

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Zpracování experimentálně zjištěných dat z reálné parní turbíny

Autor: Petr Vastl
Vedoucí práce: Pavel Žitek Ing.

Akademický rok 2022/2023

Podklad pro zadání BAKALÁŘSKÉ práce studenta

Jméno a příjmení: **Petr VASTL**
Osobní číslo: **S19B0510P**
Adresa: **Němčice 49, Němčice, 38719 Čestice, Česká republika**

Téma práce: **Zpracování experimentálně zjištěných dat z reálné parní turbíny**
Téma práce anglicky: **Evaluation of experimentally obtained data from real steam turbine**
Jazyk práce: **Čeština**

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Žitek**
Centrum energetického výzkumu

Zásady pro vypracování:

Student zpracuje poskytnutá experimentální data do podoby závislostí a grafů. Budou určeny bezrozměrné proudové parametry posledního stupně a výstupního tělesa. Zpracování naměřených dat bude probíhat automatizovaně, pomocí SW MS Excel nebo jiného.

1. Stručná rešerše literatury na téma experimentální ověřování proudění v reálných turbínách.
2. Schéma měření a měřicí techniky.
3. Určení parametrů posledního stupně parní turbíny na základě měření (tlakové poměry, entalpické spády, reakce, Machova a Reynoldsova čísla, atd.) pro řadu měřených režimů.
4. Diskuze výsledků.

Konzultant BP: Doc. Ing. Michal Hoznedl, Ph.D. (Doosan Škoda Power s.r.o.)

Seznam doporučené literatury:

- Hoznedl M., Sedlák K.: Proudové poměry na posledním stupni a v axiálním výstupním tělese turbíny 209 MW, Výzkumná zpráva Škoda, 2021, VZTP 1151
- Hoznedl M., Sedlák K., Mrózek L., Kolovratník M.: Proudové poměry na posledním stupni a v axiálním výstupním tělese turbíny 35 MW, Výzkumná zpráva Škoda, 2019, VZTP 1145
- Hoznedl M. et al.: Experimental and numerical study of flow and dynamics on LSB at 34 MW steam turbine, Proc. ASME TurboExpo 2020, London, England, GT2020-14280, <https://doi.org/10.1115/GT2020-14280>

Podpis studenta:

Datum:

Podpis vedoucího práce:

Datum:

Podklad pro zadání BAKALÁŘSKÉ práce studenta

Jméno a příjmení: **Petr VASTL**
Osobní číslo: **S19B0510P**
Adresa: **Němčice 49, Němčice, 38719 Čestice, Česká republika**

Téma práce: **Zpracování experimentálně zjištěných dat z reálné parní turbíny**
Téma práce anglicky: **Evaluation of experimentally obtained data from real steam turbine**
Jazyk práce: **Čeština**

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Žitek**
Centrum energetického výzkumu

Zásady pro vypracování:

Student zpracuje poskytnutá experimentální data do podoby závislostí a grafů. Budou určeny bezrozměrné proudové parametry posledního stupně a výstupního tělesa. Zpracování naměřených dat bude probíhat automatizovaně, pomocí SW MS Excel nebo jiného.

1. Stručná rešerše literatury na téma experimentální ověřování proudění v reálných turbínách.
2. Schéma měření a měřicí techniky.
3. Určení parametrů posledního stupně parní turbíny na základě měření (tlakové poměry, entalpické spády, reakce, Machova a Reynoldsova čísla, atd.) pro řadu měřených režimů.
4. Diskuze výsledků.

Konzultant BP: Doc. Ing. Michal Hoznedl, Ph.D. (Doosan Škoda Power s.r.o.)

Seznam doporučené literatury:

- Hoznedl M., Sedlák K.: Proudové poměry na posledním stupni a v axiálním výstupním tělese turbíny 209 MW, Výzkumná zpráva Škoda, 2021, VZTP 1151
- Hoznedl M., Sedlák K., Mrózek L., Kolovratník M.: Proudové poměry na posledním stupni a v axiálním výstupním tělese turbíny 35 MW, Výzkumná zpráva Škoda, 2019, VZTP 1145
- Hoznedl M. et al.: Experimental and numerical study of flow and dynamics on LSB at 34 MW steam turbine, Proc. ASME TurboExpo 2020, London, England, GT2020-14280, <https://doi.org/10.1115/GT2020-14280>

Podpis studenta:

Datum:

Podpis vedoucího práce:

Datum:

Zadání BP

Student zpracuje poskytnutá experimentální data do podoby závislostí a grafů. Budou určeny bezrozměrné proudové parametry posledního stupně a výstupního tělesa. Zpracování naměřených dat bude probíhat automatizovaně, pomocí SW MS Excel nebo jiného.

1. Stručná rešerše literatury na téma experimentální ověření proudění v reálných turbínách.
2. Schéma měření a měřicí techniky.
3. Určení parametrů posledního stupně parní turbíny na základě měření (tlakové poměry, entalpické spády, reakce, Machova a Reynoldsova čísla, atd.) pro řadu měřených režimů.
4. Diskuse výsledků.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Žitkovi a konzultantovi panu Doc. Hoznedlovi, Ph.D., kteří mi poskytly cenné rady, materiály a oporu během realizace této práce. Velký dík jim také patří za ochotu a trpělivost, kterou se mnou měli.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Petr	Jméno Vastl	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 - Strojní inženýrství		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST – KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Zpracování experimentálně zjištěných dat z reálné parní turbíny		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	103	TEXTOVÁ ČÁST	62	GRAFICKÁ ČÁST	41
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje přehled o parní turbíně, posledním stupni a difuzoru. Zabývá se rešerší literatury na téma experimentální ověřování proudění a popis měřících zařízení použitých během experimentu. Z naměřených dat jsou statisticky stanoveny hodnoty použité k určení parametrů posledního stupně parní turbíny. Výsledky zpracování jsou vyhodnoceny ve formě tabulek a tlaků.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Poslední stupeň, difuzor, entalpický spád, reakce, tlakové poměry, Machovo číslo, Reynoldsovo číslo</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Vastl	Name Petr	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Žitek	Name Pavel	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Evaluation of experimentally obtained data from real steam turbine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	103	TEXT PART	62	GRAPHICAL PART	41
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis includes an overview of the steam turbine, last stage blade, and diffuser. It deals with the literature search on the subject of experimental validation of flow and a description of the measuring devices used during the experiment. Measured data are used to statically determine values for evaluating the parameters of the last stage blade of the steam turbine. The results are evaluated in the form of tables and graphs.</p>
KEY WORDS	<p>Last stage blade, diffuser, enthalpic gradient, reaction of the last stage, pressure ratios, Mach number, Reynolds number</p>

Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	3
Úvod.....	4
1. Parní turbína a poslední stupeň	5
1.1. Kondenzační turbína.....	5
1.2. Lopatky.....	7
1.3. Výstupní těleso	9
1.4. Poslední stupeň.....	10
1.5. Výpočtové vztahy	12
2. Rešerše literatury experimentálního ověřování proudění v reálných turbínách.....	14
2.1. Mitsubishi Power.....	15
2.2. Doosan Škoda Power (DSPW).....	15
2.3. Siemens.....	16
2.4. Man Turbo	17
2.5. GE Power.....	18
2.6. Toshiba	18
2.7. Ansaldo Energia	19
2.8. Západočeská Univerzita v Plzni (ZČU).....	20
2.9. České vysoké učení technické v Praze (ČVUT).....	20
3. Schéma měření a měřicí techniky	21
3.1. Statické tlaky	22
3.1.1. Princip čidla.....	22
3.1.2. Ústředna Netscanner 9022	24
3.2. Teploty.....	24
3.2.1. Princip odporových teploměrů	25
3.2.2. Zapojení odporových snímačů	26
3.2.3. Kalibrace Teplot.....	26
3.2.4. Kalibrační pece.....	27
4. Statistické zpracování naměřených dat	28
4.1. Předběžné posouzení naměřených dat.....	28
4.1.1. Dle celkových grafů všech teplot a tlaků	28
4.1.2. Posouzení dle jednotlivých grafů tlaků a teplot	28
4.2. Reprezentativnost dat	28
4.2.1. Určení pravděpodobnostního rozdělení	28
4.2.2. Přítomnost odlehklých a extrémních hodnot.....	31

4.2.3.	Vzájemná nezávislost prvků výběru	32
4.2.4.	Závěr o reprezentativnosti dat	33
4.3.	Vzájemná závislost jednotlivých měření	33
4.4.	Vyhodnocení statistické analýzy	34
5.	Výpočet výsledků	35
5.1.	Postup výpočtů	35
5.2.	Výsledky	37
6.	Vyhodnocení	38
6.1.	Tlaky a teploty po délce turbíny	38
6.2.	Vyhodnocení ze statistických charakteristik polohy hodnot	39
6.3.	Vyhodnocení z průměru a velikosti rozptýlení hodnot	40
6.3.1.	Entalpický spády	40
6.3.2.	Reakce stupně	40
6.3.3.	Isoentropická rychlost	41
6.3.4.	Tlakové poměry stupně	42
6.3.5.	Machova čísla	42
6.3.6.	Reynoldsovo číslo	43
6.4.	Využití dat	44
6.5.	Celkové vyhodnocení	45
	Závěr	46
	Seznam použité literatury	47
	Seznam a zdroje obrázků	55
	Seznam tabulek	56
	Seznam grafů	56
	Seznam příloh	56

Přehled použitých zkratk a symbolů

c	[m/s]	rychlost páry
c_{is}	[m/s]	isoentropická rychlost páry
b_r	[mm]	délka tětiny oběžných lopatek na patě
b_t	[mm]	délka tětiny oběžných lopatek na špičce
$\beta_{RL}, \beta_{OL}, \beta_{st}$	[-]	tlakový poměr přes rozváděcí lopatky, oběžné lopatky, stupeň
β^*	[-]	kritický tlakový poměr
h	[kJ/kg]	entalpie
$\overline{H_0}$	[kJ/kg]	entalpický spád stupně
H_{OR}	[kJ/kg]	entalpický spád rotorových lopatek
H_{OS}	[kJ/kg]	entalpický spád statorových lopatek
Ma	[-]	Machovo číslo
μ	[kg/m·s]	dynamická viskozita
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
κ	[-]	Poissonova konstanta
ρ	[-]	reakce stupně
ρ_1, ρ_2	[-]	hustota páry za rozváděcími lopatkami, oběžnými lopatkami
p	[Pa]	tlak
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[kJ/kg·K]	entropie
t_{RL}	[mm]	Rozteč rozváděcích lopatek na středu
v	[m ³ /kg]	měrný objem

Úvod

Cílem této bakalářské práce je stanovit parametry posledního stupně parní turbíny. Práce pojednává o zpracování teplot a tlaků naměřených v oblasti posledního stupně a difuzoru parní turbíny s výkonem 209 MW.

Data byla naměřena společností Doosan Škoda Power, která se výrobou parních turbín zabývá. Doosan Škoda Power vyvíjí turbíny už téměř 120 let a za historii vývoje prošly jejich turbíny řadou inovací. Velká část vývoje a mnoho zlepšení se zakládá právě na experimentech.

V práci je uveden přehled nejzajímavější studií zabývajících se experimentálním ověřováním proudění v parních turbínách. K snadnějšímu porozumění studií je do práce uveden také přehled o parní turbíně, proudění v lopátkách, posledním stupni a difuzoru. Dále je uveden popis a princip měřících zařízení použitých během měření. Zbytek práce je věnován zpracování naměřených dat a jejich vyhodnocení, nejprve ze statického hlediska, poté z hlediska výpočtů neznámých parametrů páry při průchodu posledním stupněm turbíny. Určením parametrů posledního stupně se rozumí výpočet entalpických spádů, reakcí stupně, tlakových poměrů nebo Machových a Reynoldsových čísel.

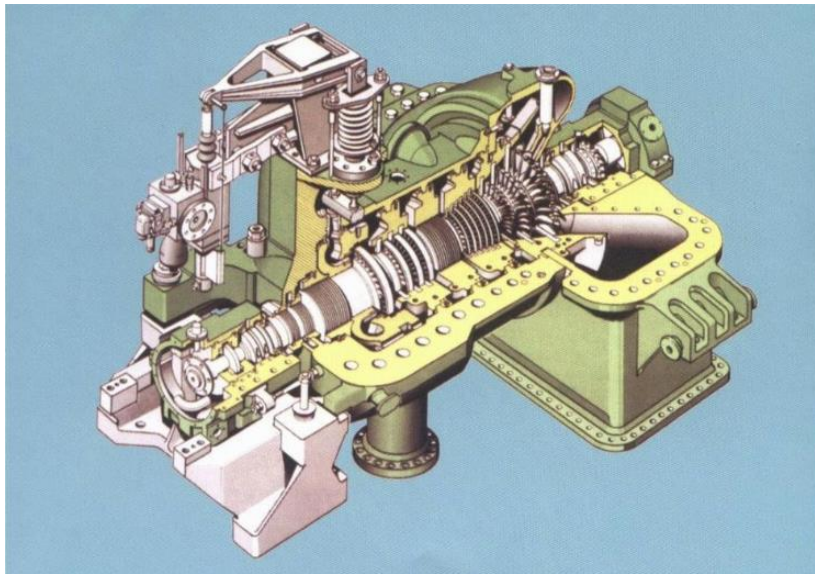
Naměřená data a jejich následné zpracování mohou sloužit k nastavení a validování simulačních softwarů sloužících k předpovědi proudění páry v turbíně. Programy jsou využity při návrzích a konstrukci nových turbín.

Dnešní doba je závislá na energii více než kterákoliv předchozí a odběr elektrické energie je stále vyšší a žádanější. I proto je na vývoj a výzkum v odvětví energetiky kladený čím dál větší důraz. Snaha je vyrábět taková zařízení, která budou co nejúčinnější a jeho ztráty budou minimální. Dalším důležitým důvodem je produkce skleníkových plynů. Výroba elektrické energie je téměř ze dvou třetin příčinou celosvětové produkce CO₂. Dopady globálního oteplování a změny klimatu jsou vidět už dnes. Chceme-li zmírnit budoucí přírodní katastrofy, je nutné uzpůsobit energetický sektor změně. Efektivita elektráren a jejich zařízení je v tomto ohledu klíčová. Experimenty a měření mohou výrazně přispět zvyšování efektivity elektrárenských zařízení, jako například parních turbín.

1. Parní turbína a poslední stupeň

První část práce je zaměřena na stručný přehled o parní turbíně, důležitost koncových stupňů a porozumění dané problematice. Přehled je soustředěn na kondenzační turbínu, protože na ni jsou naměřena data zpracovávající se v dalších částí.

Parní turbína je točivý lopatkový stroj převádějící tlakovou energii na kinetickou, jinak řečeno převádějící tepelnou energii na mechanickou – rotační. Pára proudí skrz turbínu, působí silou na oběžné lopatky a roztáčí rotor. Turbíny se konstruují v různých provedeních a obvykle jsou definovány výkonem, otáčkami, počtem stupňů, vstupními a výstupními parametry páry. Historie jejího používání je více než 130 let a za tu dobu prošla řadou vylepšení. Využívat se začala, protože její účinnost předčila účinnost parního stroje.



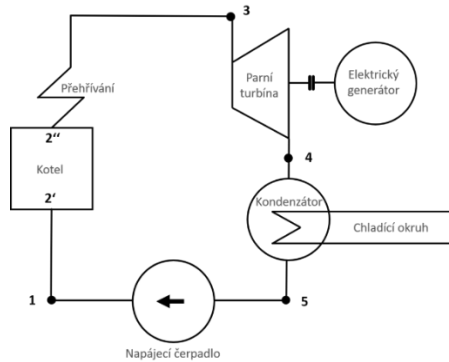
Obrázek 1 - Parní turbína [1]

1.1. Kondenzační turbína

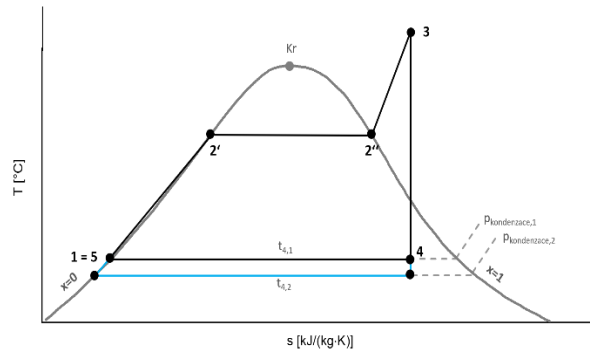
Kondenzační turbínu lze nejčastěji nalézt v elektrárnách, kde je snaha všechnu energii páry přeměnit na elektřinu. Typ kondenzační turbíny, jak už z názvu vypovídá, má za turbínou umístěný kondenzátor a vyznačuje se nízkou teplotou a tlakem na výstupu. Tyto parametry jsou způsobeny hlubokým podtlakem v kondenzátoru neboli vakuem o hodnotách 3 až 30 kPa způsobené teplotou a průtokem chladicí vody protékající kondenzátorem. [2] Teplota chladicí vody v místě instalování elektrárny určuje podmínky v kondenzátoru, jeho velikost a má značný vliv na účinnost celé elektrárny. Teplota páry na vstupu do kondenzátoru se pohybuje od 24°C do 70°C. Při těchto parametrech se jedná o páru mokrou.

Elektrárna pracuje na principu Rankin-Clausiova cyklu (obrázek 2). Tepelná účinnost cyklu je vyjádřena jako podíl vykonané práce a přivedeného tepla (viz vzorec 2.1). Přivedené teplo v kotli - q_p lze vyjádřit v T-s digramu (obrázek 3) jako plochu pod křivkou od bodu 1 až po bod 3. Vykonaná práce je rozdíl přivedeného a odvedeného tepla, kde se odvedené teplo - q_o vyjadřuje jako plocha pod úsečkou bodů 4 a 5. Z tohoto principu vychází, že snížili-li se teplota kondenzace (tlak v kondenzátoru) zvýší se tím účinnost cyklu. Prodlouží-li se tedy expanze v turbíně, zvýší se účinnost celé elektrárny. Ve skutečnosti nedochází v turbíně k izoentropické expanzi jako na obrázku 3, ale vlivem ztrát, např. ztrát proudění, je bod 4 posunut mírně doprava.

$$\eta = \frac{a}{q_p} = 1 - \frac{q_p - |q_o|}{q_p} \quad (1.1)$$



Obrázek 3 - Schéma tepelné elektrárny [3]



Obrázek 2 - Rankin-Clausiusův cyklus v T-s diagramu [3]

Poznámka: T-s diagram je zjednodušený a zvýšení tlaku v napájecím čerpadle mezi body 1 a 5 je zde zanedbáno. V turbínovém odvětví je někdy entalpie označována písmenem i .

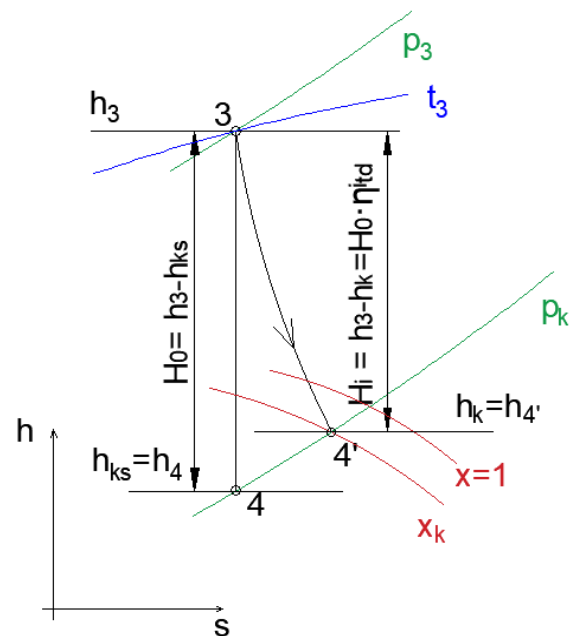
Expanzní křivka mezi body 3 a 4 se nazývá entalpický spád nebo také tepelný spád a je detailně zobrazena v h-s diagramu na obrázku 4. Bod 3 představuje vstup do turbíny a je určen tlakem p_3 a teplotou t_3 , bod 4 - výstup z turbíny při ideálním izoentropickém tepelném spádu H_0 . Bod 4' znázorňuje skutečné ukončení expanze a křivka 3-4' skutečný tepelný spád H_i daný účinností turbíny η_{td}^i . Expanze končí pod mezní křivkou sytosti se suchostí mokré páry x_K . Tepelný spád H_i udává technickou práci tepelného cyklu a výkon turbíny je určen:

$$P = \dot{m} \cdot a_t = \dot{m} \cdot H_0 \cdot \eta_{td}^i = \dot{m} \cdot H_i = \dot{m} \cdot (h_3 - h_K) \quad (1.2)$$

, kde \dot{m} je hmotnostní průtok páry turbínou.

Expanzní křivka se skládá z několika menších expanzních křivek jako na obrázku 5 znázorňující expanzi v jednotlivých stupních.

Generovaná pára ze zdroje o vysokých parametrech označována jako admisní vstupuje do turbíny a reakcí z měnicího směru proudění v jednotlivých stupních předává energii lopatkám rotoru. Pára proudí v jednotlivých stupních, které se skládají ze satorových a rotorových mříží. Satorové mezilopátkové kanály mohou být konstruovány jako zužující se (konvergentní) nebo ojedinele jako Lavalovy (konvergentně-divergentní) dýzy. V mezilopátkových kanálech dochází k expanzi páry. Průřez kanálu se zmenšuje a dochází ke zvyšování rychlosti – rovnice kontinuity. Z Bernoulliho rovnice musí dojít ke snížení tlaku, které zapříčiní expanzi páry a pokles teploty (zjednodušený popis). Měrný objem páry roste, proto se průřez po délce turbíny zvětšuje, a proto turbínová skříň má tvar difuzoru. Lopatky se po délce turbíny prodlužují. Pára na oběžné lopatky dopadá v obvodovém směru pod optimálním úhlem (obvykle 12° až 15°) díky tvaru a zakřivení rozváděcích lopatek. Každý stupeň zpracovává určitý entalpický spád



Obrázek 4 - Expanzní křivka páry v turbíně v h-s diagramu (entalpický nebo-li tepelný spád)

charakterizující rozdíl energií páry na vstupu a výstupu ze stupně způsobeném předanou energií rotoru, zvýšením rychlosti páry a ztrátám při proudění.

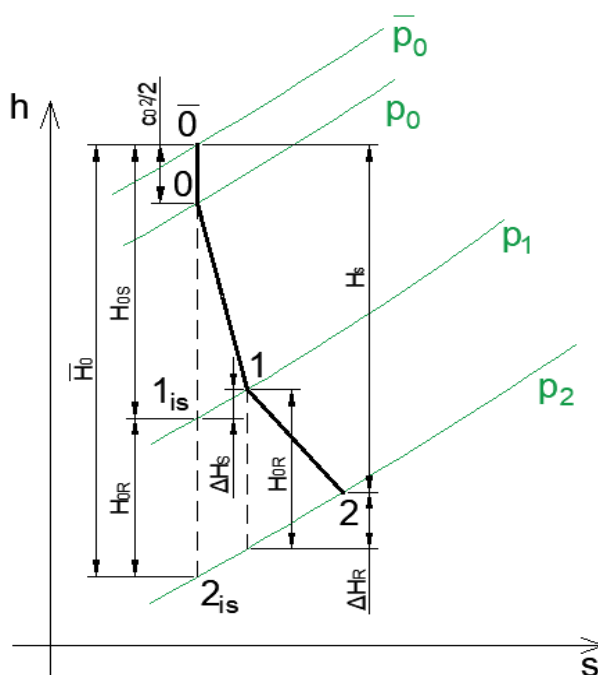
1.2. Lopatky

Lopatkování může být přetlakové nebo rovnotlaké, kdy se jednotlivé typy rozlišují tzv. reakcí stupně - ρ definovanou jako poměr entalpického spádu zpracovaném rotorovými lopatkami - H_{0R} a entalpického spádu zpracovaném celým stupněm - \bar{H}_0 při uvažování beze ztrát, a tedy izoentropickém ději (obrázek 5).

$$\rho = \frac{H_{0R}}{H_{0R} + H_{0S}} = \frac{H_{0R}}{\bar{H}_0} \quad (1.3)$$

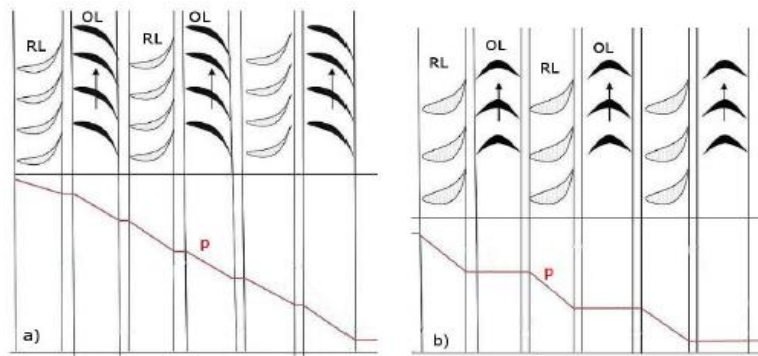
Na obrázku 5 je zobrazena expanze páry v jednom stupni. Úsečka mezi body $\bar{0}$ a 0 představuje kinetickou energii páry na vstupu do rozváděcích lopatek (RL). Je uvažována tehdy, pokud není možné vstupní rychlost c_0 zanedbat. Skutečný tepelný spád - H_S vyjadřuje mechanickou práci stupně, H_{0S} je tepelný spád zpracovaný statorovými lopatkami a ΔH_S a ΔH_R jsou ztráty oproti ideální izoentropické expanzi. Bod 0 označuje vstup do RL, bod 1 vstup do oběžných a bod 2 výstup z oběžných lopatek (OL).

Rovnotlaké stupně - akční jsou charakterizovány nulovou reakcí stupně. Ve skutečnosti se jejich patní reakce pohybuje v hodnotách $\rho = 0,05$ až $0,25$ a tlak před a za oběžným kolem je téměř stejný. Expanze páry probíhá pouze v rozváděcích lopatkách, proto mezilopátkový kanál oběžných lopatek má stálý průřez. V rotorovém kole se proud páry urychluje jen málo, ale je hodně zakřiven. Zakřivení způsobí předání kinetické energie a pokles absolutní rychlosti páry. Typickým znakem je uložení rozváděcích lopatek v rozváděcím kole a oběžné lopatky jsou připevněné na disku, se kterým tvoří oběžné kolo. Stejný tlak před a za oběžným kolem netlačí páru mimo lopatky a vůle mezi OL a statorem může být relativně větší. K lepšímu vyrovnání tlaku před a za oběžným kolem slouží otvory vyvrtné v disku (viz obrázek 7). Mezi rovnotlaké stupně se řadí i Curtisovo kolo (C-kolo) schopné zpracovávat velké entalpické spády umístěné na začátku celé turbíny. [3]

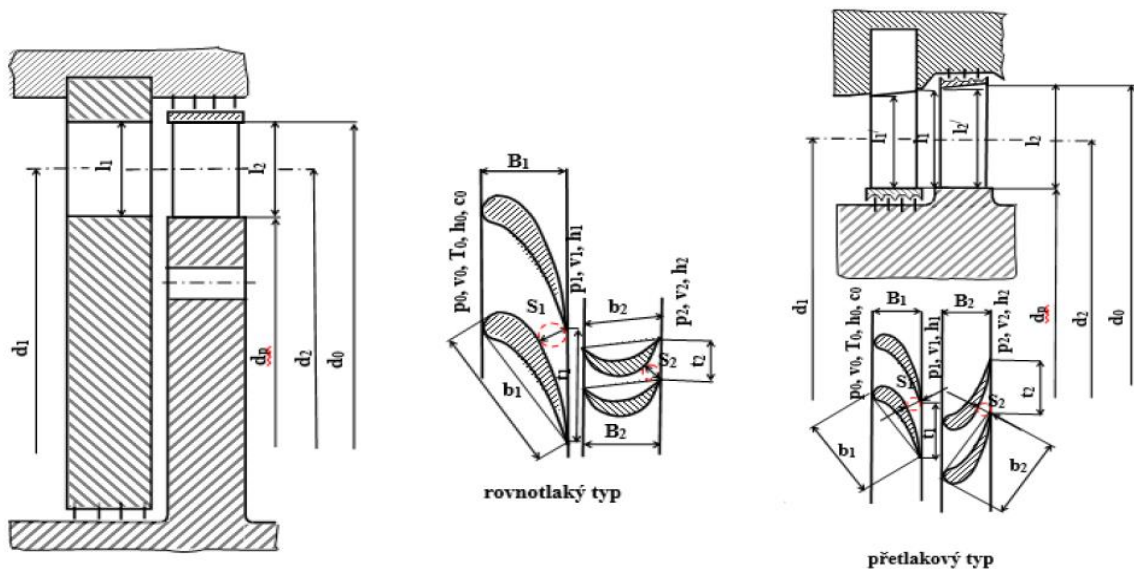


Obrázek 5 - Expanzní křivka páry v turbínovém stupni v h-s diagramu

Přetlakové stupně, tzv. reakční, se vyznačují reakcí stupně okolo $\rho \approx 0,5$. Profil oběžných lopatek je navrhován jako zužující se dýza, takže tlak páry při průchodu rotorovou mříží klesá a relativní rychlost páry roste. Geometrie profilů OL a RL si je velmi podobná a často profily mají jednotné rozměry. Charakteristické je usazení RL přímo do tělesa turbíny. Oběžné lopatky jsou zasazeny v rotoru s bubnovým uspořádáním. Z důvodu schopnosti zpracovávat malé entalpické spády je přetlakové lopatkování použito u koncových stupňů. Poslední dobou je přetlakové lopatkování více rozšířené, kvůli jeho vyšší účinnosti a dostupnějším možnostem výroby. [3]

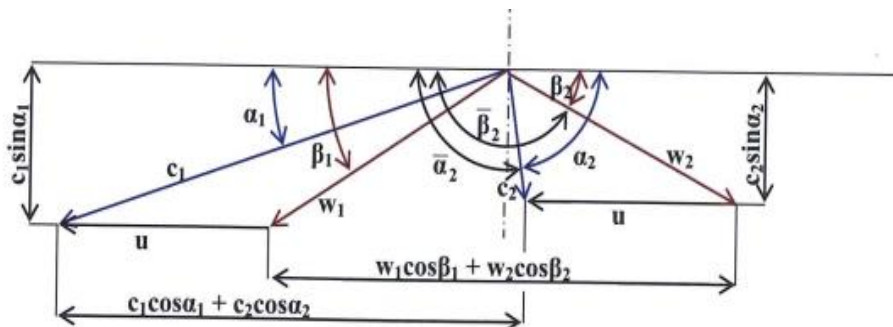


Obrázek 6 - Porovnání přetlakového(a) a rovnotlakého stupně (b) [4]

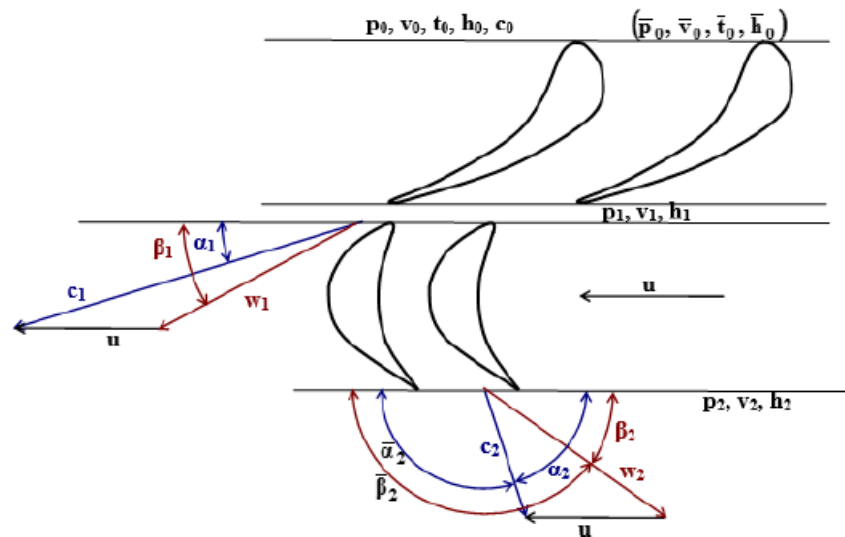


Obrázek 7 - Průtočné části a profily lopkových mříží turbínového stupně [5]

S lopkami se pojí i častý výraz „rychlostní trojúhelníky“. Pára vstupuje do rozváděcích mezilopkových kanálů s rychlostí označovanou c_0 , vystupuje s rychlostí c_1 a vystupuje z kanálů oběžných lopatek s rychlostí c_2 . Rychlost c je nazývána absolutní. Nechá se rozložit jako vektorový součet dvou dalších složek rychlosti a to na relativní rychlost w a obvodovou rychlost u . Relativní rychlost si lze představit jako rychlost, která je vidět „sedí-li“ pozorovatel na rotujících lopkách a sleduje proud páry. V lopkových strojích se používá válcová soustava souřadnic – axiální, radiální a obvodový směr. Absolutní a relativní rychlosti lze rozložit do těchto tří souřadnic, kdežto obvodová rychlost je kolmá k ose rotoru stroje a je funkcí uvažovaného poloměru na lopatce a úhlové rychlosti. S rychlostmi souvisí i úhly vstupující a vystupující páry z a do lopatek viz obrázek 8. [6]



Obrázek 8 - rychlostní trojúhelníky [6]

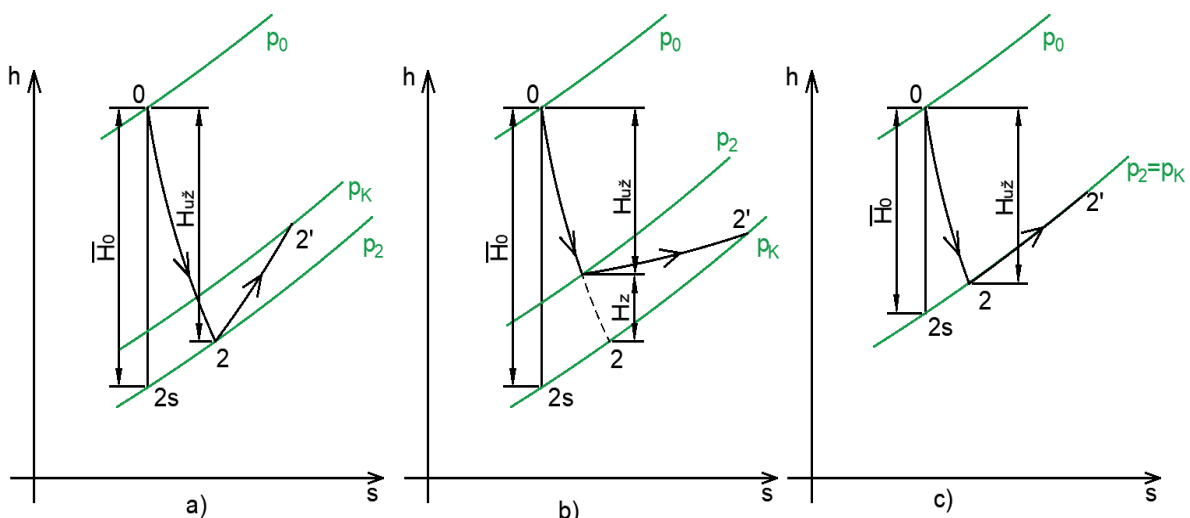


Obrázek 9 - rychlostní trojúhelníky na profilů lopatek rovnotlakého stupně [5]

1.3. Výstupní těleso

Za posledním stupněm turbíny je umístěné výstupní těleso, které odvádí páru do kondenzátoru. Výstupní těleso má tvar difuzoru a má velký vliv na účinnost posledního stupně a celé turbíny. Právě výstupní těleso určuje konec expanze a velikost zpracovaného tepelného spádu. Dochází uvnitř k přeměně zbylé kinetické energie proudu na energii potenciální.

Vhodný návrh má za úkol snížit tlak na výstupu z posledního stupně a minimalizovat ztráty vznikající prouděním. Difuzor je rozšiřující se dýza, tzn. že na vstupu by měl být tlak nižší než na výstupu. Tento předpoklad je ale ovlivněn energetickými ztrátami a při nenominálních prozvozech může tlak na výstupu z posledního stupně vzrůst na hodnotu tlaku v kondenzátoru nebo i vyšší. V difuzoru mohou tak nastat tři situace zobrazené na obrázku 10. Pracuje-li difuzor správně a jsou nízké ztráty, tak tlak na výstupu z posledního stupně je nižší než je tlak na výstupu z difuzoru (= tlak v kondenzátoru). Tímto způsobem je možné plně využít potenciál tepelného spádu $H_{už}$ viz situace a). Situace b) a c) představují stavy, kdy je tlak na výstupu z difuzoru nižší než na vstupu, nebo stejný a je tak ztracena část tepelného spádu. Symbol H_z označuje ztracený tepelný spád.



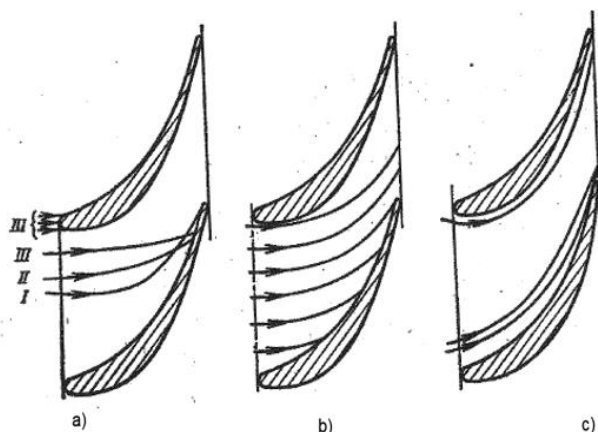
Obrázek 10 - Možné rozložení tlaku na posledním stupni a difuzoru a s tím spojený entalpický spád

Jak bylo výše uvedeno, v difuzoru je tlak blízký tlaku v kondenzátoru, a tedy velmi nízký (hluboký podtlak). To znamená, že z vnějšího prostředí působí na výstupní těleso atmosférický tlak a snaží se těleso zbortit. Z tohoto důvodu podepírají stěny tělesa vzpěry. Vzpěry jsou další překážkou v proudění páry a mají vliv na ztráty v difuzoru. Se ztrátami proudění se pojí mnoho dalších faktorů jako například časté umístění kondenzátoru pod turbínou, obtékání stojanu s ložiskem nebo ztráty odtržením mezní vrstvy na vnitřních stěnách difuzoru a následného vířivého proudění. Minimalizací ztrát je možné více prodloužit křivku entalpického spádu. [7], [8]

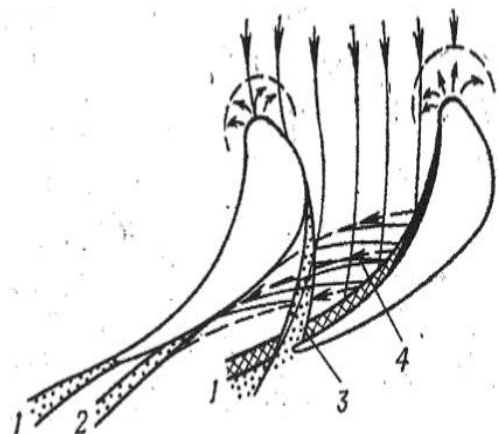
1.4. Poslední stupeň

Poslední stupně kondenzačních turbín pracují s mokrou nebo sytou párou a kvůli velkému měrnému objemu páry jsou lopatky nejdelší z celé turbíny. Délka může u některých velmi výkonných elektráren (obvykle jaderných) dosahovat i 1500 mm. Při otáčkách nejčastěji 3000 min^{-1} a 3600 min^{-1} jsou lopatky namáhány odstředivou silou někdy až stovek tun. Lopatky musí být jednak velmi pevné, ale také vhodně tvarované k získání energie z páry. V souhrnu jsou lopatky namáhány mnoha faktory - odstředivou silou, vibracemi, silou od průtoku páry nebo účinky mokré páry.

Lopátkové mříže jsou obtékány mokrou parou definovanou teplotou nebo tlakem a suchostí. Od těchto parametrů se odvíjí i její složení. Mokrý pára je dvoufázový stav vody, kdy se voda vyskytuje v kapalně i plynné fázi. Kapalnou fázi můžeme nalézt ve formě vodních kapek (hrubý disperzní stav), mlhy (jemný disperzní stav) nebo v podobě vodního filmu na povrchu lopatek. Disperze kapalně fáze se určuje středním průměrem kapek d_k . Ve skutečnosti se kapičky v páře vyskytují v různých velikostech a oproti plynné fázi mají rozdílné směry i rychlosti proudění. Jemné kapičky (menší než 1 až $5 \mu\text{m}$) sledují hlavní proud páry a neodchylují se od jeho proudnic. Naproti tomu, s rostoucí velikostí kapky se směr i rychlost kapky značně odchyluje od hlavního proudu a často dochází k jejich rozpadu. V rozváděcí lopátkové mříži se na profilech vytváří vodní film a to převážně na přetlakové (vyduté) straně lopatek. Vlivem dopadu ostatních kapek na film dochází k odtržení filmu od stěny. Kapalina se může zformovat do kapek větší velikosti a být nebezpečná pro erozi oběžných lopatek. Proudění mokré páry má obecně za následek ztráty jako je tření mezi oběma fázemi, urychlování kapek doprovázející ztrátu energie nebo zvýšení zavíření proudu. [3], [6]



Obrázek 12 - Trajektorie vodních kapek mezi RL a) kapky různé velikosti na vstupu: I - $d_k = 2 \mu\text{m}$; II - $d_k = 20 \mu\text{m}$; III - $d_k = 200 \mu\text{m}$; b) kapky stejného průměru $d_k = 10 \mu\text{m}$; c) kapky $d_k < 1 \mu\text{m}$, [6]

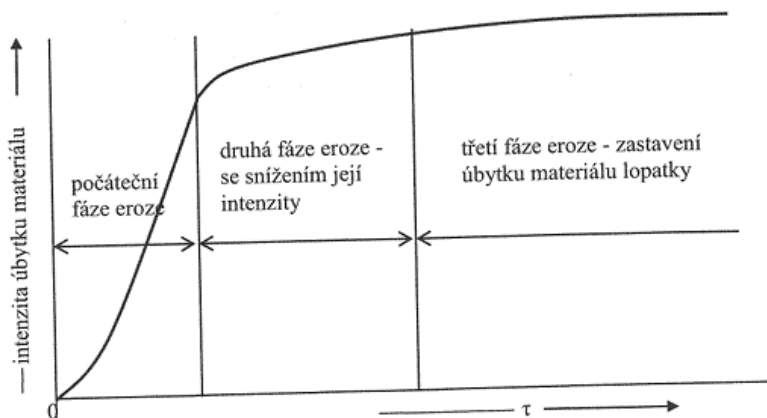


Obrázek 11 - Pohyb částic kapaliny v mezilopátkovém kanálu rozváděcí mříže, 1 - oblast proudu kapek za odtokovou hranou, 2 a 3 - odtrhávající se proudy kapek; 4 - odražený proud kapek [6]

Pokud je pára přehřátá těsně nad mezní křivkou sytosti a během průchodu lopatkovou mříží dochází k expanzi, pak při vysokých rychlostech páry kondenzace nenastane ihned. Pára je v této chvíli v tzv. podchlazeném stavu (nestabilním) a v okamžiku vzniku kapalně fáze může přejít do termodynamicky rovnovážného stavu. Začátek kondenzace závisí na hodnotě tzv. rychlosti expanze \dot{p} a souvisí s tvarem a velikostí lopatkování, tlaku a proudových parametrech páry. Podchlazená pára má menší objem, vykonává méně práce a tento úbytek práce v porovnání s párou v rovnovážném stavu se nazývá ztráta podchlazením. [3], [6]

Popsání chování mokré páry při průchodu lopatkovými mřížemi je obecně velmi složitý proces. V dnešní době existují různé numerické metody k nasimulování proudění mokré páry, prakticky ale stále neexistuje model, který by byl schopen popsat a obsáhnout všechny jevy.

Oběžné lopatky jsou navrhovány pro výstupní úhel páry z rozváděcích lopatek β_1 . Vzhledem k odlišnému směru proudění kapiček vody (pod větším úhlem než β_1) je náběžná hrana OL „ostřelována“ těmito kapičkami a dochází k erozi (podobně jako na obrázku 11). Eroze začíná mikroskopickým rozrušováním materiálu, trhlinkami a přechází do vymílání kovu z povrchu. Poškození se zvětšuje od paty ke špičce lopatky, kvůli zvyšující se obvodové rychlosti, zvyšující se vlhkosti a nárůstu rozdílu vstupních úhlů do OL páry a kapek. Nejnepříznivější jsou kapičky velkých rozměrů (10 až 500 μm). Eroze značně mění pevnostní a vibrační charakteristiky lopatek a v nejhorších případech při velké erozi může dojít k odtržení části lopatky. Rychlost eroze závisí na kinetické energii kapek, jejich velikosti a šířce mezery mezi RL a OL. V důsledku rozpadu kapek platí, že čím větší je mezera mezi mřížemi, tím menší je eroze. Porušení povrchu lopatek se mění s časem a je nejintenzivnější v první fázi provozu turbíny, viz obrázek 14. S erozí lopatek pak souvisí častější kontrola, údržba nebo výměna lopatek, které brzdí chod celé elektrárny. Při návrhu lopatek je potřeba počítat s touto erozí a zahrnout opatření k její minimalizaci. [3]



Obrázek 14 - Intenzita eroze lopatky turbíny v čase provozu (2) [6]

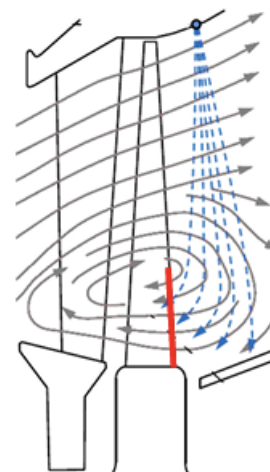


Obrázek 13 - Eroze náběžné hrany na špičce poslední lopatky [9]

Eroze lopatek nemusí vznikat jen na náběžných hranách OL. Poslední dobou s přibývajícím obnovitelnými zdroji v síti rostou nároky na flexibilitu tepelných elektráren a parních turbín. To vede k častějším režimům ventilace, tedy režimu, kdy průtok páry turbínou je značně pod průtokem, pro který byla turbína navržena. V tomto stavu není jednoznačný směr proudění páry, protože patní část posledních lopatek může fungovat jako ventilátor a dochází ke zpětnému proudění, viz obrázek 15. Pokud turbínou stále malé množství páry protéká jsou kapičky vody strhávány zpětným proudem a dopadají na výstupní hranu OL, což vede k tzv. zpětné erozi. Zpětná eroze nastává i z důvodu potřeby chlazení. Zadní část turbíny už není roztáčena párou, negeneruje potřebný výkon a naopak spotřebovává výkon vyrobený přední částí turbíny. Malý průtok páry a vysoká rychlost lopatek způsobí tření páry o lopatky a tvorbu tepla. Vysoká rychlost rotujících lopatek generuje značné teplo a zadní část turbíny se ohřívá

(při normálním provozu dochází k odvodu tepla proudící párou). Vzniká tepelné namáhání a je potřeba konec turbíny chladit. Spustí se vodní „sprcha“. Z důvodu zpětného proudění dopadá chladicí voda i na výstupní hranu OL posledního stupně a spouští se eroze. Tento režim není dlouhodobě udržitelný a značně snižuje životnost lopatek. Je možné ho provozovat maximálně v řádu stovek hodin. Patní část je odstředivou silou nejvíce namáhána a malé narušení materiálu může vést k odtržení celé lopatky. Ochrana zpětné eroze není stále vyřešena a jediným způsobem snížení dopadů je monitorování problematických režimů provozu, častější endoskopická kontrola a případné přelopatkování. [9]

K omezení účinků eroze se přistupuje aktivní a pasivní ochranou. Aktivním způsobem se z praktického hlediska jedná o snižování vstupního tlaku a zvyšování vstupní teploty, odvod vlhkosti před OL např. odsáváním vodního filmu z povrchu RL, zvětšení osové mezery mezi rozváděcí a oběžnou mříží nebo záměrně zdrsnění povrchu a radiální drážkování OL v místech předpokládané eroze (v nerovnostech se vytváří vodní polštář, který tlumí nárazy dopadajících kapek). Do pasivní ochrany spadá použití vhodných lopatkových materiálů (nerozavějící ocele, titanové slitiny), připájení stelitových plátků na náběžné hrany, laserové kalení, nanosení hydrofobních vrstev na RL (voda neulpívá na povrchu a nevytváří se vodní film) nebo PVD povlaky. [3]



Obrázek 15 - Zpětné proudění a chlazení turbíny [9]

1.5. Výpočtové vztahy

Vyhodnocením naměřených tlaků a teplot se rozumí: určení entalpických isoentropických spádů, Machových čísel, reakcí stupně, Reynoldsových čísel a tlakových poměrů. Během návrhu turbín slouží tyto parametry jako charakteristické a pomocné, nikoli reálné. Výpočtové vztahy jsou odvozeny pro výpočet proudění zužující se dýzou. Výsledky lze poté uvažovat jako hodnoty, které by nastaly při proudění v zužující se dýze. Pokud se například jedná o isoentropickou rychlost, je nutné výsledky chápat jako hodnotu rychlosti, která by nastala při proudění páry dýzou s rozdílem entalpií na vstupu a výstupu při ideálním bezztrátovém proudění. Naměřená data při experimentálním měření jsou pouze statické tlaky a teploty, které jsou nedostatečnými parametry pro přesné výpočty, obzvláště na posledním stupni, kde se vyskytuje mokrá pára.

Výchozí vztahy jsou odvozeny z rovnice zachování energie pro stacionární proudění dýzou v diferencním tvaru (rovnice 2.4) [3]. Při průchodu dýzou pára nevykonává žádnou práci a uvažuje se adiabatický děj (bez výměny tepla s okolím) - $da = 0, dq = 0$. Rovnice se zjednoduší na tvar rovnice 2.5, který lze následně snadno integrovat.

$$dq = dh + cdc + da \quad (1.4)$$

$$dh = -cdc \quad (1.5)$$

$$\int_0^1 dh = \int_1^0 cdc \quad (1.6)$$

$$h_0 - h_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \quad (1.7)$$

Vztah 2.6 je integrován od vstupu až po výstup z dýzy. Rovnice 2.7 vyjadřuje, změnu entalpie páry danou změnou kinetické energie. Rozdíl entalpií páry lze v tomto případě přepsat jako

entalpický spád přes lopatky a změnu kinetické energie jako isoentropickou rychlost (viz rovnice 2.8).

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = H_0 \quad (1.8)$$

$$c_{is} = \sqrt{2 \cdot H_0} \quad (1.9)$$

Machovo číslo lze určit pomocí statických tlaků ze vztahu vycházející z rovnice zachování hybnosti pro jednorozměrné proudění v kanálu s měnícím se průřezem (viz rovnice 2.12) a rovnice pro isoentropické proudění (rovnice 2.10) [3]. Pro případ isoentropického proudění vypadne z rovnice 2.12 člen představující průběh třecích sil ($F = 0$) a rovnice se zjednoduší na tvar 2.13.

Rovnice isoentropy:

$$p_0 \cdot v_0^\kappa = p \cdot v^\kappa \quad (1.10)$$

$$v = v_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1.11)$$

Rovnice zachování hybnosti:

$$-vdp - Fdx = cdc \quad (1.12)$$

$$cdc = -vdp \quad (1.13)$$

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \int_1^0 vdp \quad (1.14)$$

Dosazením rovnice 2.11 do 2.14:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = v_0 \cdot p_0^{\frac{1}{\kappa}} \int_{p_1}^{p_0} p^{-\frac{1}{\kappa}} dp = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (1.15)$$

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) \quad (1.16)$$

Machovo číslo je vyjádřené jako poměr rychlosti proudění a rychlosti zvuku v daném prostředí:

$$Ma = \frac{c}{a} \quad (1.17)$$

Rychlost šíření zvuku:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v} \quad (1.18)$$

Nicméně z naměřených statických dat nejde určit počáteční rychlost před RL, proto je nutné ji ve výpočtech zanedbat a Machovo číslo určit z isoentropické rychlosti c_{1s} vyjádřené z rovnice 2.16.

$$c_{1s} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_1 v_1)} \quad (1.19)$$

$$Ma = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{(p_0 v_0 - p_1 v_1)}{\kappa \cdot p_1 \cdot v_1}} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left(\frac{p_0 v_0}{p_1 v_1} - 1\right)} \quad (1.20)$$

Z rovnice isoentropie lze získat:

$$\frac{v_0}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1.21)$$

Dosazením do rovnice 2.20 vznikne výsledný vztah:

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (1.22)$$

Vztah 2.22 platí pouze pro rozváděcí lopatky. Při určování Machova čísla přes celý stupeň se vychází ze vztahu 2.17, kde je za rychlost dosazeno c_{1s} .

Určování Reynoldsova čísla se v turbínách provádí přes délku tětiny lopatky – b :

$$Re = \frac{c_{1s} \cdot b}{\nu_2} \quad (1.23)$$

2. Rešerše literatury experimentálního ověřování proudění v reálných turbínách

Rešerše je zaměřena především na experimentální ověřování proudění, měření rychlostních polí a často následnou simulaci CFD. Spadá sem také měření na testovacích zařízeních nebo větrných tunelech, protože právě tyto výzkumy jsou jednou z cest, jak proudění v turbínách kvalitně zkoumat a ověřit. Touto problematikou se na světě zabývá pouze malá část společností, patří sem především: Mitsubishi Power, Doosan Škoda Power, Siemens, MAN Turbo, GE Power, Toshiba a Ansaldo Energia. Značná část výzkumů a studií spadá také pod univerzity a to jak zahraniční, tak české (ZČU, ČVUT). Právě univerzity se často podílí na vývoji a práci v mnohých výzkumech. V rozboru jednotlivých společností je uveden jejich popis, oblasti momentálního vývoje a shrnutí pár nejrelativnějších výzkumů a studií zabývajících se prouděním, termodynamikou a vibracemi. Vibrace i termodynamika jsou na proudění velmi závislé. Zajímavým faktem může být orientace experimentálního měření, protože pokud je měření prováděno na nízkotlaké části, je v mnoha případech zaměřeno právě na poslední stupně.

Ač jsou CFD simulace schopny předpovědi proudění v mokré páře, přesnost těchto simulací není vysoká. Experimentálním měřením je možné tyto simulace validovat, upravit pro dané případy a zvýšit spolehlivost predikce.

V posledních letech se klade důraz na obnovitelné zdroje, nižší emise, dekarbonizaci a zapojení zelených zdrojů do sítě. Trh s poptávkou po výrobě turbín se také mění. Do uhelných elektráren se parní turbíny téměř nevyrábějí, pokud ano, tak pouze za účelem modernizace. Parní turbíny se dnes téměř výhradně požadují do jaderných elektráren, tepláren, paroplynových nebo solárních elektráren. Vývoj je zaměřen na zvýšení účinnosti, digitalizaci a flexibilitu provozu. Další oblasti vývoje se soustředí na nové trendy. Těmi mohou být uložité energie, malé modulární reaktory, solární elektrárny, spalování biomasy a další. Ve všech těchto zařízeních se nacházejí turbíny, některé parní, některé na vzduch nebo jiné plyny.

2.1. Mitsubishi Power

Mitsubishi Power je společnost spadající pod Mitsubishi Heavy Industries zabývající se konstrukcí, výrobou a vývojem široké škály energetických zařízení. Samotná společnost Mitsubishi Power je zaměřena především na parní turbíny. Jejich současný vývoj směřuje ke zvýšení účinnosti, dekarbonizaci a integraci turbín do energetických zařízení obnovitelných zdrojů. Konkrétně se jedná o pokročilou konstrukci parních turbín (vylepšování současných komponentů za účelem vyšší účinnosti), vysokoteplotní a vysokotlaké turbíny, pokročilé materiály a povlakování (např. lopatek = odolnost proti korozi), operační a kontrolní systémy řízení, výrobní technologie (např. 3D tisk) nebo digitalizace a automatizace. V oblasti proudění jsou orientováni na experimentální vyšetřování proudění v turbíně, jeho optimalizaci, vizualizační techniky, nestability v proudění nebo vznik vibrací (nejčastěji na lopatkách). Na výzkumu se často podílejí univerzity jako Tokyo Institute of Technology, National University of Singapore nebo Technical University of Munich.

Studie [10], [11], [12], [13], [14] jsou zaměřeny na zjišťování rychlostních a tlakových polí a nestabilního proudění v oblasti posledního stupně a difuzoru. Měření je v mnoha případech prováděno traverzující měřicí víceotvorovou sondou a statickými odběry tlaku. Na základě těchto dat se porovnávají výsledky získané CFD simulacemi a ověřuje se, zda lze považovat výsledky CFD za uspokojivé a použitelné i při dalších simulacích. Z dat studií vyplývá, že na posledním stupni je proudění silně 3-dimenzionální a nestabilní. CFD simulacemi, které svým nastavením odpovídají experimentálně získaným výsledkům, lze následně naprogramovat chování páry a struktury proudění, a to i v případě nestabilního proudění a nerovnoměrné kondenzace.

Další výzkumy [15], [16] se zabývají vlhkostními parametry. Experimenty jsou zaměřeny na proudové pole, měření vlhkosti a velikosti vodních kapek. Kapky se převážně nacházejí v určitých oblastech a mají odlišnou rychlost a chování během průchodu mezilopatkovými kanály. Měření byla provedena sondami s rychlou odezvou a optickými reflektometry OBR (optical backscatter reflectometer).

Jiné studie [17], [18], [19] se zaměřují na numerické metody a jejich vývoj. Tyto metody by sloužily k předpovědím 3-dimenzionálního proudění v mokré a syté páře na posledním stupni parní turbíny a v difuzoru. Vyvíjené CFD metody vychází ze sestavených speciálních rovnic řešené metodou - high-order high-resolution finite-difference method a ověřují se porovnáním s experimentálně získanými výsledky.

Další příkladem experimentálního výzkumu jsou úniky bandáží nad OL spojené se ztrátami vlivem promíchání hlavního proudu a následném vylepšení konstrukčními řešeními - [20], [21]. Ověřování metody sloužící ke kvantitativní predikci vlhkostních ztrát a eroze na lopatkách se zabývá studie - [22], výzkumem proudění vlhké páry různými typy ucpávek na posledním stupni a dopad na účinnost studie [23].

2.2. Doosan Škoda Power (DSPW)

Společnost Doosan Škoda Power patří bezpochyby mezi špičkové podniky zabývající se odvětvím parních turbín. Soustředí se na paroplynové cykly, obnovitelné zdroje (turbíny do slunečních, geotermálních elektráren, elektráren na biomasu) nebo nové trendy v energetice. Díky dlouholetým zkušenostem nedodávají pouze určité typy turbín, ale také turbíny „na míru“ podle potřeb zákazníka. Společnost vlastní experimentální halu s testovacími turbínami T1MW a T10MW, kde lze zkoumat a zkoušet nové návrhy turbínových komponent. V oblasti parních turbín je důraz kladen na zvýšení výkonu a účinnosti. To znamená na konstrukci a návrh lopatek

(tvaru, materiálu, užívání pokročilých počítačových simulací), výzkum proudění (experimentálně, CFD simulacemi), přenosy tepla, zátěžové a vibrační analýzy nebo na povrchové a materiálové úpravy. Studií a výzkumů zaměřených na parní turbíny je velmi mnoho, proto je tento přehled orientován pouze na nízkotlaké turbíny, výstupní tělesa a testování na testovacích zařízeních. Následný rozbor studií je rozdělen do dvou částí: jedna zabývající se měřením na reálných turbínách a druhá zaměřená na výzkumy provedené na testovacích zařízeních.

Studie a zprávy [24], [25], [26], [27], [28], kromě studie [25], se zabývají turbínou na jaderné elektrárně Temelín o výkonu 1090MW. Ve studiích je provedeno sondování v okolí posledního stupně, stěnové odběry statického tlaku, měření vlhkosti a velikosti kapek a jejich distribuce uvnitř turbíny. Na těchto údajích jsou poté založeny CFD simulace nebo tvorba vektorových polí. Výzkum [27] se zabývá pouze experimentálním měřením a vyhodnocením výsledků. Výsledky ukázaly, že rozdíl v rozložení vlhkosti levé a pravé strany turbíny v okolí posledního stupně jsou minimální. Zato se objevily značné rozdíly levé a pravé strany ve velikosti výstupního úhlu z posledního stupně. Studie [28] se zabývá vlivem sondy na proudění tekutiny a odchylky naměřených dat od skutečných, vlivem interakce proudu páry se sondou.

Druhá část výzkumu se provádí na testovacích zařízeních, kde jsou zkoušeny různé komponenty parních turbín a jejich vliv na proudění. Výsledky mohou být východiskem pro přesnější CFD simulace nebo pro optimalizaci daného komponentu. Jedním z příkladů může být předpověď proudění uvnitř difuzoru a výstupního tělesa [29], [30]. Studie [29] pojednává o aerodynamickém návrhu testovacího zařízení, vlivu vnitřních vzpěr nebo vlivu vefukování páry do mezní vrstvy difuzoru. Samotný návrh testovacího zařízení požadoval množství numerických simulací k zajištění požadovaného rychlostního profilu proudění na vstupu do difuzoru. Studie [30] se týká obecných problémů, které mohou nastat v difuzoru při návrhu experimentálního zařízení simulující proudové podmínky v turbíně. Hlavním bodem sledování byl úhel rozevření difuzoru na vstupu. Pro měření proudových parametrů bylo použito statických odběrů tlaku a víceotvorové sondy. Výzkum [31] se soustředí na nestacionarity v proudění způsobené regulačním ventilem. Dalším předmětem zkoumání jsou fluktuace nebo tlakové ztráty [32], [33].

Výzkum prováděný DSPW je velmi rozsáhlý. Do výzkumných aktivit dále patří: tlakové ztráty a fluktuace proudu spojené s funkcí ventilů, změny parametrů proudu během spouštění turbíny, ztráty v ucpávkách, proudění v mimoprovozních režimech, chvění a vibrace lopatek, proudění v mokré páře, kondenzace spojená s erozí lopatek a mnoho dalších.

2.3. Siemens

Společnost Siemens je jednou z největších evropských firem. Mezi její produkty patří parní turbíny, které se výkonnostně pohybují v rozpětí 10kW až 1900MW a jsou určeny jak pro elektrárny, tak i pro pohon turbodmychadel nebo čerpadel. Firma Siemens úzce spolupracuje se Stuttgart University a ITSM (Institute of Thermal Turbomachinery and Machinery Laboratory) a vzešlo tak mnoho společných odborných studií. K hlavním bodům ve vývoji jejich práce v oblasti parních turbín patří: používání pokročilých materiálů, rozvoj digitální technologie ke kontrole a monitorování provozu turbíny, integraci turbín do energetických zařízení obnovitelných zdrojů, predikce údržby (používání velkého množství dat ze senzorů a monitoringu k zabránění potenciálního problému), konstrukce a navrhování lopatek, vývoj těsnících materiálů a konstrukce kondenzátorů.

Experimentální ověřování proudění je častým tématem výzkumných zpráv společnosti Siemens. Mnoho z nich je zaměřeno na vyšetřování proudění v koncových oblastech turbíny, v prvních stupních vysokotlaké části a v posledních stupních nízkotlaké části. Modelování

3-rozměrného nebo 2-rozměrného proudění uvnitř turbíny opět musí být podpořeno validačními daty z experimentů a o tom pojednávají studie [34], [35] [36], [37]. Zpráva [34] a [37] je zaměřena na výzkum tvaru lopatek, kde se výsledky měření dvou typů lopatek na modelu parní turbíny porovnávaly s výsledky CFD simulací. Během měření byly použity traverzující sondy v různých rovinách turbíny, stěnové odběry a byl měřen také celkový výkon. Studie [35] a [36] se zabývají porovnáním dat z experimentů a veřejně dostupných CFD simulací. Výsledky simulací se velmi liší a je třeba veřejně dostupné simulace často upravovat. U této studie je problém s největší pravděpodobností zapříčiněn přítomným axiálně-radiálním difuzorem, který je důvodem asymetrického proudového pole. Správné nastavení simulace může záležet na rovnoměrné a nerovnoměrné distribuci vlhkosti, operačním zatížením turbíny, typem difuzoru nebo podchlazení páry a následného vzniku kapek.

Další studie [38] je zaměřena na citlivost konstrukce výstupního tělesa na proudění. Konstrukce difuzoru má silný vliv na tvorbu třídimensionálního proud na výstupu z turbíny a může být příčinou ztrát v turbíně. Studie [39] se zabývá vlivem proudění okolo výstužné podpěry v difuzoru na vibrace posledních rotorových lopatek.

Jiné zprávy se orientují na vyšetřování proudění ve ventilech a případné fluktuace způsobené škrcením, vliv velikosti vodních kapek na erozi lopatek nebo přesností předpovědi proudění CFD simulací v nerovnoměrné fázi modelu nízkotlaké parní turbíny .

2.4. Man Turbo

Produkty společnosti Man Turbo zasahují téměř do všech odvětví energetických zařízení. Turbíny jsou poskytovány do paroplynových elektráren, do spaloven odpadu, systémů kombinované výroby elektřiny a tepla nebo pro nahrazení starších turbín. Snaha je především zvýšit účinnost, flexibilitu provozu, snížit emise a být ekonomicky atraktivní pro zákazníky. Ve vývoji parních turbín se nejvíce zaměřují na pokročilé materiály, inovativní konstrukci (tvar lopatek, konstrukce pláště), kontrolní systémy nebo řízení životního cyklu turbíny (např. prodlužování životnosti turbíny). Nejčastěji Man Turbo spolupracuje s Technical University of Munich, RWTH Aachen University, University of Darmstadt Massachusetts Institute of Technology (MIT) nebo University of Cambridge.

V oblasti experimentálního měření si společnost Man Turbo postavila testovací turbínu [40]. Jedná se o kopii parní turbíny v měřítku 1:1, rotor turbíny je rozdělen na vysokotlakou, středotlakou a nízkotlakou část, kde každá část je složena z několika stupňů. Součástí turbíny jsou měřicí zařízení, která snímají aerodynamické, termodynamické a mechanické vlastnosti. Na tomto zařízení byly provedeny výzkumné studie jako například zlepšení nízkotlaké části, experimentální ověřování konstrukčního návrhu lopatkových profilů [41], měření teplot uvnitř turbíny [42] a další. Proměňování teplotního pole v průtočné části turbíny je zvláště důležité v souvislosti se zapojováním obnovitelných zdrojů do sítě, kdy dochází k častým výkyvům v zatížení a studeným startům turbín. To zvyšuje tepelnou zátěž rotoru, napětí uvnitř materiálu a roste riziko únavy materiálu. I díky těmto výsledkům se nechá lépe předpovědět životnost turbíny.

Výzkum proudění je zaměřen například na reakční stupeň a jeho optimalizaci [43], sekundární ztráty [44], nebo analýzu parciálního ostříku a s ním spojené nerovnoměrné proudění, nestabilní síly na lopatky a dodatečné ztráty [45]. Dalším předmětem výzkumu je nestabilní proudění v odběrové turbíně [46], kde je nestabilita způsobena regulací odběrového ventilu. Byla provedena CFD simulace, která ukázala tlakové fluktuace a nestabilní zatížení ventilu, hřídele i lopatek. Výzkum [47] byl zaměřen na ztráty přihřáté páry vlivem geometrických parametrů přívodu. Přívod přihřáté páry sekundárními větvemi může způsobovat ztráty při promíchání s

hlavním proudem. Zpráva vyšetřuje tuto ztrátu zapříčiněnou přívodem páry T-spojem, obvodovou šterbinou a asymetrickými větvemi v různých částech turbíny.

2.5. GE Power

Společnost GE Power se nesoustředí pouze na energetiku a energetická zařízení, ale také na výrobu letadel a zdravotnických zařízení. Oddělení vývoje parních turbín se zaměřuje na pokročilé materiály (vysokopevnostní slitiny, povlaky, kompozitní materiály), digitální technologie (předpověď údržby, monitorování provozu), kombinované paroplynové cykly, zapojení obnovitelných zdrojů do sítě (flexibilitu provozu turbín) a snížení emisí. Lze shrnout, že společnost GE Power se v oblasti experimentálního měření a ověřování proudění zaměřuje na: CFD simulace, měření a analýzu proudu - metodu LDA (laserová dopplerovská anemometrie) nebo metodu žhaveného drátu, výzkumy zaměřené na kavitaci, tvar lopatek, vibrace a termodynamiku. Univerzity zapojené do výzkumu jsou především: Massachusetts Institute of Technology (MIT), Stanford University a Georgia Institute of Technology.

Nízkotlaká část turbíny a výstupní těleso jsou tématy některých ze studií např. [48]. Z důvodu zapojování obnovitelných zdrojů do sítě se turbíny mohou provozovat s nízkým průtokem páry. K zajištění co nejvyšší účinnosti během tohoto provozu a předpovědi proudění na posledních stupních byla použita metoda multiple mixing plane approach - MMP. Porovnání těchto počítačových výsledků s výsledky experimentálními ukázalo dostatečně přesnou shodu. Výzkum [49] použil simulace CFD pro návrh radiálního difuzoru za účelem účinnějšího vedení páry podél pláště difuzoru. Změna směru páry z axiálního do radiálního směru má velký vliv na tlak uvnitř turbínového tělesa. Podobně orientovaná studie [50] se zabývá návrhy modernizovaných difuzorů do stávajících elektráren. Výzkum je zaměřen na spojení difuzoru s různými konfiguracemi výstupního konce turbíny, optimalizaci spojení a zajištění dobré účinnosti.

Další oblastí studií GE Power jsou vibrace. Nízký průtok páry může na koncových lopatkách nízkotlaké turbíny vyvolat nechtěnou frekvenci odpovídající vlastním kmitům lopatky. Analýza těchto vibrací CFD simulacemi a tenzometry na lopatkách ukázala dobrou shodu [51]. Podobně je tomu i u studie [52], kde je snaha vyvinout numerické nástroje k předpovědi vibrací vyvolaných nelineárním silovým buzením. Ty jsou porovnány s experimentálními výsledky WBT (Wheel Box Tests – zkouška buzení lopatek při provozní rychlosti ve vakuové komoře).

Jiným tématem je tepelný přenos. Z lopatkového kořene na rotor turbíny přestupuje teplo, a výzkum je proveden na testovacím zařízení - [53]. Představuje experimentální nastavení zařízení tak, aby se dalo kvalitativně určit množství přeneseného tepla. Závěr je, že nejvíce je přenos tepla ovlivněn tlakem v uložení lopatky způsobeným otáčkami turbíny. Dalším zajímavým vývojem [54] je simulace rychlého prostupu tepla turbínou. V době, kdy není požadována výroba elektřiny je turbína pootáčena elektromotorem a do turbíny je vháněn horký vzduch („warm-keeping“) za účelem opětovného rychlého najetí turbíny. Jde o zvýšení flexibility turbíny. Simulace převyšuje dosavadní metody a jiné simulace rychlostí výpočtů. Rychlost simulace je zásadní z hlediska řízení průtoku teplého vzduchu, tak aby se turbína mohla vrátit rychle a bez potíží zpět do provozu. Jedná se o zachování provozních teplot všech komponent a simulace může sloužit i k předehřívání.

2.6. Toshiba

Japonská společnost Toshiba vyrábí energetické zařízení, výtahy a eskalátory, elektronické komponenty, tiskárny, baterie, zdravotnická zařízení nebo počítače. Turbíny jsou vyráběny už přes 90 let. Vývoj turbín cílí na tvary lopatek, optimalizaci chladících systémů lopatek,

kontrolní systémy (monitorování a předpověď údržby s využitím umělé inteligence), vývoj materiálů – superslitin odolávající vysokým teplotám nebo vývoj technologií k redukci emisí. Nejvíce výzkumů spojených s experimentálním prouděním bylo provedeno v Japonsku ve spolupráci s řadou univerzit např. Tokyo Institute of Technology, Tohoku University nebo Osaka University. Experimentální výzkumy jsou často provedeny PIV a HWA (hot-wire anemometry) metodami měřící proudění v turbíně nebo ve větrných tunelech. Předmětem zkoumání je také přenos tepla, vibrace a hluk.

Studie [55] popisuje metodu vyhodnocující nestabilní aerodynamické ztráty. Nestability v proudě jsou vytvořené periodicky opakujícími se úplavy v proudě předešlých překážek. Testování bylo provedeno ve větrném tunelu na lopatkové kaskádě použitím pěti-otvorové sondy a HWA sondy. Byly získány výsledky v daném čase i charakteristiky proudě v průběhu celého experimentu. Studie [56] a [57] se orientují na nestabilní proudění, jeho vliv na poslední stupeň parní turbíny a návrh lopatek. Výzkum [56] je proveden vysoce přesnými CFD simulacemi s uvažováním mokré páry. Výzkum [57] aplikuje metodu, kdy používá validační data z měření na reálné turbíně a pomocí výpočtové numerické analýzy je navržen tvar lopatek pro nízké zatížení turbíny. Další studie [58] se zabývá problémem „flashing phenomena“, který může nastat při odstavení turbíny za nízko-výkonového provozního režimu. Z nízkotlakého ohříváku se pára s vodními kapky i z kondenzovaná voda může vrátit zpět do průtočné části a začít „bombardovat“ oběžné lopatky. Bombardování vyvolá vibrace, které byly předmětem experimentálního měření. Vibrace byly sledovány na testovací turbíně, kde byla voda rozstříkována pomocí trysek.

2.7. Ansaldo Energia

Ansaldo Energia je společnost založená již v roce 1853 se sídlem v Genově v Itálii. Firma dodává spalovací turbíny, parní turbíny, generátory, kontrolní systémy do elektráren a dokonce i celé spalovací elektrárny „na klíč“. V následujících letech se chce společnost více zaměřit na zelenou a nízkoemisní energii, především vodík a jadernou energetiku. Jejich spalovací turbíny jsou již dnes navrhovány pro směs paliv, kde až 70% může tvořit vodík. Parní turbíny jsou dodávány do paroplynových cyklů, geotermálních elektráren, do kogeneračních zařízení nebo zařízení pracující s vysokoparametrickou párou. Vývoj je zaměřen na materiály (ochranné povlaky, pokročilé slitiny na bázi niklu, 3D tisk z kovu nebo laserové kalení), návrhy lopatek a jejich chlazení, kontrolní systémy a digitalizaci nebo vývoj flexibilních parních turbín do paroplynových cyklů. Chování proudění páry v turbíně je často vyšetřováno vizualizací proudě (např. metodou PIV), měřením rychlosti a tlaku (HWA a tlakovými senzory) a především CFD simulacemi. Nejvíce spolupracující univerzita je University of Genoa.

Studie [59] se zabývá vyšetřováním proudění CFD simulacemi ve čtyřech stupních nízkotlakého dílu parní turbíny. V simulaci je zahrnuta reálná geometrie turbíny s tzv. tie-boss (nálitky na OL ke zpevnění lopatek proti vibracím) a úniky páry nad bandáží OL. Tyto detaily jsou modelovány zjednodušeně tak, aby se snížila náročnost výpočtů, tedy i cena a mohla být metoda atraktivní pro průmyslové využití. Výsledky jsou porovnány s experimentálním měřením. Studie [60] zkoumá proudění v axiálním difuzoru parní turbíny a jeho vliv na výkon. Turbína je osazena 48 palcovými lopatkami na posledním stupni a jsou měřena experimentální data. Data slouží k validaci CFD simulace a k určení okrajových podmínek pro její nastavení. Simulace poskytne spolehlivou výkonnostní křivku použitého difuzoru. Studie [61] a [62] je vytvořena ve spolupráci s Doosan Škoda Power a soustředí se na výzkum aerodynamického a mechanického tlumení vibrací posledních lopatek v nízkozátěžovém režimu. Cílem je vyvinout nové nástroje a konstrukční návrhy k rozšíření provozních režimů turbíny. Lopatky byly testovány v experimentální hale DSPW na testovací

turbíně T10MW. V první studii [61] je chvění lopatek vyvoláno střídavým magnetickým buzením a je měřeno celkové tlumení. Měření je provedeno při proudění mokré páry turbínou. V druhé studii [62] je aerodynamický a mechanický příspěvek k celkovému tlumení oddělen za účelem validace CFD simulačních nástrojů pro lepší předpověď aerodynamického tlumení. Porovnáno bylo aerodynamické chvění z experimentu a z CFD výsledků. Bylo potvrzeno, že nový návrh lopatek s tie-boss je bez chvění.

Studie [63] popisuje návrh testovacího zařízení pro zkoumání expanze syté páry do dvoufázové oblasti. Je vybaveno sondami, kamerami a laserovým měřením. Výzkumy by měli pomoci k lepšímu porozumění velikosti kapiček, jejich rychlosti proudění nebo termodynamickým vlastnostem.

2.8. Západočeská Univerzita v Plzni (ZČU)

ZČU se úzce podílí na množství výzkumů s Doosan Škoda Power. Samotná univerzita má na svém kontě mnoho studií. ZČU vlastní dvě laboratoře obsahující například větrný tunel a malou zkušební turbínu sloužící k výzkumu proudění. Vypracované studie a výzkumy se nejčastěji zaměřují na proudění ve ventilech, dynamické chování lopatek nebo distribuci kapek a jejich formování.

Studie [64] se zabývá prouděním v bloku regulačního ventilu a byla provedena na větrném tunelu. Regulační ventil obsahuje dvě regulační dýzy a proud v nich je ventily vzájemně ovlivňován. Zkoumána byla především energetická ztráta a vliv „filtrační“ mřížky usměrňující a formující proud. Studie [65] je první zmíněné velmi podobná, zkoumá energetické ztráty v regulačním ventilu s „filtrační“ mřížkou a bez ní.

Dynamické chování lopatek je vyšetřováno výzkumem [66]. Za kritickou část z pohledu vibrací jsou považovány lopatky posledního stupně. Výzkum se snaží najít snadnou, levnou metodu k měření těchto vibrací skrz standardní měření relativních vibrací rotoru a nahrazení stávající velmi nákladné používající tenzometry. Metoda je ozkoušena na rotoru experimentální testovací turbíny. Jiná studie [67] zkoumá podzvukové chvění kaskády lopatek. Nejdůležitějším faktorem v tomto případě jsou vlastní tvary kmitů, proto jsou zkoušeny lopatky s různými vlastními tvary kmitů a různou polohou natočení torzní osy. Kaskáda reprezentuje konce oběžných lopatek posledních stupňů nízkotlaké turbíny.

Výzkum [68] je vytvořen ve spolupráci s ČVUT a orientuje se na určení Weberova čísla (We – představuje poměr mezi setrvačnými silami a silami od povrchového napětí kapaliny a je používáno při vyšetřování proudění ve vícefázovém prostředí). Použit je větrný tunel s lopatkou, do kterého je rozprašována voda. Záměrem je zjistit, jak se voda usazená na lopatce ve formě filmu bude rozprašovat dále do okolí.

2.9. České vysoké učení technické v Praze (ČVUT)

Posledním významnějším českým autorem mnoha studií v oblasti parních turbín je ČVUT. Některé výzkumy jsou provedeny společně se ZČU nebo Doosan Škoda Power. ČVUT se především zaměřuje na měření proudových polí metodami PIV (particle image velocimetry) a LDV (laser Doppler velocimetry), poté na nestabilitu proudění, proudění v mokré páře nebo přenosy tepla.

Vyšetřováním proudění v nízkotlaké turbíně s kondenzací se zabývá výzkum [69]. Použita byla speciální sonda měřící distribuci tlaku, teplotu, rychlost, úhel proudění a koncentraci a velikost kapiček vody. Měření potvrdilo, že kondenzace závisí také na množství chemických příměsí v páře. Vytvořena byla CFD simulace a následně byly výsledky porovnány. Další z podobných

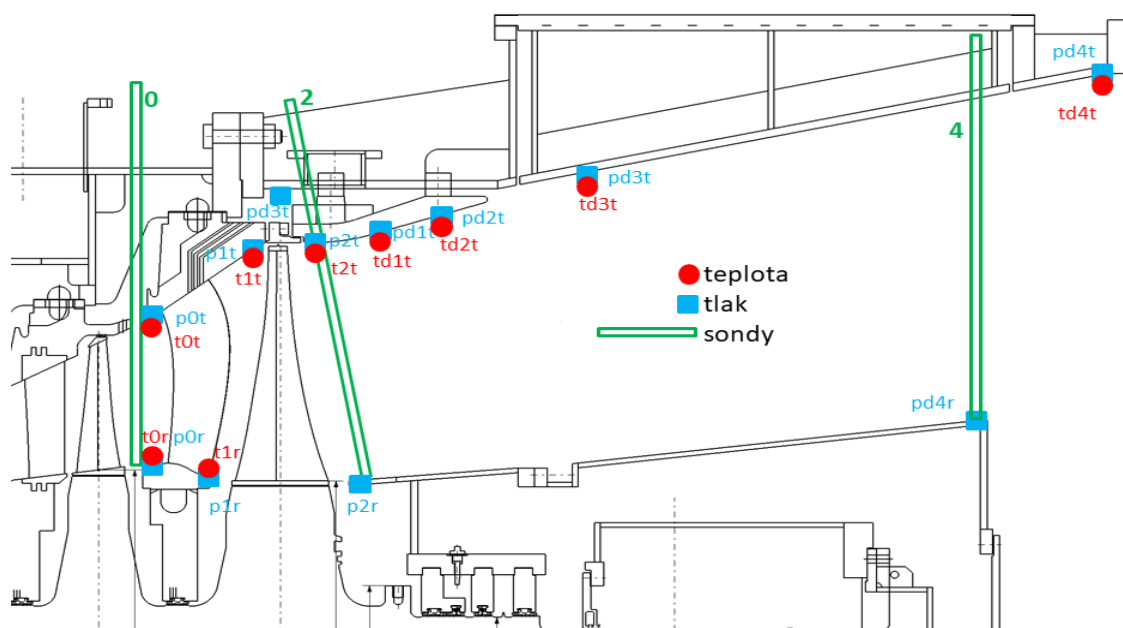
studii se zabývají dvoufázovým prouděním ve vertikálním čtvercovém kanále nebo vlivem vlhkosti páry na účinnost pětistupňové turbíny.

Jednou ze zajímavých studií je experimentální výzkum heterogenních jader v přehřáté páře [70]. Expanze páry způsobí pokles tlaku a ochlazení páry a pára se dostává do přechodového stavu. V páře se začnou prve na cizích částicích vytvářet kapičky vody. Znalost na jakém rozpětí velikostí částic se kapičky začnou vytvářet a při kterých podmínkách, může pomoci porozumět fyzice nerovnoměrné distribuci vlhkosti v páře, a například zvýšit spolehlivost turbíny.

Společnosti zabývající se výrobou parních turbín jsou dále: Bharat Heavy Electricals Limited (BHEL) – Indie, Elliott Group – Japonsko nebo Harbin Electric – Čína.

3. Schéma měření a měřící techniky

V následující části jsou popsána místa měření, jednotlivá měřidla, snímače a další technická zařízení použitá při měření dat na turbíně. Experimentální měření bylo provedeno v 9-ti různých provozních režimech turbíny. V práci jsou zpracovávána pouze statická data naměřená dne 27.1.2020 v čase od 10:25 do 11:25, kdy turbína odváděla výkon 189MW. Měřeno bylo 24 statických tlaků ve 12-ti rovinách a 20 statických teplot v 9-ti rovinách turbíny. V každé rovině, jež byla kolmá k ose rotoru turbíny byla pozice měření vlevo a vpravo 20° až 30° nad dělicí rovinou. Tlaky p2r a pd4r byly z konstrukčních důvodů umístěny pod dělicí rovinou. Data byla měřena v rozmezí deseti sekund. Schéma měření lze vidět na obrázku 16 níže. Indexy v označení znázorňují popis místa: r – root (kořen lopatky), t – tip (špička), d – difuzor, l – lefl (levá strana), r – right (pravá strana). Ze statických tlaků a teplot lze následně orientačně zjistit základní parametry lopatkového stupně. Během měření bylo také prováděno sondování proudových polí. Do turbíny se kolmo na osu turbíny zavedla pneumatická disková sonda ve třech různých rovinách označených v obrázku 16 zeleně. Touto sondou byly zjišťovány tlaky, rychlosti a úhly nabíhajícího proudu páry. Zpracováním naměřených dat zjištěných sondováním proudových polí se tato práce nezabývá.



Obrázek 16 - Schéma měřících míst uvnitř turbíny

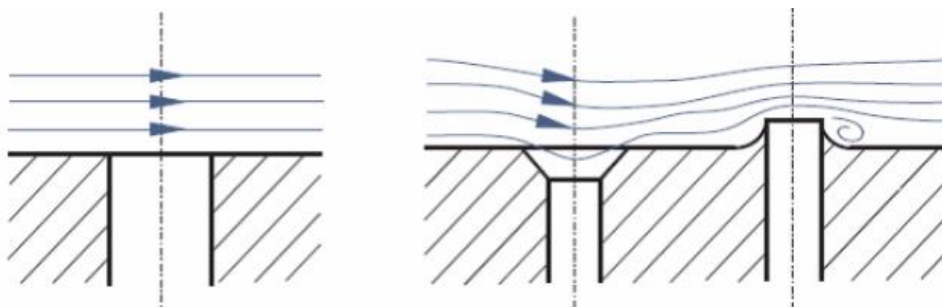
3.1. Statické tlaky

Tlak vyvozený tekutinou za relativního klidu, tedy bez vlivu rychlosti proudící tekutiny je tlak statický. Měření statického tlaku se provádí tzv. odběrem. Předpokládá se, že proudnice proudící páry kopírují tvar lopatky a nevzniká proudění v radiálním směru turbíny. Z toho lze předpokládat, že tlak na stěně kolmé k proudění bude konstantní = statický tlak. Je tedy nutné, aby odběr byl kolmý na osu turbíny. Velmi ovlivňujícím faktorem je hladkost stěny a provedení otvoru odběru. Otvor by měl být bez oštrů s ostrou hranou (viz obrázek 18).



Obrázek 17- Odběr statického tlaku - vpravo, měření teploty teploměrem – vlevo [25]

Nedokonalosti provedené hrany mohou vést k odtržení nebo hromadění proudu a systematickým chybám měření. Otvor nemusí být nutně válcový, používá se i tzv. štěrbinu (viz obrázek 17). Z odběru je vyvedena úzká hadička přivedená do tlakového převodníku.



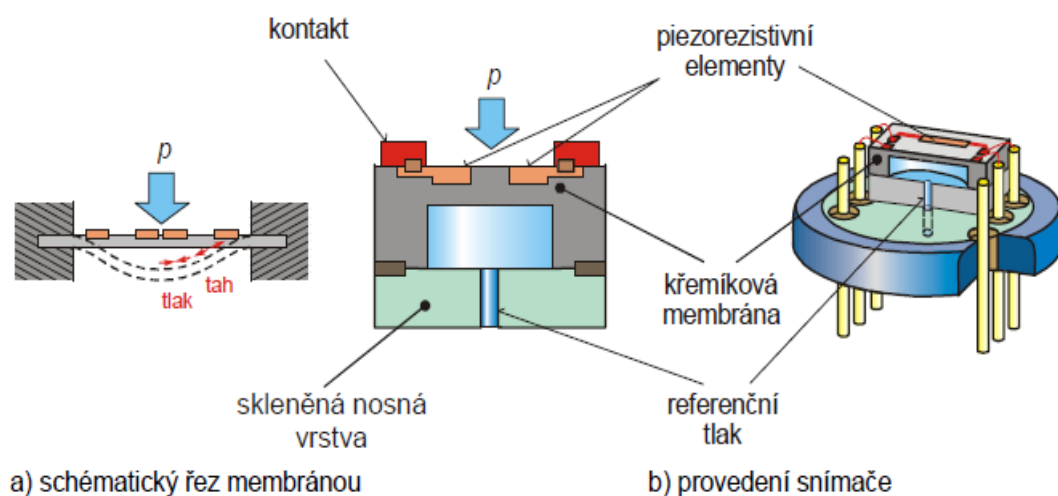
Obrázek 18 - vhodné provedení otvoru odběru statického tlaku (vlevo), nevhodné (vpravo)

Během měření na turbíně byl tlak odebírán obvodovou štěrbinou širokou 2 mm o délce jedné rozteče rozváděcích lopatek (viz obrázek 17 vpravo). Tlaky byly měřeny pomocí tlakového převodníku Netscanner 9022 s čidly 9401 s přesností 0,05% FS (viz obrázek 22 a obrázek 21). Data přesahující svou hodnotou rozsah $\pm 2\delta$, tedy dvojnásobek celkové relativní chyby měření převodníku i čidla byla vyloučena a použité hodnoty tedy leží v Gaussově pravděpodobnostním rozdělení v oblasti s 95,5% pravděpodobností. Z odběru byla vyvedena nerezová tzv. impulsní trubice o vnitřním průměru 4 mm na vnější plášť turbíny. Tlakový převodník je označen pro zařízení převádějící tlakový signál na elektrický, v tomto případě se jedná o soustavu Netscanner 9022 a čidla 9401. [25]

3.1.1. Princip čidla

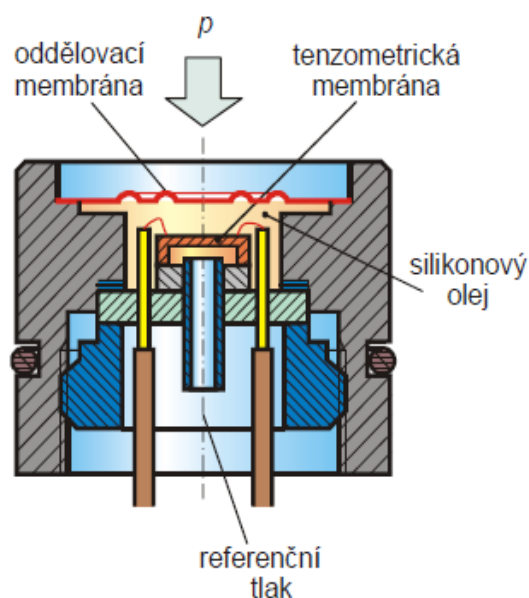
Čidla 9401 pro ústřednu Netscanner 9022 jsou odporové piezorezistivní křemíkové senzory. Jejich funkce se zakládá na piezorezistivním jevu, tzn. vlivem mechanické deformace krystalografické mřížky materiálu, nejčastěji monokrystalického křemíku, se mění jeho měrný elektrický odpor. Základem čidla je křemíková membrána, na které jsou difúzně vneseny příměsi (akceptory) o určitém difúzním odporu vytvářející na membráně vodivé cestičky uspořádané do Wheatsonova můstku. Akceptory vytvářejí vodivost typu P nebo N a jedná se tedy o polovodičové cestičky. Do cestiček je pouštěn stejnosměrný elektrický proud, který se mění s měnícím se elektrickým odporem vlivem zatěžování membrány. Podle typu polovodiče

odpor buď klesá nebo roste. Změna výstupního signálu je pak přepočtena na hodnotu působícího tlaku. Uspořádání vodivých cestiček (oblasti s velkým počtem cestiček blízko sebe) na membráně je v místech největšího prodloužení (místa namáhaná na tah) nebo smrštění (místa namáhaná na tlak) povrchových vláken (= střed a obvod membrány). Těmto oblastem se říká piezorezistivní elementy, viz obrázek 19. V principu jsou čidla tenzometry. Membrána o průměru od 0,8 mm do 6 mm a tloušťky od 2 do 50 mikrometrů (záleží pro který rozsah tlaku je čidlo navrhováno) je vetknuta po obvodě, aby se tlak rovnoměrně roznesl po celé ploše. Křemíková membrána fungující jako deformační prvek se vyznačuje širokým rozsahem platnosti Hookova zákona a zanedbatelnou hysterezí. Membrána, díky vlastnostem křemíku, se zatěžováním téměř nedostane do oblasti plastických deformací. Pokud ano, dojde k mechanickému poškození a aspoň jedna z větví Wheatsonova můstku se přeručí. Přeručením se výstupní hodnoty odchýlí mimo rozsah měření čidla. Vhodným zapojením Wheatsonova můstku je možné výrazně zvýšit citlivost měření a potlačit vliv teploty např. zařazením teplotně závislého rezistoru. [71], [72]



Obrázek 19 - Princip piezorezistivního čidla

Křemíková membrána je připájena na nosnou skleněnou destičku a ta přilepena na destičku z kovové slitiny se stejnou tepelnou roztažností. Piezorezistivní čidla mají mnoho výhod: jsou časově dlouho stabilní, poskytují vysoký využitelný signál, mají velký rozsah využití a jsou dobře reprodukovatelná. Nevýhodou je citlivost senzoru, především vodivých cestiček na vlhkost a agresivní látky. Tento problém je konstrukčně řešen na obrázku 20. Tlak měřeného prostředí působí na oddělovací membránu, skrz kterou tlak působí na nevodivou neagresivní látku, nejčastěji silikonový gel. [71], [72]



Obrázek 20 - Řez piezorezistivním čidlem

Závislost mechanického namáhání a měnicího se elektrického odporu těchto polovodičových piezorezistivních tenzometrů je až 30krát výraznější než u kovových fóliových tenzometrů. Čidla mohou mít rozsahy měření tlaku od několika kPa až po desítky MPa. Lze s nimi měřit absolutní tlaky, přetlaky, podtlaky i rozdíly tlaku. [71], [72]



Obrázek 22 - Ústředna Netscanner 9022 [73]



Obrázek 21 - Tlakové čidlo 9401 [85]

3.1.2. Ústředna Netscanner 9022

Ústředna Netscanner 9022 je schopna převádět signál až 12 čidel (snímačů) po ethernetové síti. Netscanner 9022 při použití s čidly řady 9400 koriguje chyby nulování, rozpětí a nelinearity pomocí dat uložených v integrované paměti čidla 9400. Další výhodou Netscanneru 9022 je digitální teplotní kompenzace čidel 9400. Ač je teplotní vliv uvnitř čidla odstíněn silikonovým gelem, měnicí se odpor má nemalou závislost na teplotě. Digitální teplotní kompenzace vyrovnává změny v naměřených hodnotách způsobené teplotou. Tyto funkce zajišťují přesnost tlakového převodníku $\pm 0,05$ % FS. [73]

3.2. Teploty

Teploměry byly vždy vysunuty do proudu páry 10 mm od vnitřní stěny tělesa a až na teploty měřené před a za RK byly teploměry chráněné jímkou. Teploměry nechráněné jímkou potom měřili teplotu někde mezi teplotou statickou a celkovou. Statická teplota je měřena bez vlivů rychlosti proudící tekutiny. Teploty byly měřeny odporovými flexibilními teploměry SensoTEMP Pt100 (viz obrázek 24). Teploměry poté byly kalibrovány v kalibrační peci typu Jofra AMETEK a naměřené teploty z turbíny přepočítány na teploty kalibrované, které byly uvažovány jako výchozí pro další zpracování. [25]

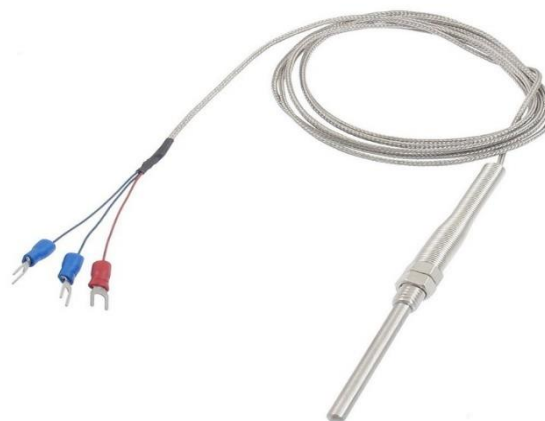
V místě měření je otvor do kterého je umístěna jímka. Jímka může být do otvoru zašroubována (pokud otvor má vnitřní závit) nebo nastálo navařena. Do jímkové je zasunut teploměr, kdy mezi teploměrem a jímkou vzniká vzduchová mezera.



Obrázek 23 - Teploměřová jímka [89]

3.2.1. Princip odporových teploměrů

Odporové teploměry fungují na základě průchodu elektrického proudu materiálem. Z Ohmova zákona je průchod elektrického proudu vodičem závislý na odporu daného materiálu vodiče. Elektrický proud je přenášen volnými nosiči náboje, jejich množství a pohyblivost je závislé na teplotě a materiálu vodiče. Míra, s kterou tyto nosiče projdou skrz atomovou mřížku materiálu udává právě pohyblivost. Měrný elektrický odpor neboli rezistivita vodivých materiálů představuje fyzikální veličinu zahrnující, jak pohyblivost, tak koncentraci (množství) volných nosičů náboje. Se zvyšující teplotou začnou částice uvnitř materiálu více kmitat, zapříčiní tím více srážek s volnými nosiči náboje, nižší průchod těchto nosičů skrz vodič a zvýšení elektrického odporu. Tento princip platí především u kovových vodičů a jedná se o kladný teplotní koeficient odporu, kdy se zvyšující teplotou roste i rezistivita vodiče. Na opačném principu fungují polovodiče, u kterých se jedná o záporný teplotní koeficient odporu. Pro odporové snímače teploty se využívají kovy i polovodiče. [74]



Obrázek 24 – Odporový flexibilní teploměr Pt100 [87]

U kovových odporových snímačů je v širokém rozsahu teplot teplotní koeficient odporu více stabilní a díky tomu jsou kovové snímače často vhodnější. Nejvhodnějším materiálem je platina, která svou vysokou stabilitou, vysokou teplotou tavení (1769° C), chemickou stálostí a vysokou odolností proti oxidaci převyšuje většinu ostatních materiálů. Rozsah použití odporových platinových snímačů se pohybuje od -180° C do 650° C. Platinové teploměry mají velmi dobrou linearitou a jsou díky těmto vlastnostem využívány i jako etalony. [74]

Snímač teploty Pt100 je nejpoužívanější platinový teploměr v praxi. Tyto snímače se dělí do tříd přesnosti podle odchylky naměřené hodnoty, kde například u platinového teploměru Pt100 s třídou přesnosti A je při 0° C odchylka pouze 0,06%, tedy 0,15 K. Značení snímače Pt100 představuje materiál snímače platinu (Pt) a hodnota 100 elektrický odpor při 0° C – R(0). Vztah uvádějící teplotní charakteristiku těchto snímačů je:

$$R(T) = R(0) \{1 + aT + bT^2 + cT^3 + \dots\},$$

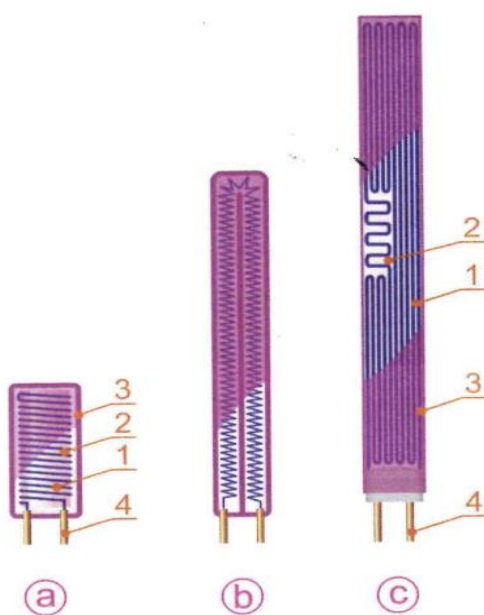
kde konstanty $a, b, c \dots$ jsou určeny podle teplotních rozsahů a norem. Pro představu, dle normy DIN – IEC 751 konstanty vztahu výše pro snímač Pt100 vypadají takto:

$$R(0) = 100 \Omega$$

$$a = 3,90802 \cdot 10^{-3} K^{-1}$$

$$b = -5,802 \cdot 10^{-7} K^{-2}$$

$$c = 4,2735 \cdot 10^{-10} K^{-3}$$



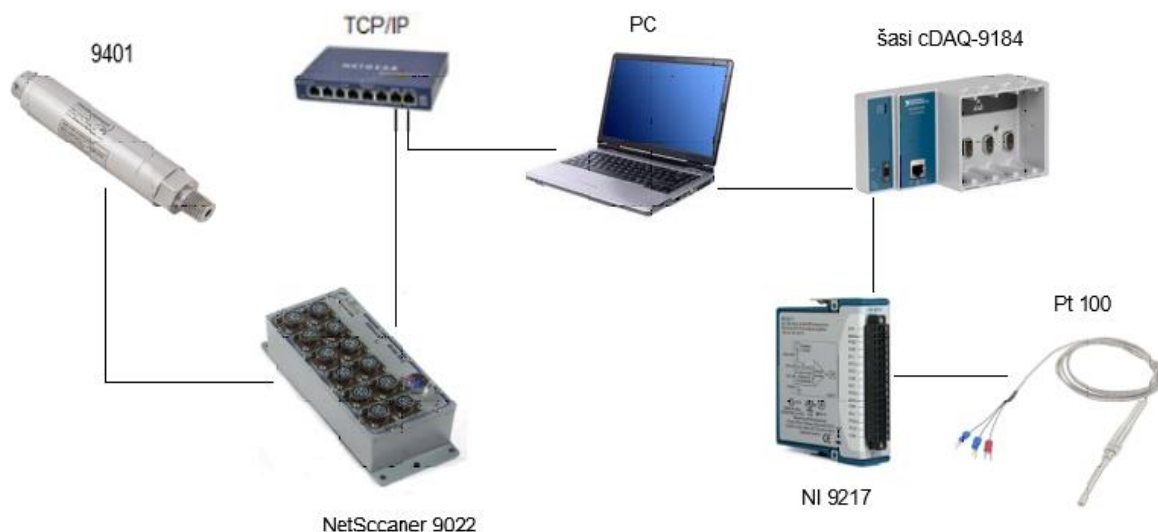
Obrázek 25 - Odporové snímače teploty [74]

Provedení kovových odporových snímačů se dělí podle konstrukce rezistoru čidla, na čidla vinutá tvořena vinutým drátem o průměru 0,01 mm až 0,05 mm a na čidla vrstevná s rezistory ve formě tenkého filmu. Nejčastěji se tato provedení vyrábí podle obrázku 25. Před vnějším prostředím je čidlo chráněné kovovou trubicí nebo pouzdrem.

- Drát je navinutý na izolačním tělisku např. skleněný nebo keramický váleček (1 – drát, 2 – skleněné jádro, 3 – ochranný kryt, 4 – svorka)
- Spirála drátu v keramickém pouzdře
- Vrstvička Pt nebo Ni nanesená na korundové destičce (1 – citlivý prvek, 2 – ochranný kryt, 3 – připojovací vodiče, 4 – svorka) [74]

3.2.2. Zapojení odporových snímačů

Kvůli požadovanému snížení chyby měření se odporové snímače vyrábějí v provedení s více výstupními vodiči: dvojvodičové, třívodičové a čtyřvodičové. Důvodem je, že zapojením přístrojů pro měření elektrického odporu více vodiči lze snížit vliv připojovaných vodičů na samotné měření odporu čidla. Naměřený odpor teploměru je převeden A/D převodníkem NI 9217 z analogového signálu na digitální, který také zajišťuje proudové buzení pro každý připojovací kanál. Z převodníku putuje signál do šase cDAQ-9184, která zpracovuje více vstupních signálů do jednoho Ethernetového rozhraní.



Obrázek 26 - Schéma zapojení měřících zařízení

3.2.3. Kalibrace Teplot

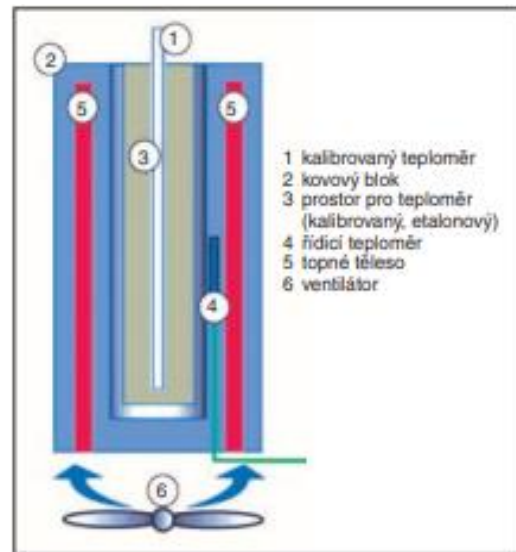
Úkolem kalibrace je kvantitativně stanovit vztah mezi naměřenými hodnotami a jmenovitými hodnotami poskytnutými etalony, a to včetně nejistot měření. Následně pomocí tohoto vztahu určit hodnotu blížící se co nejvíce hodnotě skutečné. Kalibrační zařízení včetně etalonů by mělo být před kalibrací umístěno v prostředí o co nejstálější teplotě, po dobu, která zajistí správnou teplotu měřidel (rozložení teploty uvnitř). Vzhledem k tomu, že měřící řetězec nebylo možné kalibrovat za provozu, jsou zanedbány ovlivňující podmínky jako: vibrace, prašnost atd. Kalibrovat měřící zařízení lze, jak před provedením experimentu, tak po něm. V každém případě by měl být kalibrován celý řetězec měření. Řetězec měření je soustava propojených součástí (měřidel) s jejichž pomocí byla hodnota veličiny určena. Skládá se z čidla, převodníku, linearizačních obvodů a vyhodnocovacího zařízení. Naměřená hodnota „putuje“ skrz celý tento obvod a ukazuje se na výstupním zařízení. Vlivem převádění a „putování“

signálu představující naměřenou hodnotu, vzniká chyba měřicího řetězce ukazující rozdíl mezi teplotou působící na čidlo a údajem na výstupním zařízení.

V praxi to vypadá tak, že teplota naměřená měřícím řetězcem má odchylku od skutečné teploty uvnitř turbíny. Tato odchylka je určena porovnávacím měřením daného řetězce a etalonu v kalibrační peci, tedy je to rozdíl mezi naměřenou teplotou etalonem a měřícím řetězcem. K naměřeným teplotám v turbíně je poté připočtena tato odchylka.

3.2.4. Kalibrační pec

Kalibrační pec se dodávají ve dvojím provedení jako horizontální a vertikální, kde horizontální jsou použity především v laboratořích a vertikální jako přenosná zařízení v praxi. Kalibrace kontaktních teploměrů např. odporových se nejčastěji provádí v kalibračních pecích se suchým blokem. Základem těchto typů je suchý kovový blok, který je ohříván topnými tělesy na požadovanou teplotu řízenou řídicím teploměrem. Tento teploměr někdy bývá doplněn teploměrem etalonovým s jeho měřícím zařízením. Stabilita teploty uvnitř bloku je řízena příkonem topných těles a ventilátorem. Pokud by teplota v peci přesáhla teplotu požadovanou, spustí se ventilátor. Kalibrační pec popisuje obrázek 27. Porovnávací teploměr (etalonový) by měl být o řád přesnější než měřící řetězec. Do otvoru v bloku pícky je vložen teploměr určený pro kalibraci a naměřená hodnota je porovnána s hodnotou naměřenou etalonovým teploměrem. Odečet teploty se obvykle provádí ve třech bodech měřicího rozpětí kalibrovaného snímače, a to v: 5 až 25%, 40 až 60% a 80 až 95% měřicího rozpětí. Po dosažení požadované teploty kalibrace je vhodné odečítat teplotu až po 10 až 20 min kvůli stabilizaci teploty. Provádí se 4 až 10 odečtů. Kalibrační peci jsou navrhovány také s kapalnou lázní, kdy je zajištěn lepší přestup tepla.



Obrázek 27 - Schéma kalibrační pece [75]

Při kalibračním procesu může nastat mnoho nechtěných vlivů, které mohou ovlivnit přesnost kalibrace. Nejčastější vlivy jsou:

- Hloubka ponoru teploměru v bloku pece a jeho průměr - ponor teploměru by měl dosahovat 15-ti násobku průměru vnějšího stonku snímače. Platí, že čím menší průměr snímače a čím větší je jeho ponor, tím menší je odvod tepla.
- Mezera mezi otvorem v bloku pece a teploměrem - mezerou dochází k odvodu tepla a snižuje se přesnost měření. Vůle teploměru by neměla přesahovat 1 mm. Nejpresnější měření nastává, pokud je vůle minimální. Pokud požadovanou vzduchovou mezeru nelze dodržet, je vhodné utěsnit ji izolací např. sibalovou vatou (viz obrázek 28). Vata odstíní tepelnou zátěž na svorkovnici umístěnou v hlavici teploměru a zamezí vzniku komínového efektu uvnitř pece.
- Rozdílné rozměry etalonového a kalibrovaného teploměru – rozdílné délky a průměry mohou negativně ovlivnit homogenitu teplotního pole a odvod tepla. Nepřesnost vzniká také, jestliže kalibrovaný snímač svou délkou nedosáhne na dno pece, potom je vhodné etalonový snímač umístit do stejné hloubky. [75], [76]



Obrázek 28 - Utěsnění vzduchové mezery při kalibraci teploměru [75]



Obr. 1. Kalibrační pec Jofra AMETEK [75]

4. Statistické zpracování naměřených dat

Naměřená data zprvu nelze považovat za správná a vhodná pro další výpočty. Vlivem různých nepředvídatelných jevů mohou být jejich hodnoty zkresleny a nechtěně ovlivněny. Statistickým zpracováním lze zjistit, jak se která data chovala v průběhu měření. Jedná-li se o rostoucí či klesající trend chování dat v čase, vydedukovat co ho mohlo způsobit a zda tím byla ovlivněna i data ostatní. Společnost DSPW poskytla naměřená data ve formě tabulky.

Všechna naměřená data bylo nutné statisticky zpracovat ve formě grafů a tabulek, a posoudit, zda jsou vhodná za reprezentativní. Celé statistické zpracování bylo řešeno pomocí softwaru STATISTICA.

4.1. Předběžné posouzení naměřených dat

4.2. Reprezentativnost dat

K tomu, aby bylo možné mluvit o reprezentativních datech použitelných k dalšímu zpracování, je nutné znát jejich pravděpodobnostní rozdělení, vyloučit odlehlé hodnoty (hrubé chyby) a měla by být zachována vzájemná nezávislost prvků tzv. autokorelace prvního řádu.

4.2.1. Určení pravděpodobnostního rozdělení

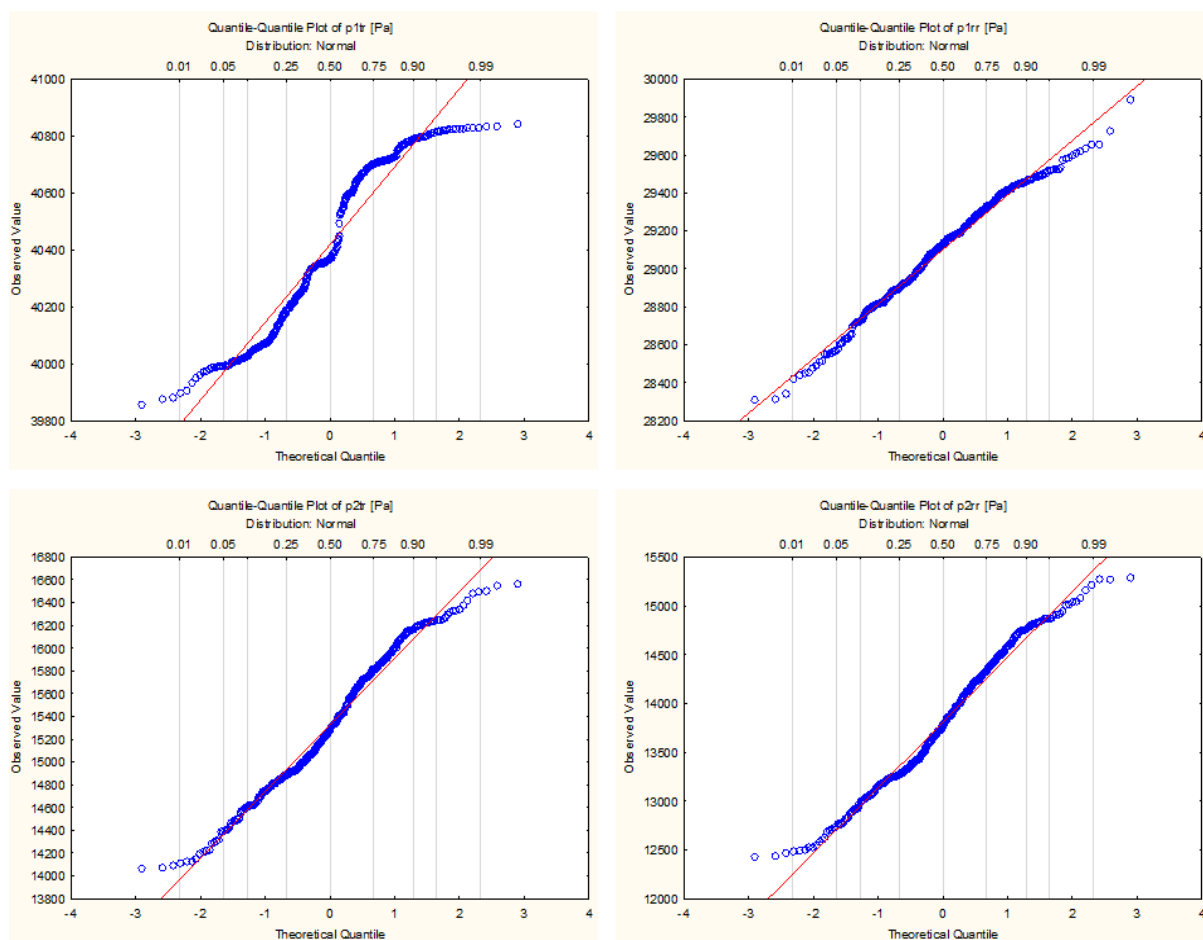
Pravděpodobnostní rozdělení je možné určit graficky nebo pomocí statistických testů. U statistických testů je však potřebné předpokládat pravděpodobnostní rozdělení a podle něho reálné rozdělení proměnných, buď zamítnout nebo potvrdit. Tlaky a teploty páry v turbíně jsou ovlivněny velkým počtem vlivů, proto je možné předpokládat, že se jedná o náhodné veličiny a naměřená data by měla odpovídat normálnímu (Gaussovu) pravděpodobnostnímu rozdělení. Hrubý náznak pravděpodobnostního rozdělení naměřených dat je možné získat pomocí histogramů.

Nicméně histogramy mají určitou nevýhodu - není jasně daný počet intervalů četnosti, na který soubor dat rozdělit. Existují různé metody např. Sturgesovo pravidlo nebo $k = \sqrt{n}$ (kde n je počet dat a k počet sloupců histogramu), ale není přesně definováno pro jak velký počet dat platí, která metoda. Mnoho statistických programů řeší tento problém složitým a prověřeným algoritmem. V tomto případě byl také využit.

Vytvořené histogramy všech proměnných se proložily Gaussovou křivkou (viz graf 3). U některých grafů by mohlo být zavádějící konstatovat, že hodnoty dané veličiny spadají do Gaussova rozdělení, proto pro detailnější ověření normality bylo použito pravděpodobnostních Q-Q grafů (viz obrázek 32). Konstrukce Q-Q grafů neboli kvantil - kvantil grafů spočívá ve vynesení teoretického vůči skutečnému (naměřenému) kvantilu. Vynášení teoretických kvantilů se odvíjí od předpokládaného teoretického pravděpodobnostního rozdělení – normálního. Na spodní horizontální ose jsou vyneseny velikosti směrodatné teoretické odchylky pro normální rozdělení $\pm 1\sigma$, $\pm 2\sigma$, $\pm 3\sigma$ a na horní ose skutečné kvantily souboru dat. Pokud body v grafu leží v blízkosti přímky znázorňující normální pravděpodobnostní rozdělení, je možné naměřená data uvažovat s tímto rozdělením. [77]

- *Kvantil je hodnota, která rozděluje daný datový soubor na určité intervaly např. medián je 50% kvantil a rozděluje soubor na dvě poloviny – na vyšší data než medián a na nižší data než medián.*

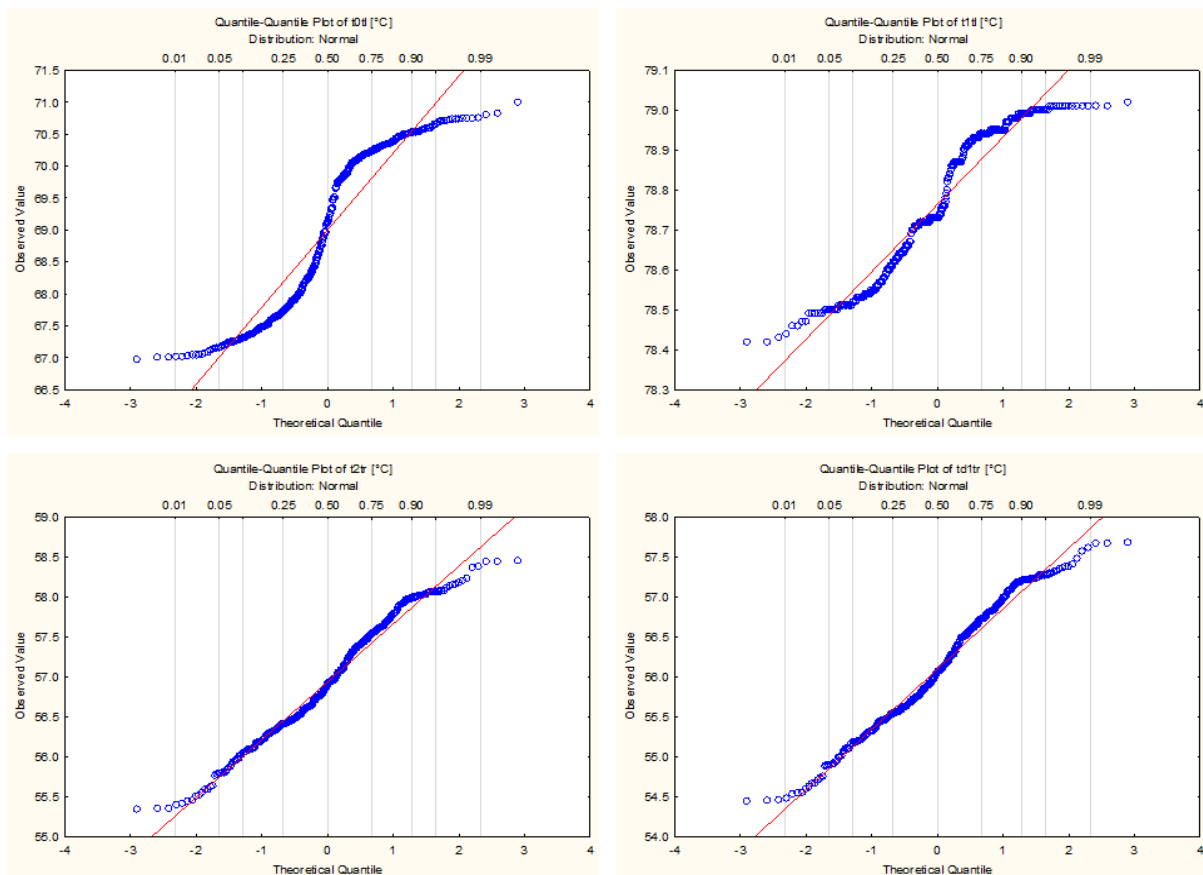
U grafů tlaků a teplot před a za rozváděcím kolem (krom p1rr) je možné pozorovat vychýlení od normality. Vychýlení má charakter S-křivky v Q-Q grafech, což značí jinou špičatost dat (nejčetnější interval je mimo předpokládanou střední hodnotu normálního rozdělení) a těžší nebo lehčí chvosty oproti normálnímu rozdělení. U Q-Q grafu teploty t0tl (viz obrázek 33) by se mohlo také jednat o směs dvou rozdělení nebo bimodální rozdělení, protože ve střední části je hustota bodů daleko řidší než v místech, kde jsou body nejvíce odchýleny od přímky.



Obrázek 32 - Q-Q grafy tlaků před a za OL (vlevo nahoře graf tlaku p1tr – vychýlení od normality - S – tvar, ostatní tlaky vykazují normalitu)

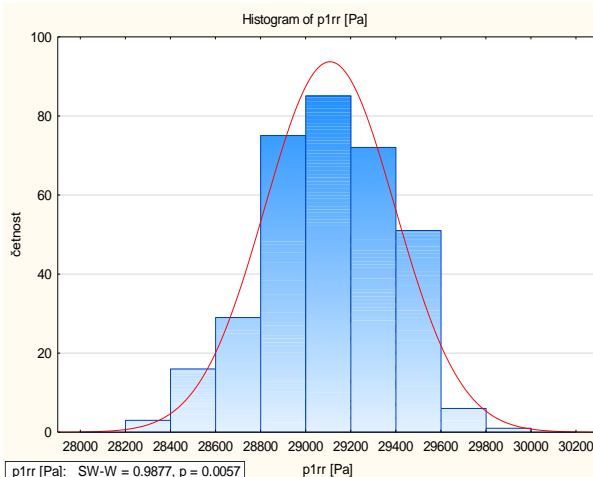
Tvary Q-Q grafů tlaků a teplot před a za RL jsou si velmi podobné a příčina nenormality může být společná. Po zjištění abnormality bylo rozhodnuto, že dále se s daty bude pracovat odděleně. Jednak budou zpracovávána jako by se jednalo o normální rozdělení (tzn. aritmetický průměr, směrodatná odchylka) a zároveň budou ze souborů dat určeny intervaly s největší četností (modální intervaly), ze kterých se určí střední hodnota. Z histogramů je vidět, že proměnné mají převážně dva vrcholy, jejich rozložení je možné uvažovat jako směs dvou pravděpodobnostních rozložení. Tabulka porovnání aritmetického průměru a střední hodnoty z modálního intervalu je uvedena v kapitole vyhodnocení statistické analýzy.

Přestože histogramy nebo Q-Q grafy ideálně neodpovídají normálnímu rozložení a určitě by se nechalo jejich rozložení popsat jinými rozloženími (např. beta, gama, studentovo, pearsonovo χ^2 , ...) a následně je tak zpracovávat. Tato rozložení jsou odvozeny z normálního a „lze aproximativně použít procedury, které byly na základě normálního rozdělení navrženy, pro proměnné, které se tímto rozdělením neřídí.“ („citovaný text“ [78] str. 6). Zvláště je vhodné mít na paměti, že se jedná o naměřená data v parní turbíně (proudění může být nestabilní, proud v okolí měření může fluktuovat,..) a předpoklad normálního rozložení poskytuje použití těch nejúčinnějších statistických metod.



Obrázek 33 - Q-Q grafy teplot (vlevo nahoře graf teploty t_{0tl} vykazující S-tvar a náznaky bimodálního rozdělení, vpravo nahoře teplota t_{1tl} vykazující S-tvar, dole teploty za OL a v difuzoru znázorňující normalitu)

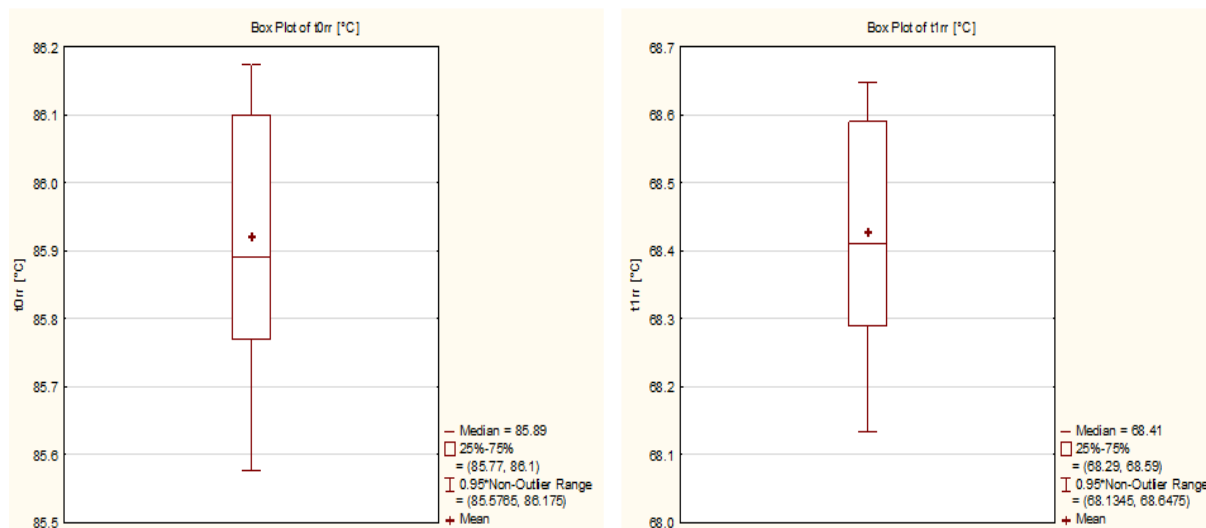
Statistických testů normality nebylo použito, protože často narážejí na problém s počtem dat. Testy u velkého počtu dat zamítají normalitu i u téměř optimálního normálního rozdělení a u malého počtu dat nezamítají normalitu ani při výrazném porušení tohoto rozdělení [77]. Byl proveden Shapir-Wilkovův test kde, figuruje tzv. p-hodnota. Pokud je p-hodnota nižší než hodnota hladiny spolehlivosti α odpovídající 0,05 je normalita zamítnuta. Na histogramu vpravo lze vidět, že data tlaku p_{1rr} (lze vidět i na obrázku 32 v Q-Q grafu) vykazují normalitu, ale p-hodnota (vlevo dole) je stále desetkrát nižší než hladina spolehlivosti, proto by se muselo normalitu zamítnout. Vyšetřované soubory dat obsahují 338 hodnot měření. Z hlediska statistických testů se jedná o početné soubory.



Graf 3 - histogram tlaku p_{1rr}

4.2.2. Přítomnost odlehlých a extrémních hodnot

Odlehlé hodnoty jsou hodnoty, které nespádají do určeného pravděpodobnostního rozdělení, v tomto případě normálního. Jejich určení je možno opět provést mnoha různými způsoby, ale i zde se postupovalo pouze grafickou metodou, pomocí krabicových grafů. Velikost krabice určuje horní a dolní kvartil (dolní kvartil odděluje 25% nejnižších hodnot, horní kvartil 25% nejvyšších hodnot), čára uvnitř krabice představuje medián a symbol + aritmetický průměr. Odlehlé hodnoty oddělují tzv. vousy, hranici jež má velikost jeden násobek velikosti krabice. Extrémní hodnoty (=hrubé chyby nutné vyloučit) by ležely za hranicí jeden a půl násobku kratilového rozpětí.



Obrázek 34 - Ukázka vytvořených krabicových grafů

Krabicové grafy nevykázaly přítomnost odlehlých ani extrémních hodnot. Jeden z důvodů je široký rozptyl dat. Na grafech lze snadno posoudit symetrii velikosti vousů, rozdíl mezi mediánem a aritmetickým průměrem nebo rozptyl dat.

Grafická metoda byla zvolena, protože mnoho analytických metod opět naráží na problém s počtem dat. Jeden z nejpoužívanějších statistických testů pro vylučování odlehlých hodnot je Grubbsův test, u kterého se vypočtená hodnota T pro podezřelý bod porovnává s tabulkovou hodnotou určenou pro daný počet dat v souboru. Tyto tabulky mají porovnávací hodnoty

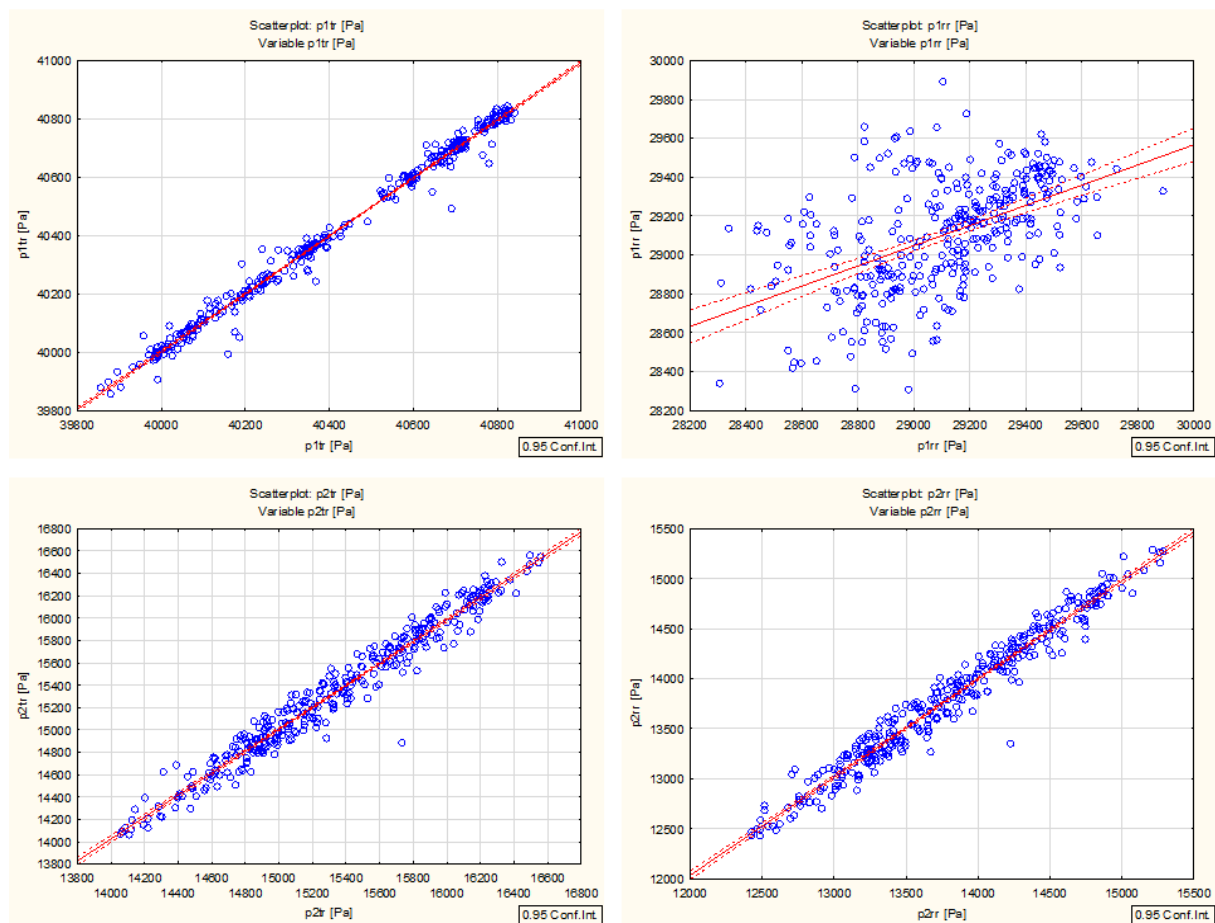
nejčastěji pro soubory dat do sta prvků. Lze najít i pro 1000 prvků, ale ty mají porovnávací hodnoty pouze pro vybrané velikosti souboru (např. pro 100, 200, 500, 700, 1000 prvků), poté je nutné aproximovat, čímž se snižuje přesnost vyloučení podezřelých hodnot.

4.2.3. Vzájemná nezávislost prvků výběru

Ze statistického hlediska by pro další zpracování byly vhodné pouze proměnné s daty nezávislými, tzn. že naměřená hodnota by neměla mít vliv na naměřené hodnotě předchozí. V tomto případě se však jedná o data závislá na čase, u kterých se měnily podmínky měření, což se projeví autokorelací prvního řádu, tedy závislostí sousedních dat.

Vzájemná závislost se projeví v grafu vytvořeném pouze jednou proměnou, kde se na vodorovnou i svislou osu vynáší naměřené hodnoty v pořadí, ve kterém byly naměřeny. Na svislé ose se ale začíná hodnotou v pořadí o jednu menší než na ose vodorovné. Vytvořené body mají tedy polohu $[x_i; x_{i-1}]$. Grafy (viz obrázek 35) ukázaly téměř u všech proměnných autokorelací prvního řádu vyznačující se rostoucí přímkou - pozitivní autokorelace. Vzájemná nezávislost prvků je porušena. Ze statistického hlediska by pro další zpracování bylo vhodné najít příčinu vlivu dat na data sousední a případně ji zahrnout do analýzy.

Výjimku tvořily teplota t_{0tl} a tlak p_{1rr} , u nichž vykreslené body vytvořily „mrak“ značící data nezávislá (viz obrázek 35). Další zajímavý poznatek vykázalo 192. a 191. měření, kdy rozdíl hodnot byl daleko větší než u ostatních porovnání. Rozdíl je zřetelný u tlaků a teplot měřených za OL a v difuzoru, a vykazuje se odlehlým bodem pod přímkou ve střední části (viz obrázek 35 – spodní grafy). Nechá se předpokládat, že v daný moment mezi měřeními došlo k náhlé změně.



Obrázek 35 - Ukázka autokorelačních grafů tlaků (vpravo nahoře tlak p_{1rr} vykazuje data nezávislá)

4.2.4. Závěr o reprezentativnosti dat

Po zvážení doposud získaných informací jsou data uznána za reprezentativní s ohledem na výše zmíněné zjištění o pravděpodobnostním rozdělení teplot a tlaků před a za RL. Nicméně, reprezentativnost je vyloučena u tlaku p_{1rr} a teploty t_{0tl} . Důvody rozhodnutí jsou:

- Spojnicové grafy ukazují výraznou odlišnost oproti ostatním grafům teplot a tlaků
- Teplota t_{0tl} a tlak p_{1rr} v bodových grafech autokorelace vytváří „mrak“, čímž se liší od ostatních tlaků a teplot. Především se jedná o data měřená v turbíně u kterých je předpoklad o vzájemné závislosti.
- Tlak p_{1rr} je v porovnání s tlakem p_{1rl} ve všech provedených statistických metodách výrazně odlišný
- Mezilopatkové kanály RL jsou konstruovány jako zužující se dýzy. Tlak by měl z Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity klesat, což je vidět i z vytvořených grafů. Tlak na patě při průchodu RL klesá přibližně o 25 kPa, na špičce o 15 kPa. Ze stavové rovnice by teplota měla klesat také. Při porovnání grafů teplot na patě před a za RL klesne teplota téměř 20°C. Je logické, že by teplota na špičce měla rovněž klesat. Nicméně, hodnoty teploty t_{0tl} jsou o cca 8 °C nižší než hodnoty teploty t_{1tl} .

Pro další zpracování jsou uvažovány pouze hodnoty tlaku na patě před RL z dat pro tlak p_{1rl} . Určení teplot na špičce před RL je stěžejní, protože už dříve byla teplota t_{0tr} také vyloučena. Nezbyvá než hodnoty teplot převzít z patních měření.

4.3. Vzájemná závislost jednotlivých měření

Rozumí se tím, v jak velkém měřítku je jedna proměnná ovlivněna druhou. K určení míry této závislosti slouží korelační koeficient $[r]$, který může nabývat hodnot v intervalu $\langle -1; 1 \rangle$. Pokud je koeficient kladný, znamená to, že když roste první proměnná, roste i druhá - proměnné jsou přímo lineárně závislé, tzv. souběžnost. Záporný koeficient představuje růst jedné proměnné, ale pokles druhé, tzv. protiběžnost. Čím bližší je koeficient hodnotám $[1; -1]$, tím je závislost silnější a jedná-li se o hodnotu blízkou nule, proměnné jsou vzájemně lineárně nezávislé. Rozlišuje se závislost slabá ($r < 0,3$), střední ($0,3 < r < 0,8$) a silná ($r > 0,8$).

Variable	Color map of correlations (Sheet1 in rezim_9_rozbor)											
	N=338 (Casewise deletion of missing data)											
	r>=	-1	-0.80	-0.60	-0.40	-0.20	0	0.20	0.40	0.60	0.80	1
	Teplota [°C]	t0rr [°C]	t1rr [°C]	t1tr [°C]	t0ri [°C]	t0ti [°C]	t1ti [°C]	t2tr [°C]	td1tr [°C]	td2tr [°C]		
Atm. tlak [Pa]	-0.951	0.889	0.895	0.888	0.889	0.182	0.890	0.306	0.300	0.287		
p0rr [Pa]	-0.804	0.993	0.990	0.993	0.993	0.235	0.993	0.251	0.242	0.230		
p1rr [Pa]	-0.571	0.694	0.691	0.692	0.692	0.148	0.694	0.168	0.162	0.153		
p1tr [Pa]	-0.843	0.997	0.994	0.997	0.997	0.234	0.997	0.244	0.235	0.223		
p0ri [Pa]	-0.843	0.998	0.995	0.997	0.998	0.234	0.998	0.245	0.236	0.223		
p0ti [Pa]	-0.841	0.998	0.995	0.998	0.998	0.235	0.998	0.246	0.237	0.224		
p1ti [Pa]	-0.844	0.998	0.995	0.998	0.997	0.236	0.998	0.252	0.243	0.231		
p2tr [Pa]	-0.100	0.222	0.299	0.232	0.224	0.046	0.237	0.985	0.980	0.985		
pd1tr [Pa]	-0.088	0.206	0.284	0.216	0.208	0.040	0.221	0.989	0.986	0.990		
pd2tr [Pa]	-0.101	0.222	0.299	0.231	0.224	0.046	0.236	0.985	0.980	0.985		

Obrázek 36 - Ukázka tabulky s korelačními koeficienty (tabulka je doplněna o již vyloučené proměnné t_{0tl} a p_{1rr} , které i v tomto případě vykazují podstatnou odlišnost vůči ostatním proměnným)

Tabulky tvořené korelačními koeficienty ukázaly:

- Hodnoty tlaků a teplot za OL a v difuzoru jsou slabě závislé na tlacích a teplotách před a za RL (důvodem může být aerodynamické ucpání OL)
- Tlaky a teploty před a za RL jsou všechny vůči sobě silně závislé, to platí i pro proměnné za OL a v difuzoru

- Tlak v daném místě turbíny má přímou lineární závislost na teplotě a naopak, ale teplota okolí má na atmosférickém tlaku nepřímou lineární závislost (záporný korelační koeficient)
- Tlak i teplota okolí mají dle tabulky silný vliv na proměnné před a za RL. Tento výrok je třeba chápat s odstupem, protože se jedná o statistickou metodu porovnávání průběhů měření. Více pravděpodobné by bylo tvrzení, kdy by byla ovlivněna data naměřená za OL a v difuzoru. Mění se teplota okolí v průběhu dne může mít vliv na teplotu chladicí vody protékající kondenzátorem, měnit tak tlak uvnitř a v souvislosti tlak v difuzoru.

4.4. Vyhodnocení statistické analýzy

Shrnutí důležitých poznatků pro následující zpracování:

- Naměřená data teplot t_{0tl} , t_{0tr} , t_{1rl} a tlaku p_{1rr} nebudou dále použita a hodnoty v místech se určí z naměřených hodnot ve stejné rovině. Pro tlak p_{1rr} budou převzaty hodnoty tlaku p_{1rl} , pro teploty t_{0tl} a t_{0tr} budou převzaty hodnoty teplot t_{0rl} a t_{0rr} , pro teplotu t_{1rl} budou převzaty hodnoty teploty t_{1rr} .
- Střední hodnota naměřených dat se odhadne aritmetickým průměrem. U proměnných měřených před OL se navíc určí středy z dvou intervalů o nejvyšší četnosti.
- Z histogramů a Q-Q grafů lze předpokládat, že výchozí hodnoty za OL a v difuzoru budou mít široký rozptyl a vysokou hodnotu směrodatné odchylky.

Modální interval je interval s nejvyšší relativní četností naměřených dat. Počet intervalů, v který se soubor dat rozděluje, se určí již výše zmíněným Sturgesovým pravidlem. Ukázka rozdělení dat v intervaly ukazuje tabulka 1 pro tlak p_{1tr} .

Sturgesovo pravidlo pro zpracováváný soubor dat s počtem dat - n :

$$k = 1 + 3,32 * \log(n) = 1 + 3,32 * \log(338) = 9,4 \cong \mathbf{9 \text{ intervalů}}$$

		Frequency table: p1tr [Pa]			
From	To	Count	Cumulative Count	Percent	Cumulative Percent
39794	<x<=39917	5	5	1.48	1.48
39917	<x<=40041	33	38	9.76	11.24
40041	<x<=40164	40	78	11.83	23.08
40164	<x<=40287	43	121	12.72	35.80
40287	<x<=40410	63	184	18.64	54.44
40410	<x<=40534	10	194	2.96	57.40
40534	<x<=40657	38	232	11.24	68.64
40657	<x<=40780	69	301	20.41	89.05
40780	<x<=40903	37	338	10.95	100.00
Missing		0	338	0.00	100.00

Tabulka 1 - Modální intervaly

Další zpracování (výpočty Reynoldsových a Machových čísel, entalpických spádů, ...) budou určeny vybranými charakteristikami středních hodnot z naměřených dat. Pro zajímavost budou také vypočítány výsledky pro hodnoty mediánu, maxima a minima naměřených dat. Tabulky tlaků a teplot s výchozími hodnotami viz příloha 1.

	Atm. pressure [Pa]	Temperature [°C]	p0tr [Pa]	p0rr [Pa]	p1tr [Pa]	p1rr [Pa]	p2tr [Pa]	p2rr [Pa]	pd1tr [Pa]
Aritmetický průměr	102006	38.1	54427	54784	40419	28189	15325	13807	14191
Medián	102008	38.1	54358	54713	40368	28160	15279	13773	14134
Maximum	102059	38.5	54987	55228	40842	28727	16558	15288	15421
Minimum	101958	37.9	53677	54288	39856	27759	14059	12428	12954
Střední hodnota vyššího modálního intervalu			54823	54993	40719	28122			
Střední hodnota nižšího modálního intervalu			54332	54641	40349	28364			
Směrodatná odchylka	28.827	0.161	378.971	255.535	282.148	202.048	588.039	672.611	582.253
Rozptyl	830.98	0.03	143619.35	65298.13	79607.73	40823.39	345790.43	452404.98	339018.14
Variační koeficient [%]	0.028	0.421	0.696	0.466	0.698	0.717	3.837	4.871	4.103
Variační rozpětí	101	0.6	1310	940	986	968	2498	2860	2467

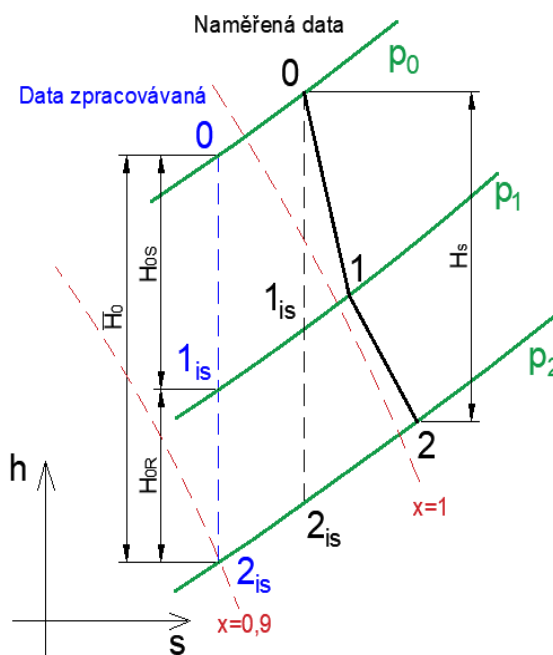
Obrázek 37 - Část tabulky s hodnotami pro následné výpočty

5. Výpočet výsledků

Cílem v této části je z konečných dat z části statické určit a dopočítat závěrečné výsledky. Bylo rozhodnuto, že pro lepší přehled a hodnotnější informaci z výsledků, budou výsledky určeny se směrodatnou odchylkou a variačním koeficientem. Variační koeficient je charakteristikou variability souboru dat a udává míru rozptýlení. Udává procentní poměr směrodatné odchylky a aritmetického průměru. Pro porovnání a zjištění vlivu použitých hodnot ze souboru naměřených dat na konečné výsledky jsou výpočty provedeny pro průměr s hodnotou směrodatné odchylky, maximum, minimum, medián a hodnoty s největší četností. Výsledky jsou určeny pro oblasti na špičce lopatek vpravo, špičce vlevo, na patě vpravo a vlevo a pro střední hodnoty na špičce a patě (tzn. průměry ze stran).

5.1. Postup výpočtů

Hodnoty odvozených veličin (entalpie, entropie, viskozity,...) jsou určeny z elektronických excelových tabulek vodní páry. Určení směrodatné odchylky pro výsledky a odvozené veličiny (entalpie, entropie, měrné objemy,...) bylo provedeno z každého měření (viz obrázek 39) a následně výpočtem z celého souboru (nikoli výpočtem z vypočtených odchylek pro tlaky a teploty). Naměřené teploty vykazovaly hodnoty vyšší než hodnoty saturačních teplot pro naměřené tlaky. Jednalo by se o páru přehřátou. Nicméně je nutné přihlédnout k faktu, že teploměry měřily teplotu někde mezi teplotou celkovou a statickou, a že rozdíl mezi teplotami naměřenými a saturačními se pohybuje od 0,5°C do 3°C. Navíc u kondenzačních turbín je výskyt přehřáté páry na posledním stupni nepravděpodobný. Po diskuzi s konzultantem této práce bylo rozhodnuto, na základě jeho dlouholetých zkušeností, uvažovat páru mokrou se suchostí za OL - $x = 0,9$ (naměřené teploty mají spíše orientační hodnotu). Výsledky jsou dopočteny pomocí vztahů z kapitoly 2.3 Výpočtové vztahy z isoentropické přímky z místa 2_{is}.



Obrázek 38 - h-s diagram posledního stupně v mokré páře

Hodnoty před a za RL bylo tedy nutné určit z entropie za OL, která je stejná pro všechna místa při uvažování proudění beze ztrát. Určení dynamické viskozity a kinematické viskozity v mokré páře je velmi složité, proto byla dynamická viskozita určena z naměřených tlaků a teplot odpovídající hodnotám těsně nad mezní křivkou. Při výpočtech Reynoldsova a Machova čísla jsou do vzorců dosazovány hodnoty v koncových místech (např. pro Re_{st} je dosazena vazkost v místě 2_{is}).

- Pro mokrou páru je Poissonova konstanta (součinitel kappa) rovna: $\kappa = 1,1$ [25]
- Tětiva RL na patě $b_r = 159 \text{ mm}$, tětiva RL na špičce $b_t = 198 \text{ mm}$ [25]

Postup odvozování a výpočtu:

1. Entropie - $s(p_2, x_2)$
2. Entalpie - $h_{0,1,2}(p_{0,1,2}, s)$
3. Hustota - $\rho_{1,2}(p_{1,2}, h_{1,2})$, dynamická viskozita - $\mu_{1,2}(p_{1,2}, t_{1,2})$
4. Kinematická viskozita - $\nu_{1,2} = \frac{\mu_{1,2}}{\rho_{1,2}}$
5. Reakce stupně - ρ (viz rovnice 2.3)
6. Entalpické spády - $\bar{H}_0 = h_{0is} - h_{2is}$, $H_{0S} = h_{0is} - h_{1is}$, $H_{0R} = h_{1is} - h_{2is}$
7. Isoentropické rychlosti - c_{isRL} , c_{isOL} , c_{isSt} (viz rovnice 2.9)
8. Machova čísla - Ma_{RL} (viz rovnice 2.22), Ma_{st} (viz rovnice 2.17)
9. Reynoldsova čísla - Re_{RL} , Re_{st} (viz rovnice 2.23)
10. Tlakové poměry - $\beta_{RL} = \frac{p_1}{p_0}$, $\beta_{OL} = \frac{p_2}{p_1}$, $\beta_{st} = \frac{p_2}{p_0}$

p0tr [Pa]	p0tr [bar]	t0tr [°C]	měrný		rychlost zvuku za stupněm	entalpie ze suchosti za OL a tlaku	entalpie z předešlé entalpie	entalpie v 1is	entalpie v 0is	Kappa	Ma přes RL	Ma přes stupeň
			suchost	objem v 2								
54876	0.54876	86.1	0.9	8.417	386.61	2364.1	7.2608	2496.4	2541.9	1.1	0.7404	1.5422
54890	0.54890	86.1	0.9	8.401	386.63	2364.2	7.2603	2496.3	2541.7	1.1	0.7403	1.5410
54882	0.54882	86.1	0.9	8.392	386.65	2364.3	7.2599	2496.1	2541.6	1.1	0.7406	1.5402
54885	0.54885	86.1	0.9	8.412	386.62	2364.1	7.2607	2496.4	2541.8	1.1	0.7400	1.5419
54892	0.54892	86.1	0.9	8.394	386.65	2364.2	7.2600	2496.2	2541.6	1.1	0.7403	1.5404
54888	0.54888	86.1	0.9	8.378	386.67	2364.3	7.2594	2496.0	2541.4	1.1	0.7404	1.5390
54875	0.54875	86.1	0.9	8.358	386.70	2364.4	7.2587	2495.7	2541.1	1.1	0.7401	1.5372
54859	0.54859	86.1	0.9	8.336	386.73	2364.6	7.2579	2495.4	2540.8	1.1	0.7396	1.5351
54864	0.54864	86.1	0.9	8.376	386.67	2364.3	7.2593	2495.9	2541.3	1.1	0.7398	1.5386
54766	0.54766	86.1	0.9	8.409	386.62	2364.2	7.2605	2496.0	2541.4	1.1	0.7404	1.5401
54743	0.54743	86.1	0.9	8.435	386.58	2364.0	7.2615	2496.3	2541.7	1.1	0.7401	1.5421
54742	0.54742	86.1	0.9	8.450	386.56	2364.0	7.2620	2496.4	2541.9	1.1	0.7406	1.5433

Obrázek 39 - Ukázka výpočtu hodnot pro jednotlivé měření

5.2. Výsledky

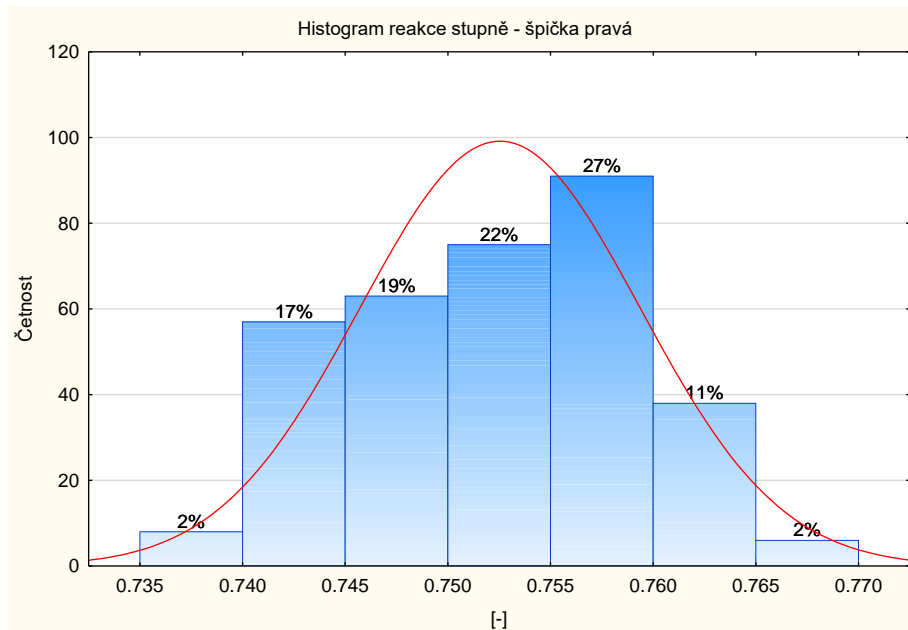
Výsledné hodnoty byly zpracovány ve formě tabulek (příloha 2), histogramů (příloha 3), spojnicových grafů (příloha 4) a sloupcových grafů (příloha 6). U výsledků, které mají informační hodnotu pouze jako charakteristiku stupně nebo lopatek a neodpovídají reálným hodnotám nebyly histogramy vytvořeny. Jedná se o parametry, které jsou používány v turbínovém odvětví jako informační nebo doplňkové. Jsou to: Machovo číslo přes stupeň, Reynoldsovo číslo přes OL a stupeň a isoentropická rychlost přes OL a stupeň. Histogramy výsledků v příloze 3 jsou vytvořeny pouze pro místa na středu špičky a středu patě lopatek.

Reakce stupně						
	špička pravá	špička levá	pata pravá	pata levá	střed špička	střed pata
Aritmetický průměr	0.753	0.758	0.499	0.485	0.755	0.492
Medián	0.753	0.759	0.500	0.485	0.756	0.492
Maximum	0.740	0.749	0.474	0.461	0.745	0.467
Minimum	0.765	0.769	0.525	0.512	0.767	0.519
Střední hodnota vyššího modálního intervalu	0.754	0.752	0.496	0.480	0.753	0.488
Střední hodnota nižšího modálního intervalu	0.752	0.765	0.505	0.490	0.759	0.497

Tabulka 2 - Reakce stupně výpočet různých statistických charakteristik poloh hodnot

Reakce stupně			
	Průměr	Směrodatná odchylka	Var. koeficient [%]
špička pravá	0.75	0.01	0.90
špička levá	0.76	0.01	0.74
pata pravá	0.50	0.02	3.22
pata levá	0.48	0.02	3.18
střed špička	0.76	0.01	0.81
střed pata	0.49	0.02	3.19

Tabulka 3 - Reakce stupně výpočet průměru s mírami rozptýlení



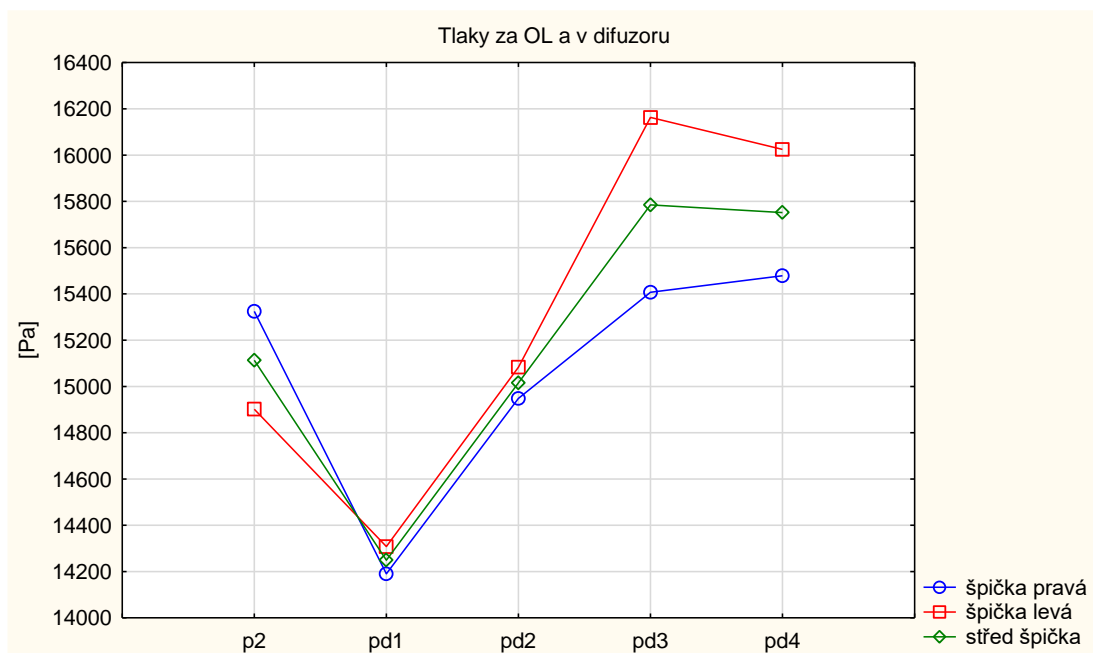
Graf 4 - Histogram reakce stupně na špičce vpravo

6. Vyhodnocení

Z vytvořených tabulek a grafů je možné shrnout mnoho závěrů a hodnotných informací. Pro snazší přehled jsou tyto poznatky uvedeny v bodech.

6.1. Tlaky a teploty po délce turbíny

Průměry tlaků a teplot se směrodatnou odchylkou jsou shrnuty v tabulkách v Příloze 4 spolu se spojnicovými grafy. Pro posouzení funkce difuzoru jsou tlaky za OL a v difuzoru vyneseny odděleně (viz graf 5 níže). Podle popisu v kapitole - 2.1 Výstupní těleso, by pro správnou funkci difuzoru měly hodnoty tlaků po délce difuzoru růst. Z grafu 5 je vidět, že difuzor plnil svou funkci. Z tabulek v Příloze 4 je zřejmé, že tlaky na patě také vzrůstaly.



Graf 5 - Tlaky páry při průchodu difuzorem

Pokles tlaku mezi místy p2 a pd1 je pravděpodobně způsoben nedokončenou expanzí páry v OL. V kapitolách níže je uvedeno, že v OL dochází k aerodynamickému ucpání. V tomto případě je rychlost na výstupu z OL rovna přibližně rychlosti zvuku. Během průchodu mezilopatkovými kanály pára nebyla schopná expandovat a tento děj probíhá za výstupem z OL. Pára expanduje, zvětšuje svůj měrný objem a z Bernoulliho rovnice musí klesat tlak. Pokles tlaku značí, že OL nebyly schopny zpracovat dostupný entalpický spád, který lze chápat jako ztrátu. Pokles hodnot mezi místy 2 a d1 vykazuje také průběh teploty (viz příloha 4).

Ztráta nezpracovaným entalpickým spádem z hodnot na středu špičky je:

	entropie	entalpie pro tlak v 2	entalpie pro tlak v d1	ztracený entalpický spád
špička pravá	7.28	2362.0	2351.7	10.4
špička levá	7.28	2360.8	2355.4	5.5
špička střed	7.28	2361.4	2353.5	7.9

Tabulka 4 - Entalpický ztráty způsobené expanzí páry za OL

Nárůst tlaku mezi místy pd2 a pd3 je také ovlivněn vefukováním páry odsávané z RL. Pára a především vodní film na RL je odsáván z důvodu snížení eroze OL. Pára proudí skrz kanály uvnitř RL do komory nad difuzorem a je vypouštěna do proudu páry v difuzoru. Z tabulek v příloze 1 je vidět, že tlak v komůrce je vyšší než tlak v difuzoru. U axiálních difuzorů bývá pára vypouštěna rychlostí podobnou nebo menší než je rychlost hlavního proudu páry. Rychlost se odvíjí od rozměrů štěrbin, kterou je pára vypouštěna z komůrky. Při vyšších rychlostech by vefukovaná pára mohla odtrhnout mezní vrstvu, zavřít proud páry v difuzoru, zvýšit ztráty a snížit účinnost.

6.2. Vyhodnocení ze statistických charakteristik polohy hodnot

Obecně lze z výsledků shrnout:

- Rozdíl mezi mediánem a aritmetickým průměrem je minimální.
- Modální intervaly jsou odchýleny přibližně od 0,5 do 2,5 % od průměru.
- Pokud je vyšší hodnota na špičce vlevo, tak hodnota na patě je vyšší vpravo nebo naopak. To platí u všech výsledků.
- Maximální a minimální hodnoty jsou odchýleny max. 10 % od hodnot průměrů.

Podrobnější závěry z výsledků jsou shrnuty do tabulky v příloze 5. Část tabulky viz níže na obrázku 40.

	Ma přes RL	Ma přes stupeň	Entalpický spád stupně	Entalpický spád přes RL
průměr x medián	téměř stejný	liši se minimálně	téměř stejný	téměř stejný
odchýlení intervalů od průměru(mediánu)	u špičky vpravo jsou totožné, u ostatních míst se liší od 0.009 do 0.009	více odchýlen je vyšší interval, ale jen o 0.005	intervaly odchýleny minimálně, přibližně o 1kJ/kg	intervaly odchýleny o 1 až 2%
vlevo x vpravo	hodnoty na špičce jsou vyšší vpravo o přibližně 0.002, hodnoty na patě vlevo o přibližně 0.01	vyšší hodnoty na špičce vlevo o přibližně 0.015, na patě vpravo o přibližně 0.01	u paty vyšší hodnoty napravo přibližně o 2 kJ/kg, u špičky vlevo přibližně o 3.5 kJ/kg	hodnoty na špičce vyšší vpravo přibližně o 0.2 kJ/kg, na patě vlevo přibližně o 2 kJ/kg
špička x pata	o 0.4 jsou hodnoty vyšší na patě	Hodnoty jsou vyšší na patě cca o 0.07	na špičce menší spád než na patě, o 12 až 16 kJ/kg	na patě je přibližně 2x větší spád než na špičce
přibližné hodnoty na špičce a patě	špička - 0.73, pata - 1.1	špička - 1.56, pata - 1.62	špička - 185 kJ/kg, pata - 199 kJ/kg	špička - 45kJ/kg, pata - 100kJ/kg

Obrázek 40 - Část tabulky se závěry ze statistických charakteristik polohy hodnot výsledků

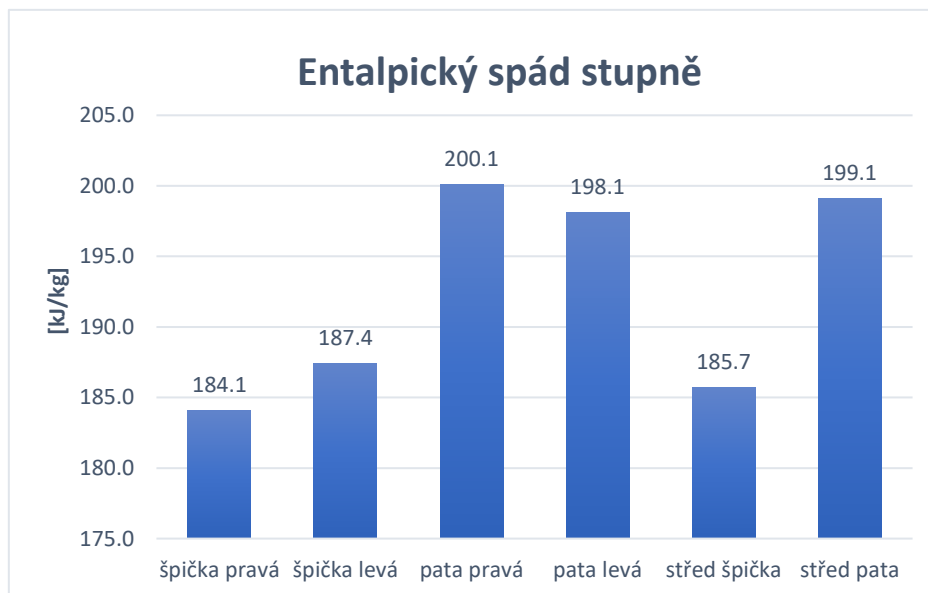
Výsledky z modálních intervalů tlaků se od výsledků vypočítaných z průměru liší velmi málo. Modální intervaly byly určeny z tlaků a teplot před a za RL, kde proměnné vykazovaly úzký rozptyl dat v porovnání s daty za OL a v difuzoru. Pro budoucí zpracování dat s podobným rozptylem by bylo akceptovatelné zanedbat výpočet modálních intervalů a určit výsledky pouze z průměru a směrodatné odchylky.

6.3. Vyhodnocení z průměru a velikosti rozptýlení hodnot

Vyhodnocení je zaměřeno především na RL, protože z výpočtových vztahů a množství zanedbaných a idealizovaných jevů jsou hodnoty přes RL nejvíce reálné.

6.3.1. Entalpický spád

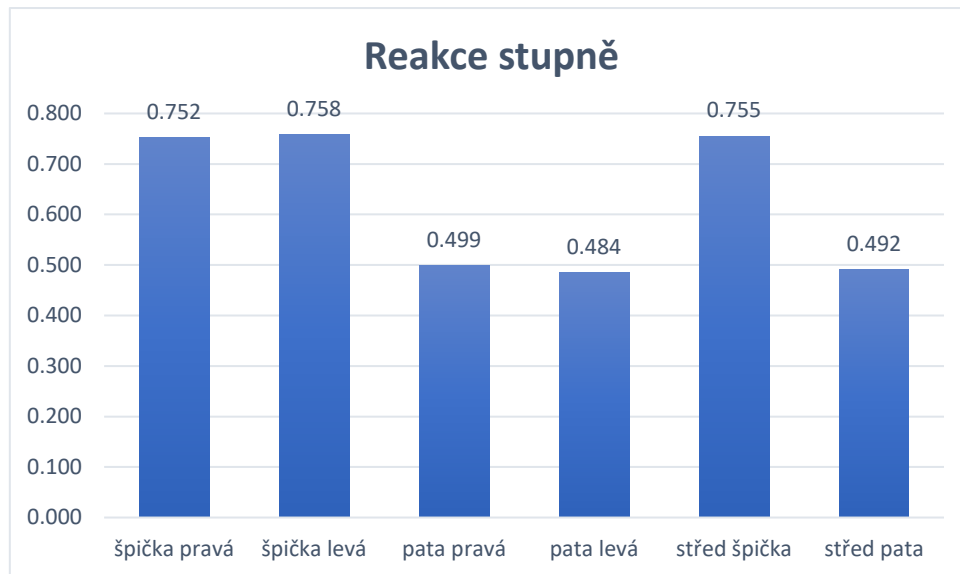
- Spády stupně a RL jsou vyšší na patě, na OL jsou vyšší na špičce.
- Rozptýlení hodnot je pro spády stupně a OL mnohem vyšší než pro spády RL.
- Dle histogramů rozložení hodnot entalpického spádu RL je podobné normálnímu rozdělení.



Graf 6 - Sloupcový graf entalpických spádů stupně

6.3.2. Reakce stupně

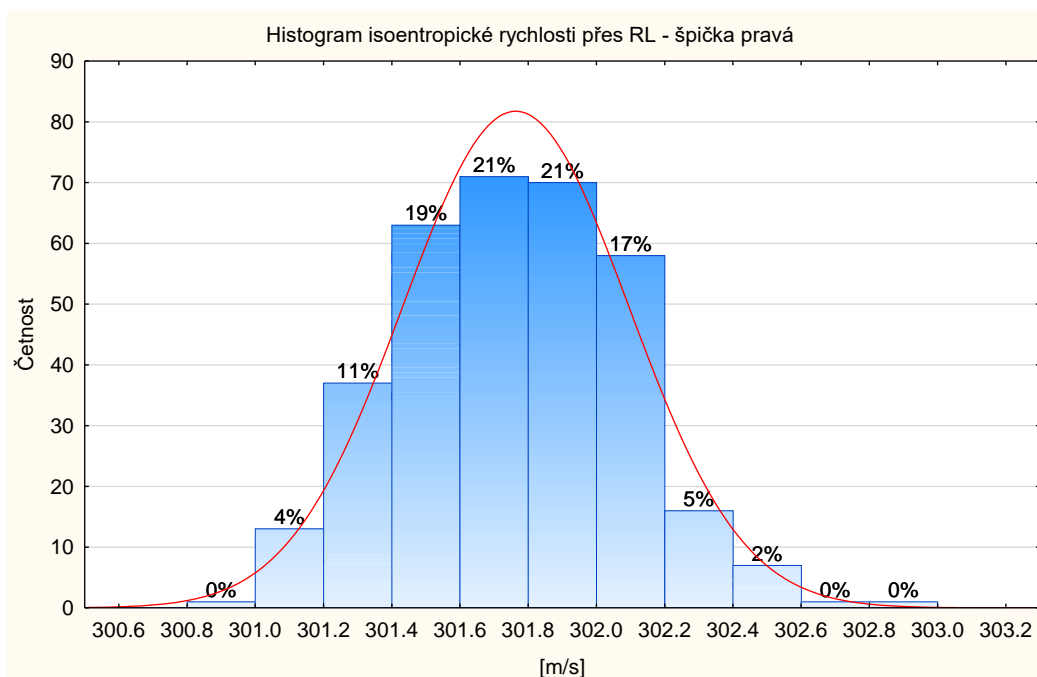
- Rozptýlení hodnot je na špičkách lopatek výrazně nižší než na patách.
- Na patách je reakce nižší než na špičkách lopatek - reakce po délce lopatek roste.
- Na histogramech není jasně vidět interval největší četnosti, jedná se spíše o konstantní rozložení dat.
- Stupeň je přetlakový.



Graf 7 - Sloupcový graf reakcí stupně

6.3.3. Isoentropická rychlost

- Hodnoty rychlosti přes stupeň mají velký rozptyl a od průměru se liší o 20 až 25 m/s.
- Na patě je rychlost v RL přibližně o 150 m/s vyšší než na špičce.
- Hodnoty rychlosti přes RL mají úzký rozptyl a jejich rozložení v histogramech velmi odpovídá normálnímu rozložení.



Graf 8 - Histogram isoentropické rychlosti přes stupeň

6.3.4. Tlakové poměry stupně

- Tlakový poměr přes RL má velmi úzký rozptyl – max. 2% od průměru.
- Hodnoty tlakového poměru přes OL jsou naproti tomu rozptýleny od průměru přibližně 10%.
- Některé z tlakových poměrů jsou nižší než kritický tlakový poměr.

Kritický tlakový poměr je v mokré páře roven: $\beta^* = 0,582$. Poměr nižší než kritický značí, že během průchodu páry lopatkami nastalo aerodynamické ucpání. Pára je stlačena na hodnotu, kdy se urychlí v lopatkách natolik, že dosáhne rychlosti zvuku. Více páry už nemůže protéci mezilopátkovými kanály a začne se „hromadit“ před vstupem do lopatek. Z pohledu účinnosti není tento stav chtěný. Aerodynamické ucpání OL znamená, že velká část tlakové energie opustila OL v podobě výstupní rychlosti c_2 a nepředala práci lopatkám. V tabulkách níže je vidět, že došlo k aerodynamickému ucpání na patě RL a ve všech místech OL.

Tlakový poměr p_1/p_0			
	Průměr	Směrodatná odchylka	Var. koeficient [%]
špička pravá	0.74	0.000	3.75
špička levá	0.74	0.000	3.22
pata pravá	0.51	0.001	4.81
pata levá	0.51	0.001	4.44
střed špička	0.74	0.000	3.45
střed pata	0.51	0.001	4.62

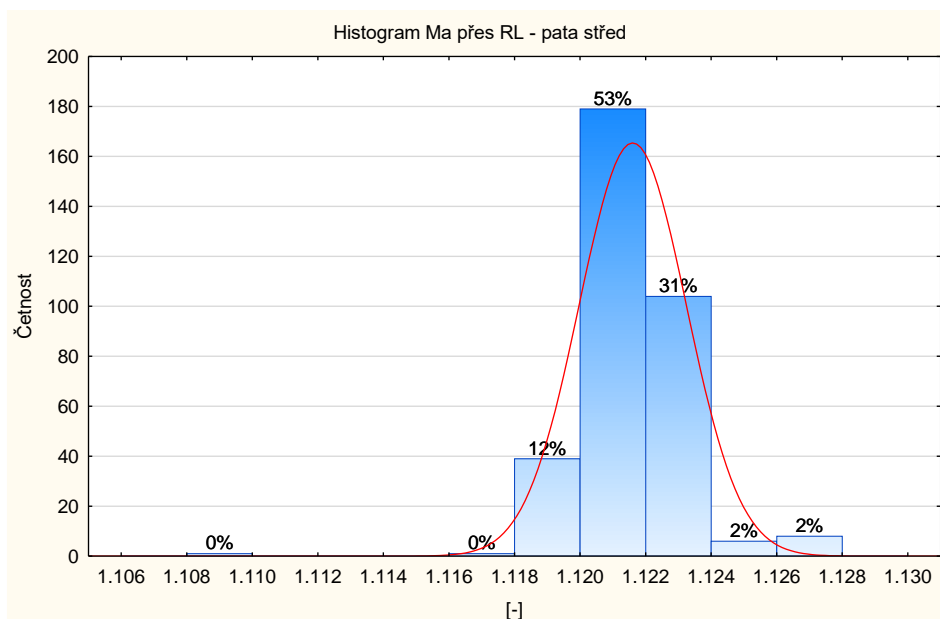
Tabulka 5 - Tlakové poměry RL

Tlakový poměr p_2/p_1			
	Průměr	Směrodatná odchylka	Var. koeficient [%]
špička pravá	0.38	0.01	3.75
špička levá	0.37	0.01	3.22
pata pravá	0.49	0.02	4.81
pata levá	0.50	0.02	4.44
střed špička	0.37	0.01	3.45
střed pata	0.50	0.02	4.62

Tabulka 6 - Tlakové poměry OL

6.3.5. Machova čísla

- Vyšší hodnoty Machova čísla jsou na patách.
- Machovo číslo přes RL dosahuje hodnot přesahující 1 Mach.
- Hodnoty Machova čísla přes RL mají úzký rozptyl.

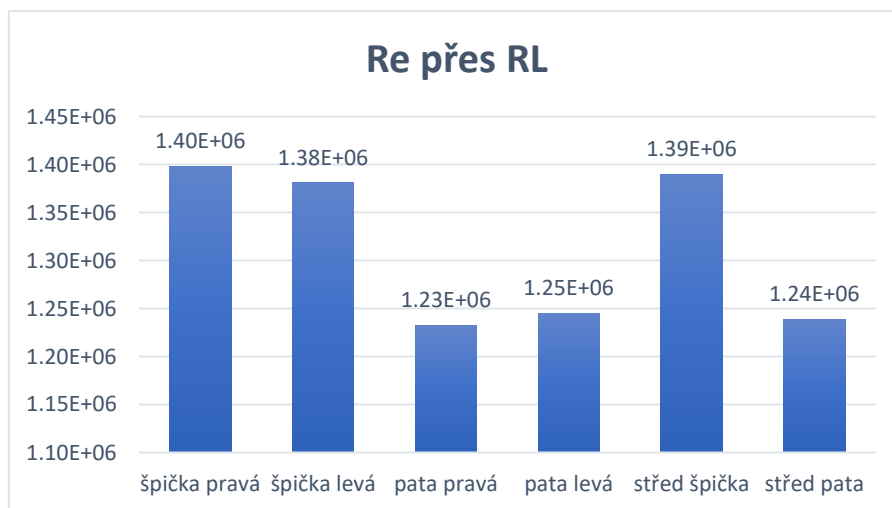


Graf 9 - Histogram Machova čísla přes RL

Velikost Machova čísla přes RL vyšší než 1 Mach není příliš pravděpodobný. Jediná možnost by byla konstrukce lopatek ve tvaru Lavalovy dýzy, která se používá ojediněle. Pravděpodobnější důvod pramení z výpočtového vztahu založeném na poměru tlaků a uvažovaného bezztrátového proudění. Jak bylo výše zmíněno dochází na patách RL k aerodynamickému ucpaní. Potom u tlakového poměru nižšího než kritický lze dosáhnout ve výpočtu Machova čísla vyšší hodnoty než 1 Mach. Je možné říci, že na patách RL dosahovala pára rychlosti zvuku.

6.3.6. Reynoldsovo číslo

- Reynoldsova čísla jsou výrazně vyšší na špičkách lopatek.
- S porovnáním rozptylu hodnot přes stupeň a OL je rozptyl hodnot Reynoldsova čísla přes RL malý.
- Rozložení hodnot přes RL neodpovídá normálnímu rozložení, hodnoty jsou rozloženy po celé šířce rozptylu víceméně různě.
- Na patách RL a OL jsou hodnoty Re méně rozptýleny než na špičkách



Graf 10 - Sloupcový graf Reynoldsova čísla přes RL

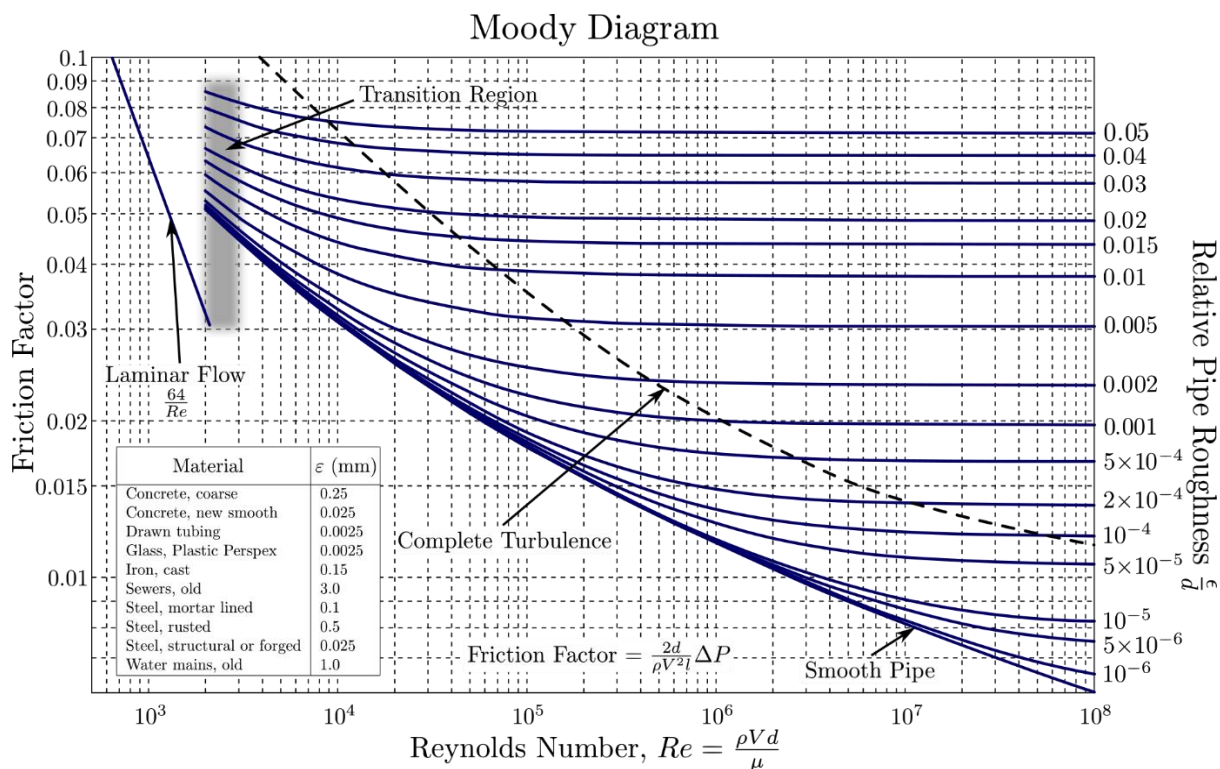
6.4. Využití dat

Vyhodnocená data mohou sloužit k validování CFD simulací a jiných numerických programů. Na základě dat je možné upravit nastavení programů tak, aby simulace odpovídaly realitě nebo při nejmenším posoudit, zda simulace dávají smysl. Dalším využitím můžou být hodnoty Reynoldsova čísla v Moodyho diagramu. Podle Moodyho diagramu je možné zjistit drsnost potrubí (lopatek). Pokud je známý řád Reynoldsova čísla pro proudění v potrubí (lopatkách) a typ proudění např. turbulentní, je snadné dohledat nejmenší drsnost při kterém daný typ proudění vznikne. Vysoké hodnoty Reynoldsova čísla představují nízký vliv třecích sil částic tekutiny.

V případě Re přes RL jsou výsledky v řádu 10^6 a typ proudění turbulentní, potom je relativní drsnost rovna 0,001. Použije-li se známá rozteč na středu délky lopatek - $t_{RL} = 124,2 \text{ mm}$, pak je nejmenší drsnost lopatek:

$$\epsilon = t_{RL} \cdot 0,001 = 124,2 \cdot 0,001 = 0,124 \text{ mm}$$

Znalost nejmenší drsnosti je vhodná při výrobě lopatky, kdy není nutné opracovávat lopatku dokončovacími operacemi (leštění, jemné broušení, ...), protože na proudění a turbulenci jemnost lopatek z tohoto hlediska nebude mít vliv. Snížením operací při výrobě se sníží cena nákladů na výrobu, čas i energie.



6.5. Celkové vyhodnocení

Vyhodnocené výsledky přes RL mají užší rozptýlení a v mnoha případech rozložení hodnot odpovídá Gaussovu rozdělení dat. Nejhodnotnější výsledky jsou shrnuty v tabulce 7 níže. Při úvaze, že rozložení výsledků odpovídá normálnímu rozdělení lze říci, že hodnoty uváděné v tabulce 7 při výkonu turbíny 189 MW nastávají s pravděpodobností 68%. Postup zpracování dat provedený výše lze uskutečnit obdobně pro více režimů.

	špička pravá	špička levá	pata pravá	pata levá	špička střed	pata střed
Entalpický spád stupně	184.1 ± 5.4	187.4 ± 4.6	200.1 ± 6.9	198.1 ± 6.4	185.7 ± 5.0	199.1 ± 6.6
Entalpický spád přes RL	45.5 ± 0.1	45.3 ± 0.1	100.2 ± 0.5	102.1 ± 0.3	45.4 ± 0.1	101.1 ± 0.4
Entalpický spád přes OL	138.5 ± 5.3	142.1 ± 4.6	99.9 ± 6.6	96.1 ± 6.1	140.3 ± 4.9	98.0 ± 6.4
Reakce stupně	0.75 ± 0.01	0.76 ± 0.01	0.50 ± 0.02	0.48 ± 0.02	0.76 ± 0.01	0.49 ± 0.02
Isoentropická rychlost přes RL	301.6 ± 0.3	301.0 ± 0.3	447.6 ± 1.1	451.8 ± 0.7	301.4 ± 0.3	449.7 ± 0.8
Tlakový poměr p_1/p_0	0.743 ± 0.001	0.744 ± 0.001	0.515 ± 0.001	0.508 ± 0.001	0.743 ± 0.000	0.511 ± 0.001
Tlakový poměr p_2/p_1	0.379 ± 0.014	0.369 ± 0.012	0.490 ± 0.023	0.504 ± 0.022	0.374 ± 0.013	0.497 ± 0.023
Tlakový poměr p_2/p_0	0.282 ± 0.011	0.275 ± 0.009	0.252 ± 0.012	0.256 ± 0.011	0.278 ± 0.010	0.254 ± 0.012
Ma přes RL	0.741 ± 0.000	0.738 ± 0.000	1.116 ± 0.002	1.127 ± 0.001	0.739 ± 0.000	1.122 ± 0.002
Re přes RL	(1398 ± 9)E+03	(1381 ± 9)E+03	(1232 ± 6)E+03	(1245 ± 8)E+03	(1390 ± 9)E+03	(1239 ± 7)E+03

Tabulka 7 - Výsledky zpracování dat

Závěr

Hlavním cílem práce bylo určit parametry posledního stupně parní turbíny. Záměrem bylo stanovit entalpické spády, reakce, tlakové poměry, Machova a Reynoldsova čísla z naměřených teplot a tlaků získaných při experimentálním měření na parní turbíně.

V souvislosti se zbylou částí této práce je nejprve uveden přehled o parní turbíně, posledním stupni a difuzoru. Druhá kapitola je věnována rešerši experimentálního ověřování proudění v parních turbínách. Toto téma je předmětem výzkumu společností vyrábějící parní turbíny, univerzit nebo technických institucí. Velká část nedávných studií je zaměřena na zapojení obnovitelných zdrojů do sítě, flexibilní provoz turbín, digitalizaci a nízkozátěžové provozy s malým průtokem páry. Další pasáž práce popisuje zařízení použítá během experimentálního měření dat na turbíně. Popis je zaměřen na princip a funkci měřících řetězců, teploměřů a snímačů tlaku. V praktické části je nejprve uveden rozbor naměřených dat z hlediska statistiky. Data jsou zpracována statistickými metodami, vynesena do grafů a statisticky vyhodnocena. Zbytek práce se zabývá výpočtem parametrů posledního stupně. Z důvodu omezeného množství informací o proudění a vlastnostech páry byly výsledky určeny z isoentropického tepelného spádu. Za oběžnými lopatkami se nachází mokrá pára definovaná suchostí - $x = 0,9$ a statickým tlakem.

Výsledky zpracování ukázaly aerodynamické ucpání paty rozváděcích lopatek a celé oběžné mříže. Rychlosti páry dosahovaly v těchto místech rychlostí zvuku, které jsou příčinou opožděné expanze páry za oběžnými lopatkami. Expanze poté měla vliv na pokles tlaku a teploty v počáteční části difuzoru a ztracený entalpický spád. Zbytek difuzoru plnil svou funkci a tlak po délce difuzoru narůstal. Na patě lopatek odpovídá reakce hodnotám 0,5 a na špičce hodnotě 0,75. Entalpický spád zpracovaný stupněm je na patách lopatek zaokrouhleně 200kJ/kg, na špičkách 185kJ/kg. Přes špičky oběžných lopatek je tak zpracováno až 75% celkového tepelného spádu a přes paty 50%. Jedná se o přetlakový stupeň. Parametry posledního stupně byly určeny se směrodatnou odchylkou a variačním koeficientem. Je možné říci, že vypočtené parametry posledního stupně parní turbíny nastaly teoreticky v 68% případů měření.

Za pozornost by určitě stálo stanovit hodnoty rychlosti proudící páry na vstupech a výstupech lopatek a porovnat výsledky parametrů posledního stupně s metodou uvedenou v této práci. Rozšíření práce by se také mohlo týkat zahrnutím nejistot měření měřících řetězců do závěrečných výsledků. Výpočet konečných hodnot z modálních intervalů během rozšíření práce by se nechalo zanedbat, protože hodnoty jsou blízké aritmetickému průměru a leží v intervalech určených směrodatnou odchylkou.

Seznam použité literatury

1. **ZHAO, ROBERT A. MCLAUGHLIN ZAILI THEO.** POWER EQUIPMENT INSTRUCTOR. *SlideServe*. [Online] 18. 09 2012. <https://www.slideserve.com/ernst/power-equipment-instructor-robert-a-mclaughlin-zaili-theo-zhao>.
2. **Michal, Volf.** *Teplárenské cykly teplárenských provozů*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2014/2015.
3. **ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimirovič.** *Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín. 1. svazek. 5. vyd.* Praha : SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983.
4. **Jiří, Šuma.** *BAKALÁŘSKÁ PRÁCE - Modernizace parní turbíny*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2016.
5. **Jiří, Kučera.** Parní turbíny a kondenzátory. [Online] 03. 10 2018. <https://docplayer.cz/115559381-Parni-turbiny-a-kondenzatory.html>.
6. **Krajíc, Ladislav.** *Parní turbíny a příslušenství*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2017.
7. **David, Tupý.** *Bakalářská práce - Experimentální měření na vzduchovém tunelu pro výzkum axiálních těles*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2016/2017.
8. —. *Experimentální výzkum proudění v modelu axiálního výstupního tělesa parní turbíny*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2019.
9. *Waste to Energy steam turbine wet steam flow and LP exhaust cooling*. **Hoznedl Michal, Bielko Jan.** Pilsen : Doosan Škoda Power, 2023.
10. **Ilias Bosdas, Michel Mansour, Anestis I. Kalfas, Reza S. Abhari, Shigeki Senoo.** Unsteady Wet Steam Flow Field Measurements in the Last Stage of Low Pressure Steam Turbine. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 22. 09 2015. <https://doi.org/10.1115/1.4031345>.
11. **Soichiro Tabata, Yasuhiro Sasao, Kiyoshi Segawa.** Experimental and Numerical Investigations of the Effects of Real Shape Modeling and Non-Equilibrium Condensation Modeling on the Flow Pattern in Steam Turbine. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 16. 09 2021. <https://doi.org/10.1115/GT2021-01754>.
12. **Ilias Papagiannis, Asad Raheem, Altug Basol, Anestis Kalfas, Reza Abhari, Hisataka Fukushima, Shigeki Senoo.** Unsteady flow mechanisms in the last stage of a transonic low pressure steam turbine—multistage effects and tip leakage flows. *JOURNAL OF THE GLOBAL POWER AND PROPULSION SOCIETY*. [Online] 20. 07 2017. https://www.research-collection.ethz.ch/bitstream/handle/20.500.11850/227429/1/Gpps_F4IW8S%20%282%29.pdf.
13. **Soichiro Tabata, Kiyoshi Segawa, Tadashi Takahashi, Jin Aoyagi.** Experimental and Numerical Investigations of the Non-Equilibrium Condensation on the Performance and the Flow Pattern in Steam Turbine. *ASME*. [Online] Mitsubishi Heavy Industries, 28. 10 2022. <https://doi.org/10.1115/GT2022-80191>.
14. **Soichiro Tabata, Hisataka Fukushima, Kiyoshi Segawa, Koji Ishibashi, Yoshihiro Kuwamura, Hideaki Sugishita.** Experimental and Numerical Investigations of Steam Turbine

Exhaust Hood Flow Field With Two Types of Diffusers. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 05. 11 2019. <https://doi.org/10.1115/GT2019-90640>.

15. **Ilias Bosdas, Michel Mansour, Anestis I. Kalfas, Reza S. Abhari, Shigeki Senoo.** Unsteady Flow Field and Coarse Droplet Measurements in the Last Stage of a Low Pressure Steam Turbine With Supersonic Airfoils Near the Blade Tip. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 20. 09 2016. <https://doi.org/10.1115/GT2016-57753>.

16. —. Unsteady wet steam flow field and droplet measurements at the last stage of low-pressure steam turbine. *ResearchGate*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 20. 11 2015.

https://www.researchgate.net/publication/286457883_Unsteady_wet_steam_flow_field_and_droplet_measurements_at_the_last_stage_of_low-pressure_steam_turbine.

17. **Yasuhiro Sasao, Satoru Yamamoto.** Numerical Prediction of Unsteady Flows Through Turbine Stator-Rotor Channels With Condensation. *ASME*. [Online] 13. 10 2008. <https://doi.org/10.1115/FEDSM2005-77205>.

18. **Tadashi Tanuma, Yasuhiro Sasao, Satoru Yamamoto, Yoshiki Niizeki, Naoki Shibukawa, Hiroshi Saeki.** Numerical Investigation of Steam Turbine Exhaust Diffuser Flows and Their Three Dimensional Interaction Effects on Last Stage Efficiencies. *ASME*. [Online] Tohoku University, 18. 09 2014. <https://doi.org/10.1115/GT2014-26665>.

19. **Satoru Yamamoto, Yasuhiro Sasao, Hiroto Kato, Hiroshi Satsuki, Hiroharu Ooyama, Kouichi Ishizaka.** Numerical and Experimental Investigations of Unsteady 3-D Wet-Steam Flows Through Two-Stage Stator-Rotor Cascade Channels. *ASME*. [Online] Tohoku University, 22. 12 2010. <https://doi.org/10.1115/GT2010-22796>.

20. **Takanori Shibata, Hisataka Fukushima, Kiyoshi Segewa.** Improvement of Steam Turbine Stage Efficiency by Controlling Rotor Shroud Leakage Flows—Part I: Design Concept and Typical Performance of a Swirl Breaker. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 1. 11 2018. <https://doi.org/10.1115/1.4041650>.

21. **Chongfei Duan, Hisataka Fukushima, Kiyoshi Segewa, Takanori Shibata, Hidetoshi Fujii.** Improvement of Steam Turbine Stage Efficiency by Controlling Rotor Shroud Leakage Flows—Part II: Effect of Axial Distance Between a Swirl Breaker and a Rotor Shroud on Efficiency Improvement. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 1. 11 2018. <https://doi.org/10.1115/1.4041648>.

22. **Yasuhiro Sasao, Kiyoshi Segawa, Takeshi Kudo, Ryo Takata, Masaki Osako, Satoru Yamamoto.** Wetness Measurement and Droplet Transport Analysis in Actual Steam Test on a Scaled Low Pressure Turbine. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 11. 01 2021. <https://doi.org/10.1115/GT2020-16117>.

23. —. Investigation of Moisture Removal on Last Stage Stationary Blade in Actual Steam Turbine. *ASME*. [Online] Mitsubishi Hitachi Power Systems, 11. 01 2021. <https://doi.org/10.1115/GT2020-14831>.

24. **A. Živný, A. Macálka, M. Hoznedl, K. Sedlák, M. Hajšman, M. Kolovratník.** Numerical Investigation and Validation of the 1 090 MW Steam Turbine Exhaust Hood Flow Field. *ASME*. [Online] 17. 08 2017. <https://doi.org/10.1115/GT2017-63576>.

25. **Hoznedl M., Sedlák K.** *Proudové poměry na posledním stupni a v axiálním výstupním tělese turbíny 209 MW*. Plzeň : Doosan Škoda Power, 2021.

26. **Michal Hoznedl, Antonín Živný, Aleš Macálka, Robert Kalista, Kamil Sedlák, Lukáš Bednář, Ladislav Tajč.** The Pressure Field at the Output From a Low Pressure Exhaust Hood

and Condenser Neck of the 1090 MW Steam Turbine: Experimental and Numerical Research. *ASME*. [Online] 30. 08 2018. <https://doi.org/10.1115/GT2018-75248>.

27. **Michal Hoznedl, Michal Kolovratník, Lukáš Mrózek, Kamil Sedlák, Robert Kalista, Ondřej Bartoš.** Experimental research on the flow at the last stage of a 1090 MW steam turbine. *SAGE journals*. [Online] 02. 01 2018. <https://doi.org/10.1177/0957650917749692>.

28. **Michal Kolovratníka, Kukchol Yun, Ondřej Bartoš.** Control of the probe influence on the flow field in LP steam turbine. *Web of Conferences*. [Online] 2016. https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2017/12/epjconf_efm2017_02052.pdf.

29. **Robert Kalista, Lukáš Mrózek, Václav Sláma, Miroslav Vrátný, Kamil Sedlák, Bartoloměj Rudas, Michal Tmej.** Experimental measurement on the air test rig of the axial steam turbine exhaust casing. *AIP Conference Proceedings*. [Online] 28. 11 2018. <https://doi.org/10.1063/1.5081639>.

30. **Robert Kalista, Lukáš Mrózek, Václav Sláma, Kamil Sedlák.** Steam Turbine Axial Exhaust Diffuser Investigation Using a Test Rig and its Numerical Model. *ASME*. [Online] 21. 01 2020. <https://doi.org/10.1115/IMECE2019-10267>.

31. **Petr Kollross, Ladislav Tajč.** An Experimental Research of the DSPW Steam Turbine. *AIP Conference Proceedings*. [Online] 22. 11 2019. <https://doi.org/10.1063/1.5138624>.

32. **Václav Sláma, Lukáš Mrózek, Ladislav Tajč, David Šimurda, Jindřich Hála.** Creation and validation of pressure loss model for steam turbine control valves. [Online] 22. 11 2019. <https://doi.org/10.1063/1.5138632>.

33. **Vaclav Slama, Lukas Mrozek, Bartolomej Rudas, David Simurda, Jindrich Hala, Martin Luxa.** Experimental and Numerical Study on Pressure Losses and Flow Fluctuations in a High-Pressure Valve Assembly of Steam Turbine Governing System. *ASME*. [Online] 11. 01 2021. <https://doi.org/10.1115/GT2020-14474>.

34. **L. Völker, M. Casey, M. Neef, H. Stüer.** THE FLOW FIELD AND PERFORMANCE OF A MODEL LOW PRESSURE STEAM TURBINE. *Conference on Turbomachinery*. [Online] 6. 03 2005. https://www.researchgate.net/profile/Matthias-Neef/publication/309155099_The_Flow_Field_and_Performance_of_a_Model_Low_Pressure_Steam_Turbine/links/598abe8145851519f10ad1a8/The-Flow-Field-and-Performance-of-a-Model-Low-Pressure-Steam-Turbine.pdf.

35. **M. Grübel, J. Starzmann, M. Schatz, T. Eberle, D. M. Vogt, F. Sieverding.** Two-Phase Flow Modeling and Measurements in Low-Pressure Turbines: Part 1 — Numerical Validation of Wet Steam Models and Turbine Modeling. *ASME*. [Online] 18. 09 2014. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25244>.

36. **M. Schatz, T. Eberle, M. Grübel, J. Starzmann, D. M. Vogt, N. Sürken.** Two-Phase Flow Modeling and Measurements in Low-Pressure Turbines: Part 2 — Turbine Wetness Measurement and Comparison to CFD-Predictions. *ASME*. [Online] 18. 09 2014. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25245>.

37. **Lutz Vo"lker, Michael Casey, John Dunham, Heinrich Stu"er.** The Influence of Lean and Sweep in a Low Pressure Steam Turbine: Throughflow Modelling and Experimental Measurements. *ASME*. [Online] 03. 08 2009. <https://doi.org/10.1115/GT2008-50188>.

38. **Conrad Finzel, Markus Schatz, Michael V. Casey, Daniel Gloss.** Experimental Investigation of Geometrical Parameters on the Pressure Recovery of Low Pressure Steam Turbine Exhaust Hoods. *ASME*. [Online] 03. 05 2012. <https://doi.org/10.1115/GT2011-45302>.

39. **Fabian F. Müller, Markus Schatz, Damian M. Vogt, Andreas Rehnsch.** Experimental Investigation of a Low Pressure Model Steam Turbine With Supporting Rib in Close Vicinity to the Last Stage Rotor Blades at Varying Operating Conditions. *ASME*. [Online] 20. 09 2016. <https://doi.org/10.1115/GT2016-57258>.
40. **O. Brunn, K. Deckers, T. Polklas, K. Behnke, M. A. Schwarz.** EXPERIMENTAL AND NUMERIC INVESTIGATIONS ON A STEAM TURBINE TEST RIG IN PART LOAD OPERATION. *European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. [Online] 07. 04 2017. <https://euroturbo.eu/paper/ETC2017-093.pdf>.
41. **Oliver Brunn, Ulrich Harbecke, Thomas Mokulys, Victor Salit, Mark Andre Schwarz, Felix Dornbusch.** Improved LP-Stage Design for Industrial Steam Turbines. *ASME*. [Online] MAN Energy Solutions, 11. 01 2021. <https://doi.org/10.1115/GT2020-14375>.
42. **Bernhard Valerian Weigel, Stefan Odenbach, Wieland Uffrecht, Thomas Polklas.** Thermal Characterization of a Steam Turbine Casing Including Measuring of Adiabatic Wall Temperatures Using Proprietary Sensors. *ASME*. [Online] MAN Energy Solutions, 16. 09 2021. <https://doi.org/10.1115/GT2021-59252>.
43. **Nils Moser, René Volkert, Franz Joos.** Numerical Optimization of a Steam Turbine Control Stage by Flowpath Profiling Using Evolutionary Algorithm. *ASME*. [Online] MAN Diesel & Turbo, 03. 05 2012. <https://doi.org/10.1115/GT2011-46237>.
44. **Nils Moser, Peter Steinhoff, Franz Joos.** Experimental and Numerical Investigations of Flowpath Profiling on Secondary Flow Losses in a Turbine Control Stage. *ASME*. [Online] MAN Diesel & Turbo, 14. 11 2013. <https://doi.org/10.1115/GT2013-94737>.
45. **Tobias J. Kalkkuhl, David Engelmann, Ulrich Harbecke, Ronald Mailach.** Numerical Analysis of Partial Admission Flow in an Industrial Steam Turbine. *ASME*. [Online] MAN Diesel & Turbo, 09. 07 2013. <https://doi.org/10.1115/GT2012-68482>.
46. **Andreas Schramm, Tim Müller, Thomas Polklas, Oliver Brunn, Ronald Mailach.** Unsteady Flow in Extraction Modules of Industrial Steam Turbines. *ASME*. [Online] MAN Diesel & Turbo, 18. 09 2014. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25394>.
47. **David Engelmann, Andreas Schramm, Thomas Polklas, Ronald Mailach.** Losses of Steam Admission in Industrial Steam Turbines Depending on Geometrical Parameters. *ASME*. [Online] Ruhr-Universität Bochum, 18. 09 2014. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25172>.
48. **Antonio Mambro, Francesco Congiu, Enzo Galloni.** CFD Modelling of Steam Turbine Last Stage Blades at Low Load Using Multiple Mixing Plane Approach. *ASME*. [Online] General Electric, 11. 01 2021. <https://doi.org/10.1115/GT2020-14667>.
49. **Tom Verstraete, Johan Prinsier, Alberto Di Sante, Stefania Della Gatta, Lorenzo Cosi.** Design Optimization of a Low Pressure Steam Turbine Radial Diffuser Using an Evolutionary Algorithm and 3D CFD. *ASME*. [Online] von Karman Institute for Fluid Dynamics, 09. 07 2013. <https://doi.org/10.1115/GT2012-69515>.
50. **Derek Taylor, Gurnam Singh, Phil Hemsley, Martin Claridge.** Parametric Experimental and Numerical Study of LP Diffuser and Exhaust Hoods. *ASME*. [Online] GE Power, 20. 09 2016. <https://doi.org/10.1115/GT2016-56640>.
51. **Bin Zhou, Amir Mujezinovic, Andrew Coleman, Wei Ning, Asif Ansar.** Forced Response Prediction for Steam Turbine Last Stage Blade Subject to Low Engine Order Excitation. *ASME*. [Online] GE Energy, 12. 05 2012. <https://doi.org/10.1115/GT2011-46856>.

52. **Stefano Zucca, Muzio M. Gola, Francesco Piraccini.** Non-Linear Dynamics of Steam Turbine Blades With Shroud: Numerical Analysis and Experiments. *ASME*. [Online] Politecnico di Torino, 09. 07 2013. <https://doi.org/10.1115/GT2012-69692>.
53. **Dennis Toebben, Xavier E. R. de Graaf, Piotr Luczynski, Manfred Wirsum, Wolfgang F. D. Mohr, Klaus Helbig.** Test Rig for Applied Experimental Investigations of the Thermal Contact Resistance at the Blade-Rotor-Connection in a Steam Turbine. *ASME*. [Online] Institute of Power Plant Technology, 21. 01 2019. <https://doi.org/10.1115/1.4041748>.
54. **Piotr Łuczynski, Dennis Többen, Manfred Wirsum, Wolfgang F. D. Mohr, Klaus Helbig.** Modeling of Warm-Keeping Process with Hot Air in Steam Turbines. *Journal of Power Technologies* . [Online] Institute for Power Plant Technology, 2017. <http://publications.rwth-aachen.de/record/728398/files/728398.pdf>.
55. **Ken-ichi Funazaki, Yoshinori Sasaki, Tadashi Tanuma.** Experimental Studies on Unsteady Aerodynamic Loss of a High-Pressure Turbine Cascade. *ASME*. [Online] Toshiba Corporation, 24. 12 2014. <https://doi.org/10.1115/97-GT-052>.
56. **Tadashi Tanuma, Hiroshi Okuda, Gaku Hashimoto, Satoru Yamamoto, Naoki Shibukawa, Kenichi Okuno, Hiroshi Saeki, Tomohiko Tsukuda.** Aerodynamic and Structural Numerical Investigation of Unsteady Flow Effects on Last Stage Blades. *ASME*. [Online] Toshiba Corporation, 12. 08 2015. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2015/56796/V008T26A035/238325>.
57. **Tadashi Tanuma, Michio Ogawa, Hiroshi Okuda, Gaku Hashimoto, Naoki Shibukawa, Kenichi Okuno, Tomohiko Tsukuda.** Unsteady Flow Effects on Steam Turbine Last Stage Blades at Very Low Load Operating Condition. *ASME*. [Online] Toshiba Corporation, 30. 08 2018. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2018/51173/V008T29A028/272661>.
58. **Naoki Shibukawa, Yoshihiro Ishikawa, Yoshifumi Iwasaki, Kota Chiba.** Effects of Upstream Sprayed Water on Steam Flow Conditions and Blade Vibrations of a Low Pressure Steam Turbine. *ASME*. [Online] Toshiba Corporation, 20. 09 2016. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2016/49866/V008T26A043/241125>.
59. **Filippo Rubecchini, Michele Marconcini, Andrea Arnone, Stefano Cecchi, Federico Dacca.** Some Aspects of CFD Modeling in the Analysis of a Low-Pressure Steam Turbine. *ASME*. [Online] Ansaldo Energia, 10. 03 2009. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2007/47950/519/363745>.
60. **Federico Daccà, Claudio Canelli, Stefano Cecchi.** Numerical Investigation of the 3D Flow Field in a Steam Turbine Axial Exhaust Diffuser: Comparison With Experimental Data and Performance Evaluation. *ASME*. [Online] Ansaldo Energia, 14. 11 2013. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2013/V05BT25A038/250268>.
61. **A. Bessone, R. Guida, M. Marrè Brunenghi, S. Patrone, L. Carassale, Z. Kubin, A. Arnone, L. Pinelli.** Aeromechanical Characterization of a Last Stage Steam Blade at Low Load Operation: Part 1 - Experimental Measurements and Data Processing. *ASME*. [Online] Ansaldo Energia a Doosan Škoda Power, 11. 01 2021. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2020/84218/V10AT24A019/1095218>.

62. **Lorenzo Pinelli, Federico Vanti, Lorenzo Peruzzi, Andrea Arnone, Andrea Bessone, Claudio Bettini, Roberto Guida, Michela Marré Brunenghi, Vaclav Slama.** Aeromechanical Characterization of a Last Stage Steam Blade at Low Load Operation: Part 2 — Computational Modelling and Comparison. *ASME*. [Online] Ansaldo Energia a Doosan Škoda Power, 11. 01 2020. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2020/84218/V10AT24A017/1095201>.
63. **Alberto Traverso, Federico Reggio, Paolo Silvestri, Sergio Rizzo, Geoff Engelbrecht, Alexandros Chasoglou.** Two-phase flow expansion: development of an innovative test-rig for flow characterisation and CFD validation. *edpsciences*. [Online] Univerzity of Genoa, 21. 08 2019. https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/pdf/2019/39/e3sconf_supehr18_03017.pdf.
64. **Vaclav Slama, Lukas Mrozek, Ladislav Tajc, Marek Klimko, Pavel Zitek.** Flow Analysis in a Steam Turbine Control Valve With Through-Flow Valve Chamber. *ASME*. [Online] University of West Bohemia in Pilsen, 28. 01 2021. <https://asmedigitalcollection.asme.org/nuclearengineering/article-abstract/7/2/021401/1090567/Flow-Analysis-in-a-Steam-Turbine-Control-Valve>.
65. **Lukáš Mrózek, Václav Sláma, Kamil Sedlák, Ladislav Tajč.** Analysis of losses in steam turbine control valves. *AIP Conference Proceedings*. [Online] 08. 03 2021. <https://aip.scitation.org/doi/pdf/10.1063/5.0042097>.
66. **Vašíček Vojtěch, Liška Jindřich, Strnad Jaromír, Jakl Jan.** Identification of dynamic behavior of steam turbine blades using rotor vibration measurement. *uropean Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. [Online] 06. 04 2021. <https://otik.uk.zcu.cz/bitstream/11025/47242/1/ETC2021-616.pdf>.
67. **Petr Eret, Volodymyr Tsymbalyuk.** Experimental Subsonic Flutter of a Linear Turbine Blade Cascade With Various Mode Shapes and Chordwise Torsion Axis Locations. *ASME*. [Online] University of West Bohemia, 06. 12 2022. <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article-abstract/145/6/061002/1150096/Experimental-Subsonic-Flutter-of-a-Linear-Turbine>.
68. **Ondřej Bartoš, Petr Pavlíček, Lucie Měšťanová.** An experimental study of the coarse droplets formation. *AIP Conference Proceedings*. [Online] University of West Bohemia, 22. 11 2019. <https://doi.org/10.1063/1.5138614>.
69. **Włodzimierz Wróblewski, Sławomir Dykas, Andrzej Gardzilewicz, Michal Kolovratnik.** Numerical and Experimental Investigations of Steam Condensation in LP Part of a Large Power Turbine. *ASME*. [Online] Czech Technical University in Prague, 09. 03 2009. <https://asmedigitalcollection.asme.org/fluidsengineering/article-abstract/131/4/041301/455792/Numerical-and-Experimental-Investigations-of-Steam>.
70. **Ondřej Bartoš, Michal Kolovratník, Bohuslav Šmíd, Jan Hrubý.** Experimental research of heterogeneous nuclei in superheated steam. *EPJ Web of Conferences*. [Online] Czech Technical University in Prague, 28. 03 2016. https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/abs/2016/09/epjconf_efm2016_02002/epjconf_efm2016_02002.html.
71. *Příprava na laboratorní práci: MĚŘENÍ A REGULACE TLAKU, KALIBRACE TLAKOMĚŘŮ.* **K.Kadlec.** Praha : Vysoká škola chemicko-technologická v Praze (VSCHT).
72. *Snímače tlaku.* **Bejček Ludvík, Vaculík Jan.** Brno : AUTOMA, 2011.

73. 9022 All-Media Intelligent Pressure Scanner. *dmt-gmbh*. [Online] DMT Druckmesstechnik GmbH. https://dmt-gmbh.com/wp-content/uploads/2017/10/Datenblatt_9022All-Media-Pressure-Scanner_ansicht.pdf.
74. **Kureková Eva, Gabko Peter, Halaj Martin**. *Technické meranie*. Viedeň : Vienna University of Technology, 2005.
75. **Beneš, Milan**. Odchytky při kalibraci teploměrů v kapalinových lázních a elektrických vertikálních píčkách. *Automa*. [Online] 1 2009. https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/38437.pdf.
76. **Vojtíšek, Josef**. ŘETĚZEC PRO MĚŘENÍ TEPLŮ S PLATINOVÝMI SNÍMAČI. [Online] 10 2018. <https://docplayer.cz/108929917-Ceska-metrologicka-spolecnost-z-s-novotneho-lavka-5-praha-1-tel-fax.html>.
77. Jak se pozná normalita pomocí grafů? [Online] chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclefindmkaj/http://www.statsoft.cz/file1/PDF/newsletter/2013_10_09_StatSoft_Jak_se_pozna_normalita_pomoci_grafu.pdf.
78. Rozdělení náhodné veličiny. *StatSoft*. [Online] chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclefindmkaj/http://www.statsoft.cz/file1/PDF/newsletter/2012_11_12_StatSoft_Rozdeleni_nahodne_veliciny.pdf.
79. **Rybář, Mgr. Marian**. *Statistické zpracování dat tlaků naměřených v jaderné elektrárně Loviisa ve Finsku, Doosan Škoda Power, MATSTAT s.r.o. - Matematické a Statistické Analýzy, Software, Školení*.
80. Development of New High Efficiency Steam Turbine. [Online] Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (MHI). <https://citeseerx.ist.psu.edu/document?repid=rep1&type=pdf&doi=8c07f5c29790ce259e88044d076c5ef5aaa0507c>.
81. **Michal Kolovratník, Ondřej Bartoš**. Experimental investigation of the steam wetness in a 1000 MW steam turbine. [Online] https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2016/09/epjconf_efm2016_02056.pdf.
82. **Martina Ricci, Roberto Pacciani, Michele Marconcini, Paolo Macelloni, Stefano Cecchi, Claudio Bettini**. CFD-Based Throughflow Analysis of Transonic Flows in Steam Turbines. *ASME*. [Online] *Ansaldo Energia*, 5. 11 2019. <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2019/V02CT41A021/1066564>.
83. —. Computational Fluid Dynamics-Based Throughflow Analysis of Transonic Flows in Steam Turbines. *ASME*. [Online] *Ansaldo Energia*, 10. 10 2019. <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article-abstract/141/11/111005/975390/Computational-Fluid-Dynamics-Based-Throughflow>.
84. **Adéla, Chalupová**. Schéma Rankinova–Clausiova cyklu s přehřátou parou. *Wikipedia*. [Online] 23. 11 2023. [https://cs.wikipedia.org/wiki/Rankin%C5%AFv%E2%80%93Clausiova_cyklu_s_p%C5%AFh%C5%AFv%C5%AFv_cyklus](https://cs.wikipedia.org/wiki/Rankin%C5%AFv%E2%80%93Clausiova_cyklu_s_p%C5%AFh%C5%AFv%C5%AFv%C5%AFv_cyklus).
85. 9401, Digitally Compensated Pressure Transducer. *A-Tech*. [Online] A-Tech Instruments Ltd. https://www.a-tech.ca/Product/Series/709/9401_Digitally_Compensated_Pressure_Transducer_DICONTINUED_/?tab=1.
86. 9022, All-Media Pressure Scanner . *A-TECH*. [Online] A-TECH instruments LTD. https://www.a-tech.ca/Product/Series/36/9022_All-Media_Pressure_Scanner/?tab=1.

87. RTD PT-100 Temperature Sensor. *Robotics BD*. [Online] <https://store.roboticsbd.com/sensors/493-rtd-pt-100-temperature-sensor-robotics-bangladesh.html>.
88. PT100 PROBE 100MM. *INCOAC*. [Online] Industrial Control Accesories. <http://www.incoac.com/en/temperature/268-pt100-probe-100mm.html>.
89. Jímka JM30 pro teplotní sondy. *AZ4 Logitron*. [Online] <https://www.az4.shop/jimka-jm30-pro-teplotni-sondy-p1767/?cid=463>.

Seznam a zdroje obrázků

Obrázek 1 - Parní turbína [1].....	5
Obrázek 2 - Schéma tepelné elektrárny [3].....	6
Obrázek 3 - Rankin-Clausius cyklus v T-s diagramu [3].....	6
Obrázek 4 - Expanzní křivka páry v turbíně v h-s diagramu (entalpický nebo-li tepelný spád).....	6
Obrázek 5 - Expanzní křivka páry v turbínovém stupni v h-s diagramu.....	7
Obrázek 6 - Porovnání přetlakového(a) a rovnotlakého stupně (b) [4].....	8
Obrázek 7 - Průtočné části a profily lopatkových mříží turbínového stupně [5].....	8
Obrázek 8 - rychlostní trojúhelníky [6].....	8
Obrázek 9 - rychlostní trojúhelníky na profilů lopatek rovnotlakého stupně [5].....	9
Obrázek 10 - Možné rozložení tlaku na posledním stupni a difuzoru a s tím spojen entalpický spád.....	9
Obrázek 11 - Pohyb částic kapaliny v mezilopatkovém kanálu rozváděcí mříže [6].....	10
Obrázek 12 - Trajektorie vodních kapek mezi RL [6].....	10
Obrázek 13 - Eroze náběžné hrany na špičce poslední lopatky [9].....	11
Obrázek 14 - Intenzita eroze lopatky turbíny v čase provozu [6].....	11
Obrázek 15 - Zpětné proudění a chlazení turbíny [9].....	12
Obrázek 16 - Schéma měřících míst uvnitř turbíny.....	21
Obrázek 17- Odběr statického tlaku - vpravo, měření teploty teploměrem – vlevo [25].....	22
Obrázek 18 - vhodné provedení otvoru odběru statického tlaku (vlevo), nevhodné (vpravo).....	22
Obrázek 19 - Princip piezorezistivního čidla.....	23
Obrázek 20 - Řez piezorezistivním čidlem.....	23
Obrázek 22 - Ústředna Netscanner 9022 [73].....	24
Obrázek 21 - Tlakové čidlo 9401 [85].....	24
Obrázek 23 - Teploměřová jímka [89].....	24
Obrázek 24 – Odporový flexibilní teploměr Pt100 [87].....	25
Obrázek 25 - Odporové snímače teploty [74].....	25
Obrázek 26 - Schéma zapojení měřících zařízení.....	26
Obrázek 27 - Schéma kalibrační pece [75].....	27
Obrázek 28 - Utěsnění vzduchové mezery při kalibraci teploměru [75].....	28
Obrázek 29 - Kalibrační pec Jofra AMETEK [75].....	28
Obrázek 30 - Srovnání charakteru grafů teplot.....	28
Obrázek 31 - Srovnání charakteru grafů tlaků.....	28
Obrázek 32 - Q-Q grafy tlaků před a za OL.....	29
Obrázek 33 - Q-Q grafy teplot.....	30
Obrázek 34 - Ukázka vytvořených krabicových grafů.....	31
Obrázek 35 - Ukázka autokorelačních grafů tlaků (vpravo nahoře tlak p1rr vykazující data nezávislá).....	32
Obrázek 36 - Ukázka tabulky s korelačními koeficienty.....	33
Obrázek 37 - Část tabulky s hodnotami pro následné výpočty.....	35
Obrázek 38 - h-s diagram posledního stupně v mokré páře.....	35
Obrázek 39 - Ukázka výpočtu hodnot pro jednotlivé měření.....	36
Obrázek 40 - Část tabulky se závěry ze statistických charakteristik polohy hodnot výsledků.....	39
Obrázek 41 - Moodyho diagram.....	44

Seznam tabulek

<i>Tabulka 1 - Modální intervaly</i>	34
<i>Tabulka 2 - Reakce stupně výpočtem různých statistických charakteristik poloh hodnot</i>	37
<i>Tabulka 3 - Reakce stupně výpočtem průměru s mírami rozptýlení</i>	37
<i>Tabulka 4 - Entalpický ztráty způsobené expanzí za OL</i>	39
<i>Tabulka 5 - Tlakové poměry RL</i>	42
<i>Tabulka 6 - Tlakové poměry OL</i>	42
<i>Tabulka 7 - Výsledky zpracování dat</i>	45

Seznam grafů

<i>Graf 1 – závislost všech naměřených teplot na pořadí měření s extrémními hodnoty</i>	28
<i>Graf 2 - závislost všech naměřených teplot na čase (pořadí měření) bez extrémních hodnot</i>	28
<i>Graf 3 - histogram tlaku p_{1rr}</i>	31
<i>Graf 4 - Histogram reakce stupně na špičce vpravo</i>	38
<i>Graf 5 - Tlaky páry při průchodu difuzorem</i>	38
<i>Graf 6 - Sloupcový graf entalpických spádů stupně</i>	40
<i>Graf 7 - Sloupcový graf reakcí stupně</i>	41
<i>Graf 8 - Histogram isoentropické rychlosti přes stupeň</i>	41
<i>Graf 9 - Histogram Machova čísla přes RL</i>	43
<i>Graf 10 - Sloupcový graf Reynoldsova čísla přes RL</i>	43

Seznam příloh

Příloha č.1	Tabulky konečných dat ze statistické části
Příloha č.2	Tabulky závěrečných výsledků
Příloha č.3	Histogramy výsledků
Příloha č.4	Tabulky a spojnicové grafy tlaků a teplot
Příloha č.5	Vyhodnocení ze statistických charakteristik polohy hodnot
Příloha č.6	Sloupcové grafy výsledků