



Popis experimentální vzduchové turbíny VT-400

Tento učební text slouží jako doprovodný text pro laboratorní cvičení v laboratořích KKE.

Obsah

Obsah.....	1
Přehled nejdůležitějších značek a indexů.....	2
Značení a symboly	2
Indexy	3
Úvod	4
Teorie proudění ve stupni axiální parní turbíny	4
Teorie rovinného proudění v turbínovém stupni.....	4
Rychlostní trojúhelníky	5
Silové účinky páry	5
Průběh expanze, účinnost statoru, rotoru a stupně	6
STATOR	6
ROTOR	7
STUPEŇ	8
Stupeň reakce.....	8
Energetické ztráty v lopatkové mříži	9
Profilové ztráty	9
Okrajové ztráty	9
Ztráty vějířové	10
Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových mříží	11
Ztráty vnitřní netěsností	11
Popis experimentální vzduchové turbíny	13
Otázky k procvičení látky:.....	17
Reference	18



Přehled nejdůležitějších značek a indexů

Značení a symboly

t, T	teplota [°C, K]
p	tlak [Pa]
i	entalpie [J/kg]
h	tepelný spád [J/kg]
s	entropie [J/kgK]
D	průměr [m, mm]
l	délka lopatky [mm]
S	plocha [m ²]
t	rozteč [mm]
c	tětiva [mm]
B	šířka lopatky [mm]
P	výkon [W]
M_k	krouticí moment [Nm]
F	síla [N]
n	otáčky [ot/min]
$\dot{m}$	hmotnostní průtok [kg/s]
c	absolutní rychlost [m/s]
w	relativní rychlost [m/s]
u	obvodová rychlost [m/s]
α	úhel absolutní rychlosti [°]
β	úhel relativní rychlosti [°]
ρ	hustota [kg/m ³], stupeň reakce [1]
η	účinnost [1]
ζ, z	ztráty [1]
κ	izentropický exponent [1] (pro vzduch $\kappa = 1,4$)
r	individuální plynová konstanta [J/kgK]
μ	kinematická viskozita [m ² /s]



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



Indexy

R rotor
S stator
ST stupeň
iz izentropický
0 rovina před stupněm
1 rovina za statorem
2 rovina za rotorem
w relativní
c celkový
s statický
ax axiální
u obvodový



Úvod

Parní turbína bezesporu patří k nejdůležitějším prvkům cyklů tepelných elektráren. Její spolehlivost a především účinnost je proto předmětem vývoje a výzkumu. Výrobci parních (i plynových) turbín ročně vynakládají nemalé částky na zdokonalování účinnosti průtočných částí svých turbín. Práce se však zaměřují nejen na neustálé zlepšování, ale rovněž na získání věrohodných dat pro sestavení nástrojů, metodik či databází pro predikci účinnosti nově navrhovaných turbín. Někdy mluvíme také o tzv. ztrátových modelech. Ty slouží již při prvotním návrhu stroje k ohodnocení jeho kvalit a správnému návrhu dle požadavků zákazníka. Tuhý konkurenční boj nutí obchodníky ve fázi nabídky ke garanci vysokých hodnot účinností a žádá si tak kvalifikované posouzení případných rizik při jejich nesplnění.

K získání dat pro sestavení výše zmíněných ztrátových modelů se obecně používají dva způsoby - numerické simulace a experimentální (příp. s výhodou i provozní) měření. V zásadě jde o získání vlivu jednotlivých návrhových parametrů na účinnost, resp. ztráty profilu-lopátky-mříže-stupně-průtočné části. Kromě vlivu geometrických parametrů (např. patní průměr, délka lopatky, těživa profilu, vstupní a výstupní úhel apod.) se rovněž testují vlivy různých proudových podmínek. Zde se s výhodou používají bezrozměrná čísla (především Machovo číslo, Reynoldsovo číslo, rychlostní poměr u/c).

Pro stanovení aerodynamických charakteristik profilů se zpravidla používají lineární lopatkové mříže. Měřením se zjišťuje hlavně vliv Ma , Re a incidence především na ztráty profilu, výstupní úhel proudu či rozložení tlaku po profilu.

Testování stupňů se provádí na experimentálních turbínách. Používají se jak vzduchové, tak i parní turbíny; jedno i vícestupňové. Každé uspořádání má své výhody i nevýhody. Tyto učební texty popisují experimentální jednostupňovou vzduchovou turbínu umístěnou v halových laboratořích katedry energetických strojů a zařízení včetně krátké teorie proudění v axiálním stupni lopatkového stroje.

Teorie proudění ve stupni axiální parní turbíny

Úkolem stupně turbíny je přeměna vnitřní a kinetické energie pracovní látky na energii mechanickou (rotaci hřídele). Turbína je roztáčena pracovní látkou proudící přes lopatky turbíny – v axiálních turbínách paralelně s osou stroje.

Jeden stupeň turbíny se skládá z rozváděcího a oběžného kola. V lopatkách rozváděcího kola dochází k expanzi - přeměně tlakové energie na kinetickou energii. Vlivem tvaru profilu rozváděcích lopatek dojde především k nárůstu obvodové složky rychlosti ve směru rotace oběžného kola. Kinetická energie páry pak působí silou na lopatky oběžného kola a je přeměněna na mechanickou – rotační energii hřídele turbíny. Pokud se tlak v oběžném kole již nesnižuje, mluvíme o rovnotlakém stupni, v opačném případě jde o přetlakový stupeň.

Teorie rovinného proudění v turbínovém stupni

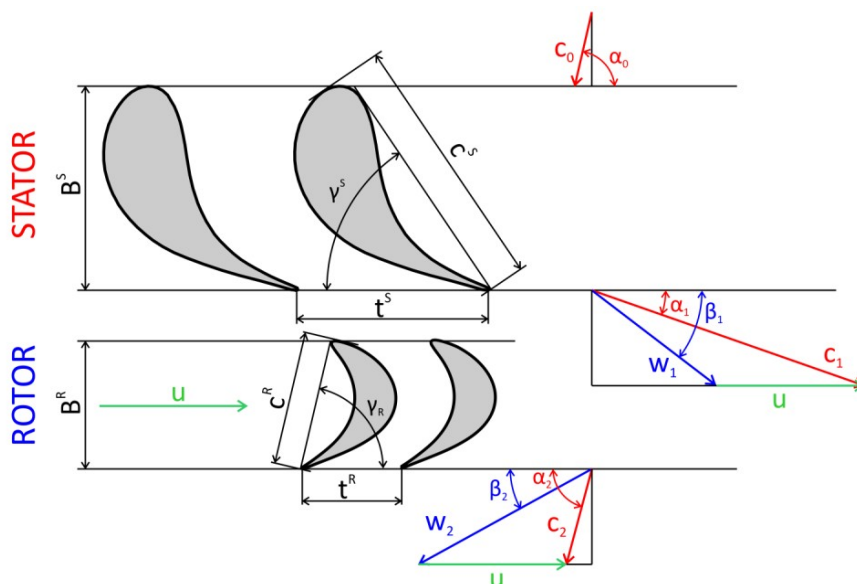
Model rovinného proudění v turbínovém stupni předpokládá, že proudění na středním průměru dostatečně věrně reprezentuje proudění na všech poloměrech. Tento zjednodušený model lze použít



pouze pro stupně s relativně krátkými lopatkami ($l/D < 0,1$), tedy tam, kde se obvodová rychlost mění po poloměru jen nevýrazně, což je případ i představované experimentální turbíny.

Rychlostní trojúhelníky

Turbínový stupeň, včetně základních rozměrů a rychlostních trojúhelníků je znázorněn na obr. 1. Proud vstupuje do statoru pod úhlem α_0 absolutní rychlostí c_0 a je urychlen na výstupní absolutní rychlost c_1 . Úhel výstupní absolutní rychlosti je α_1 . Relativní vstupní rychlost do rotoru w_1 , pod úhlem β_1 , lze vypočítat vektorovým odečtením obvodové rychlosti u od absolutní rychlosti c_1 . Proud z rotoru vystupuje relativní rychlostí w_2 , pod úhlem β_2 . Vektorovým přičtením obvodové rychlosti u k w_2 získáme absolutní výstupní rychlost proudu c_2 , vystupující z rotoru pod úhlem α_2 .



obr. 1 Turbínový stupeň

Silové účinky páry

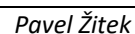
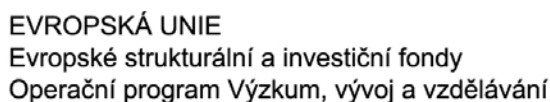
Při průchodu tekutiny mezilopátkovými kanály oběžných lopatek působí její proud na lopatky silovými účinky. Stejně velkou silou, avšak opačným směrem, působí i lopatky na proudící médium.

Obvodovou složku síly lze stanovit z věty o změně hybnosti aplikované na vhodně zvolenou kontrolní plochu mezilopátkového kanálu:

$$F_u = \dot{m} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) = \dot{m} \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \quad (1)$$

Při výpočtu axiální složky je třeba uvažovat navíc také silové účinky tekutiny působící na obě čelní plochy lopatek:

$$\begin{aligned} F_a &= \dot{m} \cdot (c_1 \cdot \sin \alpha_1 - c_2 \cdot \sin \alpha_2) + S \cdot (p_1 - p_2) \\ &= \dot{m} \cdot (c_{1ax} - c_{2ax}) + S \cdot (p_1 - p_2) \end{aligned} \quad (2)$$





vyplývá, že na statorové lopatkové řadě zůstává celková entalpie konstantní. To je dáno tím, že ze statorové lopatkové řady není práce odváděna a rovněž teplo není odváděno ani přiváděno.

Teoretická výstupní rychlost ze statoru – rychlost vzniklá izentropickou expanzí je

$$\frac{c_{1iz}^2}{2} = i_{0c} - i_{1iz} = h_{iz}^S + \frac{c_0^2}{2} = c_p \cdot T_{0c} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{0c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (5)$$

Skutečná výstupní rychlost ze statorové řady

$$\frac{c_1^2}{2} = i_{0c} - i_1 = h^S + \frac{c_0^2}{2} \quad (6)$$

Rychlostní součinitel pro statorovou lopatkovou řadu φ určuje vztah mezi c_1 a c_{1iz}

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1iz}} \quad (7)$$

Vztah mezi účinností, poměrnou ztrátou a rychlostním součinitelem statorové lopatkové řady

$$\eta^S = 1 - \zeta^S = \varphi^2 = \frac{c_1^2}{c_{1iz}^2} \quad (8)$$

Energetická ztráta statoru

$$z^S = \zeta^S \cdot \frac{c_{1iz}^2}{2} = (1 - \eta^S) \cdot \frac{c_{1iz}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1iz}^2}{2} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \quad (9)$$

ROTOR

Energetická rovnice sestavená pro rotorovou lopatkovou řadu má tvar

$$i_2 + \frac{w_2^2}{2} = i_1 + \frac{w_1^2}{2} + a_{s1,2} \quad (10)$$

kde $a_{s1,2}$ je práce setrvačných sil na dráze 1-2 a lze ji vyjádřit

$$a_{s1,2} = \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r \cdot dr = \frac{1}{2} \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) = \frac{1}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (11)$$

při uvažování $r_1 = r_2$ bude práce setrvačných sil $a_{s1,2} = 0$ a vztah (10) se zjednoduší.

Pro izentropickou expanzi v rotoru pak platí

$$\frac{w_{2iz}^2}{2} = h_{iz}^R + \frac{w_1^2}{2} \quad (12)$$

Skutečná relativní výstupní rychlost z rotorové řady

$$\frac{w_2^2}{2} = h^R + \frac{w_1^2}{2} \quad (13)$$



Rychlostní součinitel pro rotorovou lopatkovou řadu ψ určuje vztah mezi w_2 a w_{2iz}

$$\psi = \frac{w_2}{w_{2iz}} \quad (14)$$

Vztah mezi účinností, poměrnou ztrátou a rychlostním součinitelem rotorové lopatkové řady

$$\eta^R = 1 - \zeta^R = \psi^2 = \frac{w_2^2}{w_{2iz}^2} \quad (15)$$

Energetická ztráta rotoru

$$z^R = \zeta^R \cdot \frac{w_{2iz}^2}{2} = (1 - \eta^R) \cdot \frac{w_{2iz}^2}{2} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_{2iz}^2}{2} = \frac{w_{2iz}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \quad (16)$$

STUPEŇ

Energetická rovnice pro celý stupeň – obvodová práce stupně

$$a^T = i_{0c} - i_{2c} = h^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = h^S + h^R + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \quad (17)$$

Energie přivedená do stupně

$$e_0 = h_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = h^S + z^S + h^R + z^R + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = a^T + z^S + z^R \quad (18)$$

vyjadřuje součet izentropických spádů na stator a rotor zvětšený o kinetickou energii vstupní rychlosti a zmenšený o kinetickou energii odpovídající výstupní rychlosti.

V případě více stupňové turbíny nepředstavuje výstupní rychlost ztrátu (využije se v dalším stupni) a poměr obvodové práce a energie přivedené do stupně se pak nazývá obvodová účinnost stupně (anglicky označovaná jako **total-to-total efficiency**):

$$\eta_u = \eta_{t-t}^{ST} = \frac{a^T}{e_0} = 1 - z^S - z^R = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2iz} - \frac{c_2^2}{2}} \quad (19)$$

U jednostupňové turbíny nebo v případě posledního stupně není možné výstupní rychlost již využít a představuje tzv. ztrátu výstupní rychlostí. Obvodová účinnost (anglicky označována jako **total-to-static efficiency**) je pak dána:

$$\eta_{t-s}^{ST} = \frac{a^T}{e_0 + \frac{c_2^2}{2}} = \frac{a^T}{h_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2iz}} \quad (20)$$

Stupeň reakce

Stupeň reakce je obecně definován jako poměr tepelného spádu zpracovaného v oběžném kole ku celkovému spádu na stupeň. Jestliže je stupeň reakce nulový, znamená to, že v oběžných lopatkách již nedochází k expanzi páry a takový stupeň nazýváme rovnotlaký. Dnes je však běžné označovat i stupně



s malou hodnotou reakce jako rovnotlaké. Pokud je reakce významná ($\rho > 0,4$) jedná se o přetlakový stupeň.

Je obvyklé uvažovat spád na stupeň včetně energie vstupní rychlosti a vyjadřovat **stupeň reakce** jako **total-to-total**:

$$\rho_{t-t} = \frac{h_{iz}^R}{h_0} = \frac{i_1 - i_{2'iz}}{i_{0c} - i_{2iz}} \quad (21)$$

V případě přetlakového lopatkování je naopak výhodné uvádět **reakci** dle definice **static-to-static** (spády na RL a OL jsou při 50% reakci stejné)

$$\rho_{s-s} = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}^{ST}} = \frac{i_1 - i_{2'iz}}{i_0 - i_{2iz}} \quad (22)$$

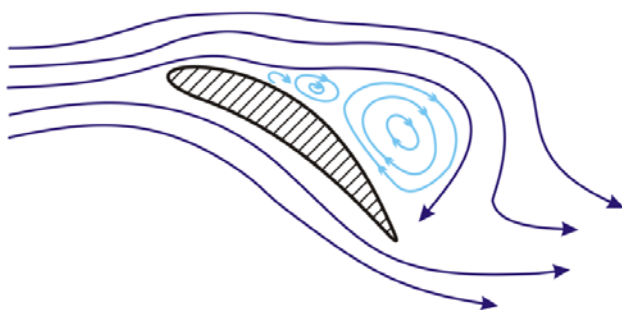
Energetické ztráty v lopatkové mříži

Ztráty energie při obtékání turbínových lopatek můžeme rozdělit do několika skupin. Toto dělení může být různé podle jednotlivých autorů, v této práci se budeme držet dělení dle Kadrnožky (2003) [1]:

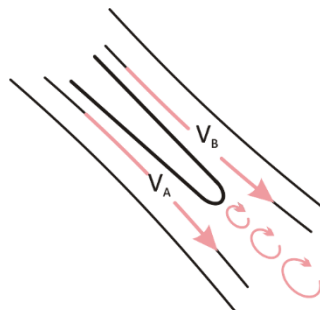
Profilové ztráty

Určí se u nekonečně dlouhých lopatek, abychom vyloučili vliv okrajových ztrát na koncích lopatek. Profilové ztráty můžeme dále dělit na několik dílčích ztrát, přičemž velikost profilové ztráty je dána součtem těchto dílčích ztrát. Patří sem:

- ztráty třením v mezní vrstvě
- ztráty odtržením proudu od profilu (obr. 3)
- ztráty vířením za odtokovou hranou (obr. 4)
- rázové ztráty při nadzvukovém proudění



obr. 3 Odtržení mezní vrstvy od profilu lopatky; Chen 2010 [2]



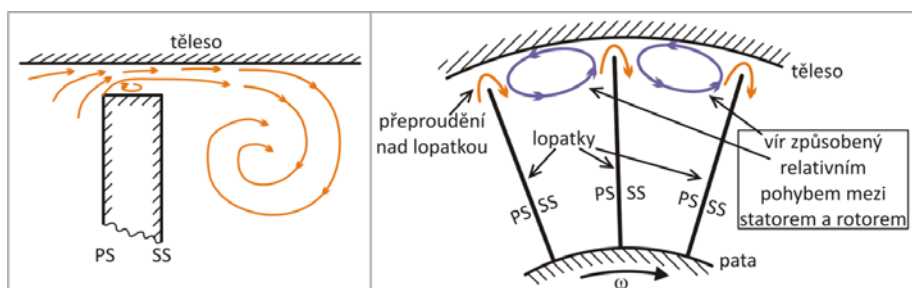
obr. 4 Vznik vířivé stezky za odtokovou hranou; Kadrnožka 2003 [1]

Okrajové ztráty

Vznikají u lopatek konečných délek na jejich okrajích. Patří sem ztráty:



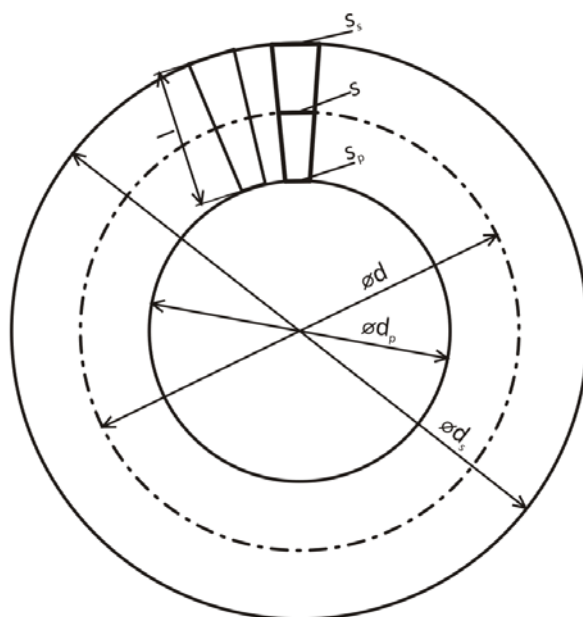
- třením v blízkosti omezujících meridiálních ploch (obr. 5);
- přetékáním tekutiny přes konce lopatek radiální mezerou (obr. 5);
- vznikající vlivem tlakového gradientu napříč lopatkovým kanálem a také vlivem rozložení rychlostního profilu na vstupu do lopatkového kola. Velikost těchto ztrát je přímo ovlivněna délkou lopatky. Se zvětšující se délkou lopatky se tyto ztráty zmenšují a naopak. V lopatkové mříži s velmi krátkými lopatkami se okrajová pásma mohou překrývat a účinnost stupně je pak velmi nízká;



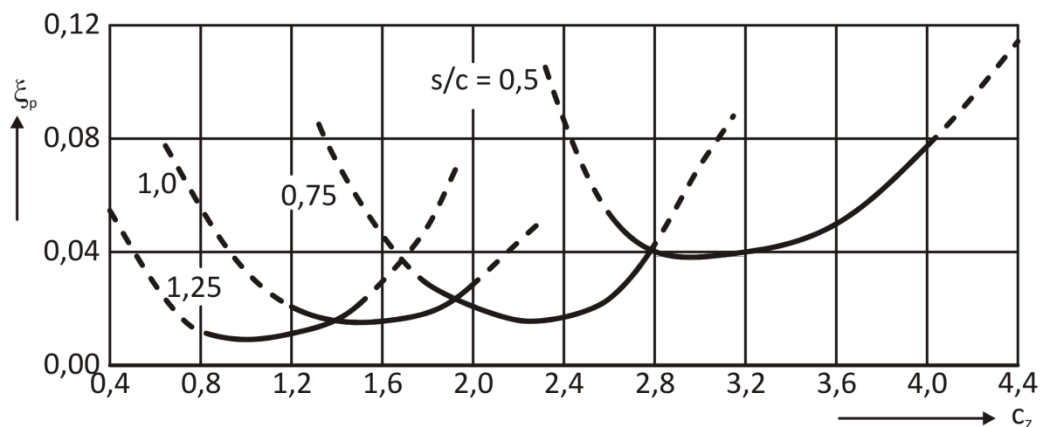
obr. 5 Víry vznikající přeprouděním nad neobandážovanou lopatkou a relativním pohybem mezi statorem a rotorem; Denton, 1993 [3], Guerrette 2011 [4]

Ztráty vějířové

Vznikají v důsledku změny rozteče s v poměru s/c (obr. 6). Jejich význam roste s prodlužujícími se lopatkami, kdy se zvyšují se vzdáleností od optimálně nastaveného poměru s/c (např. na středním průměru) rostou profilové ztráty, neboť jejich závislost na s/c má „miskovitý“ průběh (obr. 7). Pro omezení těchto ztrát se u lopatek $s/l > 0,1$ používají tzv. zborčené lopatky, které zabezpečují optimální s/c po celé délce lopatky.



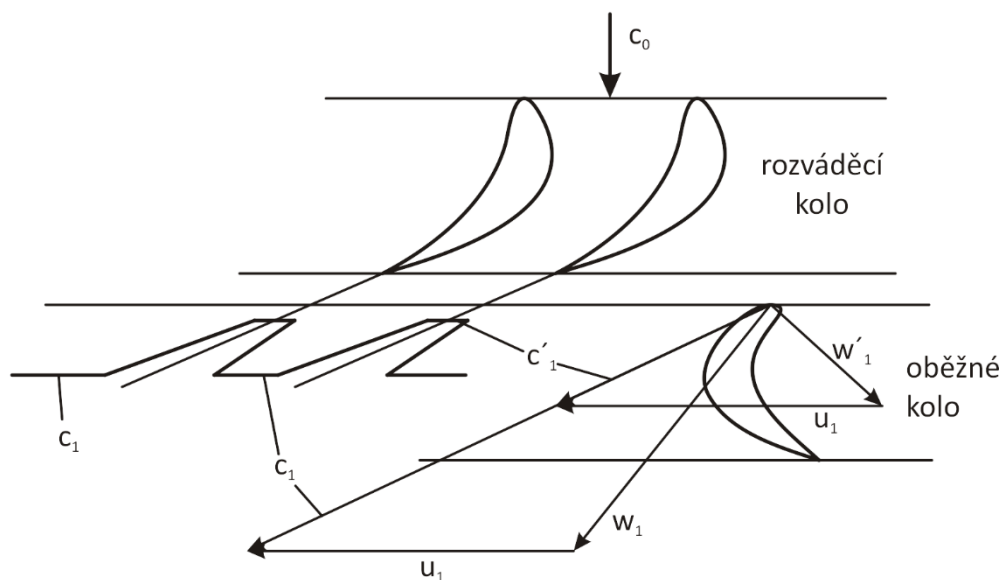
obr. 6 Vějíř lopatek v lopatkové mříži; Kadrnožka 2003 [1]



obr. 7 Závislost profilových ztrát na vztakovém součiniteli c_z a poměrné rozteči s/c ; Kadrnožka 2003 [1]

Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových mříží

Tyto ztráty vznikají nevyrovnaným rychlostním polem za lopatkovou mříží. Vlivem vírové stezky za odtokovou hranou (obr. 4) dochází k narušení vytvořeného rychlostního profilu. Vlivem turbulence by sice postupně došlo k vyrovnaní proudového pole, ale vzhledem k malé vzdálenosti mezi mřížemi k tomu nedojde a rychlostní pole tekutiny vstupující do následující lopatkové řady je značně nehomogenní (obr. 8).



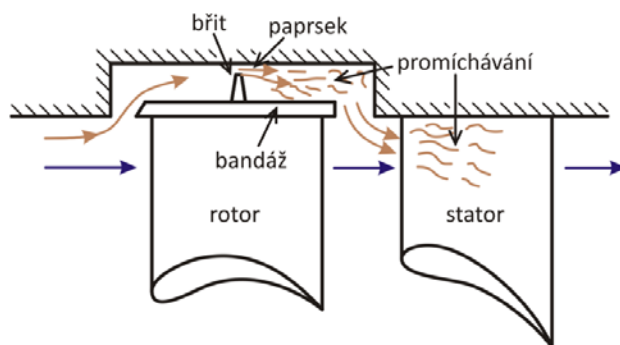
obr. 8 Ovlivnění rychlostního pole na vstupu do rotorové lopatkové řady nevyrovnaným rychlostním polem za statorovou lopatkovou řadou; Kadrnožka 2003 [1]

Ztráty vnitřní netěsností

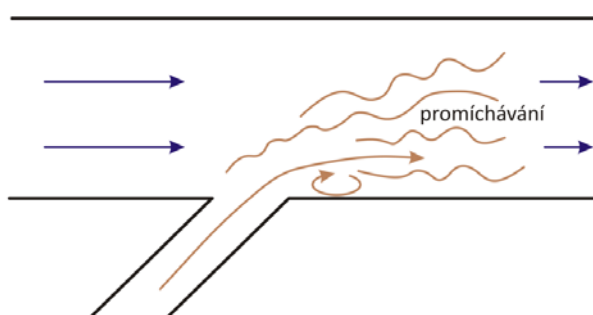
K jejich vzniku dochází tím, že část pracovní látky neprotéká lopatkovou mříží, nýbrž radiální mezerou mezi rotorem a statorem (obr. 9, obr. 10). Tato ztráta je, zejména u neobandážovaných lopatek, bezprostředně spojena s okrajovými ztrátami (obr. 11). Bandáž zabraňuje přetékání tekutiny přes okraj



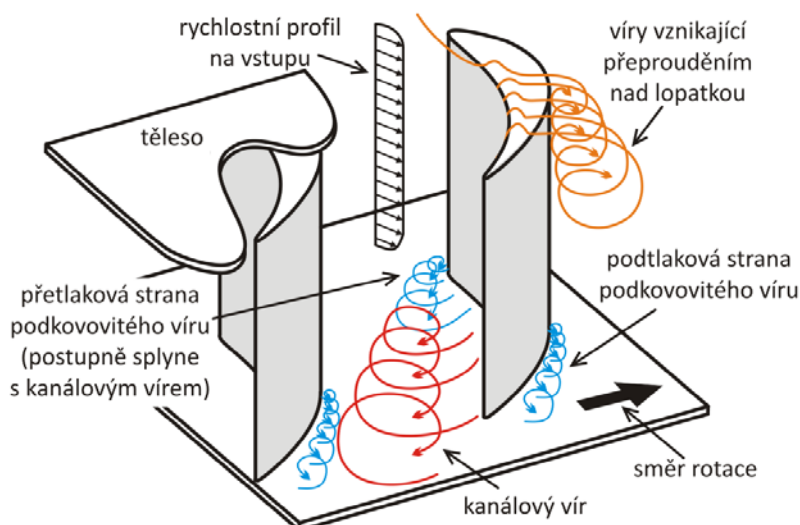
lopatek a tím omezuje okrajové ztráty. Navíc jsou obandážované lopatkové mříže opatřeny labyrintovými ucpávkami, které snižují průtok mimo lopatkovou řadu.



obr. 9 Proudění nadbandážovou ucpávkou; Denton, 1993 [3]



obr. 10 Vefukování tekutiny z hřídelové ucpávky; Denton, 1993 [3]

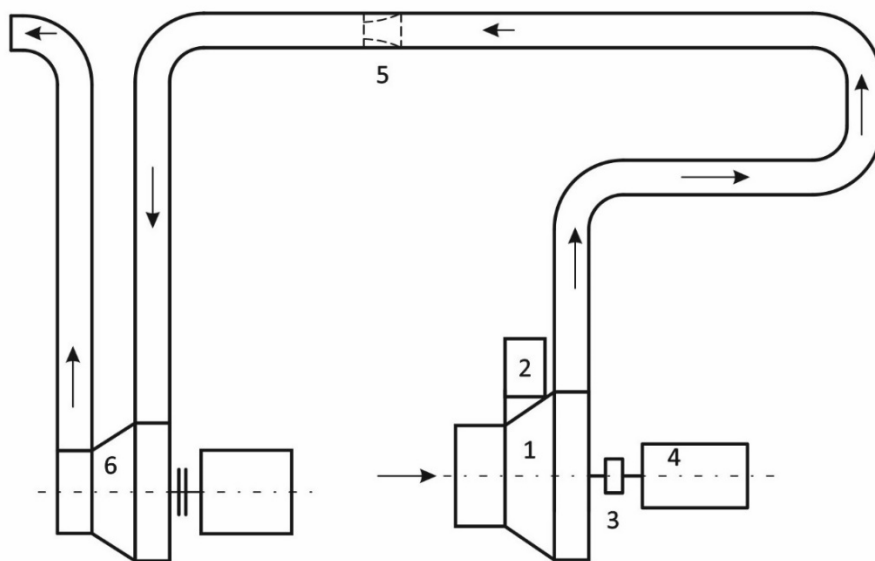


obr. 11 Víry vznikající přeprouděním nad neobandážovanou lopatkou a relativním pohybem mezi statorem a rotorem; Denton, 1993 [3], Guerrette 2011 [4]



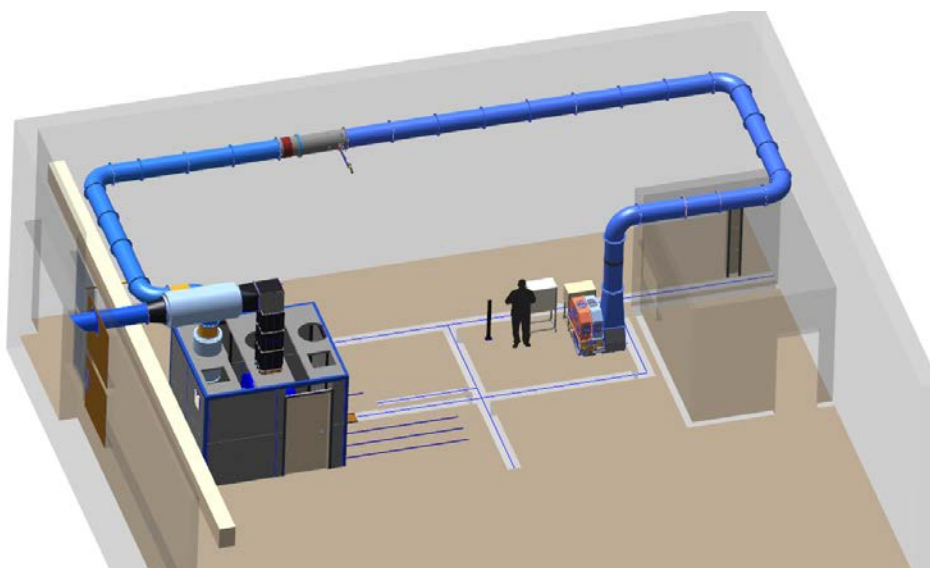
Popis experimentální vzduchové turbíny

Jedná se o jednostupňovou axiální vzduchovou turbínu VT-400 umístěnou v sání kompresoru. Turbína je modelem stupně vysokotlakého dílu parní turbíny. Toto uspořádání zajišťuje kromě téměř konstantních vstupních parametrů vzduchu také snadný přístup k turbíně a k měřicím místům. Schéma experimentální smyčky je na obr. 12, na obr. 13 je vidět její 3D uspořádání. Celá aerodynamická smyčka se skládá z celkem šesti základních částí.



obr. 12 schéma experimentální smyčky s VT-400

legenda: 1) VT-400, 2) traverzér, 3) momentová příruba, 4) dynamometr, 5) clonka, 6) kompresor

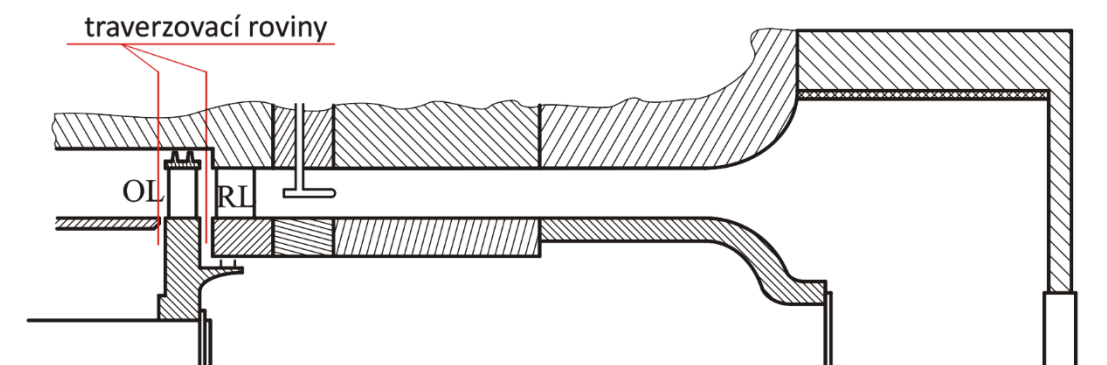


obr. 13 Prostorové uspořádání experimentální smyčky

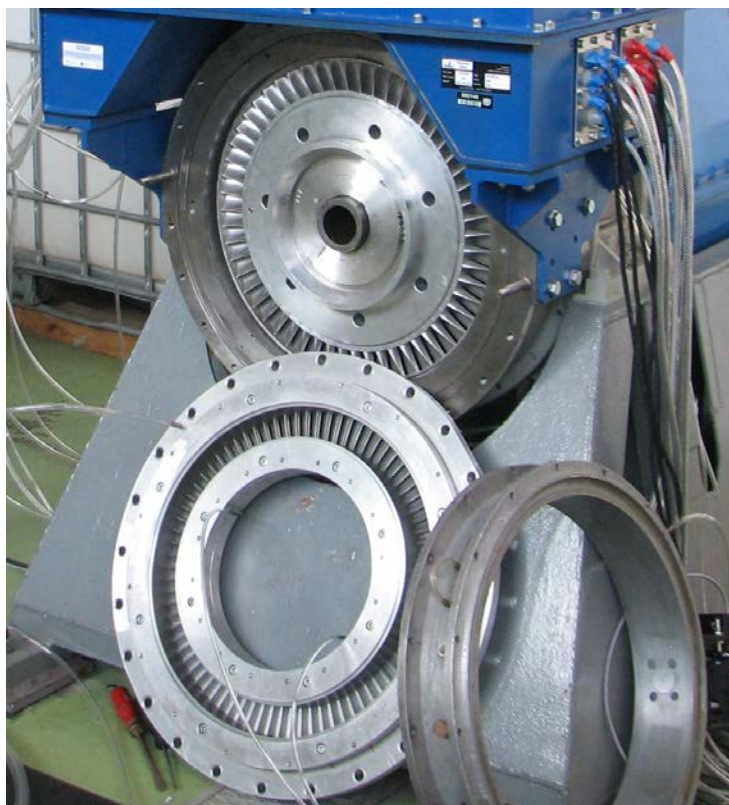


1. Vzduchová turbína VT400

Pokusná turbína je umístěna v sání kompresoru, má jeden axiální stupeň tvořený rozváděcím a oběžným kolem – na vstupu je tudíž atmosférický tlak. Konstrukčně se jedná o bubnové uspořádání s hřídelovou ucpávkou. Patní průměr stupně je 400 mm, délka lopatek 47 mm. Maximální otáčky jsou 4500 ot/min. V průtočné části turbíny jsou odebrány statické tlaky potřebné pro vyhodnocení účinnosti stupně. Řez průtočnou částí je na obr. 14.



obr. 14 Řez průtočnou částí

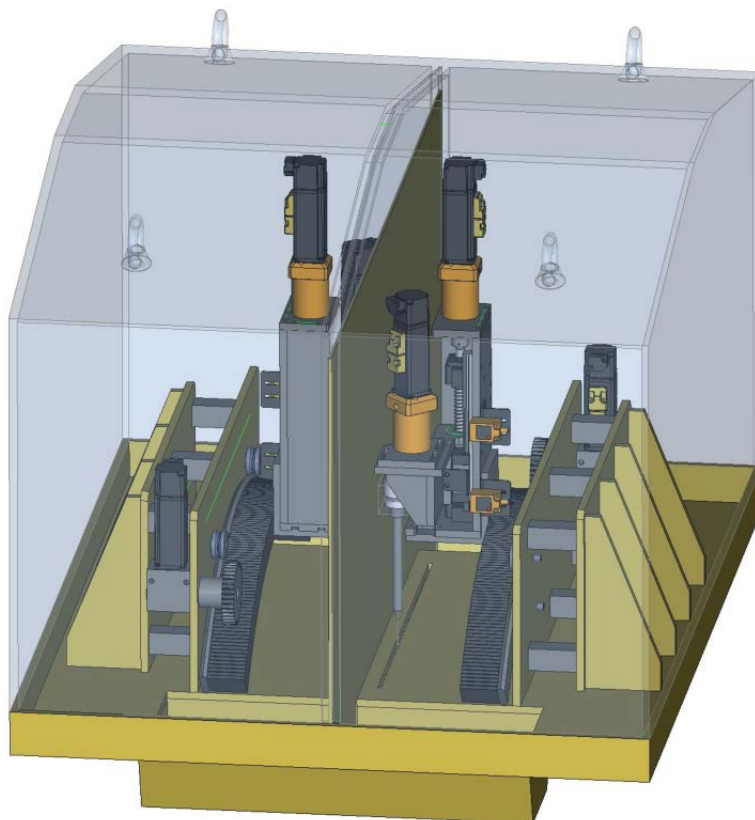


obr. 15 Průtočná část turbíny



2. Traverzér

Druhým zařízením experimentální tratě je traverzovací zařízení (obr. 16). Traverzer umožňuje pohyb pneumatické sondy radiálně, obvodově (minimálně přes dvě rozteče rozváděcích lopatek dle geometrie rozváděcího kola) a natáčení sondy kolem její osy. To umožňuje důkladné proměření proudového pole za rozváděcími i oběžnými lopatkami. Ze získaných dat lze určit důležité charakteristiky stupně, jako např. rychlostní profil, úhel směru proudění nebo reakci po délce lopatky. Pro tyto měření jsou na vzduchové turbíně používány pětioťvorové pneumatické sondy vyrobené speciálně pro tento účel. Zakončení sondy je upraveno tak, aby co nejméně ovlivňovalo proudové pole.



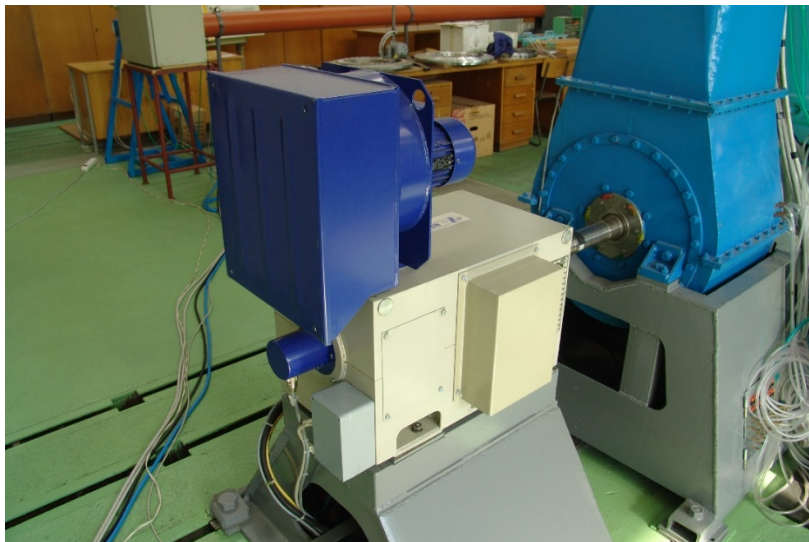
obr. 16 Traverzér

3. Momentová příruba

Kromě měření tlaků a teplot je pro určení výkonu a účinnosti nutné znát krouticí moment přenášený rotorem. K tomu nově slouží momentová příruba.

4. Dynamometr

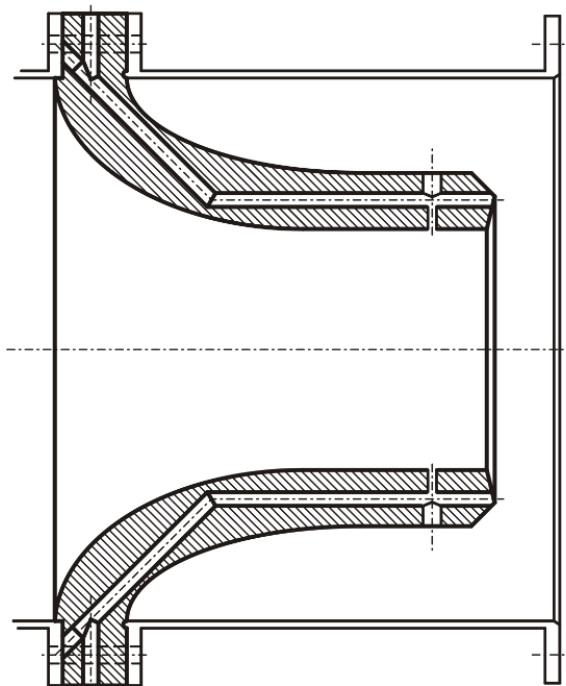
Výstupem z dynamometru (obr. 17) jsou otáčky turbíny, které během provozu udržuje na požadované hodnotě. Jedná se o výrobek MEZ Vsetín, jehož maximální otáčky jsou 5000 ot./min.



obr. 17 Dynamometr

5. Dýza

V potrubí spojujícím turbínu s kompresorem je umístěna dýza (obr. 18) určená pro měření hmotnostního průtoku vzduchu turbínkou. Pro její kalibraci a měření rychlosti proudění během experimentů je doplněna 1D traverzou s jednoduchou Prandtlovou sondou.



obr. 18 Dýza pro měření průtoku vzduchu



6. Kompresor

Kompresor (obr. 19) vytváří podtlak v turbíně a zároveň odvádí vysátý vzduch do okolí. Umožňuje maximální tlakový spád na stupeň 12 kPa. Díky řídicímu softwaru je možné udržovat pomocí kompresoru konstantní tlakový spád na stupni.



obr. 19 Kompresor

Otázky k procvičení látky:

- Co jsou rychlostní trojúhelníky?
- Jak zjistíme silové účinky páry?
- Jaký je průběh expanze ve stupni? Nakreslete její průběh v $i - s$ diagramu.
- Co je stupeň reakce stupně?
- Jaké známe energetické ztráty v lopatkové mříži?



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



Reference

1. Kadrnožka, J. (2003): Lopatkové stroje. Brno: Akademické nakladatelství CERM, ISBN 80-7204-297-1.
2. Chen, N. (2010). Aerothermodynamics of Turbomachinery - Analysis and Design. Singapore: John Wiley and Sons, ISBN 978-0-470-82500-6
3. Denton, J. D. (1993), Loss Mechanisms in Turbomachines. ASME Journal of Turbomachinery, vol. 115, Paper 93-GT-435
4. Guerrette, J.(2011): Design of a Test Loop for Performance Testing of Steam Turbines Under a Variety of Operating Conditions. PhD Thesis: Rochester: Rochester Institute of Technology, 2011
5. Milčák, P. (2010). Experimentální výzkum vlivu prostorového tvarování lopatek na proudění a ztráty v turbínových stupních. PhD Thesis: Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni

Dokument vznikl za podpory projektu:

*ESF II - projekt Západočeské univerzity v Plzni
registrační číslo CZ.02.2.69/0.0/0.0/18_056/0013239*