

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Experimentální měření proudění na parní turbíně T10MW a vyhodnocení
výsledků

Autor: **Bc. Pavel VRBA**

Vedoucí práce: **Ing. Jan UHER**

Akademický rok 2017/2018

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel VRBA**

Osobní číslo: **S16N0085P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**

Název tématu: **Experimentální měření proudění na parní turbíně T10 MW
a vyhodnocení výsledků**

Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol vypracovat:

- úvod k diplomové práci,
- popis turbonapajčky, schéma,
- popis měření, stanovení nejistoty měření teplot,
- korekci vztahů pro výpočet ventilačního výkonu posledního stupně na základě měřených dat,
- analýzu experimentálně naměřených dat z pohledu proudění na posledním stupni turbíny, data budou naměřena na experimentální parní turbíně T10 MW,
- závěr diplomové práce.

Rozsah grafických prací: schéma, grafy
Rozsah kvalifikační práce: 50 - 70 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

- Bečvář J.: Tepelné turbíny, 1. vydání, SNTL Praha, 1968, 543 s.
- Kadrnožka J.: Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie a výpočtů, vyd. 1, Brno, CERM, 2004, 308 s., ISBN 80-7204-346-3
- Kreidl M.: Měření teploty: Senzory a měřicí obvody, 1. vyd., Praha, BEN - technická literatura, 2005, 239 s., Senzory neelektrických veličin, sv. 1, ISBN 80-7300-145-4
- Methods of Evaluating Power Losses for Ventilation in Stages of Steam Turbine of TES, Neumin V. M., Thermal Engineering 2014, Vol 61, No. 10, pp. 765 - 770

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Uher
Katedra energetických strojů a zařízení
Konzultant diplomové práce: Ing. Michal Hoznedl, Ph.D.
Doosan Škoda Power

Datum zadání diplomové práce: 30. října 2017
Termín odevzdání diplomové práce: 21. května 2018



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 20. října 2017

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Vrba	Jméno Pavel	
STUDIJNÍ OBOR	2302T013 „Stavba energetických zdrojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Uher	Jméno Jan	
PRACOVIŠTĚ	ZČU – FST – KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Experimentální měření proudění na parní turbíně T10MW a vyhodnocení výsledků		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	50	TEXTOVÁ ČÁST	48	GRAFICKÁ ČÁST	2
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS	Diplomová práce se zabývá analytickými výpočty na základě dat z experimentu provedeným ve výzkumném oddělení společnosti Doosan Škoda Power s.r.o. Hlavním cílem bylo stanovení nejistoty měření teploty a navržení nového vzorce popisujícího ztrátu ventilačního výkonu zkoumané napájecí turbíny
KLÍČOVÁ SLOVA	Ventilace, Ventilační režim, turbína, turbonapajčka, Doosan, Škoda, Power, výpočet, napájecí turbína, teplota, nejistota

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Vrba		Name Pavel	
FIELD OF STUDY	2302T013 “Design of Power Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Uher		Name Jan	
INSTITUTION	ZČU – FST – KKE			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Experimental flow measurement on T10MW steam turbine and evaluation of results			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	50	TEXT PART	48	GRAPHICAL PART	2
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	This thesis deals with analytical calculations based on data from the experiment conducted in the research department of Doosan Škoda Power company. The main objective was to determine the uncertainty of temperature measurements and proposing a new formula describing ventilation power losses of the feed water turbine
KEY WORDS	Ventilation, ventilation mode, turbine, feed water turbine, Doosan, Škoda, Power, calculation, turbine, uncertainty

Poděkování

Na následujících řádkách bych chtěl vyjádřit můj vděk svému konzultantovi Ing. Michalu Hoznedlovi, Ph.D., který mi po celou dobu tvorby práce poskytoval neocenitelné rady a tipy. Dále bych chtěl poděkovat mému vedoucímu Ing. Janu Uhrovi za vlídný přístup a ochotu.

Mé další díky patří mým spolužákům, zejména Lukášovi Čiernému, se kterým jsem mohl prokonzultovat mnohá úskalí této práce. Byla by také chyba zapomenout a nezmínit nezanedbatelné číslo dalších lidí, kteří mi pomáhali udržet pracovní morálku a nevzdat boj o inženýrský titul těsně před koncem.

Seznam použitých veličin a symbolů

Značka	Popis	Jednotka
\dot{m}	Hmotnostní průtok	[kg/s]
a	Rychlost zvuku	[m/s]
c	Rychlost	[m/s]
c_p	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	[kJ/kgK]
c_v	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	[kJ/kgK]
d	Střední průměr lopatky	[m]
d_l	Délka tělivy lopatky	[m]
D_s	Střední průměr mezery ucpávek	[m]
d_t	Hlavový průměr oběžné lopatky	[m]
G_0	Hmotnostní průtok na vstupu do stupně	[kg/s]
h	Měrná entalpie	[kJ/kg]
H	Entalpie	[kJ]
k	Koeficient rozšíření	[-]
L	Délka oběžné lopatky	[m]
m	Hmotnost	[kg]
Ma	Machovo číslo	[-]
n	Otáčky	[ot/min]
n	Počet měření	[-]
N	Rozdíl výkonů	[kW]
p	Tlak	[bar]
P	Výkon	[kW]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
s	Měrná entropie	[kJ/kgK]
S_u	Průtočná plocha ucpávky	[m ²]
t	Teplota	[°C]
t	Čas	[s]

Značka	Popis	Jednotka
T	Absolutní teplota	[K]
u	Měrná vnitřní energie	[J]
u	Obvodová rychlost	[m/s]
u	Standardní nejistota	[-]
U	Rozšířená nejistota	[-]
v	Měrný objem	[m ³ /kg]
X	Obecná hodnota	[-]
\bar{X}	Průměrná hodnota	[-]
z	Počet břitů	[-]
β	Poměr stran pravděpodobnostního lichoběžníku	[-]
Δ	Nejistota části	[-]
Δ	Tloušťka ucpávkového břitu	[m]
δ_r	Mezera mezi ucpávkou a rotorem	[m]
η	Dynamická viskozita	[Pas]
η	Účinnost	[-]
κ	Poissonova konstanta	[-]
μ	Průtokový součinitel ucpávky	[-]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
ρ	Měrná hmotnost / hustota	[kg/m ³]
ρ	Stupeň reakce	[-]

Obsah

1	Úvod.....	3
2	Popis turbíny a elektrárenského schématu	5
2.1	Popis schématu	5
2.2	Napájecí čerpadlo	6
2.2.1	Elektrický pohon	6
2.3	Turbonapajčka T10MW	6
3	Ventilační režim	8
4	Popis měření a analýza výsledků	11
4.1	Výpočet základních veličin	14
4.2	Výpočet dalších veličin	15
4.2.1	Termodynamická účinnost (static-static)	16
4.2.2	Poměr (u/c_f)	18
4.2.3	Reynoldsovo a Machovo číslo	19
4.2.4	Stupeň reakce (static-static).....	20
5	Měření teploty a stanovení nejistot měření	24
5.1	Senzory	24
5.2	Stanovení nejistot měření	26
5.2.1	Nejistota typu A	26
5.2.2	Nejistota typu B.....	27
5.2.3	Kombinovaná nejistota typu C	29
5.2.4	Rozšířená nejistota	29
6	Korekce vztahů pro minimální výkon	31
6.1	Výpočet průtoku ucpávkou.....	31
6.2	Výpočet ventilačních výkonů	34
6.3	Návrh vztahu pro výpočet ventilačních ztrát	41
7	Závěr.....	44
	Seznam použité literatury	46
	Seznam obrázků	47
	Seznam grafů.....	47
	Seznam tabulek	48

Seznam příloh.....	48
--------------------	----

1 Úvod

Populační exploze započatá v prvních letech 20. století se každým dnem stává větším a větším problémem. Ať už jde o nároky na čistou, pitnou vodu nebo vzrůstající emise škodlivých plynů v atmosféře, lze si všimnout, že lidstvo už v dnešní době mnoho těchto obtíží v určitým způsobem řeší (např. Pařížská dohoda [13]).

Jedním z největších komplikací spojenou s nárůstem počtu obyvatel planety je spotřeba energie. Podle některých odhadů sice exponenciální růst nebude tak rychlý jako dnes, stále se ale očekává, že do padesáti let bude po světě chodit přes deset miliard příslušníků rodu *Homo sapiens* [1]. Pro zlepšení nebo aspoň zachování dnešní životní úrovně je tak potřeba obrovského nárůstu počtu zařízení, které by bylo schopné pokrýt vzniklou spotřebu elektrické energie. Vzhledem k tomu, že technologie získání lidstvu prospěšné energie z kinetické energie vody či větru nebude v dohledné době na úrovni, která by byla schopná nějak výrazněji zabezpečit naše požadavky, bude drtivá většina nových zařízení využívat klasické rozdělení na primární okruh, ve kterém se nachází zdroj tepla, a na sekundární okruh, ve kterém se toto teplo předává vodě za vzniku páry, která poté pohání turbosoustrojí sloužící na generaci využitelné energie.

Sledovat či nějak navrhovat změny na celém energetickém zařízení je téma mnohonásobně přesahující obsah tohoto textu. Prakticky každá součást totiž může v konečném důsledku způsobit určitou změnu elektrického či tepelného výkonu. Předmětem této práce je tedy zpracování naměřených údajů z vývoje pouze jedné části sekundárního okruhu, konkrétně části starající se přívod napájecí vody zpět ke zdroji tepla.

Na následujících stranách bylo provedeno rozdělení práce na teoretickou a praktickou oblast. V první části teoretické oblasti byla krátce zmíněna role turbín v dnešním světě. Následně byl pro názornost krátce popsán sekundární okruh imaginární elektrárny, který byl poté využit pro popis pozice a role turbonapaječky pro chod celého zařízení. Napájení kotle vodou byla věnována krátká část textu, ale vzhledem k cíli této práce byl hlavní důraz kladen na popis turbíny pohánějící čerpadla.

Druhá část teorie se věnovala popisu tzv. ventilačního režimu, tedy režimu, ve kterém se zkoumaná turbína při experimentu nacházela. Byla zmíněna základní problematika vyvstávající z tvaru proudění páry, které bylo na obrázcích podrobně ukázáno.

Praktická oblast, pro jejíž zpracování už bylo využito poznatků a hodnot z experimentu provedeného ve zkušební hale společnosti Doosan Škoda Power s.r.o., byla rozdělena na tři části. První část obsahuje analýzu získaných dat a vyhodnocení parametrů charakterizující chování stroje.

V prostřední části bylo navázáno na měření teploty během experimentu, které je z čistě fyzikální podstaty vždy zatíženo nejistotou. Byla zde uvedena podstata a vztahy pro výpočet nejistot měření teplot, které mají za úkol vyhodnotit exaktnost naměřených hodnot.

V poslední části byl proveden výpočet výkonových ztrát posledního děleného stupně kvůli provozu ve ventilaci. Následně realizován pokus o korekci empirických vztahů uvedených ve zdroji [8]. Z tohoto dokumentu byly vybrány některé vztahy, které byly

následně podrobeny analýze, přičemž byl vybrán jeden vzorec, který byl po důkladném prozkoumání modifikován, aby výsledná charakteristika co nejvíce odpovídala vypočteným hodnotám. Tato úprava spočívala v opravení konstant, které se ve vztahu vyskytují. Na konci práce byla tato úprava zhodnocena.

2 Popis turbíny a elektrárenského schématu

Všechna zařízení využívající pro svůj účel parní turbínu v jakékoliv podobě má obecně velmi podobné řešení sekundárního okruhu. Ať už se jedná o nejmodernější jaderný pohon ponorek či lodí nebo výrobu elektřiny v malé uhelné elektrárně v Indii, je možné spatřit mnoho podobných komponent v různém provedení.

Pro pochopení jak moc důležité je správné navržení lopatek napájecí turbíny je zapotřebí si nejdříve toto řešení ukázat a pochopit tak, jaká je role turbíny popisované na následujících stránkách. Pro tuto potřebu bylo uděláno zjednodušené schéma pára-voda imaginárního energetického zařízení, na kterém by bylo názorné celý cyklus popsat. Tento náčrt je přidán jako Příloha 1.

2.1 Popis schématu

Pomyslná elektrárna je navržena s jedním VT, ST a NT dílem. Takto komplikované zařízení bylo zvoleno z důvodu toho, že turbína T10MW slouží k pohonu napájecích čerpadel, přičemž toto technické řešení se uplatňuje až u elektráren s vyšším výkonem.

Pára vytvořená parogenerátorem (1) vstupuje do VT dílu (3) přes rychlozávěrný a regulační ventil (2). Ve VT dílu pára expanduje a předává hřídeli část své energie. Pára proslá tímto stupněm se ohřívá v přihříváku (4) a pak opět proudí přes dvojici rychlozávěrného a regulačního ventilu (5) do ST dílu (6). Pára proslá ST dílem se poté přes klapky (7) dostane do NT dílu (8), kde dojde k poslednímu předání energie. Vzniklá mokrá pára pak přichází do kondenzátoru (9), kde dochází k fázové přeměně páry na kondenzát. Za kondenzačními čerpadly (10) následuje první část regeneračního systému tvořeného dvěma nízkotlakými ohříváky (11,12), které jsou napájeny parou z dvou výstupů z NT dílu. Pára, změněná v druhém NTO (12) na kondenzát, putuje do prvního NTO (11) a poté přes zvyšovací čerpadla (13) do trasy hlavního kondenzátu. Hlavní kondenzát po ohřátí v ohřívacích teče do napájecí nádrže (15). Právě za tímto místem přijde na řadu role zkoumané turbíny. Z napájecí nádrže se musí napájecí voda dostat do vysokotlakého ohříváku (18). Pro tento úkol lze použít dvě základní konstrukční řešení. První možností je využít čerpadla, které by bylo poháněno elektřinou, což je varianta výhodná pro elektrárny s menšími výkony. Druhá varianta, která se v České republice využívá zejména u jaderných elektráren, je využití další turbíny (16) poháněné parou z odběru (Na schématu parou z ST dílu), která je spojkami spojena s dvojicí čerpadel (17) zajišťující nárůst tlaku proudícího média. V poslední fázi regenerace je voda ohřívána ve vysokotlakém ohříváku (18) parou z odběru z VT dílu, která je poté vedena do odplyňovaku napájecí nádrže (14). Ohřátá voda pak zakončuje svůj cyklus zpět v parogenerátoru.

Všechna čerpadla na schématu jsou vybavena linií takzvaného minimálu (19), skrze který teče kondenzát v případě výskytu nízké hladiny v nádržích před nimi.

Pro zjednodušení schématu byly vynechány některé systémy (např. systém vakua, ucpávkové páry či prohřevu).

2.2 Napájecí čerpadlo

Na čerpadla zodpovědná za dodání vody zpět do kotle jsou kladeny velké konstrukční požadavky, neboť je potřeba překonat vysoký tlak páry v parogenerátoru. Zároveň je potřeba počítat s vysokou teplotou média (160 až 210 °C) a velkým průtokem, který způsobuje, že napájení nebo velikost čerpadel je mnohem větší, než u čerpadel nacházejících se na trase před nimi.

I když se dnes díky technickému pokroku směřuje spíše k používání silnějších elektrických čerpadel, stále je pro výkony nad přibližně 500 MW zapotřebí využít pomocné turbíny o malém výkonu.

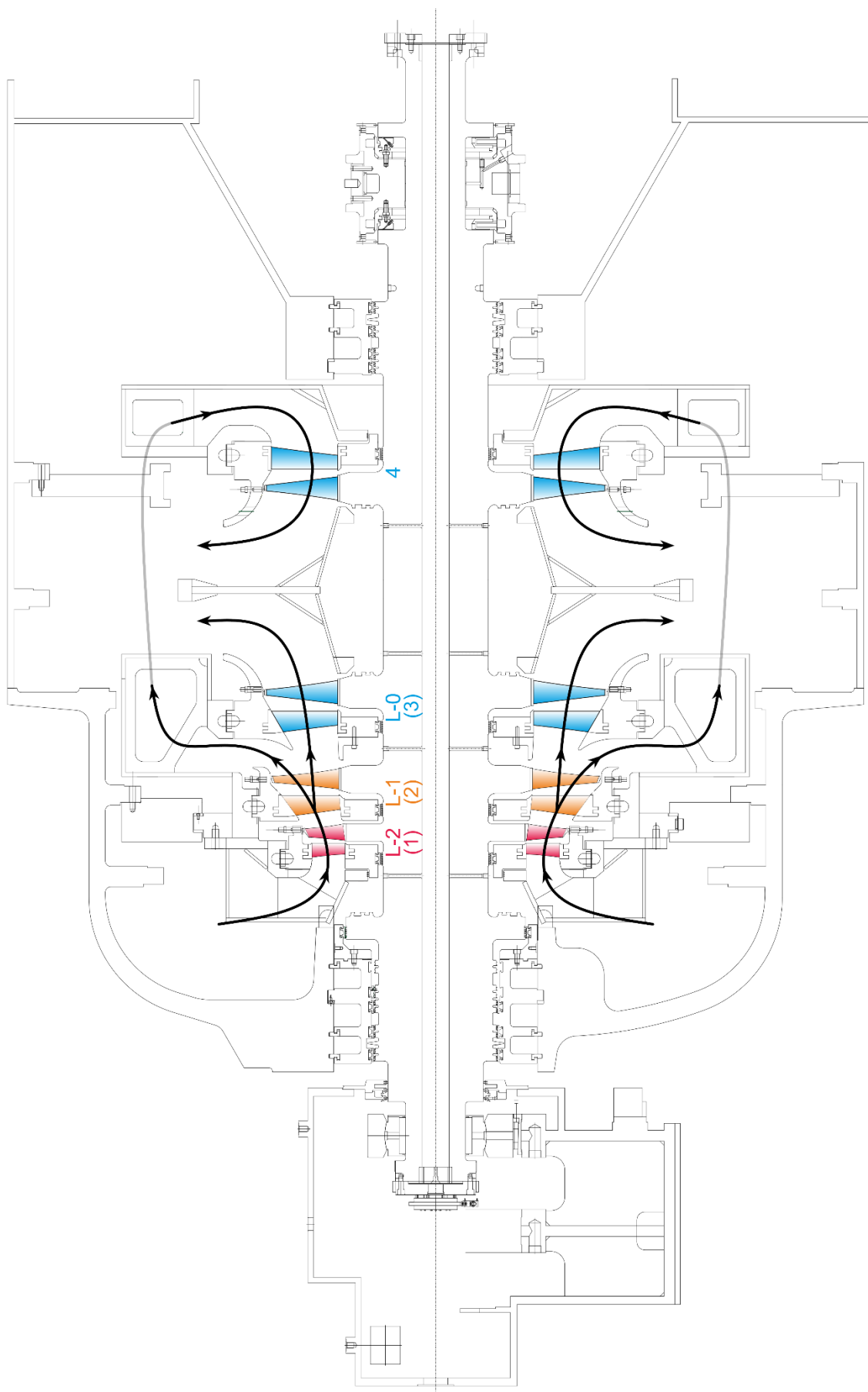
Vzhledem ke stále se zvyšujícímu výkonu jednotlivých elektráren rostou i nároky na napájecí čerpadla. Průtok vody se například zvýšil z 350 tun za hodinu v roce 1950 až na 4000 tun za hodinu u moderních nejvýkonnějších staveb. Do roku 1950 byly napáječky vyráběny z nelegovaných ocelí. Spolu se změnou chemického složení napájecí vody se postupně přidávaly přísady, které vedly ke vzniku moderních pevných, korozi a erozi odolných martenzitických chromovaných ocelí, které umožňují rotační rychlosti až 6000 otáček za minutu. V dnešní době jsou všechna napájecí čerpadla odstředivého typu. Jak už bylo zmíněno, pro pohon lze využít elektrické energie nebo kinetickou energii páry.

2.2.1 Elektrický pohon

Zdaleka nejrozšířenější možností pohonu napájecích čerpadel je použití elektromotorů. Řízení otáček se provádí buď pomocí hydrodynamické spojky, nebo uzavřenými elektrickými kontrolními smyčkami pomocí tyristoru. [2]

2.3 Turbonapáječka T10MW

Konkrétní zkoumaný typ T10MW se skládá z celkem tří stupňů, přičemž poslední stupeň je kvůli případné délce lopatek klasického stupně rozdělen na dva speciálním ústrojím, které druhý proud páry převádí na druhou stranu rotoru a pouští ji tak do obráceného stupně proti směru zbytku proudění. Konstrukce turbonapáječky v řezu je ukázána na obrázku 1. Pro názornost byla do obrázku vyznačena trajektorie proudící páry (šedá čára značí přechod v převáděcím ústrojí). Jednotlivé stupně jsou označeny jako L-2, L-1 a L-0, kterým odpovídají číslíčky 1 až 4. Číslíčky 3 a 4 patří třetímu, rozdělenému stupni.

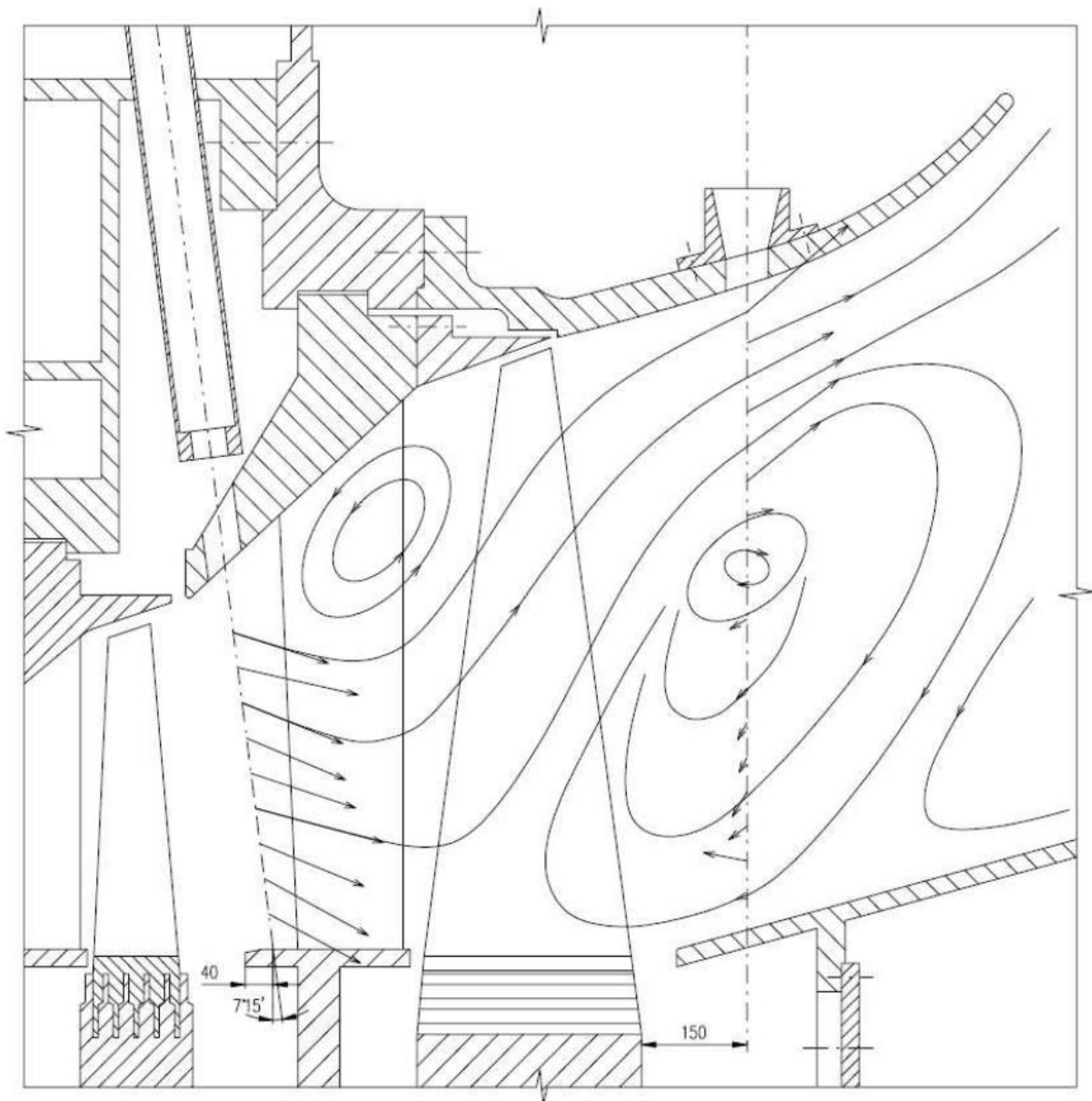


Obrázek 1 – Turbonapajčka T10MW [3]

3 Ventilační režim

Provoz v takzvaném ventilačním režimu nastává při velmi nízkých vstupních parametrech (tlak, hmotnostní průtok) do turbíny nebo při zvýšeném protitlaku za posledním stupněm. Problematika chodu v tomto provozu spočívá zejména v koncentraci páry na špičkách lopatek, která je do těchto míst tlačena vlivem odstředivé síly od rotace stroje. Kvůli tomuto nenávrhovému režimu tomu je na patě lopatky oblast, do které proudí pára z prostoru za stupněm. Vzniká tedy zpětné proudění, které – pokud se výkon stroje do krátké chvíle nezvýší – může způsobit nevratné poškození stupně.

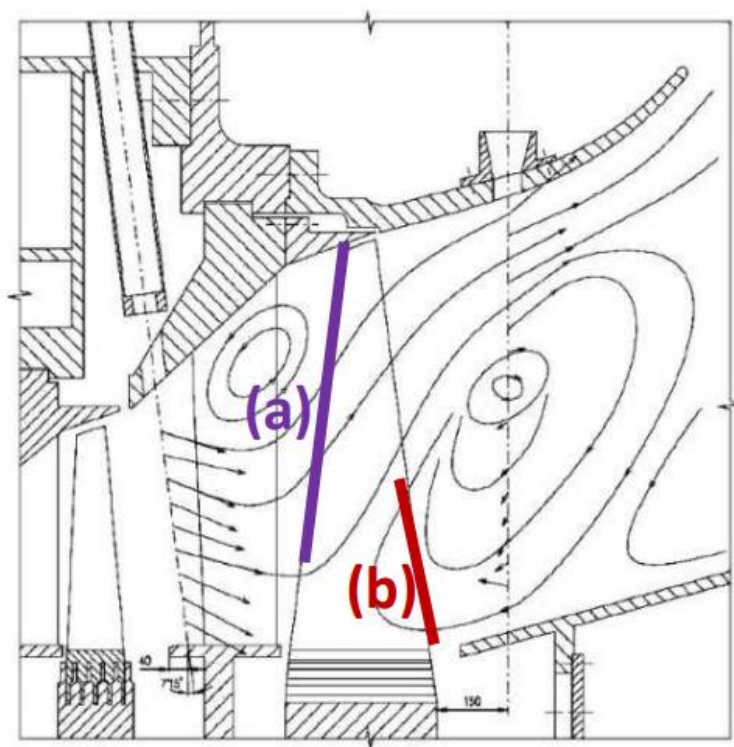
Na obrázku 2 jsou ukázány proudnice páry během ventilace. Zdrojem je měření společnosti Škoda Energo s.r.o. Měřicí aparatura byla umístěna v místě čerchovaných čar, výsledné proudnice jsou produktem aproximace z vyhodnocení experimentu.



Obrázek 2 – Proudění páry ve ventilačním režimu [7]

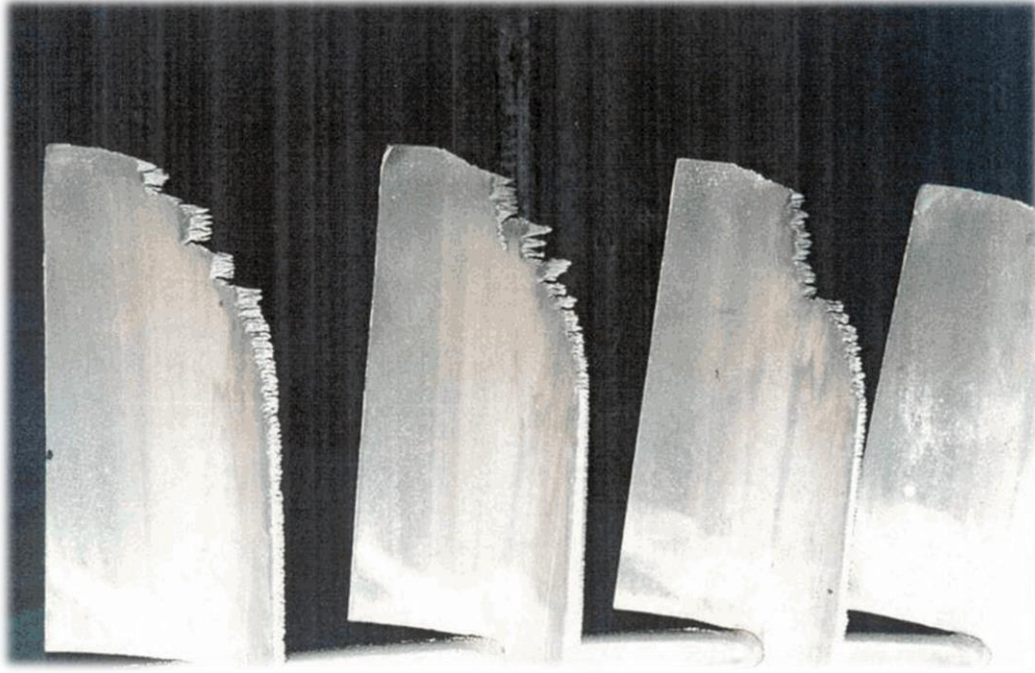
Obrázek 2 ilustruje i problém pevnostních nároků lopatky. Malý hmotnostní průtok zapříčiňuje nedostatečnou rychlost expanze, která nedokáže urychlit a rozdrobit kapky vody, které se v páře vyskytují. Ventilace totiž probíhá zpravidla na posledním stupni turbíny, kde se už místo přehřáté páry může vyskytovat pára mokrá. Tyto kapky pak pod nevhodným úhlem dopadají na náběžnou hranu oběžné lopatky a tím ji erodují. Jedná se tedy o takzvanou dopřednou erozi.

Zpětná eroze pak nastává u paty oběžné lopatky. Mokrá pára, která přes špičku expanduje ze stupně, se ve víru stáčí nazpět a tím tak dopadá na odtokovou hranu. Tato eroze je obecně mnohem více nebezpečná než eroze dopředná, neboť lopatka není na nápor ze zadní části konstruovaná. Na obrázku 3 jsou místa těchto erozí vyznačena – Modrá čára (a) značí oblast, kde dochází k dopředné erozi, červená čára (b) je pak oblast zpětné eroze.



Obrázek 3 – Eroze oběžných lopatek [11]

Při nepozornosti tak může velmi rychle dojít ke katastrofální havárii mající na následek obrovské náklady na opravy – ať už jde o cenu samotné lopatkové mříže (v dnešních dnech se využívá zejména slitiny titanu) tak o cenu dalších zařízení, které mohou být zničeny případným zásahem ulomené části lopatky. Na obrázku 4 je zobrazeno působení eroze způsobené dopadáním zkondenzované páry.



Obrázek 4 – Eroze lopatek [12]

Dalším významným problémem provozu ve ventilaci je produkce tepla. Na špičce oběžných lopatek posledního stupně mohou vznikat malé uzavřené parní víry, které kontinuálně zahřívají konstrukční materiál. V případě, že se výkon v nejbližší době nezvýší, se vlivem přehřátí začnou objevovat mikrotrhliny mající za následek další namáhání a tím další zvýšení rizika havárie.

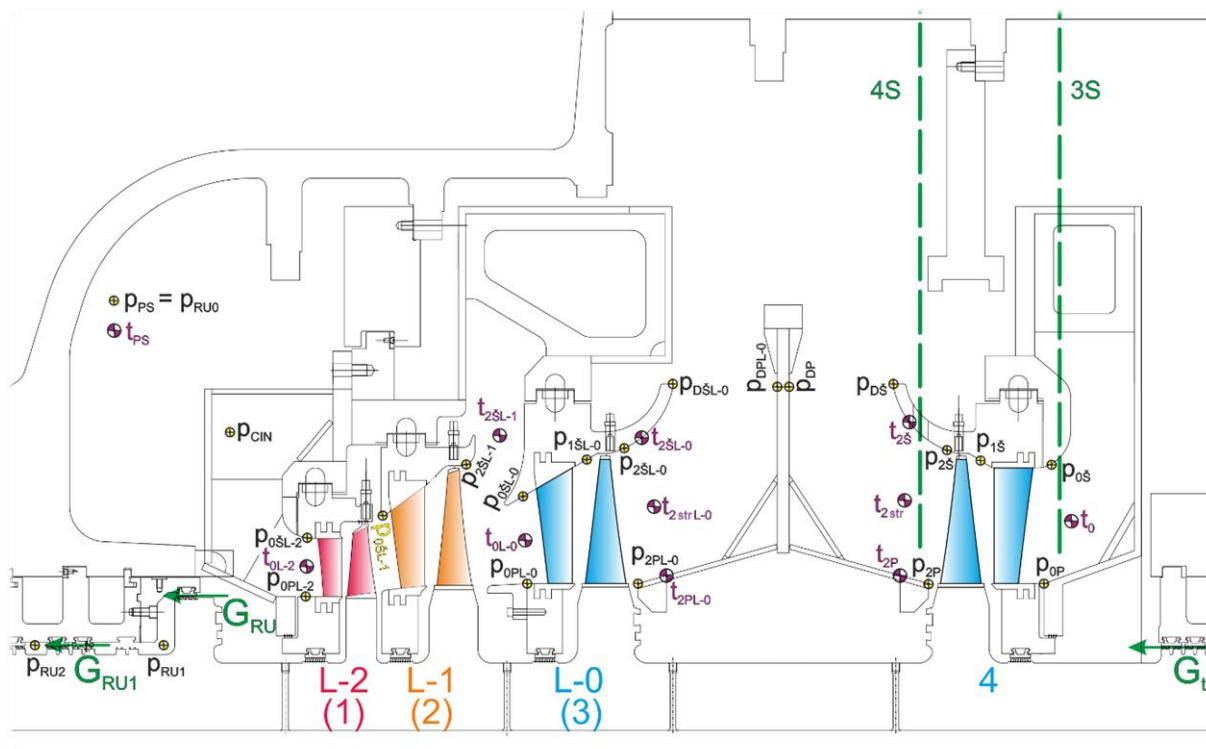
Během vyhodnocování experimentu na turbíně T10MW byly zjišťovány obě zmíněné problematiky – eroze i přehřívání. Zatímco zahřívání lopatek lze jednoduše určit z údajů odpovídajících senzorů měřících teplotu, eroze byla pouze teoreticky předpovězena na základě vlastností páry za stupni (3) a (4).

4 Popis měření a analýza výsledků

Pro zjištění všech potřebných veličin bylo zapotřebí změřit hodnoty tlaku, teploty a hmotnostního průtoku. Měření hmotnostního průtoku probíhalo sledováním stoupání hladiny kondenzátu v nádobě známých rozměrů. Ve chvíli, kdy hladina dosáhla předem dané hranice, začalo počítání času, které skončilo dosažením daného horního limitu nádrže. Neboť byl objem (Při použití kondenzátu páry tedy i hmotnost) mezi oběma hranicemi a čas naplnění znám, stačilo použít jednoduchý vzorec (4.1) pro výpočet hmotnostního průtoku.

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (4.1)$$

Měření teploty bylo provedeno termočlánky, které jsou detailněji probrány v kapitole 5, na měření statického tlaku bylo využito senzorů NetScanner 9401 s ústřednami typu NetScanner 9022. Jednotlivá měřicí místa jsou na obrázku 5.



Obrázek 5 – Měření na turbíně [3]

Terminologie je u měření u lopatek je s výjimkou stupně (4) následující – písmeno p nebo t označuje měření tlaku nebo teploty, čísla 0, 1 a 2 značí horizontální pozici měření (0 – před stupněm; 1 – za rozváděcí lopatkou; 2 – za stupněm), písmena \check{S} , str nebo P pak vertikální místo měření (\check{S} – špička lopatky; str – střed lopatky; P – pata lopatky) a označení $L-0$ až $L-2$ pak značí kód stupně dle kapitoly 2. Měření na stupni (4) nemají poslední část kódu.

Na obrázku 1 je naznačeno, že rozdělení proudu páry před třetím stupněm probíhá rovnoměrně. Tato informace je zjednodušený předpoklad pro vyhodnocení experimentu dohodnutý se zadavatelem práce. Ve skutečnosti toto rozdělení ani logicky nemůže být pravdivé, neboť turbína ani zdaleka nepracuje v návrhových režimech a proudění je značně

ovlivněno tlakovou ztrátou v obtoku. Nové CFD výpočty ukazují, že stupněm (3) teče přibližně 55% a stupněm (4) 45% páry. Dalším problémem je samotné měření tlaku. Například u místa $p_{0\delta}$ dochází k výraznému ohnutí proudění o 180°. Vzhledem k tomu, že je toto místo v malém průměru zatáčky, se zde může nacházet místo, kde dochází k odtržení mezní vrstvy, které by mohlo ovlivnit hodnotu statického tlaku naměřeného na stěně. Se všemi těmito problémy se musí při vyhodnocení pracovat a dávat pozor, aby příliš nezkreslovaly hledané výsledky.

Ihned po provedení měření byly hodnoty podrobeny statistické analýze mající za úkol najít případné vadné senzory nebo chybné hodnoty ovlivňující následující výpočty. Tato analýza nenašla žádné chyby, bylo tedy možné přistoupit k dalším krokům.

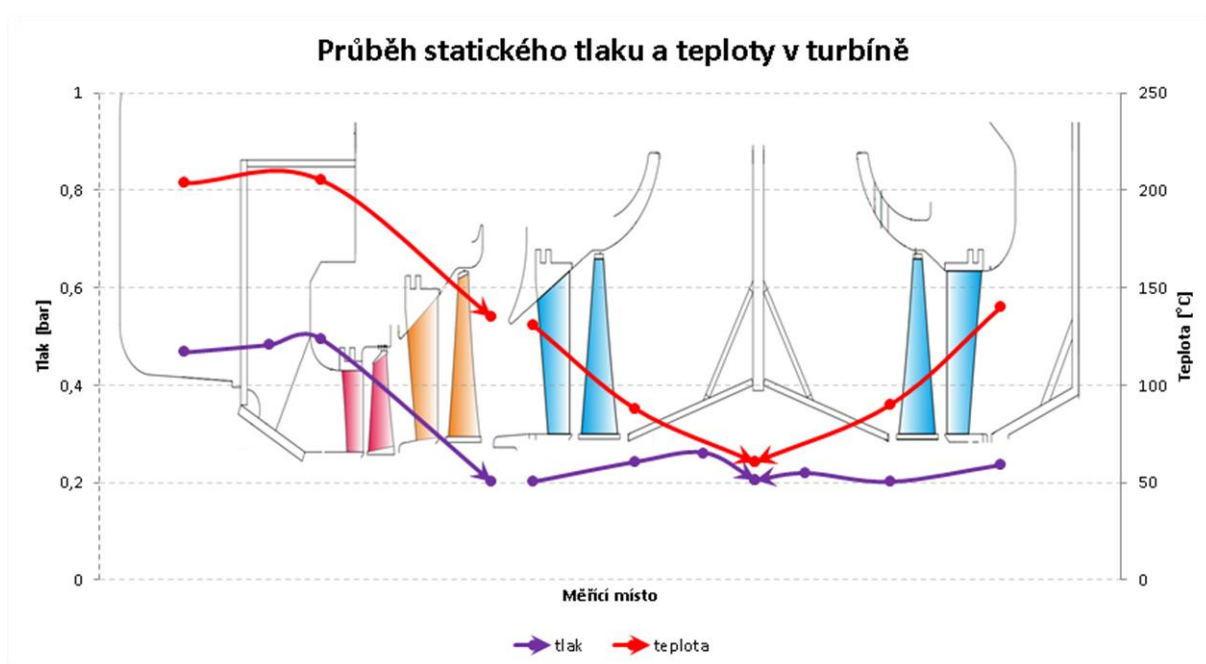
Při experimentu proběhlo několik měření pro celkem tři vstupní podmínky. Naměřené hodnoty odpovídající jednotlivým zadáním byly zprůměrovány a následně v této práci vyhodnocovány. Není zřejmě přehledný způsob jak zde uvést údaje ze všech měřících míst, v níže uvedené tabulce 1 je tedy pouze malý výběr nejdůležitějších údajů, mezi které patří velikosti statického tlaku p a teploty t před a za jednotlivými stupni a hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny \dot{m} . Lze vidět, že hlavní rozdíl je zejména v otáčkách turbíny n , proto je ve zbytku práce provedeno rozdělení jednotlivých případů právě podle nich.

Otáčky n jsou měřeny v otáčkách za minutu, hmotnostní průtok \dot{m} v kilogramech za hodinu, tlak p v barometrických jednotkách a teplota t ve stupních Celsia.

n	\dot{m}	p_{PS}	p_{0L-2}	p_{2L-1}	p_{0L-0}	p_{2L-0}	p_0	p_2
5490	25843	0,467	0,496	0,202	0,201	0,242	0,237	0,201
4990	25384	0,458	0,487	0,209	0,209	0,244	0,241	0,187
4290	23335	0,426	0,456	0,212	0,213	0,233	0,241	0,191
n		t_{PS}	t_{0L-2}	t_{2L-1}	t_{0L-0}	t_{2L-0}	t_0	t_2
5490		203,6	205,3	135,4	130,5	87,6	139,9	90,1
4990		201,8	203,4	138,0	133,4	87,2	142,2	88,6
4290		202,6	204,0	146,4	142,6	89,1	149,0	89,9

Tabulka 1 – Vybrané naměřené hodnoty

Na grafu 1 je možné spatřit průběh hodnot tlaku (modře) a teploty (červeně) spolu se směrem proudění v závislosti na umístění v lopatkové mříži. Měřící místa jsou vyznačeny body odpovídající barvy. Prerušeni čar za druhým stupněm turbíny značí fakt, že do jednotlivých částí třetího stupně jde pouze poloviční hmotnostní průtok. Ve všech měřených případech byly tyto průběhy velmi podobné, pro názornost je uveden pouze případ, kdy turbína dosahovala rychlosti 5490 ot/min.

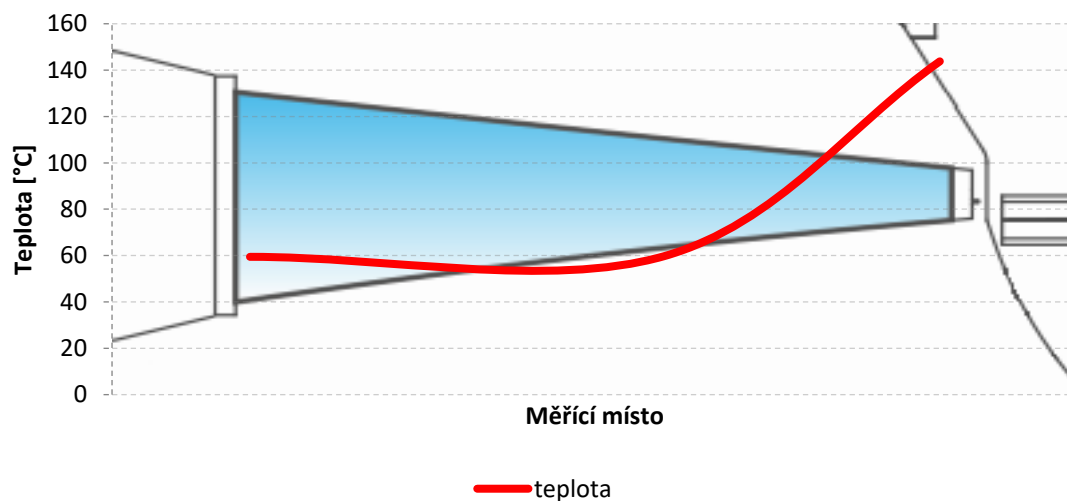


Graf 1 – Průběh statického tlaku a teploty v turbíně

Je patrné, že ve všech stupních dochází k prudkému poklesu teploty. Ve stupni (3) lze ale zahlédnout trend stoupaní tlaku v důsledku provozování ve ventilaci. Už z tohoto grafu se dá předpovědět, že výsledky klasických rovnic na výpočet veličin v expandující páře nebudou v očekávaných intervalech a lze čekat některé nestandardní hodnoty.

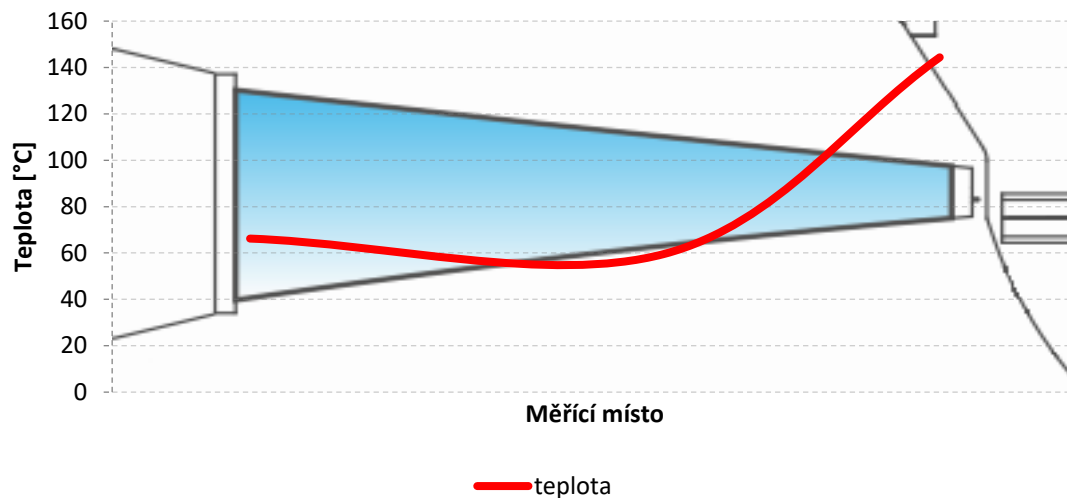
Je důležité si zobrazit i průběh teplot na výstupu z posledního, rozděleného stupně. Na základě textu v kapitole 3 by ve ventilačním režimu měla teplota na špičce lopatek stoupat. Na grafech 2 a 3 jsou zobrazeny naměřené hodnoty teplot v závislosti na umístění měření. Stejně jako v předchozím případě jsou si jednotlivé průběhy velmi podobné, proto budou zobrazeny pouze případy, kdy turbína dosahovala rychlosti 5490 ot/min.

Průběh teploty na stupni (3)



Graf 2 – Průběh teploty na rotorové lopatce stupně (3)

Průběh teploty na stupni (4)



Graf 3 – Průběh teploty na rotorové lopatce stupně (4)

Výše uvedené tvrzení o zahřátí špičky lopatky bylo potvrzeno. V porovnání s grafem 2 je na grafu 3 patrné mírné zvýšení teploty i na patě, v tomto konkrétním případě šlo o rozdíl 6,6 °C. Toto zvýšení je nejspíše důsledkem existence parního víru, který má počátek na výstupu z obtokového kanálu. V tomto místě tedy senzor zřejmě měří kromě statické teploty i určitou část teploty dynamické.

Erozi, která byla taktéž popisována v předchozí kapitole, lze předpovědět existencí zkondenzovaných kapek páry. Naměřené hodnoty teploty na patě a středu lopatky jsou mírně pod mezí sytosti danou lokálním tlakem. Posledním stupněm tedy může proudit určité malé množství kondenzátu, který by mohl po neznámé době způsobit poškození.

4.1 Výpočet základních veličin

Po vyhodnocení měření nastal výpočet veličin, které následně sloužily k vyhodnocení celého experimentu. Tato část práce se dá rozdělit na dvě etapy – v první byla použita elektronická verze tabulek pára-voda X Steam [14], ze kterých byly v jednotlivých měřicích místech vyčteny hodnoty entalpie h , entropie s , měrného objemu v a dynamické viskozity η .

V druhé etapě se zmíněné tabulkové hodnoty využily k výpočtu dalších veličin a jejich porovnání s hodnotami získané pomocí zdroje [14]. Ve všech případech byly tyto hodnoty totožné.

Asi nejjednodušší je výpočet hustoty ρ z měrného objemu dle vztahu (4.1.1) a kinematické viskozity ν podle (4.1.2). Měrná vnitřní energie u se určí ze znalosti měrné entalpie, která je dána součtem vnitřní tepelné energie (tedy vnitřní energie) a mechanické energie plynu. Hodnota měrné entalpie je známa z tabulek, mechanická energie plynu se spočte součinem naměřeného tlaku a odpovídající tabulkové hodnotě měrného objemu. Upravený vztah je k vidění ve vzorci (4.1.3).

$$\rho = \nu^{-1} \quad (4.1.1)$$

$$v = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.1.2)$$

$$u = h - pv \quad (4.1.3)$$

Velmi důležitou konstantou, která se vyskytuje v řadě dále uvedených vzorců, je Poissonova konstanta κ vyjadřující poměr měrných tepelných kapacit za konstantního tlaku c_p a za konstantního objemu c_v . Pro výpočet měrného tepla za konstantního objemu se použije rovnice pro výpočet entalpie (4.1.4), který po úpravě dostane tvar (4.1.5). Neboť není možné najít tabulkové hodnoty pro diferenciálně malé kroky dT a dh , bylo počítáno s teplotním diferenciálem $0,001 K$.

$$\partial h = c_p \cdot \partial T \quad (4.1.4)$$

$$c_p = \frac{\partial h}{\partial T} \quad (4.1.5)$$

Výpočet měrné tepelné kapacity za konstantního objemu je o několik kroků složitější. Vychází z velmi podobného vztahu (4.1.6) jako v předchozím případě, kromě odpovídajícího typu měrného tepla se však místo entalpie vyskytuje vnitřní energie.

$$\partial u = c_v \cdot \partial T \quad (4.1.6)$$

Zde však nastává problém – ze vztahu (4.1.3) je patrné, že je vnitřní energie závislá na entalpii, tlaku a měrném objemu. Opět je zapotřebí si pro práci v tabulkách zvolit určitý teplotní rozdíl. V tomto případě byl zvolen rozdíl $0,1 K$. V dalším kroku se pomocí tabulek iteračně vypočítal tlak, který odpovídal zmenšené teplotě za izochorických podmínek. Takto zjištěný tlak se poté využil k odečtení tabulkové hodnoty entalpie. Za využití vztahu (4.1.3) se vypočítala hodnota vnitřní energie odpovídající ochlazení páry. Všechny takto zjištěné veličiny pak byly dosazeny do upraveného vztahu (4.1.7).

$$c_v = \frac{\partial u}{\partial T} \quad (4.1.7)$$

Uvedené měrné tepelné kapacity umožňují kromě již zmíněné Poissonovy konstanty ještě výpočet poslední základní veličiny – rychlosti zvuku a . Ta lze za uvažování aproximace na adiabatický děj (stlačování a rozpínání páry probíhá při průchodu vlny velmi rychle) spočítat jako:

$$a = \sqrt{\frac{c_p}{c_v} \cdot p \cdot v} \quad (4.1.8)$$

4.2 Výpočet dalších veličin

Níže zmíněné veličiny se od předchozích liší tím, že ať již z definice nebo výpočtem nelze jejich hodnotu přiřadit k jednomu přesně danému místu na turbíně. Místo toho je raději vhodné je vztahovat na celé stupně. Koncentrace umístění senzorů byla soustředěna spíše do

zadní části sestavení, neboť ve ventilačním, tedy zkoumaném režimu pracují pouze poslední stupně turbíny. Stupně (1) a (2) tedy budou brány dohromady, zatímco stupně (3) a (4) jednotlivě.

4.2.1 Termodynamická účinnost (static-static)

Účinnost stupně turbíny je podíl reálného entalpického spádu H a izoentropického spádu H_0 , jehož velikost udává maximální možnou entalpii využitelnou ve stupni. Matematicky je tato definice zapsána ve vztahu (4.2.1), kde je následně i rozepsána do stavu, kdy do ní bude možné přímo dosadit hodnoty spočítané podle dříve uvedeného postupu. Index i značí číslo stupně.

$$\eta_i = \frac{H_i}{H_{0_i}} = \frac{h_{0_i} - h_{2_i}}{h_{0_i} - h_{iz_i}} \quad (4.2.1)$$

Dosazením jednotlivých hodnot byl potvrzen fakt, že ventilační provoz způsobuje nestandardní výsledky. Vzhledem k podobnému trendu zaznamenaném ve všech měřeních bude pro názornost číselně rozebrán pouze případ, kdy turbína rotovala rychlostí 5490 ot/min. Výpočet účinnosti pro stupně (1) a (2) je uveden ve vztahu (4.2.2), pro stupeň (3) pak ve vztahu (4.2.3) a pro stupeň (4) v (4.2.4)

$$\eta_{(1)a(2)} = \frac{2888,254 - 2754,172}{2888,254 - 2710,159} = 75,3\% \quad (4.2.2)$$

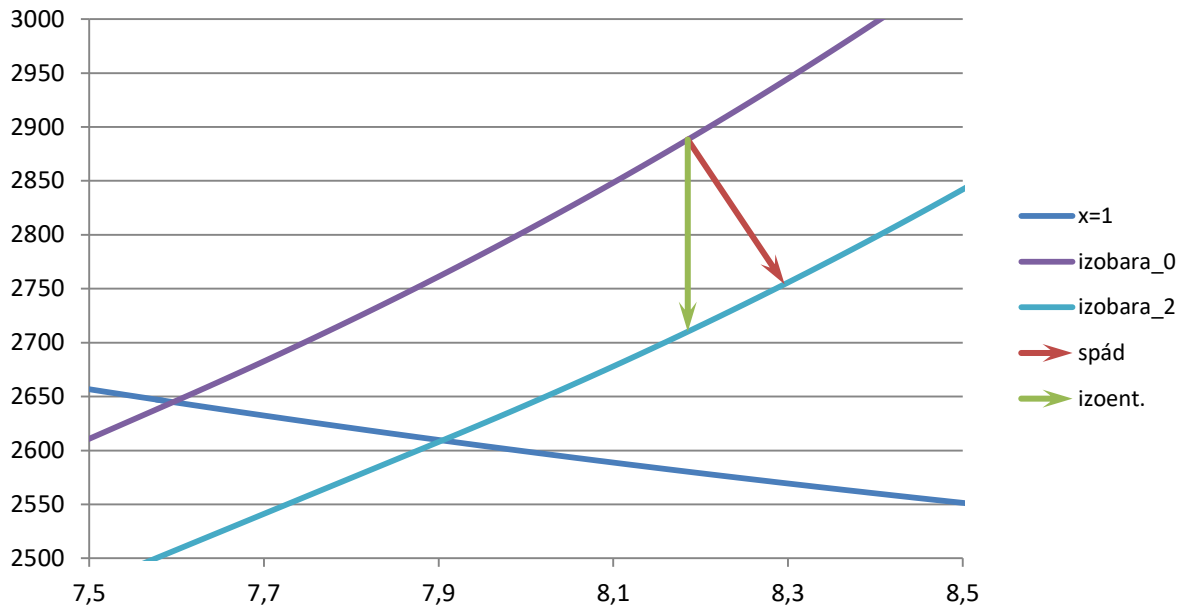
$$\eta_{(3)} = \frac{2744,709 - 2661,796}{2744,709 - 2779,807} = -236,2\% \quad (4.2.3)$$

$$\eta_{(4)} = \frac{2762,594 - 2667,042}{2762,594 - 2731,909} = 311,4\% \quad (4.2.4)$$

Pro vysvětlení, proč v posledních dvou vztazích vychází nereálný výsledek, jsou na následujících h-s diagramech vykresleny entalpické spády jednotlivých stupňů. Opět se proudění ve všech zkoumaných případech chovalo velmi podobně, a tudíž je pro názornost uveden pouze případ rotace při otáčkách 5490 ot/min.

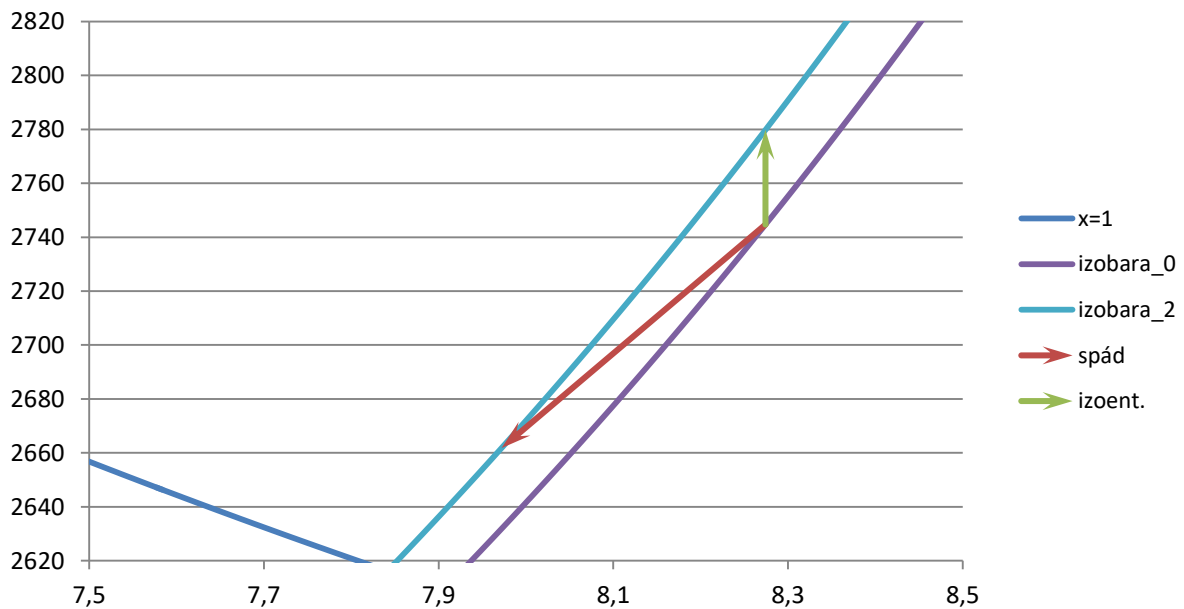
Téměř horizontální čára s označením $x = 1$ značí křivku meze sytosti, Tmavě modrá křivka s názvem *izobara_0* je izobara odpovídající tlaku před stupněm, světle modrá čára s označením *izobara_2* pak izobara odpovídající tlaku za stupněm. Červenou barvou s názvem *spád* je vyznačen entalpický spád stupně, vertikální žlutá čára s názvem *izoent.* značí izoentropický spád.

h-s diagram stupně (1) a (2)



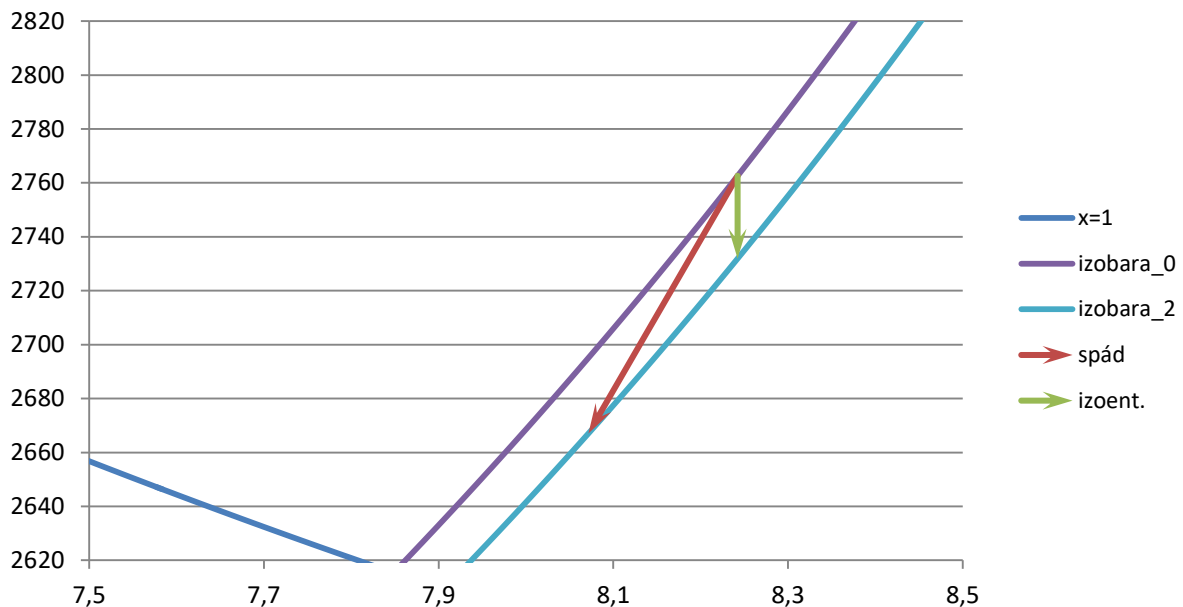
Obrázek 6 – Entalpický spád stupňů (1) a (2)

h-s diagram stupně (3)



Obrázek 7 – Entalpický spád stupně (3)

h-s diagram stupně (4)



Obrázek 8 – Entalpický spád stupně (4)

Je patrné, že stupně (1) a (2) nejsou provozovány ve ventilačním režimu, neboť průběh křivky entalpického spádu odpovídá klasické expandující páře za nominálního provozu. Na diagramu stupně (3) je k vidění navýšení tlaku jak předpovídal už graf 1. Křivka izoentropického spádu tedy míří vzhůru, což zapříčiňuje záporný jmenovatel ve vztahu (4.2.3) způsobující zápornou výslednou termodynamickou účinnost. Zároveň měřené hodnoty vykazují pokles entropie proudící páry přes lopatky. Proto je velikost skutečného entalpického spádu větší než izoentropického, takže hodnota účinnosti dosahuje nereálné hodnoty mimo interval 0 až 100%. Ve čtvrtém stupni pára teplotně i tlakově expanduje, tato expanze ale neprobíhá za rostoucí entropie, termodynamická účinnost tedy stejně jako v předchozím případě vychází mimo reálný interval výsledků.

4.2.2 Poměr (u/c_f)

Poměr obvodové a absolutní rychlosti páry proudící přes stupeň je v turbinářské praxi velmi důležité číslo, díky kterému lze přibližně odhadnout zatížení a směr proudění. Je nutné zdůraznit, že ačkoliv lze složku obvodové rychlosti změřit, absolutní rychlost c_f je pouze fiktivní rychlost odpovídající izoentropickému entalpickému spádu realizovaném na celém stupni. Každá lopatka je navržena na svůj optimální poměr těchto rychlostí, při kterém má také svojí největší termodynamickou účinnost. Je-li tento poměr nad či pod optimální úroveň, stupeň je odlehčován, respektive přetěžován a jeho účinnost rapidně klesá.

Další informací, kterou lze z této hodnoty vyčíst, je úhel absolutní rychlosti na výstupu. Je-li poměr nižší než optimální, je tento úhel menší než 90° . Při optimální velikosti je úhel přibližně 90° a pára tak proudí axiálně ze stupně, zatímco při vyšším poměru je úhel větší než 90° . [4] Tento fakt však není možno aplikovat na provoz za ventilace, neboť nelze očekávat stabilní chování výstupního úhlu vzhledem k existenci vírů a zpětného proudění.

Obvodová rychlost je různá v závislosti na vzdálenosti od středu rotace. V tomto případě byla počítána rychlost na středním průměru lopatky ($d = 0,9943 \text{ m}$) dle vztahu (4.2.5). Vzorec pro výpočet absolutní rychlosti c_f je uveden v (4.2.6). Počítány byly pouze stupně, kde probíhá ventilace. Veškeré počítané hodnoty spolu hledaným poměrem jsou pro jednotlivé otáčky uvedeny v tabulce 2.

$$u = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (4.2.5)$$

$$c_f = \sqrt{2H_0} \quad (4.2.6)$$

n [ot/min]	stupeň	u [m/s]	cf [m/s]	u/cf
5490	(3)	285,8	264,9	1,08
	(4)		247,7	1,15
4990	(3)	259,8	242	1,07
	(4)		305,1	0,85
4290	(3)	223,3	188,1	1,19
	(4)		297,8	0,75

Tabulka 2 – Poměry u/c_f stupňů dle otáček

4.2.3 Reynoldsovo a Machovo číslo

Reynoldsovo číslo dává do souvislosti setrvačné síly a viskozitu proudícího média. Slouží také k určení typu proudění. Obecně vzato čím větší je jeho hodnota, tím je proudění více turbulentní. Výpočet Reynoldsova čísla probíhá podle vzorce (4.2.7). Rozměr d_l je tzv. charakteristický rozměr, který závisí na typu prostředí. V teorii turbín je tímto rozměrem rozuměna tětiva lopatky, která má v případě testovaného stupně velikost $d_l = 0,09175 \text{ m}$.

$$Re = \frac{c_f \cdot d_l}{\nu} \quad (4.2.6)$$

Ve všech případech dosahovala velikost Reynoldsova čísla nad 140 000 ukazující vysokou turbulentnost prostředí. Nejvyšší hodnotou byla 223 000, která byla spočítána pro stupeň (4) při otáčkách 4990 *ot/min*.

Machovo číslo je poměr rychlosti proudění a rychlosti zvuku. Jeho velikost je velmi důležitá hlavně pro návrh tvaru lopatky, neboť rázové vlny, vznikající při přechodu z nadzvukového do podzvukového proudění výrazně ovlivňují ztrátovost proudění a v extrémních případech mohou vést i k destrukci listu turbíny. Zároveň rázové vlny ovlivňují tvar proudění, potažmo termodynamickou účinnost. Pro jeho výpočet se používá poměrně jednoduchý vztah (4.2.7).

$$Ma = \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa-1}\right) \left(\left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad (4.2.7)$$

Výsledky pro jednotlivé stupně spolu s vypočtenou rychlostí zvuku před a za stupněm lze nalézt v tabulce 3. Je vidět, že k žádné rázové vlně v proudění nedochází.

n [ot/min]	stupeň	a ₀ [m/s]	a ₂ [m/s]	Ma
5490	(3)	495,2	468	0,53
	(4)	500,7	469,8	0,5
4990	(3)	496,9	467,6	0,49
	(4)	502,1	468,9	0,63
4290	(3)	502,4	469	0,37
	(4)	506	469,8	0,6

Tabulka 3 – Machova čísla

4.2.4 Stupeň reakce (static-static)

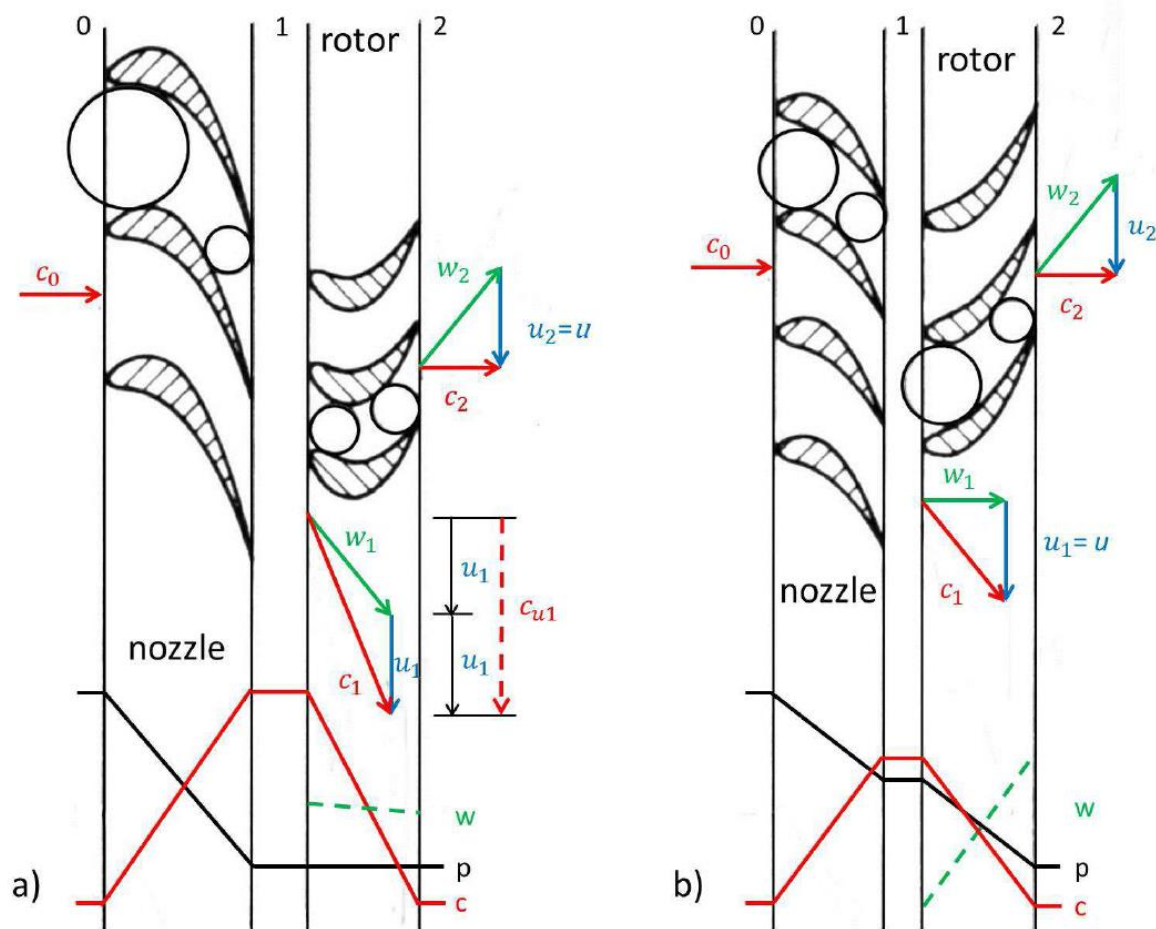
Stupeň reakce je jeden z nejdůležitějších parametrů při návrhu lopatkového stroje. Jeho hodnota se získá podílem entalpického spádu oběžné lopatky h_{rot} ku entalpického spádu celého stupně h_{celk} dle vztahu (4.2.8).

$$\rho = \frac{h_{rot}}{h_{celk}} \quad (4.2.8)$$

Reakce stupně velmi ovlivňuje konstrukci celé průtočné části turbíny. Lopatkování s nulovou či velmi nízkou velikostí reakce se nazývá rovnotlaké, zatímco konstrukční řešení s vyšší hodnotou se označuje jako přetlakové.

V případě rovnotlakého (akčního) zpracování se veškerý entalpický spád zpracovává na rozváděcích lopatkách. Tlak před a za oběžnými lopatkami je stejný, přičemž velikost mezilopatkového kanálu je konstantní. Mezery mezi rozváděcími lopatkami mají tvar dýzy. Absolutní rychlost páry v rozváděcí části stupně roste, přičemž se pak toto navýšení využívá v oběžné části, kde se část kinetické energie předává rotoru.

Druhým případem je přetlakové (reakční) lopatkování. Na rozdíl od předchozího řešení je profilování rozváděcích i oběžných lopatek podobné. Tlak páry během průběhu stupně neustále klesá v důsledku expanze. I v tomto případě však absolutní rychlost c na rozváděcích lopatkách roste a na oběžných klesá. Konstrukce stupně v axiálním řezu a průběhy zmíněných veličin jsou patrné na obrázku 9. Tabulka 4 pak obsahuje hodnoty jednotlivých spádů zkoumaného případu spolu s výslednou velikostí stupně reakce.



Obrázek 9 – Typy lopatkování – vlevo rovnotlaké, vpravo přetlakové [10]

n [ot/min]	stupeň	h_{rot} [kJ/kg]	h_{celk} [kJ/kg]	ρ
5490	(3)	96,731	89,310	1,15
	(4)	101,439	102,539	1,05
4990	(3)	106,213	103,192	1,08
	(4)	108,815	113,055	0,99
4290	(3)	116,182	115,780	1,03
	(4)	119,692	124,071	0,96

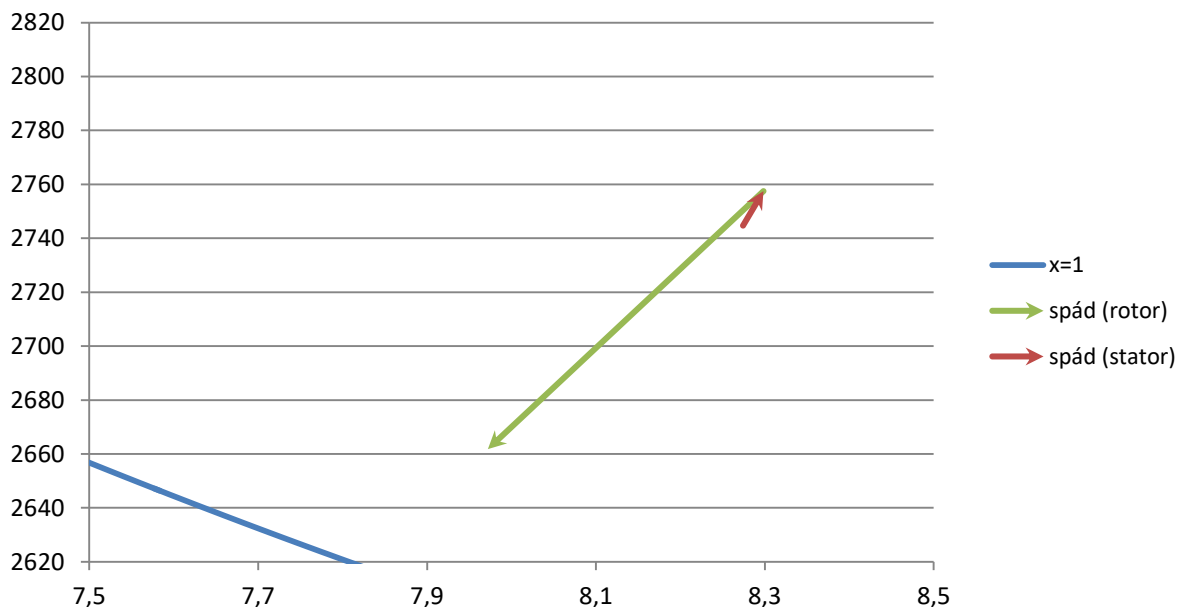
Tabulka 4 – Reakce stupňů

Stejně jako v předchozích případech byly získány nestandardní výsledky vyplývající z provozování ve ventilačním režimu. Na stupni (3) dokonce stupeň reakce vycházel ve všech případech více než jedna. Z uvedených hodnot tedy nelze určit, zda-li je na zkoumané turbíně použito přetlakové nebo rovnotlaké lopatkování – pro zjištění by bylo zapotřebí se podívat do výrobní dokumentace.

Pro otáčky $n = 4990 \text{ ot/min}$ a $n = 4290 \text{ ot/min}$ se na stupni (4) vyskytuje reakce mírně menší než jedna. Téměř celý entalpický spád tedy zpracovávají pouze oběžné lopatky. V jiných případech, kdy stupeň reakce vychází větší, měrná entalpie na rozváděcích lopatkách mírně roste (průměrně o 7 kJ/kg) a až poté klesá.

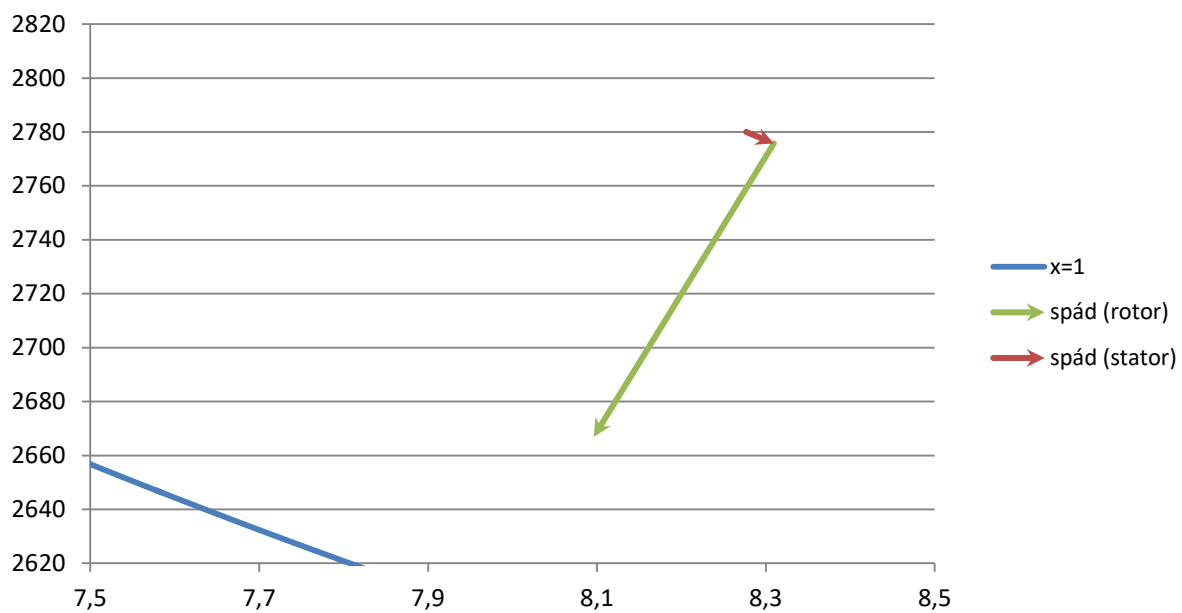
Detailně rozepsaný spád stupňů tedy bude mírně odlišný od spádů uvedených na obrázcích 6 až 8. Na obrázku 10 níže je v h-s diagramu tento detailní spád ukázán pro případ reakce větší než jedna (pro názornost je uveden pouze případ stupně (3) pro otáčky $n = 5490 \text{ ot/min}$), na obrázku 11 je pak rozepsaný spád pro hodnotu reakce menší než jedna (Je uveden pouze spád na stupni (4) pro otáčky $n = 4290 \text{ ot/min}$). Stejně jako v kapitole 4.2.1 křivka s názvem $x = 1$ značí mez sytosti, červenou křivkou s označením *spád (stator)* se rozumí entalpický spád na rozváděcích lopatkách a zelenou křivkou *spád (rotor)* pak entalpický spád na oběžných lopatkách.

h-s diagram stupně (3) pro $n = 5490 \text{ ot/min}$



Obrázek 10 – detailně rozepsaný spád stupně pro reakci větší než jedna

h-s diagram stupně (4) pro $n = 4290$ ot/min



Obrázek 11 – detailně rozepsaný spád stupně pro reakci menší než jedna

5 Měření teploty a stanovení nejistot měření

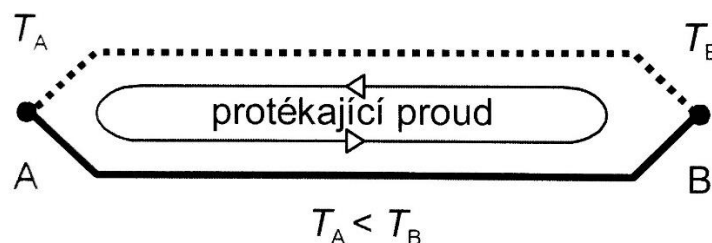
5.1 Senzory

Na měření teploty lze použít celou řadu různých senzorů teploty lišících se jak fyzikálním principem, tak konstrukčním provedením. Jednotlivé snímače lze rozdělit podle třech základních kritérií:

<i>Podle styku s měřeným prostředím</i>	Dotykové Bezdotykové
<i>Podle transformace signálu</i>	Aktivní Pasivní
<i>Podle fyzikálního principu</i>	Odporové Termoelektrické Polovodičové s PN přechodem Dilatační Optické ⋮

Rozdělení podle styku s měřeným prostředím nepotřebuje žádné další vysvětlení. Rozdělení podle transformace spočívá v tom, že aktivní čidla se vlivem teploty chovají jako zdroj elektrické energie, zatímco u pasivních zařízení je zapotřebí elektrické napájení.

Fyzikální princip termoelektrických článků, které byly při experimentu použity, spočívá v existenci tzv. Seebeckova jevu, tedy jevu, kdy ohřátím části vodiče získávají přenašeče elektrického náboje větší energii. Konstrukčně je termočlánek řešen dvojicí vodičů nebo polovodičů zobrazenými různými druhy čar na obrázku 12. Jednotlivými vodiči teče elektrický proud za předpokladu, že existuje určitý teplotní gradient mezi body A a B.



Obrázek 12 – Seebeckův jev v termočlánu [5]

Existuje celá řada různých typů termočlánků, které se liší materiály párů vodičů. Tyto materiály byly zvoleny díky jejich lineárnímu průběhu indukovaného napětí při zvyšování teploty. V tabulce 5 jsou uvedeny jednotlivé typy termočlánků a jejich výhody či nevýhody.

KÓD	složení	dlouhodobě (°C) přibližné hodnoty	krátkodobě (°C) přibližné hodnoty	Použití / Výhody / Nevýhody
K	NiCr (+) NiAl (-)	0 až 1100	-180 až 1350	Vhodný pro oxidační a interní atmosféru. Necitlivý pro neutronový tok. Není vhodný pro měření ve vakuu.
T	Cu (+) CuNi (-)	-185 až 300	-250 až 400	Používaný v kryogenních aplikacích díky výbornému chování při nízkých teplotách. Ve vakuu použitelný až do +700 °C.
J	Fe (+) CuNi (-)	20 až 700	-180 až 750	Vhodný pro vakuum, oxidační, redukční i inertní atmosféru.
N	NiCrSi (+) NiSiMg (-)	0 až 1100	-270 až 1300	Vhodný pro cyklické změny teploty. Používaný v jaderné energetice díky odolnosti vůči neutronovému toku.
E	NiCr (+) CuNi (-)	0 až 800	-40 až 900	Vhodný pro vakuum a středně oxidační atmosféru. Nejvyšší hodnota indukovaného napětí ve vodičích.
R	PtRh13 (+) Pt (-)	0 až 1600	-50 až 1700	Pro měření velmi vysokých teplot. Odolný vůči korozi a oxidaci, musí ale vždy být v ochranném pouzdře.
S	PtRh10 (+) Pt (-)	0 až 1550	-50 až 1750	Prakticky stejné jako typ R
B	PtRh30 (+) PtRh6 (-)	100 až 1000	100 až 1820	Chování podobné jako u typů R a S, je ale stabilnější v teplotách nad 1200 °C
G (W)	W (+) WRh (-)	20 až 2320	0 až 2600	Používán pro měření extrémně vysokých teplot. Vhodný i pro měření ve vakuu
C (W5)	WRh5 (+) WRh26 (-)	50 až 1820	20 až 2300	Chování podobné jako u typu G

Tabulka 5 – Typy termočlánků [5]

Při experimentu byl využit dotykový, aktivní, ohebný plášťový snímač teploty SenzoTEMP PTx. Tento snímač byl použit z důvodu jeho korozivzdornosti, malých rozměrů a ohebnosti, která umožňuje umístit čidlo na požadované místo. Konkrétní používané měřidlo

mělo objednávací kód SenzoTEMP PTx-5000-3-K-TKb500-1-SO-Si. Co jednotlivé části kódu znamenají je uvedeno níže v tabulce 6. [6]

Kód	Význam	Vysvětlení / Hodnota
SenzoTEMP PTx	Popis	Snímač teploty plášťový
5000	Délka stonu	500 mm
3	Průměr pláště v mm	3 mm
K	Typ čidla	Termočlánek 1x K „NiCr-NiAl“
	Materiál	Inconel 600
	Rozsah teplot	-40 až 1200 °C
TKb500	Zakončení studeného konce	Spojovací vedení délky 500 mm
1	Třída přesnosti	Třída přesnosti 1 podle IEC 584-2 termočlánek
SO	Provedení měřicího konce	Izolovaný od pláště (jednoduchý termočlánek)
Si	Prodlužovací vedení	2x0,22 mm ² silikonová izolace

Tabulka 6 – Termočlánek [6]

5.2 Stanovení nejistot měření

V roce 1993 vydala Mezinárodní organizace pro normalizaci ISO (International Organization for Standardization) směrnici definující základní pojmy pro vyhodnocení měření pomocí nejistot, které tak nahradily do té doby používaný systém využívající relativní a absolutní chyby a jejich rozdělení na chyby systematické, náhodné a hrubé. V dnešní době se tento způsob stal jediným povoleným způsobem vyhodnocení odchylky výsledku vůči skutečné teplotě, což potvrzuje celá řada mezinárodních předpisů jako např. ISO, IEC, EN či ČSN EN 60359. Nejistota je značena písmenem u z anglického *uncertainty*. [5]

Dle způsobu vyhodnocení lze nejistoty rozdělit na:

- u_A Standardní nejistota typu A
- u_B Standardní nejistota typu B
- u_C Kombinovaná standardní nejistota
- $U(X)$ Rozšířená nejistota

5.2.1 Nejistota typu A

Nejistota typu A je složka získána statistickým zpracováním naměřených údajů.

Stanovení této veličiny vyžaduje minimálně deset měření při opakování experimentu za stejných podmínek. V případě, že nebylo možné provést tento požadovaný počet, je zapotřebí výsledek vynásobit opravným koeficientem. Naměřená data jsou u typu A

zpracovávány statistickými metodami využívající aritmetický průměr a výběrovou směrodatnou odchylku.

Nejistota tohoto typu se počítá jako kvadratický průměr odchylek hodnot od průměru dle vztahu (5.2.1). Na první pohled jde vidět, že je výsledek tím menší, čím více bude měření. [5]

$$u_A = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n(n-1)}} \quad (5.2.1)$$

Kde:

X_i	i-tá naměřená hodnota
\bar{X}	Aritmetický průměr naměřených hodnot
n	Počet měření

V konkrétním testovaném případě bylo provedeno 275 měření s výsledky v rozmezí od 202,05 °C do 202,72 °C. Aritmetický průměr hodnot byl 202,34 °C. Vypočítaná nejistota typu A je uvedena ve vzorci (5.2.2), přičemž pro názornost je v čitateli doplněn pouze údaj z prvního měření.

$$u_A = \sqrt{\frac{(202,45 - 202,34)^2 + (\dots)^2 + \dots}{275 \cdot (275 - 1)}} = 0,00659^\circ\text{C} \quad (5.2.2)$$

Takto získaná nejistota má při tak velkém počtu měření velmi malou hodnotu. Při vyhodnocení celkové nejistoty tak bude hrát jen velmi malou roli.

5.2.2 Nejistota typu B

V nejistotách typu B jsou zahrnuty všechny zdroje nejistoty, které nejsou obsaženy v předchozím případě. Jedná se tak o nestatistické vyhodnocení veličiny. K jejímu určení se využívá celá řada všech možných zdrojů, je tedy možné využít například znalostí z dříve provedených měření, zkušeností nebo obecných znalostí chování použitých materiálů či pomůcek, informací poskytnutých výrobcem nebo dat z procesu kalibrace nebo jiných zpráv.

Při měření byl využit termočlánek typu K v toleranční třídě 1 (zdroj viz. tabulka 6). Korekce na nejistotu termoelektrického snímače je uvedena ve vztahu (5.2.3) podle výtažku z normy IEC 584.2 v tabulce 7. [5]

KÓD	třída 1 (°C)	třída 2 (°C)	třída 3 (°C)
K	-40 až 375; $\Delta = \pm 1,5$ 375 až 1000; $\Delta = \pm 0,004 \cdot t$	-40 až 375; $\Delta = \pm 2,5$ 333 až 1000; $\Delta = \pm 0,0075 \cdot t$	-167 až 40; $\Delta = \pm 2,5$ -200 až -167; $\Delta = \pm 0,015 \cdot t$

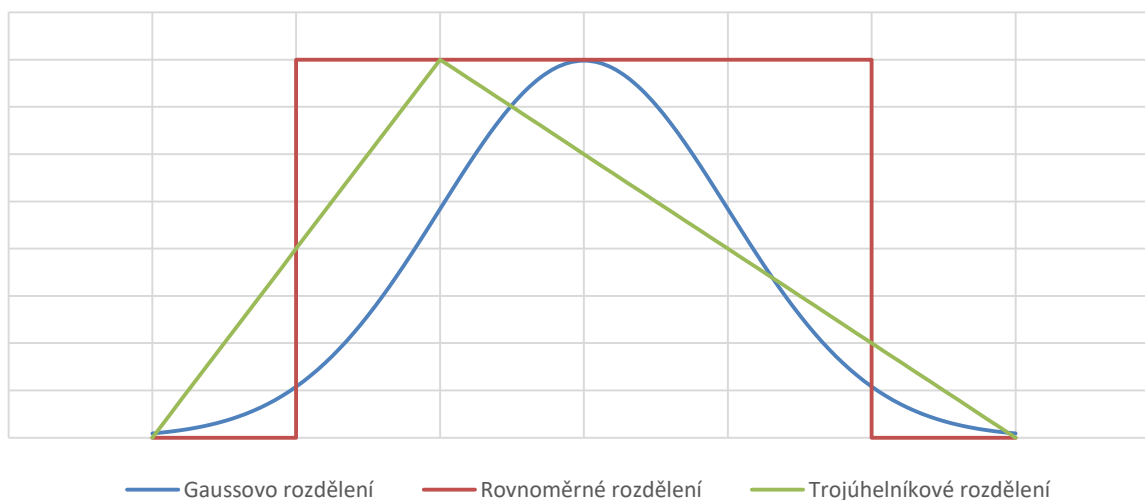
T	-40 až 125; $\Delta = \pm 0,5$ 125 až 350; $\Delta = \pm 0,004 \cdot t$	-40 až 133; $\Delta = \pm 1,0$ 133 až 350; $\Delta = \pm 0,0075 \cdot t$	-67 až 40; $\Delta = \pm 1,0$ -200 až -67; $\Delta = \pm 0,015 \cdot t$
J	-40 až 375; $\Delta = \pm 1,5$ 375 až 750; $\Delta = \pm 0,004 \cdot t$	-40 až 750; $\Delta = \pm 2,5$ 333 až 750; $\Delta = \pm 0,004 \cdot t$	-
N	-40 až 375; $\Delta = \pm 1,5$ 375 až 1000; $\Delta = \pm 0,004 \cdot t$	-40 až 333; $\Delta = \pm 2,5$ 333 až 1250; $\Delta = \pm 0,0075 \cdot t$	-167 až 40; $\Delta = \pm 2,5$ -200 až -167; $\Delta = \pm 0,015 \cdot t$
E	-40 až 375; $\Delta = \pm 1,5$ 375 až 1000; $\Delta = \pm 0,004 \cdot t$	-40 až 333; $\Delta = \pm 2,5$ 333 až 900; $\Delta = \pm 0,0075 \cdot t$	-167 až 40; $\Delta = \pm 2,5$ -200 až -167; $\Delta = \pm 0,015 \cdot t$
R	0 až 1100; $\Delta = \pm 1,0$ 1100 až 1600; $\Delta = \pm 1 + 0,003(t - 1100)$	0 až 600; $\Delta = \pm 1,5$ 600 až 1600; $\Delta = \pm 0,0025 \cdot t$	-
S	0 až 1100; $\Delta = \pm 1,0$ 1100 až 1600; $\Delta = \pm 1 + 0,003(t - 1100)$	0 až 600; $\Delta = \pm 1,5$ 600 až 1600; $\Delta = \pm 0,0025 \cdot t$	-

Tabulka 7 – Výtazek z normy IEC 584.2 [5]

$$\Delta_s = \pm 1,5^\circ\text{C} \quad (5.2.3)$$

Standartní nejistota snímače se získá podělením korekce příslušným součinitelem rozšíření. Tento součinitel vychází ze zákona rozdělení, který platí pro konkrétní zdroj nejistoty. V případě Gaussova rozdělení nabývá součinitel hodnoty 2, v případě rovnoměrného rozdělení $\sqrt{3}$ a v případě trojúhelníkového rozdělení pak $\sqrt{6}$. Jak tato pravděpodobnostní rozdělení vypadají je naznačeno na obrázku 13.

Druhy pravděpodobnostního rozdělení



Obrázek 13 – Typy pravděpodobnostních rozdělení

V případě rovnoměrného rozdělení naměřených hodnot je standartní nejistota snímače počítaná dle vztahu (5.2.4).

$$u_{B1} = \frac{\Delta_s}{k} = \frac{1,5}{\sqrt{3}} = 0,866^\circ\text{C} \quad (5.2.4)$$

Dalším krokem je určení nejistoty použitého převodníku NI 9214. Při umístění v prostředí o teplotě $23 \pm 5^\circ\text{C}$ je chyba měření dána regresní rovnicí (5.2.5). Vyčíslením se získal výsledek (5.2.6), který byl následně dosazen do vztahu (5.2.7) pro výpočet standartní nejistoty převodníku. Stejně jako v případě snímače bylo počítáno se součinitelem pro rovnoměrné rozdělení. [5]

$$\Delta_{pr} = 3,7142 \cdot 10^{-18} \cdot t^6 - 1,5376 \cdot 10^{-14} \cdot t^5 + 2,3909 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 1,7188 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 - 5,7383 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 5,1726 \cdot 10^{-4} \cdot t + 3,691 \cdot 10^{-1} \quad (5.2.5)$$

$$\Delta_{pr} = 0,378^\circ\text{C} \quad (5.2.6)$$

$$u_{B2} = \frac{\Delta_{pr}}{k} = \frac{0,378}{\sqrt{3}} = 0,218^\circ\text{C} \quad (5.2.7)$$

5.2.3 Kombinovaná nejistota typu C

Se znalostí velikostí nejistot typu A a typu B je možné spočítat standartní kombinovanou nejistotu u_C . Její odhad je vypočten pomocí odmocnění součtu čtverců obou předešlých nejistot podle vztahu (5.2.8).

$$u_C = \sqrt{\sum u_{A_i}^2 + \sum u_{B_i}^2} \quad (5.2.8)$$

Neboť v tomto případě vystupovala pouze jedna hodnota typu A a dvě hodnoty typu B, je možné tuto rovnici přepsat na tvar (5.2.9). [5]

$$u_C = \sqrt{u_A^2 + u_{B1}^2 + u_{B2}^2} \quad (5.2.9)$$

$$u_C = \sqrt{0,00659^2 + 0,866^2 + 0,218^2} = 0,893^\circ\text{C} \quad (5.2.10)$$

5.2.4 Rozšířená nejistota

Výsledná standartní kombinovaná nejistota typu C pokrývá přibližně 60% všech možných výsledků měření. Zavedením koeficientu rozšíření k lze toto pokrytí zvětšit na mnohem větší interval. Jeho velikost je dána počtem významných složek nejistoty a velikostí požadovaného intervalu. Zároveň se jeho výpočet liší v závislosti na tom, jaké druhy rozdělení ony složky mají. Ze vztahu (5.2.10) je patrné, že nejistota typu A nemá na výslednou hodnotu příliš velký vliv. Hlavními složkami jsou tedy chyby způsobené nepřesností převodníku a senzoru. Obě tyto složky mají rovnoměrné rozdělení. Jejich složením však vznikne rozdělení lichoběžníkové, které do výpočtu přinese určité komplikace.

Prvním krokem určení koeficientu rozšíření je určení poměru stran β vzniklého lichoběžníku dle vzorce (5.2.11).

$$\beta = \frac{|\Delta_s - \Delta_{př}|}{\Delta_s + \Delta_{př}} \quad (5.2.11)$$

$$\beta = \frac{|1,5 - 0,378|}{1,5 + 0,378} = 0,597 \quad (5.2.12)$$

S vypočteným poměrem stran je možné vypočítat koeficient rozšíření pro pravděpodobnost $p = 95\%$ z rovnice (5.2.13).

$$k = \frac{1 - \sqrt{(1-p)(1-\beta^2)}}{\sqrt{\frac{1+\beta^2}{6}}} \quad (5.2.13)$$

$$k = 1,726 \quad (5.2.14)$$

Se znalostí koeficientu rozšíření se poté počítá rozšířená nejistota jako:

$$U = k \cdot u_c = 1,726 \cdot 0,893 = 1,54^\circ\text{C} \quad (5.2.15)$$

Výsledek souboru měření lze zapsat ve tvaru (5.2.16) [5]

$$t = \bar{X} \pm U = 202,34 \pm 1,54^\circ\text{C} \quad (5.2.16)$$

6 Korekce vztahů pro minimální výkon

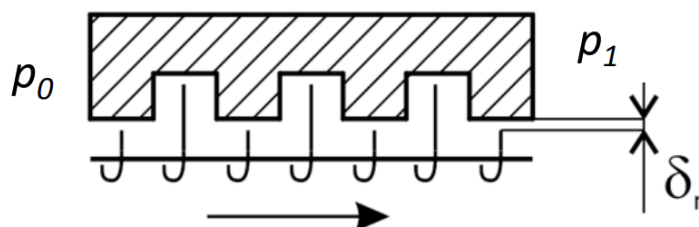
Tato kapitola se věnuje výpočtu ventilačních výkonů posledního stupně a porovnání vypočítaných hodnot s výsledky empirických vzorců uvedených ve zdroji [8]. V turbinářské praxi se k výpočtu výkonu používá hmotnostní průtok přes lopatku daného stupně a rozdíl měrných entalpií před a za ní dle vztahu (6.1.1).

$$P = \dot{m}_L \cdot \Delta h \quad (6.1.1)$$

Ventilační výkon je pak definován jako rozdíl výkonů vypočtených výkonů za ventilace a bez ventilace za stejných počátečních podmínek. Jak již bylo uvedeno, ve vzorci (6.1.1) se vyskytuje neznámá v podobě hmotnostního průtoku (Výpočet entalpie byl uveden v kapitole 4). K jeho výpočtu se využije změřená hodnota naplnění nádoby známého objemu kondenzátem, je však zapotřebí uvažovat i proudění páry nadbandážovou ucpávkou lopatky, které velikost protékajícího množství zmenšuje. Opět se počítalo s předpokladem, že se proud rovnoměrně rozdělí na dva stejně mocné proudy za druhým stupněm.

6.1 Výpočet průtoku ucpávkou

Pro výpočet průtoku nadbandážovou ucpávkou byly využity Stodolovy vzorce uvedené ve vztazích (6.1.2) a (6.1.3) platící pro případy, kdy v ucpávce nenastane, respektive nastane kritický tlakový spád. Indexy se v těchto vzorcích neřídí podle konvence ve zbytku práce, nýbrž podle obrázku 14 níže. Šipka značí směr proudění páry.



Obrázek 14 – Indexy ve vzorcích pro ucpávky [9]

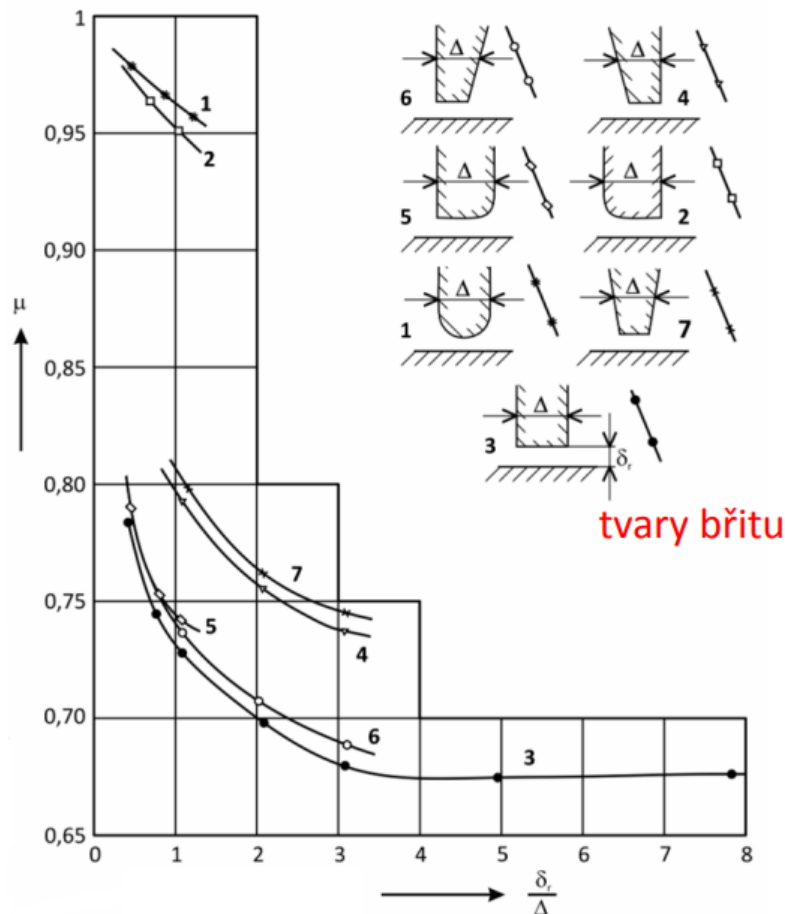
$$\dot{m}_U = \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} \quad (6.1.2)$$

$$\dot{m}_U = \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0 \cdot (z + 1,25)}} \quad (6.1.3)$$

Kde:

μ	Průtokový součinitel ucpávky
S_u	Průtočná plocha ucpávky
z	Počet břitů

Průtokový součinitel ucpávky je bezrozměrná veličina závisující na tvaru břitu a poměru rozměrů δ_r a Δ . Jeho velikost spolu s tím, co jednotlivé rozměry znamenají, je k vidění na obrázku 15.



Obrázek 15 – Závislost průtokového součinitele na tvaru břitu [9]

Radiální mezera δ_r má ve zkoumaném stupni velikost $\delta_r = 2,6 \text{ mm}$, tloušťka ucpávky Δ pak $\Delta = 0,75 \text{ mm}$. Výsledný poměr je vypočtený ve vztahu (6.1.4).

$$\frac{\delta_r}{\Delta} = \frac{2,6}{0,75} = 3,4\bar{6} \quad (6.1.4)$$

Ucpávka má tvar nezaobleného obdélníku. Dle obrázku 15 je tedy průtokový součinitel $\mu = 0,675$. Další neznámou v uvedených vzorcích je plocha S_u . Ta se za znalosti rozměrů turbíny vypočte podle vzorce (6.1.5). Rozměr D_s je střední průměr mezer δ_r , mající velikost $D_s = 1267,2 \text{ mm}$. Vyčíslený vztah pro průtočnou plochu je uvedený v (6.1.6).

$$S_u = \pi \cdot D_s \cdot \delta_r \quad (6.1.5)$$

$$S_u = \pi \cdot 1,2672 \cdot 0,0026 = 0,010351 \text{ m}^2 \quad (6.1.6)$$

Po určení všech neznámých (na lopatce je pouze jeden břit, hodnota z je tedy rovna jedné) se přistoupí k určení stavu proudění páry, které rozhodne, jaký vzorec pro výpočet hmotnostního průtoku ucpávkou je zapotřebí použít. Nelze však využít klasického

předpokladu, že pára v ucpávkách má stejný směr proudění jako zbytek páry jdoucí přes lopatku. Jak bylo uvedeno v kapitole 3, při ventilaci nastávají víry se zpětným prouděním. Tyto víry pak mohou způsobit, že směr páry v ucpávkách jde proti zbytku proudění. Pro určení, o jaký směr se v každém jednotlivém případě jedná, se využilo porovnání tlakových měření umístěných u špičky lopatky rotoru. Proudění jde v tomto případě vždy z místa s větším tlakem do menšího. Hodnoty tlaků spolu se směrem páry jsou uvedeny v tabulce 8.

n [ot/min]	stupeň	p _{1šL-0} / p _{1š} [Pa]	p _{2šL-0} / p _{2š} [Pa]	Směr
5490	(3)	20440	22455	2 → 1
	(4)	20120	20994	2 → 1
4990	(3)	20921	22840	2 → 1
	(4)	20984	21252	2 → 1
4290	(3)	21164	23083	2 → 1
	(4)	21954	21406	1 → 2

Tabulka 8 – Určení směru proudění páry ucpávkou

Proudění tedy až na jeden případ směřuje proti směru proudění páry přes lopatku. S těmito znalostmi lze dosadit naměřené hodnoty do vztahů (6.1.7) a (6.1.8) určující kritický tlak p_k v ucpávce. Poissonovy konstanty jsou před a za lopatkou velmi podobné, mírně se lišící až na 3. nebo 4. desetinném místě. Konstanta, se kterou je v následujícím vztahu počítáno, je vypočtena jejich zprůměrováním. Vztah (6.1.7) platí pro případ opačného proudění, vztah (6.1.8) pak pro případ, že je proudění stejného směru jako hlavní proud.

$$p_k = p_2 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (6.1.7)$$

$$p_k = p_1 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (6.1.8)$$

Vypočtené tlakové spády byly následně porovnány s tlaky na výstupu z ucpávek. Stav proudění spolu s porovnávanými hodnotami jsou uvedeny v tabulce 9. Tlaky na výstupu jsou uvedeny s indexem 2.

n [ot/min]	stupeň	p_k [Pa]	p_2 [Pa]	Stav proudu
5490	(3)	12170	20440	Podkritický
	(4)	11380	20120	Podkritický
4990	(3)	12378	20921	Podkritický
	(4)	11519	20984	Podkritický
4290	(3)	12513	21164	Podkritický
	(4)	11901	21406	Podkritický

Tabulka 9 – Stav proudění v nadbandážové ucpávce

Využívat se tedy bude pouze vzorec (6.1.2). Hodnoty vypočtené s jeho pomocí byly poté odečteny od poloviny naměřeného hmotnostního průtoku (stále platí předpoklad, že se proud rovnoměrně rozděluje na dvě poloviny). Tímto způsobem se získá hmotnostní průtok páry procházející pouze přes lopatky stupně. Spočítané výsledky jsou uvedeny níže v tabulce 10. Veličina \dot{m}_C značí celkový průtok změřený před stupněm, veličina \dot{m}_U průtok přes ucpávku a \dot{m}_L pak průtok pouze přes lopatku.

n [ot/min]	stupeň	\dot{m}_C [kg/s]	\dot{m}_U [kg/s]	\dot{m}_L [kg/s]
5490	(3)	3,589	0,148	3,441
	(4)	3,589	0,095	3,494
4990	(3)	3,525	0,147	3,379
	(4)	3,525	0,054	3,472
4290	(3)	3,241	0,147	3,094
	(4)	3,241	0,077	3,163

Tabulka 10 – Hmotnostní průtoky stupni

6.2 Výpočet ventilačních výkonů

Hodnoty hmotnostních průtoků přes lopatky stupně se poté dosadí do vztahu (6.1.1). Ventilační výkony N_V , počítané dle vztahu (6.2.1), jsou rozdílem výkonů stupně během proudění bez ventilace P_N a s ventilací P_V . Vzhledem k tomu, že hmotnostní průtok je konstantní hodnota, rozdíl musí nastat při změně entalpie. Jak již bylo zmíněno výše, entalpie je počítána jako funkce tlaku a teploty, která je ve ventilačním stavu kvůli nebezpečnému ohřívání špičky lopatky větší, než během provozu bez ventilace. Právě tento jev způsobuje rozdílné entalpické hodnoty, následně dosazované do patřičného vztahu. Výsledné hodnoty spolu s vypočítanými ventilačními výkony jsou uvedeny v tabulce 11.

$$N_V = P_N - P_V \quad (6.2.1)$$

n [ot/min]	stupeň	P _N [kW]	P _V [kW]	N _V [kW]
5490	(3)	440,455	285,313	155,142
	(4)	499,710	333,849	165,861
4990	(3)	451,496	301,773	149,722
	(4)	514,226	355,975	158,251
4290	(3)	467,519	319,312	148,207
	(4)	506,752	357,647	149,106

Tabulka 11 – Ventilační výkony

Následující vztahy, které byly vybrány ze zdroje [8], jsou empirické vzorce pro výpočet ventilačních výkonů. Bylo provedeno rozdělení do čtyř skupin na základě toho, jakou charakteristickou podobu jednotlivé vztahy mají.

Skupina 1 zahrnující vzorce (6.2.2) až (6.2.4), využívá tzv. Stodolovu funkci $d^4 L^{1,5}$. Skupina 2 ((6.2.5) až (6.2.8)) pak obsahuje velmi podobnou třetí funkci $d^4 L$. Vzorce skupiny 3 ((6.2.9) až (6.2.11)) taktéž využívají třetí funkce, tentokrát ale ve tvaru d_t^5 . Do skupiny 4 ((6.2.12) až (6.2.14)) se pak řadí vztahy nevyhovující ani jednomu předchozímu kritériu.

Vztahy skupiny 1:

Stodola

$$N_V = 0,0189 \rho n^3 d^4 L^{1,5} \quad (6.2.2)$$

LMZ – Scheglyaeov

$$N_V = 0,0124 \rho n^3 d^4 L^{1,5} \quad (6.2.3)$$

General Electric

$$N_V = 0,0097 \rho n^3 d^4 L^{1,5} \quad (6.2.4)$$

Vztahy skupiny 2:

Shubovich

$$N_V = 0,00113 \rho n^3 d^4 L \quad (6.2.5)$$

Matveev a Rechkoblit

$$N_V = 0,0094 \rho^{1,25} n^{2,65} d^4 L \quad (6.2.6)$$

Beluzzo

$$N_V = 0,00185 \rho n^3 d^4 L \quad (6.2.7)$$

Zal'fa Kachuriner

$$N_V = 0,00288 \rho n^3 d^4 L \quad (6.2.8)$$

Vztahy skupiny 3:

Metro Wicker's

$$N_V = 0,000477 \rho n^3 d_t^5 \quad (6.2.9)$$

Henrich

$$N_V = 0,000434 \rho n^3 d_t^5 \quad (6.2.10)$$

English Electric

$$N_V = 0,000381 \rho n^3 d_t^5 \quad (6.2.11)$$

Vztahy skupiny 4:

BBC

$$N_V = 0,00311 \rho n^3 d^{3,5} L \quad (6.2.12)$$

Kerr

$$N_V = 0,00733 \rho n^3 d^{3,5} L^{1,5} \quad (6.2.13)$$

Shapiro

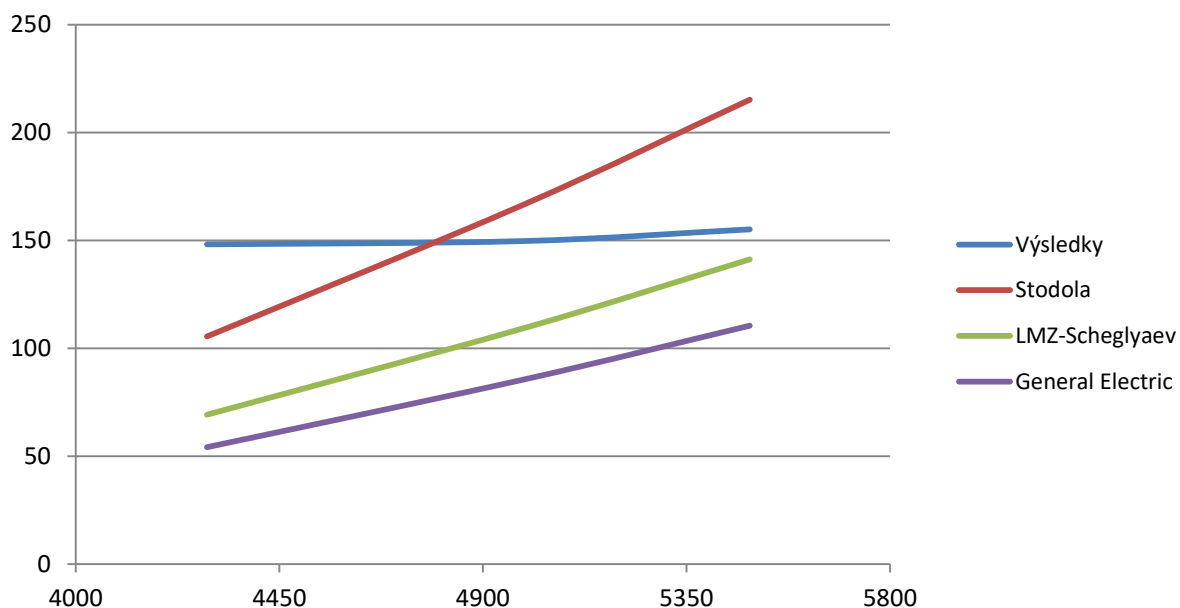
$$N_V = 1,132 - 0,0538 p_c + 0,68 G_0 - 0,0033 p_c G_0 + 0,031 G_0^2 \quad (6.2.14)$$

Veličiny uvedené ve vzorcích značí:

N_V	Ventilační výkon [kW]
ρ	Hustota páry na vstupu do stupně [kgm ⁻³]
n	Frekvence otáček turbíny [Hz]
d	Střední průměr stupně turbíny [m]
L	Délka oběžné lopatky [m]
d_t	Hlavový průměr oběžné lopatky [m]
p_c	Tlak páry za stupněm turbíny [bar]
G_0	Hmotnostní průtok páry přes lopatky [t/h]

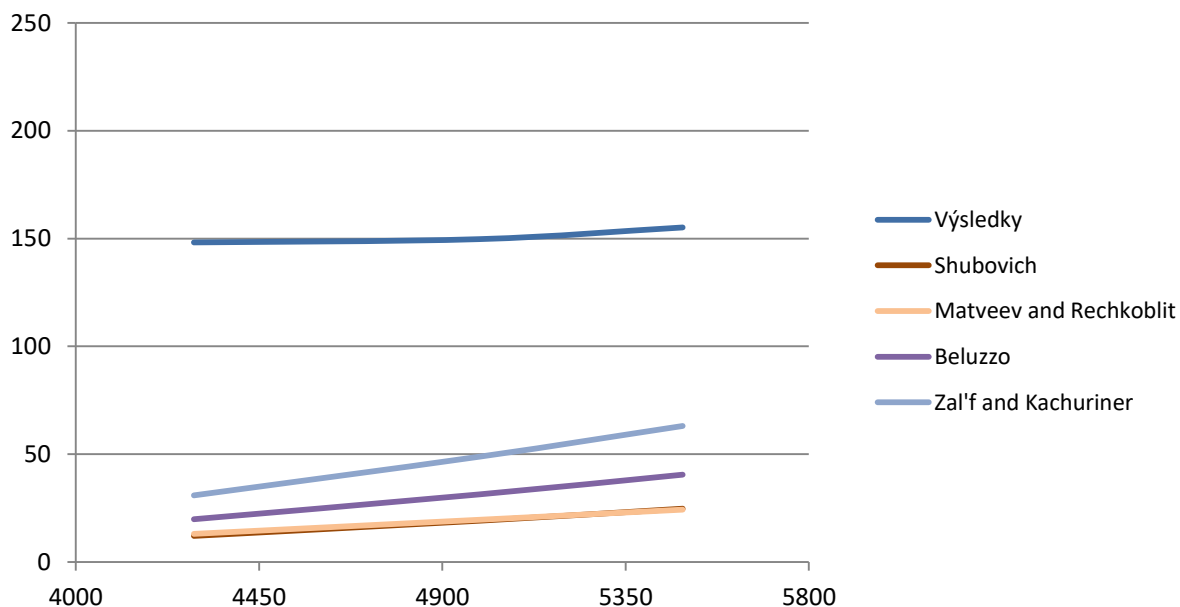
Na následujících grafech jsou ukázány výsledky vypočtených ventilačních výkonů podle uvedených vzorců a podle hodnoty vypočítané při experimentu v závislosti na otáčkách turbíny. Grafy 5 až 8 popisují hodnoty pro stupeň (3) rozdělené do jednotlivých skupin 1 až 4. Grafy 9 až 12 pak v nezměněné formě platí pro stupeň (4).

Skupina 1 stupeň (3)



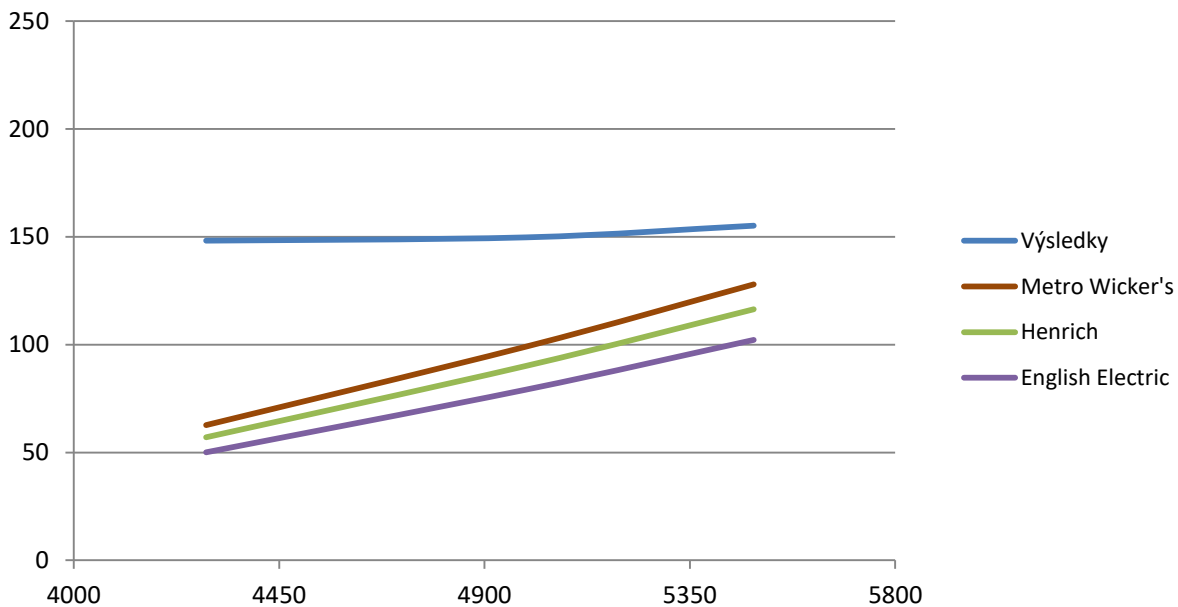
Graf 4 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 1 pro stupeň (3)

Skupina 2 stupeň (3)



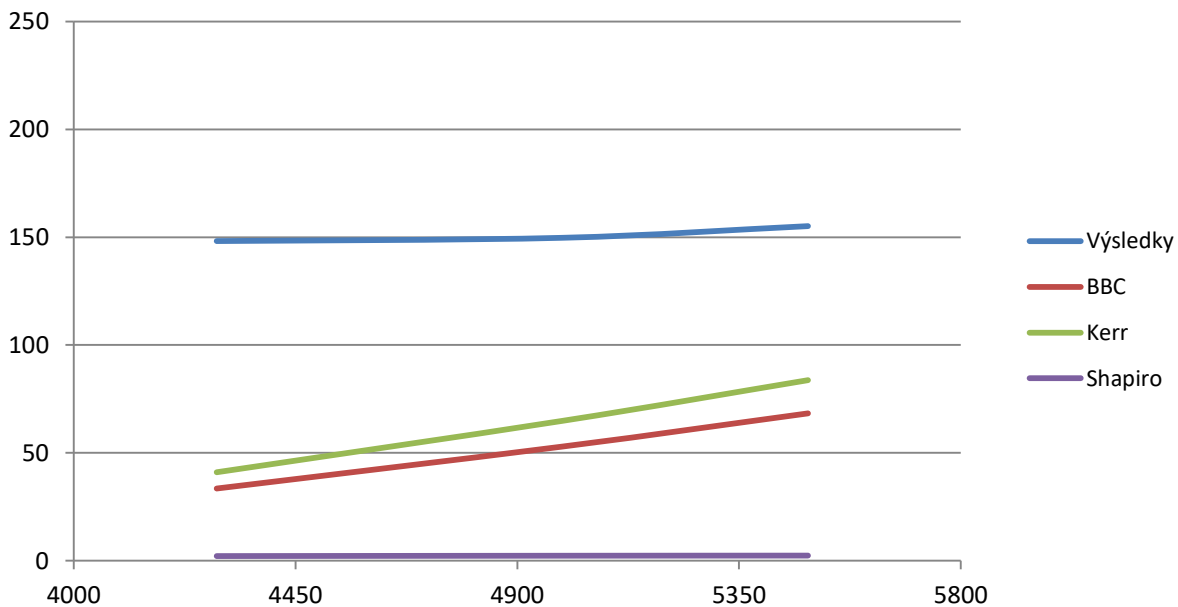
Graf 5 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 2 pro stupeň (3)

Skupina 3 stupeň (3)



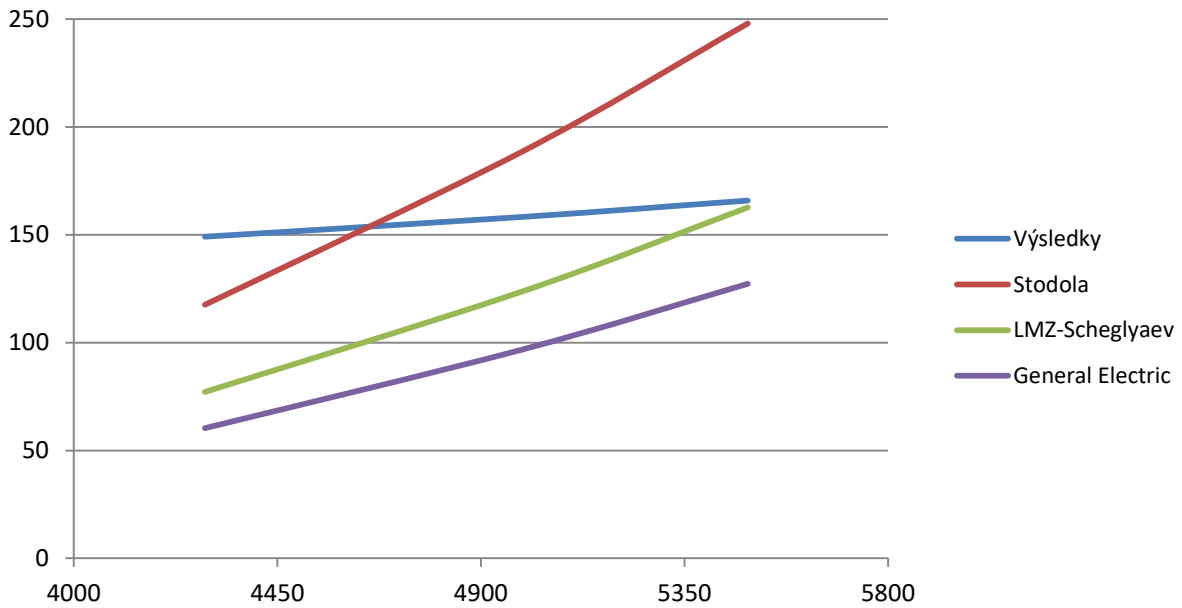
Graf 6 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 3 pro stupeň (3)

Skupina 4 stupeň (3)



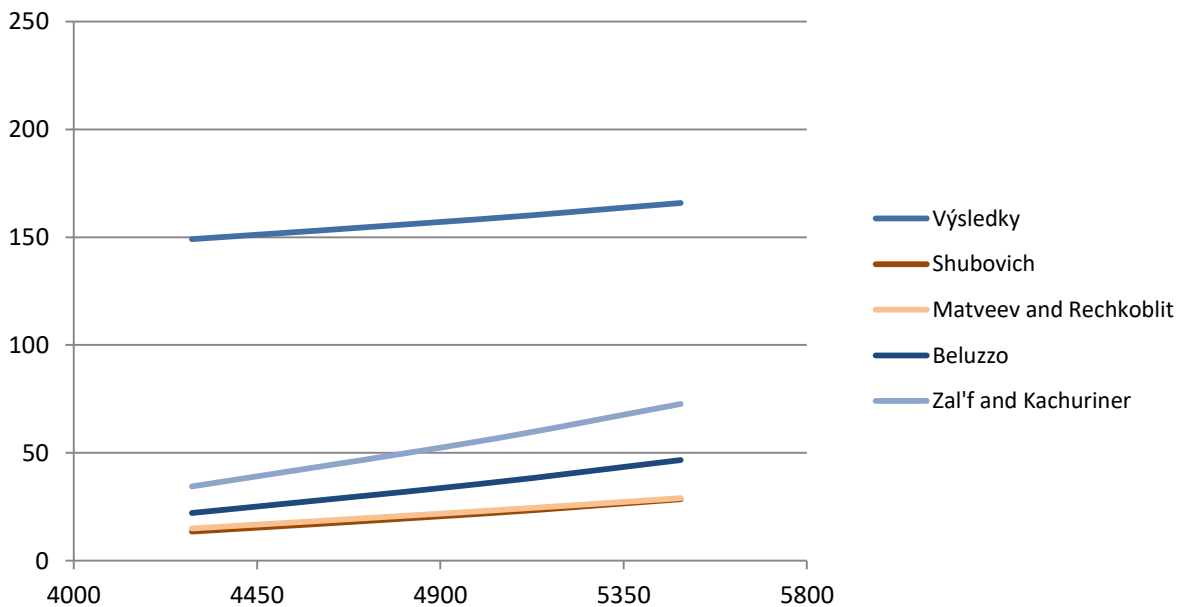
Graf 7 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 4 pro stupeň (3)

Skupina 1 stupeň (4)



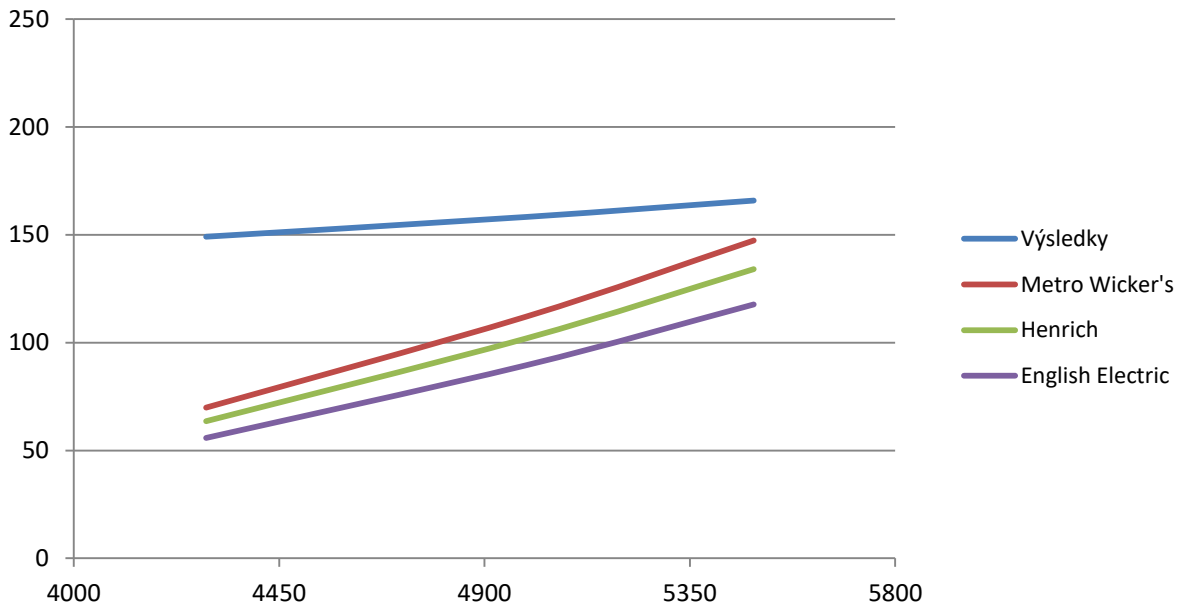
Graf 8 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 1 pro stupeň (4)

Skupina 2 stupeň (4)



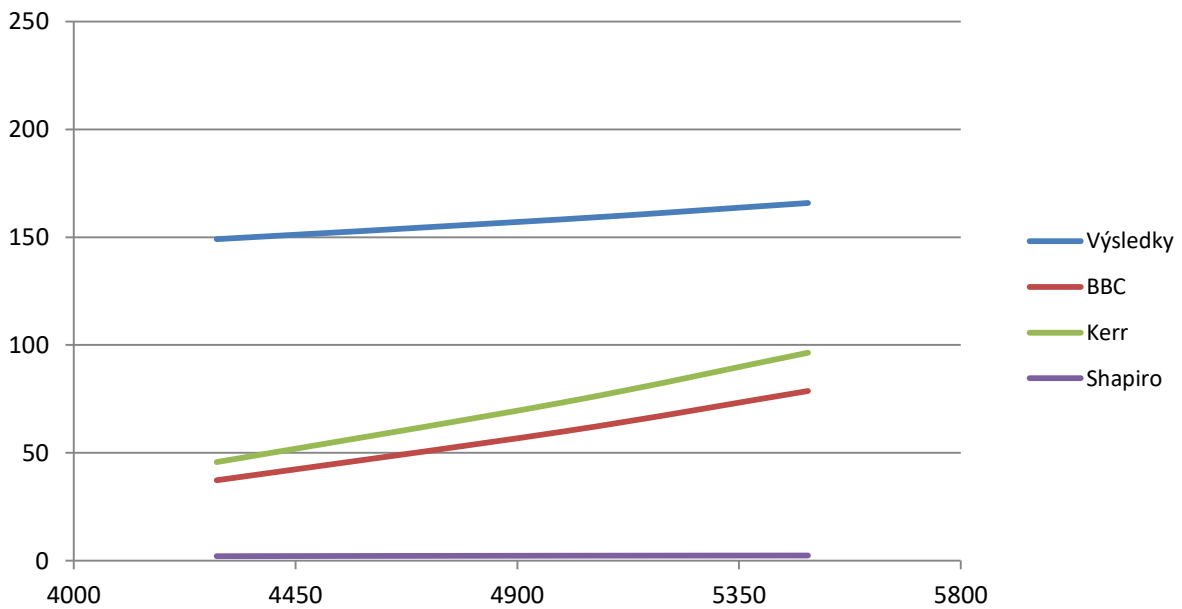
Graf 9 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 2 pro stupeň (4)

Skupina 3 stupeň (4)



Graf 10 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 3 pro stupeň (4)

Skupina 4 stupeň (4)

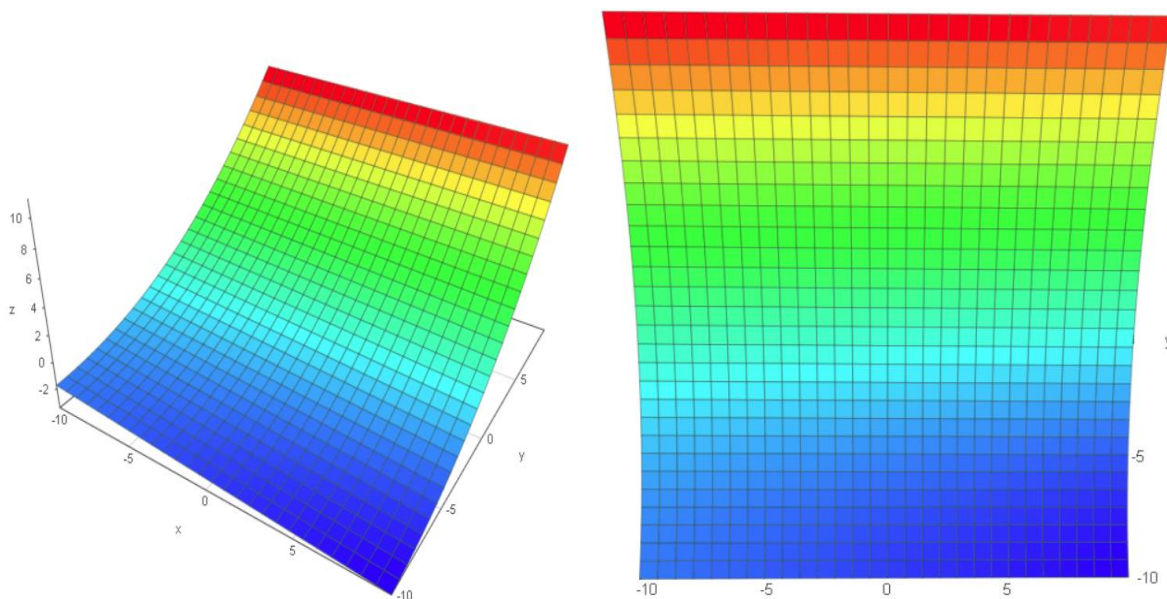


Graf 11 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 4 pro stupeň (4)

6.3 Návrh vztahu pro výpočet ventilačních ztrát

Z grafů je patrné, že navzdory předpokladům, že budou ventilační ztráty závislé na otáčkách stupně, se hodnoty ze vzorců nepřibližují hodnotám spočítaným, které například v případě stupně (3) nabývají spíše konstantní charakter. Pro korekci vztahů byl tedy vybrán vzorec Shapiro, který jako jediný s otáčkami nepočítá. S použitím tohoto vztahu ale vyvstává nový problém – většina jiných vzorců pracuje s pouze jednou číselnou konstantou, ve vybraném případě je různých konstant celkem pět.

Prvním krokem tedy bylo provést analýzu, jak moc která číselná hodnota ovlivňuje výsledek v originálním vzorci Shapiro. Za tímto účelem byl sestrojen 3D graf (Graf 13), kde osa x značí tlak za stupněm p_c , osa y hmotnostní průtok přes stupeň G_0 a osa z výsledný výkon ventilačních ztrát.



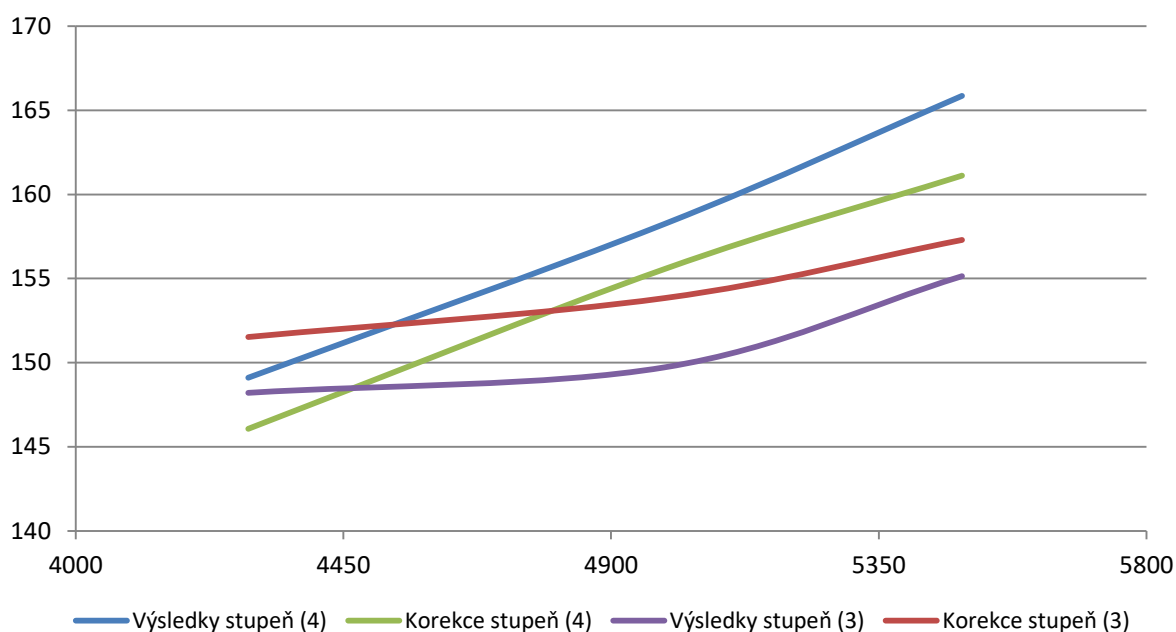
Graf 12 – Shapiro

Z grafu funkce jasně vyplývá, že s rostoucím tlakem za konstantního hmotového průtoku výsledný rozdíl ventilačních výkonů mírně klesá, zatímco s rostoucím průtokem za konstantního tlaku prudce roste. Také dosazením spočítaných hodnot do grafu a jejich následným posouzením lze tento závěr vypořádat. Znaménkově se tedy nový vzorec nebude nikterak lišit od vzoru (6.2.14).

Velké odchylky byly zjištěny spíše s měnící se velikostí G_0 než p_c . Konstanty vyskytující se ve členech s hmotnostním průtokem tedy musely být zvětšeny proporcionálně radikálněji, než konstanty ovlivňující tlakové členy. První člen zahrnující pouze konstantu musel být také zvětšen, neboť ve vztahu vystupuje jako jakýsi prvek ovlivňující “počáteční výšku” upravené funkce. Za využití regresních rovnic sestavených v programu TableCurve 3D společnosti Systat Software a.s. bylo přibližně zjištěno jaké členy je potřeba zvětšit více či méně, aby výsledná upravená rovnice odpovídala spočítaným hodnotám.

Graf 14 níže na detailu porovnává vypočítané hodnoty ventilačních výkonů v závislosti na otáčkách turbíny. Výsledky získané postupem uvedeným v kapitole 6.2 jsou označeny jako *Výsledky stupeň (3)* a *Výsledky stupeň (4)*, hodnoty z opraveného vzorce jsou nazvány *Korekce stupeň (3)* a *Korekce stupeň (4)*. Je patrné, že nové konstanty v upraveném vztahu dokáží předpovědět jak mírné stupání ve stupni (4) tak i téměř konstantní chování při 4990 *ot/min* a 4290 *ot/min* na stupni (3). Pro porovnání je původní, neupravený vztah Shapiro opět uveden ve vzorci (6.3.1), zatímco nový vztah je po korekci uveden v (6.3.2).

Porovnání vypočtených výkonů



Graf 13 – Porovnání vypočtených hodnot a hodnot z opraveného vzorce

Shapiro

$$N_v = 1,132 - 0,0538p_c + 0,68G_0 - 0,0033p_cG_0 + 0,031G_0^2 \quad (6.3.1)$$

Shapiro po korekci

$$N_{vK} = 70,24 - 0,7p_c + 65,9G_0 - 2p_cG_0 + 2,5G_0^2 \quad (6.3.2)$$

Číselné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 12. Je možné spatřit poměrně velmi nízké odchylky mezi jednotlivými výsledky, největší odchylka byla zaznamenána v případě nejvyšších otáček na stupni (4), kdy rozdíl 4,74 kW znamenal procentuální odchylku 2,86 %. Nejnižší odchylka byla při těžce otáčkách na druhém stupni. Rozdíl 2,154 kW znamená odchylku 1,39 %.

n [ot/min]	stupeň	N_V [kW]	N_{VK} [kW]	odchylka
5490	(3)	155,142	157,296	1,39 %
	(4)	165,861	161,121	2,86 %
4990	(3)	149,722	153,839	2,75 %
	(4)	158,251	155,569	1,69 %
4290	(3)	148,207	151,526	2,24 %
	(4)	149,106	146,067	2,04 %

Tabulka 12 – Porovnání vypočtených hodnot a hodnot z opraveného vzorce

Pro zkoušku nového vztahu byly stejným způsobem vypočteny ventilační výkony i pro případ $n = 3590 \text{ ot/min}$. S těmito otáčkami se ve zbytku práce pro jejich vzdálenost od jmenovitých otáček nepracovalo, na otestování ale bylo měření vyhodnoceno stejným způsobem jako v jiných případech. Výpočtem se zjistily hodnoty $N_V = 140,584 \text{ kW}$ pro stupeň (3) a $N_V = 136,001 \text{ kW}$ pro stupeň (4). Použitím vztahu (6.3.2) byly získány výsledky $N_{VK} = 143,150 \text{ kW}$ pro stupeň (3) a $N_{VK} = 135,457 \text{ kW}$ pro stupeň (4). Jednotlivé odchylky jsou tedy pouze 1,83 %, respektive 0,40 %. Nový vztah lze tedy vyhodnotit jako úspěšný.

7 Závěr

Cílem této práce bylo vyhodnotit měření na turbíně T10MW vyvíjené k pohonu napájecích čerpadel na velkých energetických blocích vybudovaných společností Doosan. Testované soustrojí bylo v prvních kapitolách krátce popsáno. Důležitým závěrem prvotního textu byl předpoklad o rovnoměrném rozdělení proudu za druhým stupněm. Tato presumpce v mnohém ovlivňovala výpočty v následujících kapitolách.

V další části práce byl kladen důraz na samotné měření. To bylo umístěno zejména v bezprostřední blízkosti rozváděcích a oběžných lopatek, kde byly zjišťovány hodnoty statického tlaku a teploty po výšce stupňů. Z těchto hodnot byly za pomoci tabulek vlastností páry a za pomoci různých termodynamických vztahů vypočteny prvotní veličiny využívané později.

Domněnky o zahřívání špičky a možné erozi lopatek byly potvrzeny analýzou získaných dat. Rozložení teplot páry jdoucí přes oběžné lopatky bylo vyobrazeno na grafech 2 a 3, eroze byla předpovězena pouze teoreticky ve velmi malém rozsahu. Kromě rozložení teploty na lopatkách byly na grafu 1 zobrazeny průběhy naměřených teplot a tlaků v průřezu turbíny.

Po získání základních veličin byly vypočteny některé parametry mající za úkol popsat zvláštnosti chování proudícího média ve ventilačním režimu. Mezi tyto parametry patřily hlavně termodynamické účinnosti stupňů, kde byly zobrazeny rozdíly mezi stupni pracujícími bez existence ventilace a s ní. Na obrázcích 6 až 8 byly v h-s diagramech vykresleny entalpické spády, které se velmi lišily v závislosti na vlastnostech proudění. Tyto diagramy byly v podkapitole 4.2.4 věnující se stupních reakce dále rozvíjeny – kromě celkového spádu zde bylo provedeno rozdělení na spád na rozváděcích lopatkách a na spád na oběžných lopatkách. Zvláštností bylo zejména zjištění o klesání průměrné entropie během ventilace.

Senzory sloužící pro měření teploty byly v předposlední části textu rovněž podrobeny analýze mající za cíl určit nejistotu zjištěných hodnot. Byly rozepsány různé druhy existujících termočlánků, přičemž byly u každého typu zmíněny v krátkosti některé informace o jejich chování a používání. Tabulka 6 popisovala značení a vlastnosti používaného typu SenzoTEMP PTx.

Následně byla zaměřená data podrobena statistické analýze, jejíž výsledkem byla nejistota typu A. Za využití informací z tabulky 6 a nahlédnutím do výtažku z normy IEC 584.2 pak dalším výsledkem bylo zjištění nejistot daných senzorem a použitým převodníkem NI 9214. Tyto nejistoty, známé jako typ B, pak byly zkombinovány s nejistotou typu A za vzniku kombinované nejistoty C. Posledním krokem bylo rozšíření o patřičný koeficient a tak získání rozšířené nejistoty, ve které se skutečná velikost měřené teploty vyskytuje s pravděpodobností 95%. Tento výsledek je vypočten ve vztahu (5.1.15), celkový výsledek naměřeného souboru dat pak ve vztahu (5.1.16).

Poslední část práce byla věnována ztrátám ventilačního výkonu pro stupně (3) a (4). Vzhledem k velmi vysoké citlivosti výsledku na vstupních parametrech byl nejdříve zjištěn směr proudění páry v nadbandážových ucpávkách lopatek a jeho stav. Ve všech případech

vyšlo proudění podkritické, výsledky jsou zaznamenány v tabulce 9. Hmotnostní průtok páry ucpávkami byl vypočten pomocí odpovídajícího vzorce (6.1.2). Výsledky jsou obsaženy v tabulce 10.

Dalším krokem bylo vypočtení zmíněných ztrát a jejich porovnání s existujícími empirickými vzorci uvedených ve zdroji [8]. Předpoklad, že velikost výkonů bude velmi záviset na otáčkách turbíny, se nenaplnil. Výsledky stupně (3) měly dokonce téměř konstantní charakter. Všechny vzorce obsahující tento parametr byly tedy pro korekci na zkoumaný případ vyřazeny, přičemž jediným možným zůstal vzorec Shapiro.

Veličiny v něm se vyskytující byly podrobně zanalyzovány a byl zjištěn jejich vliv na výsledek. Bylo zjištěno, že pro úpravu bude zapotřebí provést radikálnější změny u hodnot hmotnostního průtoku než u hodnoty výstupního tlaku. Zrevidovaný vztah ve tvaru (6.3.2) byl pak aplikován na zkoumaný případ. Výsledky ukázané v tabulce 12 dokazují, že je ve všech případech odchylka výsledků rovnice od zjištěných výsledků menší než tři procenta. Aplikací na jinak nezkoumaný případ otáček turbíny $n = 3590 \text{ ot/min}$ byla dokonce odchylka menší než dvě procenta.

Seznam použité literatury

- [1] World Population Clock: 7.6 Billion People (2017) – Worldometers. Worldometers – real time world statistics [online]. Copyright © Copyright Worldometers.info [cit. 09.10.2017]. Dostupné z: <http://www.worldometers.info/world-population/>
- [2] Boiler feed pump | KSB. 301 Moved Permanently [online]. Copyright © KSB Aktiengesellschaft [cit. 13.10.2017]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/boiler-feed-pump/191374/>
- [3] Dokumentace Doosan Škoda Power s.r.o.
- [4] ČIERNY, Lukáš. *Porovnání výpočtových metod používaných při návrhu lopatkování parních turbín*. Plzeň, 2018. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni. Fakulta strojní.
- [5] KREIDL, Marcel. *Měření teploty – senzory a měřicí obvody*. 2005. Praha: BEN – technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-145-4.
- [6] SenzoTEMP PTx – SENZORY CZ, a.s.. Teplota, tlak, průtok, hladina – SENZORY CZ, a.s. [online]. Copyright © 2015 SENZORY CZ, a.s. [cit. 17.04.2018]. Dostupné z: <http://senzory.eu/produkty/teplota/plastove-snimace-teploty-ohebne/senzotemp-ptx.html>
- [7] TAJČ L., BEDNÁŘ L., RUML Z., Výzkumná zpráva VZTP 0741 Škoda Energo s.r.o.
- [8] NEUIMIN, V. M. Methods of evaluating power losses for ventilation in stages of steam turbines of TES. Thermal Engineering [online]. 2014, 61(10), 765-770. DOI: 10.1134/S0040601514100085. ISSN 0040-6015. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1134/S0040601514100085>
- [9] Přednášky Ing. J. Kučery, Ph.D. z předmětu Parní turbíny a kondenzátory
- [10] WEISS, A. P., Organic rankine cycle (ORC) power plants and turbines
- [11] Přednášky Ing. J. Kučery, Ph.D. z předmětu Pokročilé termodynamické cykly
- [12] Don't Lose Your Tune with Turbine Blade Damage. Turbine and Generator Consultants at Your Service [online]. Copyright ©TG Advisers [cit. 07.05.2018]. Dostupné z: http://www.tgadvisers.com/news_letter.php?id=9&title=Don%27t%20Lose%20Your%20Tune%20with%20Turbine%20Blade%20Damage
- [13] The Paris Agreement | UNFCCC. UNFCCC [online]. Dostupné z: <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement>
- [14] HOLMGREN M., X Steam, Thermodynamic properties of water and steam. – File Exchange – MATLAB Central. MathWorks – Makers of MATLAB and Simulink – MATLAB & Simulink [online]. Copyright © 1994 [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam--thermodynamic-properties-of-water-and-steam>

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Turbonapajčka T10MW [3]	7
Obrázek 2 – Proudění páry ve ventilačním režimu [7]	8
Obrázek 3 – Eroze oběžných lopatek [11]	9
Obrázek 4 – Eroze lopatek [12].....	10
Obrázek 5 – Měření na turbíně [3]	11
Obrázek 6 – Entalpický spád stupňů (1) a (2)	17
Obrázek 7 – Entalpický spád stupně (3).....	17
Obrázek 8 – Entalpický spád stupně (4).....	18
Obrázek 9 – Typy lopatkování – vlevo rovnotlaké, vpravo přetlakové [10]	21
Obrázek 10 – detailně rozepsaný spád stupně pro reakci větší než jedna	22
Obrázek 11 – detailně rozepsaný spád stupně pro reakci menší než jedna.....	23
Obrázek 12 – Seebeckův jev v termočlánu [5]	24
Obrázek 13 – Typy pravděpodobnostních rozdělení.....	28
Obrázek 14 – Indexy ve vzorcích pro ucpávky [9]	31
Obrázek 15 – Závislost průtokového součinitele na tvaru břitu [9].....	32

Seznam grafů

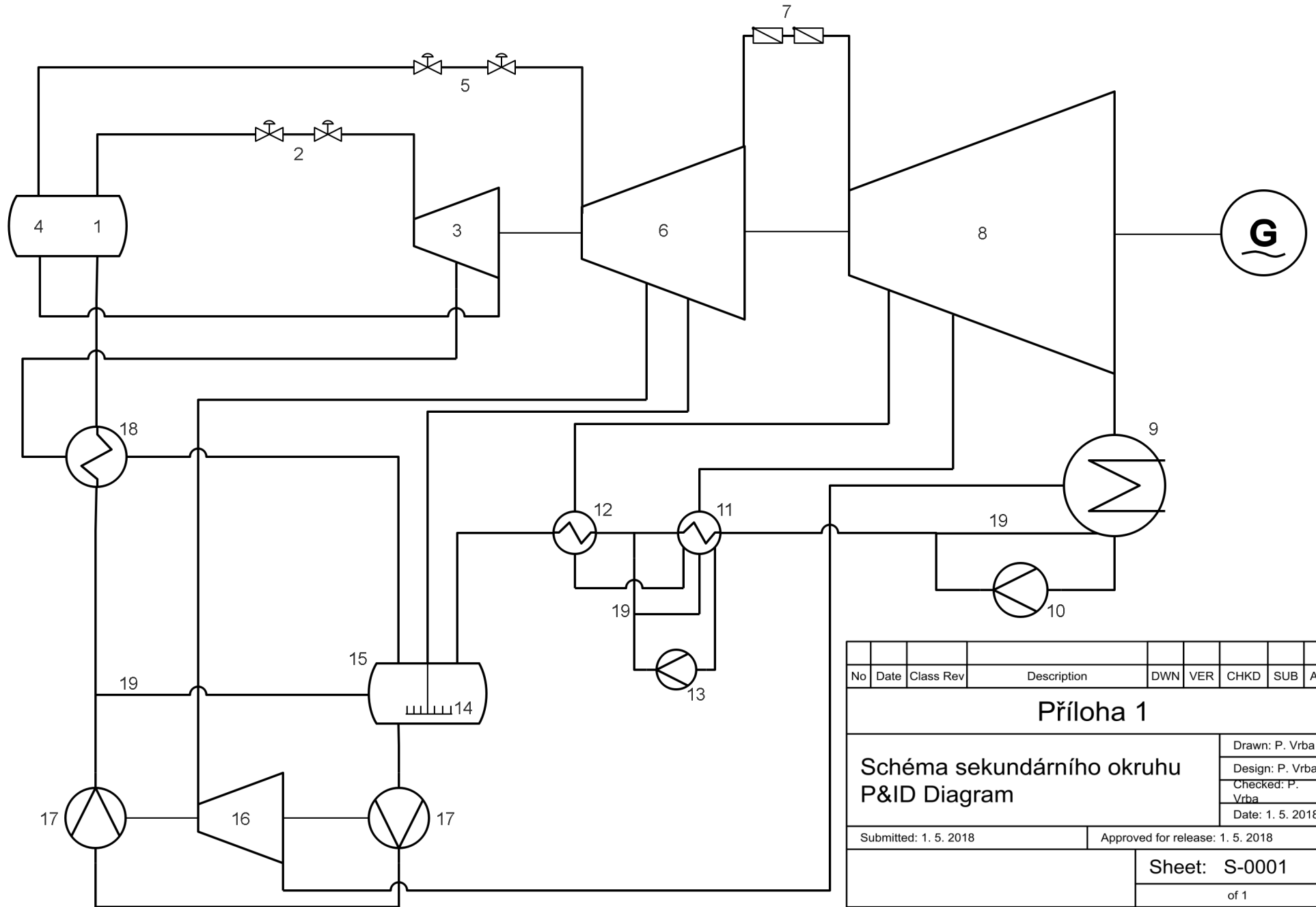
Graf 1 – Průběh statického tlaku a teploty v turbíně.....	13
Graf 2 – Průběh teploty na rotorové lopatce stupně (3)	13
Graf 3 – Průběh teploty na rotorové lopatce stupně (4)	14
Graf 4 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 1 pro stupeň (3).....	37
Graf 5 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 2 pro stupeň (3).....	37
Graf 6 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 3 pro stupeň (3).....	38
Graf 7 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 4 pro stupeň (3).....	38
Graf 8 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 1 pro stupeň (4).....	39
Graf 9 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 2 pro stupeň (4).....	39
Graf 10 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 3 pro stupeň (4).....	40
Graf 11 – Ventilační ztráty pro vzorce skupiny 4 pro stupeň (4).....	40
Graf 12 – Shapiro	41
Graf 13 – Porovnání vypočtených hodnot a hodnot z opraveného vzorce.....	42

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Vybrané naměřené hodnoty	12
Tabulka 2 – Poměry u/c_f stupňů dle otáček.....	19
Tabulka 3 – Machova čísla.....	20
Tabulka 4 – Reakce stupňů	21
Tabulka 5 – Typy termočlánků [5].....	25
Tabulka 6 – Termočlánek [6]	26
Tabulka 7 – Výtažek z normy IEC 584.2 [5]	28
Tabulka 8 – Určení směru proudění páry ucpávkou	33
Tabulka 9 – Stav proudění v nadbandážové ucpávce	34
Tabulka 10 – Hmotnostní průtoky stupni.....	34
Tabulka 11 – Ventilační výkony	35
Tabulka 12 – Porovnání vypočtených hodnot a hodnot z opraveného vzorce.....	43

Seznam příloh

Příloha 1 – Schéma Pára-voda pro imaginární energetické zařízení	
--	--



No	Date	Class	Rev	Description	DWN	VER	CHKD	SUB	APP
Příloha 1									
Schéma sekundárního okruhu P&ID Diagram								Drawn: P. Vrba	
								Design: P. Vrba	
								Checked: P. Vrba	
								Date: 1. 5. 2018	
Submitted: 1. 5. 2018					Approved for release: 1. 5. 2018				
								Sheet: S-0001	
								of 1	
Classification:			Reviewer:				Date:		
Project ID: 01			Drawing no: V2.3				Rev. 1		