



ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ



KATEDRA ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI



JEDNOTLIVÝ PŘÍSPĚVEK ZE SBORNÍKU



evropský
sociální
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

POZNATKY Z EXPERIMENTÁLNÍHO PROVOZU DVOUSTUPŇOVÉ TURBÍNY S BUBNOVÝM PROVEDENÍM ROTORU

HOZNEDL Michal, BEDNÁŘ Lukáš, TAJČ Ladislav, MICZÁN Martin

The results from experimental research on the two-stage steam turbine with drum rotor are presented. The cooperation of two stages, where the second one works in a transonic flow area is considered. The pressure, mass flow, steam leakages through stator and rotor seals according to velocity ratio are presented. The efficiency of first and second stage is compared.

Klíčová slova: parní turbína, bubnový rotor, experimentální výzkum, účinnost

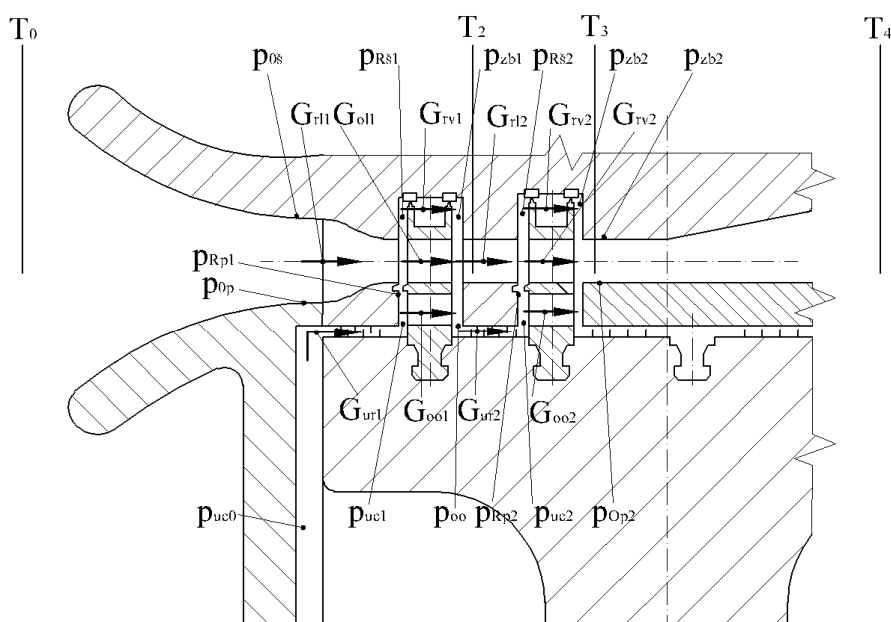
Úvod

Bubnové uspořádání rotoru umožňuje prodloužit lopatky a tím i zvětšit jejich štíhlost. Delší lopatky mají menší okrajové ztráty. Aby se zachoval optimální provoz turbínových stupňů, musí se zvětšit provozní otáčky rotoru. Lopatky vysokotlakových dílů turbíny jsou navrženy pro subsonické proudění a při jejich relativně malé délce jsou zpravidla prizmatického provedení. Rovnotlakové uspořádání stupňů vyžaduje umožnit odvod páry z hřídelové ucpávky za stupeň. K tomuto účelu slouží štěrbiny pod patou jednotlivých oběžných lopatek. Na experimentální turbíně byla možnost prověřit vlastnosti rovnotlakých stupňů na bubnovém provedení rotoru. Použily se stupně z reálného provedení VT dílu turbíny. Na experimentální turbíně se vyskytuje nižší teplota i tlak páry než na reálné turbíně. Termodynamická účinnost je tudíž ovlivněna nižší hodnotou Reynoldsova čísla. S ohledem na provozní charakteristiku vodní brzdy se zvolilo dvoustupňové uspořádání turbíny.

Cílem experimentů je prověřit vzájemné ovlivňování jednotlivých stupňů a posouzení vlivu úniku páry přes vyrovnávací štěrbiny na účinnost. Při experimentech se nechá otestovat i dopad provozu turbíny při nenávrhových stavech na účinnost. Jistým nedostatkem prováděných experimentů je provoz turbíny bez tepelné izolace. Nejedná se tudíž o adiabatický proces v jednotlivých stupních. Odvod tepla do okolí má vliv na přerozdělení tlakových spádů na jednotlivých stupních a na vznik transsonického proudění na 2. stupni. Jaký to má dopad na účinnost ukazuje i tato práce.

1. Experimentální turbína

Provedení experimentální dvoustupňové turbíny je znázorněno na obr. 1. Ve schématu jsou vyznačena místa měření tlaků a teplot. Nachází se zde i označení jednotlivých hmotnostních toků. Teplota se snímá ve vstupní a výstupní komoře turbíny. Pomocí termočlánu se měří i teplota T_2 za prvním stupněm. Termočlánek je umístěn ve středu kanálu a lze předpokládat minimální ovlivnění jeho teploty od úniků páry přes nadbandážovou ucpávku. Jednotlivé hmotnostní toky přes ucpávky se počítají pomocí měřených tlaků. Výkon turbíny se nechá stanovit pomocí vodní brzdy a též torquemetrem. Uvažují se i ventilační ztráty a výkon potřebný na překonání ztrát v ložiskách.

**Obr. 1:** Provedení experimentální turbíny

Druhý stupeň má standardní provedení lopatkové části s válcovým uspořádáním omezujících stěn. Nadbandážové ucpávky jsou tvořeny dvěma prodlouženými břity. Toto provedení má umožnit použít nosné části turbíny i pro jiné délky lopatek.

Na 1. stupni je použito meridionální tvarování obou omezujících stěn. Nastavují se zde tlakové poměry tak, aby byl nulový únik páry na hřídelové ucpávce. Na 2. stupni je již neregulovaný průtok páry hřídelovou ucpávkou i odlehčovacími šterbinami.

Základní údaje o provedení lopatkové části turbíny se nacházejí v tabulce 1. Vůle nadbandážové ucpávky byla $s = 0,33$ mm.

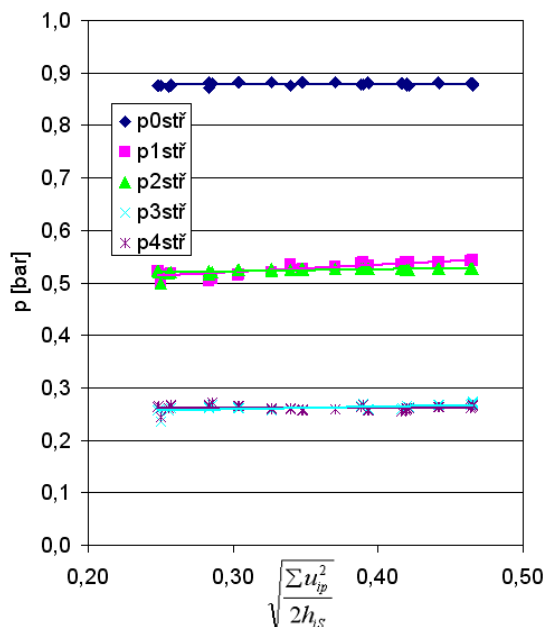
Tabulka 1

Stupeň		1.		2.	
Lopatková mříž		rozdávčí	oběžná	rozdávčí	oběžná
Těživa	b [mm]	27	21	27	21
Délka	l [mm]	12	14	15,4	17,4
Počet lopatek	z [-]	170	227	170	257

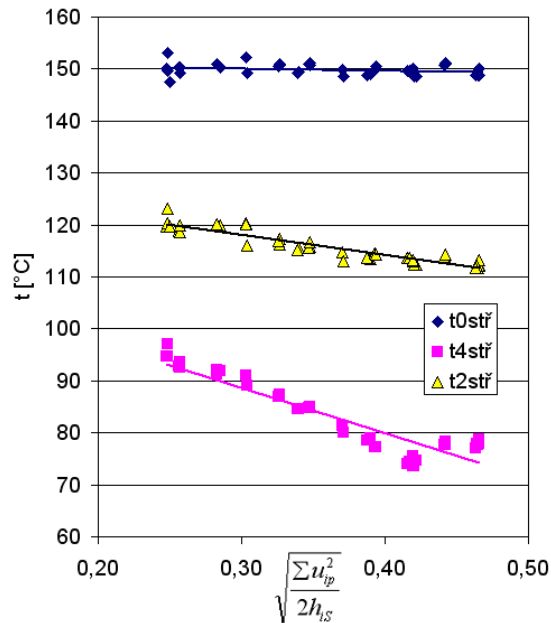
Vstupní parametry páry se udržovaly na teplotě $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlaku $p_0 \doteq 0,822$ bar. Výstupní tlak se reguloval sítím a udržoval na hladině cca $p_4 = 0,26$ bar.

Rychlostní poměr u_p/c_{is} , kde u_p je obvodová rychlost a c_{is} je rychlost z isentropického enatpického spádu na stupeň, se vyjadřuje jako střední hodnota pro oba stupně

$$\left(u_p/c_{is}\right)_{stř} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^2 u_{pi}^2}{2h_{is}}}$$



Obr. 2: Rozložení tlaků mezi stupni

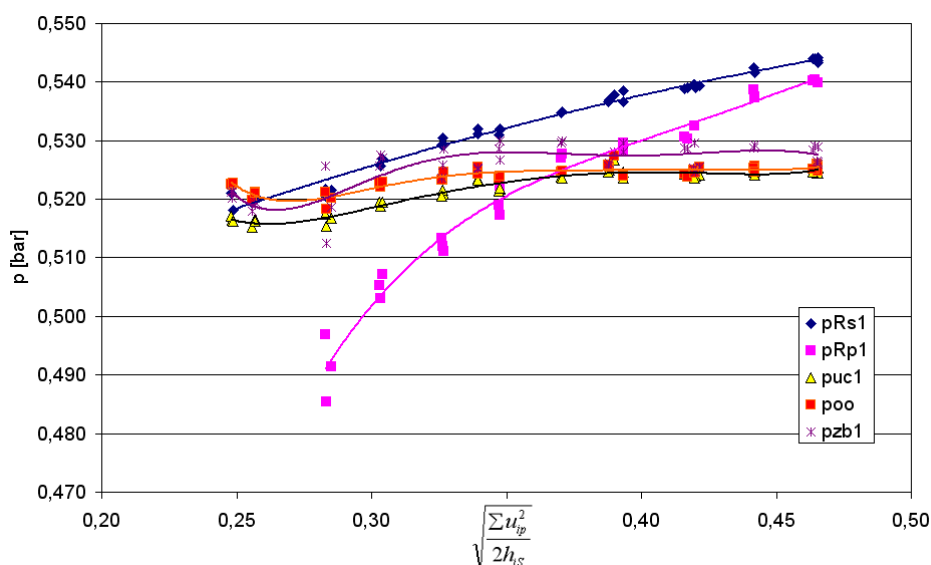


Obr. 3: Teploty před a za stupni

2. Výsledky měření

Charakteristická rozložení tlaků na jednotlivých stupních jsou uvedeny na obr. 2. Uvažuje se střední hodnota tlaků mezi mřížemi i za jednotlivými stupni.

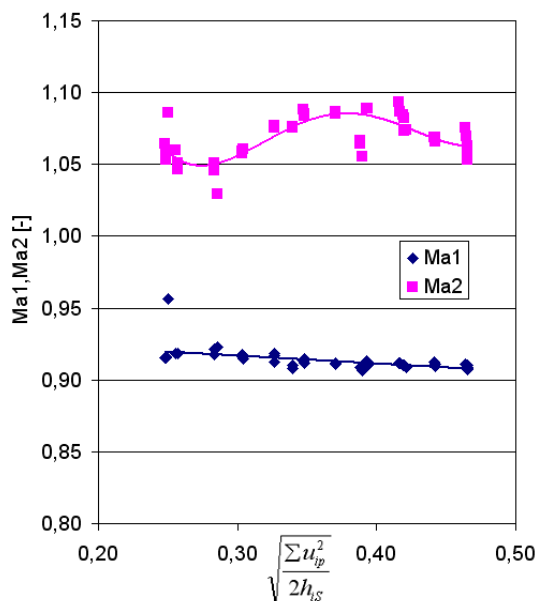
Na 1. stupni byl při nižších hodnotách rychlostního poměru $(u_p/c_{is})_{stř}$ tlak mezi rozváděcím a oběžným kolem $p_{1stř}$ nižší než za stupněm (tlak $p_{2stř}$). Podrobnější popis tlaků měřených na 1. stupni ukazuje obr. 4. Nejvýrazněji reaguje na změny $(u_p/c_{is})_{stř}$ tlak na patě mezi mřížemi p_{Rp1} . Rozložení tlaků je takové, aby se zachovala rovnost hmotnostních toků přes 1. i 2. stupeň při respektování toků přes ucpávky a štěrbiny. Tzn., že aerodynamické parametry na 2. stupni ovlivňují proudění na 1. stupni a naopak. Má to dopad na profilové ztráty pro pevně nastavené lopátkové profily jednotlivých mříží.



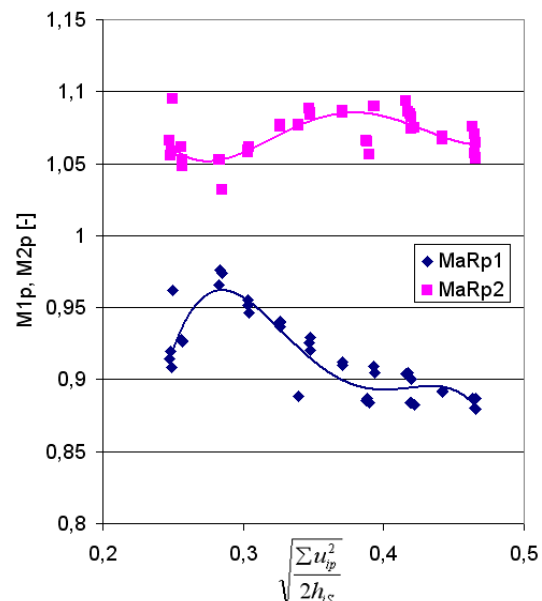
Obr. 4: Průběh tlaků na 1. stupni

Teploty na stupních mají jen orientační charakter. Měření teploty v jednom bodě zachycuje jen místní hodnotu. Nejedná se o střední teplotu pro daný úsek, která by se dala spolehlivě použít k vyhodnocení účinnosti. K tomuto účelu slouží lépe krouticí moment změřený torquemetrem. Údaje o teplotě jsou však důležitým pomocníkem k posouzení rozdílů mezi aerodynamickými parametry na 1. a 2. stupni. Údaje o teplotách na měřených místech se nacházejí na obr. 3. Vstupní teplota T_0 a výstupní teplota T_4 jsou změřeny v komorách před a za lopatkovou částí. Lze předpokládat, že v daných místech jsou jednotlivé proudy dostatečně promíchané, a že v přijatelné míře vypovídají o stavech páry v daném úseku. Teplota T_2 je měřena ve středu kanálu za 1. stupněm. Nemusí být tudíž ovlivněna proudem páry unikající přes nadbandážovou ucpávku. To znamená, že může „vylepšit“ účinnost 1. stupně a „zhoršit“ účinnost 2. stupně.

Rozdělení tlaků mezi stupni umožňuje stanovit i průběh Machových čísel pro isentropický spád na jednotlivých stupních. Jejich hodnoty jsou pro oba stupně a střední tlaky na stupních uvedeny na obr. 5. Podle těchto údajů je na 2. stupni transsonické proudění a na 1. stupni je proudění na jeho hranici. Lze tedy očekávat větší profilovou ztrátu 2. stupně. Vyplyvá to z poznatků získaných při testování těchto profilů v aerodynamickém tunelu [1]. Jelikož se jedná o rovnotlakové stupně, je tlak před a za oběžnou mříží přibližně stejný. Maximální tlakové spády a tudíž největší rychlosti a hodnoty Machových čísel nastanou na patním úseku obou stupňů. Příslušné údaje jsou vyneseny na obr. 6. Znamená to, že i na 1. stupni se při nižších hodnotách (up/cis)stř objevuje transsonické proudění, při kterém může vlivem vlnových efektů v rozváděcí mříži docházet k odtržení proudu od stěny a k nárůstu profilových ztrát. Použité lopatkové profily nejsou v tomto případě navrženy na transsonické proudění.



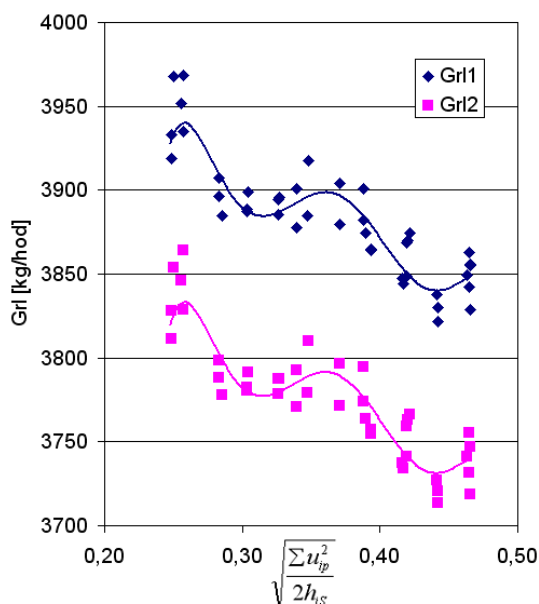
Obr. 5: Machova čísla na stupních



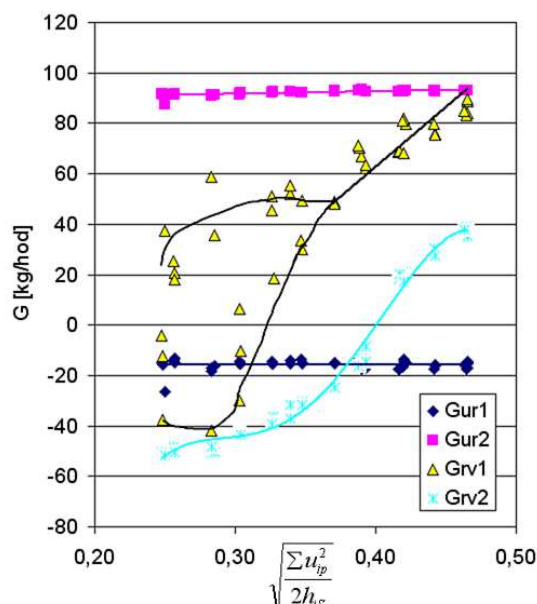
Obr. 6: Machova čísla na patě rozváděcí mříže

Hmotnostní tok na prvním stupni je určen z množství kondenzátu zachyceném v odměrné nádrži. Jak ukazuje obr. 7, s růstem $(u_p/c_{is})_{stř}$ jeho množství postupně klesá. Do lopatek rozváděcího kola 2. stupně se pak dostává množství zmenšené o únik páry přes hřídelovou ucpávku. Hmotnostní tok 1. stupně je určen vstupními parametry páry, které jsou skoro konstantní a dále pak tlakovým poměrem. Jelikož $(u_p/c_{is})_{stř}$ je upravováno otáčkami rotoru, dochází při jeho růstu i k růstu tlaku za rozváděcí mříží. Na 2. stupni je transsonické proudění a dochází tudíž k aerodynamickému ucpání rozváděcí mříže. Hmotnostní tok je určen změnou

vstupních parametrů páry, přeprouděním páry přes nadbandážovou ucpávku popř. přes šterbiny na patě. Uplatňuje se i změna průtokového součinitele vlivem ztrát ve stupni.



Obr. 7: Hmotnostní toky rozváděcími mřížemi stupňů



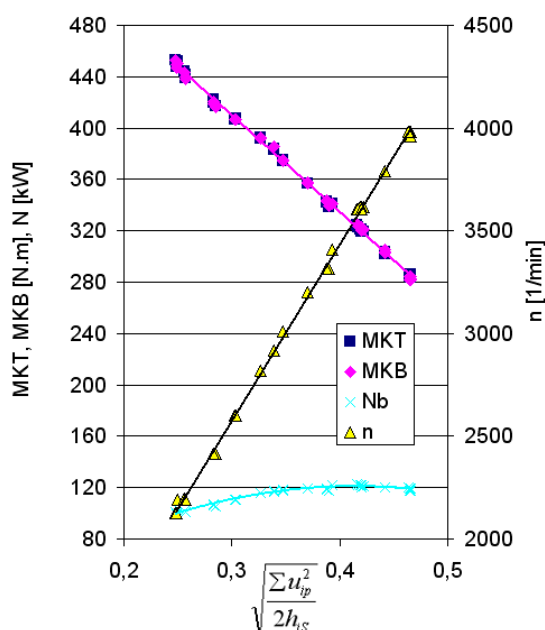
Obr. 8: Hmotnostní toky pro jednotlivé ucpávky

Jak se upravily hmotnostní toky na ucpávkách ukazuje obr. 8. Na hřídelové ucpávce 1. stupně se udržuje mírný podtlak, který vede ke stálému minimálnímu odsávání páry. Jedná se cca o 15 kg/hod páry, což představuje $0,38 \div 0,39\%$ celkového množství. Na 2. stupni teče cca 90 kg/hod páry hřídelovou ucpávkou. Představuje to $2,3 \div 2,4\%$ páry vstupující do rozváděcí mříže. Únik páry hřídelovou ucpávkou bude mít větší vliv na ztráty ve 2. stupni než na 1. stupni. Tak jak roste s otáčkami rotoru tlak na špičkách obou stupňů, roste i únik páry přes nadbandážové ucpávky. Na 1. stupni se udržuje tok páry převážně v kladných hodnotách. Při velmi nízkých hodnotách $(u_p/c_{is})_{stř}$ však může nastat i případ, kdy se na nadbandážové ucpávce objeví zpětné proudění. Na 2. stupni se zpětné proudění udržuje na nadbandážové ucpávce až do hodnoty $(u_p/c_{is})_{stř} = 0,41$. Zpětné proudění napomáhá k udržení rovnosti hmotnostních toků ve stupních i k rozložení tlaků mezi stupni.

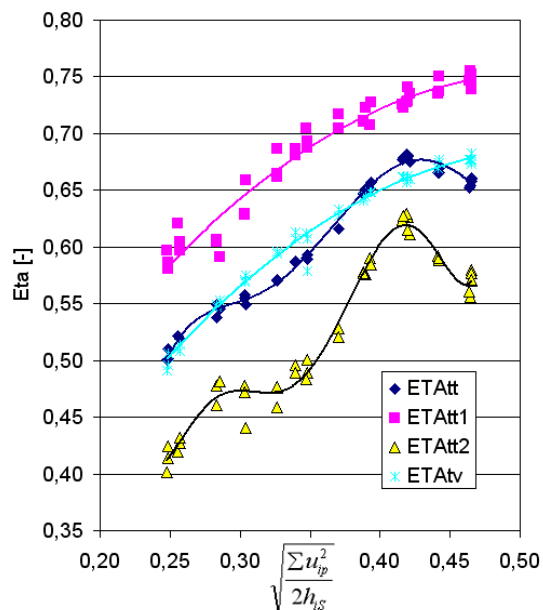
Změna hmotnostních toků má dopad na průběh kroutícího momentu měřeného torquemetrem i vodní brzdou. Provozní charakteristika brzdy je nastavena na určité parametry. Z tohoto důvodu je dvoustupňové provedení turbíny nutnou podmínkou pro realizaci experimentu. Jak ukazují záznamy na obr. 9, jsou údaje o kroutícím momentu z brzdy a z torquemetru prakticky stejné. Krouticí moment s růstem $(u/c)_{stř}$ klesá. Výkon na rotoru však roste. Je to vlivem rostoucí úhlové rychlosti ($N = M_k \cdot \omega$) a též nárůstem ložiskových a ventilačních ztrát.

Termodynamická účinnost turbíny je počítána ze vztahu

$$\eta_{tv} = \frac{N}{G_{rl1} \cdot h_{is1} + G_{rl2} \left(h_{is2} - \frac{c_{4z}^2}{2} \right)}$$



Obr. 9: Kroučící moment a výkon na hřídeli



Obr. 10: Termodynamická účinnost turbíny

Předpokládá se, že v případných dalších stupních by se využila jen osová složka výstupní rychlosti c_{4z} . Účinnost pro oba stupně je uvedena na obr. 10. S rostoucí hodnotou $(u/c)_{stř}$ účinnost plynule stoupá. Její maximální hodnoty se však ještě v daném rozsahu otáček rotoru nedosáhlo. Výsledná hodnota je nepochybně ovlivněna nízkou hodnotou Reynoldsova čísla, která je u experimentální turbíny až o 2 řády nižší než na díle [2]. Jistý dopad má nepochybně i výskyt transsonického proudění na 2. stupni. Určitý vliv bude mít i únik páry přes jednotlivé netěsnosti na obou stupních.

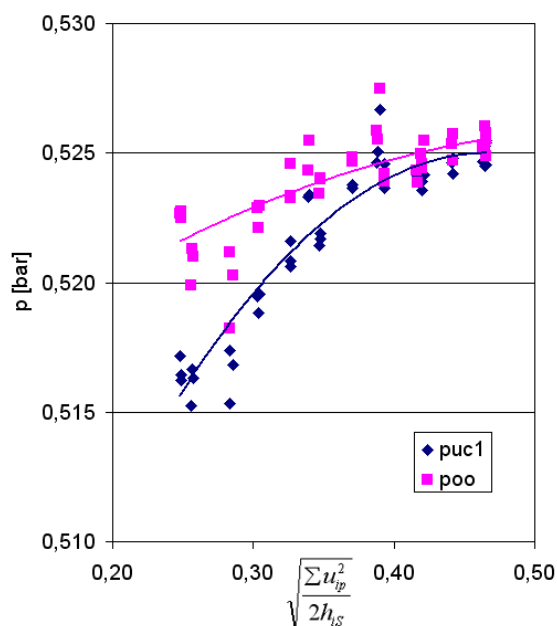
Byla snaha otestovat účinnost jednotlivých stupňů. K tomuto účelu se využily jednotlivé teploty snímané ve vybraných místech. Jedná se o účinnosti stanovené z entalpických spádů. Pro oba

stupně platí $\eta_{tt} = \frac{i_0 - i_4}{h_{is}}$, a pro jednotlivé stupně $\eta_{tt1} = \frac{i_0 - i_2}{h_{is1}}$, $\eta_{tt2} = \frac{i_2 - i_4}{h_{is2}}$.

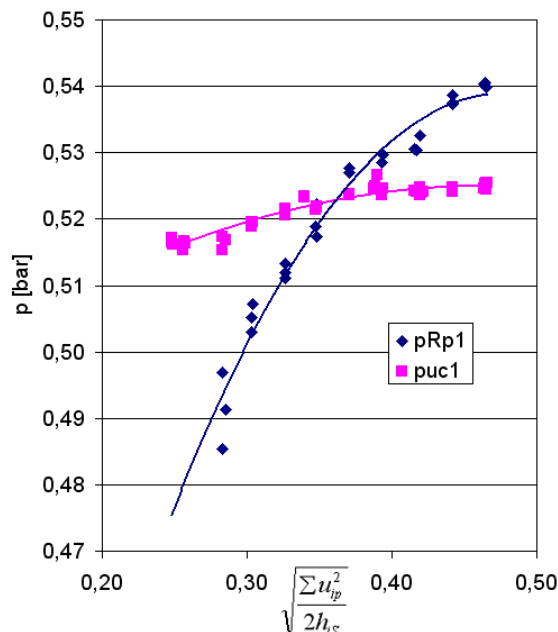
Průběhy účinností z teplot jsou rovněž uvedeny v obr. 10.

Účinnost z teplot pro oba stupně se jen málo liší od termodynamické účinnosti získané pomocí dat z torquemtru. Velké rozdíly se však objevují mezi účinnostmi prvního a druhého stupně. Na 2. stupni je až o 15% menší účinnost stanovená z teplot. Na 2. stupni se negativně projevuje transsonické proudění, zpětné proudění na nadbandážové ucpávce, proudění páry přes vyrovnávací šterbiny i proudění páry z hřídelové ucpávky, které se dostává i do hlavního proudu. Ve 2. stupni se vlivem uvedených příčin zhoršují proudové poměry do té míry, že se vytvářejí jiná pravidla pro stanovení optimální hodnoty rychlostního poměru. Rovněž platí, že v důsledku rozdílných entalpických spádů na jednotlivých stupních existují zde i rozdílné reálné hodnoty u/c při kterých je turbína provozována. Je zcela zřejmé, že pro transsonické proudění se profily navržené pro subsonické proudění nehodí. Aerodynamické ucpání 2. stupně ovlivňuje rovněž proudové poměry 1. stupně a tím i jeho účinnost. Na 1. stupni může být účinnost vylepšena i skutečností, že teplota T2 není ovlivněna únikem páry z nadbandážové ucpávky. Toto vylepšení účinnosti 1. stupně však zároveň vede ke zhoršení účinnosti 2. stupně.

Na 1. stupni se prakticky nevyskytuje pára z hřídelové ucpávky. Přesto ale dochází k proudění páry přes vyrovnávací štěrbinu. Dá se na to usuzovat z tlaků před a za štěrbinou – viz. obr. 11.



Obr. 11: Tlaky na štěrbině



Obr. 12: Tlaky v mezeře 1. stupně

Za štěrbinou je při všech provezech větší tlak. Tlak na patě v mezeře mezi rozváděcím a oběžným kolem je uveden na obr. 12. I z tohoto zobrazení je zřejmé, že pára může být při většině testovaných režimů zpětně přisávána do hlavního proudu. Určitě dochází k narušení proudu, k brzdnému účinku proudu páry vstupujícího do štěrbin. Tento poznatek byl zatím potvrzen jen výpočtovou studií [3]. Bude žádoucí tvarování vyrovnávacích štěrbin stále prověřovat. Nelze prokázat, že tyto jevy ovlivnily teplotu T2 a tím i vyhodnocení účinnosti 1. a 2. stupně.

Závěr

- U vícestupňových uspořádání turbín dochází k vzájemnému ovlivňování proudových poměrů jednotlivých stupňů.
- Profily navržené pro subsonické proudění vykazují intenzivní nárůst profilových ztrát při transsonickém proudění.
- U relativně krátkých lopatek mohou ztráty způsobené únikem páry přes ucpávky mít značný vliv na účinnost. Nejedná se jen o množství uniklé páry, ale i o narušení struktury proudu.
- S rostoucím $(u/c)_t$ klesá hmotnostní tok turbínou, klesá i krouticí moment, ale výkon roste.
- Účinnost stanovená z teplot nemusí odpovídat skutečnosti, je však dobrým zdrojem pro úvahy v dění v jednotlivých stupních.
- Vliv Reynoldsova čísla na profilové ztráty turbínových stupňů může mít mnohem větší vliv než se původně předpokládalo.
- Proudění páry přes vyrovnávací štěrbinu má v každém případě negativní vliv na účinnost stupně. Jaký je reálný dopad na zhoršení účinnosti je třeba dále testovat.

Literatura

- [1] BENETKA, J; KLADRUBSKÝ, M. Měření přímé turbínové mříže VS33, Výzkumná zpráva VZLÚ 3559/99, 1994.
- [2] TAJČ, L.; SYNÁČ, J.; BEDNÁŘ, L. Účinnost turbínových stupňů – III. upravené vydání, Výzkumná zpráva ŠKODA POWER, VZTP 0941, 2009.
- [3] YUN, K. Vliv vyrovnávacích štěrbin u bubnového rotoru s rovnotlakovým lopatkováním na proudění v turbínovém stupni, Výzkumná zpráva ŠKODA POWER, VZTP 1048, 2010.

Poděkování

Autoři příspěvku děkují MPO ČR za finanční podporu grantu FR-TI3/432

Ing., Ph.D. HOZNEDL Michal, ŠKODA POWER s.r.o., Experimentální výzkum proudění, Tylova 1/57, Plzeň, 30128, 378 185 746, michal.hoznedl@doosan.com

Ing. BEDNÁŘ Lukáš, ŠKODA POWER s.r.o., Experimentální výzkum proudění, Tylova 1/57, Plzeň, 30128, 378 185 155, lukas.bednar@doosan.com

Ing., CSc. TAJČ Ladislav, ŠKODA POWER s.r.o., Experimentální výzkum proudění, Tylova 1/57, Plzeň, 30128, 378 185 967, ladislav.tajc@doosan.com

Ing. MICZÁN Martin, ŠKODA POWER s.r.o., Experimentální výzkum proudění, Tylova 1/57, Plzeň, 30128, 378 185 905, martin.miczan@doosan.com