VNITŘNÍ ZTRÁTY LOPATKOVÝCH STROJŮ A JEJICH VLIV NA NÁVRH LOPATKOVÉHO STROJE

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

Úvod	5.3
Ztráty sekundárním prouděním	5.4
Okrajové ztráty	5.6
Ztráty vnitřní netěsností stupně	5.7
Ztráta nerovnoměrností rychlostního pole před mříží	5.8
Ztráta nesprávným nátokovým úhlem	5.9
Ztráta zpětným prouděním	5.10
Ztráty změnou meridánové rychlosti	5.11
Ventilační ztráta rotoru	5.14
Vliv protiběžného víru	5.15
Ztráty v záběrníku u radiálních stupňů	5.16
Příklad postupu při návrhu stupně se ztrátami	5.17
Ztráty v hrdlech lopatkových strojů	5.19
Ztráty vnější netěsností	5.20
Odkazy	5.21
Přílohy	5.22

Author: Jiří, Škorpík (first name, surname)

Issue date: September, 2023

Title: Vnitřní ztráty lopatkových strojů a jejich vliv na návrh lopatkového stroje

Journal: Transformační technologie (on-line journal at transformacni-technolgie.cz; turbomachinery.education; stirling-engine.education)

ISSN: 1804-8293

Copyright©Jiří Škorpík, 2022
All rights reserved.

Úvod

Celková ztráta

Ztráty vznikají vždy při nějaké transformaci nebo přenosu energie v různých částech stroje s různou intenzitou. Kromě profilových ztrát, které jsou v tomto sborníku podrobně popsány v článku Aerodynamika profilových mříží vznikají i další typy ztrát, například netěstnostmi, třením o skříň a hřídel apod. Jednotlivé typy ztrát jsou definovány pokud možno tak, aby se při výsledné energetické bilanci stroje daly sečíst a tím získat konečnou velikost ztrát podle Vzorce 1. Výsledné suma ztrát se nazývá celková ztráta (pokud se jedná jen o vyčíslení ztráty stupně, tak se označuje jako celková ztráta stupně apod.). Nicméně mnoho typů ztrát se navzájem více či méně ovlivňují a při konečném vyčíslení je nutné toto brát v úvahu.

1: $L=\sum_{x} L_x$ L [J·kg^{-1}] měrné celkové ztráty ve vyšetřované části průtočného stroje; L_x [J·kg^{-1}] hodnota konkrétního druh ztráty ve vyšetřované části průtočného stroje. x-označení vyšetřovaného druhu ztráty.

Poměrná ztráta

Podíl ztrát k ideální práci (disponibilní energie) je poměrná ztráta (Vzorec 2(a)), ovšem podle typu stroje, ztrát a zvyklostí v daném oboru ji lze definovat i k jinému ději. Například u pracovních strojů je vztažena na reálnou vnitřní práci stroje (Vzorec 2(b)), v případě, že se jedná o výpočet jednoho stupně mnohastupňového lopatkového stroje, tak je vztažena jen k ideální práci stupně apod. Více v článcích specializující se na jednotlivé typy strojů.

2: (a) $\xi_x=\frac{L_x}{w_{id}}$ (b) $\xi_x=\frac{L_x}{-w_i}$ ξ_x [1] poměrná ztráta daného druhu ztrát; w_{id} [J·kg^{-1}] ideální práce pracovní tekutiny; w_i [J·kg^{-1}] vnitřní práce pracovní tekutiny.

Výpočet ztráty je závislý na typu lopatkového stroje, druhu pracovní tekutiny, pracovních podmínek a především konstrukce. Z těchto důvodů nelze stanovit univerzální vztahy pro výpočet ztrát v lopatkových strojích. Při výpočtu se vychází nejčastěji z polo-empirických vztahů, numerických výpočtů (modelování) nebo ze schopnosti konstruktéra využít širokých znalostí chování podobných strojů/stupňů k predikci ztráty pro nový doposud neřešený případ. Co nejpřesnější výpočet ztrát stroje není důležité pouze z technického pohledu, ale závisí na tom i přesnost garantovaných parametrů ještě před spuštěním stroje.

Ideální děj
Iterační výpočet

Hlavními problémy při stanovení ztráty, je nutnost přesně definovat ideální děj (stav) a také v tom, že ji lze určit výpočtem pouze pro konkrétní velikost, parametry a hlavně rozměry. To znamená, že stanovení ztrát probíhá iteračně. Například tak, že na počátku se provede návrh stroje nebo jeho části pro případ

proudění beze ztrát, nebo pouze z odhady ztrát, a až po tomto návrhu se provede výpočet skutečných ztrát s případnými změnami v rozměrech a parametrech za účelem snížení ztrát atd.

Energetická rovnováha
Eulerova práce

Při návrhu stupně lopatkového stroje se ztrátami je snahou, aby součet ztrát a Eulerovy práce na každém vyšetřovaném poloměru byl konstatní, jen tak lze dosáhnou toho, že celkový obsah energie na každém poloměru bude stejný (tzv. podmínka energetické rovnováhy nebo speciálně radiální rovnováha). Kdyby energetický obsah nebyl stejný, pak by docházelo k narušování produnic prodnicemi s vyšší energií.

Aurel Stodola
Carl Pfleiderer

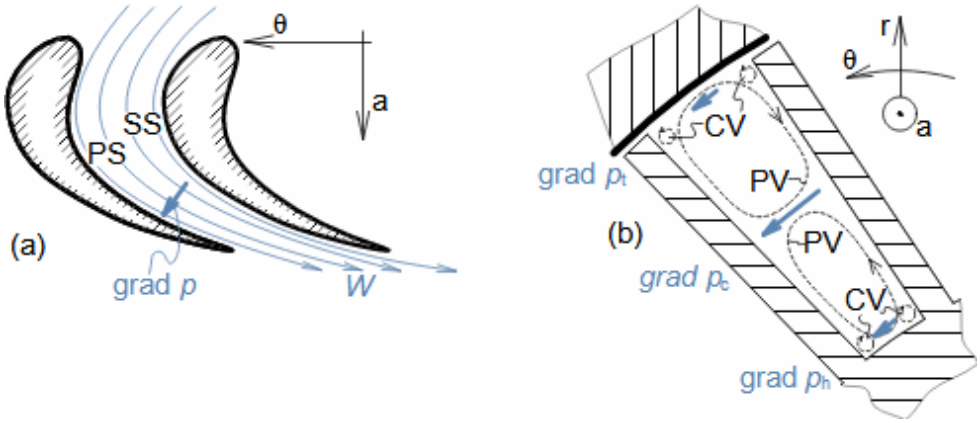
Při výpočtu ztrát analytickým způsobem se nejčastěji čerpá z poznatků pořízených při výzkumu lopatkových strojů, které prováděl např. Aurel Stodola (1859-1942; slovenský rodák, profesor na Vysoké škole technické v Zürichu) především v oblasti tepelných strojů a Carl Pfleiderer (1881-1960; německý inženýr, profesor na Technické univerzitě v Braunschweigu) především v oblasti hydraulických strojů.

Ztráty sekundárním prouděním

Gradient tlaku

V lopatkových kanálech vzniká příčné proudění jako důsledek nerovnoměrného příčného gradient tlaku v lopatkovém kanále. Vznik příčného proudění je následující: Gradient tlaku ve směru normály proudění vzniká v lopatkovém kanále a způsobuje, že tlak na sací straně lopatky je menší než na přetlakové straně, viz Obrázek 3(a). V důsledku tření tekutiny o plochy statorového víka a plochy hřídele rotoru je rychlost proudění a tedy i gradient tlaku, respektive tlak u těchto ploch menší než na středním

3:



(a) vznik gradientu tlaku v lopatkovém kanále; (b) vznik příčného proudění v důsledku rozdílných tlaků, respektive jejich gradientů mezi jádrem produ $_c$ (core) a patou $_h$ a špicí lopatky $_t$. SS-sací strana lopatky; PS-přetlaková strana lopatky; PV-příčné (víry) proudění (passage vortex); CV-koutové víry (counter vortex). p [Pa] tlak; W [m·s^{-1}] relativní rychlost pracovní tekutiny. r-radiální směr; θ-obvodový směr; a-axiální směr.

Kanálové víry
Koutové víry

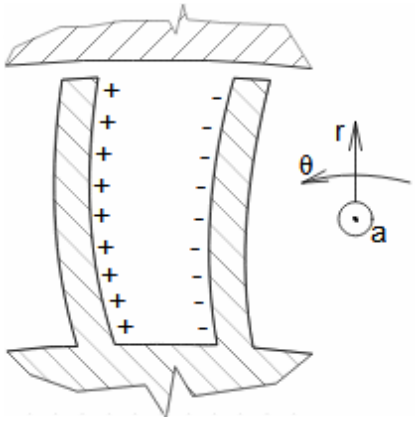
poloměru lopatek, což způsobuje příčné proudění v lopatkovém kanále rotoru a vznik kanálových vírů, které u pat a špic lopatek iniciuje víry v koutech, viz Obrázek 3(b), [Japikse, s. 6-31]. Tento jev se vyskytuje na statorových a rotorových lopatkových kanálech.

Velikost ztráty sekundárním prouděním roste například se zvětšujícím se nátokovým úhlem, s klesajícím poměrem mezi výškou a tětivou lopatek a sklesajícím Machovým číslem [Japikse, 6-32].

Nakloněná lopatka
Prohnutá lopatka

Ke zmenšení ztráty příčným prouděním se provádí naklonění lopatek od radiální osy nebo jejště lépe jejich prohnutí (Obrázek 4) [Japikse, s. 6-13], [Kadrnožka, s. 97].

4:



Takovému tvaru lopatky se říká prohnutá lopatka (blowed-twisted blade nebo 3D stacks).

Obvodová složka rychlosti
Eulerova práce

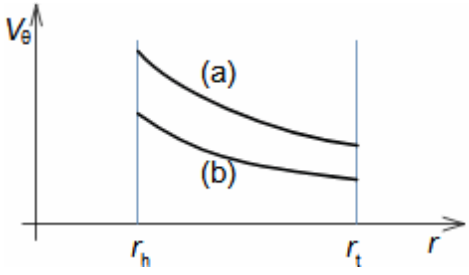
Tvar prohnuté lopatky axiálního stupně, lze navrhnout podle rovnic pro osově symetrické potenciální proudění. To by znamenalo, že obvodová složka rychlosti V_θ by se měnila podle pravidla pro potenciální vír, takže u pat lopatek by byla obvodová složka mnohem vyšší než u špic a tím i rozdíly v gradientech tlaku. Pro dosažení nižších gradientů tlaků se u prohnutých lopatek častěji používá návrh obvodové složky rychlosti podle jiné exponenciální funkce, například danou Vzorcem 5, viz Obrázek 6. Vzorec 5 je výhodný v tom, že Eulerova práce po výšce lopatek je konstantní jako u potenciálního proudění (rovnice potenciálního víru je speciálním případem této rovnice).

5:

$$\left.\begin{aligned} r\cdot V_{1\theta} &= a\cdot r^{n+1}+b \\ r\cdot V_{2\theta} &= a\cdot r^{n+1}-b \end{aligned}\right\} \Rightarrow r\cdot V_{1\theta}-r\cdot V_{2\theta}=2b$$

V [m·s^{-1}] absolutní rychlost; r [m] poloměr; a, n-navržené konstanty; b-konstanta (lze vypočítat z navržené Eulerovy práce na ref. poloměr).

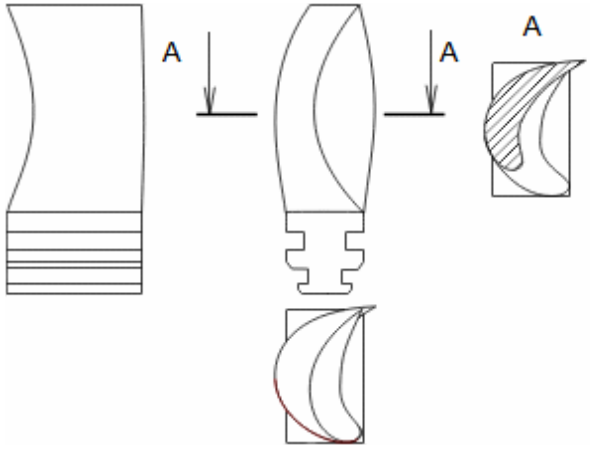
6:



Průběh obvodové složky rychlosti po výšce lopatek: (a) $r\cdot V_\theta$=konst.; (b) průběh V_θ podle Vzorce 5 (n<-1).

Exponenciální průběh cirkulace rychlosti způsobuje, že úhel relativní rychlosti se mění tak, že na špici lopatky může být velmi blízký úhlu u paty lopatky, i když ve středu lopatky je značně rozdílný, viz Obrázek 7.

7:



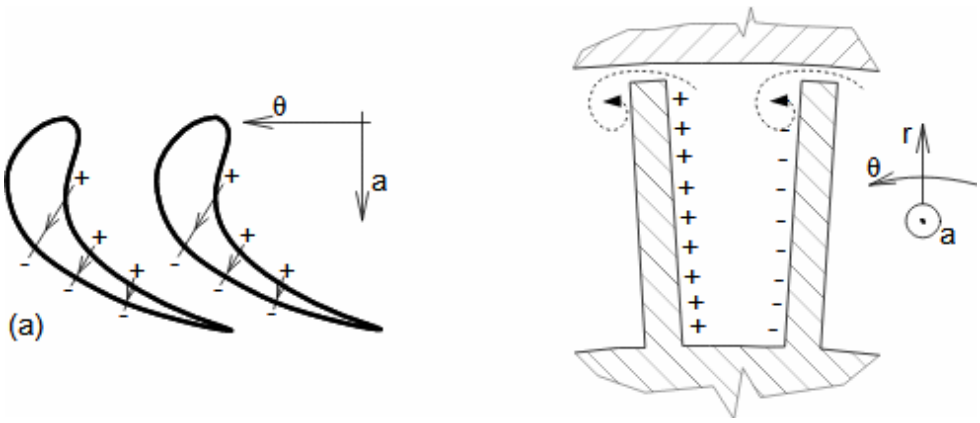
Prohnutá lopatka navržená podle Vzorce 5.

Okrajové ztráty

Koutové víry

Okrajovými ztrátami se nazývá negativní vliv přetékaní pracovní tekutiny u špic lopatek z přetlakové na sací stranu, viz Obrázek 8. Při tomto přetákání se jednak zvyšuje víření (zejména koutové víry), jednak dochází ke ztrátě obvodové složky síly působící na lopatku.

8:



Bandáž

Okrajové ztráty pro případ krátkých lopatek mohou být řádově stejné jako pro profilové ztráty, ale jejich poměrná hodnota výrazně klesá s délkou lopatek. Ztrátu radiální mezerou lze snížit použitím bandáží, které úplně zamezují přetákaní přes okraj lopatek.

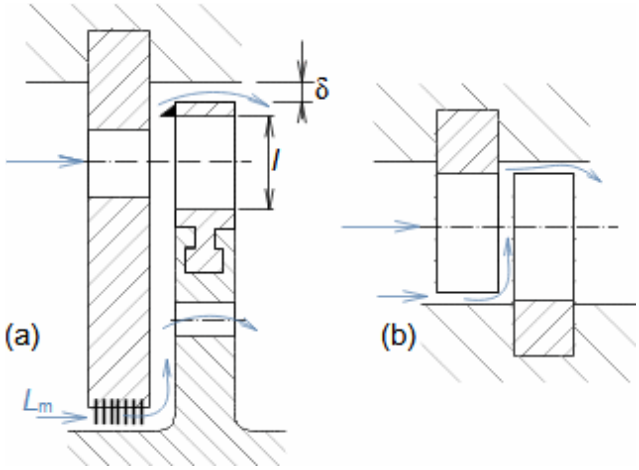
Pokud to pevnost oběžného kola dovolí, používá se ke snížení okrajových ztrát na lopatkách radiálních stupňů krycí disk, viz Obrázek 20(b).

Ztráty vnitřní netěsností stupně

Bandáž

Mezi rotorovými lopatkami a skříní, respektive mezi statorovými lopatkami a hřídelí musí být jistá radiální mezera δ, a to i v případě použití bandáží, viz Obrázek 9. Především v případě tepelných strojů je tato mezera významná, protože kompenzuje teplotní roztažnost materiálu. Pracovní tekutina, která uniká přes tuto mezeru nekoná práci a představuje tedy ztrátu. Velikost této ztráty závisí na konstrukci stupně a bandáže.

9:



(a) nětěsnost u rovnotlakového stupně s rotoru diskové konstrukce a lopatkami s bandážemi; (b) ztráta vnitřní netěsností u stupně bez bandáží. L_m [kg·s^{-1}] hmotnostní tok netěstnostmi stupně; δ [m] délka radiální mezery; l [m] délka lopatky.

Diskový rotor

Dále je třeba počítat s tím, že proudění netěsnostmi může narušit hlavní proud, protože má vyšší energii. V případě diskových rotorů, se proto netěsnost předchozí řady lopatek odvádí otvorem v disku mimo lopatkové kanály (Obrázek 9(a)). Netěsnost u lopatek bez bandáže obvlivňuje i okrajovou ztrátu, viz Úloha 1. Vztahy pro přibližné stanovení ztráty vnitřní netěsností jsou uvedeny v [Kadrnožka, s. 95, 200], [Japikse, s. 6-35].

Poměrná ztráta vnitřní netěsností klesá s délkou lopatek, respektive s poměrem délky lopatek l a radiální mezery δ. U stupňů pracovních strojů se navíc může v některých provozních stavech projevit netěsnost kladně, protože stabilizuje proudění stupně. Závislost délky na lopatek na účinnost stupně je uvedena například v [Misárek, s. 73].

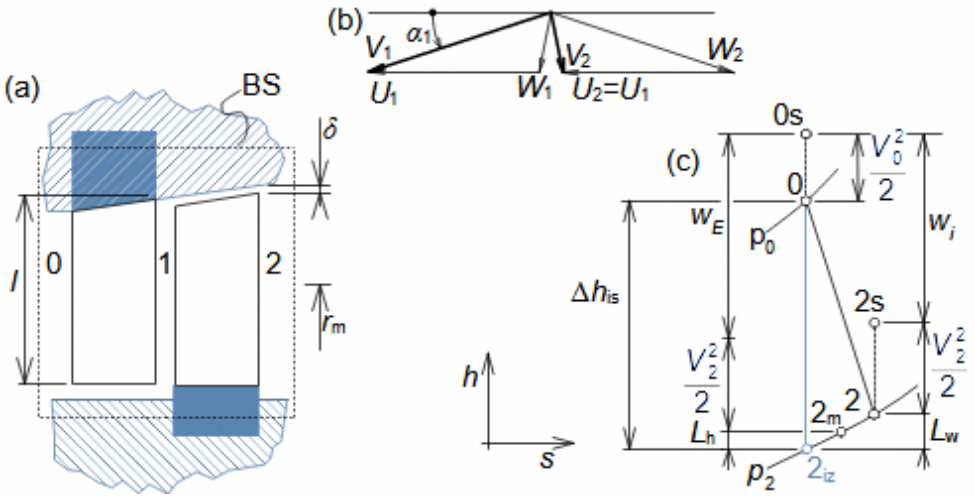
Úloha 1:

Celkové ztráty

Vnitřní výkon

Stupeň parní turbína

Určete celkové ztráty a vnitřní výkon axiálního stupně parní turbíny s prizmatickými lopatkami. Vypočítaná účinnost Eulerovy práce na střední poloměru stupně je 0,8405. Další parametry stupně jsou tyto: r_m=325 mm; δ=0,5 mm; l=25,6425 mm; α_1=20°; U_1=102,1018 m·s^{-1}; V_1=147,4688 m·s^{-1}; V_2=62 m·s^{-1} (stejná rychlost je i průměrná vstupní/výstupní ze stupně); L_h=3,3970 kJ·kg^{-1} (profilové ztráty); Δh_{is}=21,3 kJ·kg^{-1}, m=12 kg·s^{-1}. Řešení úlohy pomocí vzroců používaných ve společnosti PBS je uvedeno v Příloze 1.



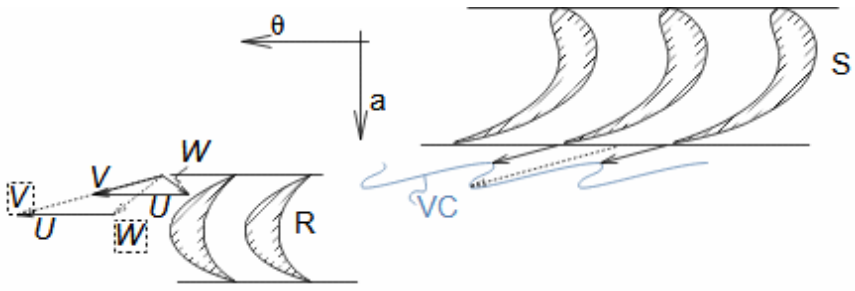
(a) meridiální řez stupněm; (b) rychlostní trojúhleník na středním poloměru; (c) *h-s* diagram stupně. η_E [1] účinnost Eulerovy práce; l [mm] délka lopatek; α [°] úhel absolutní rychlosti; U [m·s^{-1}] obvodová rychlost lopatek; W [m·s^{-1}] relativní rychlost lopatek; h [J·kg^{-1}] entalpie; s [J·kg^{-1}·K^{-1}] entropie; L_h [kJ·kg^{-1}] profilové ztráty na středním poloměru; L_w [kJ·kg^{-1}] ztráty stupně na práci; Δh_{is} [kJ·kg^{-1}] izoentropický spád stupně; m [kg·s^{-1}] hmotnostní průtok. Index $_m$ označuje střední poloměr lopatek.

Ztráta nerovnoměrností rychlostního pole před mříží

Mezní vrstva
Rychlostní trojúhelník

Na výstupu z lopatkové mříže je nerovnoměrné rychlostní pole jehož příčinou je mezní vrstva proudu u ploch lopatek na sací i přetlakové straně. Tato nerovnoměrné rozložení rychlosti pracovní tekutiny způsobuje, že při pohybu rotorové řady lopatek, která prochází takovým rychlostním polem, se střídavě mění úhel náběhu i velikost nátokové rychlosti, respektive rychlostní trojúhelník, viz Obrázek 10.

10:



Čárokovaně je nakreslen rychlostní trojúhleník v oblasti jádra proudu, plnou čarou na rychlostní trojúhleníky v oblasti odtokových hran, kde se plně projevuje vliv mezní vrstvy. S, R-statorová, respektive rotorová řada lopatek; VC-(velocity contour) rychlostní profil v mezeře mezi řadami lopatek.

Odtržení proudu od profilu
Kmitání lopatek

Nerovnoměrné rychlostní pole také přispívá ke zvýšení citlivosti difuzorových lopatkových kanálů na odtržení proudu od profilu a buzení kmitání o frekvenci odpovídající násobku počtu lopatek a otáček.

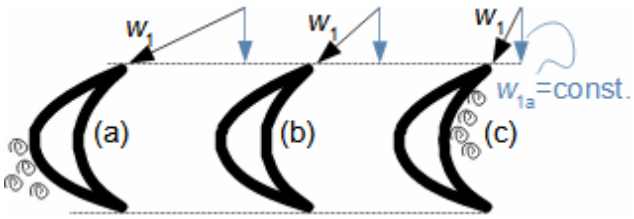
Opatření proti buzení kmitů od střídavého rychlostního pole je změna počtu lopatek rotoru, oproti statoru, nebo zvětšení mezery mezi mřížemi, což ale vede na zvýšenou tlakovou ztrátu mezi řadami lopatek a zvětšením stroje.

Ztráta nesprávným nátokovým úhlem

Odtržení proudu od profilu

Ztráta nesprávným nátokovým úhlem vzniká při nesprávném směru proudění pracovní tekutiny do lopatkového kanálu. Nátokový úhel je pak příliš velký nebo naopak malý oproti návrhovému stavu, což může vést k odtržení proudu od profilu Obrázek 11. Tato ztráta vzniká, jestliže nátoková hrana lopatek nerespektuje změny obvodové rychlosti a tedy nátokového úhlu – týká se zejména prizmatických lopatek axiálních stupňů a záběrníků radiálních stupňů. Může také vzniknout u zkroucených lopatek při změně průtoku nebo otáček. Vztahy pro její stanovení jsou uvedeny například v [Kadrnožka, s. 100]

11:



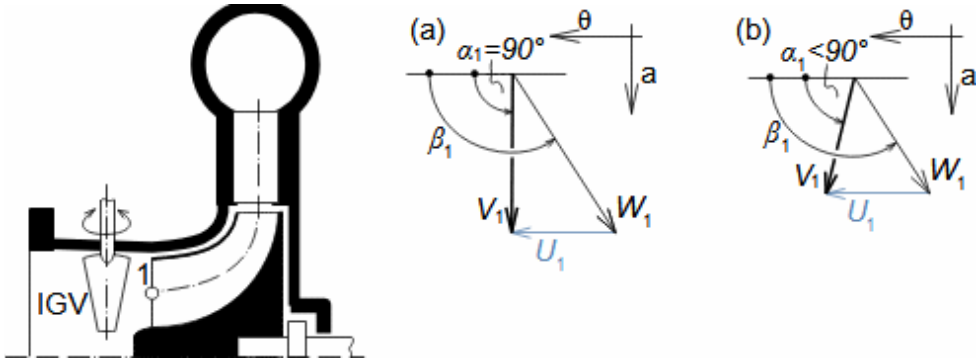
Změna nátokového úhlu prizmatické lopatky: (a) proudění u paty lopatek; (b) proudění na středním průměru (v jádru lopatkového kanálu); (c) proudění u špice lopatky.

Natáčivé lopatky

Předřazené lopatky

Ztrátu nesprávnými nátokovým úhlem způsobenou změnou průtoku lze kompenzovat natáčením statorových nebo rotorových lopatek, případně u stupňů pracovních strojů předřadit statorové natáčivé lopatky a to i u radiálních stupňů, viz Obrázek 12. Při změně průtoku se předřazené statorové lopatky natočí tak, aby se co nejméně měnil vstupní uhel relativní rychlosti do mříže rotoru,

12:



(a) rychlostní trojúhleník na nátokové hraně záběrníku v případě jmenovitého průtoku; (b) odklon absolutní rychlosti od osového směru pomocí předřazených lopatek, tak aby nátokový úhel β_1 zůstal zachován i při sníženém průtoku. IGV-předřazené statorové lopatky (inlet guide vane). α [°] úhel absolutní rychlosti; β [°] úhel relativní rychlosti rychlosti.

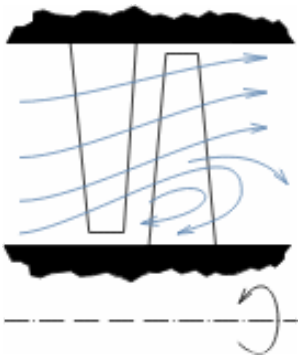
Otáčky

tím se dosáhne co nejmenšího poklesu účinnosti kvůli změně nátkového úhlu. Předřazené lopatky se používají tam, kde nelze měnit otáčky, pakliže lze, tak je výhodnější při snížení průtoku snížit i otáčky a tím také zůstane zachován nátokový úhel.

Ztráta zpětným prouděním

Tento typ ztráty souvisí se změnou průtoku. V případě sníženého průtoku může dojít, u axiální a diagonálních stupňů, k významnému odtržení proudu od ploch hřídele (u pat lopatek) a zpětnému proudění jak ukazuje Obrázek 13. To je způsobeno působením odstředivých sil na pracovní tekutinu.

13:



Zpětné proudění u dlouhé zkroucené lopatky při zmenšení průtoku stupněm turbíny.

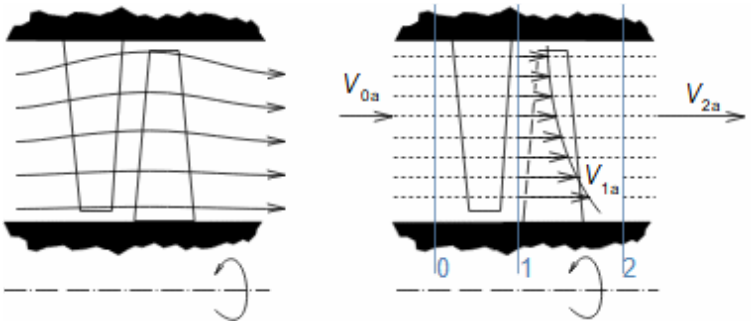
Hydraulický stroj
Tepelný stroj

U hydraulických strojů je této ztrátě většinou zamezováno natáčení lopatek tak, že se zmenší průtočná plocha lopatkových kanálů a kapalina se rovnoměrně rozloží celým lopatkových kanálem (viz Kaplanova turbína). U tepelných strojů bez možnosti natáčení lopatek a změny otáček je tento problém obtížně řešitelný a s jistým odtržením při změně parametrů je nutné vždy počítat.

Měrný průtok

U axiálních a diagonálních stupňů dochází vlivem odstředivých sil ke zvyšování hustoty plynu směrem od osy rotace. To znamená, že lze, u čistě axiálního stupně navrženého pro konstatní velikost axiální složky rychlosti $V_a(r)$=konst., očekávat tvar proudnic jako na Obrázku 14(a). Ve výsledku to

14:



$$V_{1a} = V_{0a}\frac{v_1}{v_0}$$

(a) odklon proudnic ve stupni navrženém pro $V_a(r)$=konst.; (b) princip návrhu stupně s konstantním měrným průtokem. v [$m^3 \cdot kg^{-1}$] měrný objem.

znamená, že většina pracovního plynu bude protékat blíž k vnějšímu poloměru lopatek a při sníženém průtoku jsou tyto stupně citlivé na vytváření zpětného proudění. K zajištění rovnoměrného průtoku stupněm a snížení citlivosti na ztrátu zpětným prouděním se stupně tepelných stojů navrhují pro konstatní měrný průtok, při kterém jsou průtočné průřezy stupně navrženy tak, aby na každé proudové ploše byl v axiálním směru stejný měrný průtok (hmotnostní průtok na mm^2 průtočné plochy), viz Obrázek 14(b).

Osově symetrického potenciálního proudění

Podmínku konstatního měrného průtoku splňují axiální stupně s konstatním axiální složkou rychlosti automaticky, jestliže pracovní tekutinou je nestlačitelná kapalina. Čistě axiální stupně, kterými protéká stlačitelný plyn, navržené na konstantní měrný průtok nesplňují podmínku platnosti rovnice pro osově symetrické potenciální proudění v axiálním směru , ale mívají větší účinnosti mimo návrhový stav stupně, především při sníženém průtoku, protože průtok stupněm je rovnoměrněji rozložený.

Ztráty změnou meridánové rychlosti

Průtokový součinitel

Průtočný průřez

Ztráta výstupní rychlostí

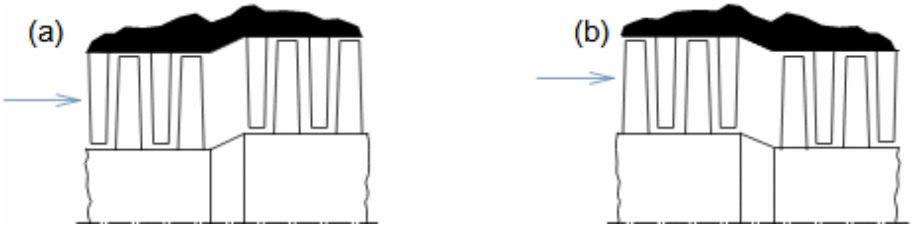
Stupně lopatkových strojů jsou obvykle navrženy pro konkrétní velikost meridiánové rychlosti, která je kompromisem mezi velikostí stupně a ztrátami, takže když se tato rychlost mění v rámci stupně nebo i v rámci vícestupňových strojů, tak nějaké parametry pracovního stroje to zlepšuje, ale většinu zhoršuje (optimální velikost meridánové rychlosti se obvykle stanovuje pomocí veličiny zvané průtokový součnitel). Například u tepelných turbín se postupně zvyšuje měrný objem jak pracovní plyn expanduje. Takže při stejných průtočných průřezech stupně dochází postupně k nárůstu rychlosti. Vyšší rychlosti znamenají nejen vyšší třecí ztráty, ale i tzv. ztrátu výstupní rychlostí, kdy je Eulerova práce stupně nižší ve prospěch výstupní kinetické energie. Obdobně je to při kompresi v turbokompresorech, kde při stejných průtočných průřez musí docházet k poklesu rychlosti. To znamená, že může klesnout ztráta třením, ale s poklesem rychlosti je nutné zvětšit prohnutí lopatek (pro zachování stejné Eulerovy práce stupně, respektive obvodové složky rychlosti), což může vést na ztrátu odtržením proudu od profilu lopatek.

Velkým změnám rychlostí při změně hustoty lze předejít například změnami patního i obvodového poloměru lopatek po jednotlivých stupních nebo po skupinách stupňů, Obrázek 15.

Unifikace
Axiální stupeň

Výhodou tohoto řešení je snadnější návrh i unifikace, protože každá sekce je navržené pro konkrétní parametry, které se mohou opakovat i na jiných strojích. V případě atypu lze pouze část stupňů navrhnout originálně, tak aby na jejich výstupu byly parametry vhodné pro unifikovanou a tedy již spočítanou skupinu stupňů.

15:



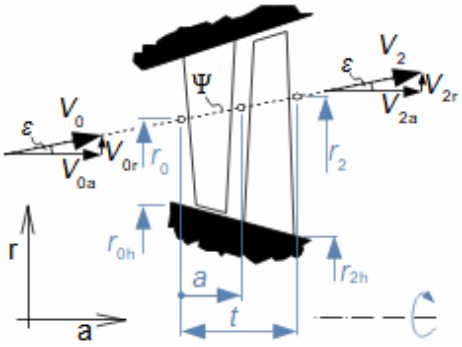
Provedení odstupňované změny průtočného průřezu u axiálních stupňů: (a) odstupňování průměru po dvou axiálních turbínových stupních; (b) odstupňování průměru po dvou axiálních kompresorových stupních.

Nevýhodou odstupňování jsou přechodové části mezi jednotlivými skupinami, nárůst hmotnosti hřídele i počtu lopatek umístěných po obvodě a velký výstupní průměr. Alternativou k takové konstrukci je model proudění po kuželových plochách.

Kuželové stupně

Kuželové stupně jsou stupně se změnou délek lopatek v rámci jednoho stupně, ve kterém jsou návrhové proudové plochy kuželové. Používá se u stlačitelného proudění ke kompenzaci změny měrného objemu, tak aby axiální složka rychlosti na výstupu ze stupně byla stejná jako na jeho vstupu, viz Obrázek 16.

16:



Ψ-vyšetřovaná proudnice; ε [°] úhel mezi axiálním směrem a směrem po kuželové ploše; t [m] délka stupně. Příklad proudění po čistě kuželových plochách ve stupni turbíny.

Jestliže je axiální složka rychlosti na vstupu a výstupu kuželového stupně konstantní, tak lze rovnice kontinuity odvodit vztah mezi vstupním a výstupním poloměrem, viz Vzorec 17.

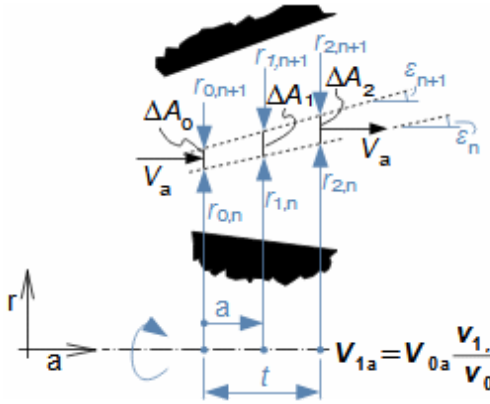
17:

$$r_2=\sqrt{\frac{v_2}{v_0}\left(r_0^2-r_{0h}^2\right)+r_{2h}^2}$$

Vzorec pro výpočet výstupního poloměru kuželového stupně: V případě pracovních strojů se označuje stav před stupněm místo 0 číslem 1 a za stupněm místo 2 číslem 3. Odvozeno za předpokladu $V_{00}=V_{20}=0$. Odvození rovnice je v Příloze 3.

Posledním vzorcem je dán jednoznačný vztah mezi axiální a radiální složkou rychlosti, protože z délky stupně *t* lze vypočítat úhel kuželové plochy *ε*. Kuželový stupeň zohledňuje změnu měrného objemu a již z principu tedy by měl být navržen pro konstantní měrný průtok. Znaméná to, že axiální složka rychlosti by ve směru radiálním měla být proměnná (Vzorec 18), a protože ve směru axiálním se mění i radiální složka, tak se takový návrh blíží předpokladům potenciálního proudění.

18:



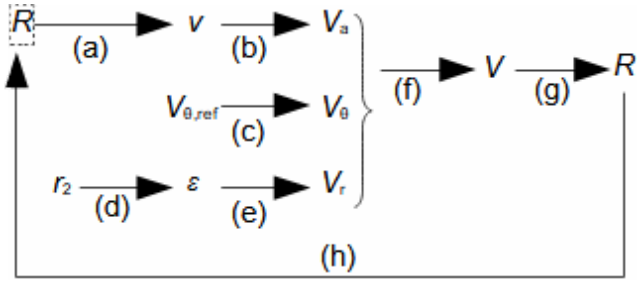
$$V_{1a} = V_{0a} \frac{v_{1,n}}{v_0} \frac{r_{0,n+1}^2 - r_{0n}^2}{(r_{0,n+1} + a \cdot \tan \varepsilon_{n+1})^2 - (r_{0,n} + a \cdot \tan \varepsilon_n)^2}$$

A [m^2] průtočný průřez; n-číslo proudové plochy. Axiální rychlost se počítá vždy těsně před nátokovou hranou lopatky a za odtokovou hranou lopatky. Hrana lopatky může mít jistý sklon nebo je konstruovaná do oblouku, takže s tím se po výšce mění parametry *a*. Změna poloměru mezi lopatkovými řadami způsobuje, že výstupní trojúhelník na výstupu z předchozí řady bude jiný než na vstupu do následující řady, a je nutné přepočítat nejen axiální ale i obvodovou složku rychlosti. Vzorec je zapsán ve tvaru pro turbínové stupně, pro stupně pracovních strojů platí stejný vzorec, s tím, že stačí zaměnit index 0 za 1 a index 1 za 3. Odvození vzorce je uvedeno v Příloze 4.

Stupeň reakce

Stupeň reakce pro jednotlivé poloměry se musí počítat iteračně, tj. provede se odhad stupně reakce pro vyšetřovaný poloměr a z něj se stanoví parametry pracovního plynu, ze kterých se následně spočítají rychlosti a stupeň reakce, jehož výsledek se porovná s odhadem, viz Obrázek 19.

19:



R [1] stupeň reakce. (a) odhad stupně reakce a z h-s diagramu nebo výpočtem určení měrného objemu na výstupu z první řady lopatek; (b) výpočet axiální složky rychlosti; (c) výpočet obvodové složky rychlosti ze vzorce pro konstantní cirkulaci a zadaného trojúhelníku na referenčním poloměru; (d) výpočet výstupního poloměru stupně podle Vzorce 17 a úhlu *ε*; (e) výpočet radiální složky rychlosti; (f) výpočet absolutní rychlosti; (g) výpočet stupně reakce z rychlostí; (h) porovnání s původním odhadem stupně reakce, jestliže přesnost odhadu nebyla dostatečná výpočet se opakuje s novým odhadem. Index $_{ref}$ označuje zadané parametry na referenčním poloměru.

Výše uvedený postup návrhu kuželového stupně je pouze jeden z mnoha možných variant, například v [Kadrnožka, 2004], [Pfleiderer, 2005] se sklon kuželových ploch předepisuje a následně iteračně dopočítává vstupní a výstupní rychlost ze stupně, které se po výšce lopatky mění.

Ventilační ztráta rotoru

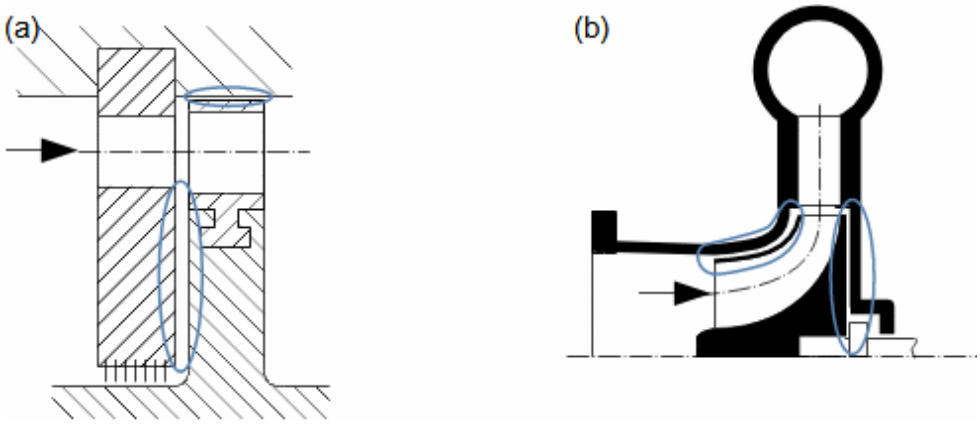
Rotor
Eulerova práce
Tření

Tato ztráta je ekvivalentní části Eulerovy práce, kterou je třeba vynaložit k překonání třecího odporu pracovní tekutiny proti otáčení rotoru. Toto tření je spojené i s vývinem tepla na třecích plochách a jeho sdílení s hmotou stroje i pracovní tekutinou.

Diskový rotor
Radiální stupeň
Bandáž

Významná ventilační ztráta vzniká například u diskových konstrukcí rotoru (Obrázek 20(a)), kde je relativně velká plocha disku ve styku s pracovní tekutinou uzavřenou mezi diskem a statorem. Dále je významná u radiálních stupňů (Obrázek 20(b)). Ventilační ztráta také vzniká na vymezujících plochách mezi rotorem a statorem (bandáží), ale tato ztráta bývá relativně malá. Vztahy pro výpočet ventilační ztráty disku i bandáží jsou uvedeny v [Kadrnožka, s. 193].

20:



(a) hlavní plochy vzniku ventilační ztráty mezi disky axiálního stupně; (b) hlavní plochy vzniku ventilační ztráty u radiálních stupňů.

Třecí teplo

Tření z ventiláční ztráty zvyšuje teplotu na třecích plochách, takže zahřívá jak pracovní tekutinu, viz Vzorec 21.

21: $w_r = q_r = \delta \cdot w_r + (1-\delta) w_r$ w_r [J·kg^{-1}] ventilační ztráta; q_r [J·kg^{-1}] teplo z venitlační ztráty; δ [1] součinitel rozdělení tepelného toku z ventilační ztráty rotoru; $\delta \cdot w_r$ [J·kg^{-1}] část tepla vzniklé ventilací odvedené do stěn stroje (teplo sdílené s okolím); $(1-\delta)w_r$ [J·kg^{-1}] část tepla vzniklé ventilací odvedené do pracovní tekutiny.

K výpočtu ventilačních ztrát se používají poloempirické vztahy např. [Kadrnožka, 2004, s. 277], [Pfleiderer, 2005, s. 323], pro oběžná kola bez krycího disku jsou uvedeny poloempirické vztahy v [Kousal, 1980, s. 249], které zahrnují

i ztrátu okrajovou lopatek. Tyto vztahy jsou funkcí konstrukce oběžného kola (především jeho rozměrů) a otáček.

Vliv protiběžného víru

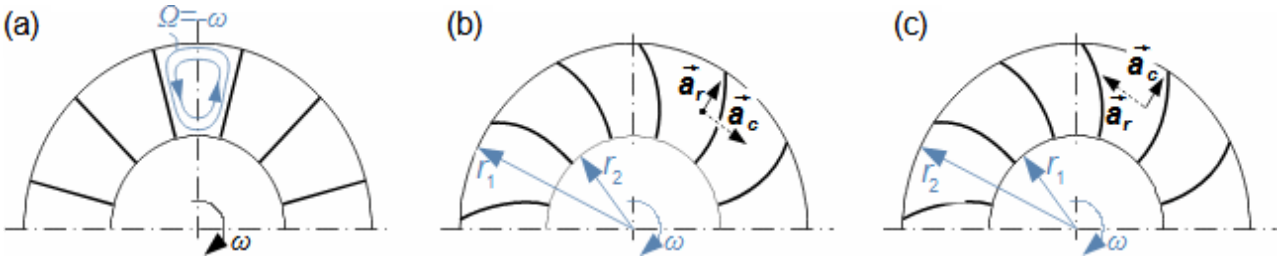
Protiběžný vír
Coriolisovo zrychlení
Dozadu zahnuté lopatky

Protiběžný vír vzniká působením Coriolisova zrychlení na proudící pracovní tekutinu v radiálním směru, proto je tato ztráta tím významanější, čím větší je radiální složka proudění. Výrazně ovlivňuje proudění v radiálních stupních, viz Obrázek 22(a). Tento jev je analogický ke vzniku cyklonů vznikajících v atmosféře Země. Vliv protiběžného víru je nejmenší u dozadu zahnutých lopatek.

Odtržení proudění
Cetrifugální stupeň

Relativní protiběžný vír má velký vliv na citlivost odtržení mezní vrstvy od profilu centrifugálních stupňů pracovních strojů. U lopatek dopředu zahnutých je tato náchylnost větší, protože odstředivé zrychlení směřuje od odtokové hrany na sací straně lopatek a ještě více podporuje odtržení. U dozadu zahnutých lopatek je náchylnost na odtržení menší, protože odstředivé zrychlení směřuje k ploše sací strany lopatek, tím mezní vrstvu částečně stabilizuje, viz Obrázek 22(b, c). Z uvedených důvodů je hustota lopatkové mříže s dopředu zahnutými lopatkami větší než mříží s dozadu zahnutými lopatkami, i když to znamená vyšší profilové ztráty. Radiální čerpadla a ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami mají také širší regulační rozsah než stupně s dopředu zahnutými lopatkami, které z těchto důvodů bývají rovnotlakové nebo jen s malým přetlakem.

22:

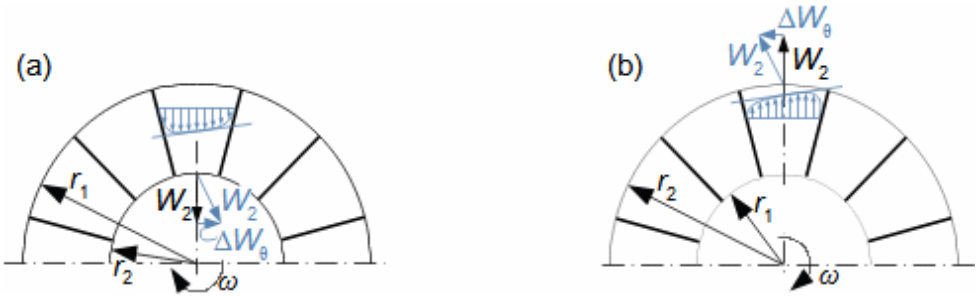


(a) vznik protiběžného víru; (b) dostředivé proudění; (c) odstředivé proudění. ω [rad·s^{-1}] úhlová rychlost otáčení kola; Ω [rad·s^{-1}] úhlová rychlost protiběžného víru; a_r [m·s^{-2}] odstředivé zrychlení; a_c [m·s^{-2}] Coriolisovo zrychlení.

Radiální složka rychlosti
Skluz

Přímým důsledkem působení víru je nerovnoměrné rozložení radiální složky rychlosti proudění v lopatkovém kanále (na jedné straně ji urychluje, ale na druhé straně kanálu naopak zpomaluje) a změna obvodové složky výstupní relativní rychlosti, kterému se říká skluz (Obrázek 23(a, b)). Tento vír ve výsledku omezuje schopnost stupně konat, respektive využívat práci především kvůli nevýhodné změně obvodové složky rychlosti $W_{2\theta}$ a tedy i $V_{2\theta}$ na výstupu z kola (snižuje zakřivení proudu).

23:

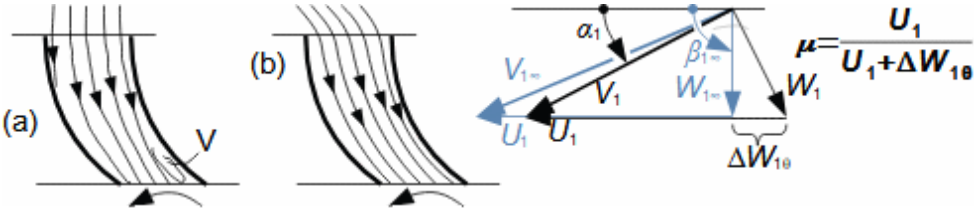


ΔW_θ [m·s^{-1}] odchylka obvodové složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola způsobená protiběžným vírem.

Součinitel skluzu

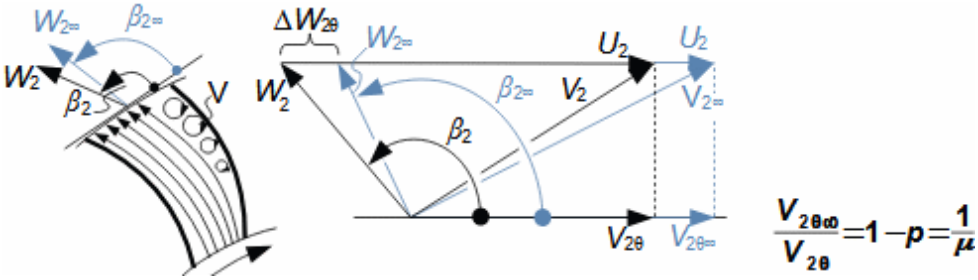
K predikci vlivu protiběžného víru na obrovodou práci se používá veličina nazývaná součinitel skluzu. Skluz je definován jinak u stupňů turbín (Obrázek 24) a jinak u stupňu pracovních strojů (Obrázek 25).

24:



Definice součinitele skluzu u centrifugálního stupně cetripetální turbíny: (a) vliv protiběžného víru na proudění; (b) v případě centripetálních turbín je možné kompenzovat skluz změnou úhlu absolutní rychlosti před oběžným kolem, tím se změní i úhel relativní rychlosti. μ [1] součinitel skluzu pro centripetální turbíny (vztahy pro jeho výpočet jsou uvedeny například v [Kadrnožka, 2004, s. 228]); β [°] úhel relativní rychlosti. V-víry, které vznikají po odtržení proudu od profilu. Index ∞ označuje parametry rychlostního trojúhelníku pro případ nekonečného počtu lopatek (případ, kdy nevzniká protiběžný vír).

25:



Definice součinitele skluzu u centrifugálního stupně pracovního stroje: μ [1] součinitel skluzu pro centrifugální stupně pracovních strojů (vztahy pro jeho výpočet jsou uvedeny například v [Kadrnožka, 2004, s. 280], [Japikse, 1997, s. 4-6]); p [1] součinitel skluzu definovaný podle Pfleiderera.

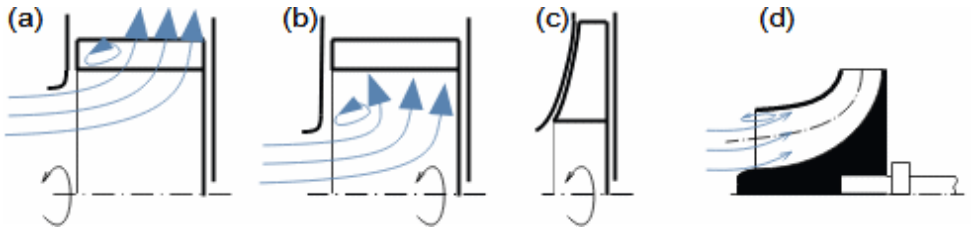
Ztráty v záběrníku u radiálních stupňů

Záběrník

U čistě radiálních stupňů mohou vznikat v blízkosti vstupních hran záběrníku víry, viz Obrázky 26(a, b). Ke snížení vlivu těchto vírů se konstruují stupně s postupným zmenšením šířky radiální lopatky, Obrázek 26(c).

Víry vznikají i u špic lopatek zaběrníku radiální stupně v místě přechodu z axiání do radiálního směru. Tento vír vzniká

vytlačením části pracovní tekutiny u špic lopatek, radiálním proudem o vyšším tlaku, viz Obrázek 26(d).

26: 

Rozsáhlé informace z měření vlivu jednotlivých typů ztrát na účinnost radiálního kompresorového stupně jsou uvedeny v [Misárek, 1963].

Příklad postupu při návrhu stupně se ztrátami

Analytické metody
Numerické metody

Při rozhodávání o postupu návrhu stupně lopatkového stroje se berou v úvahu požadavky na jeho výkonové parametry, cenu, náklady na provoz, způsob provozu i podle toho zda se jedná o stroj pro sériovou výrobu nebo kusovou. Z toho důvodu se nelze popsat univerzální postup návrhu lopatkového stroje. Své místo mají i dnes lopatkové stroje s dokonale nepropracovanými tvary lopatkových kanálů i ty nejdokonalejší vyrobené z nejlepších otěru odolných materiálů. O návrhu průtočných částí lze obecně říci, že je lze navrhnout podle analytických metod a optimalizovat a zpřesnit jejich parametry pomocí metod numerických [Dejč, 1967], [Kousal, 1980], [Japikse, 1997], [Karnožka, 2004], [Pfleiderer, 2005].

Celkové ztráty stupně
Vnější ztráty
Profilové ztráty
Eulerova práce
Vnitřní práce

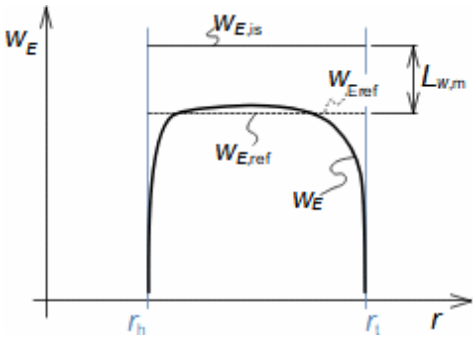
Při návrhu tvaru a rozměrů lopatkového kanálu se celkové ztráty rozdělují na profilové ztráty (někde označované jako vnitřní) a vnější ztráty (někde označované jako ostatní ztráty) [Japikse, s. 2-20]. Profilové ztráty přímo ovlivňují tvar rychlostních trojúhleníků na vyšetřovaném poloměru. Vnější ztráty jsou všechny další typy ztrát. Při tomto rozdělení jde především o to, že některé typy ztrát jsou kryty Eulerovou prací (nejvíce to je patrné na ventilační ztrátě), takže průměrná hodnota Eulerovy práce musí být větší než vnitřní práce stupně.

2D návrh
Energetická rovnováha
Eulerova práce

Při analytickém návrhu provádíme buď 1D nebo 2D návrh. V případě 2D návrhu musí být dodržena podmínka energetické rovnováhy. To znamená, že základem je predikce Eulerovy práce na jednotlivých vyšetřovaných poloměrech stupně tak, že součet ztrát a Eulerovy práce musí být na každém poloměru stejný. Z předchozích kapitol o ztrátách je zřejmé, že je téměř nemožné navrhnout stupeň lopatkového stroje, který by měl na všech poloměrech stejnou Eulerovu práci, respektive ztráty. Nicméně pro první iteraci se navhruje rozložení Eulerovy práce podle

rovnice pro potenciální vír nebo Rovnice 5 pro prohnuté lopatky, které byly odvozeny pro konstantní hodnotu Eulerovy práce, viz Obrázek 27. Až v dalších iterací pro navržený tvar podle první iterace se ztráty a práce pro jednotlivé poloměry počítají podle potřeby přesněji, případně i numericky.

27:



Porovnání Eulerovy práce axiálního stupně při proudění izoentropický a reálným se ztrátami: $w_{E,is}$ [J·kg^{-1}] průběh Eulerovy práce při proudění beze ztrát; $w_{E,ref}$ [J·kg^{-1}] navrhovaný lienární (konstantní) průběh Eulerovy práce částečně respektující průměrné ztráty stupně; $L_{w,m}$ [J·kg^{-1}] průměrné profilové ztráty stupně. Obrázek je nakreslen pro axiální stupeň turbíny, ale pro axiální stupeň pracovního stroje platí to samé, akorát obvodová práce bude záporná, více v článku Termodynamika turbokompresorů.

Stupeň reakce

V případě 2D návrhu stupně jsou v první iteraci odhadnuty průměrný hodnoty vnitřních ztrát stupně a zadány základní parametry na referenčním poloměru, obvykle u paty, nebo na středním kvadratickém poloměru. Parametry na dalších poloměrech se dopočítávají z parametrů na referenčním poloměru přes hodnotu stupně reakce. V případě hydraulických strojů, respektive při nestlačitelném proudění lze odvodit vzorce pro stupeň reakce axiálního stupně pro jednotlivé poloměry, viz Vzorec 28. V případě stlačitelného proudění je nutné použít itaračí smyčku podle Obrázku 19, viz Úloha 2.

28:

$$\text{(a) } R = 1 - (1 - R_{ref}) \left(\frac{r}{r_{ref}} \right)^{n-1}$$

$$\text{(b) } R = 1 - (1 - R_{ref}) \left(\frac{r_{ref}}{r} \right)^{2}$$

Stupeň reakce po výšce lopatky axiálního stupně s konstantní obvodovou prací a nestlačitelné proudění: (a) stupeň reakce pro případ návrhu obvodové složky rychlosti podle Vzorce 5; (b) stupeň reakce pro případ návrhu obvodové složky rychlosti podle rovnice pro potenciální vír (n=-1). Index $_{ref}$ označuje veličinu na referenčním poloměru lopatky. Odvození je uvedeno v Příloze 5 nebo v [Japikse, s 2-40].

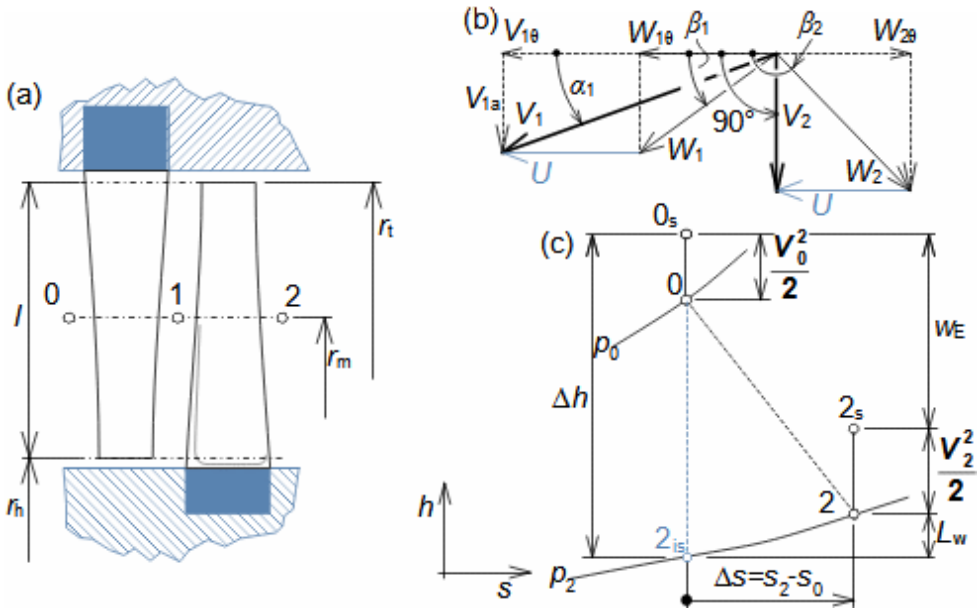
Úloha 2:

Základní návrh

Stupeň parní turbíny

Zkroucená lopatka

Proveďte základní návrh posledního stupně parní turbíny se zkroucenými lopatkami s konstantní Eulerovou prací po výšce lopatek. Návrh proveďte pro proudění se ztrátami, přičemž předpokládejte, že hodnota profilové ztráty je po výšce konstantní. Zadané parametry jsou: p_0=13 kPa; h_0=2488 kJ·kg^{-1}; ξ_w=0,1 (vztaženo k hodnotě Δh); V_0=70 m·s^{-1}; p_2=3,42 kPa; N=50 s^{-1}; m=52 kg·s^{-1}. Patní poloměr navrhněte pro stupeň reakce 0,05. Výpočet proveďte alespoň u paty, špici lopatky a středním poloměru lopatky. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 2 a v [Krbek, 1999, s. 84].



(a) meridiální řez stupněm; (b) návrh tvaru rychlostního trojúhleníku; (c) *h-s* diagram na jednotlivých poloměrech s uvožováním pouze profilových ztrát.

Postup řešení Úlohy 2

1. zadání:	ξ_w; p_0; h_0; V_0; p_2; N; m; R_h	**5.** výpočet:	r_h
2. výpočet:	stavy 0; 2; w_E; η_E ...	**6.** iterace:	R pro r_t a r_m, viz Obrázek 19
3. výpočet:	stavy 1 pro r_h (viz Rovnice 2)	**7.** výpočet:	rych. trojúhelníky pro r_t a r_m
4. výpočet:	parametry rych. trojúhelníku pro r_h		

w_E [J·kg^{-1}] Eulerova práce na vyšetřovaném poloměru; η_E Eulerova účinnost na vyšetřovaném poloměru

Ztráty v hrdlech lopatkových strojů

Hrdlo

Hrdla musí udržovat rovnoměrný tlak tekutiny na celém obvodu vstupní části prvního a výstupní části posledního stupně stroje. Ve výstupních hrdlech je pracovní tekutina přiváděna k první stupni a jestliže obsahuje i bezlopatkový rozvaděč, tak se zvyšuje i její rychlost. Ve výstupním hrdle je pracovní tekutina odváděna od posledního stupně a jestliže obsahuje bezlopatkový difuzor, tak se její rychlost i snižuje. V obou případech by mělo docházet k co nejmenším ztrátám při proudění.

Ztráta v hrdlech je obvykle vztažena ke kinetické energii před hrdlem, viz Vzorec 29.

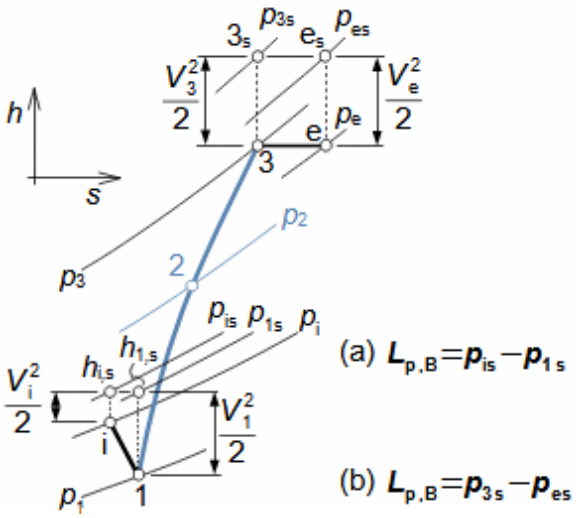
29:

$$\xi_{h,B}=\frac{L_{p,B}}{\frac{1}{2}\rho\cdot V_i^2};\qquad L_{h,B}=\xi_B\frac{V_i^2}{2}$$

$\xi_{h,B}$ [1] poměrná ztráta v hrdle; $L_{h,B}$ [J·kg^{-1}] měrná ztráta v hrdle; V_i [m·s^{-1}] střední rychlost ve vstupním průřezu hrdla; L_p [Pa] tlaková ztráta v hrdle; ρ [kg·m^{-3}] hustota.

Na Obrázku 30 je příklad dějů probíhajíích v hrdlech turbokompresoru zobrazených v *h-s* diagramu. V případě vstupního hrdla se tlak v hrdle postupně snižuje oproti vstupnímu tlaku. Jednak se zde podstatně snižuje statický tlak (vzduch musí proudit nenulovou rychlostí), a jednak dochází k tlakové ztrátě v sacím hrdle kompresoru. Ve výstupním hrdle probíhá přibližně škrcení nebo mírná komprese díky difuzorovému tvaru hrdla. V případě spirálních hrdel radiálních strojů se často tlak zvyšuje až v přímé difuzorové části, protože rozložení tlaku je v ní příznivější a stabilnější, toto řešení bývá i výhodnější, z pohledu tlakových ztrát.

30:



Průběh stavových veličin v *h-s* diagramu u jednostupňového kompresoru se vstupním a výstupním hrdlem: (a) tlaková ztráta ve vstupním hrdle (změna i-1); (b) tlaková ztráta ve výstupním hrdle (měna 3-e). Index $_i$ označuje stav pracovního plynu na vstupu do sacího hrdla kompresoru, index $_e$ označuje stav pracovního plynu na výstupu ze spirální skříně kompresoru, index $_1$ označuje stav pracovního plynu před oběžným kolem, index $_2$ označuje stav pracovního plynu na výstupu z oběžného kola, index $_3$ označuje stav pracovního plynu na výstupu ze stupně (oběžné kolo+difuzor), index $_s$ označuje celkový stav.

Data pro odhad ztrát v hrdlech jsou uvedena, například v [Kadrnožka, 2003, s. 143], [Macek, 1988, s. 58]. Obecně platí, že axiální hrdla mají nižší tlakové ztráty než hrdla boční či spirální. A že ztráty v hrdle mají podstatný vliv na celkovou vnitřní účinnost jednostupňových strojů.

Ztráty vnější netěsností

Netěsnost
Odběr

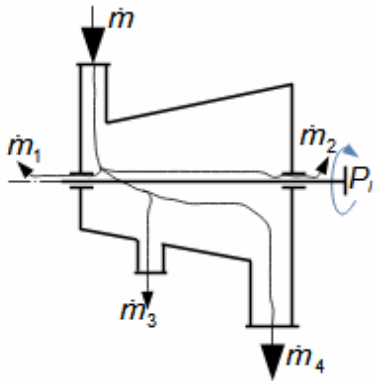
Pracovní tekutina může proudit strojem mnoha cestami včetně netěstnostmi a požadovanými odběry, pak je vnitřní výkon/příkon stroje součtem výkonů/příkonů na jednotlivých cestách. Jedna cesta bývá ale dominantní. Přesná vnitřní účinnost stroje se stanoví z porovnání vnitřních výkonů, tj. stanovíme ideální výkon pro konkrétní cesty, viz Obrázek 31.

31:

$$P_i = \sum_n w_{i,x} \cdot \dot{m}_x$$

(a) $\eta_i = \frac{P_i}{P_{id}}$

(b) $\eta = \frac{P_{id}}{P_i}$



(a) vzorce pro turbíny; (b) vzorce pro pracovní stroje. η_i [1] vnitřní účinnost; w_i [J·kg^{-1}] měrná vnitřní práce; P_i [W] vnitřní výkon/příkon stroje; P_{id} [W] vnitřní výkon/příkon stroje při práci beze ztrát; m [kg·s^{-1}] hmotnostní průtok jednotlivými cestami (případně i odběry). x-číslo cesty.

Odkazy

DEJČ, Michail, 1967, *Technická dynamika plynů*, SNTL, Praha.

JAPIKSE, David, 1997, *Introduction to turbomachinery*, Oxford University Press, Oxford, ISBN 0-933283-10-5.

KADRNOŽKA, Jaroslav, 2003, *Lopatkové stroje*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, Brno, ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.

KOUSAL, Milan, 1980, *Spalovací turbíny*, Nakladatelství technické literatury n. p., Praha.

KRBEK, Jaroslav, 1990, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0236-9.

KRBEK, Jaroslav, POLESNÝ, Bohumil, FIEDLER, Jan, 1999, *Strojní zařízení tepelných centrál-Návrh a výpočet*, PC-DIR Real, s.r.o., Brno, ISBN 80-214-1334-4.

MACEK, Jan, KLIMENT Vladimír, 1988, *Spalovací turbiny, turbodmychadla a ventilátory: (přeplňování spalovacích motorů)*, Nakladatelství ČVUT, Praha, ISBN 80-01-03529-8.

MISÁREK, Dušan, 1963, *Turbokompresory*, Statní nakladatelství technické literatury, n.p, Praha.

PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.

VÍCE NEŽ 200 LET ZKUŠENOSTÍ..

PBS

TRADIČNÍ VÝROBCE KOTLŮ

KARIÉRA PRO ABSOLVENTY

https://www.pbs.cz/cz/KARIERA/STUDENTI-A-ABSOLVENTI

https://www.pbs.cz/cz/KARIERA/VOLNA-PRACOVNI-MISTA

- KOTLE NA SPALOVÁNÍ BIOMASY
- KOTLE NA SPALOVÁNÍ PLYNŮ A OLEJE
- HORKOVODNÍ KOTLE
- KOTLE NA SPALOVÁNÍ RDF
- SPALINOVÉ KOTLE – HRSG
- KOTLE NA SPALOVÁNÍ FOSILNÍCH PALIV

VÍCE NEŽ 200 LET ZKUŠENOSTÍ..
PBS
TRADIČNÍ VÝROBCE TURBÍN
WEBOVÉ STRÁNKY
https://www.pbs.cz/cz/Energetika
• PARNÍ KONDENZAČNÍ TURBÍNY
• PARNÍ PROTILAKOVÉ TURBÍNY
• EXPANZNÍ PLYNOVÉ TURBÍNY
• POHONOVÉ TURBÍNY