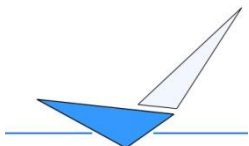


Áramlás-elem radiális egyensúlya

Gép tengelye

Radiális erőkomponense az áramvonal mentén gyorsuló térfogatelemnek:

$$F_{(iii)} = m \frac{dC_s}{dt} \sin \alpha_s = (\rho r dr d\theta) \frac{dC_s}{dt} \sin \alpha_s$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

A tehetetlenségi erők eredője ($F_{(I)}$):

$$F_{(I)} = \rho r dr d\theta \left[\frac{C_w^2}{r} + \frac{C_s^2}{r_s} \cos \alpha_s + \frac{dC_s}{dt} \sin \alpha_s \right]$$

Ezzel a nyomásból származó erők tartanak egyensúlyt ($F_{(p)}$):

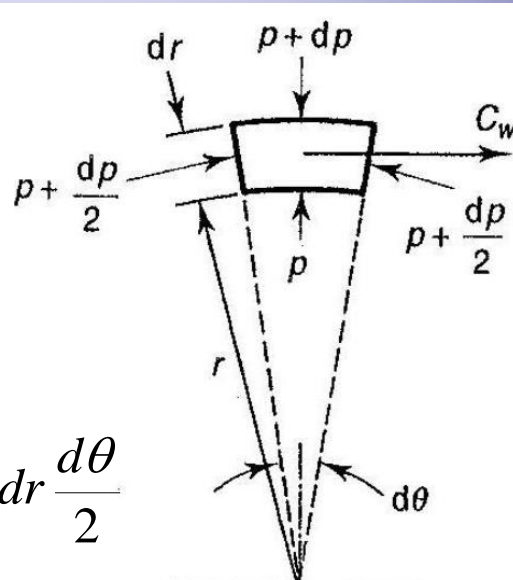
$$F_{(p)} = (p + dp)(r + dr)d\theta - prd\theta - 2\left(p + \frac{dp}{2}\right)dr \frac{d\theta}{2}$$

Egyenlővé téve az előző két egyenletet és elhanyagolva a másodrendűen kicsiny tagokat adódik:

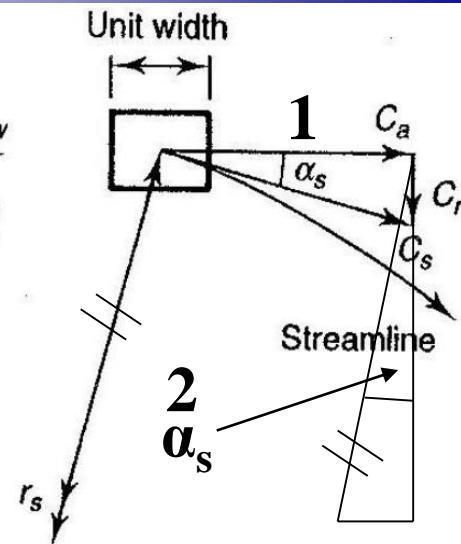
$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{C_w^2}{r} + \frac{C_s^2}{r_s} \cos \alpha_s + \frac{dC_s}{dt} \sin \alpha_s$$

Ha r_s nagy és α_s kicsi:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{C_w^2}{r} \longrightarrow \boxed{\text{amelyet radiális egyensúly egyenletének hívunk (radial equilibrium equation)}}$$

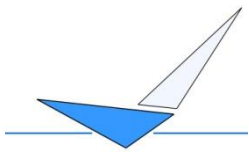


Áramlás-elem radiális egyensúlya



Gép tengelye

Tangenciális irányú seb. komponens: C_w



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

A sugárral változó energia egyenlet levezetése a radiális egyensúly egyenletének segítségével (a lapátelcsavarási törvényszerűsége bevezetése miatt)

A torlóponyi entalpia:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} = h + \frac{1}{2}(C_a^2 + C_w^2)$$

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{dh}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr}$$

$$\frac{dh_0}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr}$$

$$\frac{dh_0}{dr} = \cancel{T \frac{ds}{dr}} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r}$$

Az első főtétel nyitott rendszerre:

$$dh = Tds + vdp$$

A másodrendűen kicsiny tagokat elhanyagoljuk

$$\frac{dh}{dr} = T \frac{ds}{dr} + ds \frac{dT}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} - \frac{1}{\rho^2} \frac{d\rho}{dr} dp$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{C_w^2}{r}$$

Radiális egyensúly egyenlete!!!!!!

NISRE (Non Isentropic Simple Radial Equilibrium eq.)

Örvény energia egyenlet (vortex energy equation)

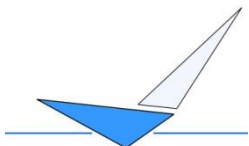
Entrópiaváltozás a sugár mentén (pl. lökéshullámuk esetén jelentős), most legyen elhanyagolható az értéke.

A kompresszor elején a torlóponyi entalpiaváltozás a határréteg kivételével állandó, illetve a határrétegben történő megváltozása is elhanyagolhatónak feltételezhető. Továbbá, tételezzük fel, hogy a sugár mentén egyenletesen adjuk át az áramlásnak az energiát az összesűrítés érdekében $\rightarrow dh_0/dr=0$ (optimum). Ekkor

$$0 = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r}$$

! $C_a = \text{áll.}$ (axiális sebesség állandó a sugár mentén; optimum).

$$\rightarrow \frac{dC_w}{dr} = -\frac{C_w}{r}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

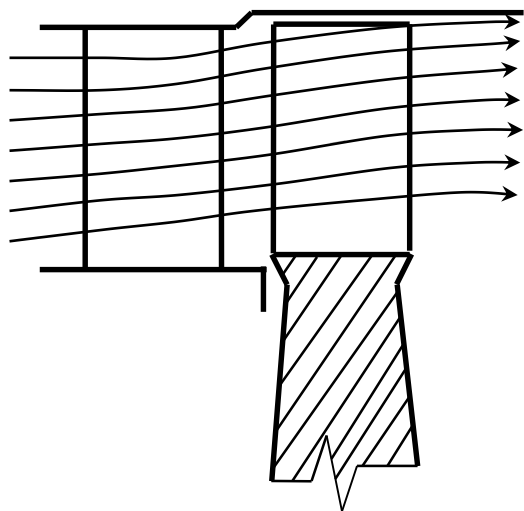
VER_1-1

A sugárral változó energia egyenlet levezetése a radiális egyensúly egyenletének segítségével (a lapátelcsavarási törvényszerűségek bevezetése miatt)

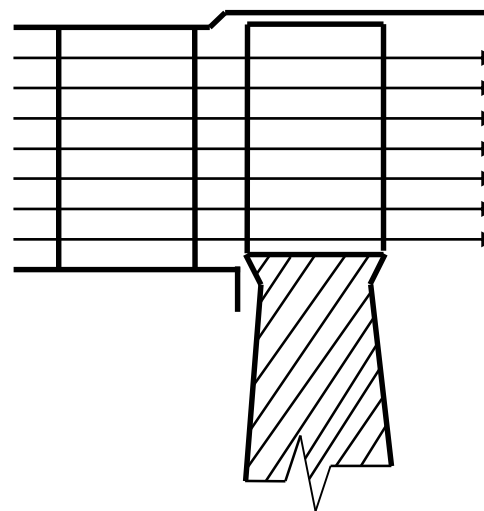
$$0 = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} \quad !C_a = \text{áll.} \quad (\text{axiális sebesség állandó a sugár mentén; optimum}). \quad \longrightarrow \quad \frac{dC_w}{dr} = -\frac{C_w}{r}$$

vagy $\frac{dC_w}{C_w} = -\frac{dr}{r}$ ami integrálás után $C_w r = \text{áll.}$ \longrightarrow Állandó cirkuláció

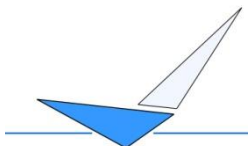
Az áramlás tangenciális (kerületi irányú) sebesség komponensének nagysága fordítottan arányos a sugárral \longrightarrow (free vortex condition)



Lapátelcsavarás nélkül (mindegy, hogy kompresszor v. turbina)



Lapátelcsavarással (mindegy, hogy kompresszor v. turbina)



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

A sugárral változó energia egyenlet levezetése a radiális egyensúly egyenletének segítségével (a lapátelcsavarási törvényszerűségek bevezetése miatt)

Összefoglalás:
$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{C_w^2}{r} \quad \text{radiális egyensúly egyenlete (radial equilibrium equation)}$$

Veszteségmentes

- esetben kielégíthető:
1. A sugár menti állandó munkabevittel: $dh_\phi/dr=0$
 2. Állandó axiális sebességgel: $C_a = \text{áll.}$
 3. Sugár menti állandó cirkulációjú tangenciális sebesség biztosításával:

$$C_w r = \text{áll.}$$

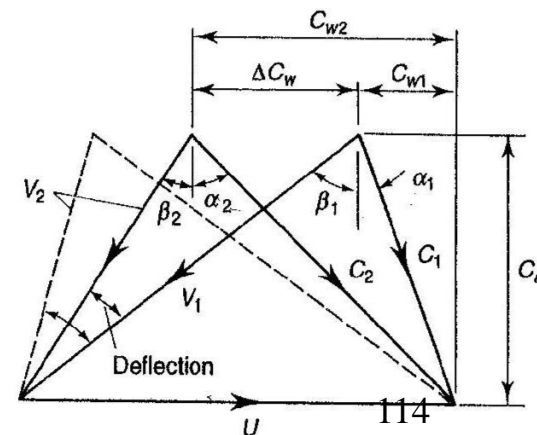
Állandó cirkulációjú elcsavarással turbinalapátok esetében gyakran találkozhatunk azonban kompresszorok esetén nem.

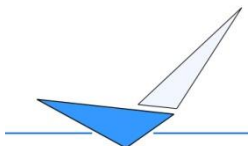
Probléma pl.:

Ha $C_1=C_3$ és $C_{a1}=C_{a2}=C_a$, a reakciófok:

$$\Lambda = 1 - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U}$$

A kerületi sebesség egyenesen arányos a sugárral: $U = U_m r / r_m$,
 amelyben m a középátmérőn vett paramétereket jelenti. Ekkor,





6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

A sugárral változó energia egyenlet levezetése a radiális egyensúly egyenletének segítségével (a lapátelcsavarási törvényszerűségek bevezetése miatt)

$$\Lambda = 1 - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U} = 1 - \frac{C_{w2}r + C_{w1}r}{2U_m r^2 / r_m} = 1 - \frac{\text{áll.}}{r^2}$$

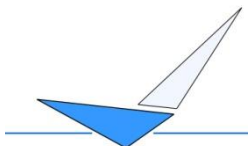
állandó cirkuláció esetén : $C_w r = \text{áll.}$ → a reakciófok jelentősen függ a sugártól.

Ha középátmérőn 50 %-60 %-s reakciófokot szeretnénk elérni a lapáttőben túl alacsony, a lapát végén túl nagy reakciófok adódik, ami jelentősen lerontja a hatásfokot (nagyon elcsavart lapát). A lapáttőnél kisebb a sebesség (U , C_a), ezért ugyan akkora nyomásnövekedés elérésének érdekében nagyobb diffúzió szükséges, tehát az alacsonyabb reakciófok tovább ront a helyzeten. Ebben az esetben nem jó az alacsony reakciófok. A problémát tovább rontja a csökkenő lapáttő-lapátvég (sugár) viszony (pl. hosszú lapátok).

Olyan sugár menti elcsavarási törvényszerűséget szükséges bevezetni, amely a bevitt munka állandósága mellett állandó nyomás- és hőmérsékletnövekedést biztosít a kompresszor fokozatában (a sugár mentén). (Pl. C_w , és a hozzá a lenti egyenletből meghatározható C_a)

$$0 = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r}$$

IGV szükséges az első lapátózásnál a megfelelő C_{a1} és C_{w1} biztosítása érdekében!5



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

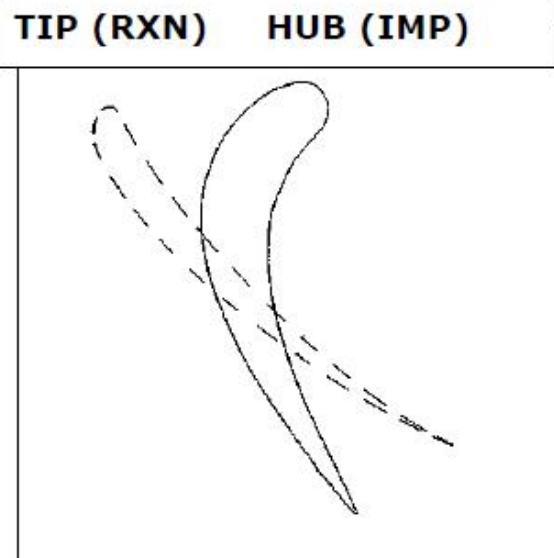
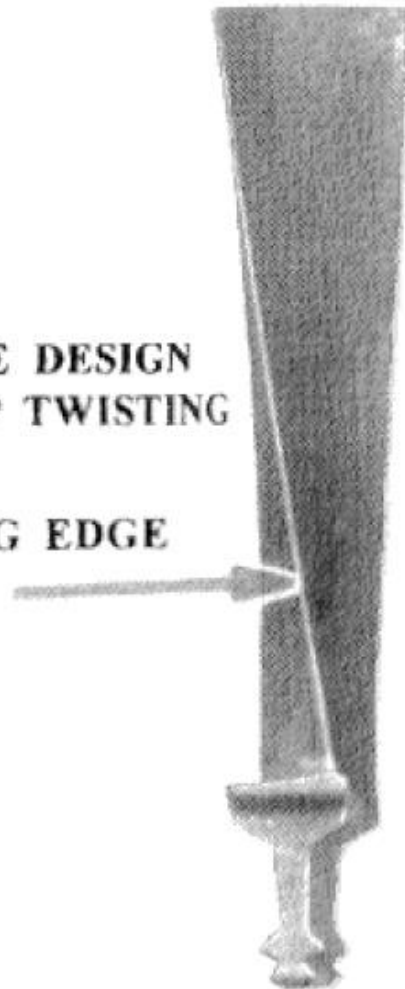
A sugárral változó energia egyenlet levezetése a radiális egyensúly egyenletének segítségével (a lapátelcsavarási törvényszerűségek bevezetése miatt)

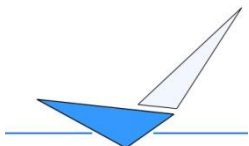
Állandó cirkuláció esetén: $C_w r = \text{áll.}$ →
a reakciófok jelentősen függ a sugártól.

Jelentős a lapát elcsavarása.

FREE-VORTEX BLADE DESIGN
EXCESSIVE HUB-TO-TIP TWISTING

LEADING EDGE





6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

1,2,3 Háromparaméteres elcsavarás-tervezés

A (sugár menti) állandó munkabevitel biztosítása érdekében (fajlagos Euler egyenlet): $|w_{t12}| = w = U(C_{w2} - C_{w1})$ legyen állandó.

Legyen az abszolút sebesség tangenciális komponense a köv. függvényekkel megadva:

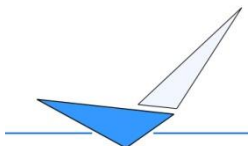
$$C_{w1} = aR^n - \frac{b}{R} \qquad C_{w2} = aR^n + \frac{b}{R}$$

amelyben a , b és n konstansok, $R=r/r_m$ és $U=U_m R$ (m =paraméterek a középátmérőn).

Ebben az esetben: $C_{w2} - C_{w1} = 2b/R$, vagyis $U(C_{w2} - C_{w1}) = 2bU_m$

ami független a sugártól. Tehát a sugár menti állandó munkabevitel (a fenti egyenlet vagy $dh_\phi/dr=0$) és az abszolút sebesség tangenciális irányú komponensének tetszőleges megadása (szintén a sugár mentén, kielégítve az állandó munkabevitelt) nincs egymással ellentmondásban.

Vizsgáljuk meg mi a hatása $n=-1$, 0 és 1 eseteknek. Az a és b konstansok értéke szintén nem tetszőleges, értékük az elvárt reakciófoktól és a megkívánt fokozati hőmérséklet növekedésétől függ.



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

1. Állandó cirkulációjú elcsavarás tervezés (free vortex design)

$$C_{w1} = aR^n - \frac{b}{R} \qquad n=-1 \qquad C_{w2} = aR^n + \frac{b}{R}$$

$$R=r/r_m \longrightarrow C_{w1} = \frac{a}{R} - \frac{b}{R} \quad \begin{array}{c} \text{1. Állandó cirkulációjú} \\ \text{elcsavarás-tervezés (free} \\ \text{vortex design)} \end{array} \quad C_{w2} = \frac{a}{R} + \frac{b}{R} \longleftarrow R=r/r_m$$

$$\searrow \qquad \swarrow$$

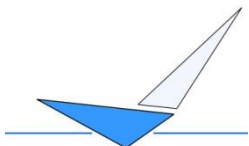
$$C_w r = \text{áll.}$$

$C_a = \text{áll.}$ és $dh_o/dr=0$. mellett (bebizonyítottuk).

Az a és b paramétereket úgy kell megválasztani, hogy biztosítsák az elvárt nyomásviszonyt a megkívánt hatásfokon.

$C_{w2}r + C_{w1}r = 2ar_m$ Ekkor, a reakciófok:

$$\Lambda = 1 - \frac{C_{w2}r + C_{w1}r}{2U_m r^2 / r_m} = 1 - \frac{2ar_m}{2U_m Rr} = 1 - \frac{a}{U_m R^2} \quad \text{változik a sugár függvényében (volt).}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)

$$C_{w1} = aR - \frac{b}{R} \leftarrow C_{w1} = aR^n - \frac{b}{R} \leftarrow n=1 \rightarrow C_{w2} = aR^n + \frac{b}{R} \rightarrow C_{w2} = aR + \frac{b}{R}$$

$$\text{Volt: } 0 = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} \rightarrow 0 = C_a dC_a + C_w dC_w + \frac{C_w^2}{R} dR \quad (R=r/r_m)$$

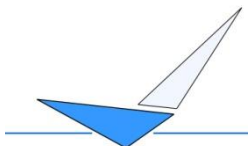
$$C_a dC_a = -C_w dC_w - \frac{C_w^2}{R} dR \rightarrow \text{Integráljuk a középátmérő (} l \text{ v. } m \text{) és egy tetszőleges } R (r) \text{ sugár között (cél, } C_a \text{ meghatározása)}$$

$$\frac{1}{2} [C_a^2]_1^R = -\frac{1}{2} [C_w^2]_1^R - \int_1^R \frac{C_w^2}{R} dR \leftarrow C_{w2} = aR + \frac{b}{R}, \text{ a kilépő keresztmetszet esetén}$$

$$C_{a2}^2 - (C_{a2}^2)_m = -\left[a^2 R^2 + 2ab + \frac{b^2}{R^2} \right]_1^R - 2 \int_1^R \left(a^2 R + \frac{2ab}{R} + \frac{b^2}{R^3} \right) dR$$

Tömegmegmaradás egyenletéből

$$C_{a2}^2 - (C_{a2}^2)_m = -\left[a^2 R^2 + 2ab + \frac{b^2}{R^2} \right]_1^R - 2 \left[a^2 \frac{R^2}{2} + 2ab \ln R - \frac{b^2}{2R^2} \right]_1^R$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)

$$C_{a2}^2 - (C_{a2}^2)_m = - \left[a^2 R^2 + 2ab + \frac{b^2}{R^2} \right]_1^R - 2 \left[a^2 \frac{R^2}{2} + 2ab \ln R - \frac{b^2}{2R^2} \right]_1^R$$

$$C_{a2}^2 - (C_{a2}^2)_m = - \left[a^2 R^2 + 2ab + \frac{b^2}{R^2} \right] + [a^2 + 2ab + b^2] - 2 \left[a^2 \frac{R^2}{2} + 2ab \ln R - \frac{b^2}{2R^2} \right] + 2 \left[\frac{a^2}{2} - \frac{b^2}{2} \right] = -2 \left[a^2 R^2 + 2ab \ln R - a^2 \right]$$

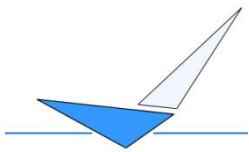
Hasonlóan, a belépő keresztmetszetre $C_{w1} = aR - \frac{b}{R}$ összefüggés felhasználásával:

$$C_{a1}^2 - (C_{a1}^2)_m = -2 \left[a^2 R^2 - 2ab \ln R - a^2 \right] \quad \text{Tömegmegmaradás egyenletéből}$$

Volt: $w = c_p (\Delta T_A + \Delta T_B) = c_p \Delta T_S = UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) = U(C_{w2} - C_{w1})$

↓

$$w = c_p \Delta T_A + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) \quad \text{(a rotoron keresztül történik a munkabevitel, energiaegyenlet)}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)

Volt: $w = c_p (\Delta T_A + \Delta T_B) = c_p \Delta T_S = UC_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) = U(C_{w2} - C_{w1}) \rightarrow$

$w = c_p \Delta T_A + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$ (a rotoron keresztül történik a munkabevitel, energiaegyenlet)

$$c_p \Delta T_A = \frac{1}{2}(C_1^2 - C_2^2) + U(C_{w2} - C_{w1})$$

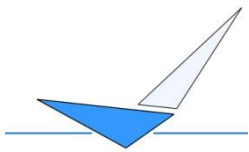
$$c_p \Delta T_A = \frac{1}{2}[(C_{a1}^2 + C_{w1}^2) - (C_{a2}^2 + C_{w2}^2)] + U(C_{w2} - C_{w1})$$

$$\begin{aligned} w &= U(C_{w2} - C_{w1}) = \\ &= R\omega(aR + \frac{b}{R} - aR + \frac{b}{R}) = \\ &= R\omega 2 \frac{b}{R} = \omega 2b \end{aligned}$$

Valóban független a sugártól: $dh_\sigma/dr=0$

Ekkor a reakciófok:

$$\begin{aligned} \Lambda &= \frac{\Delta T_A}{\Delta T_A + \Delta T_B} = \frac{\frac{1}{2}[(C_{a1}^2 + C_{w1}^2) - (C_{a2}^2 + C_{w2}^2)] + U(C_{w2} - C_{w1})}{U(C_{w2} - C_{w1})} = \\ &= 1 + \frac{C_{a1}^2 - C_{a2}^2}{2U(C_{w2} - C_{w1})} - \frac{C_{w2}^2 + C_{w1}^2}{2U} \end{aligned}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)

$$\Lambda = 1 + \frac{C_{a1}^2 - C_{a2}^2}{2U(C_{w2} - C_{w1})} - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U}$$

A két oldallal ezelőtt levezetett axiális sebesség eloszlások a sugár mentén:

$$C_{a1}^2 - (C_{a1}^2)_m = -2[a^2 R^2 - 2ab \ln R - a^2] \quad C_{a2}^2 - (C_{a2}^2)_m = -2[a^2 R^2 + 2ab \ln R - a^2]$$

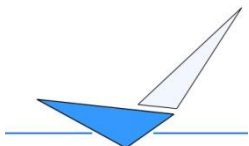
Legyen igaz a következő tervezési feltétel: $(C_{a1}^2)_m = (C_{a2}^2)_m$ ← Tömegmegmaradás egyenletéből

Ekkor, kivonva a két egyenletet egymásból adódik: $C_{a1}^2 - C_{a2}^2 = 8ab \ln R$

$$C_{w2} = aR + \frac{b}{R}, \quad C_{w1} = aR - \frac{b}{R} \quad \text{kiindulási képletekből: } C_{w2} - C_{w1} = \frac{2b}{R}, \quad C_{w2} + C_{w1} = 2aR$$

$U = U_m R$ felhasználásával, beírva a bekeretezett egyenleteket a fenti reakciófok

$$\text{egyenletébe adódik: } \Lambda = 1 + \frac{2a \ln R}{U_m} - \frac{a}{U_m} \quad \text{2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)

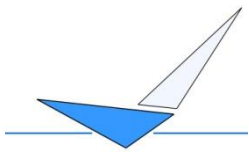
$$\text{Volt: } \Lambda = 1 + \frac{2a \ln R}{U_m} - \frac{a}{U_m}, \quad C_{w2} - C_{w1} = \frac{2b}{R}, \quad U = U_m R \quad (R = r/r_m)$$

Az a és b konstansok nem választhatók meg szabadon, értékük jelentős hatással van a reakciófokra és a kompresszor 3D-s teljesítményére. Legyen az a konstans a középátmérőn ($R=1$) rögzített reakciófok (pl. 0,5) segítségével meghatározott állandó:

$$a = U_m (1 - \Lambda_m)$$

A b konstans tervezési paramétert a fokozati hőmérsékletnövekedés segítségével írható fel szintén a középátmérőn:

$$c_p \Delta T_{0s} = U (C_{w2} - C_{w1}) = 2b U_m \longrightarrow b = \frac{c_p \Delta T_{0s}}{2U_m}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)

||

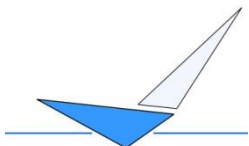
2. Állandó reakciófok szerinti elcsavarás-tervezés (amennyiben a bemeneti és kimeneti axiális seb. egyenlő)

$$\text{Volt: } \Lambda = \frac{\Delta T_A}{\Delta T_A + \Delta T_B} = 1 - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) \quad C_{w2} + C_{w1} = 2aR, \quad U = U_m R$$

$$\begin{aligned} \Lambda &= \frac{\Delta T_A}{\Delta T_A + \Delta T_B} = 1 - \frac{C_a}{2U} \tan \alpha_2 - \frac{C_a}{2U} \tan \alpha_1 = 1 - \frac{\cancel{C_a} U - V_{w2}}{2U} \frac{\cancel{C_a}}{\cancel{C_a}} - \frac{C_a}{2U} \tan \alpha_1 = \\ &= 1 - \frac{U - C_a \tan \beta_2}{2U} - \frac{C_a}{2U} \tan \alpha_1 = \frac{2U - U + C_a \tan \beta_2 - C_a \tan \alpha_1}{2U} = \\ &= \frac{1}{2} - \frac{C_a}{2U} (\tan \alpha_1 - \tan \beta_2) = \frac{U + V_{w2} - C_{w1}}{2U} = \frac{U + U - C_{w2} - C_{w1}}{2U} = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U} = \end{aligned}$$

$$= 1 - \frac{2aR}{2\omega R} = 1 - \frac{a}{\omega}$$

valóban független a reakciófok a sugártól. Mivel $C_{a1} = C_{a2}$ nem elégíti ki a radiális egyensúly feltételét, de $dh_g/dr=0$ (lásd 3 oldallal ezelőtt) → 2 előnyös tulajdonság. IGV szükséges az első lapátózásnál a megfelelő C_{a1} és C_{w1} biztosítása érdekében. ¹²⁴



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design)

||

2. Állandó reakciófok szerinti elcsavarás-tervezés (amennyiben a bemeneti és kimeneti axiális seb. egyenlő)

A sebességi háromszögek előállítására a sugár mentén $(R=r/r_m)$

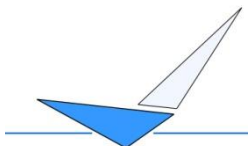
$$\Lambda = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U} = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{4r\pi n} = \text{áll.} \rightarrow \frac{C_{w2} + C_{w1}}{r} = (1 - \Lambda)4\pi n = \text{áll.} \rightarrow$$

$$C_{w2} + C_{w1} = (C_{w2m} + C_{w1m}) \frac{r}{r_m} = 2C_{wmk\ddot{o}z} R \quad U = U_m R$$

A munka sugár menti állandóságából: $C_{w2} - C_{w1} = (C_{w2m} - C_{w1m}) \frac{r_m}{r} = \Delta C_{wm} \frac{1}{R}$

Összeadva, majd kivonva a két egyenletet adódik:

$C_{w2} = RC_{wmk\ddot{o}z} + \frac{\Delta C_{wm}}{2R}$	$\leftarrow C_{wmk\ddot{o}z} = \frac{C_{w2m} + C_{w1m}}{2} = r_m (1 - \Lambda) 2\pi n$	$\leftarrow \Delta C_{wm} = \frac{h_0}{r_m 2\pi n}$
$C_{w1} = RC_{wmk\ddot{o}z} - \frac{\Delta C_{wm}}{2R}$	$\leftarrow h_0 = U_m (C_{w2m} - C_{w1m})$	$\leftarrow h_0 = U_m (C_{w2m} - C_{w1m})_{125}$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

3. Exponenciális elcsavarás tervezés (exponential blading)

$$C_{w1} = aR^n - \frac{b}{R} \quad n=0 \quad C_{w2} = aR^n + \frac{b}{R}$$

$$C_{w1} = a - \frac{b}{R} \quad \text{3. Exponenciális elcsavarás-tervezés (exponential blading)} \quad C_{w2} = a + \frac{b}{R}$$

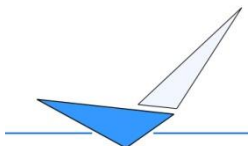
Az első hatvány szerinti elcsavarás levezetését követve, a következőt kapjuk:

$$C_{a1}^2 - (C_{a1}^2)_m = -2 \left[a^2 \ln R + \frac{ab}{R} - ab \right] \quad C_{a2}^2 - (C_{a2}^2)_m = -2 \left[a^2 \ln R - \frac{ab}{R} + ab \right]$$

Ekkor, a $(C_{a1}^2)_m = (C_{a2}^2)_m$ feltétellel, a reakciófok: Tömegmegmaradás egyenletéből

$$\Lambda = 1 + \frac{a}{U_m} - \frac{2a}{U_m R} \quad R=1 \text{ esetén (középátmérő): } a = U_m (1 - \Lambda_m)$$

A középátmérőn felvett reakciófok, $\Lambda_m = 0,5$ segítségével határozható meg szintén az a állandó a lapáthossz mentén. Ezt vissza lehet helyettesíteni a reakciófok képletébe.



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

Az exponenciális elcsavarás-tervezés előnyei: a rotor kilépő relatív szöge (α_2) majdnem állandó, ami azt jelenti, hogy nincs elcsavarásra szükség az állólapátozás esetén, illetve kisebbek az abszolút és relatív sebességek ugyan akkor munka esetén, mit az állandó cirkulációjú esetben. IGV szükséges az első lapátozásnál a megfelelő C_{a1} és C_{w1} biztosítása érdekében.

1,2,3 Háromparaméteres elcsavarás-tervezés

TÁBLÁZAT

Legyen $\Lambda_m = 0,5$ ekkor a következő diagram adódik:

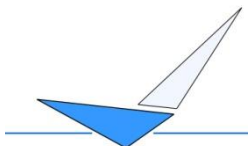
Reakciófok határ állandó cirkulációjú elcsavarás esetén: $\Lambda = 0 = 1 - \frac{1}{R^2} (1 - \Lambda_m)$

Pl. $\Lambda = 0$ és $\Lambda_m = 0,5$ esetén $\rightarrow R = 0,707$,

Ez alatt turbina üzemben működik a kompresszor (negatív reakciófok)

Diagramok és értékelések a különböző lapátelcsavarási módszerekről.

127



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

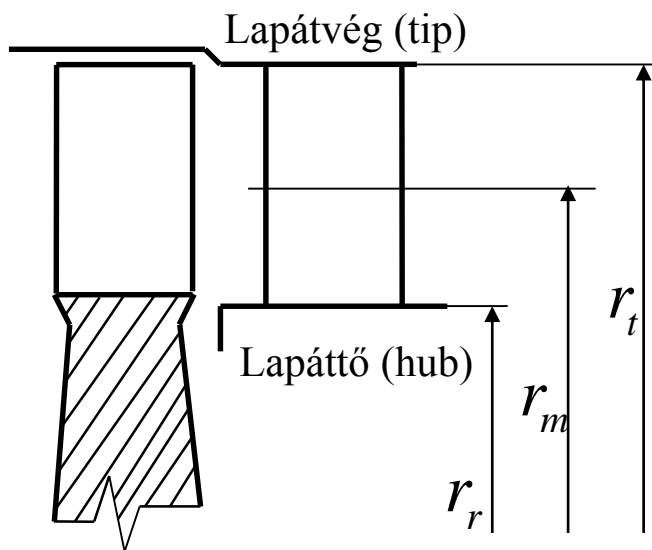
VER_1-1

1,2,3 Háromparaméteres elcsavarás-tervezés

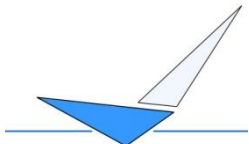
Kompresszoroknál fontos a lapáttő-lapátvég viszony figyelembevétele az elcsavarásnál.

A lapáttő-lapátvég viszony egészen 0,4-ig egy jellemző paramétere a gázturbinás sugárhajtóművek kompresszor-bementének.

$$r/r_t = (r/r_m)(r_m/r_t) = R(r_m/r_t) = R\left(\frac{r_t + r_r}{2r_t}\right) = R[1 + (r_r/r_t)]/2$$



Nagy kétáramúsági fokú hajtóművek esetén, a ventilátor fokozatoknál, a belső és külső áram eltérő nyomásviszonyai miatt $dh_o/dr \neq 0$.



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

Volt

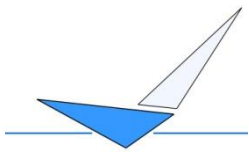
1. Állandó cirkulációjú elcsavarás-tervezés (free vortex design)
2. Első hatvány szerinti elcsavarás-tervezés (first power design) (Állandó reakciófok szerinti elcsavarás)
3. Exponenciális elcsavarás-tervezés (exponential blading)

$$\left. \begin{array}{l} C_{w2} = aR^n + \frac{b}{R} \\ C_{w1} = aR^n - \frac{b}{R} \end{array} \right\}$$

A fenti és az előzőekben ismertetett elcsavarási törvényszerűségek $n=-1$, 1 és 0 esetei mellett a következőket érdemes még megemlíteni:

Lesz

4. Kényszerített cirkulációjú elcsavarás-tervezés (forced vortex)
5. Adott abszolút sebesség szög szerinti elcsavarás-tervezés
6. Állandó fajlagos tömegáram szerinti elcsavarás-tervezés
7. Lapátelcsavarás turbinákban



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

4. Kényszerített cirkulációjú elcsavarás-tervezés (forced vortex)

ISRE (Isentropic Simple Radial Equilibrium eq.):

$$0 = C_a dC_a + C_w dC_w + \frac{C_w^2}{R} dR$$

$dh_\theta/dr=0$
(csak a belépésnél)

$$0 = C_a \frac{dC_a}{dR} + C_w \frac{dC_w}{dR} + \frac{C_w^2}{R}$$

$(R=r/r_m)$

$$0 = C_a \frac{dC_a}{dR} + \frac{C_w}{R} \frac{d}{dR} (RC_w)$$

$$C_w = aR$$

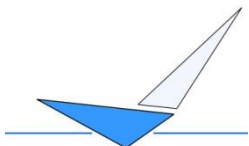
$$0 = C_a \frac{dC_a}{dR} + a_1 \frac{d}{dR} (a_1 R^2) \longrightarrow \int_1^R C_a dC_a = -a_1^2 \int_1^R d(R^2)$$

Belépő keresztmetszet:

$$C_{w1} = a_1 R$$

$$C_{a1}^2 - (C_{a1}^2)_m = -2a_1^2 (R^2 - 1)$$

A tömegmegmaradás egyenletéből



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

4. Kényszerített cirkulációjú elcsavarás-tervezés (forced vortex)

Kilépő keresztmetszet:
$$\left. \begin{aligned} C_{w2} &= a_2 R \\ C_{w1} &= a_1 R \end{aligned} \right\}$$

A fajlagos munka:

$$w = U(C_{w2} - C_{w1}) = R\omega(C_{w2} - C_{w1}) =$$

$$= R^2\omega(a_2 - a_1) = h_0 \rightarrow dh_0 = 2\omega R(a_2 - a_1)dR \leftarrow h_0 \text{ függ a sugártól, nagy a lapátvégén.}$$

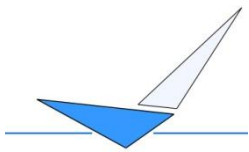
ISRE:
$$\frac{dh_0}{dR} = C_a \frac{dC_a}{dR} + \frac{C_w}{R} \frac{d}{dR}(RC_w) \rightarrow \frac{1}{2}d(C_a^2) = dh_0 - 2a_2^2 R dR$$

$$\int_1^R d(C_a^2) = 2 \int_1^R 2\omega R(a_2 - a_1)dR - 4a_2^2 \int_1^R R dR \rightarrow \int_1^R d(C_a^2) = 2(R^2 - 1)\omega(a_2 - a_1) - 2a_2^2(R^2 - 1)$$

$$- \left[(C_{a2}^2) - (C_{a2}^2)_m = 2(R^2 - 1)\omega(a_2 - a_1) - 2a_2^2(R^2 - 1) \right] + \left[C_{a1}^2 - (C_{a1}^2)_m = -2a_1^2(R^2 - 1) \right]$$

$$\Lambda = 1 + \frac{C_{a1}^2 - C_{a2}^2}{2U(C_{w2} - C_{w1})} - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U} \quad \text{nő, ha nő az } R.$$

Ritkán használják ezt a tervezési módszert.



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

5. Adott abszolút sebesség szög szerinti elcsavarás-tervezés $\alpha = \alpha(R)$

ISRE:
$$\frac{dh_0}{dR} = C_a \frac{dC_a}{dR} + \frac{C_w}{R} \frac{d}{dR} (RC_w) \rightarrow \frac{dh_0}{dR} = C_a \frac{dC_a}{dR} + \frac{C_w^2}{R} + C_w \frac{dC_w}{dR}$$

$$C_w = C \sin \alpha, C_a = C \cos \alpha, C^2 = C_a^2 + C_w^2 \rightarrow \frac{d}{dR} \rightarrow \cancel{2C} \frac{dC}{dR} = \cancel{2C_a} \frac{dC_a}{dR} + \cancel{2C_w} \frac{dC_w}{dR}$$

ISRE:
$$\frac{dh_0}{dR} = C \frac{dC}{dR} + C^2 \frac{\sin^2 \alpha}{R} \quad (R=r/r_m)$$

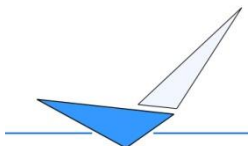
1.
$$\frac{dh_0}{dR} = 0, \rightarrow \int_1^R \frac{dC}{C} = \int_1^R -\frac{\sin^2 \alpha}{R} dR = \ln \frac{C}{C_m}$$
 pl. állólapát v. előterelő lapátsor.

2.
$$\frac{dh_0}{dR} = 0, \text{ és } \alpha = \text{áll.} \neq f(R), -\sin^2 \alpha \ln R = \ln \frac{C}{C_m} \rightarrow C = \frac{C_m}{R^{\sin^2 \alpha}}$$
 az előzőnél egyszerűbb eset.

3.
$$\frac{dh_0}{dR} \neq 0, \text{ pl. rotor}$$

$$\frac{dh_0}{dR} = \frac{1}{2} \frac{dC^2}{dR} + \frac{C^2 \sin^2 \alpha}{R} = \frac{d}{dR} \left(\frac{C^2}{2} e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR} \right)$$

$$e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

5. Adott abszolút sebesség szög szerinti elcsavarás-tervezés $\alpha = \alpha(R)$

ISRE:
$$\frac{dh_0}{dR} = \frac{1}{2} \frac{dC^2}{dR} + \frac{C^2 \sin^2 \alpha}{R} = \frac{d \left(\frac{C^2}{2} e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR} \right)}{e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR}}$$

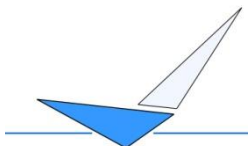
$$e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR} \frac{dh_0}{dR} = \frac{d}{dR} \left(\frac{C^2}{2} e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR} \right); \quad e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR} \frac{dh_0}{dR} = \textcircled{A} \rightarrow \text{adott, vagy kiszámolható}$$

$$2 \int_1^R AdR = \left[C^2 e^{2 \int \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR} \right]_{C_m}^C \rightarrow C^2 - C_m^2 = \frac{2 \int_1^R AdR}{e^{2 \int_1^R \frac{\sin^2 \alpha}{R} dR}} \quad \alpha = \alpha(R) \text{ adott}$$



$$C_a = C \cos \alpha = \dots\dots\dots$$

Széles körben elterjedt elcsavarás-tervezési módszer.



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

6. Állandó fajlagos tömegáram szerinti elcsavarás-tervezés

Turbinákra és nagyon kis méretű gépekre alkalmazzák

$$\rho C_a = \rho C \cos \alpha = \rho_m C_m \cos \alpha_m = \dot{m} = \text{áll.} \quad [kg / s / m^2] \quad C = \frac{\dot{m}}{\rho \cos \alpha}$$

Tegyük fel, hogy $\frac{ds}{dR} = \frac{dh_0}{dR} = 0$. A termodinamika I. főtétele alapján: $h_0 = h + \frac{C^2}{2} \rightarrow$

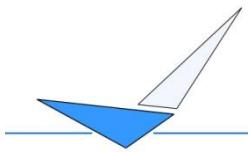
$$c_p T_0 = c_p T + \frac{C^2}{2} \rightarrow \frac{d}{dR} \rightarrow c_p \frac{dT_0}{dR} = 0 = c_p \frac{dT}{dR} + C \frac{dC}{dR}$$

Poisson egyenlet alapján: $\frac{T}{\rho^{\kappa-1}} = \text{áll.} = \beta = \frac{T_m}{\rho_m^{\kappa-1}} \rightarrow \frac{d}{dR} \rightarrow \frac{dT}{dR} = \beta(\kappa-1)\rho^{\kappa-2} \frac{d\rho}{dR}$

$$\text{ISRE: } 0 = C_a \frac{dC_a}{dR} + \frac{C_w^2}{R} + C_w \frac{dC_w}{dR} = C \frac{dC}{dR} + C^2 \frac{\sin^2 \alpha}{R} \rightarrow (\text{lásd 2 oldallal ezelőtt})$$

$$C \frac{dC}{dR} = - \frac{C^2 \sin^2 \alpha}{R} = - \frac{\dot{m}^2 \sin^2 \alpha}{\rho^2 \cos^2 \alpha R} = - \frac{\dot{m}^2 \tan^2}{\rho^2 R}$$

$$-c_p \frac{dT}{dR} = -c_p \beta(\kappa-1)\rho^{\kappa-2} \frac{d\rho}{dR}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

6. Állandó fajlagos tömegáram szerinti elcsavarás-tervezés

Turbinákra és nagyon kis méretű gépekre alkalmazzák

$$0 = c_p \frac{dT}{dR} + C \frac{dC}{dR}$$

$$\left\{ \begin{aligned} C \frac{dC}{dR} &= -\frac{C^2 \sin^2 \alpha}{R} = -\frac{\dot{m}^2}{\rho^2 \cos^2 \alpha} \frac{\sin^2 \alpha}{R} = -\frac{\dot{m}^2 \tan^2 \alpha}{\rho^2 R} \\ -c_p \frac{dT}{dR} &= -c_p \beta (\kappa - 1) \rho^{\kappa-2} \frac{d\rho}{dR} \end{aligned} \right. \quad (R=r/r_m)$$

$$c_p \beta (\kappa - 1) \rho^{\kappa-2} \frac{d\rho}{dR} = \frac{\dot{m}^2 \tan^2 \alpha}{\rho^2 R} \rightarrow \frac{c_p \beta (\kappa - 1) \rho^\kappa}{\dot{m}^2} d\rho = \frac{\tan^2 \alpha}{R} dR \rightarrow \int_1^R \rightarrow$$

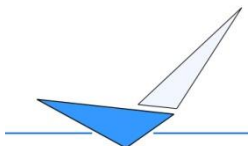
$$\frac{c_p \beta (\kappa - 1)}{\dot{m}^2} \int_{\rho_m}^{\rho} \rho^\kappa d\rho = \int_1^R \frac{\tan^2 \alpha}{R} dR \leftarrow \beta = \frac{T_m}{\rho_m^{\kappa-1}} \leftarrow \text{előző oldalról.} \leftarrow c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$$

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} R \frac{T_m}{\rho_m^{\kappa-1}} \frac{1}{\rho_m^2 C_m^2 \cos^2 \alpha_m} (\kappa - 1) \frac{1}{(\kappa + 1)} (\rho^{\kappa+1} - \rho_m^{\kappa+1}) = \int_1^R \frac{\tan^2 \alpha}{R} dR \leftarrow$$

$$\frac{1}{M_{am}^2} \left(\frac{\rho^{\kappa+1}}{\rho_m^{\kappa+1}} - 1 \right) R \frac{1}{(\kappa + 1)} = \int_1^R \frac{\tan^2 \alpha}{R} dR$$

Kapcsolat $\alpha(R)$ és $\rho(R)$ között.

$$M_{am}^2 = \frac{C_m^2 \cos^2 \alpha_m}{\kappa R T_m}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

6. Állandó fajlagos tömegáram szerinti elcsavarás-tervezés

Turbinákra és nagyon kis méretű gépekre alkalmazzák

Gyakorlati alkalmazás

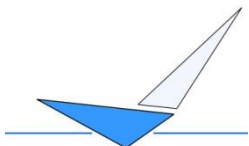
1. p_m , C_m , α_m , és M_{am} kiszámítása a meridionális tervezés során.
2. Megfelelően kicsi ΔR megválasztása ($\alpha = \text{áll.}$) $R = R_m + \Delta R$. Tfh $\alpha_m = \alpha$. Meghatározzuk C -t (4 oldalról korábban):

$$\frac{dC}{C} = -\sin^2 \alpha \frac{dR}{R} \rightarrow C = \frac{C_m}{R^{\sin^2 \alpha}} \dots \dots \quad (R = r/r_m)$$

3. Felhasználva a kapcsolatot $\alpha(R)$, és $\rho(R)$ között, meghatározzuk a sűrűséget (előző oldal lap alja).
4. A fajlagos tömegáram egyenletének segítségével meghatározzuk a korrekt $\alpha(R)$ értékét:

$$\rho C \cos \alpha = \rho_m C_m \cos \alpha_m \rightarrow \alpha = \dots \dots$$

5. $R = R_m + \Delta R$ segítségével a következő szegmens számítását el lehet kezdeni.



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

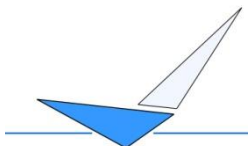
7. Lapátelcsavarás turbinákban

Gőzturbinákban a kis nyomású lapátózást (hosszú lapátok) kivéve nem használnak elcsavarást feltételezve, hogy nem okoz az állásszög változás számottevő veszteséget. A gőzturbinákban a sok fokozat esetében az elcsavarással készült profil költséges, ugyanakkor a Rankine-Clausius körfolyamat viszonylag kismértékben érzékeny a komponensek hatásfokára. Az összehasonlító vizsgálatok egy $\bar{d} = D_{belső} / D_{külső}$ ágyviszonyú fokozat esetében azt mutatják, hogy az elcsavarásos lapátózás a mérési hibákon belüli hatásfok növekedést eredményez.

Gázturbináknál más a helyzet. A kismértékű hatásfoknövelés is fontos. Kompresszornál (6 fokozatú) a lapátelcsavarás eredményeképpen (a leválás későbbi bekövetkezése miatt) 1,5%-os hatásfok növekedés lépett fel.

A turbináknál, az előzőekben említettek mellett –gyártási okok miatt – alkalmazzák az állandó fúvóka kilépő szöget, vagyis az $\alpha_l = \text{áll.}$ törvényszerűséget.

Az adott törvényszerűségnél a radiális egyensúly teljesül, $dh_o/dr=0$, C_a és C_w változik a sugár mentén, mint ahogy az a következőkben lesz bemutatva:



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

7. Lapátelcsavarás turbinákban

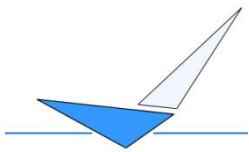
$$\text{ISRE: } 0 = C_a \frac{dC_a}{dR} + \frac{C_w^2}{R} + C_w \frac{dC_w}{dR} \quad \leftarrow \frac{C_{w1}}{C_{a1}} = \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{áll.} \rightarrow \frac{dC_{a1}}{dR} = \frac{dC_{w1}}{dR} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1}$$

$$0 = C_{w1} \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1} \frac{dC_{w1}}{dR} + \frac{C_{w1}^2}{R} + C_{w1} \frac{dC_{w1}}{dR} \rightarrow 0 = \left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1} \right) \frac{dC_{w1}}{dR} + \frac{C_{w1}}{R}$$

$$0 = \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} \frac{dC_{w1}}{dR} + \frac{C_{w1}}{R} \quad \left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1} = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_1 + 1}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1} = \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} \frac{\sin^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1} = \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} \right)$$

$$\frac{1}{\sin^2 \alpha_1} \frac{dC_{w1}}{C_{w1}} = - \frac{dR}{R} \rightarrow \int \rightarrow C_{w1} R^{\sin^2 \alpha_1} = \text{áll.}$$

$$\text{Mivel: } \frac{C_{w1}}{C_{a1}} = \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{áll.} \rightarrow C_{a1} R^{\sin^2 \alpha_1} = \text{áll.} \quad \text{a belépő keresztmetszet rendben.}$$



6. 3D-s áramlás – lapátelcsavarás és törvényszerűségei

VER_1-1

7. Lapátelcsavarás turbinákban

A kilépő keresztmetszet:

$$(R=r/r_m)$$

A sugár menti állandó munkabevitelből következik:

$$(U=r2\pi n)$$

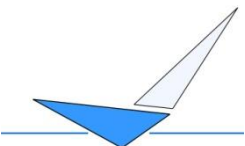
$$U(C_{w1} - C_{w2}) = U_m(C_{w1m} - C_{w2m}) \rightarrow R(C_{w1} - C_{w2}) = (C_{w1m} - C_{w2m})$$

$$C_{w2} = C_{w1} - \frac{(C_{w1m} - C_{w2m})}{R} \leftarrow C_{w1} R^{\sin^2 \alpha_1} = C_{w1m} R_m^{\sin^2 \alpha_{1m}} = C_{w1m} = \text{áll.}$$

$$C_{w2} = \frac{C_{w1m}}{R^{\sin^2 \alpha_1}} - \frac{(C_{w1m} - C_{w2m})}{R}$$

C_{a2} axiális sebesség a radiális egyensúly feltételéből határozható meg:

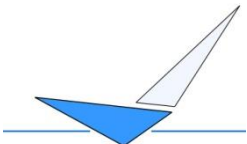
$$\text{ISRE: } 0 = C_{a2} \frac{dC_{a2}}{dR} + \frac{C_{w2}^2}{R} + C_{w2} \frac{dC_{w2}}{dR} \rightarrow \int_1^R \rightarrow C_{a2}^2 = C_{a2m}^2 + 4C_{w1m}^2 \left(\frac{1}{R^{\sin^2 \alpha_1}} - 1 \right) \cdot \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_1 - 2C_{w1m}^2 \left(1 - \frac{C_{w2m}}{C_{w1m}} \right) (1 + \sin^2 \alpha_1) \left(\frac{1}{R^{1+\sin^2 \alpha_1}} - 1 \right) \cos^2 \alpha_1$$



A kompresszor tervezési folyamatának lépései

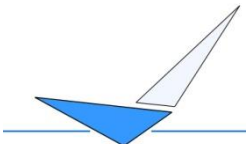
1. Kezdeti paraméterek megadása és felvétele (teljesítmény, kezdeti hatásfok, tömegáram, fordulatszám, főbb geometriai méretek, stb.)
2. Fokozatszám meghatározása a felvett hatásfokok segítségével és a torlóponti paraméterek alkalmazásával.
3. Áramlási szögek meghatározása minden fokozatban a középátmérőn.
4. Áramlási szögek meghatározása a teljes lapáthossz mentén (a lapátelcsavarási törvényszerűségek figyelembevételével).
5. Az összenyomhatóság (Mach szám) hatásának vizsgálata.
6. Lapátozás választása és szerkesztése lapátrács és abban mért jellemzők figyelembevételével.
7. Analízis: az előzetesen felvett izentrópikus hatásfokok és az elvárt specifikációk teljesülésének ellenőrzése a lapátrács áramlási és termodinamikai számításának segítségével.
8. A méretezési állapottól eltérő üzemállapotok vizsgálata.

(A minta, B mint, C minta)



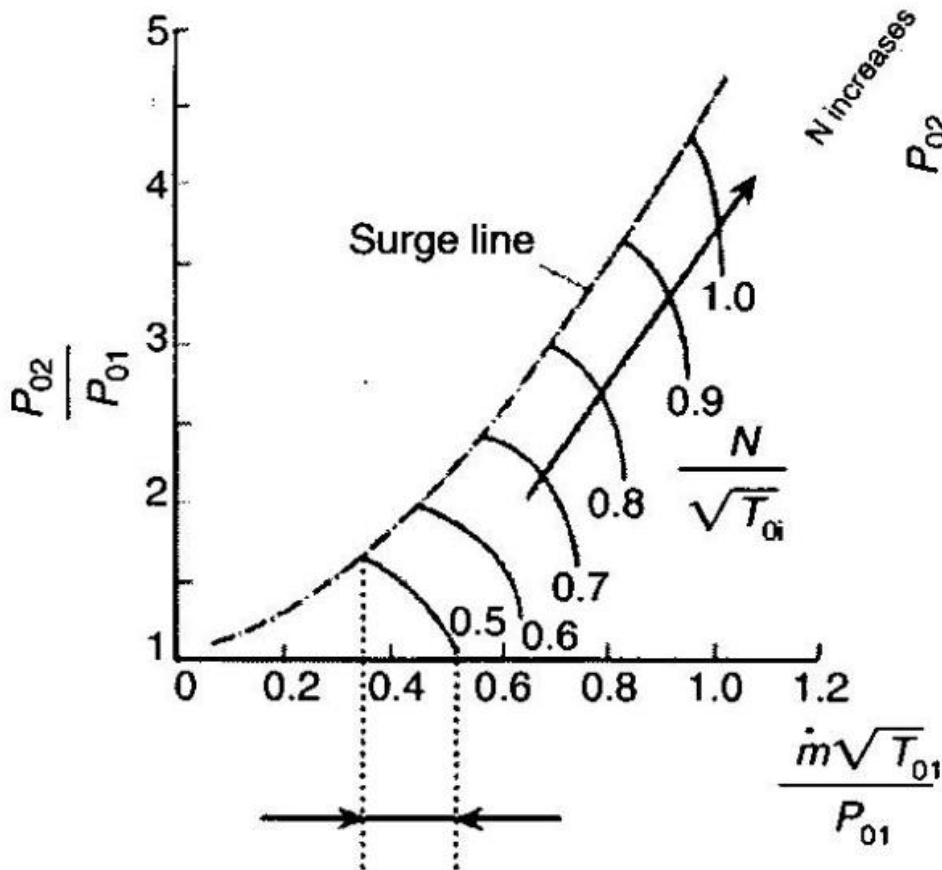
A kompresszor tervezési folyamata

Dr. Sánta Imre: Repülőgép Hajtóművek Tervezése
Axiális kompresszorok aero- és termodinamikai
számítása c. kézírata alapján

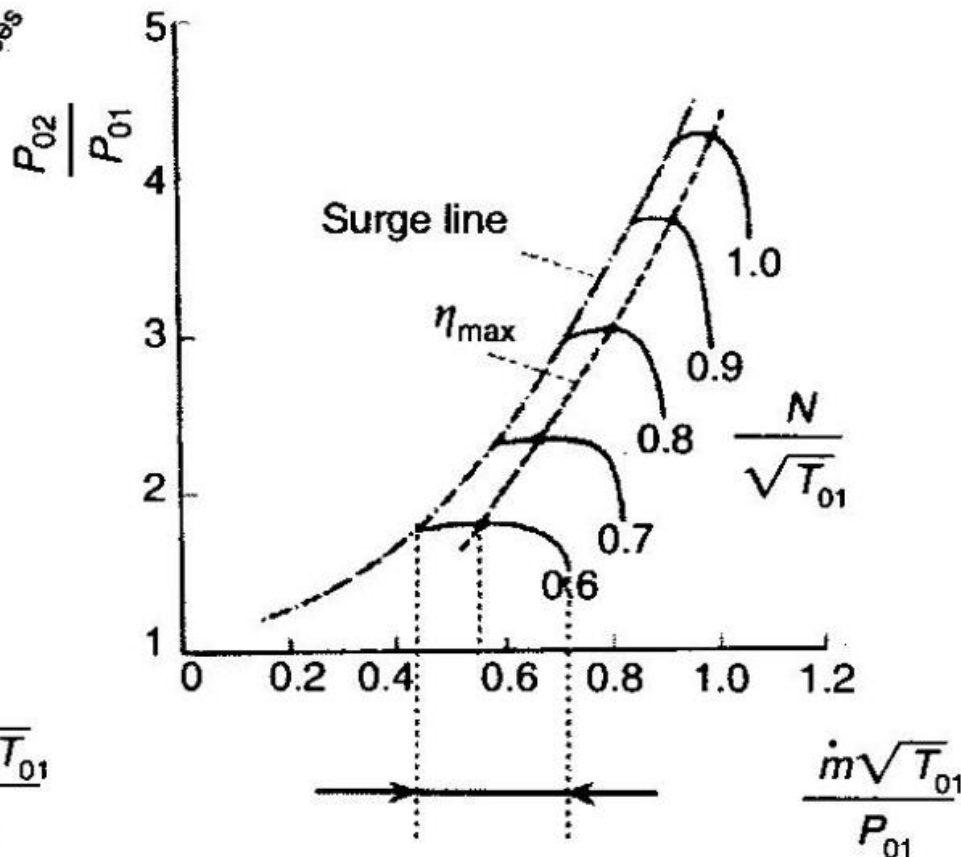


8. Kompresszor karakterisztika

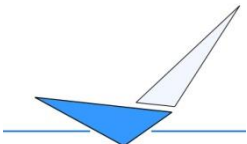
VER_1-1



Jellemző axiális kompresszor karakterisztika



Jellemző centrifugál-kompresszor karakterisztika



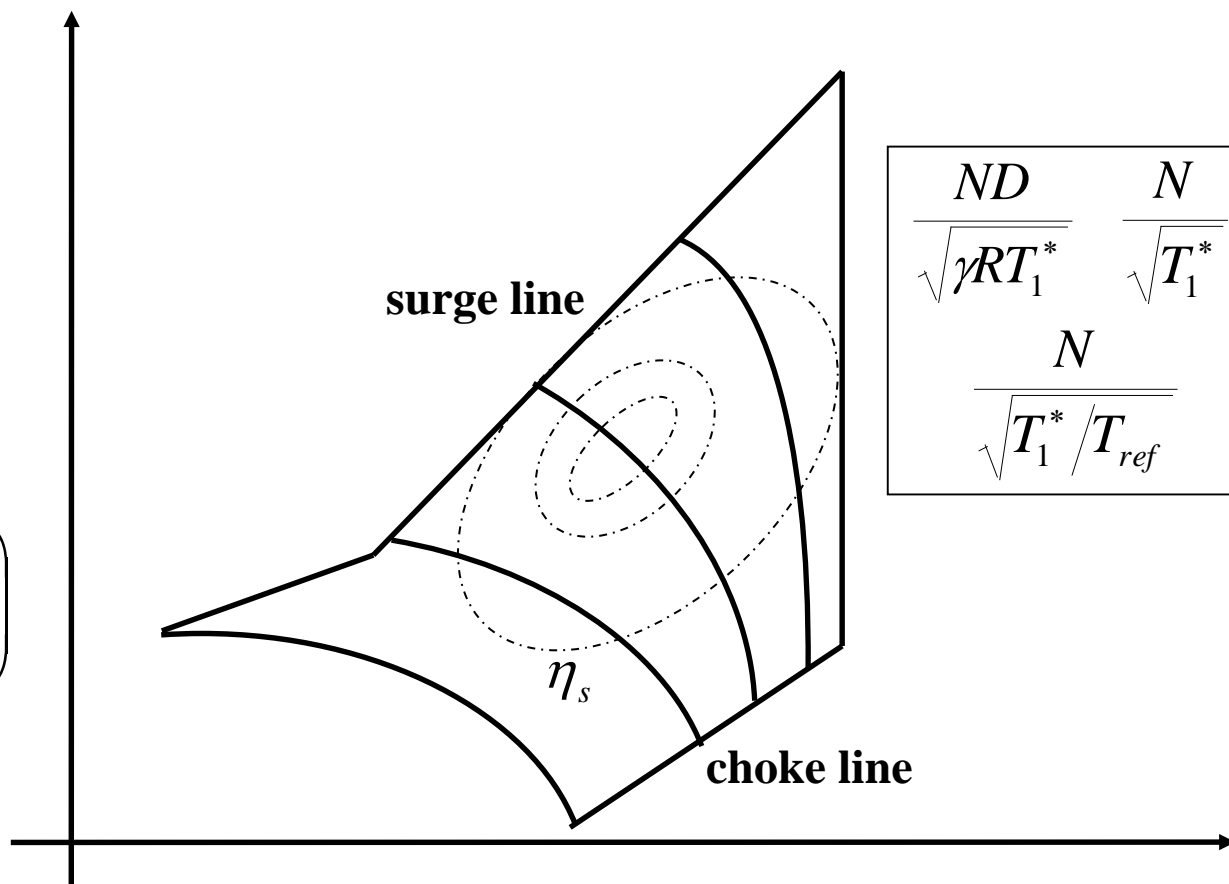
8. Kompresszor karakterisztika

VER_1-1

$$\pi_k^* = p_2^* / p_1^* = (T_2^* / T_1^*)^{\gamma / (\gamma - 1)}$$

$$\begin{aligned} \Delta H^* &= \Delta I^* = \\ &= I_2^* - I_1^* = \\ &= \dot{m} c_p (T_2^* - T_1^*) = \\ &= \dot{m} c_p T_1^* \left(\pi_k^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right) \end{aligned}$$

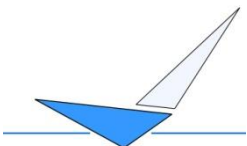
$\frac{\Delta H^*}{RT_1^*}$	$\frac{\Delta H^*}{T_1^*}$	$\frac{\Delta H^*}{T_1^* / T_{ref}}$
-----------------------------	----------------------------	--------------------------------------



$\frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_1^*}}$	$\frac{N}{\sqrt{T_1^*}}$
$\frac{N}{\sqrt{T_1^* / T_{ref}}}$	

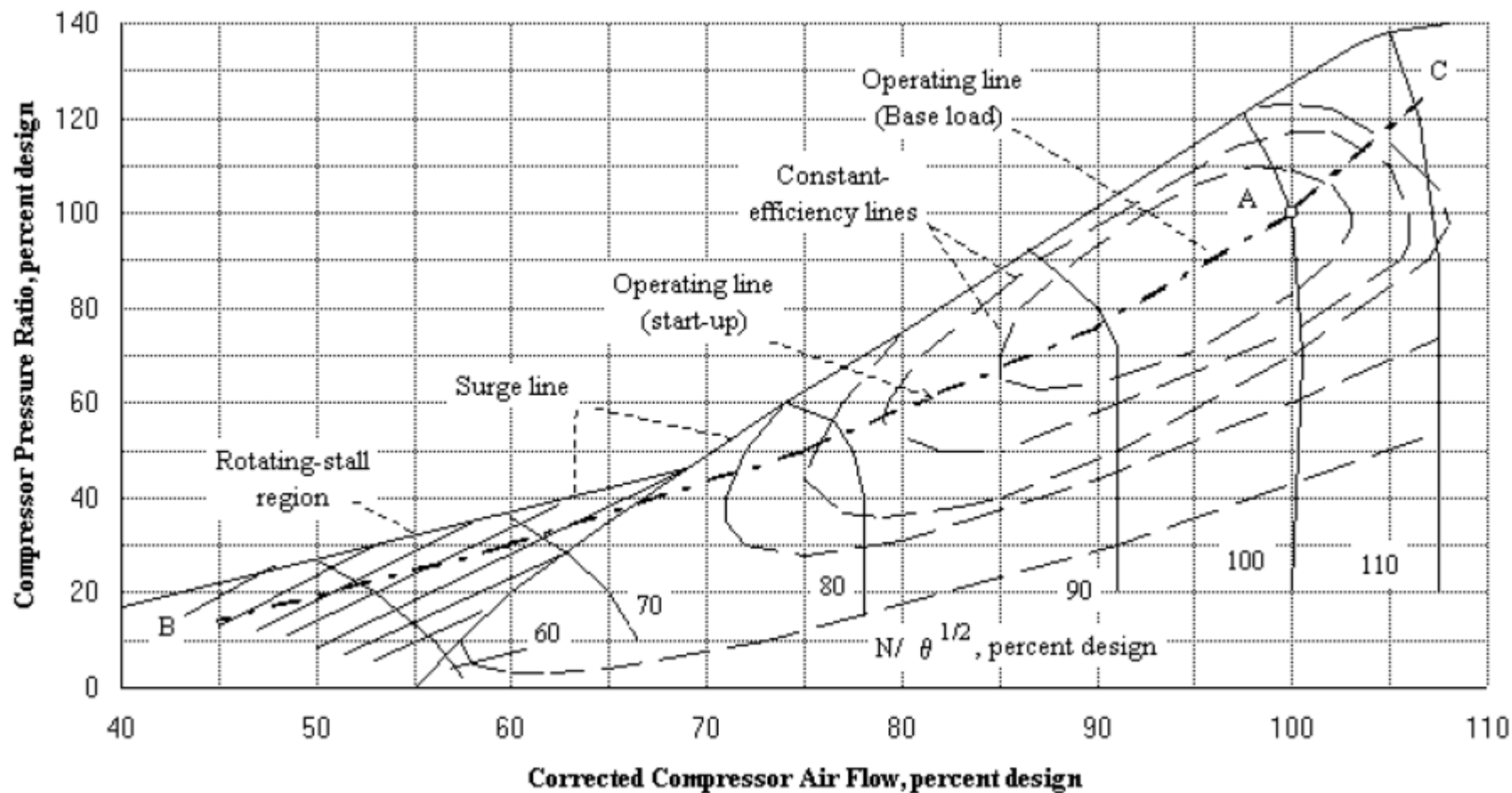
$\phi \quad \dot{V} \quad \dot{m}$

$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^*}}{p_1^* D^2}$	$\frac{\dot{m} \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$	$\frac{\dot{m} \sqrt{T_1^* / T_{ref}}}{p_1^* / p_{ref}}$
---	--------------------------------------	--

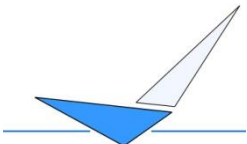


8. Kompresszor karakterisztika

VER_1-1

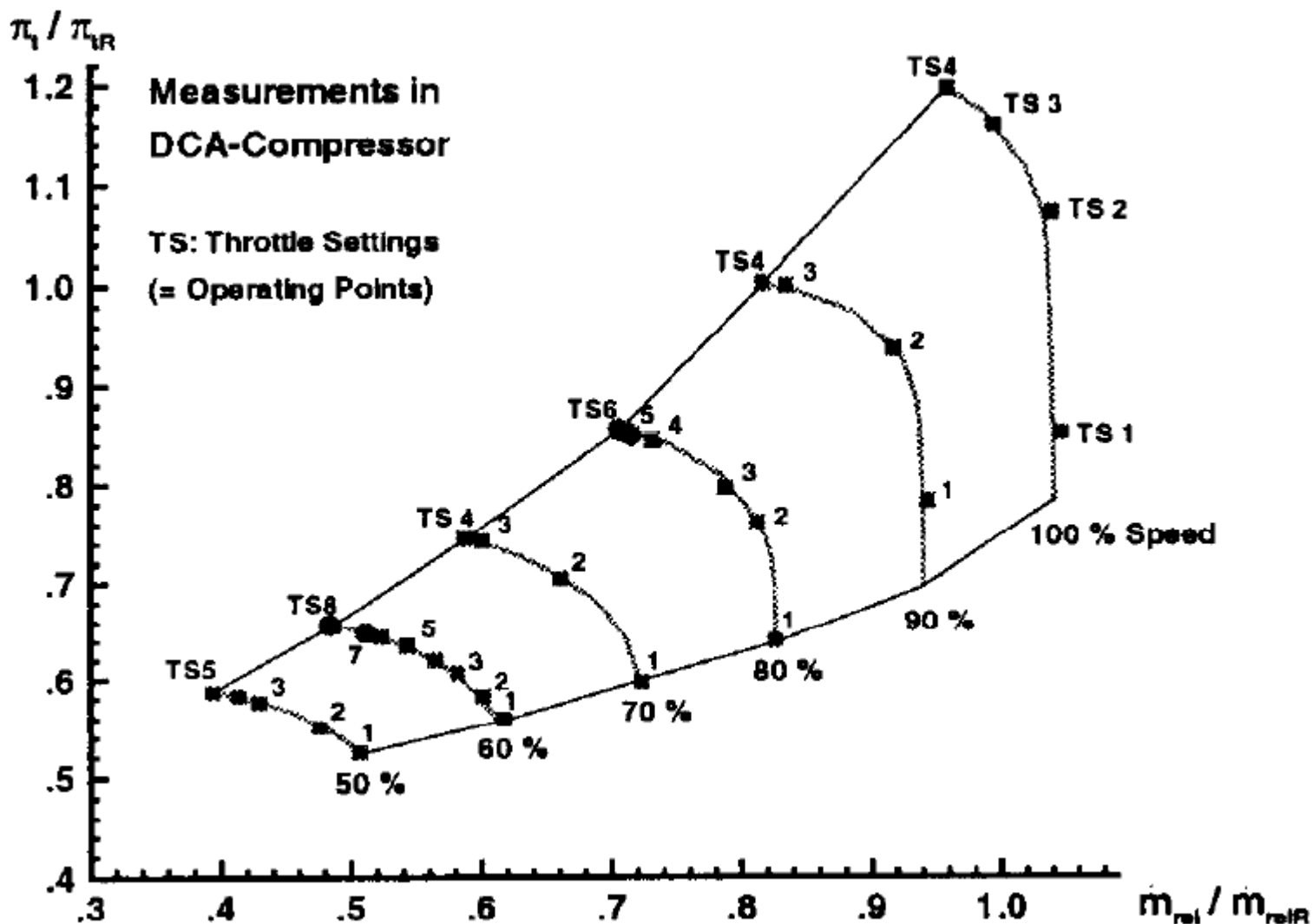


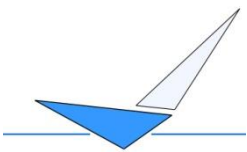
Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors, NASA, N65-23345, 1965



8. Kompresszor karakterisztika

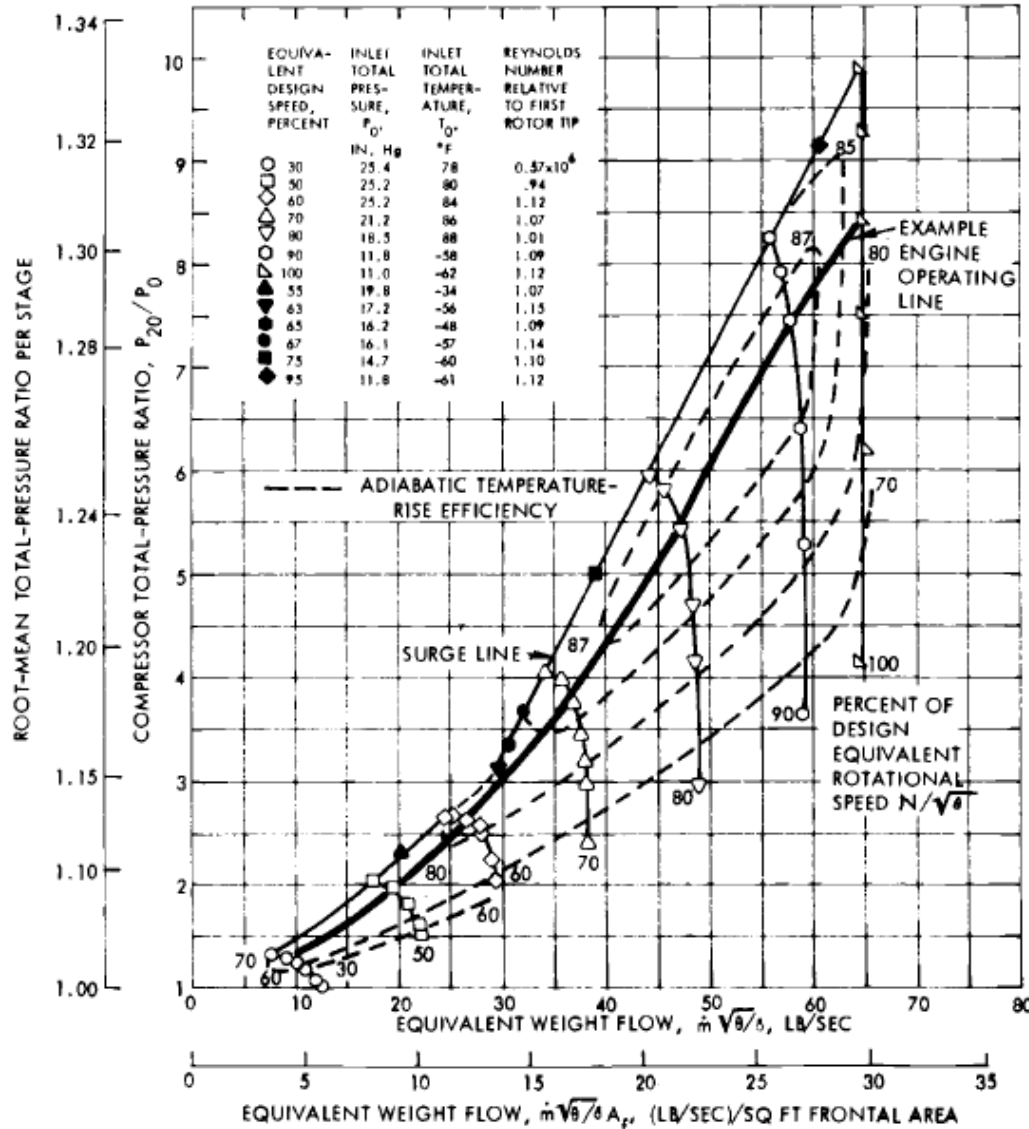
VER_1-1



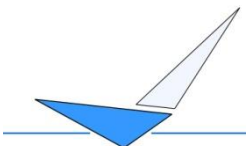


8. Kompresszor karakterisztika

VER_1-1

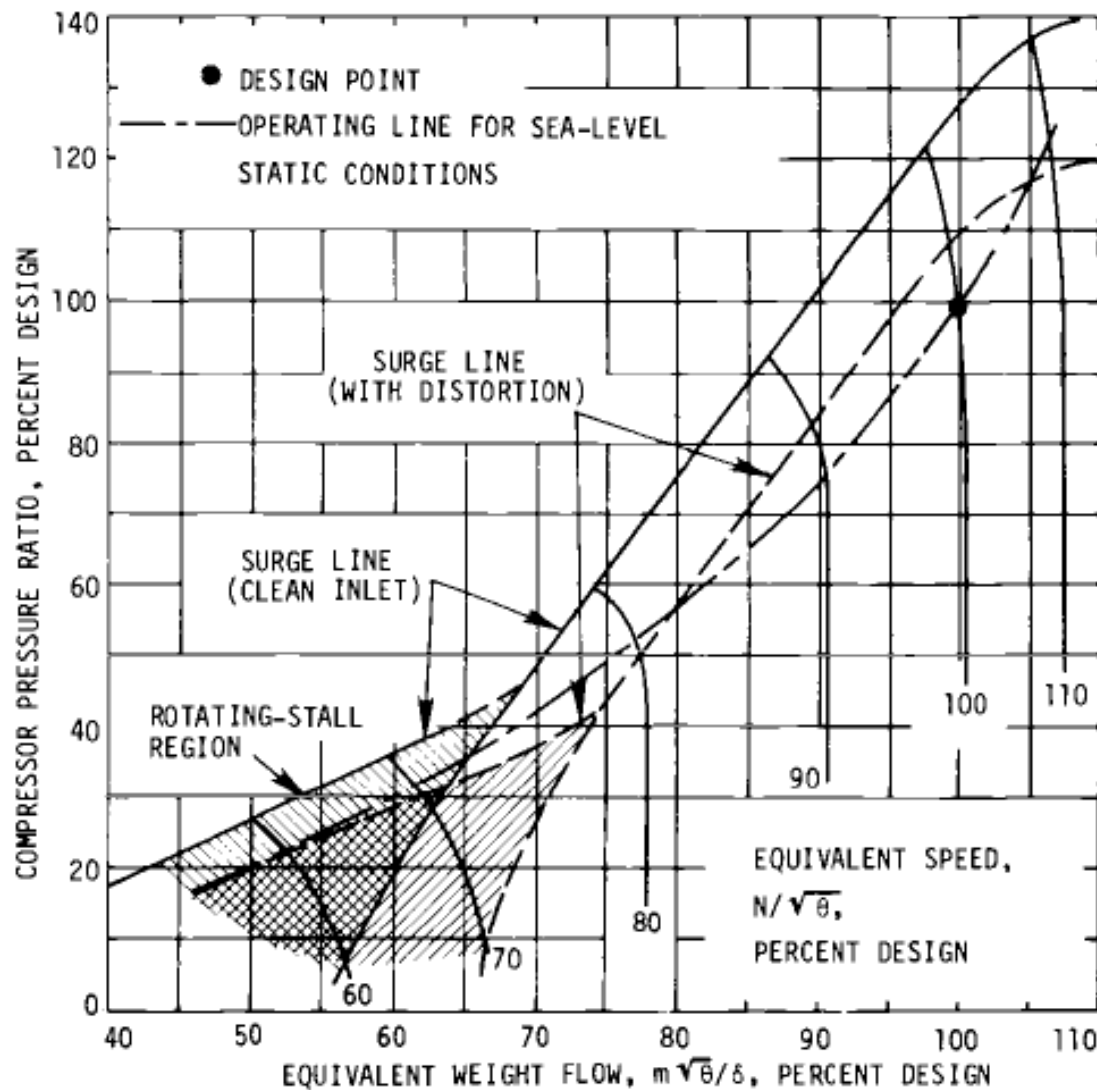


Equilibrium performance map for an eight-stage axial flow compressor

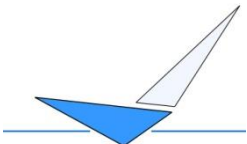


8. Kompresszor karakterisztika

VER_1-1

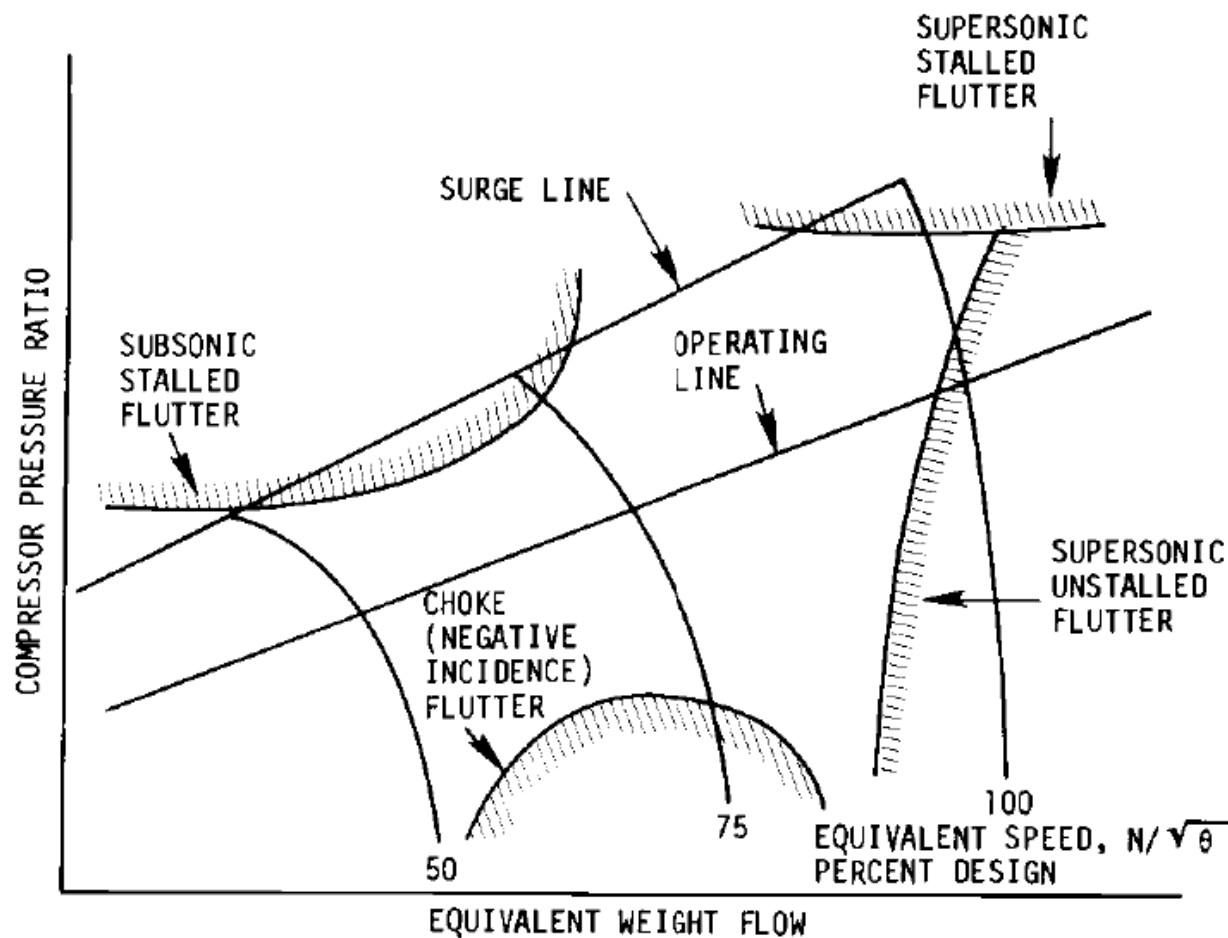


Example of axial flow compressor map showing effect of inlet flow distortion and rotating stall region

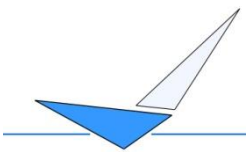


8. Kompresszor karakterisztika

VER_1-1

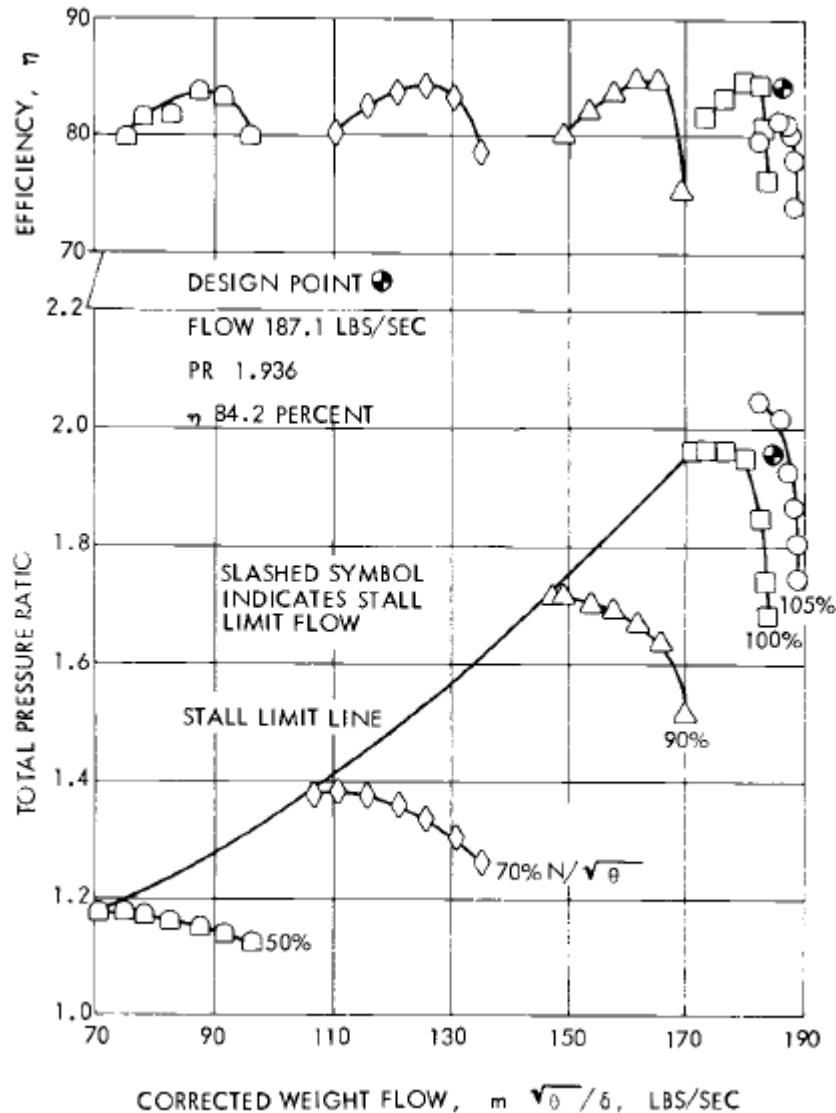


Schematic compressor map showing boundaries for four types of blade flutter

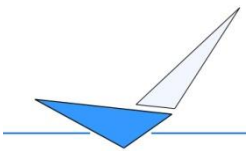


8. Kompresszor karakterisztika

VER_1-1

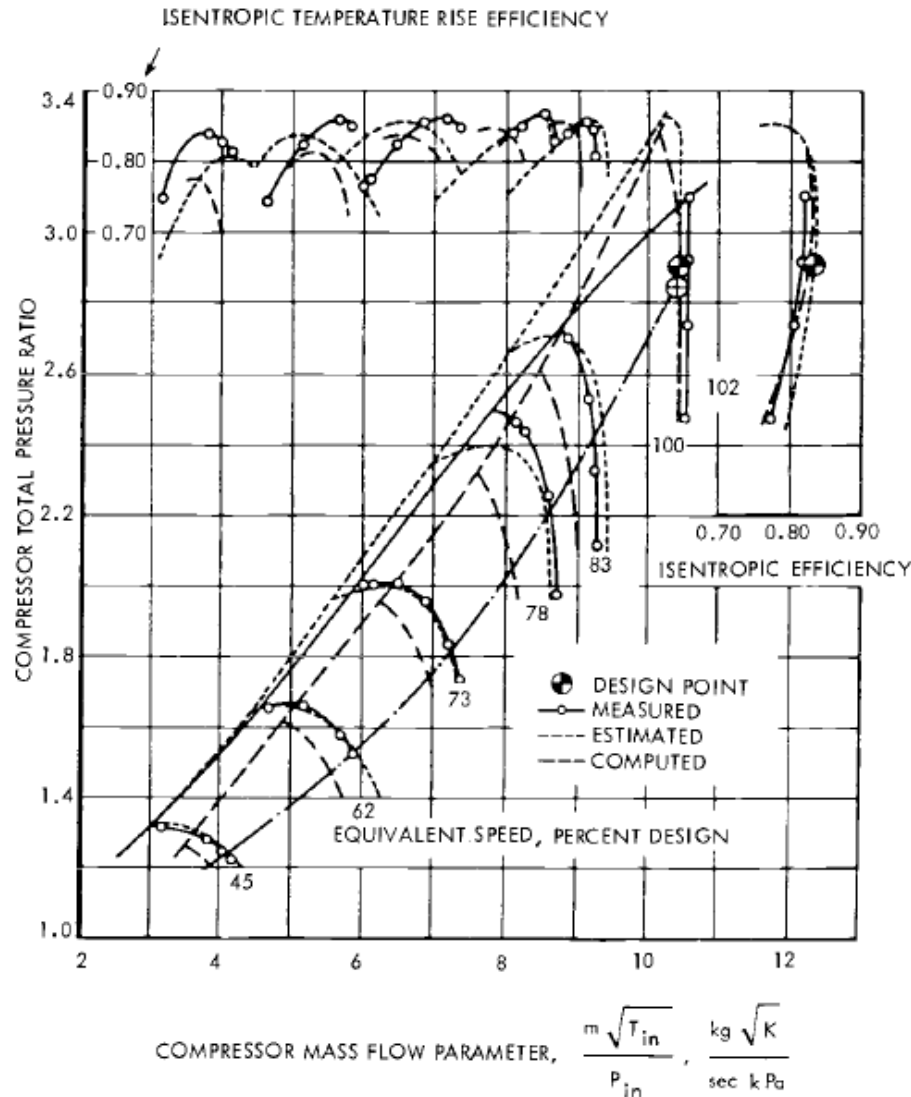


Overall performance of single-stage axial flow compressor designed to operate at a tip speed of (488 m/s)

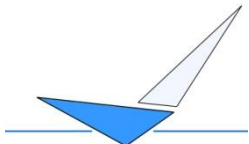


8. Kompresszor karakterisztika

VER_1-1



Predicted and measured performance characteristics of three-stage axial flow compressor



Köszönöm a figyelmet!

BME, Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék
Sztoczek u. 6. J. ép. 426.

H-1111, Budapest

telefon: +36 1 463-1922

Fax: +36 1 463-3080

e-mail cím: averess@vrht.bme.hu