

NUMERICAL SIMULATION OF UNSTEADY FLOW IN A TURBINE STAGE INCLUDING LABYRINTH SEAL AT THE SHROUD

Z. Jůza*, B. Rudas*, V. Vaník*

Summary: The purpose of this paper is to present numerical simulation of unsteady steam flow in a high-pressure turbine stage. The stage represents experimentally investigated turbine stage of ŠKODA POWER a.s. Numerical simulation includes the effect of the labyrinth seal at the shroud. The flow field of unsteady flow for two types of stationary blades is compared. The first type is the prismatic stationary blade, the second one is the stationary blade of the compound lean shape. Both of these variants were experimentally investigated. The results were treated and compared with those from numerical simulations.

1. Úvod

Příspěvek je věnován problému proudění páry v turbínových stupních. Řešení obecných proudových polí je poměrně dosti složitým jevem, takže není divu, že do nedávné doby bylo jejich výpočtové řešení velmi obtížné a v některých případech dokonce neřešitelné. Pro komplikované úlohy se dříve používalo experimentálních měření, jejichž výsledky jsou jen omezeně reprodukovatelné. Tato pokusná měření jsou velmi složitá a v dnešní době velice finančně i časově náročná. Výrobně vytížené firmy nemají kapacity na výrobu experimentů jak strojní, tak i lidské. Je tedy zřejmé, že byla a je snaha řešení proudění zaměřit na numerické simulace pomocí výpočetní techniky. Tento obor nazýváme ve zkratce CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

Velký pokrok numerického řešení proudových polí zaznamenal vývoj numerických metod společně s vývojem v oblasti výpočetní techniky. Za několik let se zvýšila výkonnost výpočetní techniky natolik, že dnes již jdou řešit numerickými metodami velmi složitá rovinná, ale hlavně prostorová proudová pole. Je třeba však důrazně poznamenat, že počítačové simulace nemohou (ať už z důvodu zanedbání některých konstrukčních detailů či z důvodu nedokonalosti matematické náhrady proudění reálné tekutiny) z kvantitativního hlediska plně nahradit experiment. Jejich přínos pro vývoj je především v možnosti vzájemného porovnání výsledků proudění pro jednotlivé tvarové varianty výpočtového prostoru či fyzikální varianty výpočtového modelu, a to v krátké době při relativně nízkých nákladech. Výsledky počítačových simulací často slouží jako podklad při rozhodování o realizaci experimentu (pro každou variantu tvaru lopatek nelze uskutečnit drahý

^{*} Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., Ing. Bartoloměj Rudas, Vítězslav Vaník: ŠKODA POWER a.s.; Tylova 57; 316 00 Plzeň; tel.: +420 737 369 944, e-mail: zdenek.juza@skoda.cz

experiment). Naopak výsledky experimentů jsou cennými zdroji informací při kontrole správnosti výsledků získaných numerickou simulací.

V důsledku pokroku a rozmachu výpočetní techniky, společně s vysokými nároky na experiment, vznikají požadavky na numerické simulace proudění ve stále geometricky složitějších tělesech. Obor, který toto nárokuje, je bezesporu výroba parních turbín. I proto průmyslovému podniku ŠKODA POWER a.s. vznikají rok od roku větší náklady na rozvoj softwaru a hardwaru. Za poslední rok investoval přibližně desetinásobek toho, co do současné doby. To dokazuje vhodnost používání numerické simulace v průmyslové praxi. Bohužel tento stav je proti konkurenčním firmám a hlavně potřebám takovéhoto podniku nedostatečný. I když téma se zabývá především prouděním v turbínovém stupni, numerická simulace nám dovoluje řešit velké množství úloh v oblasti turbín, jako jsou např. proudění v regulačních a rychlozávěrných ventilech parních turbín, dále můžeme modelovat expanzi páry ve výstupních hrdlech, proudění v tělesech turbín, proudění v ucpávkách a jejich okolí atd. Významná pomoc CFD v tomto oboru není jen ve vývoji nových výrobků, ale i v oblasti nepředvídaných havárií na již hotových projektech, kde je třeba odhalit příčinu a navrhnout opatření pro opravu a uvedení díla do provozu. Rychlé řešení je především otázkou ekonomickou. V těchto případech je CFD nenahraditelný nástroj, protože je rychlý a oproti experimentu velmi levný. Nehledě na fakt, že v některých případech nelze vůbec experiment provést, a pokud už se provede, je velmi chudý na výsledky. Zdaleka nedosahuje toho, co nám umožní CFD, tj. velmi podrobný popis proudění na jakémkoliv místě. Samozřejmě vždy závisí na praxi uživatele softwaru, na jeho zkušenostech, kterými získává cit pro stanovení oblasti, kde CFD analýzu provést, tvorbu geometrického modelu s výpočetní sítí, zvolení okrajových podmínek, volby jak matematického, tak fyzikálního modelu. Nejdůležitější částí CFD analýzy je pravděpodobně analýza výsledků, na kterých se dále činí důležitá a v důsledku ekonomicky velmi nákladná rozhodnutí.

ŠKODA POWER a.s. používá již 10 let komerční software FLUENT pro CFD analýzy, kterým se řeší ve spolupráci s dalšími pracovišti široká řada úloh, především z oblasti proudění a prostupu tepla. Nejvýraznější spolupráce je se Západočeskou univerzitou, s Výzkumným centrem – Nové technologie při ZČU a dále pak s Techsoft Engineering s.r.o.

2. Pokusná turbína ŠKODA POWER a.s. 1 MW

Experimentální turbína umožňuje měření účinnosti na jednom či dvou turbínových stupních. Při jednostupňovém uspořádání je kolo uloženo klasicky ve třech ložiskách a hřídel je spojena s vodní brzdou. Elektronika brzdy umožňuje udržovat stálý kroutící moment, který vytváří stupeň, nebo regulovat otáčky turbíny na nastavené hodnotě. Při dvoustupňovém uspořádání je každý stupeň připojen k jedné vodní brzdě se samostatnou elektronikou. Je možná synchronizace otáček mezi oběmi hřídeli. V tělese turbíny jsou prostupy, které dovolují vyvést až 60 tlakových odběrů, popřípadě lze vložit několik teploměrů do různých míst turbíny. Řez turbínou se nachází na obrázku 1.

Na turbíně lze měřit různé provozní stavy, otáčky se nechají nastavit od nuly do 4000 min⁻¹. Horní hranice je dána pevností rotoru turbíny. Zatížení lze měnit v rozsahu od 200 Nm do 1200 Nm. Spodní hranice je dána možnostmi brzdy, kdy i při úplném odlehčení vlivem tření v mechanické části nelze měřit při nižším kroutícím momentu. Tlak před rozváděcím kolem může být maximálně roven atmosférickému tlaku. Turbínou lze protlačit nejvíce 25 tun páry za hodinu (dáno možnostmi kondenzátoru).

Měření bylo navrženo tak, aby byly zjištěny veličiny potřebné pro stanovení účinností a tlakových ztrát. Uspořádání měření bylo ovlivněno dostupným přístrojovým vybavením

(převodníky tlaku, čítače, přepínač). Hlavní zřetel byl kladen na co nejpřesnější změření tlakových hladin, teplot proudící páry, výkonu a množství páry. Hlavní měřící místa jsou znázorněna v obr. 2 společně s přehledem měřených míst.





Obr. 2 Schéma měření

Na obr. 3 je doprovodný list z měření pro variantu s válcovou rozváděcí lopatkou. List znázorňuje jen jedno měření, které je zobrazeno v grafu na obr. 4 jedním bodem. Graf se skládá z několika desítek bodů. Každý bod měření má příslušné číslo, pod kterým můžeme najít stavy a hodnoty, při nichž se měření provádělo. Pro numerickou simulaci byly zvoleny okrajové podmínky pro doprovodný list válcové lopatky optimálního provozního stavu u/c_o . Na grafu můžeme sledovat porovnání účinnosti obou variant v závislosti na poměru u/c_o .



Obr. 3 Doprovodný list z měření

Obr. 4 Výsledky účinnosti z experimentu

3. Numerická simulace proudění

Výpočetní model

V této kapitole se budeme podrobněji věnovat tvorbě modelu průtočného kanálu rozváděcího a oběžného kola. Na úvod musíme zdůraznit, že celá tvorba modelu závisí na kvalitě nástrojů geometrického modeláře. Ještě před rokem 2003 bylo téměř nemožné vytvořit zborcenou plochu v preprocesoru GAMBIT, proto i výpočty zborcených lopatek nebo dokonce celých stupňů byly spíše přáním než realitou. V roce 2004 přišla na trh nová nadstavba GAMBITu - TurboGambit, která již obsahovala speciální nástroje pro tvorbu kanálů. Bohužel ne vše se obešlo bez potíží, ale tento nástroj přece jen tvorbu sítě zborcených lopatek umožnil. Čas potřebný k tvorbě sítě se zkrátil z 20 dnů na 3 dny. Samozřejmě záviselo na tom, jak moc je lopatka prohnutá. Podstata TurboGambitu byla v automatickém vygenerování kanálu lopatky

jako objemu, který se dále dal dělit při zachování celkového objemu na podobjemy, které i po nasíťování, byly možné měnit pomocí posuvných bodů. Je samozřejmostí, že zachovával periodické plochy. To samotný GAMBIT neumožňoval, proto bylo nutné předem znát rozdělení celého kanálu lopatek. Pokud tvůrce na závěr zjistil, že některá část modelu není vhodná, musel se vrátit na některou z uložených variant a tvorbu modelu upravit. Musíme však poznamenat, že lopatkové kanály především nízkotlakých dílů, které jsou velmi zborcené, šly tvořit jen s velkou námahou a občas i s velkým štěstím. V roce 2006 se vyvinul postup, jak efektivně a hlavně rychle tvořit modely pro výpočet turbínových stupňů. Našla se cesta mezi automatickým a ručním tvořením modelu. Celý postup byl založen na vytvoření obálky kolem vlastní plochy lopatky a na vytvoření dalšího dělení na objemy, kde se dá použít mapovaná síť. Mapované sítě nám dávají možnost vytvořit síť v místech, kde by jiná topologie selhávala. Následkem toho celkový čas pro přípravu modelu celého turbínového stupně nepřekročil 8 hodin a to i pro nejdelší typy lopatek vyráběných ve ŠKODA POWER a.s.

Novou etapou pro tvorbu modelů bylo v roce 2007 zavedení softwaru GRIDPRO, který umožňuje vytvářet automaticky modely s přibližně stejnou geometrií lopatek. Pro tuto geometrii si na začátku vytvoříme topologii, která pak slouží i v dalších modelech. Proto i nejsložitější model prohnuté lopatky, pro který již máme vyladěnou topologii, můžeme mít do necelé hodiny. Velká výhoda tohoto řešení je především v podobnosti modelu. Podobnost modelu nám pak dává dobrou možnost srovnávat výsledky variant výpočtů pro různé geometrie mezi sebou. Buňky v modelech jsou takřka stejné, nemluvě o celkovém počtu buněk a velikosti mezní vrstvy. V předchozích letech byly i po důkladné práci některé složitější modely od sebe dosti odlišné, a proto ne zcela dobře srovnatelné ve výsledcích. Tento software i přes svou výhodnost má jeden podstatný nedostatek a to v zahuštění buněk za odtokovou hranou.

Důležitým faktorem pro správnost výsledků výpočtů patří bezesporu vytvoření správného, ale na druhou stranu i úsporného (počet buněk v síti) výpočetního modelu. V případech nízkotlakých turbínových stupňů jsou tyto dva parametry dosti protichůdné, ale u pokusné turbíny v našem případě můžeme spolehlivě splnit obě podmínky. Dalším hlediskem je vymezení oblasti výpočtu tak, abychom nedostali zkreslené výsledky numerické simulace. Na obr. 5 vidíme zvolenou oblast, pro kterou máme na obr. 6 hotový výpočetní model.



Obr. 5 Oblast výpočtu

Obr. 6 Výpočetní model

Pro náš model nestacionárního proudění, který vychází ze skutečných počtů lopatek turbínového stupně - 40 pro rozváděcí kolo a 74 lopatek pro oběžné kolo - musíme zvolit počty tak, abychom měli na přechodu mezi koly stejné výseče. Toto nám splňuje zvolení 40

lopatek statoru a 80 lopatek rotoru (soudělného počtu lopatek). Tím dostáváme velice úsporný poměr kanálů pro výpočet 1:2. Modelujeme pouze jeden kanál statoru a rotoru. Druhý kanál rotoru dostaneme po úpravě v TGRIDu. Oblasti mezi koly, nadbandážová ucpávka i odtoková oblast z modelu jsou připraveny v GAMBITu, a jelikož je počet rozváděcích lopatek 40, zvolíme počítanou výseč o velikosti 9 stupňů. Plochy výseče musí být tvořeny tzv. podmínkou periodicity. To znamená, že na periodických plochách rozložení buněk musí být identické. Tyto periodické plochy máme i u kanálů mříží. V případech kanálů občas dojde k problémům při síťování. To může odstranit tzv. nekonformní periodická podmínka, která má však za následek zhoršení vizuální kontroly charakteru proudu, proto se tato podmínka prakticky nepoužívá. Na obr. 7 a 8 můžeme sledovat rozdíly v geometriích rozváděcích lopatek. Prohnutá rozváděcí lopatka je charakteristická přivřením průtočné plochy na patě i špičce a otevřením ve středu kanálu při zachování stejné celkové průtočné plochy. To má za následek zmenšení sekundárních ztrát hlavního proudu od omezujících stěn.



Obr. 7 Prizmatická lopatka

Obr. 8 Tvarově prohnutá lopatka

Okrajové podmínky výpočetního modelu a řešení proudění

Důležitým faktorem pro správnost výpočtu je definování vhodných okrajových podmínek výpočetního modelu. Pro nastavení vstupu do modelu používáme okrajovou podmínku *Pressure Inlet*, kde zadáváme celkový tlak a celkovou teplotu. Pro výstup z modelu je použita okrajová podmínka *Pressure Outlet* s definováním statického tlaku. Pro rotorovou část stupně včetně všech stěn definujeme rotaci. Otáčky přidáváme i pro některé stěny statických částí modelu, které rotují. Skutečné hodnoty z experimentu můžeme najít na obr. 3, kde je doprovodný list z měření č. 6819 pro variantu válcové lopatky statoru. Pro pracovní médium je použita pára chovající se jako ideální plyn. Tento přístup si můžeme dovolit, neboť při našem provozním stavu se pohybujeme v oblasti přehřáté páry. Na obr. 9 máme základní okrajové podmínky výpočtu.

Podstatným faktorem ovlivňující časovou náročnost numerické simulace je velikost výpočetního modelu. V našem případě model obsahuje 4,1 miliónu buněk, proto jsme rozhodli počítat tuto úlohu na 8 procesorech při 2GB RAM na jeden procesor. Pro správné řešení je nutno nejprve spočítat proudové pole pro počáteční polohu rotoru. Ve ŠKODA POWER a.s. je tato poloha definována tak, že střed odtokové kružnice rozváděcí lopatky společně s těžištěm oběžné lopatky leží na radiále osy stroje. Pro rozběh úlohy musíme ve většině případů zmenšit podrelaxační faktory společně s prvními řády přesnosti. Po ustálení takto nastaveného výpočtu můžeme všechny podrelaxační parametry nastavení změnit do původního stavu. Žádoucí je též změna prvních řádů přesnosti na druhé řády.

Při výpočtu sledujeme několik parametrů, které nám napoví, zda je výpočet dostatečně zkonvergovaný. Základním kritériem je bilance hmotnostních toků na vstupu a výstupu z modelu. Jako další nám poslouží průběh reziduí. Třetím kritériem jsme si zvolili průběh ustálení některé z veličin na výstupu z modelu.





Obr. 10 Základní roviny

Po ustálení stacionárního výpočtu pokračuje nastavení časového kroku pro nestacionární řešení. Pro běžnou průmyslovou praxi velikost časového kroku nastavujeme tak, že lopatka oběžného kola se při výpočtu dvacetkrát posune na novou polohu během jedné rozteče rozváděcího kola. V této práci jsme zvolili devadesát časových kroků na jednu rozteč pro detailnější rozbor nestacionárního proudění. Na jeden časový krok máme otočení oběžného kola přibližně o 0,1°. Pro ustálení hodnot fyzikálních veličin v nové poloze volíme sto iterací. Výpočty ukázaly, že některé veličiny se ustalují po několika desítkách časových kroků, avšak veličiny potřebné pro stanovení účinnosti stupně po několika stovkách. Pro výpočet jsme zvolili celkem 700 časových kroků, tj. více než 7 roztečí rozváděcího kola. Od čtvrté rozteče je výpočet ustálen a získané výsledky můžeme považovat za směrodatné. Pro zajímavost můžeme říci, že celkový čas výpočtu pro jednu variantu byl 2 měsíce.

Výsledky stacionárního proudění pro jednu polohu stator - rotor

Výsledky těchto výpočtů můžeme rozdělit do dvou základních skupin. První skupinou je vyhodnocení výsledků pro nestacionární proudění v závislosti na čase, které je daleko složitější a náročnější. Druhá část výsledků je pro totožný model, ale pro jednu polohu stator - rotor. Tyto výpočty s následným vyhodnocením patří v dnešní době v oddělení CFD k většině počítaných úloh vzhledem k časové náročnosti nestacionárního výpočtu. Výhodou těchto získaných výpočtů je poměrně velká vypovídací schopnost o skutečných dějích v proudu páry při relativně malém počtu procesorhodin výpočetního výkonu na jednu úlohu. Mezi největší nevýhodu patří nereálný počet lopatek. Důvodem je nutnost mít stejnou výseč oblastí s Interface na přechodu stator - rotor. I přes tento nedostatek tato metoda dává reálnější obraz proudění než model Mixing Planes, který průměruje hodnoty po výšce přechodu mezi statorem a rotorem. To má za následek nepropustnost úplavů a rázových vln do oběžného kola. V této podkapitole uvedeme výsledky pro jednu polohu stator – rotor. Půjde o počáteční nastavení pro následné nestacionární řešení. Zde se zaměříme především na rozdíly výsledků mezi válcovou a tvarově prohnutou lopatkou. Na obr. 10 můžeme pozorovat roviny, z kterých odečítáme hodnoty na zpracování. Pro naše případy je důležitá vstupní rovina 0 (*Plane 0*). Dále budeme využívat při analýze výsledků roviny:

- *Plane 2* výstup ze statoru
- *Plane 5* měřící rovina na experimentu
- *Plane 6* výstupní rovina z výpočetního modelu.

Obr. 11 a 12 ukazují celkový přehled základních veličin získaných z výpočtů stacionárního proudění. Přehledný výpis udává účinnost obou stupňů, kde pro tvarově prohnutou variantu je účinnost větší o 0,5 % než u válcové lopatky. Absolutní hodnota činí 86,08 %. Tato hodnota není nejvyšší vzhledem k účinnostem, které jsou dnes běžné pro turbínové stupně dodávané zákazníkům. Příčin je několik. Mezi nejdůležitější patří především fakt, že provedení stupně pokusné turbíny 1 MW je staršího data, proto i používané profily jsou zastaralé a nesplňují současný trend výzkumu. Nižší provozní stavy páry mohou též snížit hodnotu účinnosti. Celé provedení stupně je původně navrženo pro vysokotlaké díly parních turbín. Poslední příčinou je fakt, že numerické simulace dávají všeobecně nižší hodnoty účinnosti, a to jak zde využívaný software FLUENT, tak i další komerční programy pro výpočet proudění jako jsou NUMECA a CFX. Dalším důležitým faktorem je hodnota reakce stupně, která vyjadřuje podíl zpracovaného spádu v oběžném kole na celý spád stupně. Pro válcovou lopatku je tato hodnota nepatrně nižší a pohybuje se okolo 14 %. Vysoké hodnoty ztrátového součinitele jsou zapříčiněny výše uvedenými skutečnostmi. Hodnoty 9 % u statoru a 18 % u rotoru jsou příliš vysoké pro dnešní hodnoty turbínových stupňů. Tato skutečnost má za následek, že k publikování absolutních hodnot těchto veličin jsme dostali souhlas. Veřejné publikace, převážně zahraniční, zveřejňují především relativní hodnoty. I proto je tento článek výjimečný způsobem uveřejněných dat. I když přehledné reporty stupňů dávají jednoznačné závěry, pro lepší pochopení dějů ve stupni slouží grafy a následně i vizualizace proudění. Z těchto numerických simulací vzešlo několik desítek grafů, které můžeme najít viz [1].

st_14						1	
		vypocet z teplot		vypocet z tlaku		1	
ZTRATOVE	SOUCINITELE	z prum hodnot	z radialnich	z prum hodnot	z radialnich		
	1D	na prose	segmentu	napeose	segmenta		
rozvadeci kolo rozvadeci kolo	(51-52) (51-61)	0,0827 0,0953	0,0827 0,0953	0,1062 0,1169	0,1057 0,1159		
obezne kolo obezne kolo	(61-38) (61-35)	0,164 0,1834	0,1424 0,1349	0,1414 0,1598	0,1335 0,1387		
REAKCE CELEHO STUPNE		vypocet z teplot		vypocet z tlaku		1	
		z prum.hodnot na plose	z radialnich segmentu	z prum.hodnot na plose	z radialnich segmentu		
Reakce stupne Reakce na pate Reakce na spicce		0,1403	0,1404 0,0699 0,1912	0,125 - -	0,1252 0,0617 0,1715		
UCINNOSTI CELEHO STUPNE		zvr - Celkova vystupni rychlost			zvr - Axialni slozka vystupni rychlost		
		z prum.hodnot na plose	z radialnich segmentu	z Mk	z prum hodnot na plose	z radialnich segmentu	z Mk
Eta KOMPL ztrata vystupni rychl. Eta CAST ztrata vystupni rychl.		0,8148 0,8226	0,8146 0,8224	0,8169 0,8247	0,8148 0,8222	0,8146 0,822	0,8169 0,8243
Eta BEZ ztraty vystupni rychl.		0,8553	0,8553	0,8575	0,8531	0,8532	0,8553
DALSI HODNOTY	•						
ch	-	1965	Total_axial_for	ce_rotor [N]	-	13,498	
r_gas	=	461,514435	Total_x_momer	nt_rotor [Nm]	=	15,936	
kapa omega [min-1]	-	1,306963 3501,779541	Mdot_exit Alfa exit	[kg/s] [9]	-	U,11U988 79,497055	

Obr. 11 Výsledky válcové varianty

st_15								
		vypocet z teplot		vypocet z tlaku				
ZTRATOVE	SOUCINITELE	z prum hodnot	z radialnich	z prum hodnot	z radialnich			
	1D	isa prose	segmentu	na prose	segmento			
rozvadeci kolo rozvadeci kolo	(51-52) (51-61)	0,0771 0,0892	0,0771 0,0891	0,101 0,1097	0,1006 0,1091			
obezne kolo obezne kolo	(61-38) (61-35)	0,1639 0,1816	0,1589 0,1655	0,1421 0,1591	0,142 0,1531			
			vypocet z teplot		vypocet z tlaku			
REAKCE CELEHO STUPNE		z prum hodnot na plose	z radialnich segmentu	z prum hodnot na plose	z radialnich segmentu			
Reakce stupne Reakce na pate Reakce na spicce		0,1463	0,146 0,0781 0,1934	0,1304	0,1303 0,069 0,1735			
UCINNOSTI CELEHO STUPNE		zvr - Celkova vystupni rychlost			zvr - Azialni slozka vystupni rychlosti			
		z prum hodnot na plose	z radialnich segmentu	z Mk	z prum hodnot naplose	z radialnich segmentu	z Mk	
Eta KOMPL ztrata vystupni rychl. Eta CAST ztrata vystupni rychl. Eta BEZ ztraty vystupni rychl.		0,8195 0,8275 0,8608	0,8193 0,8273 0,8609	0,8214 0,8294 0,8628	0,8195 0,8271 0,8589	0,8193 0,8269 0,8591	0,8214 0,829 0,8609	
DALSI HODNOTA	<i>.</i>							
cp	=	1965	Total_axial_for	ce_rotor [N]	=	13,907	1	
r_gas	-	461,514435	Total_x_momer	st_rotor [Nm]	-	16,169		
kapa	=	1,306963	Mdot_exit	[kg/s]	=	0,111995		
omega [min-1]	=	3001,779041	Alta_exit	["]	=	81,000384		

Obr. 12 Výsledky tvarově prohnuté lopatky

Pojďme se podívat na obr. 13, kde máme porovnání hodnot účinnosti po relativní délce lopatky válcové varianty a tvarově prohnuté. Na první pohled je zřejmá vyšší hodnota účinnosti banánové lopatky ve střední části. To bylo i záměrem při tvorbě této lopatky. Dalším poznatkem je průběh reakce stupně (viz obr. 14). Obě varianty mají stejný trend a dá se říci, že i téměř stejnou hodnotu. Nepatrně vyšší hodnota je u banánového provedení.



Engineering Mechanics 2009, Svratka, Czech Republic, May 11 – 14

K nejnázornější pomůcce pro analýzu výpočtů patří vizualizace veličin při proudění. Jen výjimečně vídáme vizualizaci proudění z experimentálního měření. Na obr. 15 a 16 jsou izočáry statického tlaku, které většinou slouží k prvnímu náhledu správnosti a věrohodnosti výpočtu. Jak vidíme, vizuální obraz je pro obě varianty velmi podobný.



Obr. 15 Izočáry statického tlaku válcové lopatky

Obr. 16 Izočáry statického tlaku banánové lopatky

Porušení celistvého proudu ve statoru nám ukazuje rozložení Machova čísla na obr. 17 a 18 pro obě varianty. Můžeme zde pozorovat vliv sekundárních vírů, které nám ovlivňují proud do třetiny délky lopatky jak od špičky, tak i od paty.



Obr. 17 Izočáry Machova čísla válcové lopatky



Obr. 18 Izočáry Machova čísla banánové lopatky

Další obr. 19 a 20 prezentuje proudnice proudu v oblasti nadbandážové ucpávky, kde se tangenciální složka rychlosti mění na axiální.



Obr. 19 Proudnice v nadbandážové ucpávce



Obr. 20 Proudnice na výstupu z ucpávky

Výsledky nestacionárního proudění pro jednu rozteč statoru

Výsledky tohoto modelu dávají nejucelenější i nejrealističtější obraz o dění ve stupni. Samozřejmě to má i druhou stránku pohledu, a to časovou náročnost celé numerické simulace. Výsledky budou prezentovány opět formou grafů s následným rozborem vizualizace vybrané fyzikální veličiny. Nedílnou součástí příspěvku jsou videa, která zobrazují změny veličin v závislosti na čase během pohybu oběžného kola o jednu rozteč. Ukážeme zde charakter proudu spojený s entropií, Machovým číslem a statickým tlakem.

Po zkonvergování stacionárního výpočtu pouštíme nestacionární režim. Samozřejmě že i tento výpočet potřebuje čas na ustálení výpočtu v závislosti na čase. To se děje v okamžiku, kdy hodnoty veličin kmitají pravidelně kolem určité hladiny. K tomu, abychom mohli správně vynést hodnoty, musíme zvolit dobu, po kterou budeme sledovat danou veličinu. V tomto výpočtu je charakteristické přeskočení rotorové části o výseč statorové oblasti – jedná se o jednu rozteč rozváděcího kola. Tento okamžik nastává při časovém kroku 544 a následně u 634. Toto rozmezí si zvolíme za vyhodnocovací úsek. Na obraze 21 máme celkovou účinnost v závislosti na čase. Pro variantu válcovou se výpočet pohybuje okolo hodnoty 86 %. Jak můžeme pozorovat, hodnota se ustálila přibližně o 0,5 % výše oproti stacionárnímu výpočtu. Nutno podotknout, po mnohaletých zkušenostech, že je to normální jev, s kterým musíme počítat. Stejný trend nám ukázala i druhá varianta (viz obr. 22), kde se nám účinnost stupně pohybuje kolem hodnoty 86,40 %. Pokud se budeme zabývat vyhodnocením účinnosti, musí nás zajímat i amplituda této hodnoty. Z praxe víme, že tato amplituda se průměrně pohybuje v rozmezí 0,5 % pro většinu počítaných úloh.







Související hodnoty ztrátových součinitelů rozváděcího a oběžného kola pro válcovou, resp. tvarově upravenou variantu máme na obr. 23 a 25, resp. 24 a 26. Pro válcovou lopatku vychází porovnání podle předpokladů hůře. Pro hodnoty účinnosti a ztrátových součinitelů nedostaneme přesně periodický průběh závislosti. Tyto veličiny získáváme z vypočítané statické teploty na výstupu a jsou velice citlivé na každou změnu hodnoty teploty.







Obr. 24 Ztráty rozváděcího kola



Průběh reakce stupně a sil mají periodicky ustálený pravidelný charakter. Potřebný čas k ustálení těchto veličin je několikanásobně menší než u předchozí veličiny. Hodnoty reakce stupně oproti stacionárnímu výpočtu klesly o 0,3 % pro obě varianty (viz obr. 27 a 28). Jelikož na pokusné turbíně měříme s malým přetlakem, jsou zde síly velmi malé, řádově několika Newtonů. Pro ukázku uvádíme průběh axiální síly, kde pro obě varianty je téměř shodný průběh a hodnoty kmitají se stejnou amplitudou od 6,5 N do 9,5 N (viz obr. 29 a 30).



To, čím je nestacionární výpočet jedinečný, je možnost prezentovat proudové pole v závislosti na změně času. To můžeme vidět na obr. 31 až 32. Budeme popisovat změnu vybrané veličiny (entropie) během jedné rozteče, kterou jsme rozdělili na 7 poloh rotoru vůči statoru. V každé této poloze je ukázáno nové rozložení veličiny. Zde se vyplatí pozorovat změny v čase na CD viz [1], kde máme zobrazeno každou novou počítanou polohu (zde zhruba každou třináctou). To nám tvoří devadesát obrázků na rozteč, které jsou v dokonalejším rozostření a velikosti oproti tištěné formě v přílohách. Na obrázcích

máme řez na radiále, kde sledujeme děje probíhající ve stupni. Tento řez by nám měl dát obraz charakteru proudění v nejustálenějším místě, tj. ve středu kanálu turbínového stupně. V levém sloupci příloh jsou výsledky válcové varianty, v pravém varianty tvarově prohnuté. U každého řádku je pak poloha uvedená v závislosti na rozteči statorové lopatky. Je zvykem uvádět místo rozteče periodu s označením T. V našem případě platí, že perioda je totožná s roztečí. Nejnázornější pohled na charakter proudu tvoří zobrazení entropie, a to pro rozmezí časových kroků 544 – 634 (jedna rozteč). Budeme sledovat jednu lopatku oběžného kola, která se nachází před úplavem rozváděcí lopatky. Pohybem k odtokové hraně statorové lopatky působí oběžná lopatka na úplav rozváděcí lopatky a začíná ho před sebou stlačovat. Ještě před dotykem se úplav nepatrně vychýlí. V okamžiku dotyku se úplav začne nabalovat na podtlakovou stranu lopatky. Náběžná hrana oběžné lopatky úplav narušuje a v momentě, kdy náběžná hrana přetne úplav, začne hlavní proud úplavu působit na přetlakovou hranu lopatky. Do přerušení proudu úplavu působí úplav na předchozí lopatku. Nabalením úplavu na podtlakovou stranu a jeho odříznutím dochází k rozruchu, který postupuje kanálem oběžného kola. Tam se rozdělí a na výstupu z oběžného kola tyto půlené rozruchy ovlivňují úplavy oběžné lopatky. Z příloh entropie vyplývají výraznější ztráty v okrajových partiích oproti středu. Proudové pole je tu také výrazně složitější. Na CD viz [1] můžeme pozorovat videa, kde se pohybuje v prvním případě rotor. V druhém je použita metoda, kdy snímáme obrázky kamerou, která se současně pohybuje s rotorem. To nám dává dojem stojícího rotoru. Videa můžeme sledovat i zde v elektronické verzi příspěvku pro případ válcové varianty (střed kanálu stupně) pro tyto veličiny:

- entropie (obr. 33)
- Machovo číslo (obr. 34)
- statický tlak (obr. 35)

U historicky prvních simulací turbínových stupňů ve ŠKODA POWER a.s. došlo k odhalení špatných proudových poměrů ve stupni, které vedly k přeprofilování lopatek vysokotlakých stupňů VT. Úkolem příspěvku byl detailní rozbor proudění páry v turbínovém stupni. Vzhledem k širokým možnostem, které máme v komerčním programu pro analýzu získaných výsledků, je potřeba tyto nástroje zdokonalit k automatickému využití pro urychlení vývoje nových tvarů lopatek. Je však důležité uvědomit si, co si můžeme dovolit v numerické simulaci opomenout a co nikoli. V tomto článku byly prezentovány nejnovější zkušenosti z oboru numerických simulací nestacionárního proudění v turbínových stupních. Bylo zde poukázáno i na možnost využití stacionárního výpočtu pro jednu polohu stator – rotor, kde dostaneme již předběžné výsledky, které se uspokojivě blíží k závěrům nestacionárního výpočtu proudění. V této kapitole bylo popsáno proudění v průtočné části turbíny, která nejvíce přispívá k celkové účinnosti turbíny, a tudíž zlepšením její účinnosti ovlivňujeme konkurenceschopnost na energetickém trhu. Uvedeny jsou výsledky ne zcela nejnovějších typů lopatek, ale dávají velmi dobrý náhled na proudění v této části turbíny.

S novým vývojem a zvyšujícími se výkony strojů rostou relativní délky lopatek, které se s ohledem na rozdílné rychlostní trojúhelníky po výšce lopatky začaly provádět tvarové úpravy podle různých zákonů zkroucení. Návrh jejich tvaru byl však založen na idealizované představě o osově symetrickém proudění média. Vznik CFD metod výpočtu proudění umožnil studovat i složité struktury proudění v okrajových oblastech mezilopatkových kanálů. To umožnilo první úpravy tvaru lopatek omezující sekundární ztráty. Ve ŠKODA POWER a.s. to byly tzv. "banánové" lopatky. Další pokrok v CFD metodách, především jejich zrychlení a zpřesnění, umožnil tvary lopatek dále optimalizovat a vytvořit tak skutečně prostorově tvarované lopatky, pro které se ujal zkrácený termín 3D lopatky.

Engineering Mechanics 2009, Svratka, Czech Republic, May 11 – 14



Obr. 31 Časový průběh izočar entropie na středním poloměru stupně pro obě varianty



Obr. 32 Časový průběh izočar entropie na středním poloměru stupně pro obě varianty



Obr. 33 Video - změna entropie v čase - jedna rozteč



Obr. 34 Video – změna Machova čísla v čase – jedna rozteč



Obr. 35 Video - změna statického tlaku v čase - jedna rozteč

Porovnání výsledků numerické simulace a experimentu

Důležitým hlediskem při posuzování numerického výpočtu je porovnání s výsledky z experimentálního měření. Budeme porovnávat variantu, která má radiální vůli v nadbandážové ucpávce 0,45 mm. Tato hodnota je udávána i pro pokusnou turbínu 1MW ŠKODA POWER a.s. Experiment dává pro náš případ jen několik směrodatných hodnot pro srovnání. Důležité nejsou absolutní hodnoty veličin, ale trendy ve výsledcích. Pro porovnatelnost je nutné zachovat stejnou koncepci analýzy výsledků.

V doprovodném listu z měření pro válcovou lopatku je uvedena hodnota účinnosti, která nezahrnuje celkový stav na vstupu do stupně, ale pouze statický. Proto je tato hodnota na obr. 36 redukována na 90,1 %. I po tomto snížení vychází o více jak 2,5 % větší účinnost než výsledek z numerického výpočtu. I zde jsme provedli přepočet, který v sobě zahrnuje dvě vzdálenosti, kde vyhodnocujeme veličiny z numerického výpočtu. Na zřetel musíme brát také vliv modelu turbulence numerického výpočtu. Jedna z charakteristik pro model Spalart-Allmaras je podhodnocování účinnosti numerického výpočtu. V praxi se s tímto jevem setkáváme pro většinu počítaných turbínových stupňů. Bývá to kolem 2 %. Tento problém se vyskytuje u dalších komerčních softwarů – NUMECA a CFX. Zmíněné modely mají největší zastoupení na výpočtech ve ŠKODA POWER a.s. Proto se i dnes používá pro porovnatelnost starších výpočtů.

Reakce stupně patří k základnímu charakteristickému údaji turbínového stupně. Na obr. 36 vidíme pro patní průměr hodnotu z experimentálního měření 7,38 %, hodnota pro numerickou simulaci je nepatrně nižší. U špičky je tento trend zachován s větším rozdílem. Průtočné množství je uvedeno v kg/hod. Pro experiment je průtočné množství nadbandážovou ucpávkou sice uvedeno v doprovodném listu, není však přímo měřeno, ale jen počítáno. I to může být příčinou tak velkého rozdílu ve výsledcích mezi výpočtem a experimentem. Srovnání průtočného množství hlavního proudu jak pro numerickou simulaci, tak i pro experiment je velmi uspokojivé.

Doprovodným údajem statického tlaku v prostoru mezi rozváděcím a oběžním kolem končíme srovnání. Rozdíly hodnot tlaků nejsou nejvyšší a dají se hodnotit uspokojivě. Numerický výpočet dokázal menší tlaky oproti experimentu. Výsledkem porovnání výsledků je fakt, že můžeme mluvit o relativní shodě. Rozpor v hodnotách účinnosti je v normě z pohledu praktického využití pro společnost ŠKODA POWER a.s.

				Numerická simulace st_20		
			P	korekce	skutečná	
Účinnost	[%]		90,1	87,51	85,69	
Reakce stupně	[-]	pata špička	7,38 22,5	7,19 19,18		
Průtočné množství	[kg/hod]	stator ucpávka	16267,3 155,6	15974,99 113,32		
Statický tlak - rovina 2	[Pa]	pata špička	59900 63170	59500 62800		

Obr. 36 Porovnání numerického výpočtu s experimentem

4. Závěry

V příspěvku byla prezentována problematika numerické simulace páry v turbínovém stupni. Hlavní náplň spočívala v důkladné analýze proudění u dvou variant stupňů. První pro válcovou a druhá varianta pro tvarově prohnutou lopatku rozváděcího kola. To vše bylo posuzováno pro nestacionární proudění s vlivem nadbandážové ucpávky. Zabývali jsme se metodikou tvorby modelu výpočetní sítě s ohledem na problémy, s kterými se můžeme setkat. Dále můžeme vidět detailní nastavení okrajových podmínek a jejich vliv na výsledky. Stěžejní částí je analýza výsledků, která je doprovázena grafy a vizualizací proudění jak v řezech po radiále turbínového stupně, tak i v celkovém pohledu na 3D model. Nedílnou součástí práce je CD v literatuře [1], kde můžeme prezentovat to, co v papírové formě nelze, tj. video dějů různých fyzikálních veličin v závislosti na pohybu rotoru. Dat, která lze získat z numerické simulace, je nespočet, proto je prezentace výsledků v psané formě nedostačující.

Tato práce mohla vzniknout po delší době, kdy se ve ŠKODA POWER a.s. začaly simulovat problémy při proudění v turbínách. Musíme si uvědomit, že v komerčním programu pro výpočet proudění máme v ruce nástroj, kterým můžeme hodnotit strukturu a děje při proudění. Stejný nástroj můžeme použít při experimentálním měření. Rozdíl mezi nimi je značný, a to především po finanční stránce. Pro ŠKODU POWER a.s. vznikl přímý přínos v rozboru výsledků pro konkrétní stupeň, pro který jsou dostupná i rozsáhlá měření. Detailním rozborem výsledků se získalo mnoho nových poznatků z proudění u axiálních turbínových stupňů, které slouží k tvarové úpravě starších nebo k vývoji úplně nových typů lopatek. Novými tvary eliminujeme energetické ztráty. Pochopením dějů uvnitř lopatkových mříží můžeme zvyšovat účinnost turbín jako celku.

Autoři práce se nepodíleli na vývoji tvarově upravených lopatek nejen pro tento vysokotlaký stupeň, ale i pro středotlaké a nízkotlaké části turbíny. V této práci byla uveřejněna jen prvotní varianta prohnutých lopatek rozváděcího kola tzv. banánu I.druhu. Na tyto výpočty navazovaly další, jimiž byly navrhnuty lopatky tvarově upravené, kde se podařilo zvýšit účinnost stupně o 2,5 %. Výsledky se přenesly do výroby a následný experiment na pokusném stupni turbíny 1 MW potvrdil stejný trend zvýšení hodnoty účinnosti. Tyto tvarově upravené lopatky nazýváme banány II.druhu a společně s tvarově upravenými lopatkami oběžného kola došlo ke značnému zvýšení účinnosti oproti variantě základní. Bohužel tyto výsledky nemohly být prezentovány vzhledem k "důvěrným" informacím společnosti pro širší veřejnost. Se souhlasem společnosti lze však v rámci akademické půdy nahlédnout na relativně čerstvá data. Tento typ numerické simulace proudění páry v axiálním turbínovém stupni s nadbandážovou ucpávkou byl v České republice prezentován poprvé lednu roku 2004.

Další pokračování numerických výpočtů by mělo směřovat k vývoji automatické tvarové optimalizaci lopatek v turbínovém stupni.

5. Poděkování

Autoři děkují firmě ŠKODA POWER a.s. za možnost publikovat citlivá data z oblasti výzkumu průtočných částí turbín.

6. Literatura

[1] Jůza Z., (2008) Numerická simulace proudění v turbínovém stupni s nadbandážovou ucpávkou. Disertační práce, ZČU Plzeň.