

## THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF THE FLOW SWIRL AND THE TIP CLEARANCE JET ON AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF EXHAUST HOODS

L. Tajč<sup>\*</sup>, L. Bednář<sup>\*</sup>, I. Šiková<sup>\*</sup>, L.A. Feldberg<sup>\*\*</sup>

**Summary:** *The paper presents the main results of the experimental investigation aimed at reduction of losses in the exhaust hood of steam turbines. The effects of the inlet flow swirl, the tangential blowing-up of the additional steam flow on the wall of diffuser and the last stage moving-blades tip clearance jet were taken into account. Great attention was paid to the exhaust hood design with the radial rib in the upper part of the casing. The optimal design of rib was experimentally investigated.*

### 1. Častěji použitá označení

$a^*$	[m/s]	kritická rychlost
$p$	[Pa]	tlak
$w$	[m/s]	rychlost
$G$	[kg/s]	hmotnostní tok
$H$	[Ns]	hybnost
$\bar{g}_i = G_i/G_0$	[-]	poměrný hmotnostní tok
$\bar{H}_i = H_i/H_0$	[-]	poměrná hybnost
$M$	[-]	Machovo číslo
$\beta$	[deg]	odklon proudu
$\lambda$	[-]	Lavalovo číslo
$\zeta$	[-]	ztrátový součinitel

\* Ing. Ladislav Tajč, CSc., Ing. Lukáš Bednář, Ing. Irena Šiková: Experimentální výzkum proudění, ŠKODA POWER a.s.; Tylova 57; 316 00 Plzeň; tel.: +412 37 818 5967, fax: + 420 37 818 5382; e-mail: ladislav.tajc@skoda.cz

\*\* Ing. Lev Avraamovič Feldberg: NPO CKTI; ul. Atamanskaja 3/6; 191167 St-Petersburg; Russia; tel.: +7 812 578 8964, fax: +7 812 717 4095; e-mail: laf@ckti.nw.ru

## 2. Indexy

0	vstupní, statický
1	do stěny difuzoru
2	špička oběžné lopatky
t	totální
D	difuzoru
T	výstupního hrdla
m	střední

## 3. Úvod

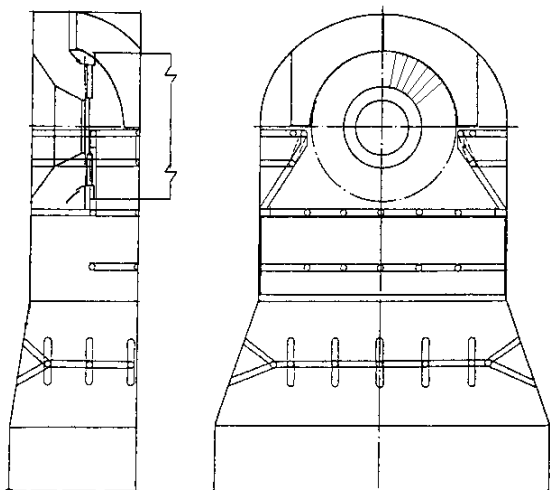
Výstupní hrdla většiny parních turbín jsou tvořena anulárními difuzory, ve kterých se pára otáčí z osového do radiálního směru. Vyžaduje se krátká osová vzdálenost a značný stupeň otevření difuzoru. U takového provedení kanálu, jak potvrzují četná měření, snadno dochází k odtržení proudu páry od vnější stěny difuzoru, což vede ke zvětšení ztrát výstupní rychlosti [3, 8]. Pokud se podaří různými úpravami tvaru difuzoru nebo změnou provozních parametrů omezit či zcela odstranit odtržení proudu od stěny, dojde k podstatnému snížení ztrát. U osově-radiálních difuzorů výstupního hrdla nelze zabránit odtržení proudu bez dodatečného zdroje energie. Zdrojem energie může být únik páry přes šterbinu nad špičkou oběžné lopatky koncového stupně nebo umělé vefukování páry do mezní vrstvy na vnější stěně difuzoru. Zhoršení termodynamické účinnosti koncového stupně lze do jisté míry kompenzovat snížením ztrát ve výstupním hrdle [1, 5].

Ve ŠKODA POWER a.s. se připravil výzkumný program zaměřený na sledování vlivu přídatného vefukování pracovní látky na ztráty v difuzoru a ve výstupním hrdle. Větší pozornost se věnovala výstupním hrdlům s radiálním žebrem a klínovou stěnou ve vnějším tělese. Jelikož koncový stupeň turbíny je často provozován při proměnných provozních stavech, ověřoval se též vliv rotace proudu na ztráty v difuzoru.

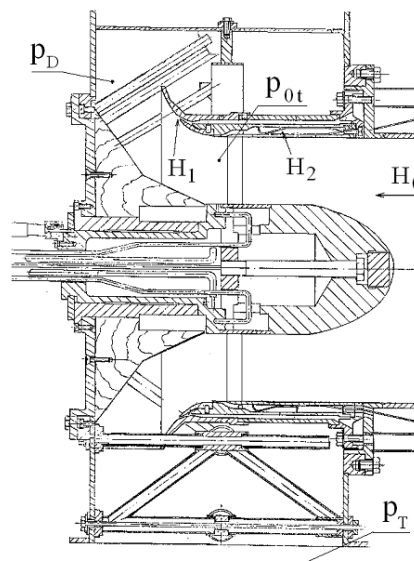
Pro experimentální účely se vyrobily dva kompletní modely výstupního hrdla. Model pro laboratoř ŠKODA byl zhotoven v měřítku 1:4. Druhý model v měřítku 1:12 byl určen pro výzkumné centrum CKTI v St-Petersburgu (Rusko). Některé možnosti snižování ztrát se ověřovaly na klínovém výřezu části difuzoru v aerodynamickém tunelu CKTI. Předností tohoto zařízení je vizualizace proudění v axiálně-radiálním difuzoru.

## 4. Modely výstupních hrdel

Model výstupního hrdla s vnitřním difuzorem je zobrazen na obr. 1. V horní části vnější skříň je instalována vnitřní stěna šípovitého tvaru. Rozsah vnitřních výztuh odpovídá provedení skutečné turbíny. Výstupní hrdlo se skládá z vnitřního difuzoru, vnějšího tělesa a nástavby kondenzátoru. K modelování vstupního rozložení rychlosti slouží řada úzkých destiček, které nahrazují vliv lopatek koncového stupně. Na modelu lze zkoumat vliv přídatného vefukování média na stěnu difuzoru. Tunel může pracovat s maximálním Machovým číslem na stupni  $M = 0,1$ .



Obr. 1 Model výstupního hrdla ŠKODA

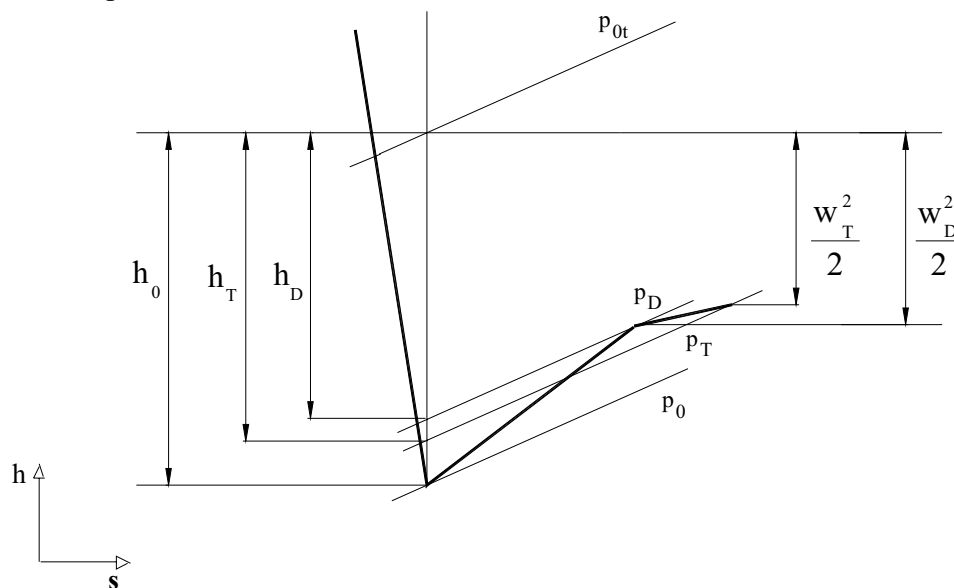


Obr. 2 Model výstupního hrdla v CKTI St-Petersburg

Model výstupního hrdla použitý v CKTI – viz obr. 2, má stejný základní tvar jako model ŠKODA. Umožňuje však navíc modelovat vliv úniku média přes špičku oběžné lopatky koncového stupně. Je zde použit mohutnější rozsah vnitřních výztuh. Na obr. 2 je zakresleno žebro v horní části tělesa. Maximální Machovo číslo aerodynamického tunelu v CKTI je  $M = 0,65$ . Vzduch k modelování přídavných hybností  $H_1$  a  $H_2$  se bere od samostatného kompresoru. Rotaci proudu umožňují lopatky ve vstupní části modelu.

### 5. Výsledky měření na modelech výstupních hrdel

Kvalitu přeměny energie ve vlastním difuzoru nebo i v celém výstupním hrdle lze vyhodnotit pomocí ztrátového součinitele.



Obr. 3 Definice ztrátového součinitele

Ztrátový součinitel difuzoru:

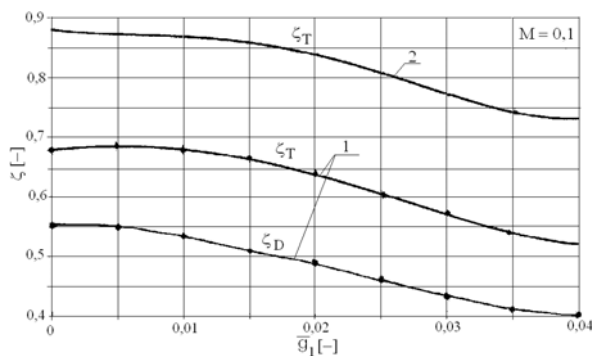
$$\zeta_D = \frac{1 - \left(\frac{p_D}{p_{0t}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_0}{p_{0t}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{h_D}{h_0}$$

Ztrátový součinitel hrdla:

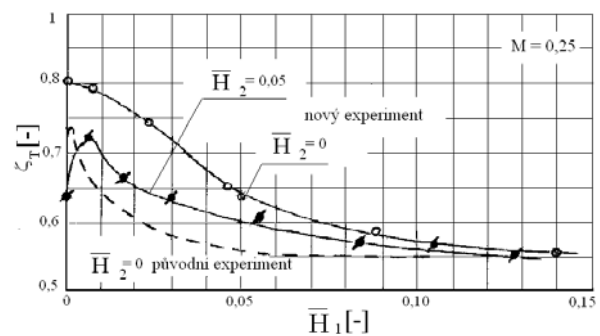
$$\zeta_T = \frac{1 - \left(\frac{p_T}{p_{0t}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_0}{p_{0t}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{h_T}{h_0}$$

Význam symbolů je zřejmý z obr. 3, kde je v h-s diagramu znázorněna energetická přeměna ve výstupním difuzoru a v celém hrdle.

I když jsou oba modely výstupního hrdla obdobné, nejsou zcela totožné. Znamená to, že i pro prázdná tělesa bez vnitřních výztuh budou existovat drobné rozdíly ve změřených hodnotách ztrátových součinitelů z obou pracovišť. Na obr. 4 se uvádějí ztrátové součinitelé pro model hrdla ŠKODA. Uspořádání 1 se týká tělesa bez výztuh a 2 platí pro úplný rozsah výztuh. Značná část ztrát připadá na anulární difuzor. Při relativním hmotnostním toku vzduchu  $\bar{g}_1 = G_1/G_0 = 0,04$  proudícím ze stěny difuzoru, se sníží ztráty až o 16 %.



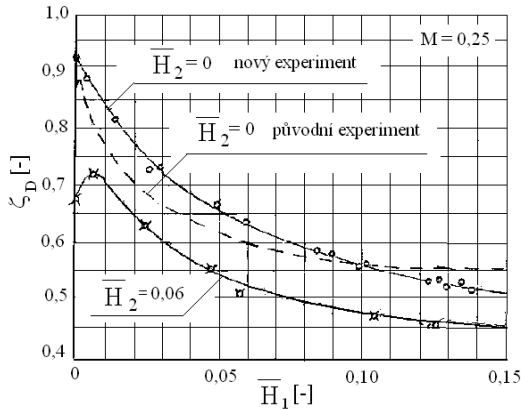
Obr. 4 Ztrátový součinitel modelu ŠKODA



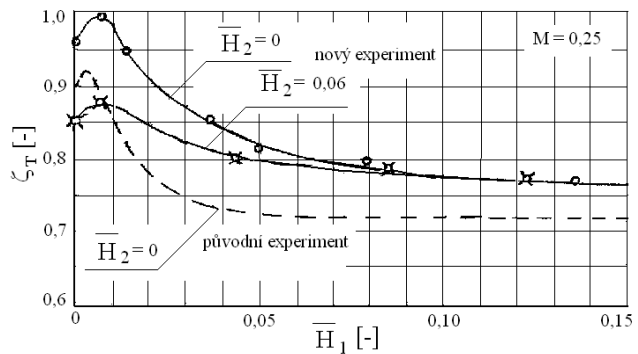
Obr. 5 Ztrátový součinitel modelu CKTI bez výztuh

Obdobné poznatky vyplývají i z experimentů v CKTI. Pro volné těleso jsou uvedeny na obr. 5. Úprava modelu umožňující simulování úniku páry radiální štěrbinou nad oběžnou lopatkou vedla, ve srovnání s původním experimentem, ke zvětšení ztrát. Intenzita vefukování je zde vyjádřena poměrnou hybností  $\bar{H}_1 = H_1/H_0$ . Přídavný jet je způsob, kterým se nechají snížit ztráty způsobené odtržením proudu od stěny až o 25 %. Vliv úniku páry nad oběžnou lopatkou má pozitivní efekt především při nižší intenzitě přídavného proudu ( $\bar{H}_1 < 0,1$ ).

V praxi se u velkých parních turbin vyskytují tělesa s jistým rozsahem výztuh. Hodnoty ztrátových součinitelů pro osově-radiální difuzor a pro celé výstupní hrdlo se nacházejí na obr. 6 a 7.



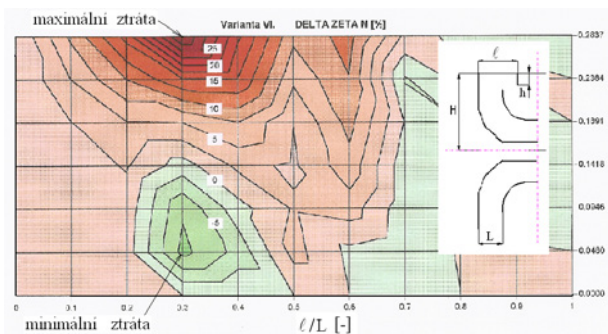
Obr. 6 Ztráty v difuzoru výstupního hrdla s výztuhami



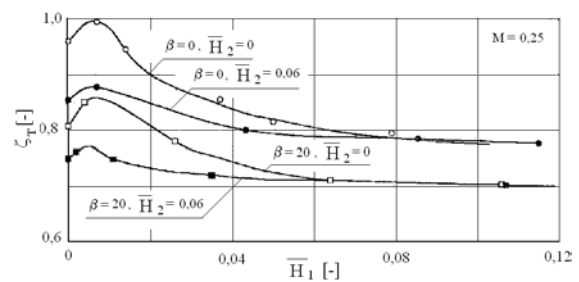
Obr. 7 Ztráty ve výstupním hrdle s výztuhami

Výztuhy způsobují zvětšení ztrát v tělese výstupního hrdla. Jejich vliv však lze pozorovat i v samotném difuzoru. Pomocí přidavného jetu i únikem páry u špičky oběžné lopatky se sníží ztráty v difuzoru. Projeví se to i v celém výstupním hrdle. Ztrátový součinitel pak může mít hodnotu  $\zeta_T = 0,75$ , tj. o 20 % více než při použití tělesa bez vnitřních výztuh.

Výsledky uvedené v obr. 7 se týkají hrdla s výztuhami a radiálním žebrem v optimálním provedení. V CKTI i ve ŠKODA POWER se hledaly nejvhodnější rozměry žebra i místo jeho umístění. Výsledky experimentů se nalézají na obr. 8.



Obr. 8 Optimální provedení žebra



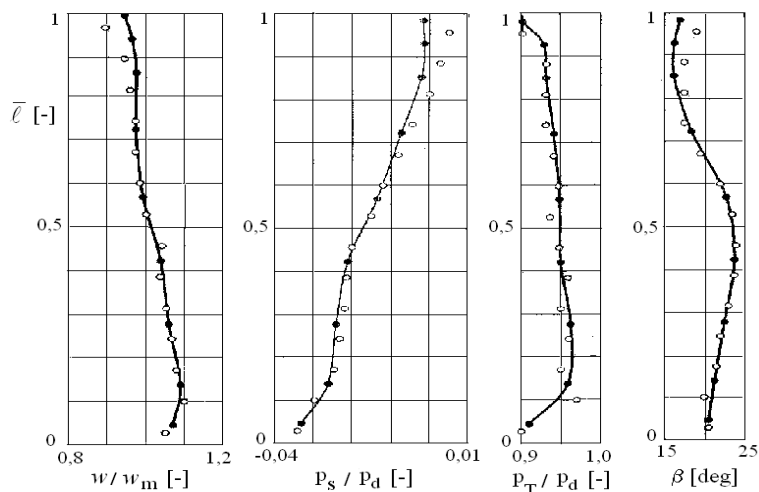
Obr.9 Vliv rotace proudu na ztráty v tělese s radiálním žebrem

Intenzita šrafování vyjadřuje provedení, kdy se ztrátový součinitel ve srovnání s tělesem bez žebra zvětšil nebo zmenšil. Existuje jen jedna optimální poloha umístění žebra, která platí jen pro testovanou geometrii výstupního hrdla. Nevhodné použití žebra může ztráty ve výstupní části turbíny jen zvětšit.

Jak ukázala některá měření na parních turbínách i výpočty [4], rotace proudu páry na vstupu do anulárního difuzoru výstupního hrdla přispívá ke stabilizaci mezní vrstvy a omezuje odtržení proudu od vnější stěny difuzoru. Vzájemný vliv rotace média a přidavných jetů je uveden na obr. 9. Zkoušky na modelu se prováděly s odklonem proudu od osového směru o  $\beta = 20$  deg. Kombinace přidavných jetů a rotace proudu může snížit celkový ztrátový součinitel výstupního hrdla na hodnotu  $\zeta_T = 0,7$ .

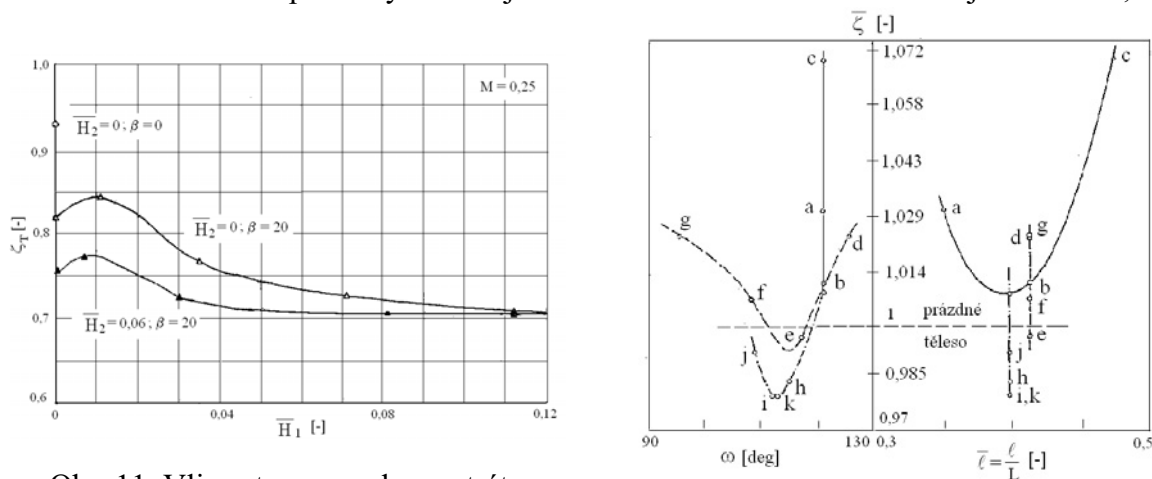
Jak ukazují některé studie [2, 7], výsledky experimentů silně závisejí na vstupních okrajových podmínkách. Projevuje se zde vliv rozložení rychlosti proudu podél radiály.

V parních turbínách existuje i jistý průběh rotace proudu od paty ke špičce za koncovým stupněm. Týká se to i rozložení radiální složky rychlosti. Zkoušky na modelech výstupního hrdla mohou některé vlivy respektovat, jiné ne. Při experimentech v CKTI se použila stejná rotace v celém vstupním průřezu. Na obr. 10 se nachází rozložení úhlu proudu, rozložení tlaku a rychlosti ve vstupním řezu do modelu výstupního hrdla. Proudové pole je odvislé od spojení modelu hrdla a aerodynamického tunelu. Rozložení rychlosti od paty ke špičce zde neodpovídá obdobným poměrům na díle, tedy poměrům v parní turbíně, kde je u špičky zpravidla větší rychlost než na patě. Větší rychlost u špičky napomáhá ke snížení ztrát v difuzoru hrdla.



Obr. 10 Rozložení proudových parametrů na vstupu do difuzoru

Jiný způsob vhodného uspořádání tělesa výstupního hrdla představují klínové stěny [6]. Klínová stěna má podobný efekt jako radiální žebro. Existovala jistá obava, že při



Obr. 11 Vliv rotace proudu na ztráty v tělese s klínovou stěnou

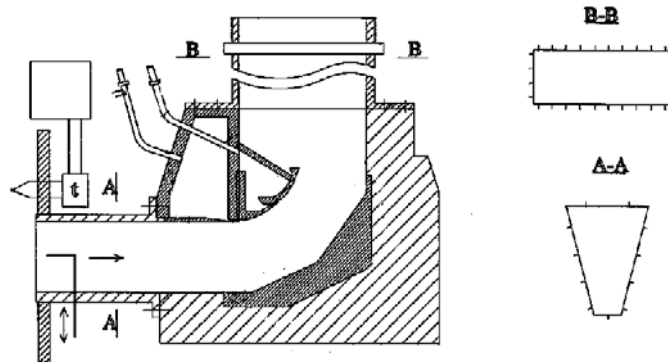
Obr. 12 Optimální provedení klínové stěny

rotaci vstupního proudu bude klínovité uspořádání stěny vykazovat větší ztráty. Tento předpoklad, jak ukazují výsledky experimentů na obr. 11, se nepotvrdil. Vzájemný vliv obou přídavných jetů a rotace proudu na ztráty je obdobný jako u hrdla s radiálním žebrem. Nejmenší ztrátový součinitel má hodnotu  $\zeta_T = 0,7$ . Velmi příznivý je pokles ztrát i pro  $\bar{H}_1 = 0$  a  $\bar{H}_2 = 0,06$  s rotací i bez rotace vstupního proudu.

I pro uspořádání hrdla s klínovou stěnou platí existence jediné optimální polohy a rozevření stěn. Na modelu ŠKODA se zkoušely různé varianty umístění stěn. Výsledky jsou zachyceny na obr. 12. Pro daný tvar výstupního hrdla dává nejlepší výsledky úhel rozevření stěn  $\omega = 112 \text{ deg}$  a poloha  $\bar{l} = 0,4$ .

## 6. Měření na modelu difuzoru

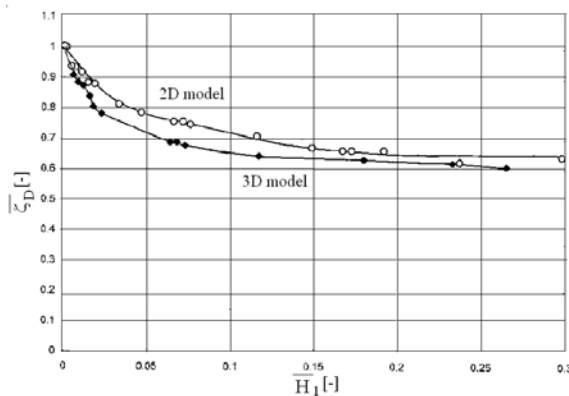
Rozhodující podíl ztrát výstupního hrdla připadá na osově-radiální difuzor. Pro podrobnější studium proudění v difuzoru připravil se v CKTI jednoduchý model, který představuje klínový výřez části difuzoru. Provedení modelu je znázorněno na obr. 13.



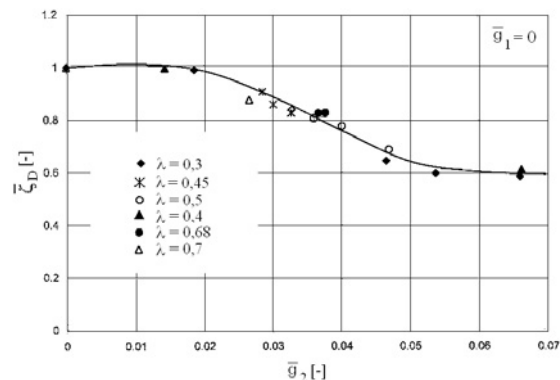
Obr. 13 Schéma modelu výřezu difuzoru

Zařízení umožňuje ověřit vliv vstupní rychlosti na ztráty. Model je uzpůsoben k vizualizaci proudění a nechají se na něm snadno zkoušet různé úpravy stěn difuzoru.

Mezi základní požadavky použitelnosti klínového modelu patří srovnání s úplným 3D provedením difuzoru. Je třeba znát, jaký vliv mají boční stěny výřezu na hodnotu ztrátového součinitele.

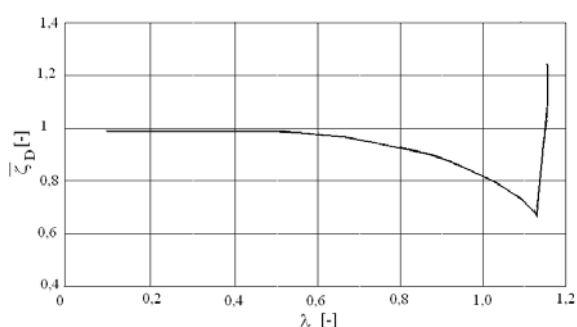


Obr. 14 Srovnání ztrát 2D a 3D modelu

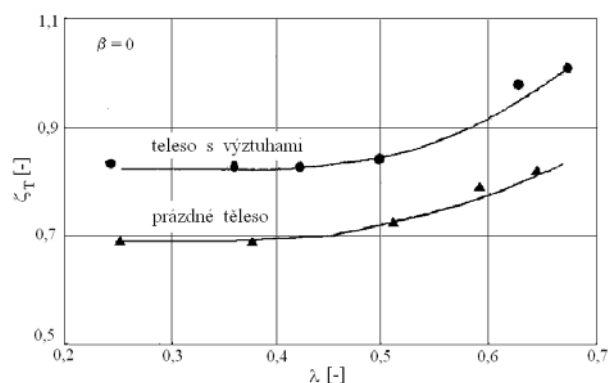


Obr. 15 Únik média mezerou nad koncovou lopatkou

Srovnání je provedeno na obr. 14. Uvažuje se zde přídatný jet na stěnu difuzoru. 2D model vykazuje jen nepatrně větší ztráty než 3D model. Pokles ztrát v difuzoru po uplatnění vefukování a po eliminaci odtržení proudu od stěny je až 30 %. Rovněž modelování úniku páry přes radiální vůli nad oběžnou lopatkou koncového stupně vykazuje obdobný efekt známý z 3D modelu. V tomto případě, jak ukazuje obr. 15, je pokles ztrát až 40 %. Vstupní rychlost vyjádřená Lavalovým číslem  $\lambda = w/a^*$  ( $a^*$  je kritická rychlost) nemá vliv na hodnotu  $\zeta_D$ . Platí to až do  $\lambda = 0,72$ . Až po dosažení kritických proudových poměrů a po aerodynamickém ucpání kanálu se ztrátový součinitel výrazně zvětšuje. Ukazuje to obr. 16. Ztrátový součinitel  $\zeta_D$  je zde porovnán s parametry získanými při  $\lambda = 0,2$ . Poněkud odlišný charakter ztrát však dostaneme pro celé výstupní hrdlo – viz. obr. 17. Pro  $\lambda > 0,4$  ztrátový



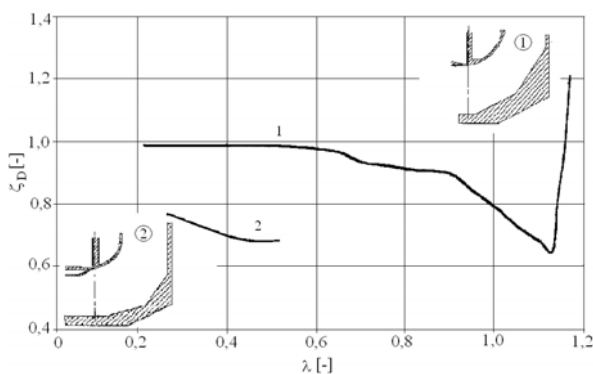
Obr. 16 Vliv vstupní rychlosti na ztráty v difuzoru



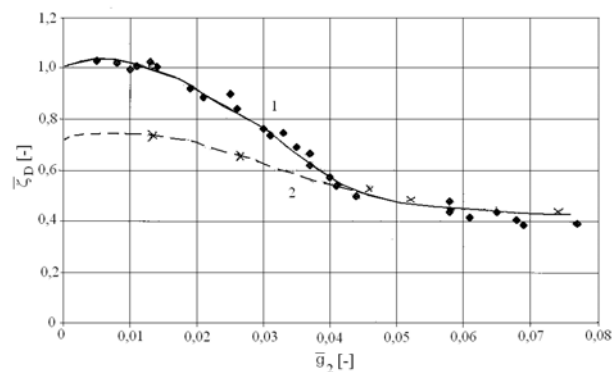
Obr. 17 Vliv vstupní rychlosti na ztráty ve výstupním hrdle

součinitel plynule roste. Jelikož u parních turbín většího výkonu existuje vysoká výstupní rychlost až s  $\lambda = 0,65$ , lze očekávat ztrátový součinitel u bohatě vyloženého tělesa na úrovni  $\zeta_T \approx 1$ .

Pomocí 2D modelu difuzoru se prověřoval vliv tvaru vstupní partie na ztráty. Modelování rozšíření průřezu na vstupu do výstupního hrdla a vznik radiální složky rychlosti se uskutečnilo odsáváním vzduchu na vnější stěně přívaděcího kanálu. Touto úpravou se snížily ztráty ve srovnání s původní variantou až o 30 %. Výsledky experimentu jsou zachyceny na obr. 18. Srovnání základního a upraveného tvaru vstupu do difuzoru při současném působení úniku média přes špičku oběžné lopatky ukazuje obr. 19.



Obr. 18 Úprava vstupního tvaru kanálu

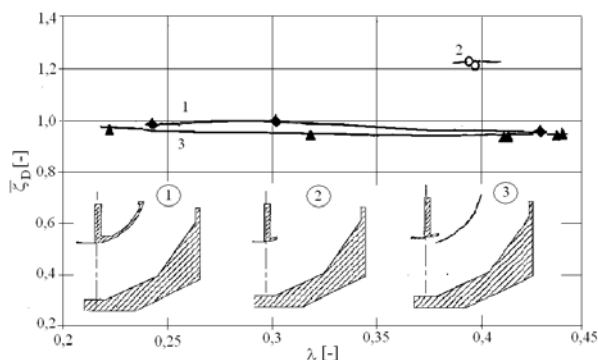


Obr. 19 Ztráty v upraveném difuzoru

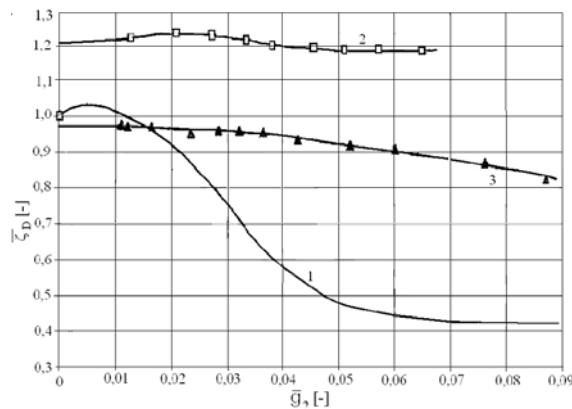


Jen úpravou vstupu se sníží ztráty o 30 %. Při uvažování přídavného jetu se snižují ztráty v difuzoru až o 60 %.

Jiná úprava 2D modelu se týkala provedení vnější stěny difuzoru. Srovnání se týká základního tvaru, posunutí stěny difuzoru do hlavního proudu a kanálu bez stěny difuzoru. Vliv vstupní rychlosti je zachycen na obr. 20. Ve srovnání s základní variantou nedává



Obr. 20 Úprava stěny difuzoru



Obr. 21 Ztráty v difuzoru s upravenou stěnou

posunutí stěny difuzoru do nenarušeného proudu výraznější přínos. Takové provedení neumožňuje využít vliv přídavného jetu. Ten se nevyužije ani v případě, kdy se nepoužije vnější stěna difuzoru. Srovnání všech tří variant se nachází na obr. 21. Jako základ pro srovnání se bere základní varianta (1) bez vlivu přídavného jetu.

## 7. Závěry

- Ztráty v axiálně-radiálním difuzoru tvoří podstatnou část ztrát vzniklých ve výstupním hrdle.
- Špičkový jet má podobný efekt jako přídavný jet. Napomáhá ke snížení ztrát ve výstupním hrdle.
- Rotace proudu na vstupu do výstupního hrdla napomáhá k stabilizaci mezní vrstvy na vnější stěně difuzoru.
- Při vstupní rychlosti s  $\lambda > 0,4$  je třeba uvažovat ztrátu od vstupní rychlosti.
- Posunutí stěny difuzoru do hlavního proudu neumožňuje využít příznivý vliv špičkového jetu na stabilizaci mezní vrstvy. Difuzor bez vnější stěny nemůže fungovat jako difuzor.
- Radiální žebro nebo klínová stěna napomáhají ke snížení ztrát ve výstupním tělese. Musí však mít optimální provedení i umístění.

## 8. Poděkování

Autoři příspěvku děkují MPO za podporu grantu TANDEM č. FT-TA/085.

## 9. Literatura

- [1] Goudkov, E.I., Nikolaev, M.A., Ris, V.V., Smirnov, E.M., Tajč, L. (2003) Influence of tip-clearance jet leakage on efficiency of working fluid injection into the diffuser as applied for reduction of exhaust hood losses, 5th European Conference on Turbomachinery, Prague, Czech Republic, pp. 761-770.
- [2] Linhart, J., Hoznedl, M. (2003) Properties and improvements of in steam turbine exhaust hood, Energy and Environment, Shanghai, China.
- [3] Мига́й, В.К., Гудков, Э.И. (1981) Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин, Машиностроение.
- [4] Šťastný, M., Tajč, L., Kolář, P., Tuček, A. (2000) Effects of Inlet Swirl on the Flow in a Steam Turbine Exhaust Hood, Journal of Thermal Science, Vol. 9. No4, pp. 326-333.
- [5] Tajč, L., Bednář, L., Goudkov, E.I. (2001) Exhaust Hoods of Double-Flow Arrangement, 4th European Conference on Turbomachinery, Firenze, Italy, pp. 161-168.
- [6] Tajč, L., Polancký, J., Kňourek, J., Feldberg, L.A. (1999) Flow Computations and Experimental Investigation of Exhaust Hoods, CMP Turbomachinery, No 115, Symkom'99, Lodž, Poland, pp. 371-378.
- [7] Tajč, L., Bednář, L., Synáč, J. (2002) Experimental Investigation of Low pressure Steam Turbine Exhaust Hood, CPM Turbomachinery, No 122, Symkom'02, Lodž, Poland, pp. 373-380.
- [8] Зарянкин, А.Е., Симонов, Б.П. (2002) Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин, Москва, Издательство МЭИ.