

ASOCIACE STROJNÍCH INŽENÝRŮ



Bulletin Asociace strojních inženýrů vydává pro své členy
Adresa: ASI, Technická 4, 166 07, Praha 6
www.asicr.cz

Konference Turbostroje 2014



Zahájení konference Turbostroje 2014, zleva Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., MBA vedoucí katedry Energetické stroje a zařízení ZČU v Plzni, Prof. Ing. Miroslav Štátný, DrSc, předseda Klubu ASI Turbostroje Plzeň, Ing. Jiří Fiala ředitel Rozvoje Doosan Škoda Power



Ing. Pavel Weiss při přednášce

„Mravnost dnes znamená do velké míry mravnost politickou. Nedělejme rozdíl mezi politikou a mravností.“

Tomáš Garrigue Masaryk

OBSAH

<i>Klub A.S.I. Turbostroje Plzeň</i> Konference Turbostroje 2014	5
<i>Jaroslav Synáč</i> Titanová oběžná lopatka 1375mm	7
<i>Prof. Ing. Miroslav Šťastný, DrSc.</i> Z historie vývoje turbín Škoda	23
<i>Ing. Miroslava Poskočilová</i> Plzeňská noc vědců	29
ZPRÁVY Z ČINNOSTI A.S.I.	
Ing. Lubomír Junek, Ph.D. předseda Hlavního výboru A.S.I. ČR	32
Skripta ČVUT pro strojaře	33

titulní strana: Zakládání kola s titanovou lopatkou 54[™] do Campellova stroje.

Redakční rada

Toto číslo Bulletinu připravil redakční kolektiv klubu Plzeň a Praha ve složení:

Miroslav Šťastný, Jaroslav Synáč, Blanka Vičková, Helena Volopichová,

Josef Vondráček, Václav Daněk

Konference Turbostroje 2014

Klub A.S.I. Turbostroje Plzeň

Klub ASI-Turbostroje Plzeň, který pracuje v rámci organizace Doosan Škoda Power s.r.o. byl hlavním pořadatelem konference Turbostroje 2014. Konference se konala v konferenčním sále Parkhotelu ve dvou jednacích dnech 24. a 25. září 2014. Spolupořadatelem konference byl Doosan Škoda Power (DŠPW) a ZČU Katedra energetických strojů a zařízení. Sponzory konference byl TechSoft Engineering s.r.o., inženýrská výpočtová organizace a Polnacorp s.r.o., dodavatel průmyslových armatur.

Na konferenci zaznělo a bylo diskutováno celkem 25 příspěvků nejen o oblasti stavby a provozu parních turbín, ale i kompresorů a ventilátorů. Dvoudenního jednání se zúčastnilo celkem 70 účastníků konference, z nichž někteří se kontaktovali již večer před konferencí na úvodní akci „welcome drink“.

Konferenci zahájil Ing. Jan Fiala ředitel Rozvoje DŠPW a Globálního výzkumného a vývojového centra DHI. Následující program jednání konference se věnoval prezentaci zejména vývojových projektů Rozvoje DŠPW

a to nejen z pohledu vnitřní aerodynamicky průtočné části turbín, ale také statické a dynamické pevnosti lopatek, materiálového vývoje, zejména v aplikaci na svařování rotorů, a řešení některých provozních problémů. Poměrně velká část programu konference byla věnována aspektům numerických řešení technických úloh, a způsobu modelování pracovního média.

Pozvání na konferenci celkem přijalo více jak 10 účastníků ze ZČU a 35 účastníků z dalších organizací jako je Ekol s.r.o., Howen Compressors s.r.o., AVČR, ČVUT, Siemens a dalších. Je škoda, že přes opakované výzvy se nezúčastnil nikdo z ČEZu. Kromě vlastního jednání na konferenci se její účastníci setkali a neformálně diskutovali na večeri v salonku Secese v Prazdroji. Podle jejich ohlasů byli spokojeni s odbornou náplní, úrovní příspěvků a společenských setkání. Již teď se těší na setkání příští rok v břevnovském klášteře na obdobné konferenci, kterou spolupořádá ASI-Praha.





účastníci konference



Prof. Ing. Štastný DrSc. při úvodní přednášce

Titanová oběžná lopatka 1375mm

Jaroslav Synáč

Doosan Škoda Power

ÚVOD

Při vývoji moderních posledních stupňů velkých parních turbín s velmi dlouhými oběžnými lopatkami se musí vyřešit složitý komplex technických úloh. Jedná se o multidisciplinární vývoj, ve kterém s rostoucí délkou oběžné lopatky stále více roste význam pevnostních charakteristik. Zvolený materiál lopatky a její statické a dynamické namáhání lopatky ovlivňuje tvar profilů a listu lopatky, tak aby vyhověl s požadovanou bezpečností převažujícím namáháním od odstředivé síly a síly od výkonu. Pro snížení dynamických účinků byla u titanové oběžné lopatky s délkou pracovního listu 1375 mm vyvinuta výčnělková tlumící vazba (tie-boss). Další tlumící vazbu tvoří bandáž na špičce lopatky, na které je vypracován těsnící břit radiální vůle. Montážní vůle obou tlumících vazeb jsou vymezeny rozkroucením od rotace. Upevnění lopatky v rotoru je stromečkovou přímým závěsem.

Aerodynamika velmi dlouhých oběžných lopatek se posouvá z řešení transsonického do řešení supersonického proudu u špičky lopatky. Profilová míř na špičce byla navržena na velmi vysoká Machova čísla proudu. Žádoucího průběhu reakce po délce stupně bylo, kromě volby vhodného průřezů rozváděcí a oběžné lopatky, dosaženo také tvarováním listu rozváděcí lopatky. List rozváděcí lopatky stupně s titanovou oběžnou lopatkou byl obvodově i osově tvarován (compound lean resp. sweep) a vhodně tvarován byl také vnitřní okraj na patě rozváděcí lopatky.

Vzhledem k tomu, že pracovní pára posledního stupně kondenzační parní turbíny je mokrá, musí se oběžná lopatka chránit před

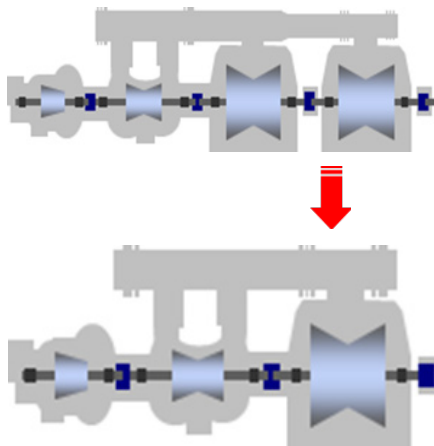
jejími erozními účinky. Proto byla vyvinuta dutá rozváděcí lopatka s odsávacími šterbinami. Protože se při odsávání z kondenzované vody z povrchu lopatky odsaje i malá část pracovní páry, je tato vrácena do difuzoru za posledním stupněm. Vefukování separované páry šterbinou ve vnějším tělese difuzoru, zlepšuje práci difuzoru i posledního stupně. Tato aktivní erozní ochrana byla ještě doplněna pasivní ochranou náběžné hrany lopatky laserovým nanosením erozně odolného titanového materiálu. Tabulka 1 uvádí hlavní geometrické charakteristiky stupně s titanovou oběžnou lopatkou.

Při návrhu oběžné titanové lopatky byla použita řada ověřovacích výpočtů. Pevnostní analýzy výpočtů Ansys a CFD výpočtů Ansys CFX a Numeca byly doplněny optimalizačními výpočty Isight. Validační aerodynamické měření profilových míř oběžné lopatky bylo provedeno ve vzduchovém aerodynamickém vysokorychlostním tunelu ÚT AVČR v Novém Kníně, verifikační měření pevnostních a dynamických charakteristik v Campbellově stroji v laboratoři Doosan Škoda Power. Následně bude provedeno rozsáhlé vědecko-výzkumné měření v pokusné parní turbíně Doopex-I v korejském Changwonu. Pro toto měření byla vyrobena průtočná část s posledními třemi stupni v modelovém měřítku 1:3,2.

Na Obr. 1 je patrné, že výměna oběžných lopatek o délce 42" a poslední lopatky 54" umožnila zjednodušit a zlevnit konstrukční řešení parní turbíny 800 MW TC4F. Původní řešení se 4 díly včetně 2 dvouproudových NT dílů je nahrazeno pouze 3 díly parní turbíny s jedním NT dílem.

	root diameter [mm]	active length [mm]	annulus area [m ²]	row blade number
Nozzle	1984 (78")	1243 (49")	12.6 (135 ft ²)	48
Bucket	1950 (77")	1375 (54")	14.4 (154 ft ²)	52

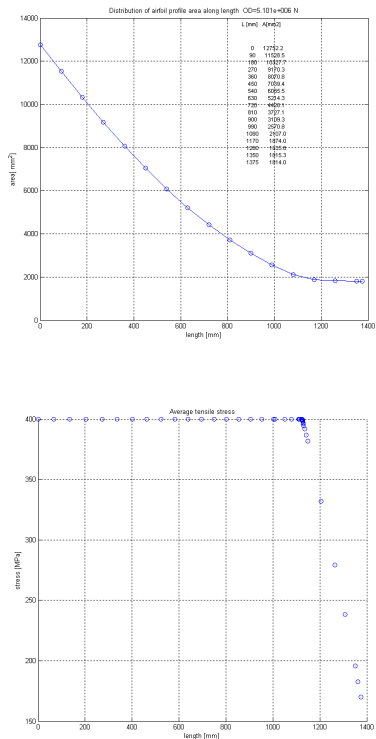
Tab. 1: Geometrické charakteristiky stupně s oběžnou lopatkou 1375 mm



Obr. 1: Úspora jednoho nízkotlakového dílu turbíny 800 MW záměnou poslední oběžné lopatky o délce 42" za lopatku 54" (1375mm)

Pevnostní charakteristika titanové oběžné lopatky

Po řadě variantních studií bylo určeno finální provedení posledního stupně s 52 lopatkami v oběžném kole. Výsledkem rozboru statické pevnosti byl průběh ploch profilů po délce lopatky Obr. 2. Podle materiálové specifikace pro použitý výkovek materiálu lopatky titan Ti-6Al-4V Grade 5 je minimální mez kluzu 850 MPa při 20 °C, více v Tab. 2. Dovolené napětí v listu bylo stanoveno na 416 MPa, s bezpečností tahových napětí 1,9 k mezi pevností v tahu. Hodnota modulu pružnosti v tahu při 20°C (Youngův modul) pro titanový výkovek byla stanovena na 117 GPa. Při měrné hmotě titanové slitiny lopatky 4430 m³/kg dosáhla odstředivá síla lopatky 5880 kN.



Obr. 2: Průběh ploch a tahových napětí po délce listu lopatky

	Blade	Rotor
Designation	Ti-6Al-V4 (Grade 5)	27NiCrMoV15-6
Yield stress Rp0.2(20°C) [MPa]	min. 850	min. 850
Yield stress Rp0.2(100°C) [MPa]	790	800
Tensile strength Rm(20°C) [MPa]	900-1100	950-1100

Tab. 2: Materiálové charakteristiky lopatky a rotoru

Pro materiál rotoru byla zvolena ocel ČSN 16537 s minimální hodnotou meze kluzu 850 MPa při 20 °C. Meze kluzu při 100 °C byla stanovena na hodnotu 800 MPa, Tab. 2. Modul pružnosti v tahu při 20°C (Youngův modul) byl uvažován 205 GPa. Měrná hmotnost oceli rotoru je 7740 m3/kg.

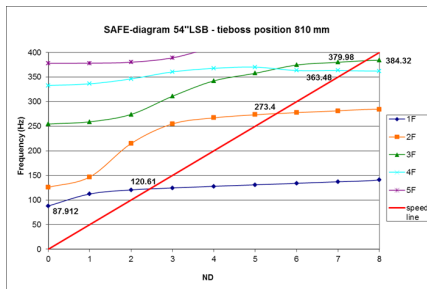


Obr. 3: Výkovek titanové lopatky 1375 mm (foto Böhler)

Výkovek titanové lopatky dodala kovárna Böhler, Obr. 3, výkovek disku testovacího rotoru dodala kovárna Saarschmiede. V tabulce Tab. 3, jsou uvedeny bezpečnosti k napětím a tlakům lopatky a disku při provozních otáčkách. Protože bezpečnosti v přechodových rádiích disku a krčku nožky lopatky a závěsu disku jsou menší než 1, dojde zde k místní plasticitě materiálů. Následný vliv na cyklickou únavu byl řešen při stanovení nízkocyklové únavy, více v L(19).

Hlavním výsledkem mechanické kontroly bylo stanovení dynamických vlastností oběžné lopatky. List lopatky byl doplněn o nožku přímého stromečkového závěsu včetně mezikusu, tlumící vazbu typu tie-boss a bandáž na špičce lopatky s těsnícím břitem radiální vůle. Poloha tlumící vazby tie-boss je ve vzdálenosti 810 mm od paty (nad polovinou délky listu). Dynamic-

ké odladění vlastních frekvencí lopatky od 3. rodiny je 30 Hz a od 4. rodiny je 13,5 Hz od 7. násobku otáčkové frekvence, jak je ukázáno v interferenčním diagramu na Obr. 4. Na rozdíl od předchozí polohy tlumící vazby ve vzdálenosti 835 mm od paty, po jejím posunu směrem k patě lopatky došlo k překřížení 3 a 4. rodiny vlastních frekvencí lopatky.



Obr. 4: Interferenční diagram s finální polohou tlumící vazby

Aerodynamická charakteristika titanové oběžné lopatky

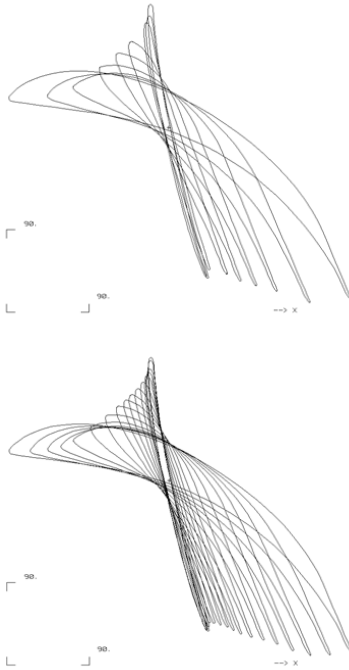
Pro provedení 52 oběžných lopatek v kole bylo vyvinuto 9 profilových mříží listu lopatky s patním průměrem 1950 mm. Profil patní, dále ve vzdálenosti 180 mm, 360 mm, 500 mm, 630 mm, 810 mm, 1080 mm, 1260 mm od paty a profil na špičce. Navržené řídicí profily byly navrženy pro požadovanou velikost plochy, pro relativní vstupní a výstupní úhly proudu s ohledem na hodnoty vstupního a zejména výstupního relativního Machova čísla proudu. Sestavení listu lopatky bylo provedeno v systé-

Napětí	Místo	Požadováno	Lopatka	Disk
průměrné tahové napětí	list lopatky	1,67	1,93	-
průměrné tahové napětí	krček nožky a krček závěsu lopatky	2,27	2,49	2,46
ekvivalentní smyk	zuby závěsu lopatky a disku	2,27	2,91	3,20
špičkové napětí *)	přechodové rádiusy disku	0,56	0,78	-
špičkové napětí *)	krčky nožky a závěsu disku	0,56	0,58	0,83
průměrný kontaktní tlak	mezi nožkou a diskem	1,50	1,82	1,83

*) špičková napětí jsou vyhodnocena z MKP výpočtu

Tab. 3: Bezpečnosti napětí vybraných míst lopatky a disku

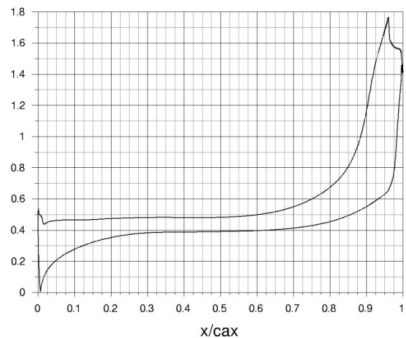
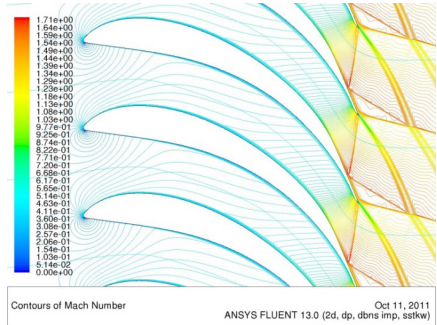
mu BladeMaster, kde profily byly parametrizovány Bézier křivkami 5. stupně. Ukázalo se, že pro hladký popis listu lopatky za rotace, který s dostatečnou přesností akceptoval všechny zadané podmínky je nejlépe použít pouze 7 řídicích profilů. Následně byl popis lopatky určen CAD modelem, interpolované profily jsou na Obr. 5.



Obr. 5: Navržené řídicí profily a sestavení všech profilů lopatky s krokem 90 mm

Při návrhových výpočtech profilových mříží bylo ověřeno 2D CFD Ansys Fluent výpočty všech 9 základních profilů. Pro všechny navrhované varianty byl zvolen ideální plyn, model turbulence model turbulence k- ω SST. Tětivy patního profilu jsou $c = 431,2$ mm, $c_{ax} = 372$ mm, mříž charakterizuje patní průměr $D_p = 1950$ mm, poměrná rozteč $t/c = 0,273$ a relativní vstupní a konstrukční výstupní úhel $\beta_{1p} = 55,9^\circ$ resp. $\beta_{2k} = 23^\circ$. Z důvodu použití přímé stromečkové nožky pracuje lopatka na patě s kladným incidenčním úhlem asi 14° , jak je vidět na Obr. 6, který ukazuje proudové pole

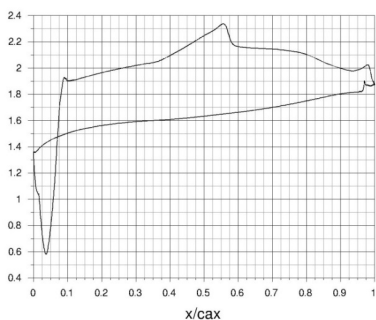
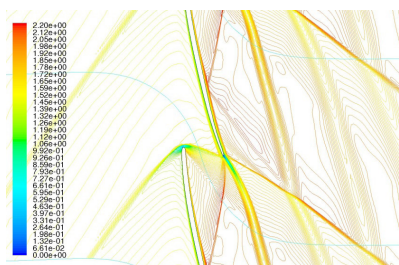
Machova čísla v mříži a rozložení izentropického Machova čísla po profilu. Na profilu patní mříže je na podtlakové straně u odtokové hrany zřetelné „zlomení“ z důvodů požadovaného přivíření mříže na extrémních 23° . To bylo možné proto, že poměrná rozteč byla velmi malá (hustá mříž). Obraz proudového pole ukazuje, že patní mříž je subsonická, generuje pro zadanou termodynamiku proudu subsonické vstupní Machovo číslo 0,3 a výstupní relativní Machovo číslo 1,32. Mříž se dobře vyrovnává s poměrně velkými kladným incidenčním úhlem a významné gradienty rychlostí se objevují za 70% osové tětivy. Mříž není aerodynamicky přetížená.



Obr. 6: Rozložení Machova čísla na patě

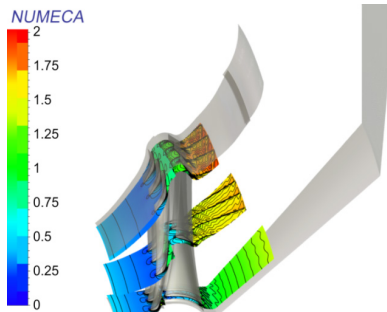
Kromě patní mříže je druhou mezní mříží dlouhých lopatek mříž na špičce. Tětivy profilu na špičce jsou $c = 302,3$ mm, $c_{ax} = 63,9$ mm, mříž pracuje na průměru 4700 mm. Poměrná rozteč $t/c = 0,939$ charakterizuje velmi řídkou mříž a relativní vstupní a konstrukční výstupní

úhel $\beta_{1p} = 171,3^\circ$ resp. $\beta_{2k} = 11,3^\circ$, jedná se o mříž s velmi malým otočením proudu. Proudové pole Machova čísla v mříži a rozložení izentropického Machova čísla po profilu je ukázáno na Obr. 7. Pro dané termodynamické zatížení mříž na špičce oběžné lopatky generuje supersonické vstupní Machovo číslo 1,46 a výstupní relativní Machovo číslo 1,94. Důsledkem supersonického vstupního Machova čísla je v místě náběžné hrany kolmá rázová vlna, za kterou má proud subsonickou rychlost. Následuje silná expanze a celá podtlaková i přetlaková strana profilu je obtékána supersonickým proudem. Mříž není aerodynamicky přetížená. Dobře patrná je interakce vnitřní rázové vlny a mezní vrstvy na podtlakové straně profilu. Nedochází k odtržení mezní vrstvy. Následná supersonická komprese začíná v místě 60% osové tělivy měřené od náběžné hrany profilu, počáteční strmý nárůst tlaku se rychle snižuje a následný plynulý mírný tlakový nárůst, který sice zesiluje tloušťku mezní vrstvy na podtlakové straně u odtokové hrany profilu, však nevede k jejímu odtržení a neúměrnému nárůstu ztrát.

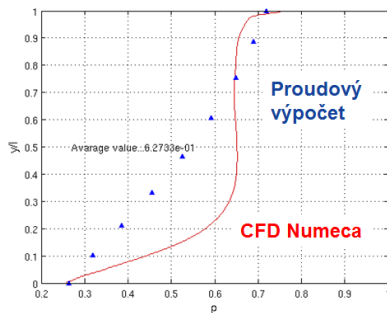


Obr. 7: Rozložení Machova čísla na špičce

Po optimalizačních výpočtech byly provedeny v Doosan Škoda Power závěrečné 3D CFD výpočty výpočtovým systémem Numeca FineTurbo 9.0-1. Výpočty zahrnovaly poslední stupeň a difuzor, Obr. 5.37a. Výpočtový model byl vytvořen stupně jednou profilovou mříží, jedním kanálem rozváděcí a oběžné lopatky a využitím periodicity. Pro konvergenci výpočtu byl modelován zjednodušený tvar výstupního tělesa (není zobrazen na Obr 8). Statická délka pracovního listu oběžné lopatky 1375 mm byla prodloužena vlivem odstředivých sil od rotace při provozních otáčkách. Nebyla uvažována bandáž na špičce a radiální vůle oběžné lopatky, naopak bylo uvažováno vefukování vnější stěnou difuzoru s hmotnostním tokem 2,5% celkového hmotnostního toku páry stupněm. Počet nodů sítě dosáhl 4,3 milionu, pracovní mokrá pára byla modelována jako ideální plyn s poměrem měrných tepel $\kappa = 1,0695$, měrným teplem za stálého tlaku $c_p = 6,56$ kJ/kgK.



Obr. 8: Relativní Machovo číslo oběžné lopatky 1375 mm



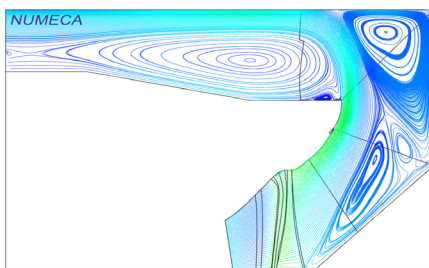
Obr. 9: Průběh reakce ve stupni s oběžnou lopatkou 1375 mm

Jedním z výsledků závěrečných 3D výpočtů Numeca je průběh reakce stanovené z entalpických spádů posledního stupně. Pro porovnání je na Obr. 9 uvedeno rozložení rekece po délce stupně stanovené zjednodušeným Proudovým výpočtem. Při shodné hodnotě patní reakce je největší odlišnost v polovině délky stupně nad jeho patou. Je způsobeno přerozdělením celkového hmotového průtoku optimalizační změnou výstupních průřezů kanálů rozváděcí lopatky a také tím, že hodnota hmotového toku pracovní páry stupněm určená výpočtem Numeca byla o 10% vyšší než udával předběžný Proudový výpočet.

Souběžně byly provedeny v TechSoft Engineeringu Ansys CFX 3D výpočty, které zahrnovaly geometrii posledního stupně s optimalizovanou rozváděcí lopatkou, oběžnou lopatku prodlouženou vlivem rotace na délku listu 1380,3 mm. Byla modelována bandáž s těsnícím břitem o radiálním rozměru 29 mm a uvažována radiální provozní vůle vůči statoru 4,8 mm. Difuzor za stupněm byl ve variantě B, podle Obr. 16b. Pro uvedenou geometrii stupně byla vyhodnocena termodynamická účinnost posledního stupně s difuzorem Obr. 10, výstupní ztráta Obr. 12 a součinitel zvýšení tlaku v difuzoru, Obr. 13, vždy v závislosti na objemovém toku pracovní páry. Pracovní pára byla modelována jako ideální mokrá pára. Průběh termodynamické účinnosti bez využití výstupní rychlosti „total to static“ určené pomocí kroutícího momentu v závislosti na objemovém toku posledním stupně je uveden na Obr. 10. Referenční vstupní a výstupní plochy jsou zřejmé z Obr. 11. Výstupní referenční plochou byl výstup z difuzoru. Na tomto obrázku jsou zobrazeny proudnice proudového pole difuzoru pro velmi nízký objemový průtok 1400 m³/s (na Obr 10 v kroužku), a vysoký protitlak na výstupu z difuzoru 20 kPa. Podstatná část průřezů difuzoru je vyplněna vírovými strukturami u vnitřní lomené stěny difuzoru, které zřejmě zasahuje i patní oblast na výstupu z oběžné lopatky. Jak je zřejmé z obrázku je geometrie stupně neuvazuje radiální vůli stupně, obrázek byl použit pro prezentační účely.

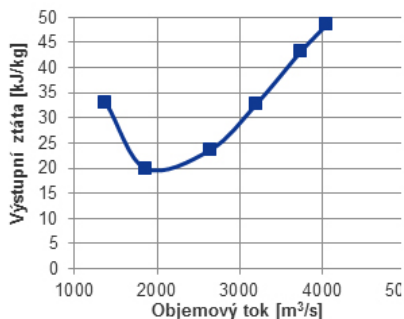


Obr. 10: Termodynamická účinnost bez využití výstupní rychlosti posledního stupně s difuzorem

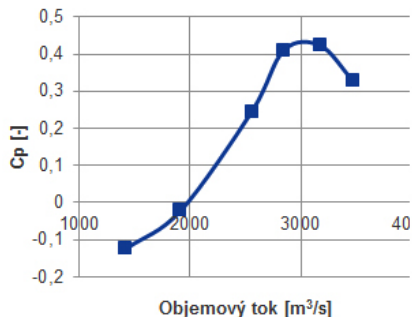


Obr. 11: Proudové pole v difuzoru pro nízké objemové průtoky

Výstupní ztráta v závislosti na objemovém průtoku, Obr. 12, byla stanovená z vektoru výstupní rychlosti v rovině za oběžnými lopatkami. Podobně jako termodynamická účinnost také součinitel zvýšení tlaku difuzoru, Obr. 13, byl vyhodnocen z hodnot výstupní referenční plochy na výstupu difuzoru.

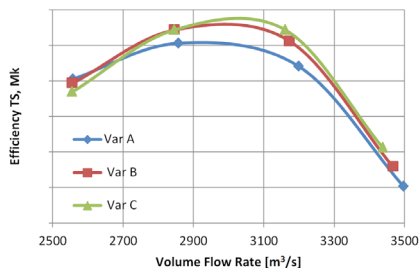


Obr. 12: Výstupní ztráta

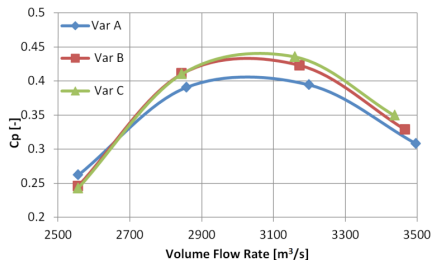


Obr. 13: Součinitel zvýšení tlaku v difuzoru

Následující obrázky Obr. 14, Obr. 15 a Obr. 16 dokumentují výsledky optimalizace tvaru difuzoru. Modelovaná geometrie stupně byla shodná s výše uvedenou geometrií 3D CFX výpočtů. Jak je zřejmé ze schématického obrázku zkoumaných variant difuzoru byly zkoumány tři varianty vnitřní lomené stěny difuzoru, liší se axiální vzdáleností zadní stěny difuzoru, Obr. 16d. Varianta difuzoru A (červeně na Obr. 14 a Obr. 15) je nejvhodnější pro menší objemové průtoky například turbíny Indie 800 MW. Tvarová varianta difuzoru B (zeleně na Obr. 14 a Obr. 15) je optimální pro celý rozsah objemových průtoků operačních bodů.

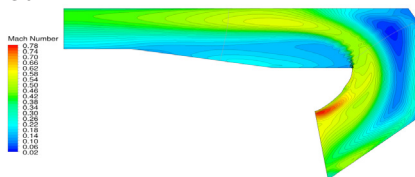


Obr. 14: Termodynamická účinnost bez využití výstupní rychlost posledního stupně s difuzorem

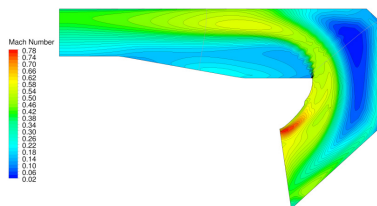


Obr. 15: Součinitel zvýšení tlaku v difuzoru v závislosti na objemovém průtoku

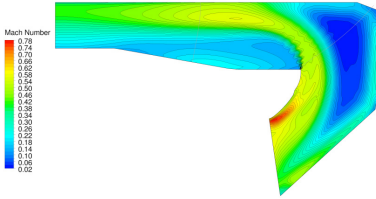
Jak je zřejmé z obrázků tvarových variant difuzorů, Obr. 16a, Obr. 16b, a Obr. 16c bylo nutné pro konvergenci výpočtů přidat za výstup z difuzoru poměrně dlouhou výpočetní oblast, která ve skutečnosti neexistuje. Statický tlak za touto přidanou výpočtovou oblastí je podobný jako na výstupu z difuzoru. Z uvedeného je zřejmé, že maximálních hodnot termodynamické účinnosti dosahuje poslední stupeň s titanovou oběžnou lopatkou o délce 1375 mm pro objemové průtoky kolem 3000 m³/s, Obr. 14. Pro stejný objemový průtok pracuje dobře i difuzor, Obr. 15, s hodnotou součinitele zvýšení tlaku 0,44. Výstupní ztráta je pak 28 kJ/kg, s minimem 20 kJ/kg pro objemový tok 2000 m³/s, Obr. 12.



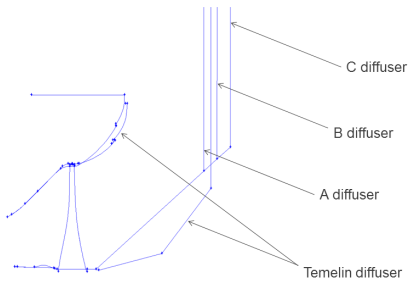
Obr. 16a: Varianta A radiální části vnitřní stěny difuzoru, která určuje nejkratší zkoumaný osový rozměr difuzoru.



Obr. 16b: Varianta B radiální části vnitřní stěny difuzoru, která určuje střední zkoumaný osový rozměr difuzoru.



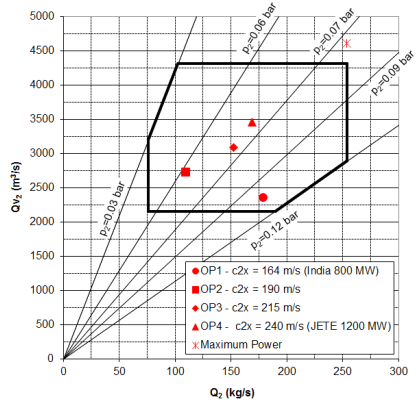
Obr. 16c: Varianta C radiální části vnitřní stěny difuzoru, která určuje nejdější zkoumaný osový rozměr difuzoru.



Obr. 16d: Porovnání geometrií difuzorů

Vnější tvar stěny difuzoru byl pro varianty A, B, C vnitřní stěny difuzoru shodný.

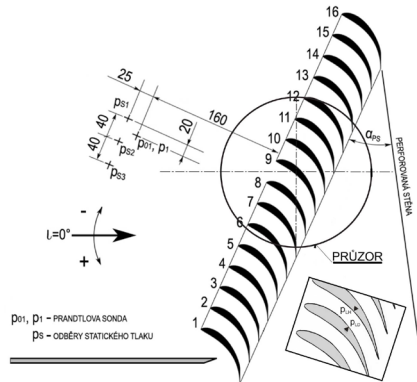
Pro zjištění provozního použití posledního stupně s oběžnou lopatkou 1375 mm, byl sestaven diagram rozsahu doporučených provozních režimů, Obr. 17. Diagram závislosti objemového toku na hmotovém průtoku stupněm s parametry hodnot statického tlaku byl sestaven za předpokladu 8% vlhkosti mokré pracovní páry pro dopočtení měrných objemů pára pro dané izobary. Horní horizontála pro maximální zatížení odpovídá osovou výstupní rychlost 300 m/s. Spodní horizontála odpovídá minimálnímu zatížení s osovou výstupní rychlostí 150 m/s. Vertikály omezují mechanické namáhání oběžné lopatky, jako min. hodnota hmotového toku byla stanovena na 75 kg/s, max. 260 kg/s. Omezení tlaku za stupněm je dané izobarami 0,03 bar a 0,12 bar.



Obr. 17: Rozsah provozních režimů posledního stupně s oběžnou lopatkou 1375mm (54°)

Validační měření aerodynamického návrhu profilů oběžné lopatky

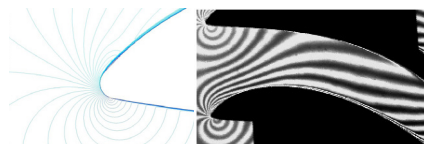
Validace aerodynamického návrhu patní profilové mříže byla provedena měřením ve vysokorychlostním aerodynamickém vzduchovém tunelu v Novém Kníně, literatura L(2) a L (3). Měření bylo provedeno se stavitelnou perforovanou stěnou, na výstupu z mříže, Obr. 18.



Obr. 18: Poloha měřících míst při měření profilové mříže na patě

Měření na vzduchovém tunelu bylo provedeno v širokém rozsahu Machovo čísel a pro 10 úhlů náběhu, celkem bylo proměřeno 219 režimů, 497 měření. Nominální provozní body mříže byly pro výstupní izentropické Machovo

číslo 1,376 pro turbínu 1200 MW Temelín a 1,025 pro turbínu 800 MW Indie. Pro tyto provozní body byly zjištěny hodnoty výstupního úhlu proudu $64,5^\circ$ resp. $67,4^\circ$ (měřeno od osového směru). Nominální vstupní úhel se se liší od nulového úhlu náběhu (tečny ke střednici profilu v náběžném bodě) asi o $+14^\circ$, Obr. 19. Důvodem je požadavek provedení lopatky s přímou stromečkovou nožkou závěsu.

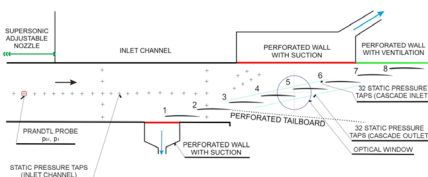


Obr. 19: Detail obtokání náběžné hrany profilu



Obr. 20: Interferogram a šlíry na patě
 $M_{2z} = 1,025$ (Indie 800 MW)

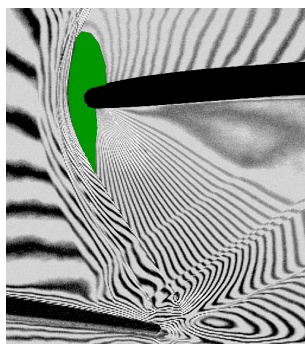
Validace aerodynamického návrhu profilové mříže na špičce oběžné lopatky 1375 mm byla provedena měřením ve vysokorychlostním aerodynamickém vzduchovém tunelu v Novém Kníně, literatura L(4) a L(5). Měření bylo provedeno se stavitelnou perforovanou stěnou na výstupu z mříže. Poloha měřících míst je zřejmá z Obr. 21. Nastavení supersonických režimů ve vysokorychlostním vzduchovém tunelu bylo obtížné. Proto měření předcházela analýza pomocí 2D výpočtů ANSYS Fluent, která stanovila závislost hodnoty vstupního supersonického Machova čísla proudu a úhlem náběhu proudu „unique incidence“, Obr. 23.



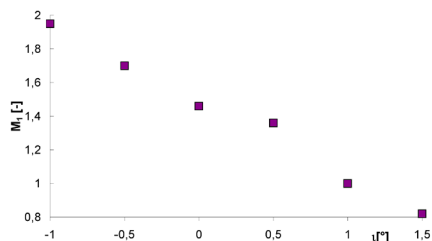
Obr. 21: Poloha měřících míst se stavitelnou perforovanou stěnou

Profilová mříž na špičce lopatky 1375 mm pracuje i při nominálních řežimech proudu se supersonickou vstupní rychlostí. Za vstupní kolmou rázovou vlnou před náběžnou hranou profilu začíná jen malá kompresní oblast, která „obaluje“ náběžnou hranu profilu. Na Obr. 22 je tato oblast, kde místní Machovo číslo proudu je subsonické, zobrazena zeleně na Obr. 22. Nominální režimy jsou expanzní, turbínové, proto je mříž supersonická.

Na rozdíl od transonických mříží, u mříží se supersonickým vstupním Machovo číslem nelze natočením modelu v měřícím tunelu měnit vstupní úhel proudu – incidenční úhel. U těchto mříží platí jednoznačná závislost mezi supersonickou vstupní rychlostí a vstupním úhlem proudu, „unique incidence“. Tuto závislost je vhodné zjistit před měřením výpočty CFD, protože se zjednoduší nastavení požadovaných přežímů při tunelovém měření.



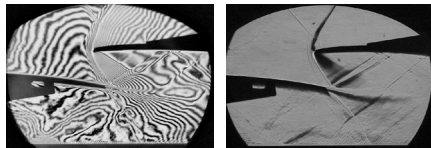
Obr. 22: Proudové pole u náběžné hrany na špičce lopatky



Obr. 23: Výpočtové stanovení závislosti „unique incidence“ pro mříž na špičce

Na obrázcích Obr. 24 jsou zobrazeny výsledky optických měření mříže na špičce lopatky pro nominální provozní parní turbíny Indie 800 MW.

Při výstupním izentopickém Machovo čísle 1,768, bylo pro nominální vstupní úhel proudu vygenerováno mříží vstupní Machovo číslo 1,460. Poměr AVDR byl při měření blízko pod hodnotou 1.0.



Obr. 24: Interferogram a šířky na špičce M2iz = 1,784 (Indie 800 MW)

Validační měření mechanické pevnosti

Doosan Škoda Power vyrobila testovací rotor s poslední titanovou řadou oběžných lopatek 1375 mm pro experimentální ověření pevnostních charakteristik titanové oběžné lopatky, Obr. 26 a Obr. 28. Neolopatkový testovací rotor pro Campbellův stroj je na Obr. 25. Po olopatkování byl rotor vyvážen a proveden kontrolní bezpečnostní test na přetáčky ve vyvažovacím tunelu. Pro měření byla provedena instalace senzorů (tenzometrů a termočlánků) na vybrané lopatky posledního stupně.



Obr. 25: Testovací rotor pro titanovou oběžnou lopatku 1375 s přímým stroměčkovým závěsem

Rotor byl instalován do Campbellova stroje v laboratoři Doosan Škoda Power, Obr. 27. Při měření statických a dynamických vlastností lopatek byl testován telemetrický bezkontaktní systém sledování oběžných lopatek. Byla zpracována metodika bezkontaktního sledování oběžných lopatek posledních stupňů, která byla doplněna nově vyvinutou optickou metodou. Při měření byla provedena kalibrace bezkontaktního monitorování dynamického namáhání (tip-timing) oběžných lopatek za provozu.

Měřeními byly úspěšně potvrzeny výpočtově předpokládané frekvence a vlastní tvary olopatkovaného rotoru, předpokládané hodnoty statického namáhání od odstředivé síly v kritických místech (tenzometrie), tj. v krčku závěsu disku a lopatky, velikosti radiálního prodloužení disku a lopatky od odstředivé síly, zamykání tlumících vazeb lopatky vlivem rotace (stoboskopie) a teoretické závislosti pro stanovení ventilační ztráty.



Obr. 26: Kolo s oběžnými lopatkami

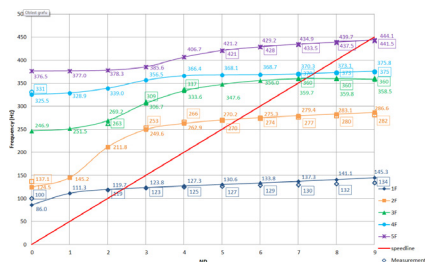


Obr. 27: Uložení rotoru Campbellově stroji



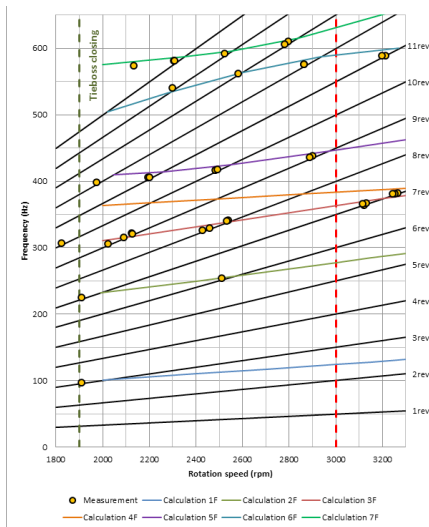
Obr. 28: Titanová lopatka 1375 mm

Hlavním výstupem validačního měření oběžných lopatek na Campbellově stroji, literatura L(1), jsou data pro sestavení interferenčního a Campbellova diagramu. Interferenční diagram udává závislost vlastních frekvencí lopatek na uzlových průměrech vlastního tvaru kmitů olopatkovaného kola. Parametry jsou rodiny vlastních frekvencí lopatky. Dynamické odladění od budících sil je zřejmé z rozdílů vlastních frekvencí lopatky od přímky buzení (speed line). Interferenční diagram, Obr. 28, stanovený z naměřených hodnot při teplotě 80 až 120 °C. Je zřejmé, že stačilo kontrolovat dynamické odladění lopatky od násobků provozní otáčkové frekvence druhé, páté a sedmé harmonické.



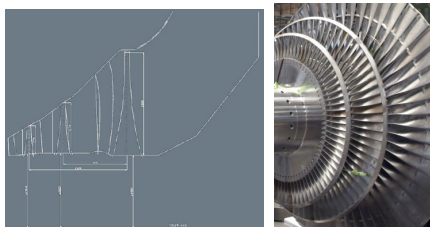
Obr. 28: Interferenční diagram titanové oběžné lopatky 1375 mm (54")

Na Obr. 29 je Campbellův diagram sestavený z naměřených hodnot verifikační zkoušky testovacího rotoru s oběžnou lopatkou 1375 mm (54") na Campbellově stroji. Z Campbellova diagramu a z tabulky Tab. 4 je zřejmé, že oběžná lopatka je odladěna, protože naměřené vlastní frekvence lopatky (olopatkovaného disku) jsou vně nebezpečného pásma nominálních provozních otáček $\pm 5\%$, tj. 2850 až 3150 1/min. To platí i pro odladění od 7. harmonické otáčkové frekvence, kde je naměřený odstup od nominálních provozních otáček 5,2% s uvažování teplotní korekce. Validační měření testovacího rotoru s oběžnou lopatkou 1375 mm (54") prokázalo, že oběžná lopatka 1375 mm (54") je odolná oproti budícím otáčkovým frekvencím. Svými pevnostními vlastnostmi vyhovuje požadovaným standardům a je dlouhodobě provozovatelná.



Obr. 29: Campbellův diagram titanové oběžné lopatky 1375 mm (54°)

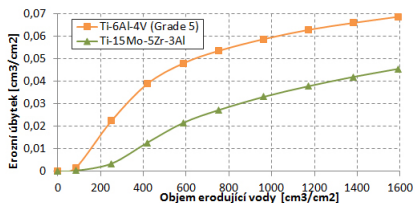
Následně ověřovací měření aerodynamických a pevnostních charakteristik se předpokládá na parní pokusné turbíně Doopex-I v laboratoři DHIC korejském Changwonu. Na Obr. 30 je ukázán podélný řez posledních třech stupňů s optimalizovanou rozváděcí lopatkou a tvarem difuzoru. V pravé části tohoto obrázku je olopatkovaný rotor s oběžnými lopatkami posledních tří stupňů. Rotor byl vyrobený v modelovém měřítku 1 : 3,2 v Doosan Škoda Power.



Obr. 30: Schéma průtočné části a oběžné lopatky posledních 3 stupňů

Eroze titanové oběžné lopatky 1375 mm

Základní materiál titanové oběžné lopatky označený Ti-6Al-4V (Grade 5) nemá žádoucí erozní odolnost. Proto je nutné erozně chránit především náběžnou hranu oběžné lopatky navařením erozně odolnější vrstvy titanového materiálu Ti-15Mo-5Zr-3Al. Z rozborů výsledku měření na erozním stendu v Doosan Škoda Power, Obr. 32, byla sestavena závislost úbytků materiálu vzorků na množství, objemu erodující vody, Obr. 31. Erozně odolnější titanový materiál má asi o 40% lepší erozní odolnost. Je to na spodní hranici v porovnání se zakalenou náběžnou hranou ocelových lopatek. Pro stanovení erozního modelu byly použity podklady dle literatury L(6), L(7), L(8) a L(9).



Obr. 31: Porovnání erozní odolnosti základního a navařeného titanového materiálu

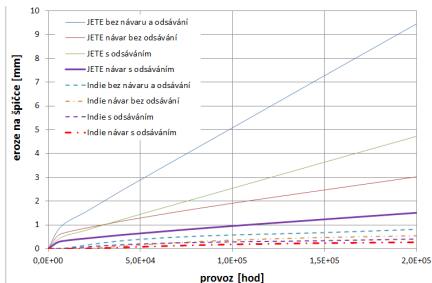
rodina vlastních frekvencí	výpočet	měření	přepočet měření na teplotu 40°C
1F	-32,0%	>10%	
2F	-14,0%	>10%	
3F	+6,8%	4,2% (80°C)	5,2%
4F	-5,0%	8,5%	

Tab. 4: Metodika DHIC pro dynamické odladění v Campbellově diagramu



Obr. 32: Pohled na otevřený erozní stand a zkoušený vzorek při měření erozní odolnosti titanu

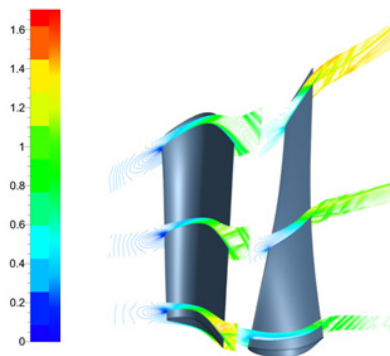
Spolupráce firmou TWI Technology Centre v minulém období začala návrhem na vzorky erozního standu Doosan Škoda Power, Obr. 32 vpravo. Předpokládá se, že uvedená firma provede protierozní laserový návar náběžné hrany titanových oběžných lopatek a na kontaktní plochy tlumící vazby a bandáže. Tloušťka návaru do drážky náběžné hrany se předpokládá 1 mm. S využitím výsledků měření na erozním standu byla výpočtově odhadnuta eroze titanové lopatky pro parní turbíny Indie 800 MW a Temelín (JETE) 1200 MW, Obr. 33. Předpokládaná vlhkost pracovní mokré páry na vstupu do oběžného kola u špičky je 6% pro turbínu Indie 800MW a 8,5% pro turbínu Temelín 1200 MW. Pokud se použije návar oběžné lopatky i odsávaná rozváděcí lopatka předpokládá se, pro 200 tis. provozních hodin, úbytek materiálu oběžné lopatky na špičce pro turbínu Indie 800 MW 0,3 mm, pro turbínu Temelín 1200 MW až 1,5 mm.



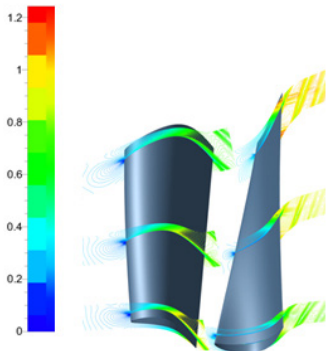
Obr. 33: Porovnání erozní odolnosti titanových oběžných lopatek

Předposlední stupně

Pro nízkotlakový díl s poslední oběžnou titanovou lopatkou 1375 byly vyvinuty předposlední dva stupně. Vývoj profilů a lopatek byl proveden v Doosan Škoda Power. Nejprve byly provedeny zjednodušené Proudové výpočty a navrženy profily. 3D CFD výpočty byly provedeny v Numecce. Obrázky Obr. 34 a Obr. 35 dokumentují rozložení Machova čísla na patě, středu a špičce předposledních stupňů.



Obr. 34: Machovo číslo v předposledním stupni



Obr. 35: Machovo číslo v LS-2 stupni

Oběžné lopatky předposledních dvou stupňů byly výpočtově kontrolovány na statickou a dynamickou pevnost. Po výrobě oběžných lopatek a disku testovacího rotoru, Obr. 36, bylo provedeno olopatkování a vyvážení rotoru pro ověření statických a zejména dynamických vlastností lopatek měřením v Campbellově



	patní průměr [mm]	délka listu [mm]	výstupní průřez [m ²]	počet lopatek	Charakteristika
L-0 oběžná	1950 (77")	1375 (54")	14,4 (155 ft ²)	52	tie-boss a bandáž
L-0 rozváděcí	1984 (78")	1243 (49")	12,6 (136 ft ²)	48	sweep and lean
L-1 oběžná	2010 (79")	673 (26")	5,7 (61 ft ²)	74	předkroucení 4,5° kuželová bandáž
L-1 rozváděcí	2012 (79")	565 (22")	4,6 (49 ft ²)	48	bez sweepu a leanu
L-2 oběžná	1984 (78")	379 (15")	2,8 (30 ft ²)	84	předkroucení 2,6° kuželová bandáž
L-2 rozváděcí	1970 (78")	339 (13")	2,5 (26 ft ²)	62	bez sweepu a leanu

stroji.

Tab. 5: Geometrické charakteristiky předposledních dvou stupňů

ZÁVĚRY

Doosan Škoda Power vyvinuta poslední tři stupně včetně výstupního difuzoru pro nízkotlakový díl s poslední titanovou oběžnou lopatkou 1375 mm. Závěrečné aerodynamické a pevnostní analýzy, validační měření potvrdily, že titanová lopatka splnila požadavky jak na účinnost, tak i na bezpečnosti vztažené ke statickému a dynamickému namáhání včetně nízkocyklové únavy. V současné době je připraven

Obr. 36: Testovací rotor Campbell s oběžnými koly posledních dvou stupňů

testovací rotor s posledními dvěma řadami oběžných lopatek pro Campellovu zkoušku. Je vyroben testovací rotor pro s posledními třemi řadami oběžných lopatek v modelovém měřítku 1:3,2 pro parní pokusnou turbínu Doopex-I. Po úspěšné aplikaci laserovým návarem protierozní vrstvy titanové lopatky bude poslední stupeň s titanovou oběžnou lopatkou připraven k aplikaci pro nízkotlakové díly jak v jednoproudém tak i dvouproudém uspořádání.

Nově vyvinutá oběžná titanová lopatka 1375 mm (54"/50 Hz) přímo konkuruje posledním oběžným lopatkám evropských výrobců Alstom Power 49"/50 Hz (titan), Siemens 55"/50 Hz (titan), ale na menším patním průměru 1900 mm. Světovou konkurenci rozšiřují japonští výrobci parních turbín Mitsubishi Heavy Industry s poslední oběžnou lopatkou 45"/60Hz (titan), to odpovídá 54"/50Hz. Z uvedeného je zřejmá potřeba vyvinutí titanové oběžné lopatky pro poslední stupně parních turbín Doosan Škoda Power. Dokončením vývoje v projektu titanová lopatka 1375 mm (54"/50 Hz) se otevírá možnost konstrukce a stavby konkurenčně schopných velmi velkých parních turbín o výkonu 800 až 1200 MW, vhodných například pro dostavbu jaderné elektrárny Temelín.

Vývoj posledního stupně s titanovou oběžnou lopatkou byl finančně podpořen Ministerstvem průmyslu a obchodu České republiky, jeho grantovým programem TIP projektu FR – Ti1/458 s názvem "Koncový stupeň parní turbíny s vysokou účinností a průtočností".

LITERATURA

- L(1) Hlous, J., Míšek, T.: "Statická a dynamická analýza titanové oběžné lopatky posledního stupně 54" (1375 mm), Technická zpráva 875, Doosan Škoda Power
- L(2) Luxa, M., Šimurda D.: Optická měření na mříži TR-P-3
Výzkumná zpráva Z 1492/13, Ústav termomechaniky AVČR, v.v.i.
- L(3) Luxa, M., Šimurda D.: Pneumatická měření mříži TR-P-3,
Výzkumná zpráva Z 1493/14, Ústav termomechaniky AVČR, v.v.i.
- L(4) Luxa, M., Šimurda D.: Pneumatická měření na mříži TR-U-4

Výzkumná zpráva Z 1504/13, Ústav termomechaniky AVČR, v.v.i.

- L(5) Luxa, M., Šimurda D.: Optická Pneumatická měření na mříži TR-U-4, Výzkumná zpráva Z 1503/13, Ústav termomechaniky AVČR, v.v.i.
- L(6) Krzyzanowski: Erozja lopatek turbin parowych, PAN 1991
- L(7) Tanuma: The removal of water from steam turbine stationary blades by suction slots, IMechE 1991 C423/022
- L(8) Šťastný M.: Proudění vodní pára koncovou částí turbíny velkého výkonu, k disertaci pro získání vědecké hodnosti doktora technických věd, 1988
- L(9) Ruml, Straka: A model for erosion of steam turbine blade materials,
Wear 186-187, 421-424, 1995





Noc vědců: sledování experimentu těmi nejmladšími



Titanová oběžná lopatka 54“

Z historie vývoje turbín Škoda

Prof. Ing. Miroslav Šťastný, DrSc.

ZČU, Plzeň

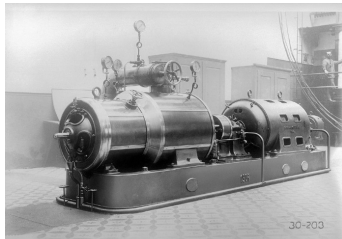
ÚVOD

První parní turbína byla ve Škodovce vyrobena na před 110 lety v licenci Prof. Rateau. Konstrukce a výroba parních turbín se postupně osamostatnily a turbíny dosáhly ve třicátých letech výkonu několika desítek MW. Potíže se vzrůstajícími vstupními parametry páry si vynutily zahájení výzkumu proudění páry v lopatkování turbínových stupňů na konci dvacátých let minulého století. Po druhé světové válce se Škodovka zaměřila na vývoj a výrobu parních turbín s výkony nad 50 MW. Dosaženo bylo výkonu 500 MW (660MW) u turbín pro uhelné elektrárny a 1000 MW u turbín pro elektrárny jaderné. Vývoj těchto strojů si vyžádal rozsáhlý výzkum, na kterém se významným způsobem podílela řada externích výzkumných pracovišť domácích i zahraničních. V padesátých letech byly vyvíjeny spalovací turbíny pro energovlaky a lokomotivy, ale vývoj byl po výrobě prototypů zastaven. Parní turbíny ŠKODA byly vyvezeny do řady států a v licenci se vyráběly v Číně a v Indii. Prototypy parních turbín si vyžádaly vždy určité období pro uvedení do trvalého provozu.

HISTORIE

Počátky

- Vynálezy Laval a Parsonse r. 1884.
- Licence prof. Rateau pro vícestupňové turbíny z r. 1903 a výroba první turbíny pro závodní elektrárnu r. 1904, výkon 400 KW, pára 9bar, 290°C, otáčky 3000 1/min. Nýtované disky a lopatky. Zkoušky nýtů a materiálu ve výzkumném ústavu Škoda.



Obr. 1. První parní turbína Škoda 400 kW.

- Turbíny byly málo spolehlivé, licence trvala do r. 1911.
- V r. 1918 byla uvedena v Nýřanech do provozu turbína 10 MW, 1500 1/min.

Mezi válkami

- Turbína 33 MW pro Ervěnice v r. 1928.
- Dvě turbíny 23MW pro Třebovice r. 1932 s kotlí Loeffler, 125 bar, 490°C, světová špička, prof. Bečvář - prof. Křivánek, ředitel prof. Kiesewetter odchovanci prof. A. Stodoly.



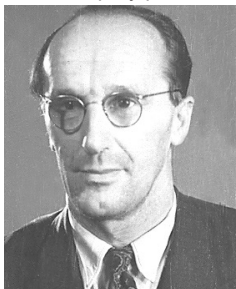
Obr. 2. Prof. J. Bečvář.

- Problematika krátkých lopatek (5 mm). V r. 1924 rozhodnuto na doporučení prof. A Stodoly z Curychu o stavbě laboratoře pro proudění páry, dvě pokusné turbíny a statické aparáty (mříže, ucpávky), prof. Miškovský (odchovanec prof. A, Stodoly), -Dr. Zalf.



Obr. 3 Dr. G. A. Zalf.

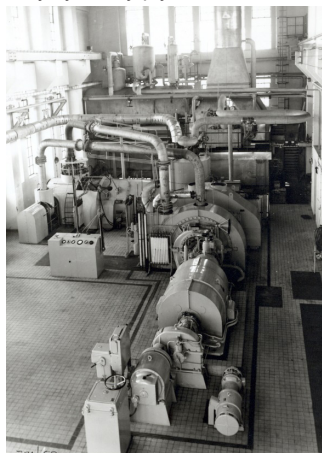
- Vlastnosti páry při vysokých parametrech, experimenty a diagram prof. Jůza Státní cena za diagram entalpie entropie, rovnice parametrů vodní páry pro IAPWS.



Obr. 4 Prof. J. Jůza.

Nerealizované projekty

- Za druhé světové války byly vyvíjena parní turbína pro letadla 360 kW, 85 bar, 510°C, 18000 1/min. Hmotnost turbíny 140 kg, celková hmotnost 4000 kg. Stacionárně byla 250 h v provozu.
- Paroplynová elektrárna Kladno na kychtový plyn. Pravděpodobně první paroplynová elektrárna na světě. Spalovací turbína po vzoru německé letecké spalovací turbíny JUMO, výkon 1,6 MW, 750°C. Parní turbína 3,5MW, 23 bar, 600°C. Zkoušky v letech 1956 – 1960. Potíže se spalovací turbínou, nečistý kychtový plyn.

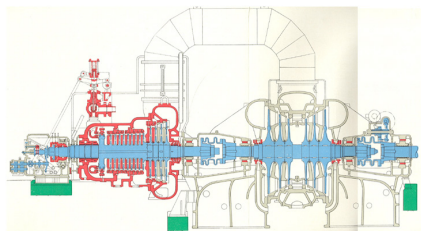


Obr. 5. Paroplynová elektrárna Kladno.

- Spalovací turbíny pro lokomotivu 2.2 MW (1957-1965) a energovlaky 2,5 a 6MW (1958-1965). Horkovzdušná turbína pro pokusný blok Dvůr Králové. Lokomotiva nevhodná pro nákladní dopravu v ČSR. SSSR odstoupil od objednávek energovlaků. Konstrukci spalovacích turbín vedl Ing. V. Král, CSc.

Poválečné období

- Výpočtové podklady a výkresy byly přes válku uloženy v tunelech vápencového lomu v Srbsku u Berouna. Závod zničen bombardováním. Za ¼ roku po válce byly smontovány první turbíny. Byly vyvíjeny a dodávány turbíny větších výkonů (do 50 MW).
- V 1950-1955 byla vyvinuta unifikovaná turbína 50-55 MW, 90 bar, 535°C. Vyrobeno bylo 59 kusů. V r. 1956 proběhla delimitace velkých parních turbín do závodu ŠKODA. Byla ukončena výroba turbokompresorů.



Obr. 6. Parní turbína 55 MW.

- V letech 1955-1959 byla vyvinuta a spuštěna turbína 100-110 MW (Tisová), 135 bar, 535°C/535°C. Do r. 1983 bylo vyrobeno 60 kusů.
- Prototyp turbíny 200 MW byl uveden do provozu r. 1968 (Ledvice), 165 bar, 535°C/535°C. O vývoj měl zásluhu prof. Jůza a hlavní inženýr prof. Dlouhý.
- Prototyp turbíny 500 MW o stejných parametrech byl uveden do provozu r. 1980 (Mělník III).
- Parní turbíny ŠKODA pracují v několika desítkách států. První parní turbína vyráběná v Číně byla turbína 6 MW, ŠKODA v Šanghajském závodě r. 1950-1955, licence byla udělena i na turbínu 12MW. Závodu v Hyderabadu, Indie byly uděleny licence

na turbíny 50 MW a 110 MW v letech 1964-1969.

Turbíny pro JE

- Pro elektrárnu A1 na přírodní uran chlazený CO₂ byly dodány po r. 1954 tři turbíny 50 MW na dvojí páru 31 bar, 410°C a 2 bar, 180°C. Spolehlivě pracovaly do likvidace bloku r. 1972.
- Pro ruské reaktory VVER 440 byly vyvinuty turbíny 220 MW na sytou páru s tlakem 44 bar. Dodáno bylo po osmi kusech pro elektrárny Jaslovské Bohunice, Dukovany, Mochovce, Nord (NDR).
- Pro ruský reaktor VVER 1000 byla vyvinuta turbína na sytou páru 1000 MW s tlakem 64 bar. Patří mezi největší turbíny na 3000 1/min na světě. Poslední lopatka je dlouhá 1085 mm, patní průměr 1650 mm a má svařovaný rotor. Turbína byla dodána do Jaderné elektrárny Temelín r. 1991, do provozu šla r. 2000. Turbosoustrojí má délku cca 60 m.



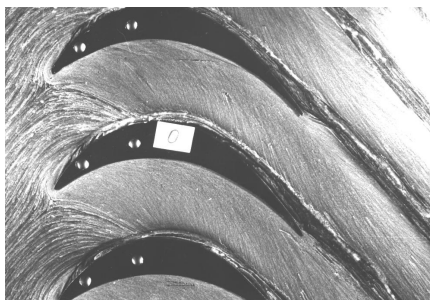
Obr. 7. Strojovna s turbínou 1000 MW.

Výzkum proudění

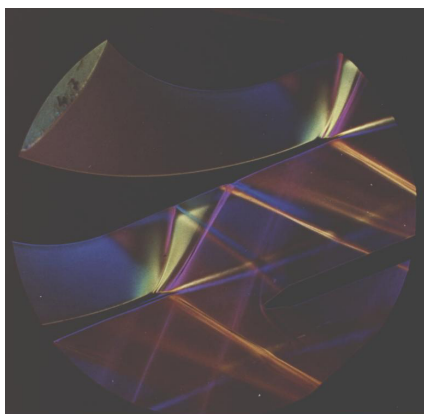
- Práci parní laboratoře obnovil prof. L. Bělík na konci padesátých let. Uvedl do provozu pokusnou parní turbínu 1 MW a prováděl výzkum regulačních stupňů s parciálním ostřikem. Navrhl rovnotlaký profil B1 (státní cena s prof. J. Jeriem).
- M. Štastný - výzkum stupně se zborcenými lopatkami v první polovině šedesátých let.
- V letech 1967-1971 byla vybudována vědecko-výzkumná základna turbín a spolupracovalo se postupně s řadou externích

výzkumných pracovišť včetně zahraničních (odd. Výzkum proudění - M. Štastný, 12 externích pracovišť).

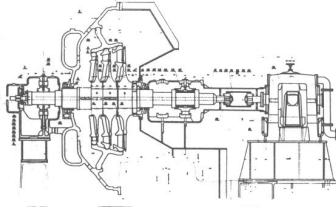
- Na experimentální základně byly instalovány 3 vzduchové aerodynamické tunely na výzkum lopatkových mříží při nízkých, středních a vysokých rychlostech, dále tunel na výzkum výstupních hrdel, tunel na výzkum regulačních ventilů a 2 pokusné parní turbíny o výkonu 1 MW a 10 MW. Výzkumná zařízení měla celkový příkon 25 MW a na výzkumu se podílelo 25 pracovníků.



Obr. 8. Vizualizace sekundárního proudění v turbínové mříži (středorychlostní tunel).

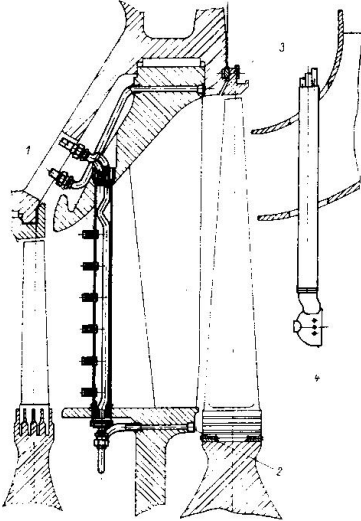


Obr. 9. Transsonické proudění s kondenzačním rázem vlhkosti vzduchu v turbínové mříži. Vizualizace provedena patentovanou verzí barevného šířování.



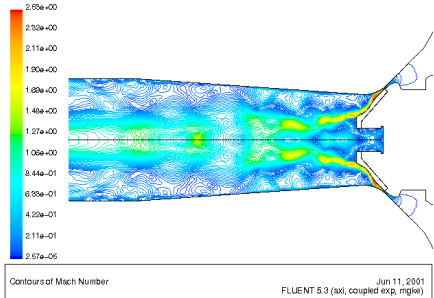
Obr. 10. Experimentální parní turbína 10 MW s vodní brzdou.

- Byl rovněž zahájen výzkum na skutečných turbínách v elektrárnách: turbíny 200 MW, Ledvice, později Počerady a turbína 500 MW, Mělník. Měření na turbíně 1000 MW v JE Temelín organizoval a vedl Ing. L. Tajč, CSc.

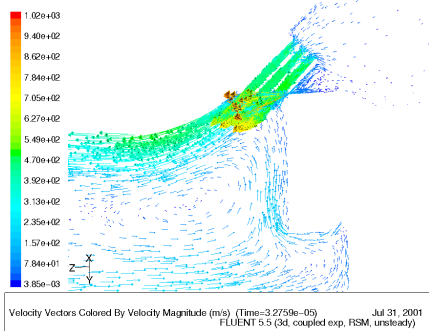


Obr. 11. Měření v elektrárně na posledním stupni s délkou lopatky 840 mm.

- Samostatná výzkumná pozornost byla věnována skutečným regulačním ventilům turbíny 500 MW a zejména vysokofrekvenčním vibračním potrubí a regulačním ventilům turbíny 1000 MW v JE Temelín.

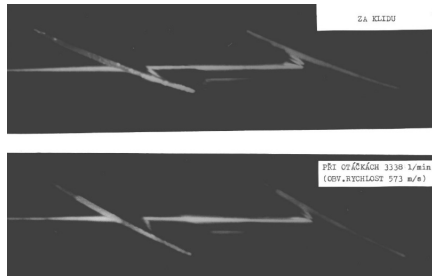


Obr. 12. Proudění v původním regulačním ventilu dle licence LMZ, 1000 MW.



Obr. 13. Rekonstruovaný regulační ventil ŠKODA, 1000MW.

- Pozornost byla také věnována torzní deformaci (rozkrucování) lopatek za rotace.

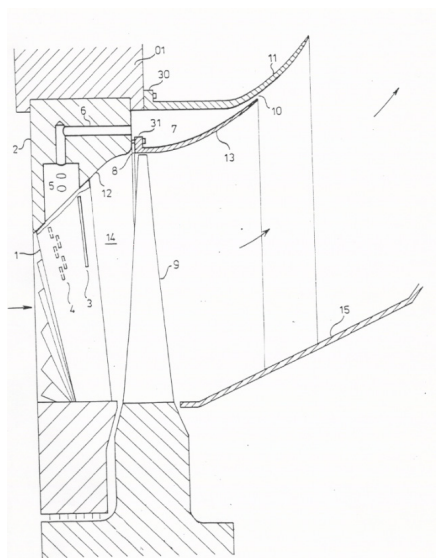


Obr. 14. Rozkrucování lopatek 840 mm za rotace

- Byly vyvinuty nové moderní lopatkové profily VS 33 a VO 1001.
- V posledních letech byla věnována pozornost zejména 3D lopatkování a tran-

ssonickému a supersonickému proudění v lopatkových mřížích posledních stupňů.

- Probíhá výzkum přetlakových stupňů pro jejich efektivní použití v lopatkování turbín.
- Značná pozornost byla rovněž věnována vývoji redukčních stanic s nižší hlučností a vývoji zvukoizolačních krytů pro turbíny a vývoji separátoru vlhkosti pro jaderné elektrárny.
- S postupným nástupem počítačů byla věnována významná pozornost aplikaci CFD metod na proudění v částech parních turbín.
- Značná pozornost byla rovněž věnována výzkumu proudění vlhké páry, jakož i separaci vodních filmů v nízkotlaké části parních turbín.

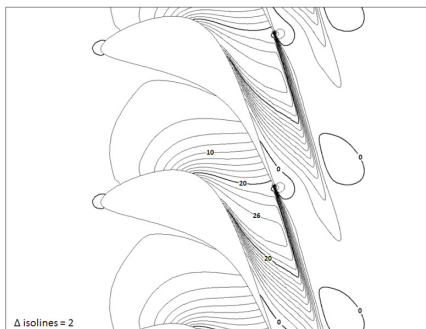


Obr. 15. Rozložení odsávacích štěrbin vodních filmů v rozváděcích lopatkách (patent ČR) a vefukování páry do difuzoru (evropský patent).

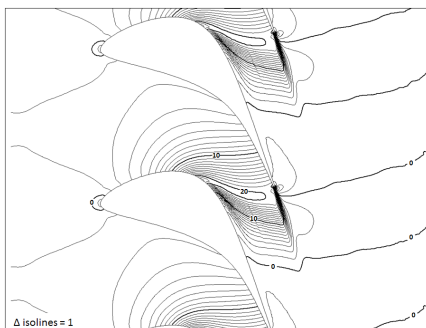
Výzkum kondenzace páry

- Výzkum kondenzace čisté vodní páry v parní turbíně prováděný v posledních letech ukázal, že v kondenzačním turbínovém stupni dochází k termodynamické ztrátě, která mnohonásobně překračuje ztrátu po-

dle Baumanna pravidla (procento ztráty za procento vlhkosti). Na popud IAPWS provedený rozbor (M. Šťastný a RNDr. M. Šejna, CSc.) vedl k závěru, že termodynamickou ztrátu kondenzací je možné podstatně snížit, jestliže se v kondenzačním stupni vytvoří podmínky pro heterogenní kondenzaci na chemické nečistotě, zejména NaCl, která je v páře standardně obsažena. Při heterogenní kondenzaci se významně zmenší podchlazení páry.



Obr. 16. Podchlazení v NT kondenzačním stupni turbíny 1000 MW (homo. kond.).



Obr. 17. Podchlazení v NT kondenzačním stupni turbíny 1000 MW (hetero. kond.).

- Matematický model ukazuje značné rozdíly v termodynamických ztrátách pro homogenní a heterogenní kondenzaci v rozváděcích mřížích NT kondenzačních stupňů turbíny 200 MW na přehřátou páru a turbíny na sytou páru 1000 MW.

Rozváděcí mříž	Tlakový poměr P_e/P_{at}	Kondenzace	Td. ztráta mříže ζ [%]	Ztráta stupně [MW]	Podchlazení na výstupu ΔT [K]	Vlhkost na výstupu y_e [%]
200 MW uhelná	0.48	Homogenní Heterogenní (není reálná)	16.33 -	1.0 -	4.48 -	2.13 -
1000 MW jaderná	0.65	Homogenní Heterogenní	10.34 3.43	1.2 0.4	0.145 0	2.1 2.3

Tab. 1. Výsledky rozboru kondenzace páry v NT částech turbín 200 MW a 1000 MW.

Současnost a budoucnost

- Vývoj je zaměřen na zvyšování termodynamické a tepelné účinnosti, na zmenšování počtu turbínových dílů a tím investičních nákladů. Je vyvinuta a uvádí se v Ledvicích do provozu turbína 660 MW s nadkritickými parametry páry 270 bar, 600°C/610°C. Tepelná účinnost přesahuje 40% (turbíny s podkritickými parametry mají 34-37%).
- Byl realizován paroplynový blok 840 MW v Počeradech s parní turbínou ŠKODA 270 MW a s hrubou tepelnou účinností 58,4 %.
- Byla vyvinuta lopatka 1220 mm a je použita k modernizaci turbín 1000 MW v JE Temelín. Je dokončen vývoj titanové lopatka 1375 mm pro turbínu 1200 MW, 3000 1/min pro JE. Obě lopatky navrhl Dr. J. Synáč.



Obr. 18. Oběžné kolo s lopatkami z titanové slitiny o délce 1375 mm.

- Byl zahájen vývoj ocelové lopatky s délkou listu 1500 mm, 3000 1/min.
- Ve vzdálenější budoucnosti jsou obecně uvažovány parní turbíny se vstupní teplotou 700-750°C. Tepelná účinnost bude dosahovat 50%.

ZÁVĚR

Měl jsem to potěšení pracovat na vývoji turbín ŠKODA v letech 1956 – 1998 a podílet se na dalším vývoji jako poradce do dnešních dnů. Hlavním výsledkem práce naší generace bylo, s využitím vědy, zvýšení výkonu parních turbín z 55 MW na 1000 MW, zvýšení tepelné účinnosti a zvýšení termodynamické účinnosti z 83% na 92% – 93%.

PODĚKOVÁNÍ

Autor děkuje za podporu Katedry energetických strojů Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni,

Děkuji kolegům za spolupráci a přeji svým škodovákům, aby se jim v budoucnu podařilo postavit pro dostavbu JE Temelín spolehlivé turbíny ŠKODA 1200 MW.

Plzeňská noc vědců

Ing. Miroslava Poskočilová

Noc vědců je projekt Evropské komise a jeho posláním je popularizace vědy a techniky. Má podobu dvou stovek festivalů po celé Evropě. V Plzni je koordinován Techmania Science Centrem a proběhl dne 26. 9. 2014 v prostorách SPŠ strojnické a SOŠ prof. Švejcara. Pro nejširší veřejnost byly připraveny populárně-vzdělávací přednášky, workshopy, experimenty, zábavné show a hudební vystoupení. Vše bylo k dispozici od 17:00 hod a oficiální konec byl stanoven na 23:00 hodin.

Této akci se letos poprvé zúčastnila Doosan Škoda Power prostřednictvím zástupců R&D, členů Klubu ASI Turbostroje Plzeň. Návštěvníkům jsme předvedli dva parní experimenty. Byly jimi první parní stroj (tzv. Heronova baňka) a zjednodušená verze parního motoru. Školákům jsme vysvětlili princip historického Galileova teploměru, změnu tvaru hladiny v rotující nádobě a měření průtoku vzduchu clonou. Menší děti byly překvapeny, když se

balonek ve skleněném podtlakovém zvonu sám nafoukl a ostatní na vlastní oči viděli varu vody bez ohřevu (vliv tlaku na teplotu varu vody). Zájemcům jsme popsali jednotlivé díly v turbosoustrojí. Všichni přítomní obdivovali vystavený exponát titanové oběžné lopatky 54".

K návštěvníkům patřili lidé různých věkových kategorií. Početnou skupinu tvořili pra rodiče s dětmi a v mnoha případech to byli současní i dřívější zaměstnanci naší společnosti. Na videu pak ukazovali dětem či vnoučatům svoje pracoviště. Potěšil nás velký počet žáků, kteří se ptali na 3D modelování a technické kreslení obecně.

Přítomno bylo 11 vystavovatelů v 21 sálech s celou řadou různých experimentů. Naše expozice patřila k těm více odborným, ale přesto zaujala širokou veřejnost. Zájem veřejnosti byl překvapující, podle odhadu se přišlo podívat na „Noc vědců 2014“ 1.500 návštěvníků.



inzerce SST



MSV/ IMT Brno 2014

V pátek, 3. října 2014, skončil již 56. mezinárodní strojírenský veletrh a současně s ním i 9. mezinárodní veletrh obráběcích a tvářecích strojů.

Vedení Svazu strojírenské technologie je s právě skončeným veletrhem velmi spokojeno, a to nejen z pohledu úspěšnosti vlastních expozic, o které byl opravdu značný zájem, ale také z hlediska průběhu veletrhu jako celku. Mezinárodní strojírenský veletrh znovu prokázal, že představuje největší přehlídku průmyslových technologií v oblasti střední Evropy. Jeho rozsah, vysoký počet vedených obchodních jednání i řada přímo na místě uzavřených kontraktů potvrdily prestiž brněnského veletrhu. Expozice vystavovatelů obsadily všechny haly brněnského výstaviště. Je velmi pozitivní, že značná část vystavovatelů přijela ze zahraničí, což jen potvrzuje význam a důležitost veletrhu z hlediska mezinárodního obchodu.

Expozice obráběcích a tvářecích strojů prokázaly (veletrh IMT), že jsou pevnou a významnou součástí MSV, a že účast obráběcích a tvářecích strojů na MSV dodává veletrhu patřičný lesk. Svaz strojírenské technologie také vysoce oceňuje bohatou účast svých členských podniků na letošním veletrhu. Všechna hodnocení veletrhu, která byla od členských podniků Svazu zaregistrována, jsou vesměs velmi pozitivní. Letošní veletrh skončil a už se můžeme nejen těšit, ale i připravovat na ten příští, již 57. mezinárodní strojírenský veletrh, který se uskuteční v termínu od 14. do 18. září 2015.

Kolektiv pracovníků SST a Veletrhy Brno, a.s.

inzerce SST



ZPRÁVY Z ČINNOSTI A.S.I.

Ing. Lubomír Junek, Ph.D. předseda Hlavního výboru A.S.I. ČR



Od září t.r. zastává funkci předsedy výboru A.S.I. ČR pan inženýr Junek, ředitel Ústavu aplikované mechaniky Brno. (Místo předsedy se uvolnilo, když docent Hanus přešel na funkci prezidenta A.S.I. – viz web asicr.cz)

Inženýr Lubomír Junek, narozen 28.9.1960 v Brně po ukončení brněnské Střední průmyslové školy strojnické absolvoval v roce 1984 strojní fakultu VUT Brno, obor chemická a potravinářská zařízení, zaměření pevnostní výpočty MKP. Poté nastoupil do výpočtového oddělení Královopolské strojírny Brno. Zde pracoval jako člen skupiny tlakových aparátů pro jaderné elektrárny a chemický průmysl. Specializace na statické a únavové posouzení komponent jaderných elektráren podle sovětských a amerických standartů a vývoj programů na provádění výpočtů pomocí MKP (metoda konečných prvků). Od roku 1991 pracuje na Ústavu aplikované mechaniky Brno, od r. 1993 vedoucí skupiny Technologická zařízení jaderných elektráren. Zahajuje externí doktorandské studium na vojenské akademii v Brně, které ukončil v r. 1998. V r. 2009 byl jmenován ředitelem a jednatelem ústavu ÚAM Brno, s.r.o.

Ing. Junek je m.j. nositelem státních a grantových úkolů na téma tepelná únava v ja-

derném průmyslu, účastníkem mezinárodních konferencí a seminářů, vedoucí doktorandských prací na ústavu mechaniky VUT Brno.

Ve své práci ve výboru A.S.I. se zaměřuje na další rozvoj rozvíjení a rozšiřování NDT A.S.I. (normativní dokumentace pro JE) i na zlepšování činnosti celé A.S.I.

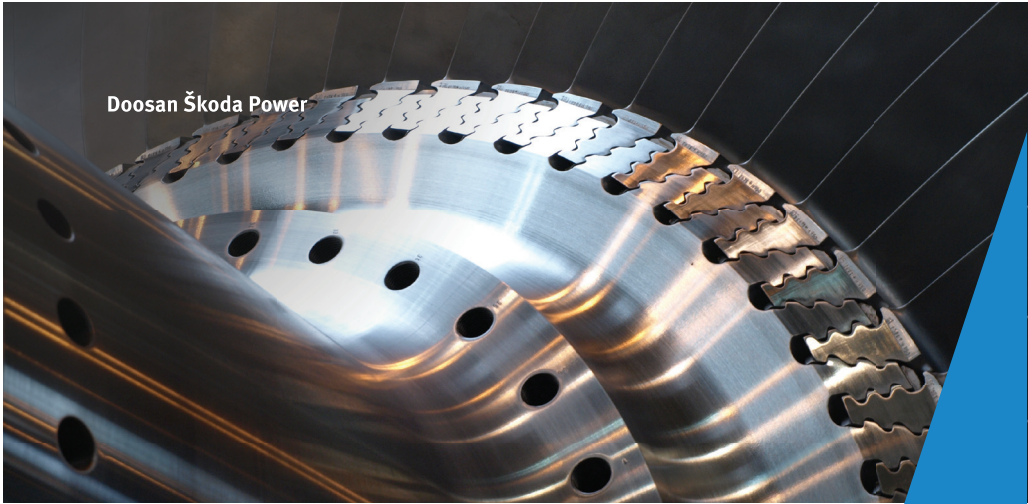
Je ženatý, má dvě dospělé děti, jeho zálibou je sport, lyžování, příroda a cestování.



Skripta ČVUT pro strojaře

Tituly FS ČVUT vydané (a připravené k vydání) v roce 2014						
SEZNAM AUTORŮ	NÁZEV	VYDÁNÍ	FORMÁT	SKUPINA	POČET STRAN	
Bašta, Jiří	Regulace v technice prostředí staveb	1. vydání	B5	Odborná kniha	194	
Zralý, Martin;Plachý, Martin;Stieberová, Barbora;Žáček, Vladimír;Žilka, Miroslav	Management a ekonomika podniku. Sbirka úloh pro cvičení	2. přeprac. vydání	A4	Skripta	218	
Jirků, Dana;Dvořáková, Jana	English for Future Engineers	3. vydání	A4	Skripta	154	
Hofreiter, Milan	Základy automatického řízení	2. dotisk 1. vydání	A4	Skripta	165	
Kožíšek, Jan;Stieberová, Barbora	Statistická a rozhodovací analýza	2. vydání	A4	Skripta	252	
Suchánek, Jan	Eroznívní opotřebení materiálů	1. vydání	B5	Odborná kniha	294	
Herrmann, Leopold	Infinite series & Ordinary differential equations. A concise survey with examples and solved exercises	1. vydání	A4	Skripta	84	
Kračmar, Stanislav;Mráz, František;Neustupa, Jiří	Sbirka příkladů z Matematiky I	1. dotisk 5. přeprac. vydání	A4	Skripta	98	
Neustupa, Jiří	Matematika I	1. dotisk 6. vydání	A4	Skripta	142	
Sobotová, Jana;Čičmárová, Elena;Horník, Jakub;Jeníková, Zdenka	Nauka o materiálu I. a II. Cvičení	1. vydání	A4	Skripta	104	
Achtenová, Gabriela;Baněček, Jan;Kolář, Josef	Převodná ústrojí vozidel. Návrh odstupňování převodovek	1. vydání	A4	Skripta	104	
Neustupa, Jiří	Matematika I	2. dotisk 6. vydání	A4	Skripta	142	
Kračmar, Stanislav;Mráz, František;Neustupa, Jiří	Sbirka příkladů z Matematiky I	2. dotisk 5. přeprac. vydání	A4	Skripta	98	
Pospíchal, Jaroslav	Technické kreslení	4. přeprac. vydání	A4	Skripta	96	
Žáček, Vladimír	Management. Teorie, zásady, praxe	1. vydání	A4	Skripta		
Uruba, Václav	Turbulence	2. přeprac. vydání	A4	Skripta	132	
Drkal, František; Lain, Miloš	Klimatizace	1. vydání	A4	Skripta		
Sochor, Miroslav	Strenght of Materials I	1. dotisk 3. přeprac. vydání	A4	Skripta	209	

Tituly FS ČVUT plánované k vydání v roce 2015				
SEZNAM AUTORŮ	NAZEV	VYDÁNÍ	FORMAT	SKUPINA
Novák, Jaroslav; Novák, Lukáš; Chyský, Jan	Moderní elektrické pohony s pulzním a frekvenčním řízením	1. vydání	B5	Odborná kniha
<p>Kniha se zabývá moderními elektrickými pohony a jejich řízením. Podává ucelený pohled na uvedenou problematiku. Zaměření publikace je především na odbornou uživatelskou veřejnost zabývající se návrhem a servisem pohonů z aplikačního hlediska. Dílo je určeno zejména studentům a absolventům technických škol a pracovníkům z praxe, kteří se zabývají aplikacemi elektrických pohonů především pro průmyslová zařízení.</p>				
Drkal, František; Zmrhal, Vladimír	Větrání	1. dotisk 1. vydání	A4	Skripta
<p>Tepelná pohoda a bilance škodlivin ve větraných a klimatizovaných prostorech. Proudění vzduchu v prostoru, výstky pro přívod a odvod vzduchu. Vzduchotechnické sítě a ventilátory. Vlhký vzduch a jeho úpravy. Zpětné získávání tepla. Tepelná zátěž neklimatizovaných a klimatizovaných prostorů. Přirozené větrání. Místní odsávání. Celkové nucené větrání. Vzduchový klimatizační systém. Větrání a klimatizační systémy.</p>				
Jirout, Tomáš; Krátký, Lukáš	Moderní trendy předúprav biomasy pro intenzifikaci výroby biopaliv 2. generace	1. vydání	A5	Odborná kniha
<p>Kniha přehledně sumarizuje aktuální celosvětové trendy v oblasti předúpravy biomasy s lignocelulózovým základem a detailně se zaměřuje na problematiku mechanické dezintegrace vlhké vláknité biomasy a hydrotermického zpracování suroviny termicko-expanzní předúpravou. Publikace je cenným zdrojem informací nejen jako studijní materiál, ale zejména jako příručka pro projektování a provoz laboratorních, poloprodučních i průmyslových biotechnologických provozů.</p>				



Doosan Škoda Power

Doosan Škoda Power

- Výrobce a dodavatel zařízení a služeb pro energetiku s více než stoletou tradicí výroby parních turbín vlastního designu
- Součást skupiny Doosan

Nabízíme:

Optimální řešení projektů turbosoustrojí, turbínových ostrovů a strojoven parních turbín s parními turbínami 10 až 1200 MW vlastního designu v aplikacích pro:

- Kombinované cykly
- Průmysl
- Fosilní elektrárny včetně superkritických
- Jaderné elektrárny
- Obnovitelné zdroje

Komplexní služby pro naše zákazníky včetně:

- Dlouhodobé údržby
- Modernizací/retrofitů zařízení vlastního designu i zařízení jiných výrobců

Vybrané projekty v realizaci:

- Modernizace nízkotlakových dílů turbín 2×1000 MW - JE Temelín
- Strojovna s parní turbínou 273 MW - PPC Počerady
- Modernizace parní turbíny 160 MW cizího výrobce, Salmisaari - Finsko
- Modernizace vysokotlakových dílů parních turbín 4×262 MW cizího výrobce, JE Loviisa - Finsko
- Turbosoustrojí s parní turbínou ŠKODA 1×320 MW, PPC Hatay - Turecko
- Strojovny s parní turbínou 39 MW, teplárny Lund a Växjö - Švédsko
- Strojovna s parní turbínou 154 MW, teplárna Vartan - Švédsko
- 3×turbosoustrojí od 122 MW do 138 MW pro PPC, IEC - Izrael
- Turbosoustrojí 200 MW, uhelná elektrárna Termotajasero - Kolumbie
- Turbosoustrojí 2×160 MW, uhelná elektrárna Paco - Panama
- Turbínový ostrov 160 MW, PPC s kogenerací Stalowa Wola - Polsko
- Turbosoustrojí 179 MW, PPC, Kelar - Chile

Kontakt:

Doosan Škoda Power s.r.o.

Tylova 1/57, 301 28 Plzeň

Česká republika

Tel.: +420 378 185 000,

Fax: +420 378 185 910

E-mail:

doosanskodapower@doosan.com



www.doosanskoda.com

ANSYS® THE WORD OF SIMULATION

POWER PRECISION PERFORMANCE

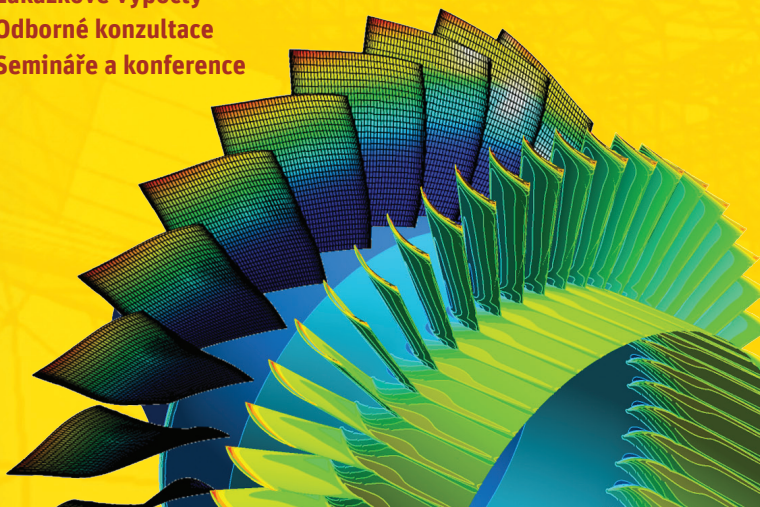
Programy ANSYS Vám přinášejí řešení v následujících oblastech:

- ⊖ Simulace proudění tekutin a teplotních polí
- ⊖ Spalování, chemických reakcí, vícefázového proudění
- ⊖ Lineárních a nelineárních pevnostních analýz
- ⊖ Dynamických analýz a rázových dějů
- ⊖ Aero a vibroakustiky
- ⊖ Elektromagnetismu
- ⊖ Optimalizace a simulace systémů
- ⊖ Technologických procesů - vstřikování, vyfukování, tváření

TechSoft Engineering, spol. s r.o.

Autorizovaný distributor software ANSYS
pro Českou a Slovenskou republiku.

- ⊖ Distribuce Software
- ⊖ Zakázkové výpočty
- ⊖ Odborné konzultace
- ⊖ Semináře a konference



TechSoft Engineering, spol. s r.o. | Na Pankráci 26, 140 00 Praha 4
t.: +420 255 775 000 | e.: info@techsoft-eng.cz | www.techsoft-eng.cz