



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA ENERGETICKÝCH
STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

PLYNOVÉ TURBÍNY A TURBOKOMPRESORY

Úvodní přednáška

Ing. Marek Klimko, Ph.D.

Datum: 21. 09. 2023

Základní informace

- home.zcu.cz/~klimko/PTT.html (stránky budu průběžně aktualizovat)

Literatura

1. Meherwan P., Boyce P. E.: Gas Turbine Engineering Handbook, Elsevier, 2006.
2. Schobeiri M. T.: Gas Turbine Design, Components and System Design Integration. Springer, 2018.
3. Hünecke K.: Jet engines – Fundamentals of Theory, Design and Operation. Airlife Publishing Ltd., 1997.
4. Zou Z., Wang S., Liu H., Zhang W.: Axial Turbine Aerodynamics for Aero-engines – Flow Analysis and Aerodynamics Design. Springer, 2017.
5. Dixon S. L., Hall C. A.: Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery – Sixth edition. Elsevier, 2010.

Zápočet/zkouška

- **ZÁPOČET (SEMESTRÁLNÍ PRÁCE)**

- vypracování práce na předem určené téma (odevzdání v tištěné i elektronické podobě)
- přednesení problematiky formou prezentace (cca 30 min.) s následnou volnou diskusí a finálním hodnocením
- hodnotí se kvalita odevzdané práce i ústní projev
- celkem lze ze zápočtu získat **30 bodů**

- **ZKOUŠKA**

- písemní část se skládá ze 3 teoretických otázek (každá za 10 bodů, tedy celkem **30 bodů**) – **1h na vypracování**
- **podmínkou je zisk min. 15 bodů**
- ústní část (rozběr vypracovaných otázek, ověření znalostí)
- finální hodnocení (součet bodů ze zápočtu a zkoušky)
- v případě nerozhodné známky je možné na podnět studenta přistoupit k „dozkoušení“
- na zkoušku máte k dispozici maximálně **3 pokusy**

Výsledné hodnocení

- Dohromady je možné ze zápočtu a zkoušky získat 60 bodů

Známka	Počet bodů
1 - výborně	51 - 60
2 - velmi dobře	41 - 50
3 - dobře	31 - 40
4 - neuspěl	30 a méně

Témata semestrálních prací

Axiální kompresor

1. Analytická termodynamika, energetická bilance, detailní popis stupně včetně zjednodušeného návrhu.
2. Aerodynamika průtočné části, změna parametrů podél lopatky (radiální rovnováha).
3. Nestabilní práce (detailní fyzikální princip) – moderní řešení (natáčení statorových lopatek).
4. Ztráty vznikající v kompresoru (moderní způsoby řešení).
5. Detailní popis konstrukčního řešení moderního axiálního kompresoru.

Spalovací komora

6. Analytická termodynamika, energetická bilance, rozdělení a princip činnosti.
7. Proces hoření, stabilita plamene, účinnost spalování, emise (metody snižování emisí).
8. Chlazení – moderní principy, používané materiály a výrobní technologie.

Axiální plynová turbína

9. Analytická termodynamika, energetická bilance, detailní popis stupně včetně zjednodušeného návrhu.
10. Aerodynamika průtočné části, vliv změny různých parametrů na turbínovou charakteristiku (změna dp , RPM , \dot{m}).
11. Chlazení – moderní principy, používané materiály a výrobní technologie.
12. Detailní popis konstrukčního řešení moderní axiální turbíny.

Axiální a radiální kompresory (Ing. Marián Hocko, Ph.D. – LF TUKE) 02. 10. – 05. 10. 2023

Témata přednášek:

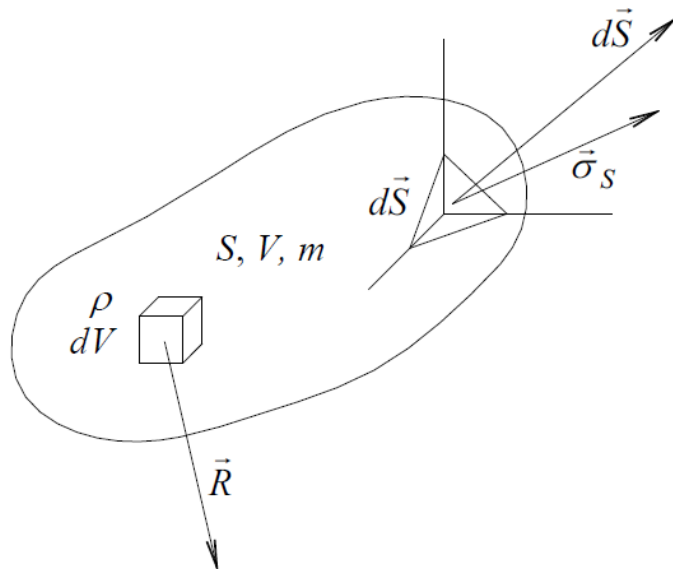
- Radiální kompresory (rozdělení, princip činnosti, konstrukce a používané materiály)
- Axiální kompresory (rozdělení, parametry, princip činnosti, popis stupně, konstrukce, používané materiály)
- Nestabilní jevy v kompresorech a možnosti jejich odstranění
- Spalovací komory

Základní rovnice proudění

- Navier – Stokesova rovnice
- Bernoulliho rovnice
- Měření rychlosti, tlaku a průtoku
- Rovnice kontinuity
- Zákon zachování energie
- Rychlost zvuku pro ideální plyn
- Hugoniotův teorém
- Bezrozměrný hmotnostní průtok (kapacita)
- Eulerova turbínová věta

Navier – Stokesova rovnice

- Pohybová rovnice pro 3D proudění
- Nejdůležitější z PDR proudění
- Vychází z **II. Newtonova pohybového zákona**:



$$m \frac{d\vec{w}}{dt} = \sum_i^N \vec{F}_i$$



Claude - Louis Navier
(1785 – 1836)

George Gabriel Stokes
(1819 – 1903)

$$\int_V \rho dV \frac{d\vec{w}}{dt} = \int_V \rho dV \vec{R} + \int_S \vec{\sigma}_S dS + \left[\int_V (\vec{j} \times \vec{B}) dV \right]$$

\vec{j} - proudová hustota

\vec{B} - elektromagnetická indukce

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + w_k \frac{\partial w_i}{\partial k} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)$$

Navier – Stokesova rovnice

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + w_k \frac{\partial w_i}{\partial k} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)$$

1. $\frac{\partial w_i}{\partial t}$ - Lokální zrychlení
2. $w_k \frac{\partial w_i}{\partial k}$ - Vnitřní setrvačná zrychlení
3. R_i - Vnější setrvačná zrychlení
4. $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}$ - Zrychlení od tlakových sil vlivem rozložení tlaku
5. $\nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}$ - Zrychlení od třecích sil (bez stlačitelnosti)
6. $\frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)$ - Zrychlení od třecích sil (se stlačitelností)

Bernoulliho rovnice

- Vychází z N-S rovnice zavedením zjednodušujících předpokladů

$$\frac{dw_i}{dt} = R_i - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial i} + v \cdot \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \cdot v \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)$$

$$v = 0 \quad \frac{dw_i}{dt} = R_i - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial i} \quad | \cdot di$$

$$w_i dw_i = R_i di - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial i} di$$

Eulerova pohybová rovnice

$$\sum: \quad w_k dw_k = R_k dk - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial k} dk$$

$$wdw = R_k dk - \frac{1}{\rho} \cdot \left(dp - \frac{\partial p}{\partial t} dt \right)$$

Obecná Bernoulliova rovnice



Daniel Bernoulli
(1700 – 1782)

Bernoulliho rovnice

$$w dw = R_k dk - \frac{1}{\rho} \cdot \left(dp - \cancel{\frac{\partial p}{\partial t} dt} \right)$$

Stacionární proudění:

$$w dw = R_k dk - \frac{dp}{\rho}$$

Tekutina v gravitačním poli:

$$w dw = -g dy - \frac{dp}{\rho}$$

Integrace:

$$\frac{w^2}{2} = -gy - \int \frac{dp}{\rho} + C$$

BR ve formě energií

Nestlačitelnost:

$$\frac{w^2}{2} + gy + \frac{p}{\rho} = C \quad \left| \cdot \frac{1}{g} \right.$$

BR ve formě výšek:

$$\frac{w^2}{2g} + y + \frac{p}{\rho g} = y_c \quad \left| \cdot \rho g \right.$$

BR ve formě tlaků:

$$\frac{\rho w^2}{2} + \rho g y + p = p_c$$

Uvedené formy BR platí pouze pro proudění bez tření a beze ztrát !!!

Rozšířená Bernoulliova rovnice

Energetický ztrátový člen: $\zeta \frac{w^2}{2}$

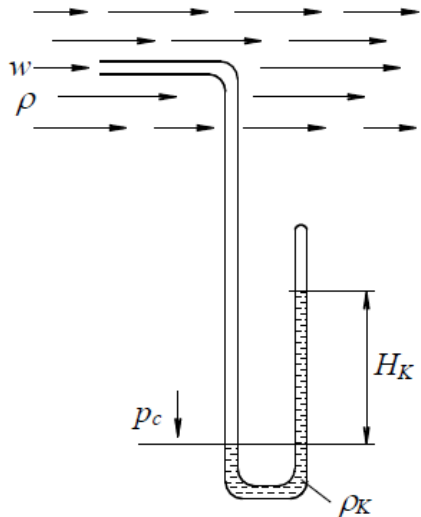
Výškový ztrátový člen: $\zeta \frac{w^2}{2g}$

Tlakový ztrátový člen: $\zeta \frac{\rho w^2}{2}$

$$\frac{w^2}{2g} + \zeta \frac{w^2}{2g} + y + \frac{p}{\rho g} = y_c \rightarrow (1 + \zeta) \cdot \frac{w^2}{2g} + y + \frac{p}{\rho g} = y_c$$

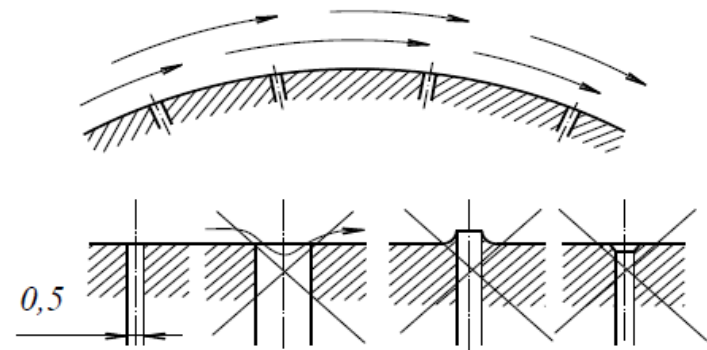
**Rozšířená BR ve formě
výšek**

Celkový tlak (Pitotova sonda)



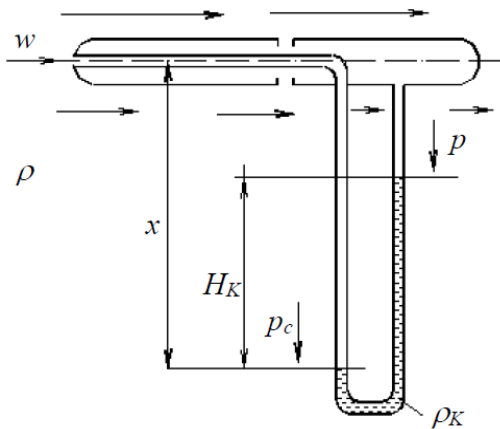
$$p_c = \rho \frac{w^2}{2} + p = \rho_K \cdot g \cdot H_K$$

Statický tlak (Odběry statických tlaků)



Měření w , p , \dot{m}

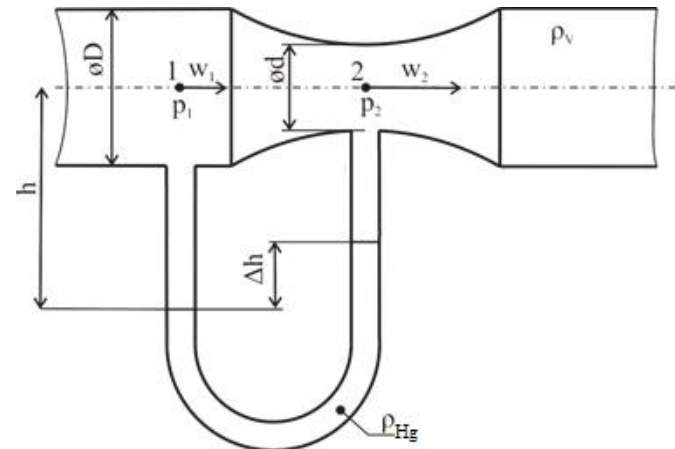
Dynamický tlak (Prandtlova sonda)



$$w = \sqrt{\frac{2p_D}{\rho}} = \sqrt{\frac{2gH_K(\rho_K - \rho)}{\rho}}$$

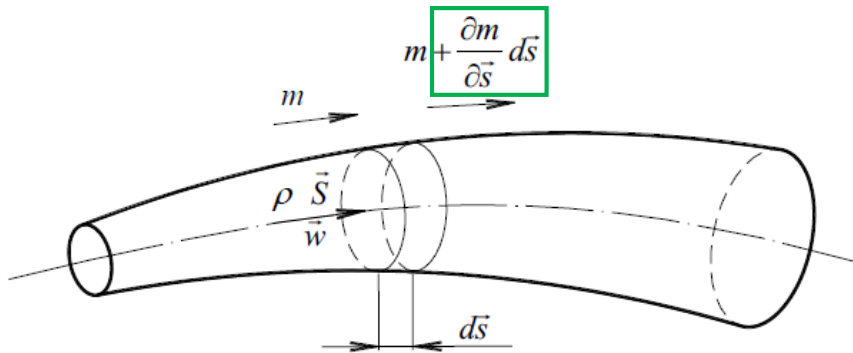
Průtok (Venturiho dýza)

$$\dot{m} = \rho_V \frac{\pi d^2}{4} w_2$$



Rovnice kontinuity

- Zákon zachování hmotnosti



$$\frac{\partial m}{\partial \vec{s}} d\vec{s} = - \frac{\partial(\rho dV)}{\partial t} dt$$

$$\frac{\partial(\rho \vec{S} \vec{w} dt)}{\partial \vec{s}} d\vec{s} = - \frac{\partial(\rho \cdot \vec{S} d\vec{s})}{\partial t} dt$$

$$\frac{\partial(\rho \vec{S} \vec{w})}{\partial \vec{s}} d\vec{s} dt = - \frac{\partial(\rho \vec{S})}{\partial t} d\vec{s} dt$$

$$\vec{S} = \vec{S}(\vec{s}): \quad \vec{S} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \vec{S} \vec{w})}{\partial \vec{s}} = 0$$

$$\vec{S} = \vec{S}(\vec{s}); \rho = \rho(\vec{s}): \quad \rho \vec{S} \vec{w} = konst.$$

$$\vec{S} = konst.: \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \vec{w})}{\partial \vec{s}} = 0 ; \quad \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{V}(\rho \vec{w}) = 0 \right)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot \vec{S})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \vec{S} \vec{w})}{\partial \vec{s}} = 0$$

RK pro proudovou trubici

Tenzorový zápis RK

- Energetická rovnice

$$\underbrace{\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt}}_1 = \underbrace{\frac{\tau_{kl}}{\rho} \cdot \frac{\partial w_k}{\partial l}}_2 - \underbrace{\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial q_k}{\partial k}}_3 + \underbrace{\frac{q_v}{\rho}}_4 \left[\frac{J}{kg \cdot s} \right]$$

1. $\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt}$ - Změna energie 1kg proudící látky za 1s
2. $\frac{\tau_{kl}}{\rho} \cdot \frac{\partial w_k}{\partial l}$ - Disipace kinetické energie na teplo
3. $\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial q_k}{\partial k}$ - Difuze tepla povrchem do okolí
4. $\frac{q_v}{\rho}$ - Produkce tepla

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \cdot \frac{\partial w_k}{\partial l} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial q_k}{\partial k} + \frac{q_v}{\rho}$$

↓
 q

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt} = q \rightarrow q dt = dq = dh - \frac{dp}{\rho} \rightarrow 1. \text{ ZTD}$$

- $(\tau_{kl} = q_k = q_v = 0)$: $\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt} = 0 \quad / \cdot dt$

$$d \left(h_c - \frac{w^2}{2} \right) - \frac{dp}{\rho} = 0 \rightarrow dh_c - \underbrace{wdw - \frac{dp}{\rho}}_0 = 0 \rightarrow dh_c = 0 \rightarrow h_c = \text{konst.}$$

- Celková entalpie musí být při proudění za uvažovaných podmínek konstantní

Rychlost zvuku pro ideální plyn

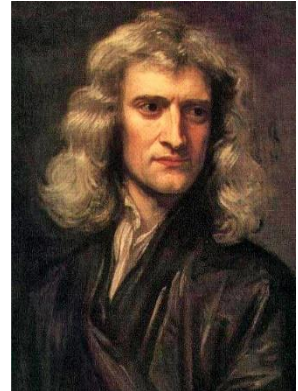
- Šíření malých tlakových poruch
- Závisí na druhu látky v níž se šíří a na rychlosti proudění látky
- Vztah pro rychlost zvuku našel **Isaac Newton**:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho}$$

- Adiabatický děj: $\frac{p}{\rho^\kappa} = konst. ; \left(\kappa = \frac{c_p}{c_v} \right)$

$$\frac{dp}{p} - \kappa \cdot \frac{d\rho}{\rho} = 0 \rightarrow \frac{dp}{d\rho} = \kappa \cdot \frac{p}{\rho}$$

$$a = \sqrt{\kappa \cdot \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \doteq 20,05 \cdot \sqrt{T}$$



Isaac Newton
(1643 – 1727)

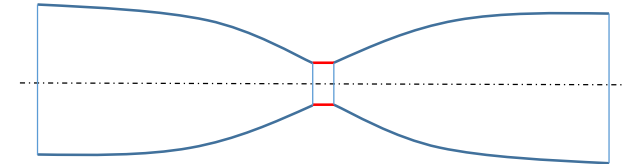
Hugoniotův teorém

- Funkční závislost mezi změnou průřezu a změnou rychlosti proudění
- Logaritmováním a diferencováním rovnice kontinuity dostaneme:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{dw}{w} = 0$$

$$\frac{d\rho}{\rho} \cdot \underbrace{\frac{dp}{dp}}_1 = \frac{d\rho}{dp} \cdot \frac{dp}{\rho} \rightarrow \frac{1}{a^2} \cdot (-w dw) \cdot \underbrace{\frac{w}{w}}_1 = -\frac{w^2}{a^2} \cdot \frac{dw}{w} = -Ma^2 \cdot \frac{dw}{w}$$

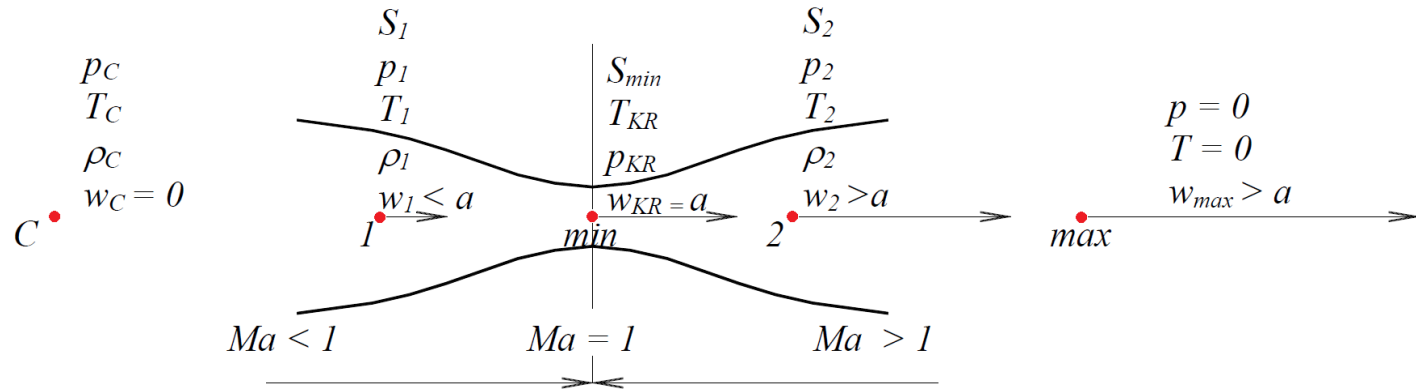
$$\frac{dS}{S} + (1 - Ma^2) \cdot \frac{dw}{w} = 0$$



- Subsonické proudění: $Ma < 1 \rightarrow w^\uparrow; S^\downarrow$
- Supersonické proudění: $Ma > 1 \rightarrow w^\uparrow; S^\uparrow$
- Transsonické proudění: $Ma = 1 \rightarrow \frac{dS}{S} = 0$

Ma	w	S
< 1	↑	↓
= 1	a	S_{\min}
> 1	↑	↑

Kritická a maximální rychlost



$$h_c = h + \frac{w^2}{2} = h_{kr} + \frac{w_{kr}^2}{2} = 0 + \frac{w_{max}^2}{2} ; h = c_p \cdot T$$

$$c_p \cdot T_c = c_p \cdot T + \frac{w^2}{2} = c_p \cdot T_{kr} + \frac{w_{kr}^2}{2} = \frac{w_{max}^2}{2}$$

$$\frac{\overbrace{\kappa \cdot r \cdot T_c}^{a_c^2}}{\kappa - 1} = \frac{\overbrace{\kappa \cdot r \cdot T}^{a^2}}{\kappa - 1} + \frac{w^2}{2} = \frac{\overbrace{\kappa \cdot r \cdot T_{kr}}^{a_{kr}^2 = w_{kr}^2}}{\kappa - 1} + \frac{w_{kr}^2}{2} = \frac{w_{max}^2}{2}$$

$$\frac{\kappa + 1}{2 \cdot (\kappa - 1)} \cdot w_{kr}^2$$

Kritická a maximální rychlost

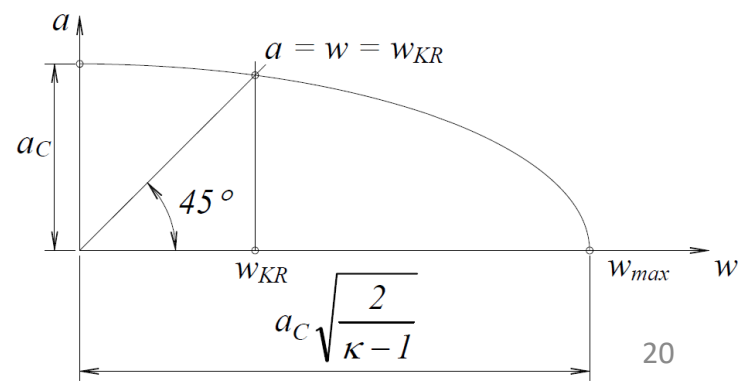
$$\underbrace{\frac{a_c^2}{\kappa - 1}}_1 = \underbrace{\frac{a^2}{\kappa - 1} + \frac{w^2}{2}}_2 = \underbrace{\frac{\kappa + 1}{2 \cdot (\kappa - 1)} \cdot w_{kr}^2}_3 = \underbrace{\frac{w_{max}^2}{2}}_4$$

• 1 = 3: $w_{kr}^2 = \frac{2}{\kappa + 1} \cdot a_c^2 \rightarrow w_{kr} = a_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1}}$

• 1 = 4: $w_{max}^2 = \frac{2}{\kappa - 1} \cdot a_c^2 \rightarrow w_{max} = a_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1}}$

• 1 = 2: $\frac{a_c^2}{\kappa - 1} = \frac{a^2}{\kappa - 1} + \frac{w^2}{2} \rightarrow \frac{a^2}{a_c^2} + \frac{w^2}{w_{max}^2} = 1$

Rovnice elipsy



Rovnice izentropického proudění

$$La^2 = \frac{w^2}{w_{kr}^2} = \frac{w^2}{\frac{2}{\kappa+1} \cdot \underbrace{a_c^2}_{a^2 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot w^2}} = \frac{\kappa+1}{2} \cdot \frac{w^2}{a^2 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot w^2} = \frac{\kappa+1}{2} \cdot \left(Ma^{-2} + \frac{\kappa-1}{2} \right)^{-1}$$

$$Ma^2 = \frac{2}{\kappa+1} \cdot \left(La^{-2} - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \right)^{-1}$$

- Poměry statických a celkových stavů stavových veličin:

$$T_c = T + \frac{w^2}{2c_p} = T \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot \frac{w^2}{\kappa r T} \right) = T \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot \frac{w^2}{a^2} \right) = T \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right)$$

$$\frac{T}{T_c} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{-1} = 1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \cdot La^2$$



$$\frac{T}{T_c} = \left(\frac{p}{p_c} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{\rho}{\rho_c} \right)^{\kappa-1}$$

$$\frac{p}{p_c} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{-\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \cdot La^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\frac{\rho}{\rho_c} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{-\frac{1}{\kappa-1}} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \cdot La^2 \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

Izentropická
vazba

Kritické parametry

- Kritické parametry ($Ma = La = 1$) *pro* $\kappa = 1,4$:

$$\frac{T_{kr}}{T_c} = \frac{2}{\kappa + 1} = 0,833$$

$$\frac{p_{kr}}{p_c} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,528$$

$$\frac{\rho_{kr}}{\rho_c} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} = 0,633$$

Bezrozměrný hmotnostní průtok (kapacita)

- Důležitý vztah pro stlačitelné proudění v turbosoustrojích

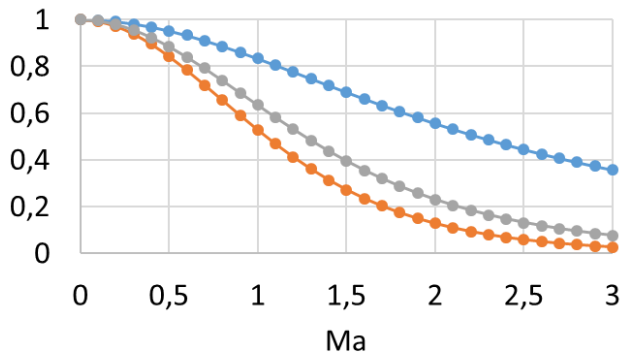
$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho w S = \frac{\rho}{\rho_c} \rho_c \frac{w}{a} a S = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{\kappa - 1}} Ma \frac{p_c}{r T_c} \sqrt{\kappa r \frac{T}{T_c} T_c} S = \\ &= \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{2}} \cdot Ma \cdot p_c \sqrt{\frac{\kappa}{r T_c}} \cdot S \\ \frac{\dot{m} \sqrt{r T_c}}{p_c S} &= \sqrt{\kappa} Ma \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}\right)} \end{aligned}$$

$$\frac{\dot{m} \sqrt{c_p T_c}}{p_c S} = \frac{\kappa}{\sqrt{\kappa - 1}} Ma \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}\right)} \rightarrow \frac{\dot{m} \sqrt{c_p T_c}}{p_c S} = f(Ma)$$

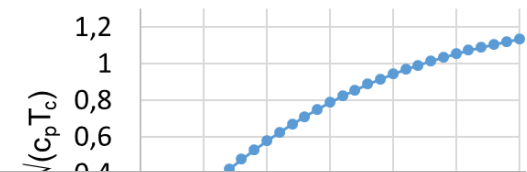
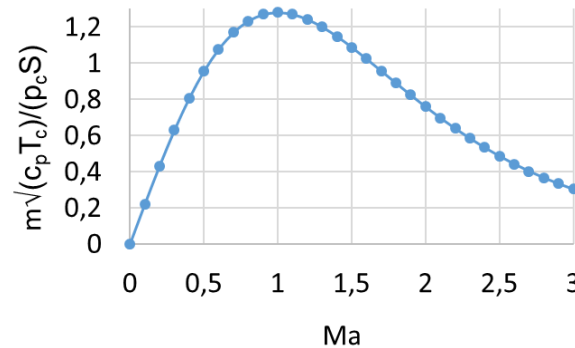
Vlastnosti izentropického proudění

$$\frac{T}{T_c} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-1} \quad \frac{\rho}{\rho_c} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{\kappa - 1}} \quad \frac{p}{p_c} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$\frac{\dot{m} \sqrt{c_p T_c}}{p_c S} = \frac{\kappa}{\sqrt{\kappa - 1}} Ma \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}\right)} \quad \frac{w}{\sqrt{c_p T_c}} = Ma \sqrt{\kappa - 1} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{2}}$$



—●— T/Tc —●— p/pc —●— rho/rhoc



Compressible Flow Calculator v.1

Compressible Flow Calculator

Heat capacity ratio	<input type="text" value="1.4"/>	T/Tc	<input type="text" value="0.9524"/>
Mach number	<input type="text" value="0.5"/>	p/pc	<input type="text" value="0.843"/>
		rho/rho_c	<input type="text" value="0.8852"/>
		w/sqrt(cp*Tc)	<input type="text" value="0.3086"/>
		m*sqrt(cp*Tc)/Ap_c	<input type="text" value="0.9561"/>

Save Data Calculate

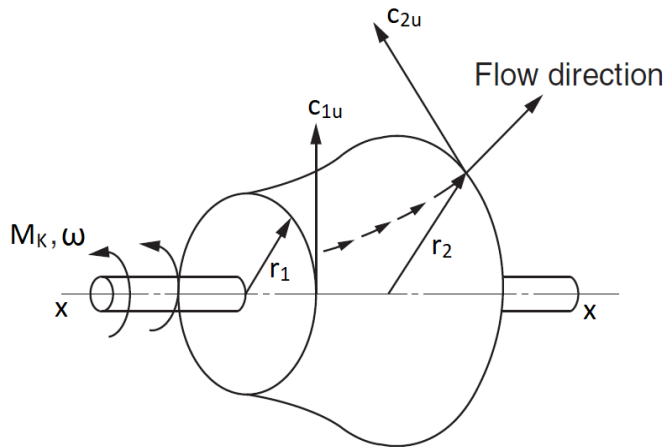
Clear memory

© Ing. Marek Klimko, Ph.D.

- <https://github.com/xMKx1/CompressibleFlowCalc.git>

Eulerova turbínová věta

- Základ pro analýzu práce v lopatkovém stroji



Krouticí moment se rovná změně hybnosti tekutiny protékající libovolným mezilopatkovým kanálem.



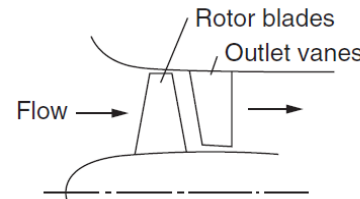
Leonhard Euler
(1707 – 1783)

$$M_{K,x} = m \frac{d}{dt} (rc_u) \quad M_{K,x} = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad \overbrace{M_{K,x} \omega}^P = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) ; \mathbf{u} = \boldsymbol{\omega} r$$

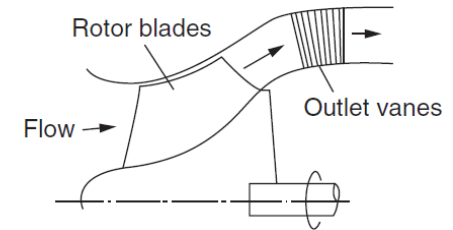
$$\Delta W_K = \frac{\dot{W}_K}{\dot{m}} = \frac{M_{K,x} \omega}{\dot{m}} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} > 0 \quad \Delta W_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = \frac{M_{K,x} \omega}{\dot{m}} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} > 0$$

- Obecný tvar: $\Delta W_x = \Delta h_c = \Delta(u c_u)$

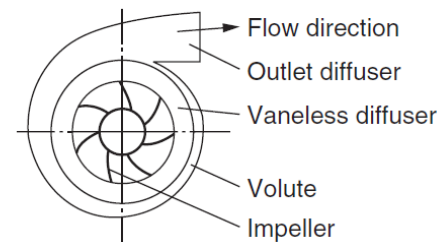
- *Turbo* – z latinského „to, co se točí“
- **Kompresor** (čerpadlo) předává energii tekutině
- **Turbína** z tekutiny energii odebírá
- Využití:
 - Letectví, lodní a pozemní doprava
 - Průmyslová zařízení
 - ...
- Klasifikace (tvar průtočné části):
 - Axiální
 - Radiální
 - Smíšené



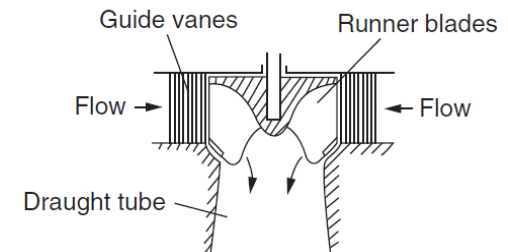
(a) Single stage axial flow compressor or pump



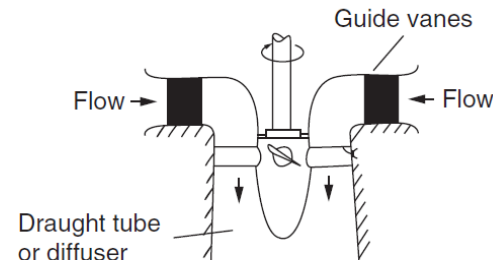
(b) Mixed flow pump



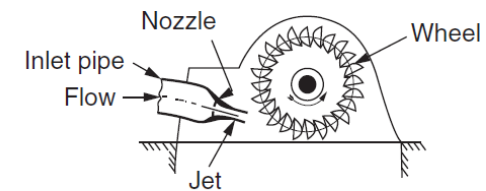
(c) Centrifugal compressor or pump



(d) Francis turbine (mixed flow type)

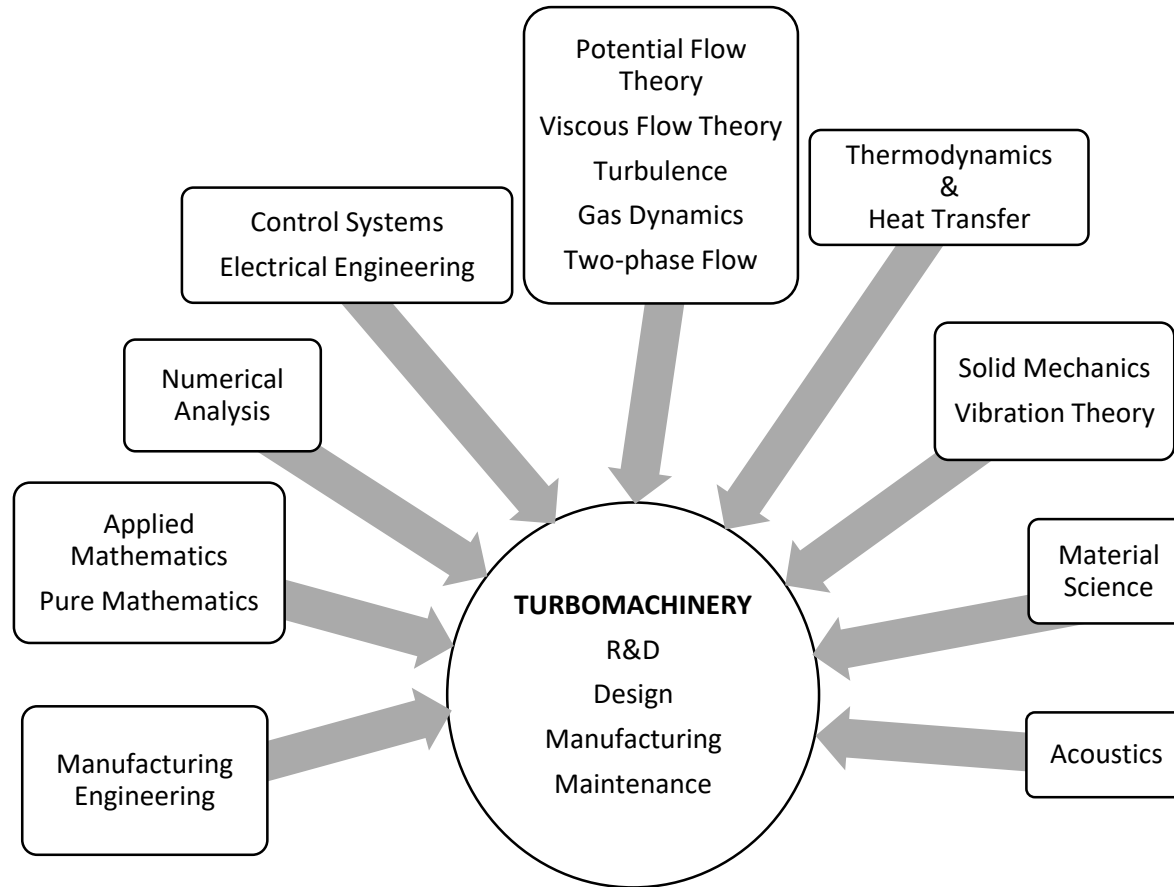


(e) Kaplan turbine



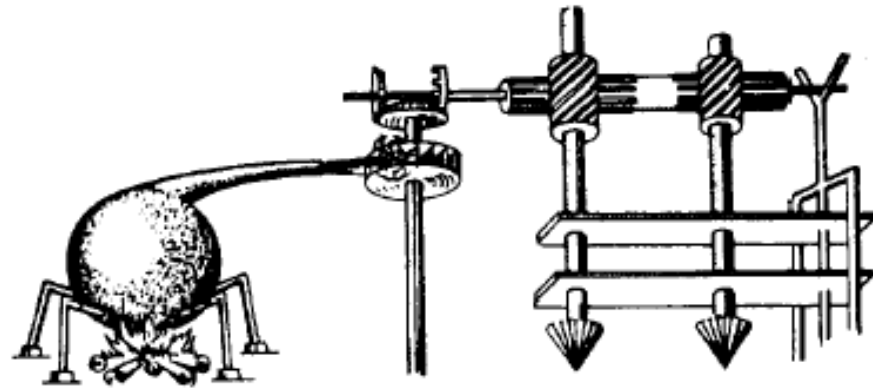
(f) Pelton wheel

- Klasifikace (druh pracovního média):
 - Plyny nebo páry (vzduch, argon, neon, helium, freon,...)
 - Kapaliny (voda, kryogenní kapaliny, krev,...)
- Klasifikace (typ konstrukce):
 - Otevřené (letecké nebo lodní vrtule)
 - Uzavřené (kompresory a turbíny proudových motorů)
- Klasifikace (reakce):
 - Rovnotlaké (impulsní) - ke změně tlaku v rotoru nedochází
 - Přetlakové (reakční) - ke změně tlaku v rotoru dochází



Stručná historie tepelných strojů

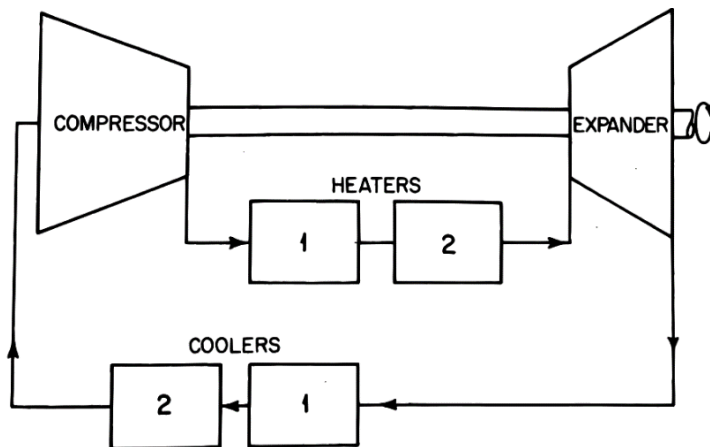
- Využití reaktivního účinku vystupujících plynů je známý již z období př.n.l.
 - Egyptský matematik a filozof *Hérón Alexandrijský* → *Aeolipile*



- V roce 1629 italský inženýr *Giovanni Branca* vynalezl první parní turbínu
- V roce 1791 *John Barber* prvně popsal a patentoval „plynovou turbínu“
 - Zařízení se nepovedlo reálně sestavit

Turbokompresorové motory

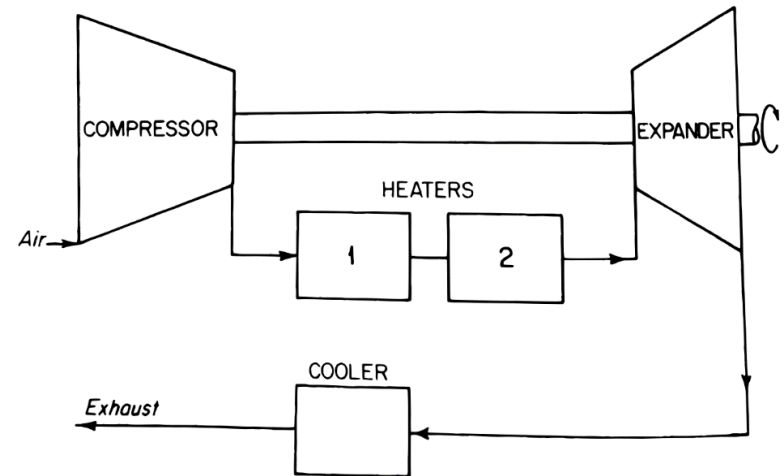
- TKM se v praxi často nesprávně nahrazuje pojmem „plynová turbína“
- TKM je tepelný stroj, kterého plynová turbína proměňuje kinetickou a tepelnou energii plynů na mechanickou práci
 - Vyprodukované teplo je vedené dýzou do atmosféry, nebo je dále využité
- **Základní schéma uzavřeného TKM:**



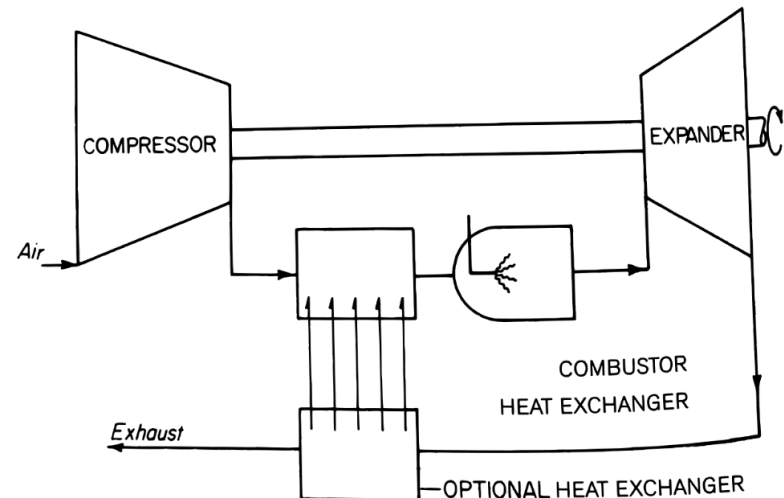
- Kontinuální stlačování plynu v kompresoru
- Ohřev stlačeného plynu
- Kontinuální expanze horkých plynů v turbíně
- Snižování teploty výstupních plynů v chladičích

Turbokompresorové motory

- **Základní schéma otevřeného TKM:**

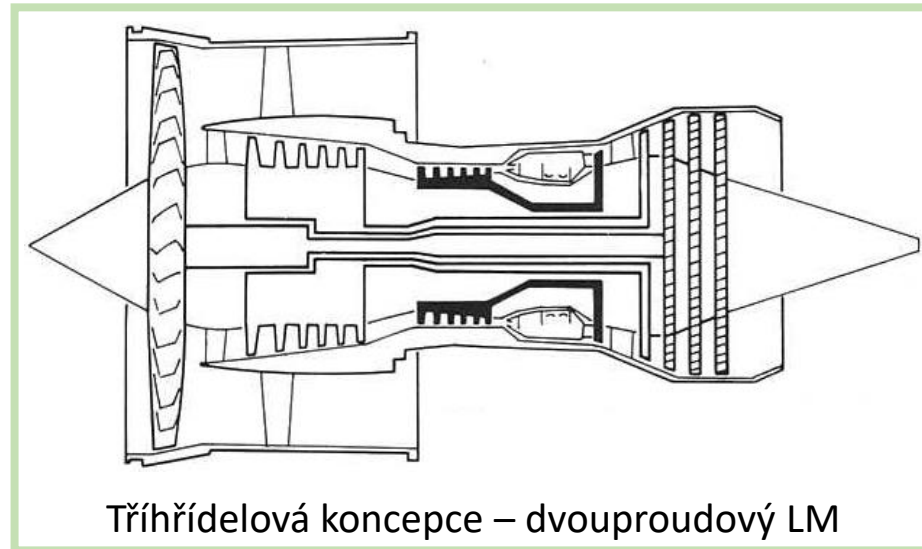
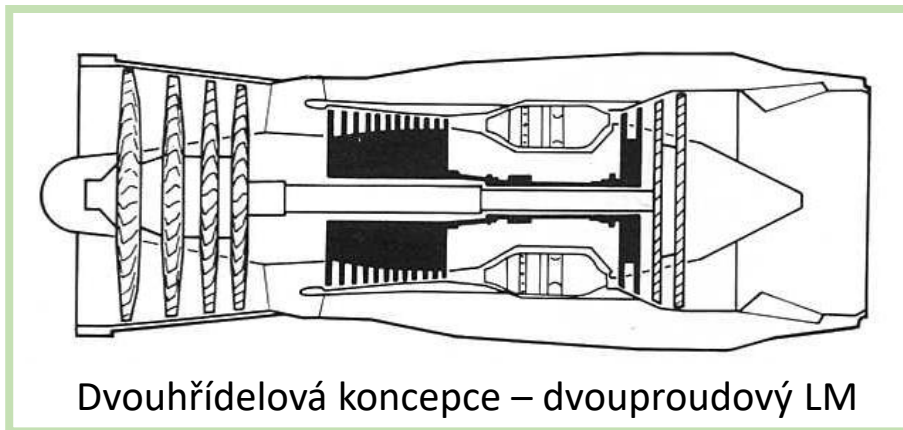
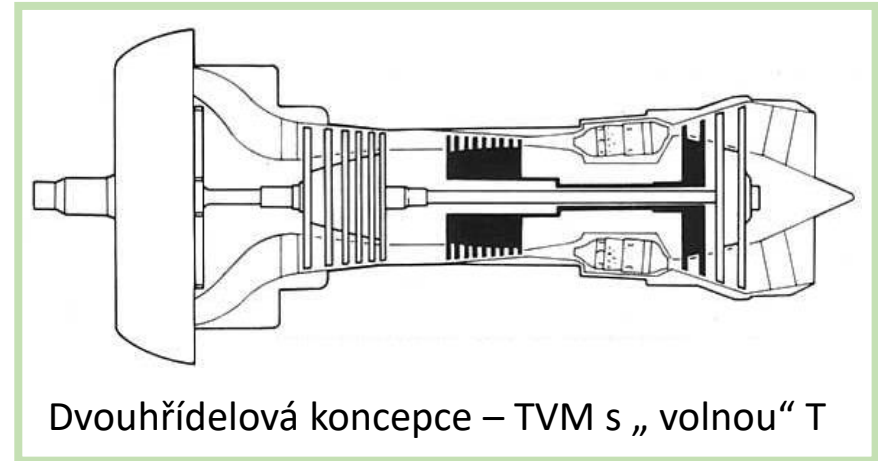
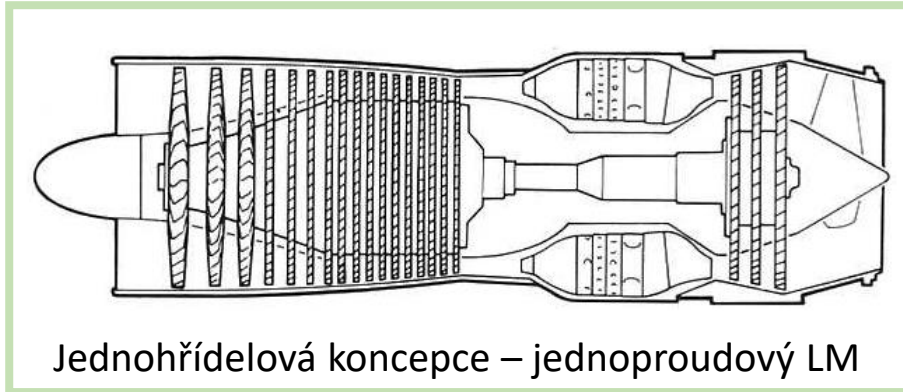


- **Schéma TKM s vnitřním spalováním:**



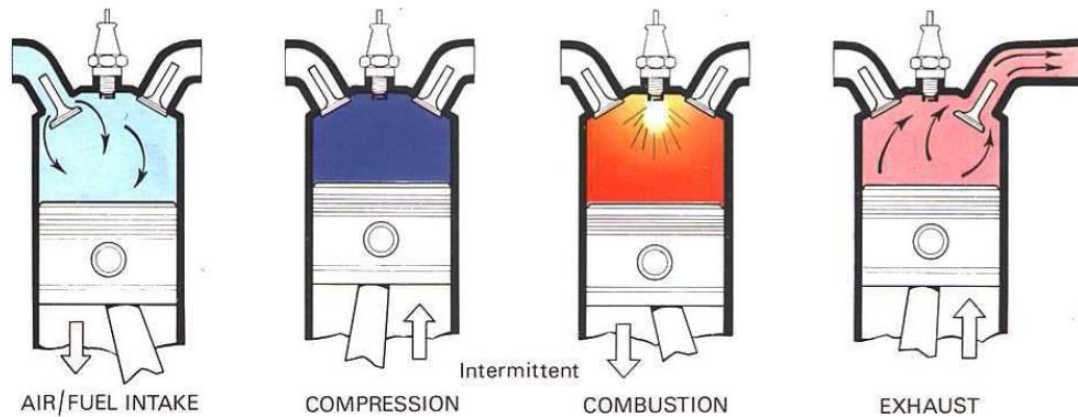
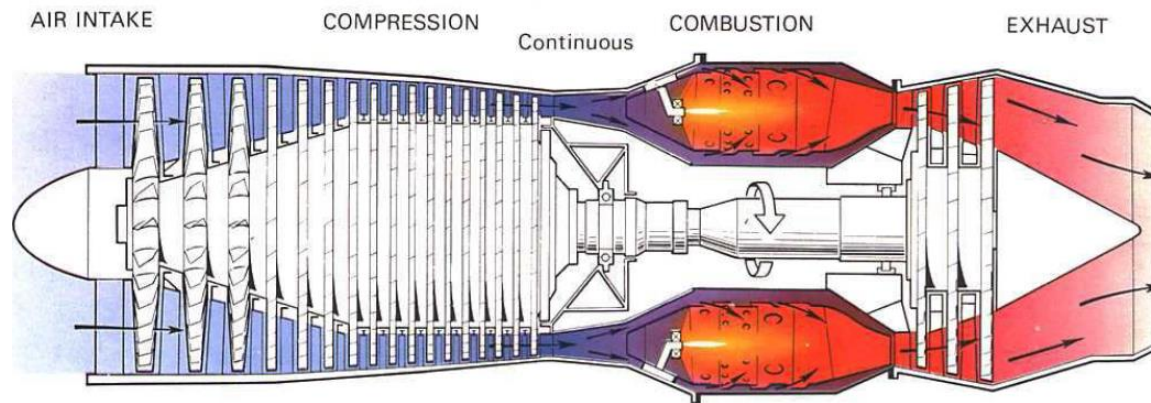
Turbokompresorové motory

- **Více-hřídelová koncepce**



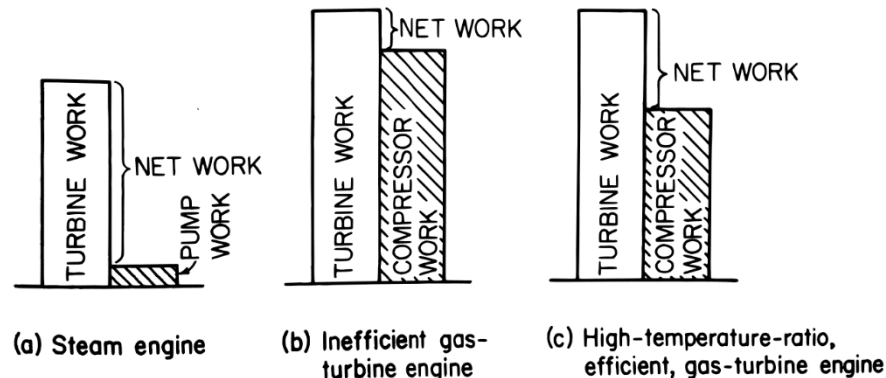
Cyklus s vnitřním spalováním vs. jiné TD cykly

- Podobnost TKM cyklu se spalovacím motorem (Otto, Diesel)



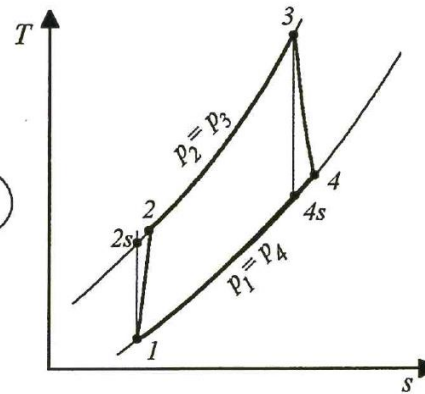
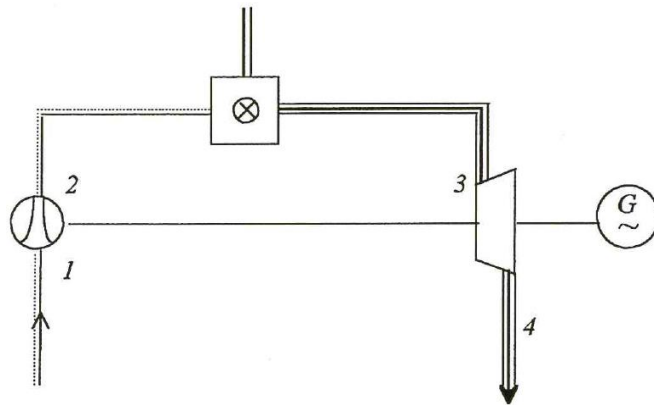
- **Podobnost TKM cyklu s parním cyklem**

- Turbína TKM \approx Parní turbína
- Kompresor TKM \approx Napájecí čerpadlo
- Ohřívač plynu TKM \approx Parogenerátor/Kotel
- Hlavní rozdíly:
 - TKM pracuje pouze s plynem; u parního cyklu dochází ke změně fáze
 - Rozdíl ve velikosti odebrané energie pro práci NČ/kompresoru TKM
 - Proces spalování



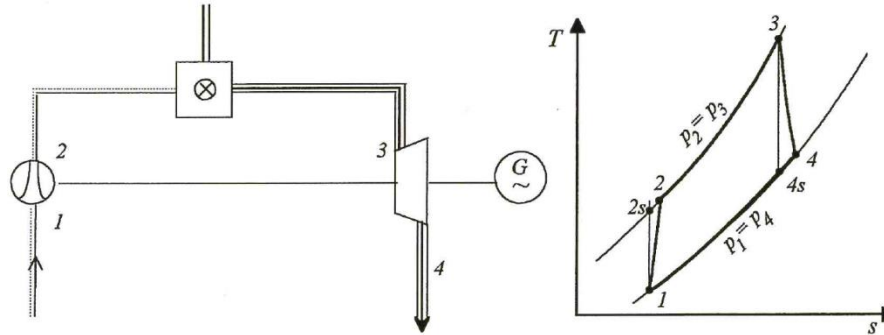
TD základního cyklu TKM

- Spalování může probíhat při stálém tlaku nebo při *stálém objemu* (Humpreyův cyklus)
- Nejběžnější způsobem spalování je **spalování při stálém tlaku** (Ericssonův-Braytonův cyklus)
- **Otevřený cyklus bez regenerace:**



- Dokonalý plyn
- $c_p; \kappa = konst.$
- $\zeta_{p_z} = 0$
- $\zeta_{mech} = 0$
- $\dot{m}_{pal}; \dot{m}_{ucp} = 0$

Otevřený cyklus TKM bez regenerace



$$\pi = \frac{p_2}{p_1}$$

$$\tau = \frac{T_3}{T_1}$$

$$a^K = c_p \cdot (T_2 - T_1) = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_s^K} = c_p \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_s^K} \cdot (\pi^m - 1)$$

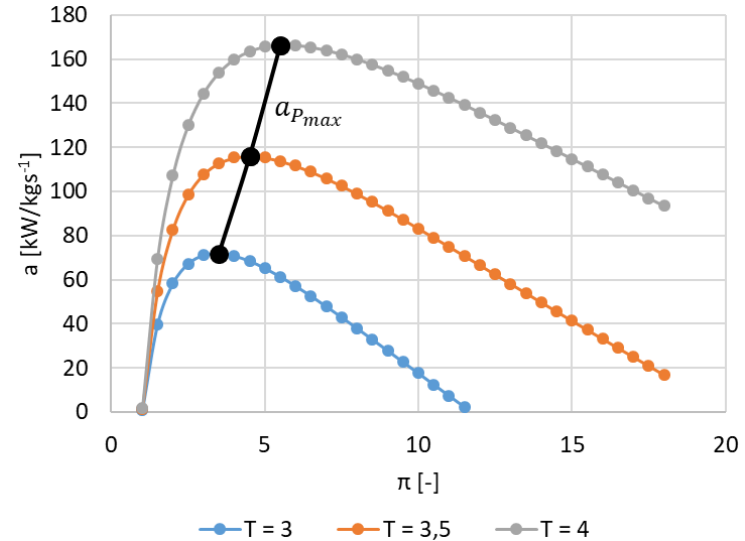
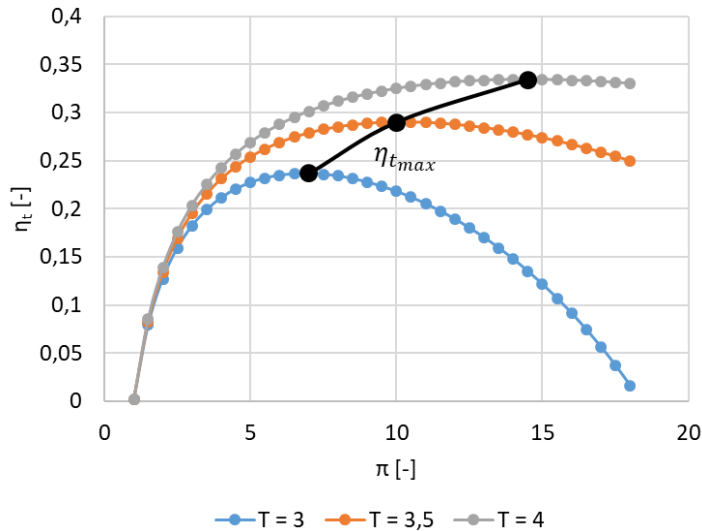
$$a^T = c_p \cdot (T_3 - T_4) = c_p \cdot \eta_s^T \cdot (T_3 - T_{4s}) = c_p \cdot T_3 \cdot \eta_s^T \cdot (1 - \pi^{-m})$$

$$q_{2,3} = c_p(T_3 - T_2) = c_p[(T_3 - T_1) - (T_2 - T_1)] = c_p T_1 \left[\tau - \frac{1}{\eta_s^K} (\pi^m - 1) - 1 \right]$$

$$a = a^T - a^K = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\eta_s^T \cdot \tau \cdot (1 - \pi^{-m}) \cdot \eta_s^T - \frac{1}{\eta_s^K} \cdot (\pi^m - 1) \right]$$

$$\eta_t = \frac{a}{q_{2,3}} = \frac{\eta_s^T \cdot \tau \cdot (1 - \pi^{-m}) \cdot \eta_s^T - \frac{1}{\eta_s^K} \cdot (\pi^m - 1)}{\tau - \frac{1}{\eta_s^K} (\pi^m - 1) - 1} = \frac{\tau \cdot \eta_s^T \cdot \eta_s^K - \pi^m}{\pi^m \cdot \left[\frac{\tau - 1}{\pi^m - 1} \cdot \eta_s^K - 1 \right]}$$

Otevřený cyklus TKM bez regenerace



$$\frac{\partial a}{\partial \pi} = 0 \rightarrow \pi_{P,max} = (\eta_S^K \cdot \eta_S^T \cdot \tau)^{\frac{1}{2m}}$$

$$\sigma = \frac{a}{a^T} = 1 - \frac{a^K}{a^T} = 1 - \frac{\pi^m}{\eta_S^K \cdot \eta_S^T \cdot \tau}$$

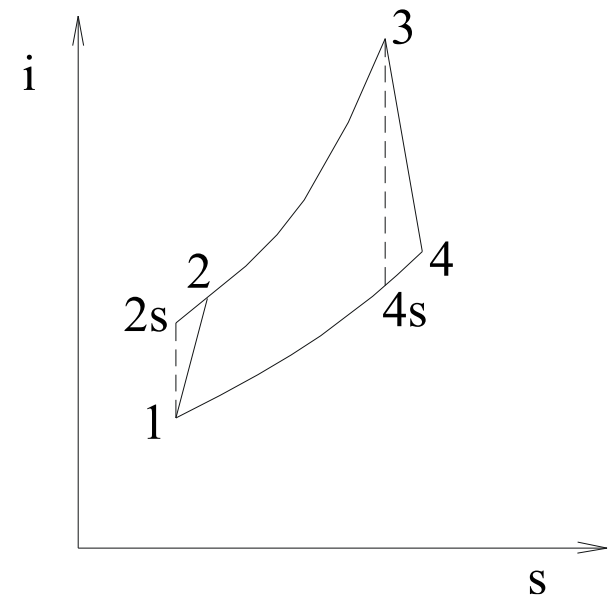
$$\pi_{opt} = \sqrt{\pi_{P,max} \cdot \pi_{\eta_{t,max}}}$$

- Zařízení pro pokrytí energetických špiček – volba nižšího π
- Zařízení pro dlouhodobý provoz s vysokou tepelnou účinností – volba vyššího π

Optimální stupeň stlačení kompresoru:

Vypočítejte optimální stupeň stlačení kompresoru pro zadané vstupní parametry TKM bez regenerace a zjistěte potřebné množství vzduchu pro výkon TKM 100 MW.

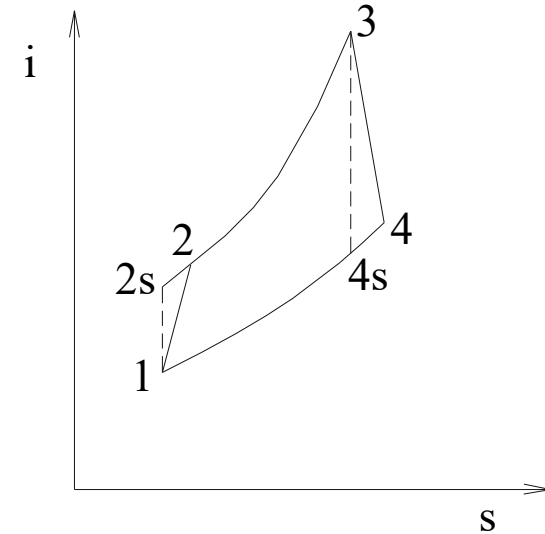
Vstupní teplota	t_1	20°C
Teplota před turbínou	t_3	1200°C
Izotropická účinnost kompresoru	η_s^K	0,86
Izotropická účinnost turbíny	η_s^T	0,88
Stupeň stlačení kompresoru	π	$\frac{p_2}{p_1}$
Teplotní poměr	τ	$\frac{T_3}{T_1}$



Řešený příklad

Postup výpočtu:

- Práce kompresoru $\rightarrow a^K = i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1)$
- Práce turbíny $\rightarrow a^T = i_3 - i_4 = c_p(T_3 - T_4)$
- Práce cyklu $\rightarrow a = a^T - a^K$
- Stupeň stlačení pro maximální práci cyklu $\rightarrow \frac{\partial a}{\partial \pi} = 0$
- Přivedené teplo $\rightarrow q_{23} = c_p(T_3 - T_2)$
- Účinnost cyklu $\rightarrow \eta_t = \frac{a}{q_{23}}$
- Stupeň stlačení pro maximální tepelnou účinnost $\rightarrow \frac{\partial \eta_t}{\partial \pi} = 0$
- **Optimální stupeň stlačení** $\rightarrow \pi_{opt} = \sqrt{\pi_{p,max} \pi_{\eta_t,max}}$
- Maximální práce cyklu při optimálním stlačení $\rightarrow a_{max} = a(\pi_{opt})$
- **Hmotnostní průtok pro zadaný výkon** $\rightarrow \dot{m} = \frac{P}{a_{max}}$





**FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI**

**KATEDRA ENERGETICKÝCH
STROJŮ A ZAŘÍZENÍ**

Děkuji za pozornost