

Tvarové modifikace axiálně radiálního výstupního hrdla parní turbíny

Jiří Linhart¹, Václav Sláma², Jan Čulík³, Michal Hoznedl⁴

¹ Západočeská univ. v Plzni, fak.strojní, katedra KKE, Univerzitní 22, 30614 Plzeň, linhart@kke.zcu.cz

² Západočeská univ. v Plzni, fak.strojní, Univerzitní 22, 30614 Plzeň, vaclav88@students.zcu.cz

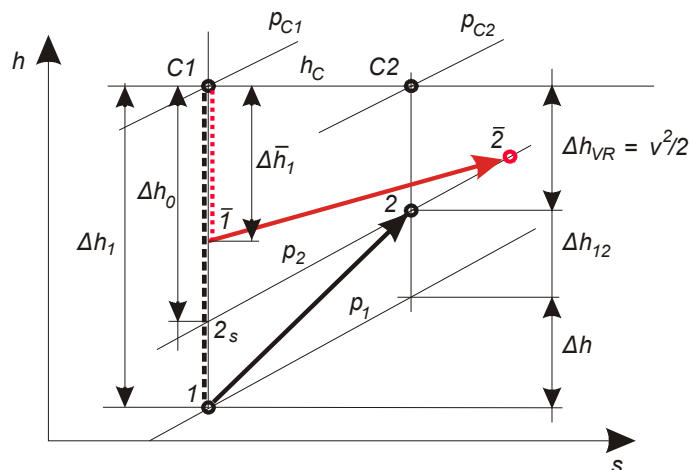
³ Západočeská univ. v Plzni, fak.strojní, Univerzitní 22, 30614 Plzeň, culik@students.zcu.cz

⁴ ŠKODA POWER, Tylova 1/57, Exp. výzk. proudění, 30128 Plzeň, michal.hoznedl@doosan.com

Abstrakt Úkolem výstupního hrdla kromě vyvedení páry z turbíny je zvýšit její entalpický spád a tedy výkon stroje. K tomu je třeba minimalizovat ztráty v difuzoru hned za lopatkováním posledního stupně, kde jsou nejvyšší rychlosti. Je řada způsobů jak toho dosáhnout: tvarem či jakostí povrchu difuzoru, syntetizovaným paprskem, odsáváním nebo naopak vefukováním páry za účelem turbulizace mezní vrstvy. Zároveň vzniká řada otázek: jaký je optimální tvar, jak velké množství a s jakou hybností vefukovat, v kterém místě, pod jakým úhlem. Tento příspěvek se zabývá numerickou simulací proudění ve výstupním hrdle při různých systematicky měněných variantách geometrického uspořádání, jejich vlivem na ztráty a na výkon turbíny.

1 Úvod

Výstupní hrdlo parní nebo plynové turbíny má tvar rozšiřujícího se kanálu, tj. difuzoru, podzvuková rychlost v něm klesá a statický tlak stoupá. Vzestup tlaku by měl být co největší. Koncový tlak p_2 nižší než atmosférický je daný, udržovaný vývěvami v kondenzátou, takže čím



Obr. 1 Difuzor v h-s (entalpie-entropie) diagramu

větší je nárůst tlaku ve výstupním hrdle turbíny, tím nižší je tlak za posledním stupněm turbíny a tedy větší entalpický spád v turbíně, jak je patrné ze schematického h-s diagramu na Obr. 1. Zde je porovnán špatně pracující difuzor mezi stavy $\bar{1}\bar{2}$ s dobře fungujícím 12 , který zajišťuje vysoký izoentropický spád $\Delta h_1 > \Delta \bar{h}_1$ v posledním stupni turbíny. U špatné varianty je pokles tlaku způsobený aerodynamickými ztrátami větší než nárůst tlaku daný rozšiřováním průřezu ve směru proudění.

2 Hodnotící veličiny

Z diagramu na Obr.1 je zřejmé, že izoentropický spád Δh_1 je složen z Δh odpovídajícího celkové ztrátě energie proudu ve výstupním hrdle, z Δh_{VR} rovného výstupní kinetické energii, kterou u posledního stupně kondenzační turbíny nelze již využít a tedy představuje ztrátu, a z Δh_{12} vyjadřujícího kinetickou energii přeměněnou na energii tlakovou, o kterou se zvyšuje entalpický spád v turbíně. Normováním prvního vztahu na Δh_1 dostáváme vyjádření rov. (1) pomocí součinitelů, z nichž ζ je celkový ztrátový součinitel (energetická ztráta + ztráta výstupní rychlostí). Pokud můžeme proudění v difuzoru považovat za nestlačitelné a adiabatické, potom

entalpie nahradíme tlaky a celkový ztrátový součinitel bude podle první z rovností (2).

$$\Delta h_l = \Delta h + \Delta h_{VR} + \Delta h_{l2} \rightarrow I = \frac{\Delta h}{\Delta h_l} + \frac{\Delta h_{VR}}{\Delta h_l} + \frac{\Delta h_{l2}}{\Delta h_l} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{l2} = \zeta + \zeta_{l2} \quad (1)$$

Při respektování stlačitelnosti použijeme druhý ze vztahů (2) se statickými tlaky p_1 , $p_{2S} = p_2$ a celkovým tlakem p_{C1} .

$$\zeta = \frac{\Delta h_0}{\Delta h_l} = \frac{p_{C1} - p_2}{p_{C1} - p_1}, \quad \zeta = \frac{\Delta h_0}{\Delta h_l} = \frac{h_{C1} - h_{2S}}{h_{C1} - h_l} = \frac{c_p(T_{C1} - T_{2S})}{c_p(T_{C1} - T_l)} = \frac{1 - T_{2S}/T_{C1}}{1 - T_l/T_{C1}} = \frac{1 - (p_{2S}/p_{C1})^{\kappa-1/\kappa}}{1 - (p_l/p_{C1})^{\kappa-1/\kappa}} \quad (2)$$

Následně můžeme ocenit získaný výkon podle (3), jestliže známe průtočnou hmotnost páry \dot{m} , axiální výstupní rychlost páry v_{ax} a termodynamickou účinnost posledního stupně turbíny η_{td} :

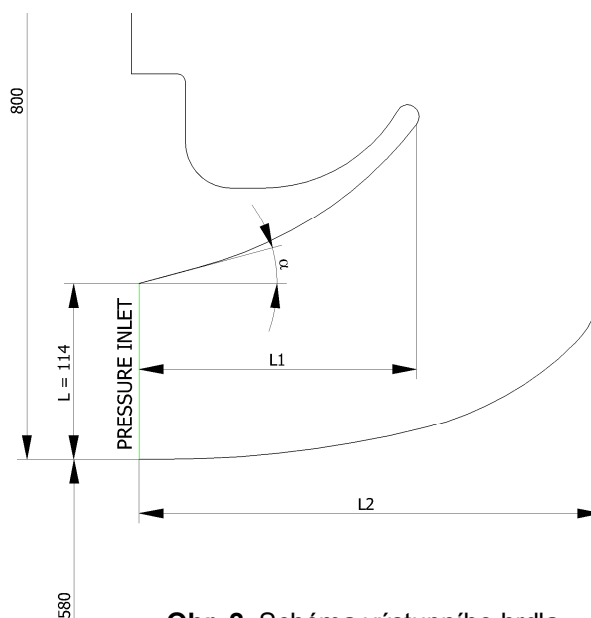
$$\Delta P = \dot{m} \cdot \left(v_{ax}^2 / 2 \right) \cdot \eta_{td} \cdot (1 - \zeta) \quad (3)$$

Ztrátový součinitel ζ popisuje účinnost zvýšení tlaku. V ideálním případě $\zeta = 0$ tlak a výkon zaznamenaná teoreticky maximálně možný nárůst. V intervalu od 0 do 1 difuzor zajišťuje zvýšení výkonu. V případě $\zeta = 1$ tlak zůstává stejný, jako byl za posledním stupněm lopatek. To je již nežádoucí stav, protože žádný výkon nezískáme. Pokud je $\zeta > 1$, tlak v difuzoru klesá, takže zde výkon dokonce ztrácíme, konstrukční varianta je to nevhodná. V případě, že za výstupním hrdlem následuje převáděcí potrubí do středotlakého nebo nízkotlakého dílu, výstupní kinetická energie se využije a ztráta výstupní rychlostí nevzniká.

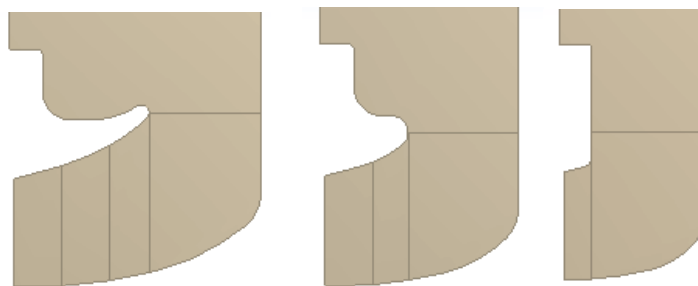
3 Geometrie výstupního hrdla

Při modernizaci parních turbín bývá snaha zvýšit výkon přidáním jednoho stupně při zachování ložiskové vzdálenosti, aby rekonstrukce byla nenáročná. Ta potom vyžaduje zkrátit především výstupní hrdlo. Je nutné zvážit, do jaké míry se úprava vyplatí. Provedli jsme výpočtovou studii orientovanou na výstupní hrdlo středotlaké turbíny 130 MW, v níž jsme měnili základní geometrické parametry výstupního hrdla a vyšetřovali, jak je tím ovlivněn ztrátový součinitel a s ním získaný popř. ztracený výkon. Na **Obr. 2** je zobrazen detail výchozí varianty geometrie difuzoru s rozměry délka difuzoru $L_2 = 300 \text{ mm}$, délka deflektoru $L_1 = 180 \text{ mm}$, úhel rozevření $\alpha = 15^\circ$. Tyto 3 parametry byly měněny takto:

- L_2 od 270 do 330 mm po 10 mm při konst. $L_1 = 180 \text{ mm}$ a $\alpha = 15^\circ$
- L_1 od 150 do 210 mm po 10 mm při konst. $L_2 = 300 \text{ mm}$ a $\alpha = 15^\circ$
- α od 0 do 15° po 2° při konst. $L_1 = 180 \text{ mm}$, $L_2 = 300 \text{ mm}$
- Odsekávání difuzoru dle obr. 3 při zachování poměru výstupního ku vstupnímu průřezu $S_2/S_1 > 1,1$, tj. $L_2 = 285, 280$ atd. až 150 mm, $L_1 = 200$ až 80 mm po 10 mm, extrémní $L_1 = 0$



Obr. 2 Schéma výstupního hrdla



Obr. 3 Geometrie s rozměry $L2 = 260$ a $L1 = 140$, $L2 = 200$ a $L1 = 80$, $L2 = 150$ a $L1 = 0$.

4 Nastavení výpočtu

Pro tvorbu geometrie výstupního hrdla a k numerickým výpočtům byl použit program ANSYS 13.0. **Výpočtová síť:** Strukturovaná síť typu map a nestrukturovaná síť typu pave. Síť byla nejvíce zahuštěna v okolí stěn vlastního difuzoru. Hustota v rozšířené části výstupního hrdla je naopak menší, protože zde nedochází k výraznějším změnám v proudění. Výstupní část je prodloužená.

Nastavení výpočtu CFD: Úlohy byly řešeny implicitním řešičem Pressure based, který umožňoval poměrně rychlou konvergenci výpočtů u všech variant. Úloha byla definována jako rotačně symetrická podle osy x. Tím se zjednodušila tvorba geometrie a sítě a také podstatně zkrátila doba výpočtu.

Od počátku byly pro řešení nastaveny druhé řády přesnosti. Modelem turbulence byl S-A (Spalart-Allmaras), který dobře vystihuje difuzorová proudění a stabilně konverguje. Při výpočtech byly kromě residuí sledovány rozdíly hmotnostních průtoků na vstupu a výstupu. Nelišily se o více než 0,01 %, takže lze říci, že úlohy správně konvergovaly.

Okrajové podmínky: Proudění bylo řešeno jako stlačitelné. Na vstupu do difuzoru byl použit tlakový vstup a na výstupu tlakový výstup. Okolní stěny byly definovány jako pevné bez přestupu tepla. Pro možnost vyhodnocování veličin uvnitř difuzoru byly vytvořeny interioři, viz **Obr.4**. Nejdůležitější je interior_6, kde se vyhodnocoval výstupní tlak p_2 pro stanovení ζ .

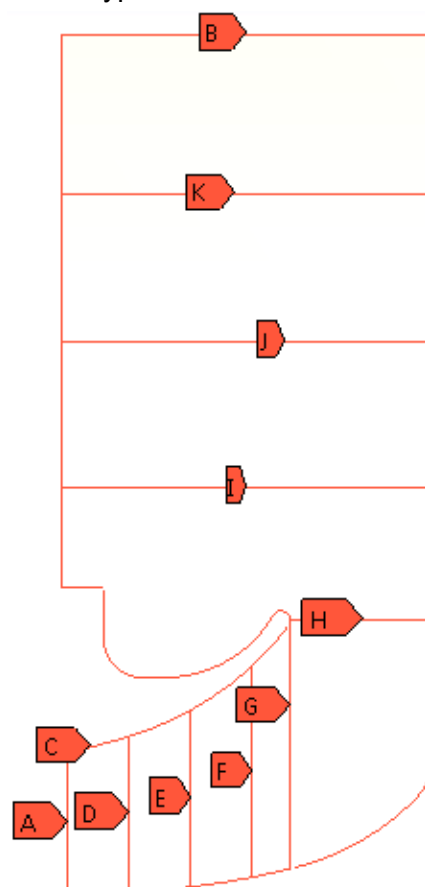
5 Výsledky

a) S klesajícím poměrem $L2/L = 2,9$ až $2,5$ ($L = 114\text{mm}$) ztrátový součinitel monotónně nelineárně roste od $\zeta = 0,55$ až $0,95$, čemuž odpovídá získaný výkon od 400 do 50kW . Větší délka difuzoru je opakem toho co je třeba.

b) S klesajícím poměrem $L1/L = 1,75$ až $1,32$ ztrátový součinitel monotónně nelineárně klesá od $\zeta = 0,86$ k $0,69$ a tomu odpovídá získaný výkon mezi 120 až 270kW . Tedy $L1$ má být menší a značí to větší rozevření kanálu.

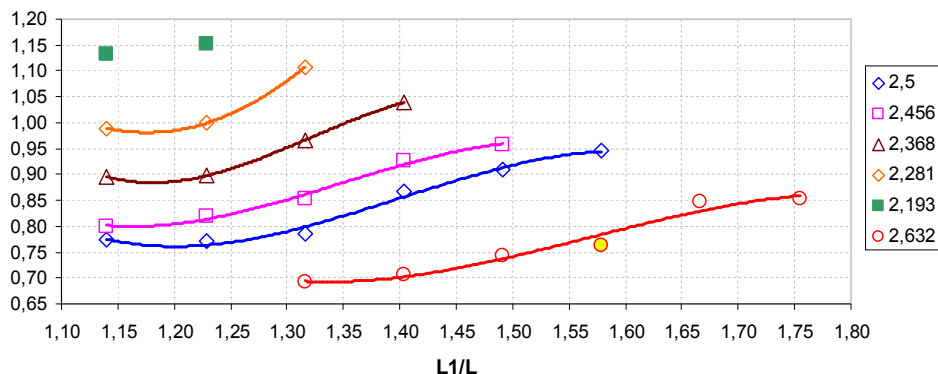
c) Varianty se změnou úhlu rozevření $\alpha = 0$ až 15° ukázaly malý vliv na ztrátový součinitel, $\zeta = 0,76$ k $0,80$. Získaný výkon klesá od 200 do 170kW .

- A** pressure_inlet
- B** pressure_outlet
- C** wall
- D** interior_1
- E** interior_2
- F** interior_3
- G** interior_4
- H** interior_5
- I** interior_6
- J** interior_7

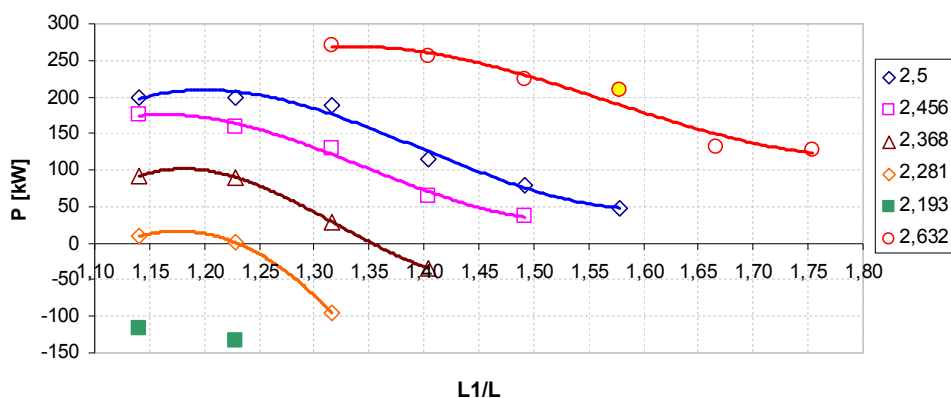


Obr. 4 Okrajové podmínky a interioři

d) Kombinace malých délek difuzoru L2 a vhodných délek deflektoru L1 mají ζ na **Obr. 5** a získané výkony v diagramu **Obr.6**.



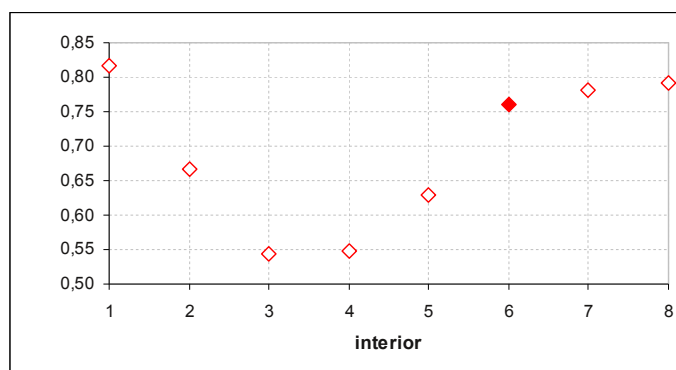
Obr. 5 Ztrátový součinitel v závislosti na kombinaci L1 a L2 ($L = 114$).



Obr. 6 Získaný/zmařený výkon v závislosti na kombinaci L1 a L2 ($L = 114$)

Žlutý bod představuje výchozí variantu, která odpovídá lepším řešením výstupního hrdla. Ukazuje se, že zmenšování délky L2 vždy zvýší ztrátový součinitel. U varianty $L2 = 280$ je pak nutné, aby pro zachování ztrát menších než 0,9 byl rozměr $L1 < 150$ a u varianty $L2 = 270$ musí být $L1 = 130$. Varianty, kde $L2 = 260$ a 250 , se ukázaly jako nevhodné. Součinitel zde dosahuje hodnot větších než jedna. Místo získaného výkonu se výkon ztrácí.

Vývoj ztrátového součinitele po délce u výchozí varianty ukazuje, že k největším ztrátám dochází od vstupu k interiéru 1, poté ztráty klesají až do míst s interiérem 3 a dále vzrůstají až k interiéru 8. Tučně je zobrazen interieur 6, ke kterému byl ztrátový součinitel počítán u všech alternativ.



Obr. 7 Ztrátový součinitel vypočtený k jednotlivým interieurům.

Literatura

- [1] SLÁMA, Václav, LINHART, Jiří. *Závislost ztrátového součinitele na změnách základních rozměrů difuzoru středotlaké části turbíny*. Výzkumná zpráva ZČU v Plzni č. KKE-04-11, 2011, 62 str.
- [2] ČULÍK, Jan, LINHART, Jiří. *Vliv axiálního a axiálně radiálního vefukování na ztrátový součinitel ve výstupním tělese*. Výzkumná zpráva ZČU v Plzni č. KKE-11-11, 2011, 41 str.