

INŽENÝRSKÁ MECHANIKA 2005

NÁRODNÍ KONFERENCE s mezinárodní účastí Svratka, Česká republika, 9. - 12. května 2005

# EXHAUST HOOD FOR SINGLE FLOW ARRANGEMENT OF STEAM TURBINE

# L. Tajč<sup>1</sup>, L. Bednář<sup>1</sup>, M. Poskočilová<sup>1</sup>, M. Hoznedl<sup>2</sup>

Summary: The basic form of the exhaust hood for single flow arrangement of steam turbine was designed by the experience from the optimization process of hoods for double flow arrangement. Nevertheless there are some differences in flow conditions in both types of hoods. The influence of front wall inclination and outer casing shifting against the internal diffuser on losses are tested. The attention is payed to some technologic adaptations of outer casing. For example various forms of cavity in front wall for bearing pedestal on value of loss coefficient are check up. The computational model is chosen for further modifications. The measured inlet velocity distribution is applied in computations. The internal reinforcement elements are neglected. Some results are compared with available experimental data.

## 1. Častěji použitá označení

co	[m/s]	Osová složka rychlosti na vstupu do difuzoru
c <sub>r</sub>	[m/s]	Radiální složka rychlosti na výstupu z difuzoru
h	[m]	Hloubka vybrání v čelní stěně
lo	[m]	Délka oběžné lopatky koncového stupně
1	[m]	Vzdálenost od paty
p <sub>1, 2, 3</sub>	[Pa]	Statický tlak v řezech 1, 2, 3
p <sub>t1</sub>	[Pa]	Celkový tlak na vstupu
S	[m]	Šířka vybrání

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Ing. Ladislav Tajč, CSc., Ing. Lukáš Bednář, Bc. Miroslava Poskočilová: Experimentální výzkum proudění, ŠKODA POWER s. r. o.; Tylova 57; 316 00 Plzeň; tel.: +420 378 135 967, fax: +420 378 135 385; e-mail: Ladislav.Tajc@skoda.cz

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Ing. Michal Hoznedl: ZČU Plzeň, Univerzitní 8, 306 14 Plzeň, tel.: +420 377 526 361, fax: +420 377 638 102; e-mail: Hoznedl@kke.zcu.cz

Х	[m]	Posunutí tělesa
Z0	[m]	Šířka na výstupu z difuzoru
Z	[m]	Vzdálenost stěny difuzoru
F <sub>1,2</sub>	$[m^2]$	Vstupní, resp. výstupní plocha
$M_1$	[-]	Machovo číslo
φ	[deg]	Úhel sklonu čelní stěny
ζ <sub>D, T</sub>	[-]	Ztrátový součinitel difuzoru resp. výstupního hrdla

### 2. Úvod

Vývoji výstupního hrdla pro nízkotlakové díly parních turbín byla již dříve věnována zvětšená pozornost [1], [2]. U turbín většího výkonu se uplatňuje dvouproudé uspořádání hrdla. Podařilo se nalézt takové tvary a úpravy vnitřního difuzoru, které umožňují velmi efektivně transformovat kinetickou energii výstupního proudu na tlakový nárůst a tím zlepšit termodynamickou účinnost koncového stupně i celé turbíny. Některé poznatky se potvrdily na experimentech v laboratorních podmínkách, jiné se prověřily pomocí měření přímo v elektrárnách.

Poznatky z vývoje hrdla pro dvouproudá uspořádání výstupní části se staly základem pro návrh hrdla jednoproudého uspořádání. Jednoproudá výstupní hrdla se uplatní zejména u turbín relativně malého výkonu. Existují zde jistá omezení ve využití plochy pod turbínou. Konstruktér musí vyřešit umístění ložiskového stojanu i přístup k ložisku. Požadavky na přiměřenou tuhost celé konstrukce vedou k uplatnění četných výztuh a podpěr. Hledání optimálního provedení výstupního difuzoru a tělesa je předmětem této studie.

Základem pro návrh jednoproudého výstupního hrdla se stal difuzor, který se důkladně prověřil jak v laboratorních, tak i v provozních podmínkách. Práce se soustřeďují na hledání optimálního tvaru výstupního tělesa. K řešení konstrukčního návrhu výstupního hrdla se použily poznatky z měření na modelu v laboratoři společnosti ŠKODA a informace získané z 3D numerické simulace proudění výstupní části turbíny, které se provedly na ZČU v Plzni.

### 3. Shrnutí poznatků pro dvouproudá výstupní hrdla

Schéma dvouproudého výstupního hrdla se nachází na obr. 1.

Ztráty ve výstupním hrdle závisí na tvaru difuzoru a tělesa i na proudových poměrech ve výstupní části turbíny. Výslednou ztrátu ovlivňuje rozložení rychlosti na vstupu do difuzoru i střední hodnota Machova čísla v tomto úseku hrdla. Ztráta v osově-radiálním difuzoru tvoří rozhodující podíl celkové ztráty [3]. Nechá se ovlivnit a zmenšit vefukováním pracovního média do mezní vrstvy na vnější stěně difuzoru. Únik páry přes radiální vůli nad špičkou oběžné lopatky koncového stupně má stejný efekt jako přídavné vefukování [4]. Výsledná ztráta závisí na množství výztuh, žeber i na umístění odběrových potrubí v tělese výstupního hrdla. Výsledky měření na modelu v laboratorních podmínkách i na skutečném výstupním hrdle turbíny v elektrárně jsou uvedeny v tabulce 1.



Obr. 1: Schéma dvouproudého výstupního hrdla

Τa	ab	ul	ka	1	:

	Experiment		$\zeta_{\mathrm{T}}$	$M_1$
Bez vefuko- vání	Laboratorní podmínky	0,55	0,68	0,1
	Provedení na díle s výztuhami	0,6	0,87	0,57
S vefukováním	Laboratorní podmínky bez výztuh	0,44	0,56	0,1
	Provedení na díle s rozsáhlými výztuhami	0,8	1,1	0,67
	Teoretické možnosti	0,55	0,75	0,57

Na díle se vyskytuje řada odchylek od ideálního provedení hrdla. Vstupní Machovo číslo je větší než jaké se uplatňuje v laboratorních podmínkách. Hlavní rozdíly se však týkají množství a umístění různých výztuh a žeber. V ideálním případě může celkový ztrátový součinitel výstupního hrdla mít hodnotu  $\zeta_T = 0.75$ .

Ztrátový součinitel je definován pomocí tlaků na vstupu a výstupu příslušného úseku.



## 4. Model jednoproudého uspořádání výstupního hrdla

Průtočná část modelu jednoproudého uspořádání výstupního hrdla je odvozena od dvouproudého uspořádání výstupní části. Schéma modelu je znázorněno na obr. 2. K původnímu ověřenému provedení axiálně radiálnímu difuzoru se přidala vnější skříň se šikmou čelní stěnou. Vnitřní stěna difuzoru je zakončena závěrnou deskou.



Obr. 2: Schéma modelu výstupního hrdla

U modelu výstupního hrdla lze měnit:

- Polohu výstupního tělesa
- Sklon čelní stěny (úhel φ)
- Rozsah vybrání v čelní stěně

Model je vyroben z plastů v měřítku 1:4,3. Při experimentech v laboratoři je výstup orientován směrem vzhůru. Je to dobře vidět na fotografiích hrdla, které se nacházejí na obr. 3 a 4.



Obr. 3: Čelní pohled na model výstupního hrdla

Obr. 4: Boční pohled na model

Možnosti volby geometrického uspořádání u modelu hrdla udává tabulka 2.

Tabulka 2:

Varianty	1	2	3
Posun tělesa x/l <sub>0</sub>	0,00	0,32	0,77
Rozsah vybrání na čelní stěně s/h	0,5	1	2
Úhel sklonu čelní stěny φ	20°	15°	10°

5. Vliv polohy vnějšího tělesa a sklonu stěny na ztráty

![](_page_4_Figure_3.jpeg)

Obr. 5: Ztráty ve výstupním hrdle při sklonu stěny  $\varphi = 10^{\circ}$ 

![](_page_4_Figure_5.jpeg)

Výsledky měření jsou uvedeny na obr. 5 a 6. Zřetelně se ukazuje, že poloha tělesa má vliv na výslednou ztrátu. Navazuje-li stěna tělesa na vnitřní stěnu difuzoru ( $x/l_0 = 0$ ), je ztráta největší. Čím více se provedení tělesa blíží k dvouproudému uspořádání výstupní části, tím menší je celková ztráta. Projevuje se i jistý vliv náklonu čelní stěny tělesa. Při  $\varphi = 20^{\circ}$  byly změřeny nejmenší hodnoty ztrátového součinitele  $\zeta_T$  i  $\zeta_D$ . Největší ztráty vznikají již v samotném axiálně radiálním difuzoru. Dochází v něm k odtržení proudu od stěny. Rozšíření difuzoru  $F_2/F_1 = 1,68$  je pro jednoproudé uspořádání hrdla příliš velké. Zmenšení výstupní ztráty vyžaduje zlepšení vlastní funkce difuzoru a volbu takového stupně rozšíření, při kterém nenastane odtržení proudu od stěny. Aplikace vefukování do mezní vrstvy na vnitřní stěně difuzoru není vhodná. Jednoproudá uspořádání výstupní části se uplatňují u parních turbín relativně malého výkonu, kde se nepředpokládá komplikované konstrukční uspořádání výstupní části.

#### 6. Vliv vybrání v čelní stěně na ztráty

Charakter proudového pole ve výstupním tělese může být ovlivněn i rozsahem nezbytných konstrukčních úprav tělesa. Nejrozsáhlejší tvarové modifikace vytváří vybrání v čelní stěně tělesa, které je potřebné pro manipulaci s víkem ložiskového stojanu. Z experimentů vyplývá, že rozsah vybrání nemá podstatný vliv na celkové ztráty.

![](_page_5_Figure_0.jpeg)

Obr. 7: Vliv vybrání v čelní stěně na ztráty

![](_page_5_Figure_2.jpeg)

![](_page_5_Figure_3.jpeg)

Obr. 8: Vliv vybrání v čelní stěně na ztráty

 $(\phi = 20^\circ, x/l_0 = 0)$ 

![](_page_5_Figure_6.jpeg)

Obr. 9: Vliv vybrání v čelní stěně na ztráty

 $(\varphi = 10^\circ, x/l_0 = 0,77)$ 

Obr. 10: Vliv vybrání v čelní stěně na ztráty

$$(\varphi = 20^\circ, x/l_0 = 0,77)$$

Série diagramů na obr. 7 až 10 to zcela potvrzuje. Pro různé polohy tělesa i sklon čelní stěny se celkový ztrátový součinitel  $\zeta_T$  nemění. Znamená to, že v místě vybrání se nevyskytují větší rychlosti pracovního média. I při velmi širokém výřezu (s/h = 2) se ztráty nezvětšují. Ve většině aplikací se nemění ani proudění v difuzoru. Znamená to, že neexistuje důvod, proč by se měl komplikovat přístup k ložisku. Na celkovou ztrátu mají rozhodující vliv jiné konstrukční úpravy. Je to zejména tvar vlastního difuzoru a umístění žeber a výztuh v místech výraznější místní rychlosti.

#### 7. Numerická simulace proudění ve výstupním hrdle

### 7.1 Volba optimálního výpočtového modulu

Byla snaha přiblížit výpočtový model v maximální míře experimentu. Z tohoto důvodu se na vstupu do výstupního hrdla zadal změřený rychlostní profil. Na modelu se pomocí pevně zabudované lopatkové mříže modeluje reálný průběh rychlosti mezi patním a špičkovým průměrem koncového stupně. Jelikož mříž neumožňuje rotaci proudu, nevytváří se asymetrie mezi prouděním v pravé a levé polovině modelu. Z tohoto důvodu lze výpočtový model omezit jen na 3D proudění v polovině výstupního hrdla. Místo měření rychlosti je zobrazeno

na obr. 11. Axiální složka vstupní rychlosti se uvádí na obr. 12. Rychlost roste směrem od paty ke špičce.

![](_page_6_Figure_1.jpeg)

Obr. 13: Srovnání měřených a vypočtených ztrát

Výpočtová síť obsahuje 500 000 buněk v jedné polovině výstupního hrdla. Síť se vytvořila pomocí programu GAMBIT 2.0. K numerické simulaci se použil komerční CFD balík FLUENT 6.1.18. Uskutečnila se řada výpočtů s cílem získat co největší soulad s experimentem [5]. Sledovala se zejména celková ztráta i rozložení rychlosti na výstupu

z difuzoru. Ukazuje se, že při popisu proudění v modelu výstupního hrdla, kde se uplatňují relativně malé rychlosti i hodnoty Machova čísla, zcela vyhovuje uvažovat ustálené proudění s modelem turbulence Spallart-Almaras. Srovnání výpočtů s experimentem se nachází na obr. 13.

Výpočty dávají nepatrně menší ztráty než jaké se potvrdily měřením. Při orientačním výpočtu proudění v celém výstupním hrdle se však spočetla vyšší hodnota ztrát. Při uvažování nestacionárního charakteru proudění se lepší shoda s experimenty neprokázala.

Výpočet potvrzuje i odtržení proudu od stěny difuzoru. Místo měření výstupní radiální složky rychlosti na výstupu z difuzoru je znázorněno na obr. 14. Rychlostní profil změřený pomocí víceotvorové pneumatické sondy se srovnává s vypočteným rozložením rychlosti na obr. 15.

![](_page_7_Figure_3.jpeg)

Obr. 14: Oblast měření výstupní rychlosti

![](_page_7_Figure_5.jpeg)

I v tomto případě se potvrzuje vcelku dobrá shoda mezi měřením a zvoleným výpočtovým modelem. Použitý výpočtový model je tudíž vhodný k hledání optimálního provedení výstupního hrdla jednoproudého uspořádání.

#### 7.2 Možnosti snižování ztrát ve výstupním hrdle

### a) Volba optimálního sklonu čelní stěny

Pomocí experimentů se prověřily pouze dvě alternativy sklonu čelní stěny. Menší ztráty se prokázaly pro variantu s  $\varphi = 20^{\circ}$ . Výpočty umožnily ověřit též vliv jiných sklonů stěny na celkovou ztrátu. Výsledek výpočtů je zobrazen na obr. 16.

![](_page_8_Figure_0.jpeg)

Obr. 16: Vliv sklonu čelní stěny na ztráty

Nejnižší ztráty vznikají při sklonu stěny v rozmezí 15° až 20°. Ztrátový součinitel stanovený výpočtem má hodnotu  $\zeta_T \approx 0.86$ . Při  $\varphi = 10^\circ$  jsou již ztráty o 2 % horší než při optimálním sklonu.

#### b) Optimální rozšíření difuzoru

Experimenty i výpočty potvrdily existenci odtržení proudu na vnější stěně difuzoru. Pomocí výpočtů se hledalo optimální rozšíření axiálně-radiálního difuzoru ve výstupním hrdle. Výstupní plocha difuzoru se postupně zmenšovala. Závislost ztrátového součinitele na stupni rozšíření difuzoru se nachází na obr. 17.

![](_page_8_Figure_5.jpeg)

Obr. 17: Vliv rozšíření difuzoru na ztráty

Pro jednoproudé výstupní hrdlo vychází optimální stupeň rozšíření  $F2/F1 \approx 1,4$ . Tímto způsobem lze snížit celkovou ztrátu na úroveň cca 80 %.

## 8. Závěry

- Ztráty ve výstupním hrdle jednoproudého uspořádání jsou větší ve srovnání s výstupním hrdlem dvouproudého uspořádání.
- Hodnota ztrátového součinitele jednoproudého hrdla závisí na orientaci vnější skříně oproti axiálně-radiálnímu difuzoru.
- Vybrání v čelní stěně tělesa nemá vliv na celkovou ztrátu.
- Stupeň rozšíření difuzoru u jednoproudé varianty hrdla může být max. 1,4.

## 9. Poděkování

Autoři děkují MPO za podporu projektu TANDEM-FT-TA/085.

## 10. Použitá literatura

- [1] Tajč, L., Bednář, L., Polanský, J., Kňourek, J., Feldberg, L. A.: Flow Computations and Experimental Investigation of Exhaust Hoods, CMP Turbomachinery, No 115, Symkom'99, Lodž 1999
- [2] Tajč, L., Bednář, L., Polanský, J., Goudkov, E. I.: Exhaust Hoods of Double-flow Arrangement, 4<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery, 2001
- [3] Tajč, L., Polanský, J., Synáč, J.: Experimental Investigation of Low-pressure Steam Turbine Exhaust Hood, CMP Turbomachinery, No 122, Symkom'02, Lodž 2002
- [4] Goudkov, E. J., Nikolaev, M. A., Smirnov, E. M., Tajč, L.: Influence of Tip-Clearance Jet Leakage on Efficiency of Working Fluid Injection into the Diffuser as Applied for Reduction of Exhaust Hood Losses, 5<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery, 2003
- [5] Hoznedl, M., Krejčík, J., Tajč, L., Linhart, J.: Computational Modeling of Flow in an Exhaust Hood of a Steam Turbine and Comparison with Experimental Results, Power System Engineering – Fluid Flow – Heat Transfer, UWB in Pilsen, 2004