



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA RYCHLOBEŽNÁ KONDENZAČNÍ
HIGH-SPEED CONDESING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. PETR KLÍMA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JAN FIEDLER, DR.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Klíma

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbína rychloběžná kondenzační

v anglickém jazyce:

High-speed Condensing Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete malou rychloběžnou kondenzační parní turbínu se vzduchovou kondenzací s jedním regulovaným a jedním neregulovaným odběrem pro pohon synchronního generátoru.

Parametry:

pára na vstupu 3,6MPa / 380°C

regulovaný odběr 1,2 MPa(a) 4t/h

neregulovaný odběr 0,4 MPa(a) 4t/h

Hmotnostní průtok páry 16t/hod

Parní turbína bude umístěna ve spalovně odpadu v Ostravě.

Cíle diplomové práce:

- 1) Předběžný návrh stupňů.
- 2) Návrh konstrukční koncepce stroje
- 3) Detailní termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny I., II. a III stupně.
- 3) Dispoziční řešení turbogenerátoru
- 4) Schéma zapojení turbíny včetně vzduchového kondenzátoru.
- 5) Návrh regulačních ventilu, výpočet kuželek regulačních ventilu.
- 6) Technické a ekonomické porovnání rychloběžné turbíny a klasické vícešupňové turbíny pro zadané parametry páry.

Seznam odborné literatury:

firemní literatura G-TEAM

Fiedler,J.: Parní turbíny, CERM, 2004

Kadrnožka,J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM 2006

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015

V Brně, dne 5.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh dispozičního uspořádání malé třítělesové rovnotlaké turbíny s jedním regulovaným a jedním neregulovaným odběrem, výpočet průtočných kanálů všech stupňů, návrh a výpočet regulačních ventilů a vytvoření schémat zapojení turbíny a vzduchového kondenzátoru. Na začátku práce je uveden přehled výrobců parních turbín i s jejich unifikovanými produkty. Práce byla vypracována s podporou firmy G-Team, a.s. za použití výpočtů a pokynů uvedených v doporučené literatuře s podporou CFD simulací pro určení ztrátových součinitelů a FEA simulací pro určení vlastních kmitů lopatek.

ABSTRACT

The purpose of this master thesis is to design layout of small three body impulse turbine with one controlled extraction and one uncontrolled extraction, calculation of the flow channel at all stage, design and calculation of the regulation valve and create connection diagram of steam turbine and air cooled condenser. At the beginning of this work is an overview of manufacturers of steam turbines and their unified products. Master thesis was developer with G-Team, a.s. as using calculations and the instructions given in the recommended literature with supporting CFD simulations to determine the loss coefficients and FEA simulations to determine the eigenfrequencies blades.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní kondenzační turbína, výrobci parních turbín, dispozice, ztráty, unifikované díly, průtočné kanály, spotřební charakteristika, Cash Flow, regulační ventil, kmitání lopatek, CFD simulace

KEY WORDS

Condensing steam turbine, manufacturers of steam turbines, layout, losses, unified parts, flow channels, cash flow, consumption characteristics, regulation valve, blade flutter, CFD simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLÍMA, P. Parní turbína rychloběžná kondenzační. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 123 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci „Parní turbina rychloběžná kondenzační“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr., s použitím zdrojů, uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

Ve Velká Bíteši dne 17. května 2015.

Bc. Petr Klíma

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za cenné připomínky a odborné rady, kterými přispěl k vypracování této diplomové práce. Dále velice děkuji firmě G-Team a.s. - Divize Turbomachinery, o.z. za poskytnuté informace a konzultace.

ÚVOD.....	15
1 PŘEHLED A POROVNÁNÍ VÝROBCŮ PARNÍCH TURBÍN	16
1.1 Nejvýznamnější světový výrobci parních turbín	17
1.2 Čeští výrobci parních turbín.....	21
1.3 Shrnutí.....	23
2 DISPOZICE.....	24
2.1 Dispoziční možnosti varianty.....	25
2.2 Ztráty	26
2.2.1 Ztráty v ložiskách.....	26
2.2.2 Ztráty v nákručcích ozubeného kola	27
2.2.3 Ztráty v ozubeném převodu	27
2.2.4 Příkon hydraulického čerpadla mazacího a chladícího oleje	28
2.2.5 Ztráty v generátoru.....	28
2.3 Ekonomické porovnání dispozičních variant.....	29
3 UNIFIKOVANÉ DÍLY	30
3.1 Parní skříně	31
3.1.1 Parní skříň TR320.....	31
3.1.2 Parní skříň TR560.....	31
3.2 Ucpávka	32
3.3 Rám turbíny.....	33
3.4 Regulační-rychlouzavírací ventil	34
4 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET LOPATKOVÁNÍ TURBÍNY	35
4.1 Parametry páry na vstupu do dýzy.....	37
4.2 Průběh izoentropické expanze	38
4.3 Průběh skutečné expanze	39
4.4 Stanovení předběžné geometrie a parametrů turbíny.....	41
5 DETAILNÍ VÝPOČET LOPATKOVÁNÍ TURBÍNY.....	47
5.1 Výpočet rychlostního součinitele.....	48
5.1.1 Kritické parametry proudění	51
5.1.2 Expanze ve stupni	52
5.1.3 Rychlostní trojúhelníky.....	56
5.2 Výpočet účinnosti stupně	57
5.2.1 Ventilační ztráta oběžného kola	58
5.2.2 Ztráta parciálním ostřikem	59
5.2.3 Ztráta radiální mezerou oběžného kola	60
5.2.4 Ztráta rozčepýřením	61
5.2.5 Ztráta vlhkostí	61
5.2.6 Ztráta výstupním hrdlem.....	62
5.3 Vnitřní termodynamický výkon	63
5.4 Výsledné hodnoty II. a III. stupně.....	63
5.5 Celková účinnost a výkon turbíny	68

6 TLAKOVÉ ZTRÁTY V PAROVODECH	69
6.1 Vztahy a principy výpočtu	69
6.1.1 Ztráty v přímém potrubí	69
6.1.2 Ztráty v zahnutém potrubí (kolenu).....	70
6.1.3 Ztráty v T-kusu	71
6.2 Ztráty za I. stupněm.....	73
6.3 Ztráty za II. stupněm	74
6.4 Ztráty za III. stupněm	75
7 VÝPOČET REGULAČNÍHO VENTILU	76
7.1 Návrh difuzoru	77
7.2 Návrh profilu kuželky	82
7.3 Regulační ventil před II. stupněm	86
8 SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA.....	89
9 EKONOMIE	93
9.1 Náklady	93
9.1.1 Stálé roční náklady	93
9.1.2 Proměnné roční náklady	94
9.1.3 Odpisy	95
9.2 Cash Flow.....	95
9.2.1 Období s odpisy.....	95
9.2.2 Období bez odpisů.....	96
9.3 Diskontování	96
9.4 Doba návratnosti	96
10 VLASTNÍ FREKVENCE LOPATEK	99
11 SIMULACE PROUDĚNÍ	102
11.1 Difuzorový ventil I. stupně.....	102
11.2 Ztráta ve výstupním hrdle	105
11.3 Ztráta v rozváděcí skříni TR320.....	107
11.4 Ztráta v rozváděcí skříni TR560.....	109
ZÁVĚR.....	110
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	112
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	116
SEZNAM POUŽITÝCH DOLNÍCH INDEXŮ	118
SEZNAM POUŽITÝCH horních INDEXŮ	119
SEZNAM OBRÁZKŮ	120
SEZNAM TABULEK	122
SEZNAM PŘÍLOH.....	123
SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	123

ÚVOD

Parní turbíny jsou nedílnou součástí elektráren, tepláren a dalších provozoven. Rozsah jejich využití je od jaderných elektráren, kde jejich výkon dosahuje tisíce megawatt, až po malé stroje, které například pohánějí kompresory o výkonu desítek kilowatt.

Mezi menší parní turbíny bude patřit i turbína v této práci řešena, u níž je požadavek na regulovaný a neregulovaný odběr. Pro porovnání této turbíny a turbín schopných splnit stejné požadavky, bude na začátku práce vypracován přehled hlavních světových a tuzemských výrobců turbín.

Dispozice navrhované parní turbíny bude rozvržena pro dosažení maximálního výkonu a bude detailně porovnán s dalšími možnými dispozicemi i s jejich ekonomickými faktory.













Návrh turbíny bude zaměřen převážně na termodynamické výpočty, což obnáší výpočet průtočných částí turbíny, návrh a výpočet regulačních ventilů a profilů jejich kuželek a návrh parovodů s výpočtem jejich ztrát. Výpočty budou provedeny za využití unifikovaných dílů společnosti G-Team, a.s., se kterou se bude spolupracovat na této diplomové práci. Termodynamické výpočty budou podpořeny simulacemi CFD pro stanovení ztrát, změn stavových veličin a zhodnocení přesnosti výpočtu.

Závěrem této diplomové práce bude vytvořeno funkční schéma zapojení turbíny a vzduchového kondenzátoru.

1 PŘEHLED A POROVNÁNÍ VÝROBCŮ PARNÍCH TURBÍN

V tabulce 1 jsou uvedeni hlavní světový výrobci a výrobci parních turbín v České republice, společně s výkonem turbín, které jsou schopni realizovat. Všem těmto výrobcům byl dne 16. 04. 2015 odeslán email s dotazem zda jsou schopni realizovat parní turbínu dle zadání této diplomové práce. Bohužel ke dni odevzdání této práce neodpověděl ani jeden výrobce, tudíž není možné ekonomické porovnání turbín. V další části této kapitoly jsou uvedeny přehledy unifikovaných turbín jednotlivých výrobců s popisem jejich provedení.

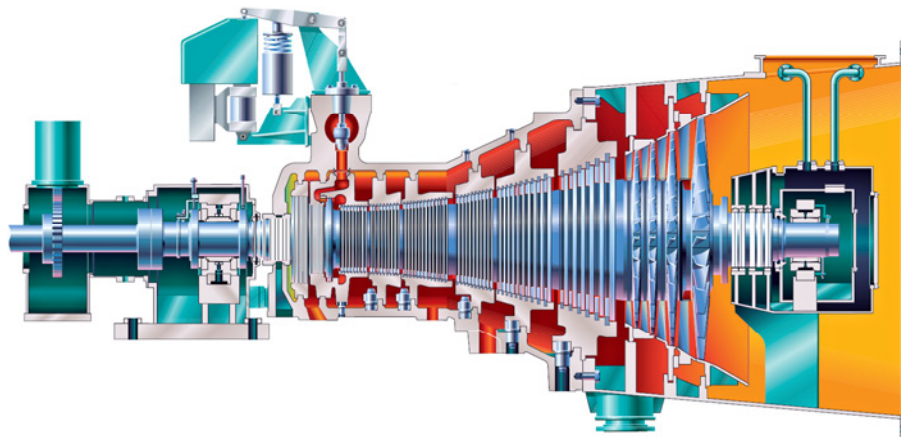
Tabulka 1 Přehled výrobců parních turbín a možnosti dodávky parních turbín dle výkonu [1]

NEJVÝZNAMĚJŠÍ SVĚTOVÝ VÝROBCI PARNÍCH TURBÍN						
Výrobce	1 ^{*)}	2 ^{*)}	3 ^{*)}	4 ^{*)}	5 ^{*)}	6 ^{*)}
GE Power & Water 	✗	✗	✓	✓	✓	✓
Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd. 	✗	✗	✓	✓	✓	✓
Alstom Power 	✗	✗	✓	✓	✓	✓
Dresser-Rand 	✓	✓	✓	✓	✗	✗
MAN Diesel & Turbo 	✗	✗	✓	✓	✗	✗
TGM Kanis Turbinen GmbH 	✗	✗	✓	✓	✓	✗
Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. 	✗	✓	✓	✓	✗	✗
VÝROBCI PARNÍCH TURBÍN V ČR						
Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o. 	✓	✓	✓	✓	✓	✓
DOOSAN ŠKODA POWER s.r.o. 	✗	✗	✓	✓	✓	✓
PBS ENERGO, a.s. 	✗	✓	✓	✓	✓	✗
EKOL, spol. s r.o. 	✗	✓	✓	✓	✗	✗
G – Team, a.s. 	✓	✓	✓	✗	✗	✗

^{*)} 1 — do 100 kW; 2 — od 100 kW do 1 MW; 3 — od 1 MW do 10 MW; 4 — od 10 MW do 100 MW; 5 — od 100 MW do 1000 MW; 6 — nad 1000 MW

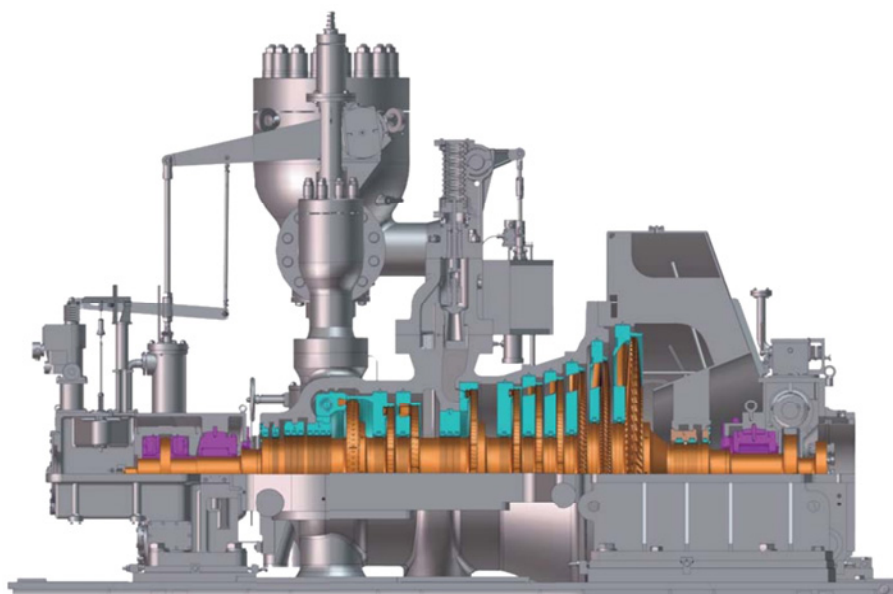
1.1 Nejvýznamnější světový výrobci parních turbín

Mezi hlavní parní turbíny GE Power & Water [2] divizi General Electric Company [3] patří převážně turbíny o výkonech ve stovkách MW. Ovšem vyrábí i několik řad pro menší výkony, mezi nimiž je pro kondenzaci určena řada SC a SAC, která může obsahovat až dva regulované odběry (popřípadě neregulované). Řada SC (obr. 1) obsahuje přetlakové lopatkování a rovnotlaký regulační stupeň a řada SAC obsahuje pouze přetlakové lopatkování, je tedy určena pro menší vstupní tlaky než SC. Obě řady jsou určeny pro výkony od 2 MW do 100 MW.



Obr. 1 Turbína GE Power & Water řady SC [4]

Výrobce Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd. [5] člen skupiny Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. [6] vyrábí velkou škálu parních turbín, které jsou děleny do několika řad dle výkonu a otáček s názvem Model No. 3 až Model No. 11. Každá řada může být dle potřeby vyrobena v několika provedeních, a to v označení B pro protitlakové, EB pro velké protitlaky, C pro kondenzaci, E kondenzační turbína s regulovaným odběrem a DE turbína s dvěma regulovanými odběry. Pro zadanou turbínu vyhovuje Model No. 3, pro výkony do 5 MW při otáčkách $15\,000\text{ min}^{-1}$ až $20\,000\text{ min}^{-1}$, popřípadě Model No. 4, pro výkon do 25 MW při otáčkách $12\,000\text{ min}^{-1}$ až $16\,000\text{ min}^{-1}$. Tyto modely jsou provedeny s rovnotlakým lopatkováním.



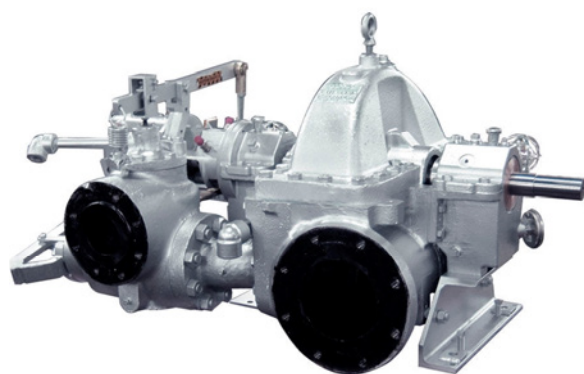
Obr. 2 Turbína Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd. [7]

Turbínou s nejmenším výkonem u výrobce Alstom Power [8] člena skupiny Alstom Group [9] je turbína s označením GRT [10] (obr. 3) o minimálním výkonu 5 MW a maximálním až 65 MW. Jedná se o turbínu s přetlakovým lopatkováním a s rovnotlakým regulačním stupněm. Turbína je napojena na převodovku a její hlavní aplikací je v geotermální výrobě elektrické energie. Už dle minimálního výkonu je zřejmé, že pro zadané parametry není tato turbína vhodná.



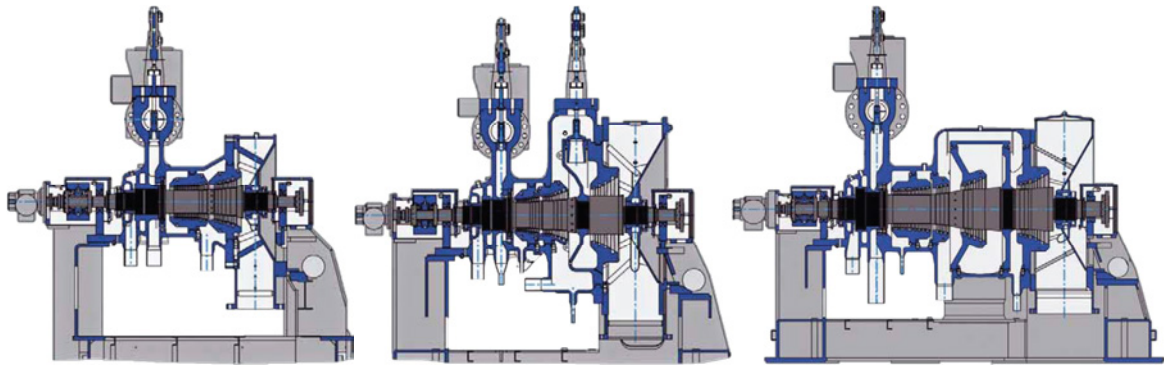
Obr. 3 Turbína typu GRT od firmy Alstom o výkonu 45 MW [10]

Americká firma Dresser-Rand [11] nemá turbínu se současným neregulovaným a regulovaným odběrem. Všechny turbíny obsahují rovnotlaké lopatkování či Curtisovo kolo. Rozsáhlá je výroba jednostupňových turbíny pro mechanický pohon, které jsou děleny dle maximálního výkonu od modelu RLHA 15 (obr. 4) s maximálním možným výkonem turbíny 335 kW až do modelu 2TA o maximálním možném výkonu 3,5 MW. Zároveň vyrábí i vícešupňové turbíny, a to od modelu GAF (obr. 5) o maximálním možném výkonu 4 MW až do modelu R, který je použitelný až do maximálního možného výkonu 25 MW s jedním regulovaným odběrem.



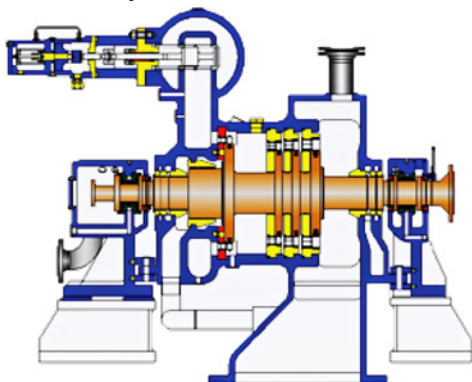
Obr. 4 Turbína Dresser-Rand model RLHA 15 Obr. 5 Turbína Dresser-Rand model GAF

Divize MAN Diesel & Turbo [12] skupiny MAN SE [13] má unifikovanou řadu turbín MARC[®] (Modular ARrangement Concept – Modulární Koncepce Uspořádání), které se dělí dle výkonu na MARC[®] 1 pro 1,5 – 3 MWe, MARC[®] 2 pro 4 – 10 MWe, MARC[®] 4 pro 9 – 20 MWe a MARC[®] 6 pro 16 – 40 MWe. Dále se MARC[®] dělí dle typového uspořádání (obr. 6), a to na typ B pro protitlaké, typ C pro kondenzační a typ H pro teplotenské uspořádání, přičemž každý typ může obsahovat regulované i neregulované odběry. Všechny turbíny obsahují přetlakové lopatkování a v případě potřeby rovnotlaký regulační stupeň.

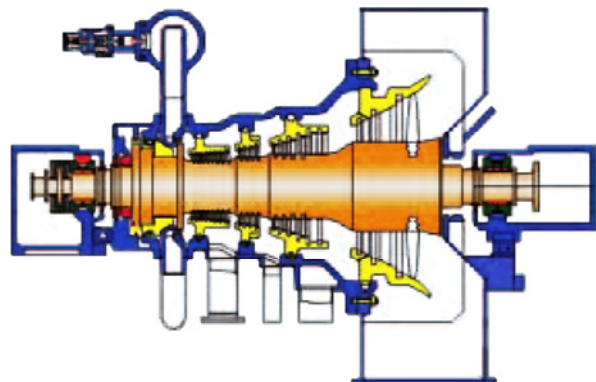


Obr. 6 Uspořádání turbín MAN dle typu: protitlaké, kondenzační a teplotenské [14]

Německá TGM Kanis Turbinen GmbH [15] vyrábí modulární turbíny řady BT protitlaké a CT kondenzační. BT řada (obr. 7) obsahuje pouze rovnotlaké lopatkování a CT řada (obr. 8) obsahuje přetlakové lopatkování s rovnotlakým regulačním stupněm. Obě řady se dělí dle výkonu, a to na u CT na typy CT 20, CT 25, CT 32, CT40, CT50, CT63, CT80 a CT 90. CT 20 je nejmenší typ s použitím do 9 MW, přičemž dosud nejmenší realizovanou turbínou typu CT měla výkon 4,8 MW, tudíž lze předpokládat, že turbínu vhodnou pro zadání by nebyla firma TGM Kanis Turbinen GmbH schopna realizovat z unifikovaných dílů.

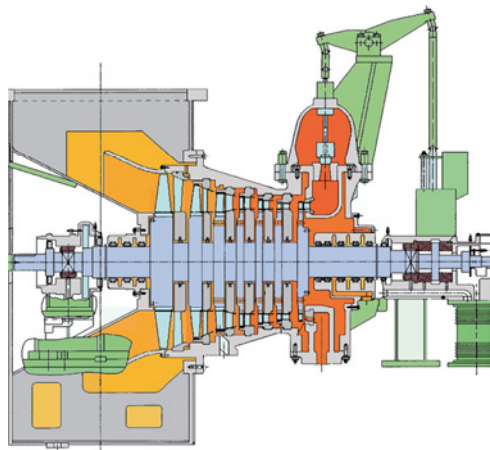


Obr. 7 Turbína TGM Kanis Turbinen GmbH typu BT [16]

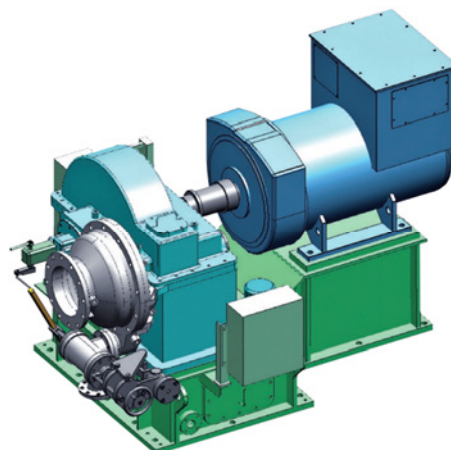


Obr. 8 Turbína TGM Kanis Turbinen GmbH typu CT [16]

Divize Engine & Machinery [17] společnosti Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. [18] se zaměřuje zejména na turbíny menších výkonů pro mechanický pohon s použitím na lodích. Vyrábí hlavní čtyři modely turbín, a to SSH s dvojitým Curtisovým kolem a mechanickou regulací, vícestupňový model MSS (obr. 9) s rovnotlakým lopatkováním, CSH s integrovanou převodovkou a model HSG (obr. 10) s integrovanou převodovkou a generátorem s automatickým regulátorem napětí. Všechny výše uvedené turbíny mají relativně malé maximální dovolené vstupní tlaky (1,5 – 3 MPa) a neumožňují odběry.



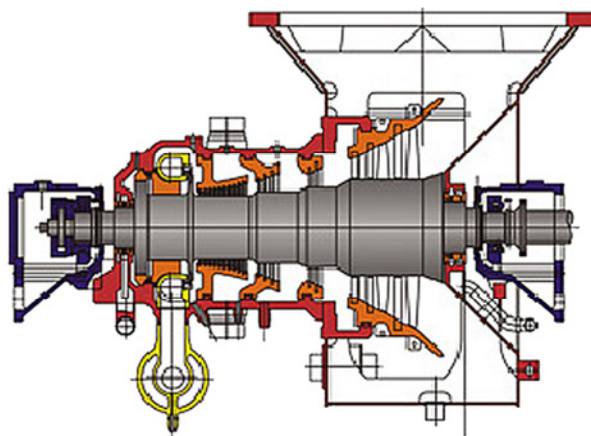
Obr. 9 Turbína Hyundai typu MSS [19]



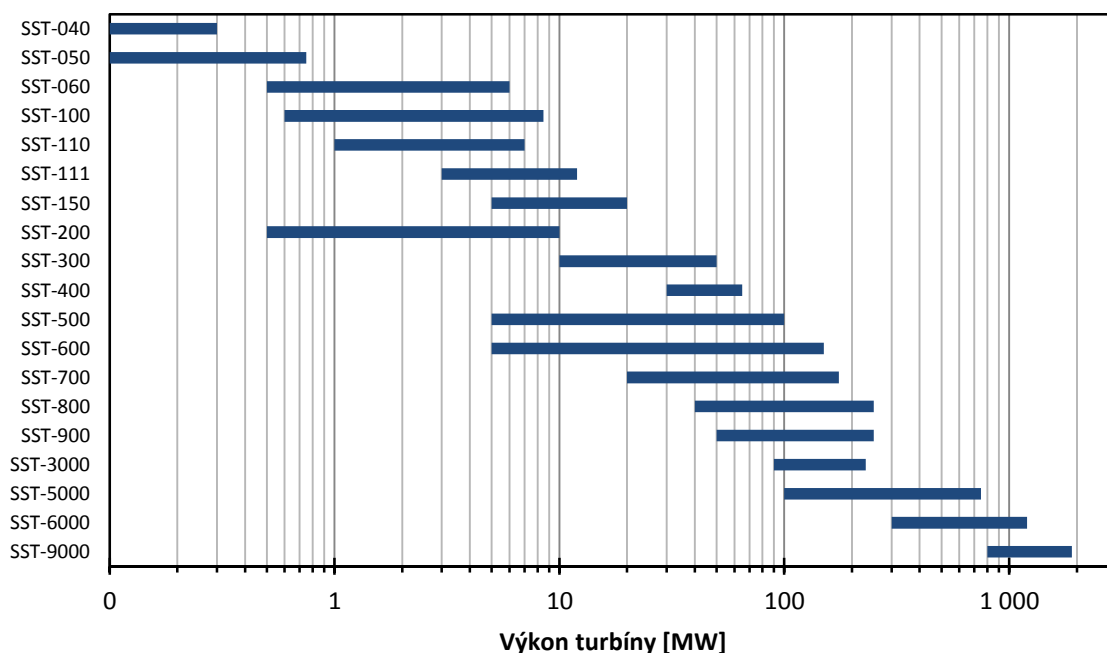
Obr. 10 Turbína Hyundai typu HSG [19]

1.2 Čeští výrobci parních turbín

Siemens, s.r.o., odštěpný závod industrial turbomachinery [20] se v České republice zabývá výrobou turbín do výkonu 150 MW (typy SST-100 až SST-900), ovšem celosvětově až do výkonu 1900 MW. Samotné turbíny se dělí dle výkonu do devatenácti typů (viz obr. 12), a to od SST-040 až SST-9000. Samotnou unifikovanou turbínu s požadovanými odběry při požadovaném zatížení Siemens nemá, lze ale předpokládat, že by byl schopen ji vyrobit, například úpravou turbíny SST-150 (obr. 11).

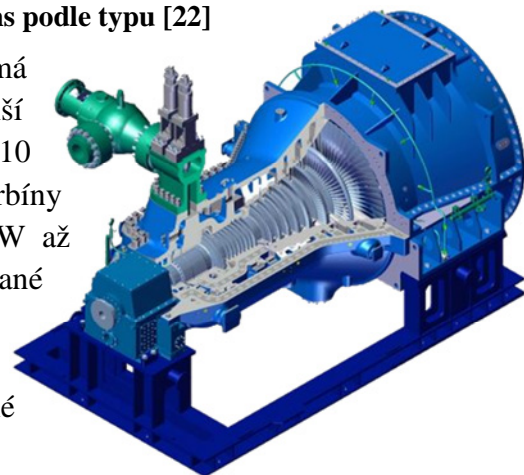


Obr. 11 Turbína Siemens SST-150 [21]



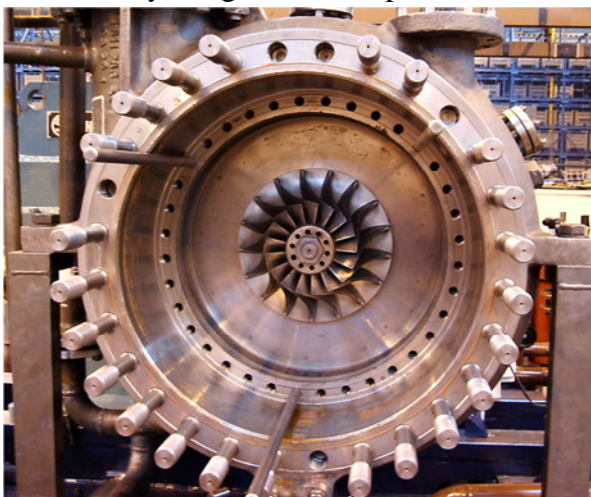
Obr. 12 Výkon turbín firmy Siemens podle typu [22]

Společnost Doosan Škoda Power s.r.o. [23] má modulový systém s názvem ŠKODA MTD. Nejmenší model turbíny v systému s označením ŠKODA MTD10 je používána do výkonu 7 MW, největší model turbíny v systému je ŠKODA MTD80 pro výkony 200 MW až 1200 MW. ŠKODA MTD10 neobsahuje regulované odběry, ty se objevují až u modelu ŠKODA MTD20, který je pro výkony 15 MW až 30 MW. Doosan tedy nemá unifikovanou turbínu vhodnou pro zadané požadavky.

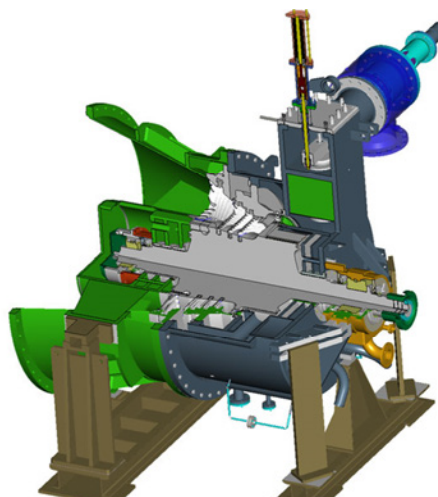


Obr. 13 Parní turbína Doosan Škoda Power s.r.o. [24]

Firma PBS ENERGO, a.s. [25] člen mezinárodní skupiny PBS Group [26] vyrábí parní turbíny o výkonech od 100 kW do 30 MW. Mezi nejmenší stroje patří STG I s jedním turbínovým modulem a STG II s dvěma turbínovými moduly, tedy s dvěma paralelními vysokootáčkovými hřídelemi. Kondenzační turbína typu CSTG (obr. 14) popřípadě CSTG II a CSTG III pro výkony od 700 kW do 3 MW, je tvořena rovnotlakým lopatkováním a je schopna realizovat až tři regulované/neregulované odběry. Turbína pro výkony od 2 MW do 30 MW nese označení TG (obr. 15), která je tvořena přetlakovým lopatkováním s rovnotlakým regulačním stupněm.

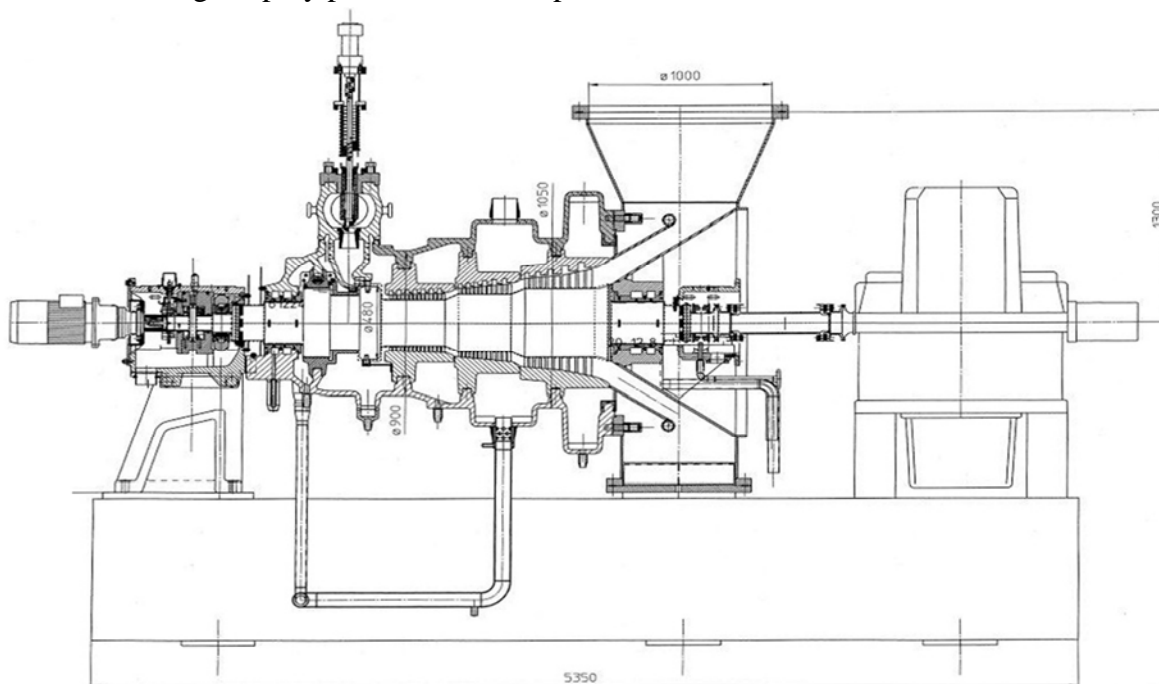


Obr. 14 I. stupeň turbíny CSTG firmy PBS ENERGO a.s. [25]



Obr. 15 Kondenzační turbína TG8 firmy PBS ENERGO a.s. [27]

EKOL energo s.r.o. [28] se zabývá výrobou protitlakých a kondenzačních parních turbín do výkonu 70 MW. V současnosti nemá EKOL energo s.r.o. žádný unifikační program a každá vyrobená turbína je přizpůsobena požadavkům provozu. Příkladem výroby turbín je turbína R10,8 - 5,3/0,04 - 0,12 (obr. 16) použita v teplárně pro výrobu elektrické energie a páry pro zásobování teplárenské sítě.



Obr. 16 Protitlaká parní turbína R10,8 - 5,3/0,04 - 0,12 firmy EKOL energo s.r.o. [29]

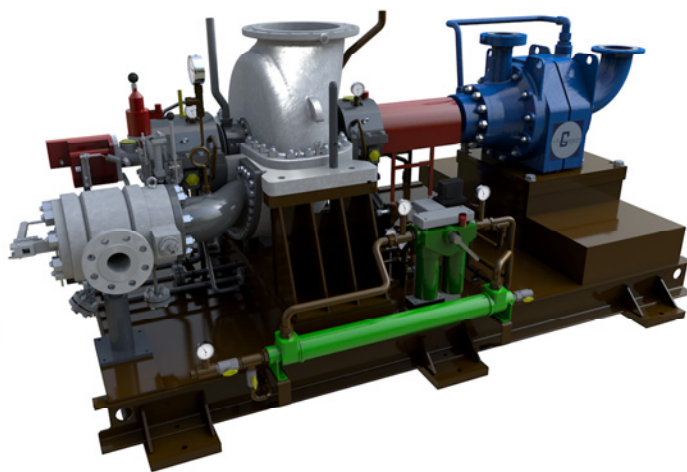
Divize Turbomachinery, o.z. firmy G-Team a.s. [30] se zabývá výrobou malých parních turbín tzv. Točivých Redukcí. V současnosti má G-Team a.s. ve výrobním programu 7 základních typů turbín, které jsou uvedeny v tabulce 2 společně s maximálními dovolenými parametry. Turbína typu TR Hi 150 je určena pro malé hmotnostní průtoky a obsahuje integrovaný generátor s frekvenčním měničem. Turbína typu TRm (obr. 18) jako jediná obsahuje mechanickou regulaci a dvojitě Curtisovo kolo (ostatní turbíny mají rovnotlaké lopatkování) a je primárně určena pro mechanický pohon. Všechny ostatní turbíny obsahují integrovanou převodovku. Turbína typu TRM2 obsahuje dvě tělesa na společném rámu a převodovce a umožňuje jeden regulovaný/neregulovaný odběr, zatím co turbína typu TRM3 obsahuje tři tělesa na společném rámu a převodovce a umožňuje dva regulované/neregulované odběry.

Tabulka 2 Maximální dovolené parametry pro turbíny firmy G-Team a.s. [31]

TYP STROJE	$P_{in,max}$	$t_{in,max}$	P_{max}
	[MPa]	[°C]	[kW]
TR Hi 150	4	420	80
TR100	4	420	150
TR320	9	550	700
TR560	4	420	3000
TRm	6	450	1200
TRM2	9	550	5000
TRM3	9	550	5000



Obr. 17 Turbína TR320 firmy G-Team a.s. [31]



Obr. 18 Turbína TRm firmy G-Team a.s. [31]

1.3 Shrnutí

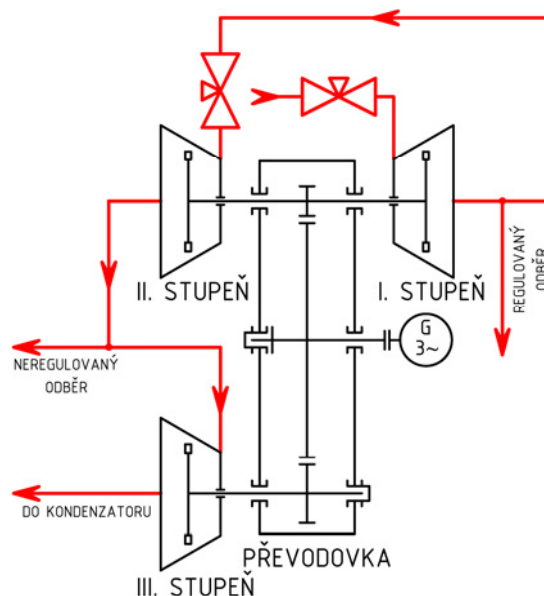
Z informací uveřejněných všemi uvedenými výrobci vyplívá, že žádný světový výrobce nemá ve svém unifikačním programu parní turbínu, která by byla vhodná pro zadané parametry bez větších úprav a to zejména kvůli nízkému vstupnímu hmotnostnímu toku a malému výkonu. U českých výrobců mají vhodnou unifikovanou turbínu PBS ENERGO, a.s. a G-Team, a.s. Oproti tomu EKOL energo s.r.o. nemá žádné unifikované turbíny, lze tedy předpokládat, že vhodnou turbínu by byl schopen realizovat, ovšem za zvýšených investičních nákladů.

2 DISPOZICE

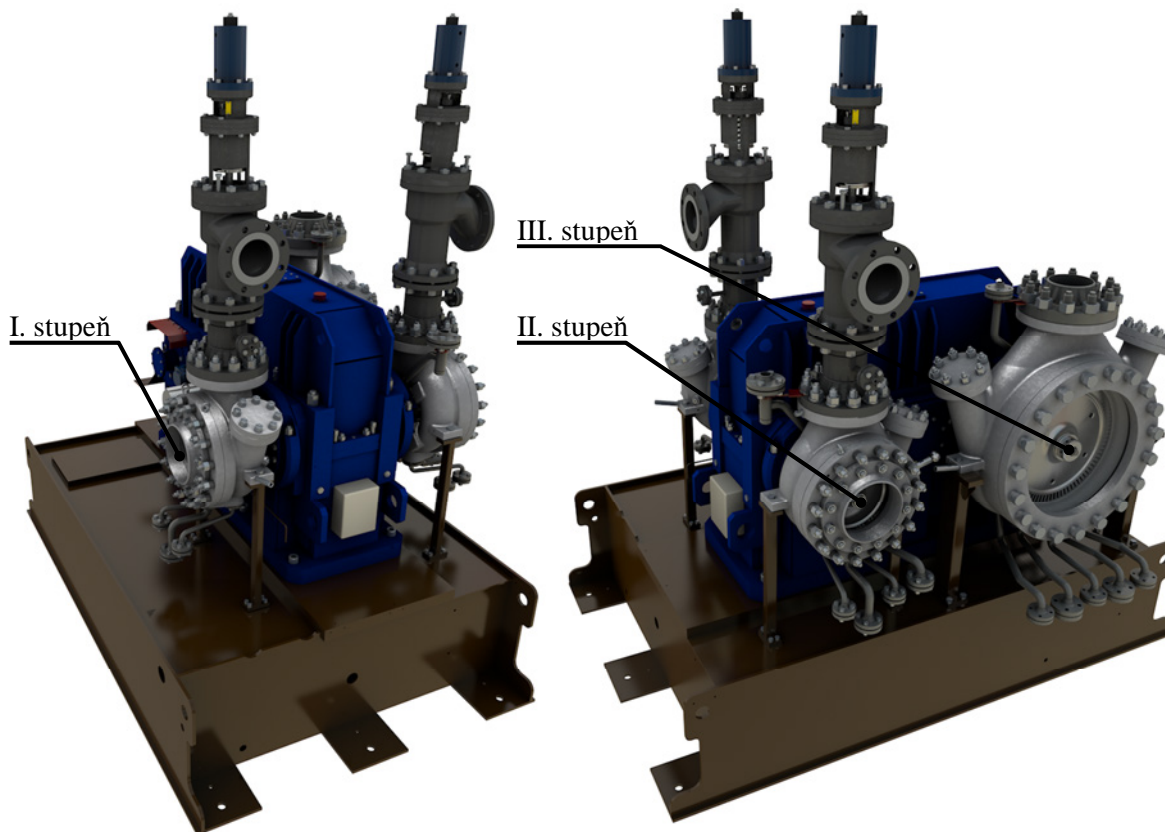
Ze zadání je nutné volit jednu turbínu se třemi turbínovými tělesy, pro realizaci regulovaného a neregulovaného odběru. Z výrobního hlediska firmy G-Team a.s. (zabývající se výrobou Točivých Redukcí, viz [32]), je nejjednodušším a také nejspolehlivějším řešením (z důvodu dlouholetých zkušeností) volba turbíny s jednou převodovkou a se třemi tělesy na jednom rámu. Rovněž ze zadání je nutné volit rovnotlaké lopatkování u všech stupňů.

Z důvodů co nejmenších mechanických ztrát jsou voleny dva stupně na jedné společné pastorkové hřídeli a třetí stupeň na samostatné pastorkové hřídeli na druhé straně společného ozubeného kola převodovky.

Varianta, která je volena a bude nadále v této práci zpracována je, dle níže uvedených možností, variantou 7a. Ovšem pro kompletní porovnání s ostatními možnými dispozičními variantami, které by splnili požadavky, tedy realizaci odběrů a zpracování tepelných spádů, je v této kapitole uvedeno termodynamické a ekonomické srovnání všech variant.



Obr. 19 Schéma uspořádání turbíny



Obr. 20 Dispoziční uspořádání turbíny na základním rámu bez parovodů a generátoru

2.1 Dispoziční možnosti varianty

1. každý stupeň na vlastním rámu s vlastní převodovkou a generátorem
2. každý stupeň na vlastním rámu s vlastní převodovkou a dva stupně se společným generátorem
 - a. I. a II. stupeň se společným generátorem
 - b. I. a III. stupeň se společným generátorem
 - c. II. a III. stupeň se společným generátorem
3. dva stupně na společném rámu se společnou převodovkou (každý s vlastní hřídelí) a celkem se dvěma generátory
 - a. I. a II. stupeň se společnou převodovkou
 - b. I. a III. stupeň se společnou převodovkou
 - c. II. a III. stupeň se společnou převodovkou
4. dva stupně na společném rámu se společnou převodovkou (každý s vlastní hřídelí) a celkem s jedním generátorem
 - a. I. a II. stupeň se společnou převodovkou
 - b. I. a III. stupeň se společnou převodovkou
 - c. II. a III. stupeň se společnou převodovkou
5. dva stupně na společném rámu se společnou převodovkou (na jedné hřídeli) a celkem se dvěma generátory
 - a. I. a II. stupeň se společnou hřídelí (stejně otáčky oběžných kol)
 - b. I. a III. stupeň se společnou hřídelí (stejně otáčky oběžných kol)
 - c. II. a III. stupeň se společnou hřídelí (stejně otáčky oběžných kol)
6. dva stupně na společném rámu se společnou převodovkou (na jedné hřídeli) a celkem s jedním generátorem
 - a. I. a II. stupeň se společnou hřídelí (stejně otáčky oběžných kol)
 - b. I. a III. stupeň se společnou hřídelí (stejně otáčky oběžných kol)
 - c. II. a III. stupeň se společnou hřídelí (stejně otáčky oběžných kol)
7. všechny stupně na jednom rámu se společnou převodovkou a generátorem
 - a. I. a II. na společné hřídeli (stejně otáčky oběžných kol)
 - b. I. a III. na společné hřídeli (stejně otáčky oběžných kol)
 - c. II. a III. na společné hřídeli (stejně otáčky oběžných kol)

2.2 Ztráty

V turbosoustrojí dochází vlivem tření, vlastní spotřebou a dalšími ději ke ztrátám, které snižují vnitřní termodynamický výkon až na elektrický výkon na svorkách generátoru.

Mezi majoritní mechanické ztráty patří tření v ložiskách pastorků a výstupní hřídele, tření nákrůžků oběžného kola, tření v ozubených převodech, příkon hydraulického čerpadla mazacího a chladícího oleje a ztráty v generátoru. Všechny tyto ztráty jsou podrobně rozebrány v následujících podkapitolách.

2.2.1 Ztráty v ložiskách

Pro různá radiální ložiska obsažená v převodovce turbín typu TR320 a TR560 je možno jejich účinnost předběžně stanovit pomocí rovnice (2.1), sestavené na základě geometrie ložisek dle [33] a výpočtu dle [34]. V rovnici (2.1) P značí přenášený výkon dosazován ve wattech a otáčky hřídele n , dosazované v otáčkách za sekundu. Tabulka 3 obsahuje jednotlivé konstanty ($c_1 \dots c_5$) společně se spolehlivostí regrese rovnic R .

$$\eta_{lož} = \frac{c_1 + c_2 \cdot P + c_3 \cdot n}{1 + c_4 \cdot P + c_5 \cdot n} \quad [-] \quad (2.1)$$

Tabulka 3 Regresivní konstanty pro odhad účinnost ložisek

	TR320		TR560	
	Lož. pastorku	Lož. výstupní hřídele	Lož. pastorku	Lož. výstupní hřídele
c_1	1,017596E+00	1,024331E+00	1,024873E+00	1,008859E+00
c_2	2,747536E-05	2,337174E-05	1,345493E-05	4,975100E-06
c_3	3,789785E-03	-4,106201E-03	-4,635685E-03	-4,513898E-03
c_4	2,752464E-05	2,341606E-05	1,346605E-05	4,955126E-06
c_5	-3,374108E-03	-3,475187E-03	-3,833631E-03	-3,892424E-03
R	0,997281	0,994125	0,989091	0,985619

Pro varianty dispozičního řešení, u kterých mají dva stupně společnou hřídel, se uvažuje, že pokud je alespoň jeden ze stupňů TR560, jsou ložiska pastorku a výstupní hřídele počítána jako TR560.

Pro varianty 7 je účinnost výstupních ložisek počítána na základě ložisek TR560.

U axiálních ložisek je účinnost dána geometrií ložiska (dle [33]) a axiální silou působící na ložisko. Výpočet ztrát v ložisku je opět proveden podle [34], čímž byly stanoveny vzorce (2.2) pro TR320 a (2.3) pro TR560, a to oba v závislosti na axiální síle působící na ložisko a přenášeném výkonu.

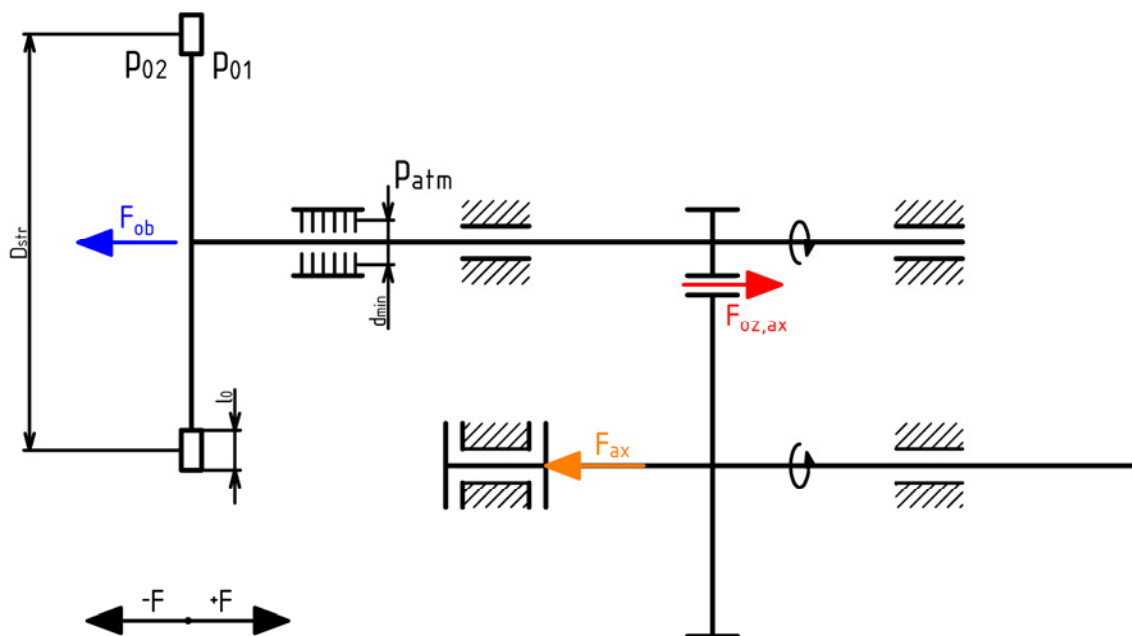
$$\eta_{ax,lož,TR320} = \frac{7,076924 \cdot 10^{-6} \cdot F_{ax}^2}{P} \quad [-] \quad (2.2)$$

$$\eta_{ax,lož,TR560} = \frac{2,6497811 \cdot 10^{-5} \cdot F_{ax}^2}{P} \quad [-] \quad (2.3)$$

Axiální síla působící na ložisko je vypočtena z rovnice (2.4), která je superpozicí axiálních sil působících od oběžného kola a ozubeného kola (obr. 21). V rovnici (2.4) značí D_{uc} průměr hřídele v ucpávce ($D_{uc,TR320} = 60 \text{ mm}$, $D_{uc,TR560} = 150 \text{ mm}$), p_{atm} atmosférický tlak ($p_{atm} = 101325 \text{ Pa}$) a k_{oz} konstantu ozubení ($k_{oz,TR320} = 0,005171$, $k_{oz,TR560} = 0,002200535$).

Pro úplnost je nutné stanovit tlak za rozvádějícími lopatkami, není tedy možné počítat s čistě rovnotlakým lopatkováním. Reakce lopatkování je $\rho = 0,05$, tlaky za rozvádějícími lopatkami pak jsou $p_{I,01} = 1,274 \text{ MPa}$, $p_{II,01} = 0,424 \text{ MPa}$ a $p_{III,01} = 0,04 \text{ MPa}$.

$$F_{ax} = \frac{\pi}{4} \cdot [(D_{str} + l_o)^2 \cdot p_{02} - \{(D_{str} + l_o)^2 - D_{uc}^2\} \cdot p_{01} - D_{uc}^2 \cdot p_{atm}] + P \cdot k_{oz} \quad [\text{N}] \quad (2.4)$$



Obr. 21 Axiální síly působící v převodovce turbíny

2.2.2 Ztráty v nákrůžkách ozubeného kola

Díky nákrůžkům, které přenáší axiální sílu od oběžného kola na výstupní hřídel, není třeba dvou axiálních ložisek v převodovce, ale postačuje pouze jedno na výstupní hřídeli. Samozřejmě vlivem tření nákrůžků o stěnu ozubeného kola, dochází ke ztrátám, které lze v závislosti na axiální síle od oběžného kola a typu turbíny přibližně vypočítat:

$$P_{nk,TR320} = 0,450975 \cdot F_{ax,ob} \quad [\text{W}] \quad (2.5)$$

$$P_{nk,TR560} = 0,739845 \cdot F_{ax,ob} \quad [\text{W}] \quad (2.6)$$

Axiální síla od oběžného kola $F_{ax,ob}$ je spočtena rovnicí (2.7), přičemž předpoklady jsou stejné jako u výpočtu axiální síly od oběžného kola pro axiální ložisko (kapitola 2.2.1).

$$F_{ax} = \frac{\pi}{4} \cdot [(D_{str} + l_o)^2 \cdot p_{02} - \{(D_{str} + l_o)^2 - D_{uc}^2\} \cdot p_{01} - D_{uc}^2 \cdot p_{atm}] \quad [\text{N}] \quad (2.7)$$

2.2.3 Ztráty v ozubeném převodu

Ztráta vlivem tření v ozubení je závislá na geometrii ozubení, přesnosti výroby, otáčkách pastorku a otáčkách ozubeného kola. Samotný výpočet ztrát je uveden například v [35] jeho rozsáhlost je však značná, proto je volena střední účinnost ozubeného převodu pro TR320 i TR560 $\eta_{oz} = 0,99$.

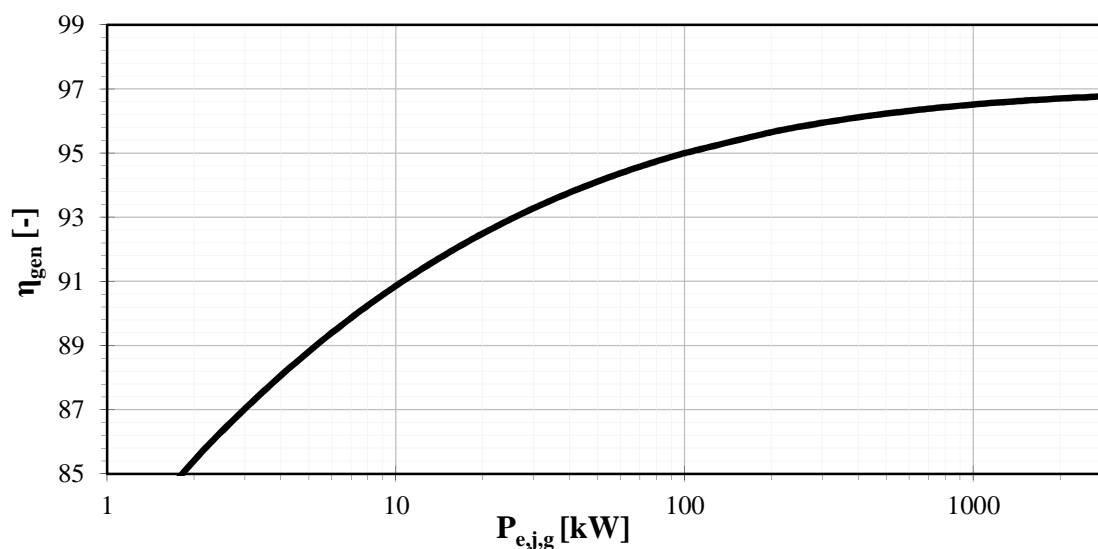
2.2.4 Příkon hydraulického čerpadla mazacího a chladícího oleje

Hydraulické čerpadlo mazacího a chladícího oleje je voleno dle typu stroje, a to pro TR320 s příkonem $P = 2,8 \text{ kW}$ a pro TR560 s příkonem $P = 3,9 \text{ kW}$. Pro turbíny s více stupni na jedné převodovce je voleno čerpadlo s příkonem $P = 4,4 \text{ kW}$. Čerpadlo je poháněno ozubeným převodem s přímými zuby od výstupní hřídele převodovky. Ve všech výše uvedených příkonech je uvažováno s účinností ozubeného převodu $\eta = 0,98$.

2.2.5 Ztráty v generátoru

Ztráty v synchronním generátoru jsou stanovovány na základě jeho jmenovitého výkonu. Pro odhad hodnoty ztrát dvou pólového synchronního generátoru menšího výkonu (do 2 MWe) lze dle [36] stanovit pomocí rovnice (2.8), či grafu na obr. 22. Jmenovitý výkon pro jednotlivé varianty je volen jako zaokrouhlená hodnota (nahoru na stovky kW) výkonu na spojce turbíny.

$$\eta_g = 0,9697707 + 3,19709818 \cdot e^{-3,077758 \cdot P_{el,jm,g}^{0,1089978}} \quad [-] \quad (2.8)$$



Obr. 22 Účinnost dvou pólového synchronního generátoru

2.3 Ekonomické porovnání dispozičních variant

Tabulka 4 zobrazuje výhodnost, potažmo nevýhodnost, jednotlivých dispozičních variant. Náklady jsou stanoveny na základě podkladů [33], ostatní ukazatele dle kapitoly 9.

Jako ekonomická porovnávací kritéria mezi jednotlivými varianty provedení jsou v tabulce 4 uvedeny měrné investiční náklady n_i , měrné výrobní náklady n_v , prostá doba návratnosti T_o a vnitřní výnosové procento IRR .

Tabulka 4 Zhodnocení jednotlivých dispozičních variant

VARIANTA	P_{el}	N_i	n_i	n_v	T_o	IRR
	[kWh _e]	[kč · 10 ⁶]	[kč · kWh _e ⁻¹]	[kč · kWh _e ⁻¹ · rok ⁻¹]	[rok ⁻¹]	[-]
1	1757,46	19,5	11 095,56	1 918,55	4,889	19,099
2a	1757,45	21,8	12 404,34	1 928,98	5,574	16,040
2b	1757,45	20,9	11 892,23	1 924,90	5,303	17,181
2c	1757,45	19,7	11 209,42	1 919,46	4,948	18,813
3a	1758,74	21,8	12 395,24	1 927,57	5,547	16,150
3b	1760,44	20,9	11 872,03	1 921,63	5,244	17,439
3c	1760,54	19,7	11 189,75	1 916,09	4,892	19,086
4a	1761,93	23,5	13 337,65	1 931,76	5,995	14,414
4b	1759,19	23,5	13 358,42	1 934,77	6,058	14,186
4c	1760,54	23,5	13 348,18	1 933,29	6,027	14,298
5a	1766,43	21,8	12 341,28	1 919,17	5,392	16,799
5b	1706,48	20,9	12 247,43	1 982,40	6,552	12,481
5c	1719,91	19,7	11 454,09	1 961,36	5,746	15,355
6a	1766,43	21,8	12 341,28	1 919,17	5,392	16,799
6b	1706,48	20,9	12 247,43	1 982,40	6,552	12,481
6c	1719,91	19,7	11 454,09	1 961,36	5,746	15,355
7a	1771,22	24,7	13 945,19	1 927,03	6,150	13,854
7b	1709,51	24,7	14 448,58	1 996,59	7,951	8,366
7c	1724,30	24,7	14 324,65	1 979,46	7,429	9,803

Nejvýhodnější variantou je varianta 1 a nejméně rentabilní je varianta 7b, ovšem i ta je s dostatečně velkým IRR (8,366). Varianta 7a (modře zvýrazněna), tedy koncept turbíny v této práci řešený, je s největším elektrickým výkonem na svorkách generátoru ($P_{el} = 1771,22 \text{ MW}_e$) tedy o 13,76 kW více oproti variantě 1. Výhodnost varianty 7a je při zadaných parametrech relativně malá. Ovšem s rostoucími parametry páry (tlak, teplota, průtok) by rostly i mechanické ztráty v ostatních variantách a varianta 7a by se stávala výhodnější.

Výhodou variant s menším počtem samostatných strojů je menší zastavěná plocha, jednodušší montáž a menší mechanické ztráty turbíny na spojce.

Nevýhodami jsou složitější servis, opravy a větší investiční náklady, které jsou způsobeny, i přes použití unifikovaných dílů, nutností jejich úprav a návrhem nových dílů (zejména převodovky).

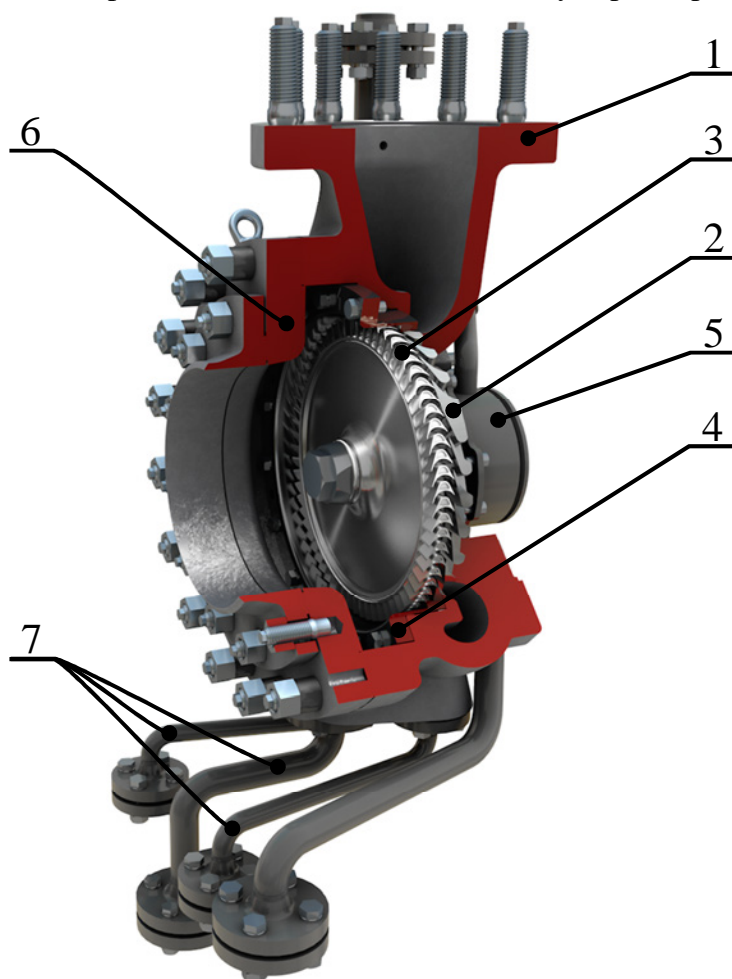
3 UNIFIKOVANÉ DÍLY

Při návrhu se vychází z řady unifikovaných dílů, které jsou ve firmě G-Team, a.s. k dispozici. Použití unifikovaných dílů umožňuje výrazně snížit náklady na konstrukci, výrobu a úpravu daného dílu a zjednodušit výpočty. Ovšem v některých případech není možno dosáhnout optimálních hodnot a dochází ke snížení účinností.

Řadu dílů není možné unifikovat, či je nutná jejich úprava. Mezi nejnákladnější a konstrukčně nejsložitější neunifikovaný díl patří převodovka turbíny. Nejvíce úprav je potřeba u ocelového základního rámu turbíny (kapitola 3.3), který vychází z unifikovaného ocelového rámu turbíny TR560.

Mezi hlavní části turbíny patří:

1. rozváděcí skříň (viz kapitola 3.1)
2. rozváděcí kolo
3. oběžné kolo
4. krycí bandáž oběžného kola – slouží k vymezení radiální vůle, bez nutnosti nákladné úpravy rozváděcí skříně
5. parní ucpávka (viz kapitola 3.2)
6. výstupní hrdlo (příruba) turbíny
7. odvodňovací potrubí komor rozváděcí skříně a výstupního prostoru turbíny



Obr. 23 Řez I. stupněm turbíny

3.1 Parní skříně

Vhodné unifikované dostupné parní skříně, jsou s označením TR320 a TR560, kde číslo v názvu označuje střední průměr lopatkování oběžného kola.

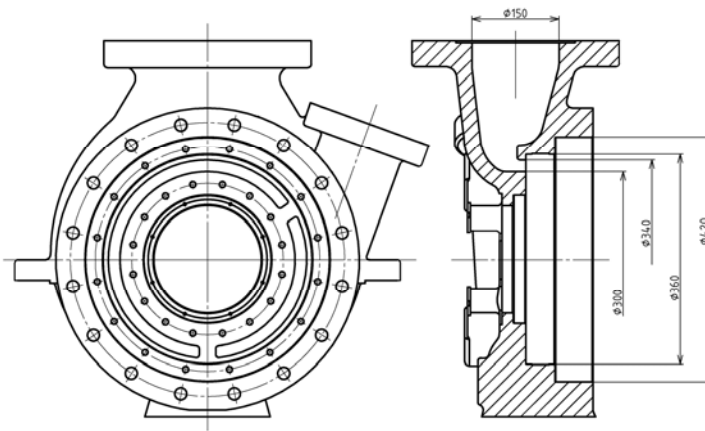
3.1.1 Parní skříň TR320

Tato skříň obsahuje dva rozváděcí prostory, přičemž vedlejší (menší), je v tomto případě zaslepen. Hlavní rozváděcí prostor je na 64 % obvodu vstupu do rozváděcího kola (230°), vedlejší rozváděcí prostor je na 31 % (110,5°), zbytek obvodu je tvořen dvěma výztužemi (při návrhu rozváděcího kola, se v místě přepážky daná dýza nechává zaslepená).

Na spodku skříně jsou tři otvory pro odvodnění, a to pro hlavní rozváděcí prostor, vedlejší rozváděcí prostor a výstupní prostor turbíny skříně.



Obr. 24 Parní skříň TR320



Obr. 25 Parní skříň TR320 s hlavními rozměry

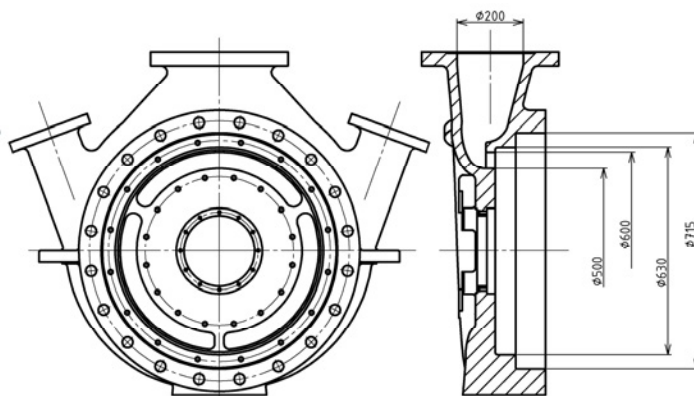
3.1.2 Parní skříň TR560

Tato skříň obsahuje tři rozváděcí prostory. Hlavní rozváděcí prostor je na 33 % obvodu vstupu do rozváděcího prostoru (120 °), oba vedlejší rozváděcí prostory jsou symetrické a každý z nich zaujímá 31 % (111 °) na výstupním obvodě, zbytek obvodu je tvořen třemi přepážkami.

Na patě skříně jsou tři otvory pro odvodnění obou vedlejších rozváděcích prostorů a výstupního prostoru skříně.



Obr. 26 Parní skříň TR560



Obr. 27 Parní skříň TR560 s hlavními rozměry

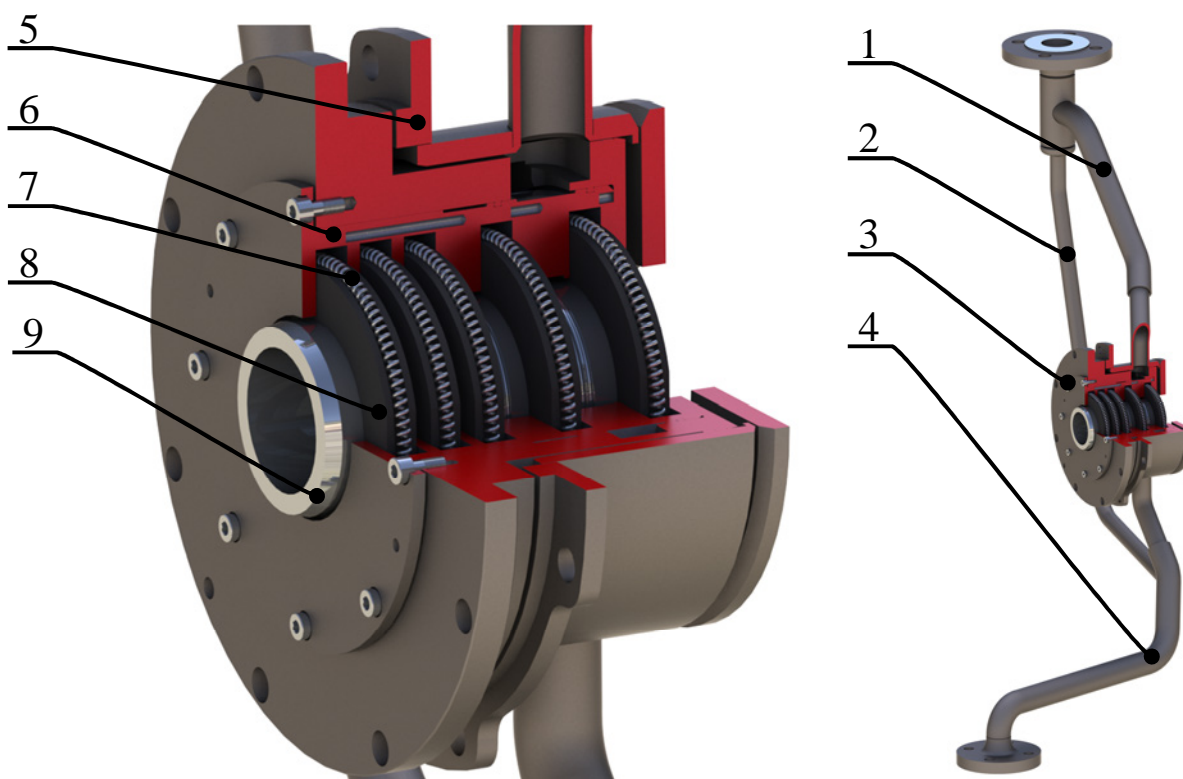
3.2 Ucpávka

Ve všech turbínách firmy G-Team, a.s. jsou používány kontaktní ucpávky. Použití těchto ucpávek snižuje energetické ztráty únikem páry přes ucpávku, a to oproti bezkontaktním ucpávkám až o několik řádů, lze tedy se zanedbatelnou nepřesností říci, že při jmenovitých podmínkách je únik nulový.

Použití kontaktní ucpávky má řadu omezení a nevýhod. Mezi hlavní omezení patří maximální obvodová rychlost na kontaktní ploše okolo $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a nutná výměna po zhruba 10 000 provozních hodinách při normálním provozu, výhodou ovšem jsou minimální až zanedbatelné ztráty únikem páry.

Samotná ucpávka je zobrazena na obr. 28 kde jednotlivé pozice jsou:

1. potrubí ucpávkové páry
2. odvodnění potrubí ucpávkové páry a komínku ucpávkové páry
3. těleso ucpávky
4. odvodnění tělesa ucpávky
5. vnější těleso ucpávky – napevno připevněné k rozváděcí skříni turbíny
6. vnitřní těleso ucpávky – vyměnitelně, vhodné zejména při revizích a servisech
7. pružina grafitového kroužku
8. grafitový kroužek – je tvořen třemi segmenty, které jsou stahovány pružinou
9. pouzdro hřídele – nalisováno s velkým přesahem na hřídeli z důvodu zmenšení opotřebení grafitových kroužků díky použití kvalitnějšího materiálu oproti materiálu hřídele



Obr. 28 Kontaktní ucpávka turbíny

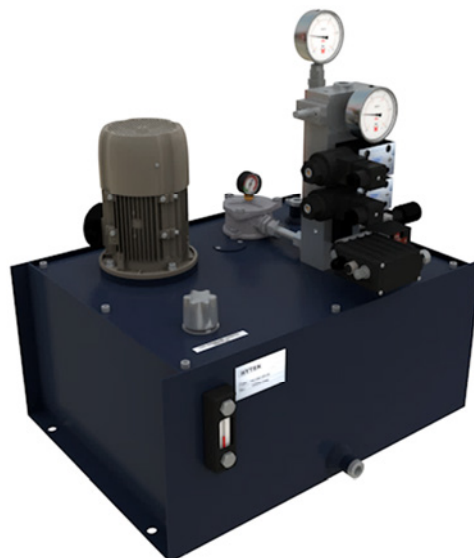
3.3 Rám turbíny

Rám turbíny (obr. 30) je svařenec, který obsahuje tělesa turbíny, převodovku a olejové hospodářství chladícího a mazacího oleje pro převodovku. Nedílnou součástí rámu je i odlučovač olejové mlhy z vnitřní části nádrže rámu, čímž je vytvářen mírný podtlak a zamezuje se tak úniku oleje ucpávkami převodovky. Pro samotnou třítělesovou turbínu je základní rám vyroben úpravou unifikovaného rámu pro turbínu TR560.

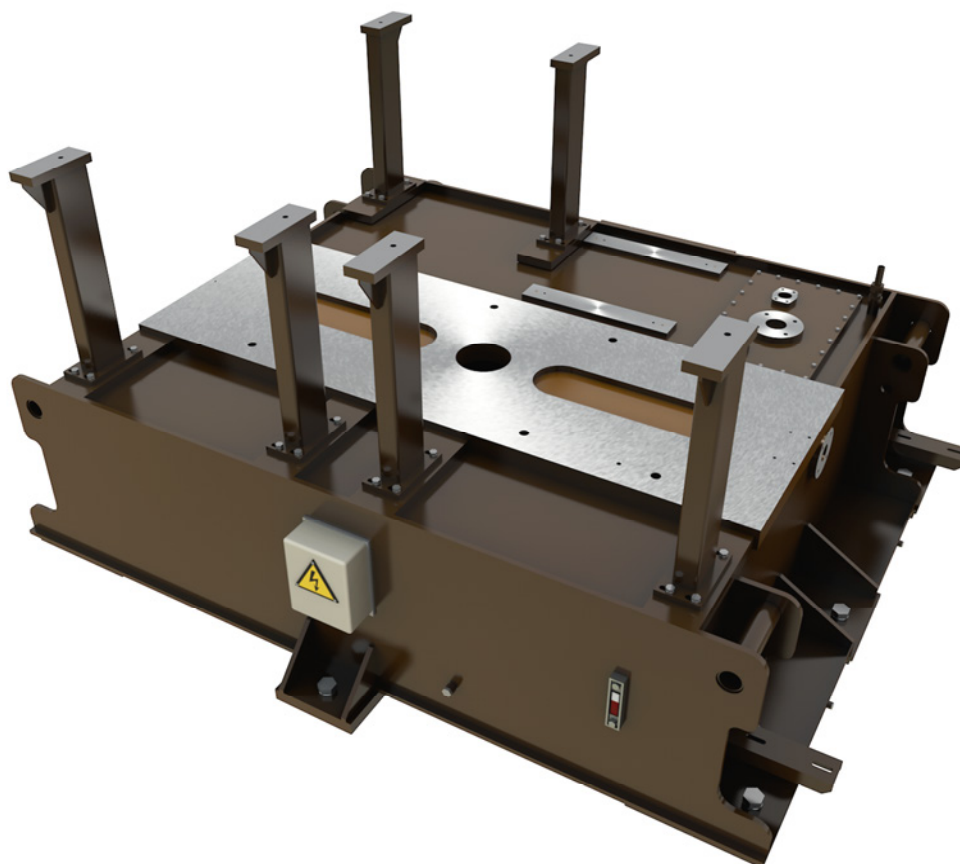
Samotný rám slouží i jako nádrž chladícího a mazacího oleje, a to o objemu 1 200 litrů.

Hlavními částmi olejového hospodářství chladícího a mazacího oleje převodovky jsou chladič oleje, filtry, hlavní olejové čerpadlo umístěné na převodovce a poháněno převodovkou, záložní elektrické čerpadlo a havarijní elektrické čerpadlo.

Olejové hospodářství regulačního oleje je umístěno mimo hlavní rám, a to na vlastním rámu (obr. 29), přičemž je pro každý regulační ventil vlastní olejové hospodářství.



Obr. 29 Hospodářství regulačního oleje regulačního ventilu



Obr. 30 Ocelový rám turbíny

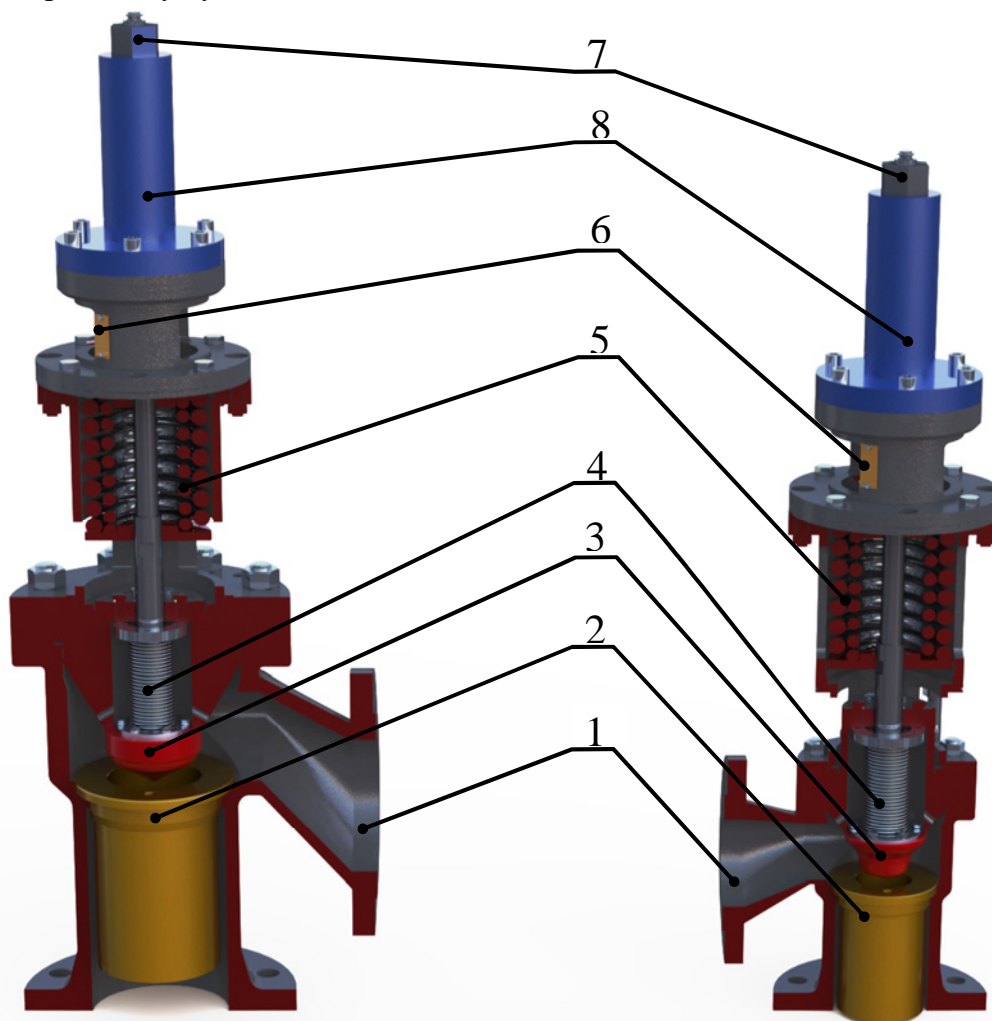
3.4 Regulační-rychlouzavírací ventil

U malých turbín (stejně jako tento případ) bývá regulační ventil sloučen s rychlouzavíracím (dále označován pouze jako regulační). Výhodou je snížení celkové tlakové ztráty na vstupních orgánech, ale jsou kladeny větší požadavky na kvalitu a spolehlivost daného ventilu.

Firma G-Team, a.s. má několik desítek unifikovaných ventilů, dle jmenovité světlosti a jmenovitého tlaku. Optimální ventily jsou voleny v závislosti na vstupních parametrech páry. Pro dané zadání je volen difuzorový ventil DN100 PN40 s rohovou dispozicí pro I. stupeň a difuzorový ventil DN150 PN40 s rohovou dispozicí pro II. stupeň.

Hlavní části ventilu jsou vyznačeny na obr. 31 a jsou to:

1. těleso ventilu
2. difuzor
3. regulační kuželka
4. těsnící vlnovec
5. zátěžné pružiny
6. optický indikátor polohy kuželky
7. senzor polohy kuželky
8. přímočarý hydromotor



Obr. 31 Porovnání regulačních ventilů DN150 PN40 (vlevo) a DN100 PN40 (vpravo)

4 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET LOPATKOVÁNÍ TURBÍNY

V předběžném výpočtu se stanovují základní geometrické parametry stupně a výkonové charakteristiky, jako je například stav páry za stupněm. Při výpočtu se uvažuje řada zjednodušení, přičemž mezi hlavní patří, že je reakce v oběžném kole nulová a není stanoven přesný tvar kanálů lopatek.

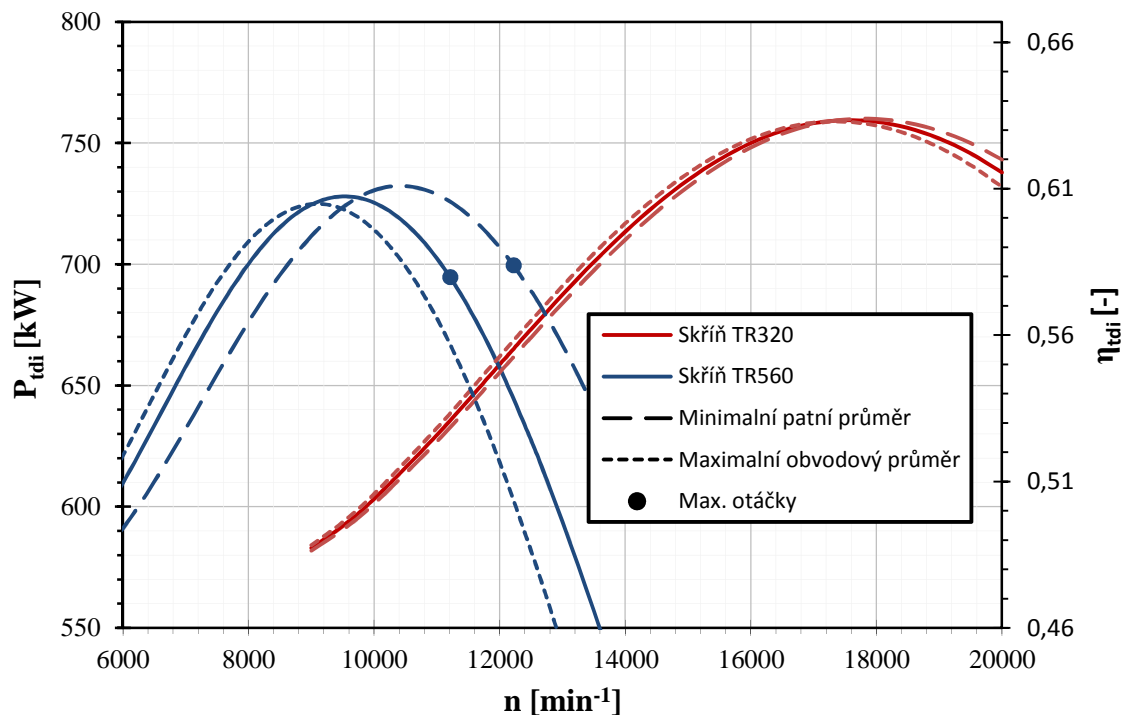
Hodnoty u výpočtu v této kapitole jsou vztaženy k I. stupni a hodnoty proměnných ostatních stupňů jsou uvedeny na konci této kapitoly.

Z důvodu pevnosti oběžného kola je možná maximální obvodová rychlost na patě lopatky $350 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dle [33]. Zároveň je nutné zajistit, aby bylo možno otáčky prvního pastorku (společný pro I. a II. stupeň, $n_I = n_{II}$) a otáčky druhého pastorku (III. stupně) synchronizovat na ozubeném kole s otáčkami $3\,000 \text{ min}^{-1}$. Dále je nutné, aby volené otáčky byly mimo vlastní frekvence lopatek (viz kapitola 10).

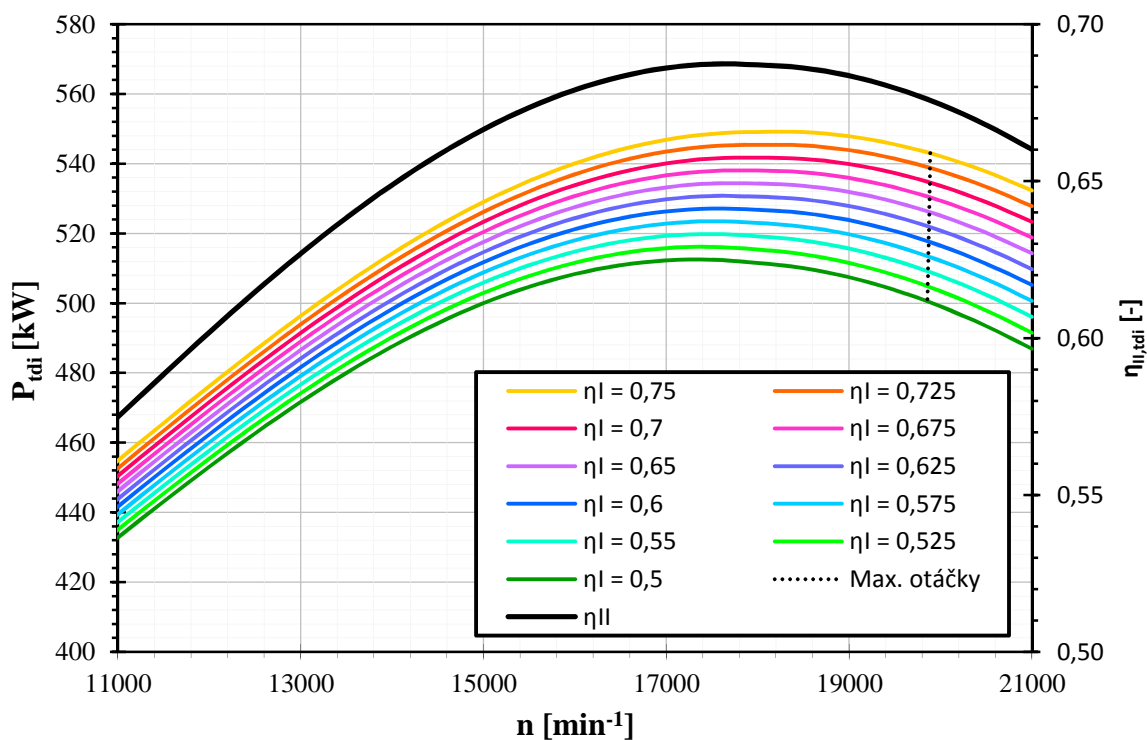
Otáčky oběžných kol byly voleny v závislosti na vytvořených grafech znázorněny na obr. 32, obr. 33 a obr. 34, a to pro co největší celkový vnitřní výkon turbíny. Volba otáček III. stupně je podřízena volbě otáček I. stupně a II. stupně ($n_I = n_{II}$), potažmo výsledné vnitřní účinnosti těchto stupňů. Jednotlivé grafy jsou vytvořeny při vstupních parametrech a tlacích v odběrech dle zadání, tlakové ztráty za stupni jsou určeny dle níže uvedených odhadů (kap. 4.1) a střední průměry lopatkování jsou voleny v závislosti na doporučeních v [33]. Zvolené otáčky jednotlivých stupňů pak jsou $n_I = n_{II} = 16\,500 \text{ min}^{-1}$ a $n_{III} = 12\,500 \text{ min}^{-1}$, převodové poměry ozubení jsou pro první pastorek (I. a II. stup.) $i_1 = 5,5$ a pro druhý pastorek (III. stupeň) $i_2 = 4,167$.

Grafy uvedené na obr. 32, obr. 33 a obr. 34. není možné použít pro samotný předběžný výpočet, ale pouze pro odborný odhad volby otáček stupně.

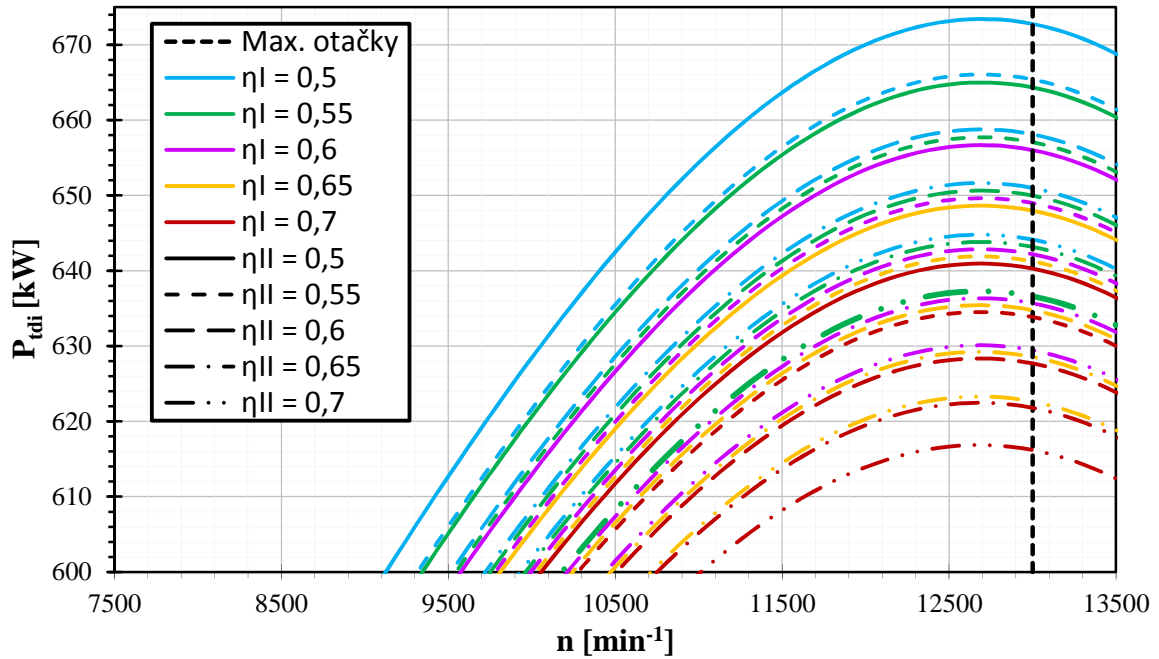
U prvního grafu jsou pro názornost uvedeny průběhy při použití skříně TR320 a TR560 a průběhy při takovém středním průměru lopatkování, kdy se dosáhne minimálního možného patního průměru lopatky, popřípadě maximálního obvodového průměru, ovšem pro samotný výpočet je volena skříně TR320 a $D_{str,I} = 320 \text{ mm}$. Na druhém diagramu jsou průběhy uvedeny pro volený střední průměr $D_{str,II} = 325 \text{ mm}$ a skříně TR320. Poslední diagram je pro skříně TR560 a $D_{str,II} = 550 \text{ mm}$.



Obr. 32 Vnitřní výkon a účinnost I. stupně v závislosti na otáčkách rotoru



Obr. 33 Vnitřní výkon a účinnost II. stupně v závislosti na otáčkách při $D_{\text{str}} = 325$ mm



Obr. 34 Vnitřní výkon III. stupně v závislosti na otáčkách rotoru $D_{str} = 550$ mm

4.1 Parametry páry na vstupu do dýzy

Parametry před rychlouzavíracím ventilem turbíny jsou dány zadáním $p_{00} = 3,60$ MPa a $t_{00} = 380,00$ °C. Při předběžném výpočtu je uvažován odhad ztrát celkového tlaku před vstupem do turbínové skříně pro I. stupeň $\Delta p_{00,c} = 0,10$ MPa a pro II. a III. $\Delta p_{00,c} = 0,05$ MPa.

Vstupní rychlost do rozváděcího kola c_0 je pak dána vztahem (4.1), který je závislý na stupni parciálnosti ε , je tedy nutná iterace celého výpočtu. Hodnota vstupní rychlosti c_0 je zanedbatelná oproti c_{iz} a tudíž je možno ji bez vzniku jakékoliv nepřesnosti zanedbat, ovšem pro úplnost výpočtu je s touto hodnotou počítáno.

$$c_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_0}{\pi \cdot \varepsilon \cdot D_{str} \cdot l_0} = \frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,08 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{\pi \cdot 0,296 \cdot 0,32 \text{ m} \cdot 0,016 \text{ m}} = 76,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1)$$

Vstupní rychlost do rychlouzavíracího ventilu je:

$$c_{00} = \frac{\dot{m} \cdot v_0(p_0, t_0)}{\pi \cdot 0,25 \cdot d_{00}} = \frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,08 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{\pi \cdot 0,25 \cdot 0,1 \text{ m}} = 44,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2)$$

Parametry páry na vstupu do rychlouzavíracího ventilu:

$$\begin{aligned} i_{00} &= f(p_{00}, t_{00}) = 3\,174,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ i_{00,c} &= i_{00} + \frac{c_0^2}{2000} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ s_{00} &= f(p_{00}, t_{00}) = 6,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ p_{00,c} &= f(i_{00,c}, s_{00}) = 3,613 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.3)$$

a nyní je možné stanovit stavové veličiny páry před rozváděcím kolem:

$$p_{0,c} = p_{00,c} - \Delta p_{00,c} = 3,613 \text{ MPa} - 0,10 \text{ MPa} = 3,51 \text{ MPa}$$

$$s_0 = f(i_{00,c}, p_{0,c}) = 6,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$i_0 = i_{0,c} - \frac{c_0^2}{2000} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - \frac{(76,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} = 3\,172,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4)$$

$$p_0 = f(i_0, s_0) = 3,48 \text{ MPa}$$

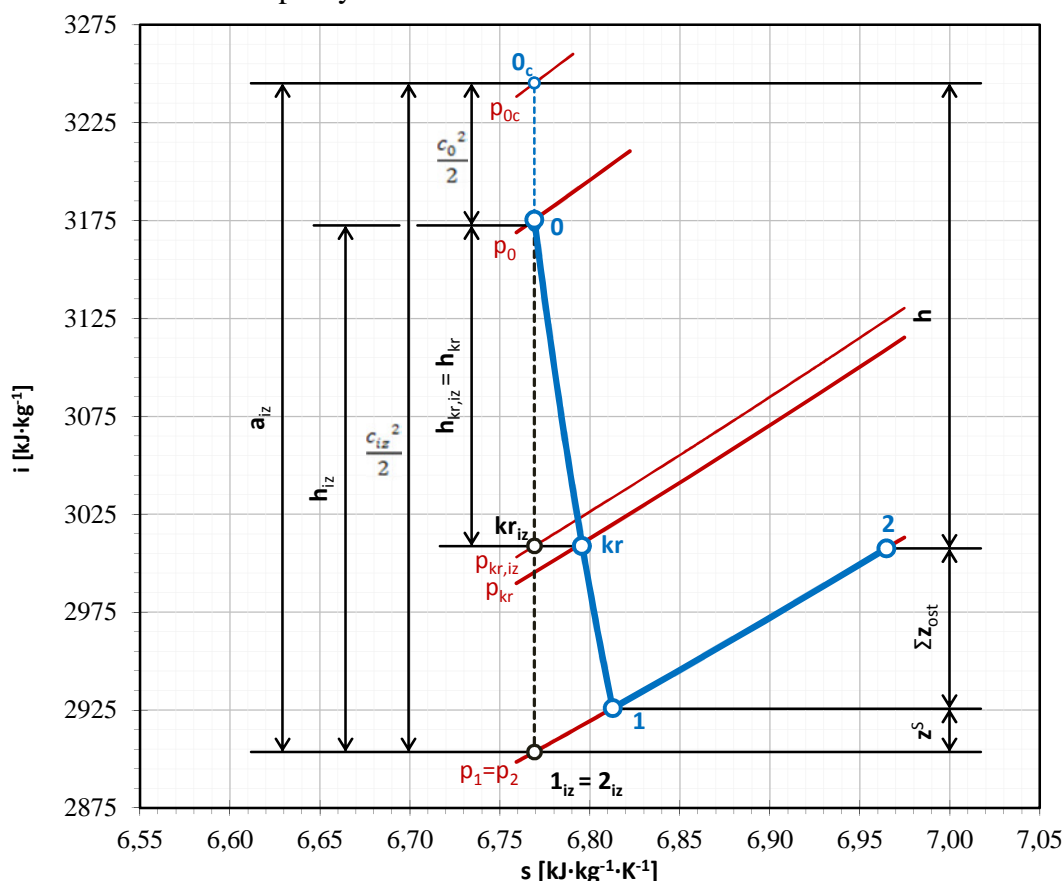
$$v_0 = f(i_0, s_0) = 0,08 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_0 = f(i_0, s_0) = 378,19 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.2 Průběh izoentropické expanze

Parametry protitlaků u stupňů jsou dány zadáním, přičemž se u předběžného výpočtu zanedbává ztráta výstupním hrdlem. U I. stupně je protitlak dán regulovaným odběrem $p_2 = 1,20 \text{ MPa}$, u II. stupně požadovaným tlakem v neregulovaném odběru $p_2 = 0,40 \text{ MPa}$ a u posledního zvoleným tlakem kondenzace ($p_k = 0,025 \text{ MPa}$), přičemž je navýšen o odhad talkové ztráty v parovodu do kondenzátoru o $\Delta p_{out} = 0,01 \text{ MPa}$.

Průběhy izoentropické a skutečné expanze v turbíně se zahrnutím přídatných ztrát v I. stupni jsou znázorněny v obr. 35, průběhy expanze v II. a III. jsou uvedeny na obr. 40 a obr. 41 na konci této kapitoly.



¹⁾ Celková vstupní entalpie není v měřítku

Obr. 35 i-s diagram I. stupně pro předběžný výpočet

Tepelný izoentropický spád je:

$$\begin{aligned} h_{iz} &= i_0 - i_{2,iz}(p_2, s_0) \\ h_{iz} &= 3\,172,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 2\,903,56 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ h_{iz} &= 268,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (4.5)$$

a izoentropická rychlost za rozváděcím kolem:

$$\begin{aligned} c_{iz} &= \sqrt{2000 \cdot h_{iz} + c_0^2} \\ c_{iz} &= \sqrt{2000 \cdot 268,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + (76,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2} \\ c_{iz} &= 733,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Při předběžném výpočtu se uvažuje výpočet izoentropického kritického tlaku dle vztahu (4.7), který je odvozen pro ideální plyn, kde je adiabatický koeficient κ vztažen k počátečním parametrům páry před rozváděcím kolem.

$$\begin{aligned} p_{kr,iz} &= p_{0,c} \cdot \left[\frac{2}{\kappa_0(i_0, s_0) + 1} \right]^{\frac{\kappa_0(i_0, s_0)}{\kappa_0(i_0, s_0) - 1}} \\ p_{kr,iz} &= 3,51 \text{ MPa} \cdot \left[\frac{2}{1,365 + 1} \right]^{\frac{1,365}{1,365 - 1}} \\ p_{kr,iz} &= 1,88 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Kritická entalpie pak je:

$$i_{kr} = f(p_{kr,iz}, s_0) = 3\,008,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.8)$$

kritický tepelný spád:

$$\begin{aligned} h_{kr} &= i_0 - i_{kr} \\ h_{kr} &= 3\,172,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 3\,008,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ h_{kr} &= 163,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (4.9)$$

a kritická rychlost:

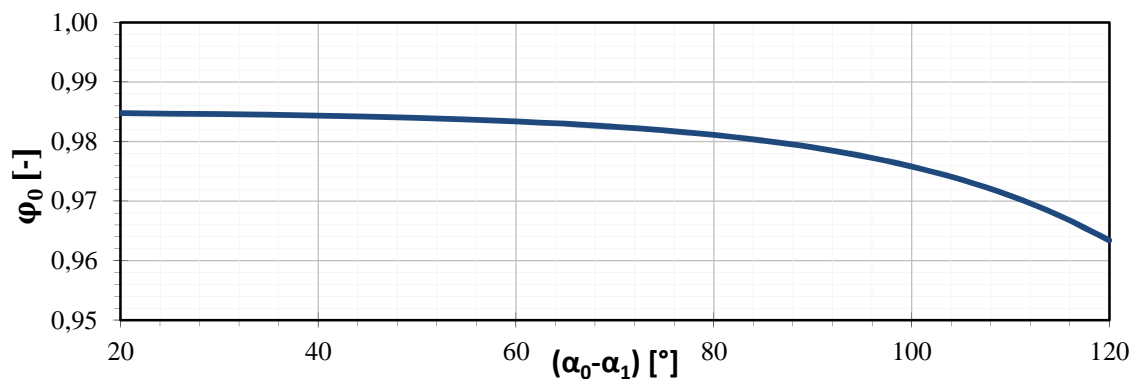
$$\begin{aligned} c_{kr} &= \sqrt{2000 \cdot h_{kr} + c_0^2} \\ c_{kr} &= \sqrt{2000 \cdot 163,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + (76,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2} \\ c_{kr} &= 577,36 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (4.10)$$

4.3 Průběh skutečné expanze

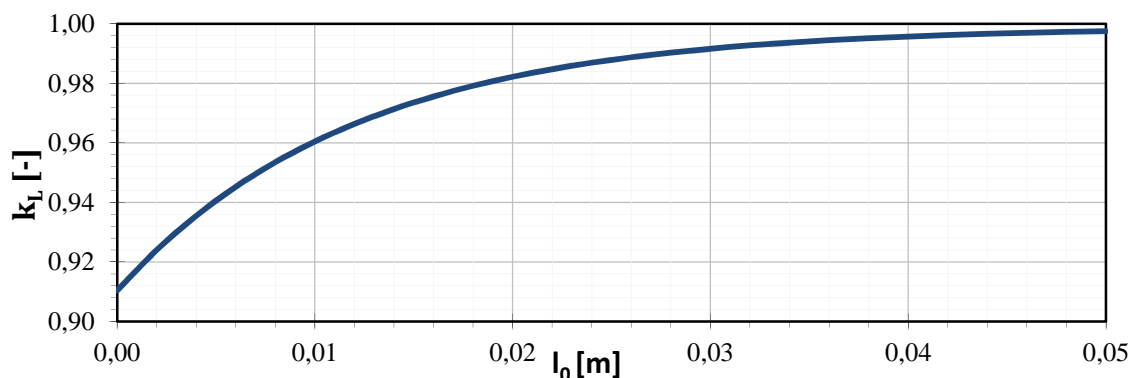
Při předběžném výpočtu je pro zjednodušení výpočtu volena nulová reakce v rotoru a nulové profilové ztráty v rotoru ($\psi = 1$).

Výsledný rychlostní koeficient rozváděcí dýzy, je oproti detailnímu výpočtu (kapitola 5.1), stanoven pouze v závislosti na předběžné geometrii rozváděcího kola a to dle postupu uvedeném v [37]. Tento výpočet spočívá v určení základního rychlostního součinitele φ_0 pomocí obr. 36 v závislosti na jeho zakřivení a opravného koeficientu dle výšky kanálu dýzy k_l pomocí obr. 37. Výsledný rychlostní součinitel rozváděcího kola je pak určen jejich součinem, což je pro I. stupeň $\varphi = 0,958$.

Pro všechny tři stupně je volena stejná hodnota výstupního absolutního úhlu z rozváděcího kola α_{lp} a to $\alpha_{lp} = 13,00^\circ$, vstupní úhel do všech dýz je $\alpha_{0p} = 90^\circ$, jejich rozdíl je $\Delta\alpha = 77^\circ$ a základní rychlostní součinitel při předběžném výpočtu je $\varphi_0 = 0,9816$.



Obr. 36 Základní rychlostní součinitel dýzy vzhledem k jejímu zakřivení



Obr. 37 Opravný koeficient rychlostního součinitele vzhledem k výšce dýzy

Ztráty při kritickém proudění, jsou dány vztahem (4.11) a skutečný kritický tlak je pak definován v (4.12). Jelikož je skutečný kritický tlak větší jak výstupní dochází v rozváděcím kole ke kritickému proudění, je tedy nutné použít rozšířenou dýzu a počítat s odklonem proudění na výstupu z dýz (4.17). Parametry kritického proudění jsou (4.13).

$$z_{kr} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{kr} = (1 - 0,958^2) \cdot 163,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 13,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.11)$$

$$p_{kr} = f(i_{kr} + z_{kr}, s_0) = 1,78 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

$$s_{kr} = f(i_{kr}, p_{kr}) = 6,79 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$v_{kr} = f(i_{kr}, p_{kr}) = 0,14 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.13)$$

$$t_{kr} = f(i_{kr}, p_{kr}) = 290,46 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ztráty expanze v rozváděcím kole jsou definovány (4.14), přičemž stavové veličiny páry za rozváděcím kolem jsou dány (4.15) a skutečná rychlost páry (4.16).

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,958^2) \cdot 268,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 22,11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.14)$$

$$p_1 = p_2 = 1,20 \text{ MPa}$$

$$i_1 = i_{1,iz}(p_1, s_0) + z_0 = 2\,925,67 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_1 = f(i_1, p_1) = 6,81 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.15)$$

$$v_1 = f(i_1, p_1) = 0,19 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_1 = f(i_1, p_1) = 245,61 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$c_1 = c_{iz} \cdot \varphi = 733,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,958 = 702,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.16)$$

$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{v_1 \cdot c_{kr}}{v_{kr} \cdot c_1} \cdot \sin(\alpha_{1p}) \right]$$

$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{0,19 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 577,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{0,14 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 702,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} \cdot \sin(13,00^\circ) \right] \quad (4.17)$$

$$\alpha_1 = 14,64^\circ$$

4.4 Stanovení předběžné geometrie a parametrů turbíny

Délka lopatky rozváděcího kola při totálním ostřiku je stanovena na základě rovnice kontinuity (4.18), kde hmotnostní tok páry stupněm je dán zadáním, tedy pro I. stupeň je $\dot{m} = 4,44 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, pro II. stupeň je $\dot{m} = 3,33 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a III. stupeň je $\dot{m} = 2,22 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

$$l_{0,t} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_{str} \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)}$$

$$l_{0,t} = \frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,19 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{\pi \cdot 0,32 \text{ m} \cdot 702,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \sin(14,64^\circ)}$$

$$l_{0,t} = 4,74 \text{ mm}$$
(4.18)

Optimální délka lopatky je stanovena vztahem (4.19) kde délka lopatky při totálním ostřiku $l_{0,t}$ je dosazována v centimetrech, poměr konstant b a a je stanoven experimentálně na hodnotu $0,0398$, konstanta s zohledňuje dělení ostřiku, který je v I. a II. stupni v celku, tedy $s = 1$ a ve III. stupni dělen na dvě skupiny, tedy $s = 2$. Parametr δ je dán rovnicí (4.20) kde poměr konstant c a a je určen experimentálně a rovná se $0,1467$ a obvodová střední rychlost je vypočtena v (4.21).

$$l_{0,opt} = \sqrt{\frac{D_{str}}{\frac{b}{a} \cdot s + \delta \cdot D_{str}}} \cdot l_{0,t}$$

$$l_{0,opt} = \sqrt{\frac{0,32 \text{ m}}{0,0398 \cdot 1 + 0,056 \cdot 0,32 \text{ m}}} \cdot 0,474 \text{ cm}$$

$$l_{0,opt} = 1,622 \text{ cm}$$
(4.19)

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\frac{u_{str}}{c_{iz}}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_{str}^{0,5}}$$

$$\delta = 0,1467 \cdot \frac{\frac{276,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{733,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}{\left(\frac{16500 \text{ min}^{-1}}{1000}\right)^{0,2} \cdot (0,32 \text{ m})^{0,5}}$$
(4.20)

$$\delta = 0,056$$

$$u_{str} = \pi \cdot n \cdot D_{str} = \pi \cdot 275 \text{ s}^{-1} \cdot 0,32 \text{ m} = 276,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$
(4.21)

Skutečná délka dýzy je pak dána zaokrouhlením optimální délky $l_{0,opt}$ na celé milimetry a je rovna $l_0 = 16 \text{ mm}$ a stupeň parciálnosti je dán výrazem (4.22).

$$\varepsilon = \frac{l_{0,t}}{l_0} = \frac{4,74 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} = 0,296$$
(4.22)

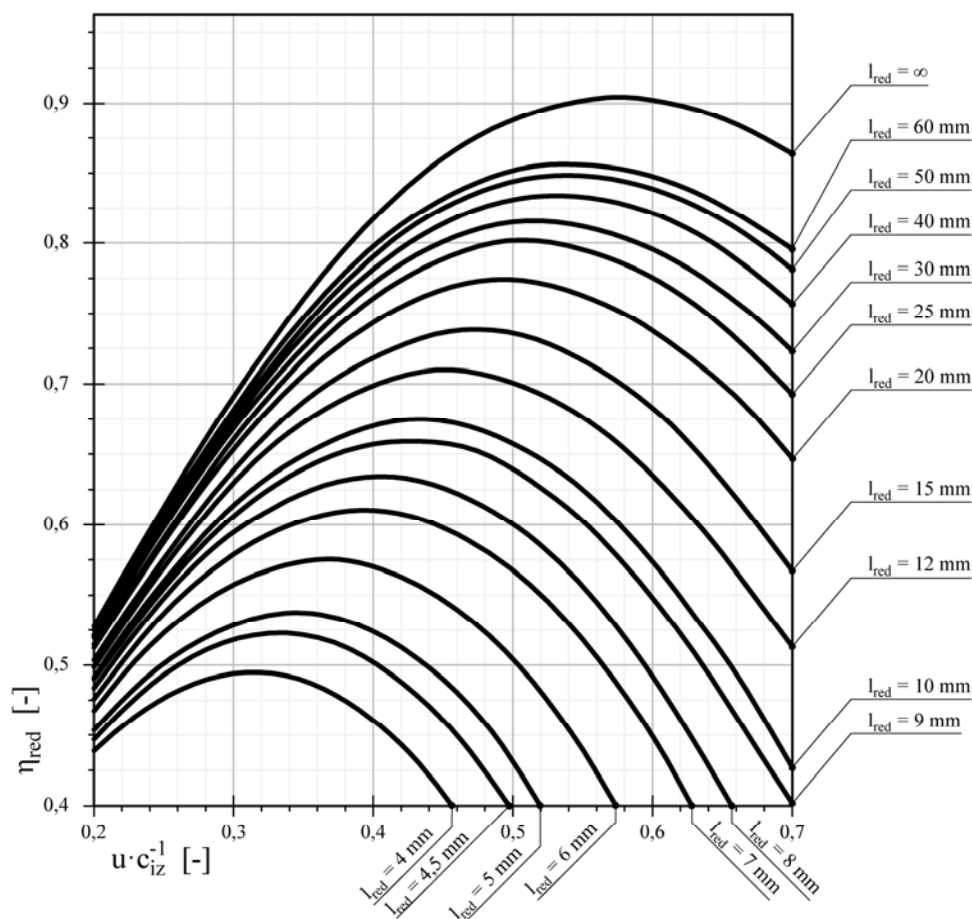
Obvodová účinnost se zahrnutou ztrátou parciálního ostřiku je označována jako redukováná účinnost η_{red} , která je určena z obr. 38 v závislosti na $u \cdot c_{iz}^{-1} = 0,377$ a redukováné délce dýzy l_{red} danou vztahem (4.23) do něhož jsou všechny délky l dosazovány v centimetrech. Redukovaná délka je přepočtena délka dýzy na totální ostřik při stejné účinnosti.

$$l_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{0,opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0}$$

$$l_{red} = \frac{1,6 \text{ cm}}{1 + \left(\frac{1,6 \text{ cm}}{1,622 \text{ cm}}\right)^2 - 0,056 \cdot 1,6 \text{ cm}} \quad (4.23)$$

$$l_{red} = 0,8496 \text{ cm}$$

Redukovaná účinnost stupně pak je $\eta_{red} = 0,635$.

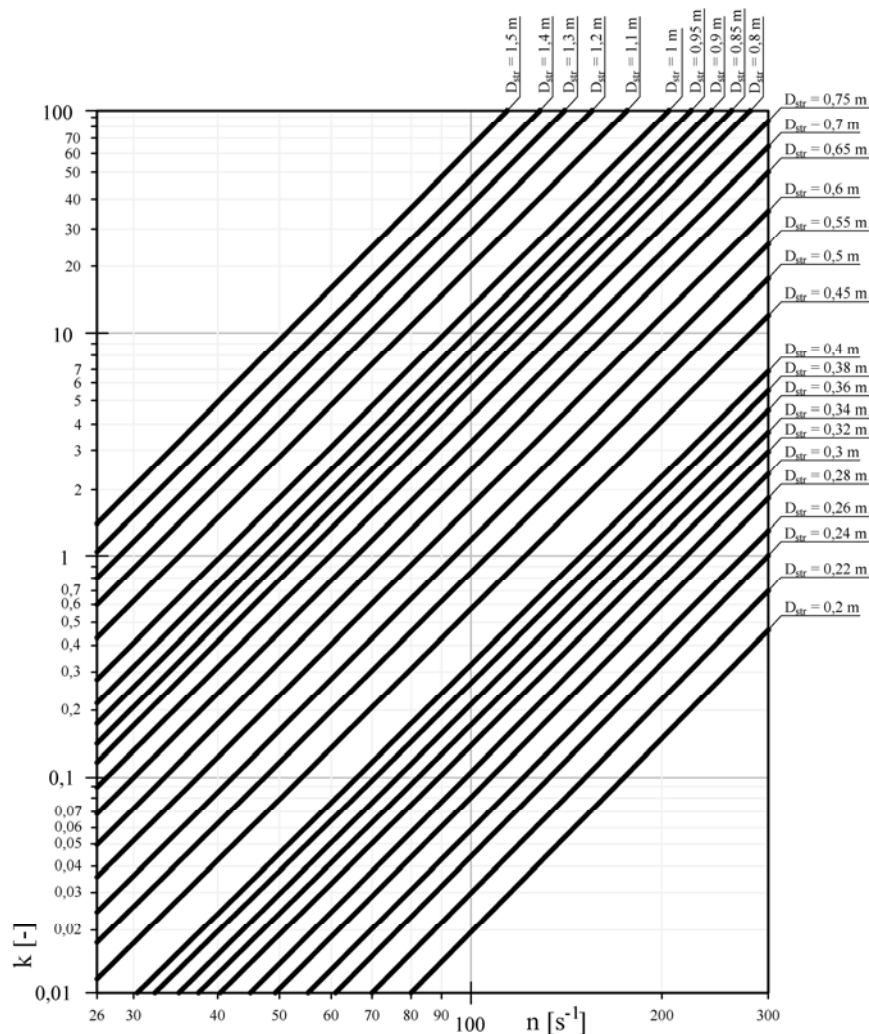


Obr. 38 Redukovaná účinnost rovnotlakého stupně [37]

V závislosti na středním průměru oběžného kola $D_{str} = 0,32 \text{ m}$ a na otáčkách rotoru $n = 16500 \text{ min}^{-1} = 275 \text{ s}^{-1}$ je pomocí obr. 39 určen součinitel tření a ventilace $k = 2,49$, pomocí něhož je určena příslušná absolutní hodnota ztrát (4.24) a poměrná hodnota ztrát (4.25).

$$z_{tř} = \frac{k}{\dot{m} \cdot v_1} = \frac{2,49}{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,19 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}} = 2,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.24)$$

$$\xi_{tř} = \frac{z_{tř}}{h_{iz}} = \frac{2,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{268,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,011 \quad (4.25)$$



Obr. 39 Ztráta třením a ventilací stupně [37]

Předběžná vnitřní účinnost stupně je dána (4.26), předběžný vnitřní výkon stupně je dán (4.27) a výstupní měrná entalpie je (4.28).

$$\eta_{tdi} = \eta_{red} - \xi_{tř} = 0,635 - 0,011 = 0,624 \quad (4.26)$$

$$P_{tdi} = \dot{m} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 268,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,624 = 746,13 \text{ kW} \quad (4.27)$$

$$i_2 = i_{0,c} - h_{iz} \cdot \eta_{tdi}$$

$$i_2 = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 268,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,624 \quad (4.28)$$

$$i_2 = 3\,007,56 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Obvodová rychlost na patě lopatky (4.25) je menší jak dovolená $u_{p,dov} = 340 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, tudíž je zvolený střední průměr lopatkování v pořádku.

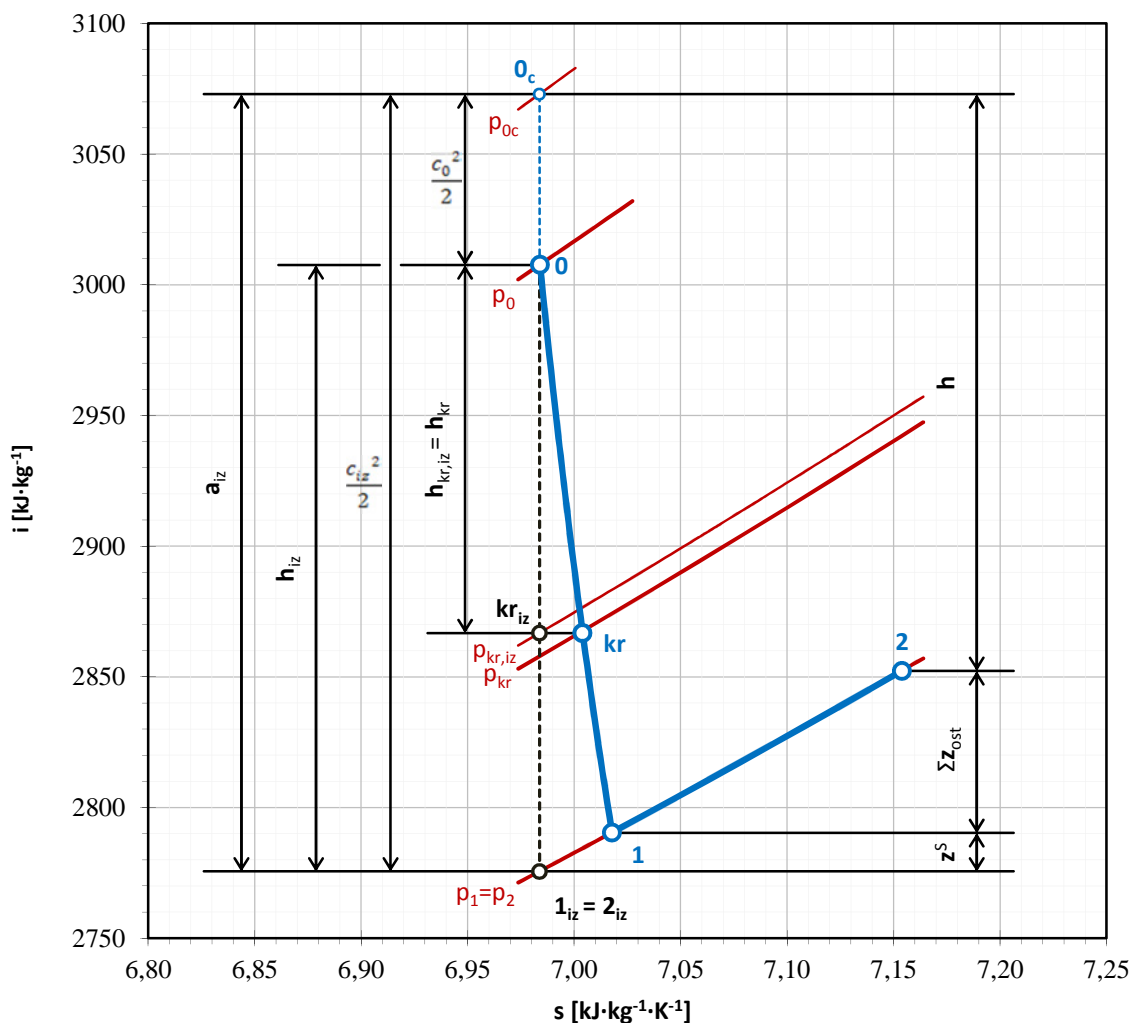
$$u_p = \pi \cdot (D_{str} - l_0) \cdot n = \pi \cdot (320 \text{ m} - 0,016 \text{ m}) \cdot 275 \text{ s}^{-1} = 262,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.29)$$

Souhrn výsledků předběžného výpočtu všech tří stupňů obsahuje tabulka 5, následně na obr. 40 a obr. 41 jsou znázorněny expanze páry v i -s diagramech II. a III. stupně.

Tabulka 5 Hodnoty předběžného výpočtu I., II. a III. stupně

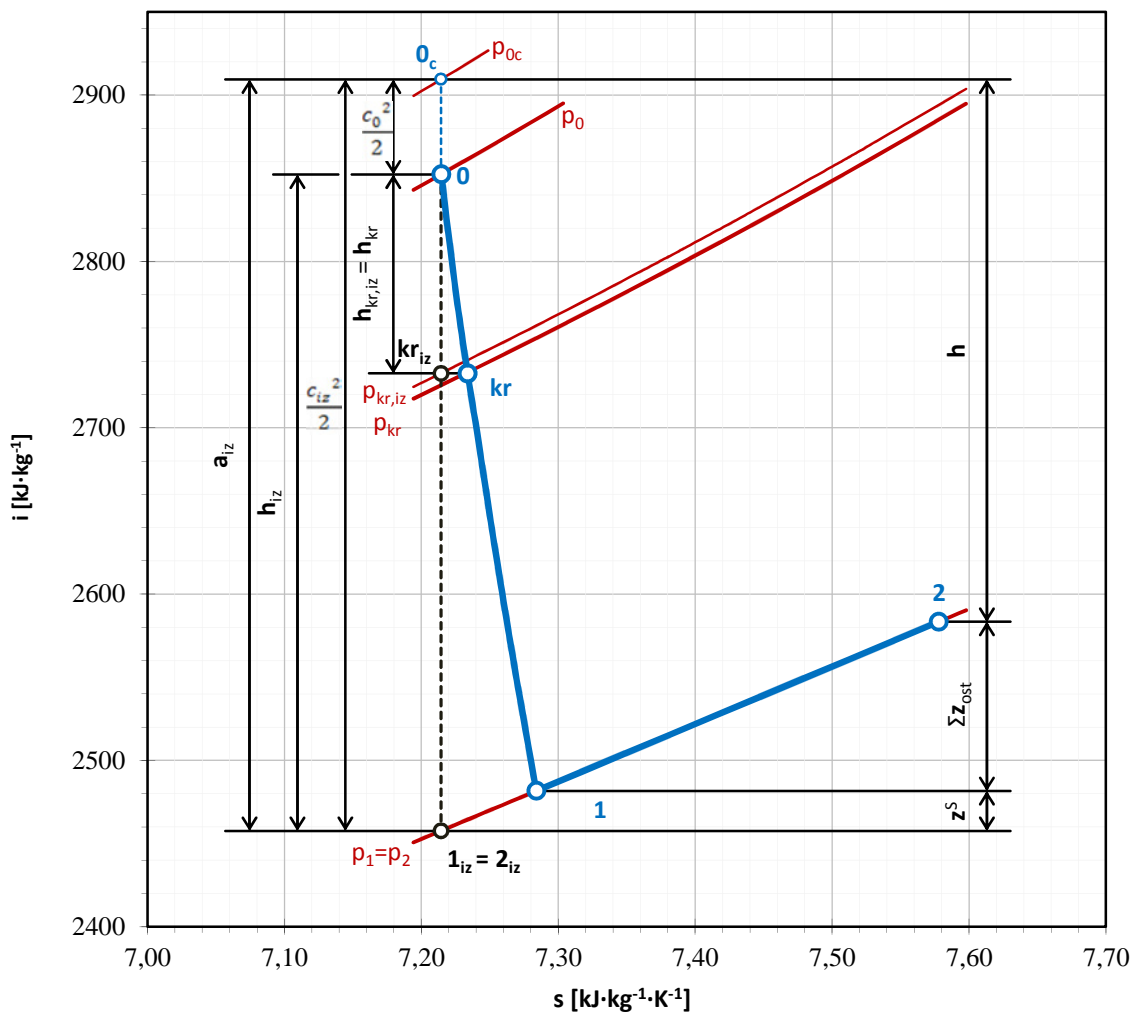
VELIČINA	ROZMĚR	I. STUPĚŇ	II. STUPĚŇ	III. STUPĚŇ
D_{str}	[mm]	320	325	550
n	$[\text{min}^{-1}]$	16500	16500	12500
\dot{m}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	4,44	3,33	2,22
$u \cdot c_{iz}^{-1}$	[-]	0,377	0,412	0,405
p_{00}	[MPa]	3,60	1,20	0,40
t_{00}	$[\text{°C}]$	380,00	282,22	195,87
Δp_{00}	[MPa]	0,10	0,05	0,05
c_0	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	76,2	72,3	67,6
$i_{0,c}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	3 175,44	3 010,18	2 854,60
$p_{0,c}$	[MPa]	3,51	1,16	0,35
i_0	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	3 172,54	3 007,56	2 852,31
s_0	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	6,77	6,98	7,21
p_0	[MPa]	3,48	1,15	0,35
v_0	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	0,08	0,22	0,60
t_0	$[\text{°C}]$	378,19	281,54	194,63
κ_0	[-]	1,365	1,344	1,128
h_{iz}	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	268,98	231,98	394,67
$i_{2,iz}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	2 903,56	2 775,58	2 457,65
c_{iz}	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	733,45	681,15	888,45
$p_{kr,iz}$	[MPa]	1,88	0,63	0,19
i_{kr}	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	3 008,77	2 866,77	2 732,70
p_{kr}	[MPa]	1,78	0,60	0,18
h_{kr}	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	163,77	140,80	121,90
c_{kr}	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	577,36	535,56	493,75
t_{kr}	$[\text{°C}]$	290,46	207,36	131,82
s_{kr}	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	6,79	7,00	7,23
v_{kr}	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	0,14	0,36	1,00
z_{kr}	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	13,46	8,94	7,26
φ_0	[-]	0,982	0,982	0,982
k_1	[-]	0,976	0,986	0,987
φ	[-]	0,958	0,968	0,969
α_{1p}	$[\text{°}]$	13,00	13,00	13,00
α_1	$[\text{°}]$	14,64	14,54	33,13
z_0	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	22,11	14,72	23,95
p_1, p_2	[MPa]	1,20	0,40	0,035
i_1	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	2 925,67	2 790,30	2 481,60
s_1	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	6,81	7,02	7,28
v_1	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	0,19	0,49	4,24
t_1	$[\text{°C}]$	245,61	166,88	72,68
c_1	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	702,66	659,18	861,07
$l_{0,t}$	[mm]	4,74	9,72	11,58
$l_{0,opt}$	[mm]	16,22	23,04	24,48
l_0	[mm]	16	23	24
δ	[-]	0,056	0,061	0,048

VELIČINA	ROZMĚR	I. STUPĚŇ	II. STUPĚŇ	III. STUPĚŇ
u_{str}	$[m \cdot s^{-1}]$	276,46	280,78	359,97
ε	$[-]$	0,296	0,423	0,482
l_{red}	$[mm]$	8,50	12,39	13,01
η_{red}	$[-]$	0,635	0,691	0,690
z_{tr}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	2,94	1,61	1,12
ξ_{tr}	$[-]$	0,011	0,007	0,003
k	$[-]$	2,49	2,64	10,57
η_{tdi}	$[-]$	0,624	0,680	0,687
P_{tdi}	$[kW]$	746,13	526,21	602,74
u_p	$[m \cdot s^{-1}]$	262,64	260,91	344,27
i_2	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	3 007,56	2 852,31	2 583,37
s_2	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,96	7,15	7,58



¹⁾ Celková vstupní entalpie není v měřítku

Obr. 40 i-s diagram expanze páry ve II. stupni pro předběžný výpočet



¹⁾ Celková vstupní entalpie není v měřítku

Obr. 41 i-s diagram expanze páry ve III. stupni pro předběžný výpočet

5 DETAILNÍ VÝPOČET LOPATKOVÁNÍ TURBÍNY

Z předběžného výpočtu (kap. 4) je pro I. stupeň určeno:

- střední průměr lopatkování: $D_{str} = 320 \text{ mm}$
- otáčky rotoru: $n = 16\,500 \text{ min}^{-1}$
- hmotnostní průtok stupněm: $\dot{m} = 4,44 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- tlak ve výstupním hrdle: $p_2 = 1,20 \text{ MPa}$
- předběžný stupeň parciálnosti: $\varepsilon = 0,29$
- předběžná délka lopatky: $l_0 = 16,00 \text{ mm}$
- nadkritické proudění v rozváděcím kanálu

Tabulka 5 obsahuje parametry páry na vstupu do rozváděcích lopatek, které byly vypočteny v kapitole 11.3 pomocí CFD simulace proudění v rozváděcí skříni.

Tabulka 6 Parametry páry na vstupu do rozváděcích lopatek

i_0	$i_{c,0}$	c_0	p_0	$p_{c,0}$	t_0	v_0	s_0
[kJ·kg ⁻¹]	[kJ·kg ⁻¹]	[m·s ⁻¹]	[MPa]	[MPa]	[°C]	[m ³ ·kg ⁻¹]	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
3 165,30	3 168,20	76,16	3,503	3,539	375,33	0,081	6,75

Vzorce výpočtu v této kapitole nejsou uvedeny v pořadí jakém byly počítány, ale jsou rozděleny do logických celků. Toto členění je provedeno zejména proto, že výpočet je iterační.

Výsledky u vzorců jsou uvedeny pro I. stupeň. Pro II. a III. stupeň jsou vypočtené hodnoty uvedeny na konci této kapitoly, společně s i-s diagramy expanze páry ve stupních a rychlostními trojúhelníky.

Izoentropický tepelná spád na stupeň:

$$h_{iz} = i_0 - i_{2,iz'}(p_{02}, s_0) = 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.1)$$

Fiktivní výstupní absolutní izoentropická rychlost:

$$c_{fikt} = \sqrt{2000 \cdot h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}}$$

$$c_{fikt} = \sqrt{2000 \cdot 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + \frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2}} \quad (5.2)$$

$$c_{fikt} = 737,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Střední obvodová rychlost:

$$u = \pi \cdot D_{str} \cdot n$$

$$u = \pi \cdot 0,32 \text{ m} \cdot 275 \text{ s}^{-1}$$

$$u = 276,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3)$$

Poměr $u \cdot c_{fikt}^{-1} = 0,375$.

5.1 Výpočet rychlostního součinitele

Oproti předběžnému výpočtu se u detailního výpočtu uvažuje již s reakcí v rotoru. Stupeň reakce je volen v závislosti na provedení lopatkování $\rho \in \{0,03, 0,06\}$, v tomto případě je voleno $\rho = 0,05$.

Výpočet rychlostního součinitele rozváděcího a oběžného lopatkování je založen na postupu uvedeném v [38], který spočívá, dle rovnice (5.4) potažmo (5.5), v určení základního rychlostního součinitele φ_0 (ψ_0) a opravných součinitelů k zahrnující vlivy Reynoldsova čísla k_{Re} , drsnosti povrchu k_ε a výstupního Machova čísla k_{Ma} .

$$\begin{aligned} \varphi &= \varphi_0 \cdot k_{\varphi,Re_1} \cdot k_{\varphi,\varepsilon_1} \cdot k_{\varphi,Ma_1} \\ \varphi &= 0,983 \cdot 1,000 \cdot 0,987 \cdot 0,979 \\ \varphi &= 0,949 \end{aligned} \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} \psi &= \psi_0 \cdot k_{\psi,Re_2} \cdot k_{\psi,\varepsilon_2} \cdot k_{\psi,Ma_2} \\ \psi &= 0,953 \cdot 1,000 \cdot 0,996 \cdot 0,980 \\ \psi &= 0,930 \end{aligned} \quad (5.5)$$

Tabulka 7 obsahuje výsledné hodnoty rychlostních součinitelů a opravných koeficientů pro jednotlivé stupně.

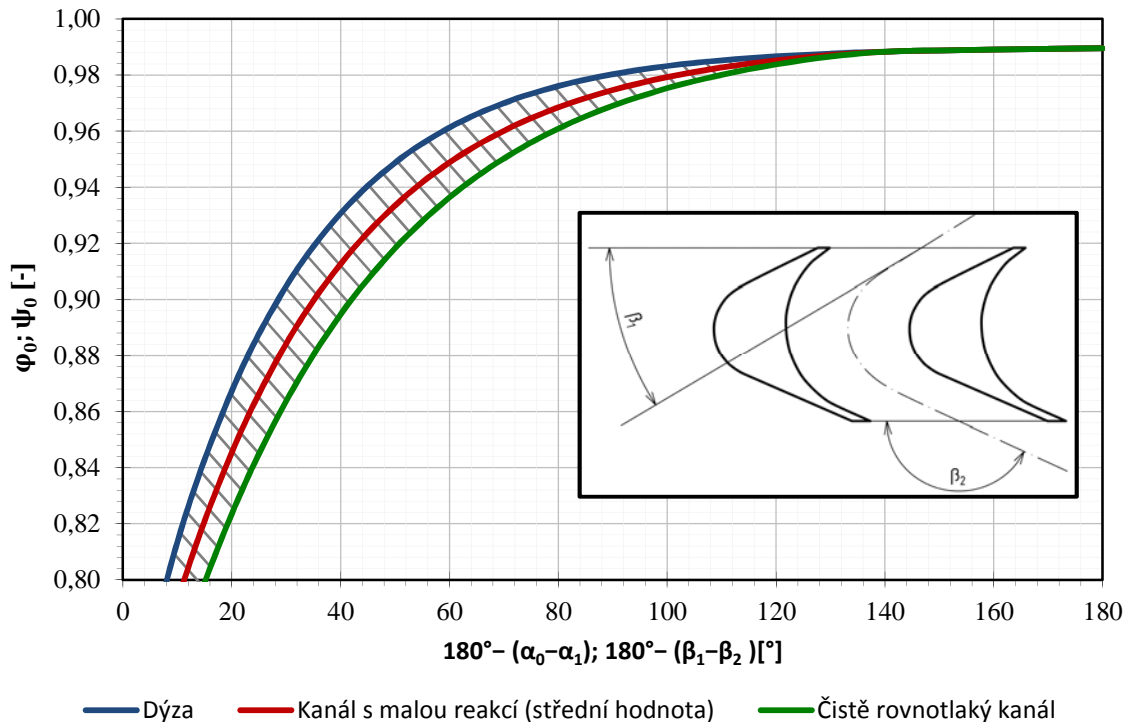
Tabulka 7 Rychlostní součinitelé a jejich opravné koeficienty jednotlivých stupňů

		I. stupeň	II. stupeň	III. stupeň
Základní rychlostní součinitel statoru:	φ_0	0,983	0,983	0,983
Základní rychlostní součinitel rotoru:	ψ_0	0,953	0,953	0,953
Opravný koeficient Re statoru:	$k_{\varphi,Re1}$	1,000	1,000	1,000
Opravný koeficient Re rotoru:	$k_{\psi,Re2}$	1,000	1,000	1,000
Opravný koeficient Ma statoru:	$k_{\varphi,Ma1}$	0,979	0,979	0,958
Opravný koeficient Ma rotoru:	$k_{\psi,Ma2}$	0,980	0,988	0,928
Opravný koeficient drsnosti stěn statoru:	$k_{\varphi,\varepsilon1}$	0,987	0,990	0,992
Opravný koeficient drsnosti stěn rotoru:	$k_{\psi,\varepsilon2}$	0,996	0,996	0,997
Rychlostní součinitel statoru:	φ	0,949	0,953	0,934
Rychlostní součinitel rotoru:	ψ	0,930	0,938	0,882

Vliv zakřivení kanálu:

Základní rychlostní součinitel, je dle obr. 42, dán geometrií statorových či rotorových lopatek, konkrétně jejich zakřivením.

Výpočet základního rychlostního součinitele pro oběžné rovnotlaké lopatky s malou reakcí je uvažován jako střední hodnota vyšrafované oblasti v obr. 42.



Obr. 42 Vliv zakřivení kanálu na základní rychlostní součinitel

Vliv Reynoldsova čísla:

Reynoldsovo číslo je definováno vztahy (5.6) a (5.7), kde ekvivalentní průměr je dán pro relativně krátké lopatky (5.8) pro rozváděcí lopatky a pro oběžné lopatky (5.9), kde s_{RK} a s_{OK} značí rozteč rozváděcích a oběžných lopatek.

$$Re_1 = \frac{c_1 \cdot e_0}{v_1} = \frac{682,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0309 \text{ m}}{3,27E - 06 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}} = 6\,447\,087 \quad (5.6)$$

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot e_2}{v_2} = \frac{419,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0208 \text{ m}}{3,46E - 06 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}} = 2\,513\,196 \quad (5.7)$$

$$e_0 = \frac{4 \cdot s_{RK} \cdot l_0}{2 \cdot l_0 + s_{RK}} \quad (5.8)$$

$$e_0 = \frac{4 \cdot 33,51 \text{ mm} \cdot 14,30 \text{ mm}}{2 \cdot 14,30 \text{ mm} + 33,51 \text{ mm}}$$

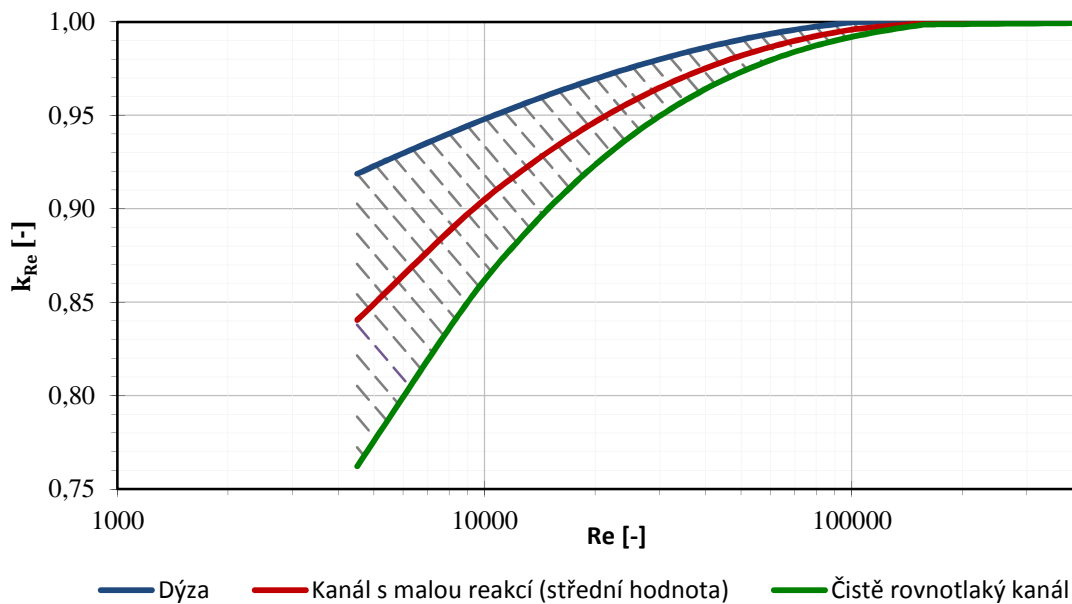
$$e_0 = 30,861 \text{ mm}$$

$$e_2 = \frac{4 \cdot s_{OK} \cdot l_2}{2 \cdot l_2 + s_{OK}} \quad (5.9)$$

$$e_2 = \frac{4 \cdot 15,22 \text{ mm} \cdot 16,30 \text{ mm}}{2 \cdot 16,30 \text{ mm} + 15,22 \text{ mm}}$$

$$e_2 = 20,755 \text{ mm}$$

Výsledný opravný součinitel vlivu Reynoldsova čísla k_{Re} se stanoví dle obr. 43, kde křivka pro oběžný kanál s malou reakcí je uvažována jako funkce středních hodnot vyšrafované oblasti.



Obr. 43 Vliv Reynoldsova čísla na opravný koeficient rychlostního součinitele

Vliv drsnosti stěn průtočného kanálu:

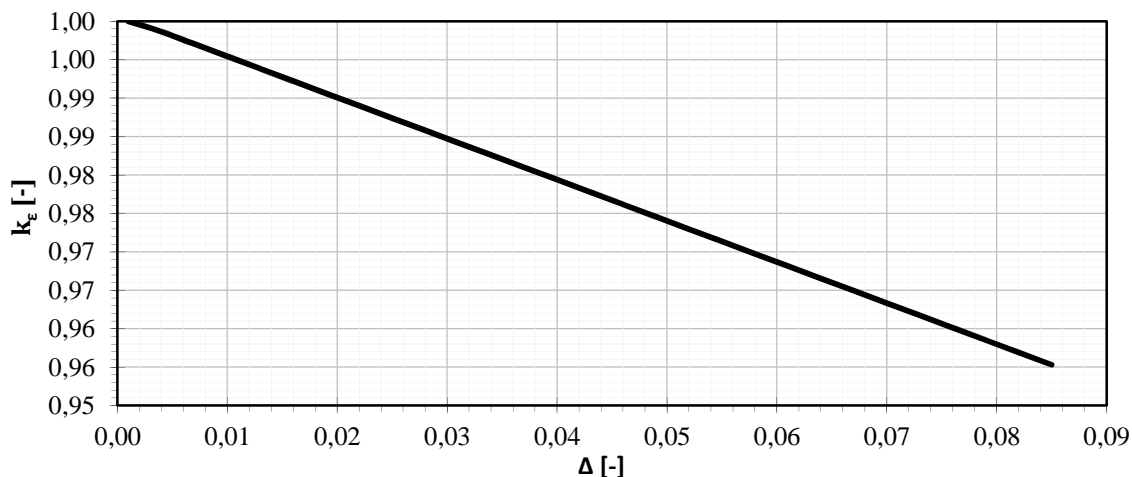
Opravný součinitel vlivu drsnosti stěn průtočného kanálu je dán relativní drsností stěn Δ , která je dána vztahem (5.10) pro rozváděcí lopatky a (5.11) pro oběžné lopatky.

Absolutní drsnost δ je uvažována jako dvojnásobek hodnoty Ra . Drsnost pak pro rozváděcí lopatky je $\delta_0 = 0,8 \mu\text{m}$ a pro oběžné lopatky $\delta_2 = 0,4 \mu\text{m}$.

Samotný součinitel drsnosti je určen pomocí obr. 44.

$$\Delta_0 = \frac{\delta_0}{e_0} = \frac{0,8 \text{ mm}}{30,861 \text{ mm}} = 0,026 \quad (5.10)$$

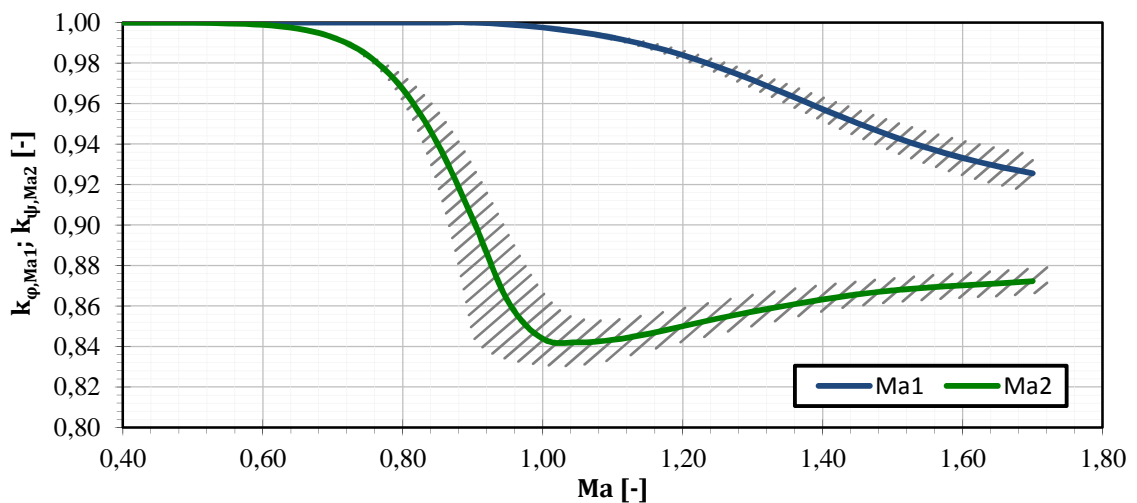
$$\Delta_2 = \frac{\delta_2}{e_2} = \frac{0,4 \text{ mm}}{20,755 \text{ mm}} = 0,010 \quad (5.11)$$



Obr. 44 Vliv relativní drsnosti stěn průtočného kanálu na opravný koeficient

Vliv výstupního Machova čísla:

Opravný součinitel vlivu výstupního Machova čísla je zobrazen na obr. 45, kde je stanoven jako střední hodnota vyšrafovaných oblastí.

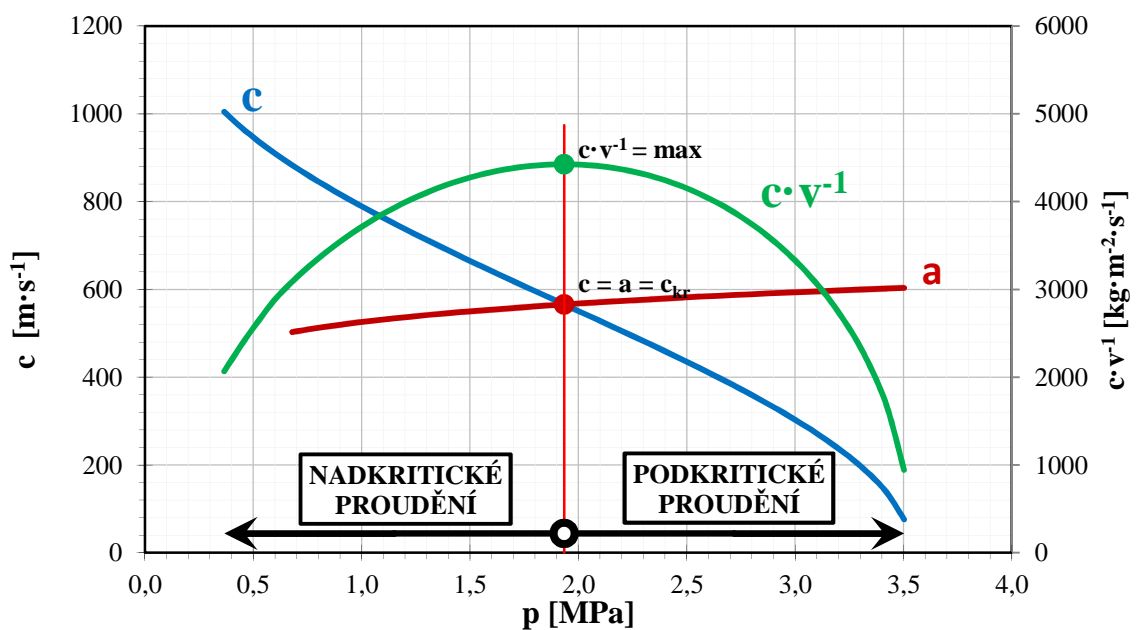


Obr. 45 Vliv výstupního Machova čísla na opravný koeficient rychlostního součinitele

5.1.1 Kritické parametry proudění

Výpočet byl proveden na základě změny $c \cdot v^{-1}$ reálné páry [39] při expanzi a urychlování v rozváděcím kole. Jak je znázorněno na obr. 46, při dosažení rychlosti zvuku proudícího média ($c = a$), dochází k lokálnímu extrému funkce $c \cdot v^{-1}$, tedy ke kritickému proudění. Výpočet je iterační, přičemž je nejprve uvažována izoentropická expanze a posléze je stanoven kritický tlak v závislosti na kritické entalpii a rychlostním součiniteli v rozváděcím kole.

Izoentropické kritické hodnoty jsou při provedení výpočtu v závislosti na počátečních podmínkách pro I. stupeň, $c_{kr} = a = 565,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $i_{kr} = 3\,008,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $v_{iz,kr} = 0,128 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$, $p_{iz,kr} = 1,934 \text{ MPa}$.



Obr. 46 Průběh vlastností páry při izoentropické expanzi

Skutečný kritický tlak je oproti izoentropickému nižší, jelikož je určitá část tepelného spádu spotřebována na pokrytí ztrát (5.12). Při zanedbání změn vlastností páry vlivem nárůstu entropie oproti izoentropickému stavu je skutečná kritická entalpie $i_{kr,skut}$ rovna izoentropické kritické entalpii $i_{kr,iz}$, a tedy skutečný kritický tlak je dán rovnicí (5.13).

$$z_{kr} = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{kr}^2}{2000} = (1 - 0,949^2) \cdot \frac{(565,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} = 15,88 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.12)$$

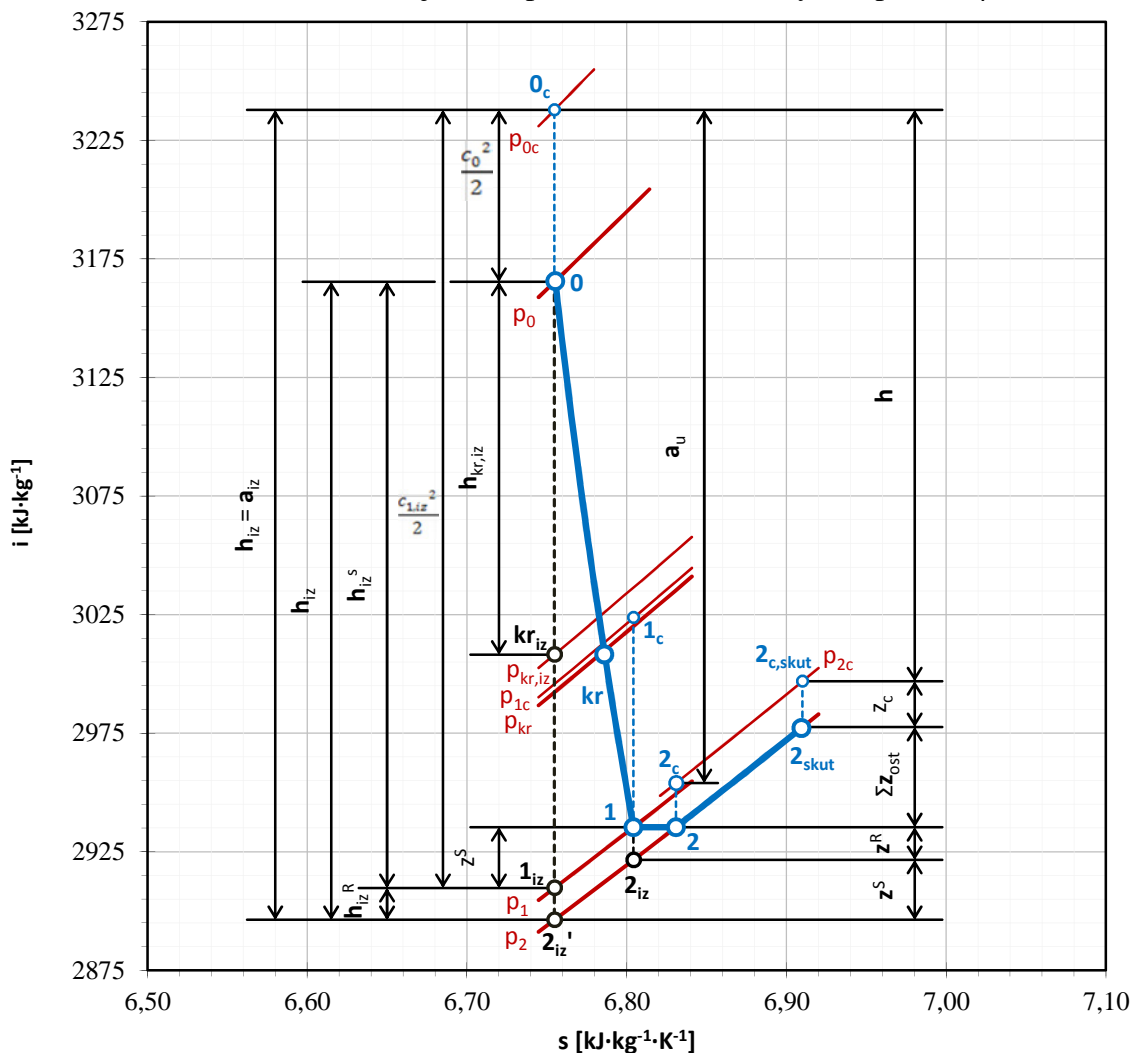
$$p_{kr} = f(i_{kr} - z_{kr}, s_0) = 1,813 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

Skutečné kritické parametry proudění:

$$\begin{aligned} s_{kr} &= f(i_{kr}, p_{kr}) = 6,78 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ v_{kr} &= f(i_{kr}, p_{kr}) = 0,136 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (5.14)$$

5.1.2 Expanze ve stupni

Obr. 47 znázorňuje expanzi v I. stupni v i-s diagramu a i-s digramy II. a III. stupně jsou uvedeny na konci této kapitoly. Výpočet expanze je obdobný jak u předběžného výpočtu, pouze s tím rozdílem, že se uvažuje se stupněm reakce v oběžných lopátkách $\rho = 0,05$.



¹⁾ Celková vstupní entalpie není v měřítku

Obr. 47 i-s diagram expanze turbíny v I. stupni

Izoentropický tepelný spád na stator:

$$h_{iz}^s = h_{iz} \cdot (1 - \rho) = 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot (1 - 0,05) = 255,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.15)$$

Izoentropické vlastností páry na výstupu ze statoru:

$$i_{1,iz} = i_0 - h_{iz}^s = 3\,165,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 255,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 2\,909,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$c_{1,iz} = \sqrt{2000 \cdot h_{iz}^s + \frac{c_0^2}{2}} = \sqrt{2000 \cdot 255,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + \frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2}}$$

$$= 719,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.16)$$

$$s_{1,iz} = s_0 = 6,75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$p_{1,iz} = f(s_{1,iz}, i_{1,iz}) = 1,275 \text{ MPa}$$

Energetické ztráty ve statoru:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1,iz}^2}{2000} = (1 - 0,949^2) \cdot \frac{(719,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} = 25,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.17)$$

Poměrná energetická ztráta ve statoru:

$$\xi_0 = \frac{z_0}{\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz}} = \frac{25,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,094 \quad (5.18)$$

Skutečný tepelný spád na stator:

$$h^s = h_{iz}^s - z_0 = 255,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 25,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 229,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.19)$$

Skutečné vlastností páry na výstupu ze statoru:

$$i_1 = i_{1,iz} + z_0 = 2\,909,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + 25,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 2\,935,36 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$c_1 = \sqrt{2000 \cdot h^s + \frac{c_0^2}{2}} = \sqrt{2000 \cdot 229,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + \frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2}}$$

$$= 682,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.20)$$

$$p_1 = p_{1,iz} = 1,275 \text{ MPa}$$

$$s_1 = f(p_1, i_1) = 6,80 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$v_1 = f(p_1, i_1) = 0,181 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Jelikož jsou tlakové poměry na všechny stupně menší jak kritické, vždy dochází ke kritickému proudění. Je tedy nutné volit tvar rozváděcích kanálů konvergentně-divergentní a počítat s odklonem proudění na výstupu z dýzy. Výstupní úhel z dýzy s odklonem je dán Bärenovou rovnicí:

$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{v_1 \cdot c_{kr}}{v_{kr} \cdot c_1} \cdot \sin(\alpha_{1p}) \right]$$

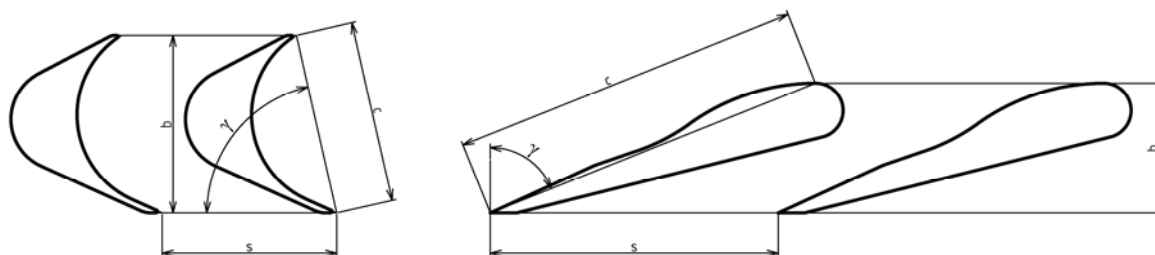
$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{0,181 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 565,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{0,136 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 682,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} \cdot \sin(13,00^\circ) \right] \quad (5.21)$$

$$\alpha_1 = 14,33^\circ$$

Profil rozváděcích a oběžných lopatek je volen dle [33]. Tabulka 8 uvádí základní parametry lopatek, které jsou použity ve všech třech stupních. Počet oběžných lopatek je vypočten v (5.22).

Tabulka 8 Základní parametry profilů lopatek

		STATOR	ROTOR
$s \cdot c^{-1}$	[-]	0,76	0,60
γ	[°]	61,50	77,20
s	[mm]	33,51	15,22
b	[mm]	21,00	24,70



Obr. 48 Profily oběžných a rozváděcích lopatek

$$z_{ob} = \frac{\pi \cdot D_{str}}{s} = \frac{\pi \cdot 320 \text{ mm}}{15,22 \text{ mm}} = 66 \quad (5.22)$$

Výstupní délka rozváděcích lopatek (5.24) je stanovena v závislosti na stupni parciálnosti, který je volen blízko předběžného stupně parciálnosti $\varepsilon_{př} = 0,29$ stanoveného v předběžném výpočtu (kapitola 4). Skutečná parciálnost je pak stanovena v (5.23) a to v závislosti na rozteči rozváděcích lopatek s_0 , středním průměru lopatkování D_{str} a voleného počtu rozváděcích kanálů z_0 , který je volen jako celé číslo.

$$\varepsilon = \frac{s_0 \cdot z_0}{\pi \cdot D_{str}} = \frac{33,51 \text{ mm} \cdot 10}{\pi \cdot 320 \text{ mm}} = 0,33 \quad (5.23)$$

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_{str} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (5.24)$$

$$l_0 = \frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,181 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{\pi \cdot 0,32 \text{ m} \cdot 0,33 \cdot 682,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \sin(14,33^\circ)}$$

$$l_0 = 0,0143 \text{ m}$$

Výstupní délka rozváděcí lopatky je zaokrouhlena nahoru na desetiny milimetrů a její velikost činní $l_0 = 14,30 \text{ mm}$. Pro oběžné lopatky je voleno válcové omezení průtočného kanálu a volen přesah oběžného lopatkování z doporučeného intervalu $\langle 1 \text{ mm}, 3 \text{ mm} \rangle$, a to $\Delta l = 2 \text{ mm}$. Délka oběžné lopatky pak je $l_2 = 16,30 \text{ mm}$.

Izoentropické vlastnosti páry na výstupu z rotoru:

$$\begin{aligned} i_{2,iz} &= f(s_1, p_2) = 2\,921,56 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ s_{2,iz} &= f(p_2, i_{2,iz}) = 6,80 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ v_{2,iz} &= f(p_2, i_{2,iz}) = 0,190 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (5.25)$$

Energetické ztráty v rotoru:

$$z_1 = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_{2,iz}^2}{2} = (1 - 0,930^2) \cdot \frac{(451,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} = 13,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.26)$$

Poměrná energetická ztráta v rotoru:

$$\xi_1 = \frac{z_1}{\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz}} = \frac{13,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,051 \quad (5.27)$$

Skutečný tepelný spád na rotor:

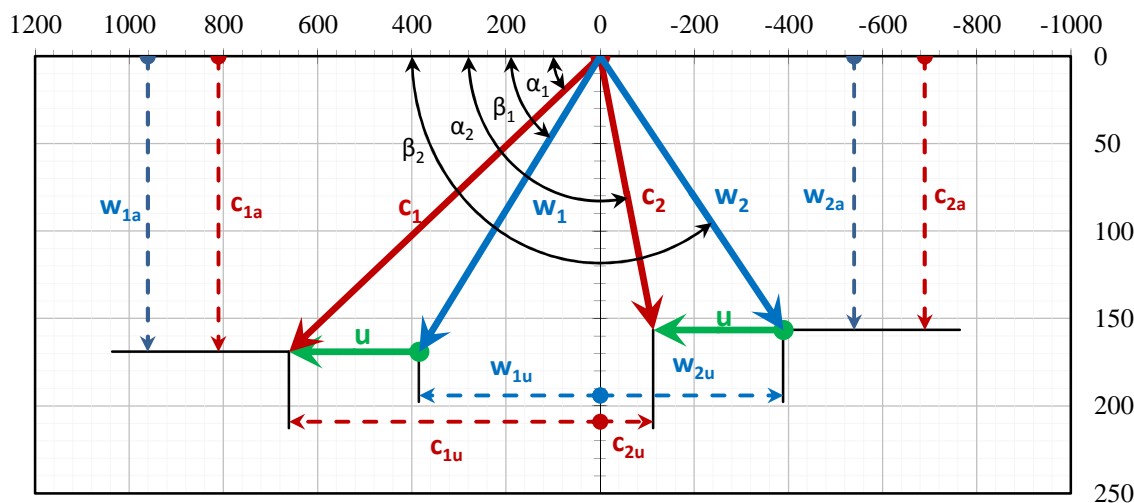
$$h^r = h_{iz}^r - z_1 = 13,45 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 13,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = -0,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.28)$$

Skutečné vlastnosti páry na výstupu z rotoru:

$$\begin{aligned} i_2 &= i_{2,iz} + z_1 = 2\,921,56 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + 13,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 2\,935,39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ s_2 &= f(p_2, i_2) = 6,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ v_2 &= f(p_2, i_2) = 0,192 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (5.29)$$

5.1.3 Rychlostní trojúhelníky

Na obr. 49 je uveden rychlostní trojúhelník I. stupně s jednotlivými složkami rychlostí. Pro výpočet je nutné volit úhel výstupní absolutní rychlosti, ten je již volen v předběžném výpočtu, a to $\alpha_1 = 13,00^\circ$.



Obr. 49 Rychlostní trojúhelníky I. stupně s jednotlivými složkami rychlostí

Axiální a obvodové složky absolutní a relativní rychlostí na vstupu do rotoru:

$$\begin{aligned}
 c_{1,a} &= c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 682,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \sin(14,33^\circ) = 168,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\
 c_{1,u} &= c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 682,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \cos(14,33^\circ) = 661,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\
 w_{1,a} &= c_{1,a} = 168,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\
 w_{1,u} &= c_{1,u} - u = 661,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} - 276,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 384,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.30}$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru:

$$\begin{aligned}
 w_1 &= \sqrt{w_{1,a}^2 + w_{1,u}^2} \\
 w_1 &= \sqrt{(168,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 + (384,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2} \\
 w_1 &= 420,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.31}$$

Vstupní relativní úhel:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1,u}}{w_1} = \arccos \frac{384,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{420,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 23,70^\circ \tag{5.32}$$

Izoentropická relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$\begin{aligned}
 w_{2,iz} &= \sqrt{2000 \cdot \rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \\
 w_{2,iz} &= \sqrt{2000 \cdot 0,05 \cdot 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + (420,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2} \\
 w_{2,iz} &= 451,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.33}$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = w_{2,iz} \cdot \psi = 451,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,930 = 419,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \tag{5.34}$$

Úhel výstupní relativní rychlosti:

$$\beta_2 = 180^\circ - \arcsin \left[\frac{\dot{m} \cdot v_2}{\pi \cdot D_{str} \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} \right]$$

$$\beta_2 = 180^\circ - \arcsin \left[\frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,192 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{\pi \cdot 0,32 \text{ m} \cdot 0,33 \cdot 419,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0163 \text{ m}} \right] \quad (5.35)$$

$$\beta_2 = 158,08^\circ$$

Axiální a obvodové složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$w_{2,a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 419,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \cos(158,08^\circ) = 156,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$w_{2,u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 419,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \sin(158,08^\circ) = 388,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.36)$$

$$c_{2,a} = w_{2,a} = 156,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_{2,u} = w_{2,u} - u = 388,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} - 276,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 112,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_2 = \sqrt{c_{2,a}^2 + c_{2,u}^2}$$

$$c_2 = \sqrt{(156,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 + (112,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2} \quad (5.37)$$

$$c_2 = 192,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Absolutní výstupní úhel:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2,u}}{c_{2,a}} + 90^\circ = \arctg \frac{112,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{156,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} + 90^\circ = 125,71^\circ \quad (5.38)$$

5.2 Výpočet účinnosti stupně

Absolutní ztráta výstupní rychlosti:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2000} = \frac{(192,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} = 18,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.39)$$

Poměrná ztráta výstupní rychlosti:

$$\xi_c = \frac{z_c}{\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz}} = \frac{18,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,068 \quad (5.40)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = 1 - \xi_0 - \xi_1 - \xi_c$$

$$\eta_u = 1 - 0,094 - 0,051 - 0,068 \quad (5.41)$$

$$\eta_u = 0,787$$

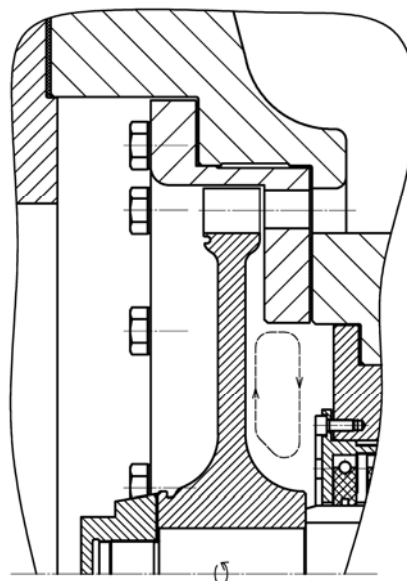
5.2.1 Ventilační ztráta oběžného kola

Tato ztráta vzniká třením rotujícího rotoru o páru nacházející se kolem něj. Pára je tak předávána část získaného užitečného výkonu, a dochází k zvýšení vnitřní energie již expandované páry. Dalším prvkem ztrát je, že pára na povrchu oběžného kola rotuje, díky získané energii od rotoru, přibližně stejně rychle jak samotný rotor, ale pára přiléhající ke statoru má nulovou rychlost. Vlivem odstředivé síly na částice páry u rotoru dochází krom rotace kolem axiální osy i k rotaci v meridiánové rovině (obr. 49), a tím se samozřejmě navyšuje ztráta.

Výpočet ztráty spočívá (dle [40]), v určení patní obvodové rychlosti rotoru (5.42) a příslušného Reynoldsova čísla páry přiléhající k rotoru (5.43).

V závislosti na Reynoldsově čísle lze stanovit třecí součinitel (5.44). Velikost axiální mezery δ_{ax} je volena

, v závislosti na doporučeném intervalu $\langle 0,003 \cdot D_{str}, 0,004 \cdot D_{str} \rangle = \langle 0,96 \text{ mm}, 1,28 \text{ mm} \rangle$, jako $\delta_{ax} = 1,10 \text{ mm}$. Absolutní ztráta ventilací rotoru je pak určena ze vztahu (5.46), kde D_n udává minimální průměr kola, který je pro TR320 $D_n = 60 \text{ mm}$ a pro TR560 $D_n = 150 \text{ mm}$.



Obr. 50 Princip rotace páry v meridiánové rovině

$$\begin{aligned} u_p &= \pi \cdot (D_{str} - l_1) \cdot n \\ u_p &= \pi \cdot (0,32 \text{ m} - 0,0163 \text{ m}) \cdot 275 \text{ s}^{-1} \\ u_p &= 262,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (5.42)$$

$$\begin{aligned} Re_p &= \frac{u_p \cdot \frac{(D_{str} - l_1)}{2}}{\nu_1(p_1, s_1)} \\ Re_p &= \frac{262,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{(0,32 \text{ m} - 0,0163 \text{ m})}{2}}{3,16E - 05 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}} \\ Re_p &= 1\,259\,449 \end{aligned} \quad (5.43)$$

$$\begin{aligned} \lambda &= 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \delta_{ax}}{D_{str} - l_1} \right)^{0,1} \cdot Re_p^{-\frac{1}{5}} \\ \lambda &= 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{2 \cdot 1,10 \text{ mm}}{320 \text{ mm} - 16,30 \text{ mm}} \right)^{0,1} \cdot 1\,259\,449^{-\frac{1}{5}} \\ \lambda &= 0,0008011 \end{aligned} \quad (5.44)$$

$$\begin{aligned} z_v &= \lambda \cdot \frac{u_p^3 \cdot (D_{str} - l_1)^2}{2 \cdot \nu_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_n}{D_{str} - l_1} \right)^5 \right] \\ z_v &= 0,0008011 \cdot \frac{(262,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^3 \cdot (0,32 \text{ m} - 0,0163 \text{ m})^2}{2 \cdot 0,181 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}} \\ &\quad \cdot \left[1 - \left(\frac{60 \text{ mm}}{320 \text{ mm} - 16,30 \text{ mm}} \right)^5 \right] \\ z_v &= 3,68 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (5.45)$$

$$\xi_v = \frac{z_v}{\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz}} = \frac{3,68 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,014 \quad (5.46)$$

5.2.2 Ztráta parciálním ostříkem

Ztráta je počítána dle [40] a je složena ze dvou ztrát, a to ztráty ventilací neostříkнутých lopatek a ztráty okrajovými pásmy ostříku.

Ztráta ventilací neostříkнутých lopatek je podobná ztrátě ventilací oběžného kola. Spočívá opět v předávání energie rotoru páře, ve které se neostříkнутé lopatky pohybují. Poměrná ztráta je dána (5.47) a absolutní ztráta (5.48).

Ztráta okrajovými pásmy ostříku je způsobena porušením proudění na krajích výtoku páry z rozváděcího kola. Při vnikání neostříkнутých lopatek do vytékající páry dochází ke ztrátě kinetické energie vtékající páry na urychlení neproudící páry v kanálu oběžného kola. K podobnému jevu dochází i na druhé straně, kdy se kanál dostává z proudu páry, kde se ustálené obtékání páry narušuje, a tím vznikají přídatné energetické ztráty. Poměrná hodnota ztrát v okrajových pásmech je dána vztahem (5.49), kde S_1 je průtočný ostříkнутý průřez oběžným kolem (5.49) a n_{op} je počet skupin ostříku, přičemž u I. a II. stupně je jedna a pro III. stupeň dvě. Absolutní ztráty jsou (5.51).

$$\xi_{nl} = k_{nl} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\sin(\alpha_1) \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_{fikt}} \right)^3$$

$$\xi_{nl} = 0,065 \cdot \frac{1 - 0,33}{\sin(14,33^\circ) \cdot 0,33} \cdot (0,375)^3 \quad (5.47)$$

$$\xi_{nl} = 0,028$$

$$z_{nl} = \xi_{nl} \cdot \left(\frac{c_0^2}{2} + h_{iz} \right)$$

$$z_{nl} = \xi_{nl} \cdot \left[\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \quad (5.48)$$

$$z_{nl} = 7,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$S_1 = \pi \cdot D_{str} \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1)$$

$$S_1 = \pi \cdot 0,32 \text{ m} \cdot 0,0163 \text{ m} \cdot 0,33 \cdot \sin(14,33^\circ) \quad (5.49)$$

$$S_1 = 0,001352046 \text{ m}^2$$

$$\xi_{OP} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{fikt}} \right)^3 \cdot \eta_u \cdot n_{seg}$$

$$\xi_{OP} = 0,25 \cdot \frac{0,025 \text{ m} \cdot 0,0163 \text{ m}}{0,001352046 \text{ m}^2} \cdot (0,375)^3 \cdot 0,787 \cdot 1 \quad (5.50)$$

$$\xi_{OP} = 0,039$$

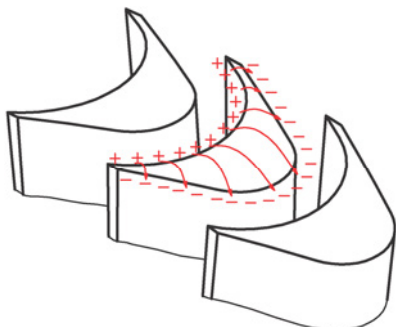
$$z_{OP} = \xi_{nl} \cdot \left(\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz} \right)$$

$$z_{OP} = 0,028 \cdot \left[\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \quad (5.51)$$

$$z_{OP} = 10,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

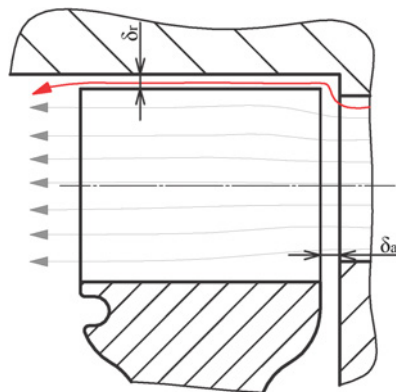
5.2.3 Ztráta radiální mezerou oběžného kola

Ztráta je stanovena dle [41]. Radiální mezera je volena dle doporučení $(0,001 \cdot D_{str} + 0,2 \text{ mm})$ jako $\delta_r = 0,5 \text{ mm}$. Ztráta radiální mezerou je způsobena převážně přetékáním páry (obr. 51) z přetlakové strany (+) na sací stranu lopatky (-) právě radiální mezerou a průchodem páry mimo oběžné lopatky (obr. 52).



Obr. 51 Princip přetékání lopatky radiální mezerou

Je zřejmé, že tyto ztráty budou ovlivňovat parametry páry na špičce lopatky, které lze charakterizovat velikostí stupně reakce na špičce lopatky (5.52) a velikostí radiální mezery, potažmo celým průtočným průřezem radiální mezery (5.53). Poměrná ztráta je pak dána vztahem (5.54) kde μ_r je průtokový součinitel v radiální mezeře. Absolutní ztráta je dána (5.55).



Obr. 52 Princip obtoku páry radiální mezerou

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_{str}}{l_2}}{1 + \frac{D_{str}}{l_2}} \quad (5.52)$$

$$\rho_s = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{320 \text{ mm}}{16,30 \text{ mm}}}{1 + \frac{320 \text{ mm}}{16,30 \text{ mm}}}$$

$$\rho_s = 0,096$$

$$S_{rm} = \pi \cdot (D_{str} + l_1) \cdot \delta_r \quad (5.53)$$

$$S_{rm} = \pi \cdot (0,32 \text{ m} + 0,0163 \text{ m}) \cdot 0,0005 \text{ m}$$

$$S_{rm} = 0,000528259 \text{ m}^2$$

$$\xi_{rm} = 1,5 \cdot \frac{S_{rm}}{S_1} \cdot \mu_r \cdot \eta_u \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \quad (5.54)$$

$$\xi_{rm} = 1,5 \cdot \frac{0,000528259 \text{ m}^2}{0,001352046 \text{ m}^2} \cdot 0,5 \cdot 0,787 \cdot \sqrt{\frac{0,096}{1 - 0,05}}$$

$$\xi_{rm} = 0,073$$

$$z_{rm} = \xi_{rm} \cdot \left(\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz} \right) \quad (5.55)$$

$$z_{rm} = 0,073 \cdot \left[\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right]$$

$$z_{rm} = 19,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

5.2.4 Ztráta rozčepýřením

Ztráta rozčepýřením se stává významnou u dlouhých lopatek ($l_1 \cdot D_{str}^{-1} > 0,1$) s prizmatickým tvarem. Takto dlouhé lopatky se v této práci nevyskytují, přesto je s touto ztrátou pro úplnost počítáno.

Tato ztráta vzniká tím, že lopatky mají po své výšce stálý profil, a tedy mezilopátkový kanál se rozšiřuje, zároveň s rostoucím průměrem dochází k nárůstu obvodové rychlosti, což má společně s rozšiřující se mezerou negativní vliv na proudění.

Poměrnou ztrátu rozčepýřením lze přibližně vypočítat ze vztahu (5.56), kde $k_{rč}$ je experimentálně zjištěný koeficient leží v intervalu $(0,5, 1)$, přičemž je doporučeno volit střední hodnotu 0,75.

$$\xi_{rč} = k_{rč} \cdot \left(\frac{l_2}{D_{str}}\right)^2 \cdot \eta_u = 0,75 \cdot \left(\frac{16,30 \text{ mm}}{320 \text{ mm}}\right)^2 \cdot 0,787 = 0,001531 \quad (5.56)$$

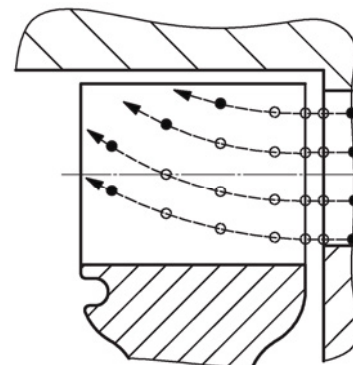
$$z_{rč} = \xi_{rč} \cdot \left(\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz}\right)$$

$$z_{rč} = 0,001531 \cdot \left[\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\right] \quad (5.57)$$

$$z_{rč} = 0,42 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

5.2.5 Ztráta vlhkostí

Ztráta vlhkostí je počítána dle [38]. Tato ztráta je uvažována až pod hranicí $x_2 = 0,97$, jelikož dle [38] nedochází ke kondenzaci páry, ale k podchlazení a až pod touto hranicí (Wilsonovo pásmo) dochází ke kondenzaci jednotlivých kapiček. Samotné zkondenzované kapičky jsou až 10 000krát těžší než okolní pára, a tudíž se pohybují pomaleji, tím dochází ke změně relativní rychlosti w a způsobují aerodynamické změny proudění. Dalším vlivem jejich hmotnosti je radiální odklon proudu vlivem odstředivé síly (obr. 53) a zpomalování oběžného kola narážením do jeho stěn proti směru jeho pohybu. Všechny tyto efekty přispívají ke ztrátám, jejichž poměrnou hodnotu lze vyčíslit (5.59), kde součinitel k_x je vyjádřen (5.58) (často se klade rovno jedné) a absolutní ztráta vlhkostí je (5.60).



Obr. 53 Radiální odklon proudu páry vlivem zkondenzovaných kapiček

Ztráta vlhkostí se projevuje až u III. stupně.

$$k_x = 5 \cdot \left(\frac{u}{c_{fikt}}\right)^2 = 5 \cdot (0,375)^2 = 0,70 \quad (5.58)$$

$$\xi_x = k_x \cdot \left(1 - \frac{x_0(p_0, i_0) + x_2(p_2, i_2)}{2}\right) = 0,70 \cdot \left(1 - \frac{1,00 + 1,00}{2}\right) = 0,000 \quad (5.59)$$

$$z_x = \xi_x \cdot \left(\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz}\right)$$

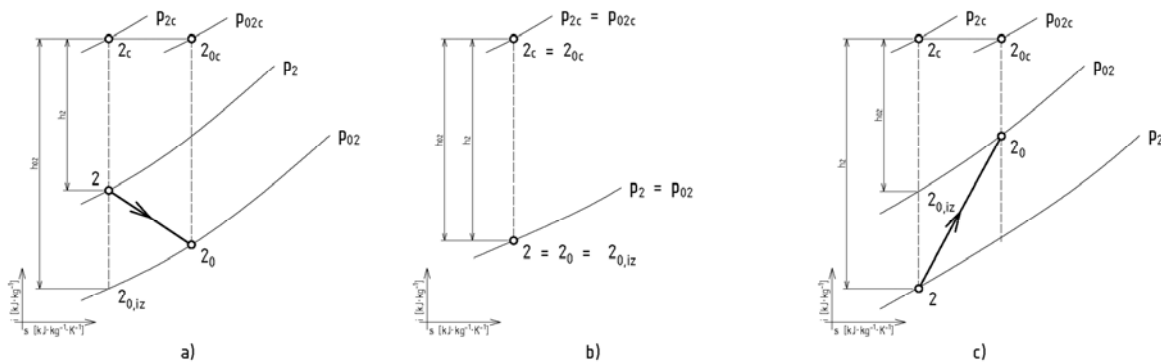
$$z_x = 0,000 \cdot \left[\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\right] \quad (5.60)$$

$$z_x = 0,00 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

5.2.6 Ztráta výstupním hrdlem

Velikost této ztráty závisí na konstrukci výstupního hrdla a na parametrech páry. Velikost ztrát je tedy závislá na součiniteli ztrát výstupním hrdlem k_{VH} , který je dán vztahem (5.61), přičemž mohou nastat tři stavy:

- $k_{VH} < 1$ – tlak za oběžnou řadou lopatek je větší jak tlak v kondenzátoru a dochází ke zkrácení expanzní linie v turbíně
- $k_{VH} = 1$ – ve výstupním hrdle nedochází ke ztrátám
- $k_{VH} > 1$ – tlak za oběžnou řadou lopatek je menší jak tlak v kondenzátoru a dochází k prodloužení expanzní linie v turbíně (využití difuzorového efektu)



Obr. 54 Různé stavy ve výstupním hrdle

$$k_{VH} = \frac{h_{iz,2} - h_{iz,02}}{h_{iz,2}} \doteq \frac{p_2 - p_{02}}{p_{2c} - p_2} \quad [-] \quad (5.61)$$

Ztráta je určena z CFD simulace (kapitola 11.2) a součinitel ztrát výstupního hrdla je pro první stupeň $k_{VH} = 0,983$. Absolutní ztráta výstupním hrdlem dle [42] je (5.62) a poměrná ztráta (5.63).

$$z_{VH} = \dot{m} \cdot \frac{c_{2,a}^2}{2000} \cdot \eta_u \cdot (1 - k_{VH})$$

$$z_{VH} = 4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{(156,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} \cdot 0,787 \cdot (1 - 0,983) \quad (5.62)$$

$$z_{VH} = 0,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\xi_{VH} = \frac{z_{VH}}{\left(\frac{c_0^2}{2000} + h_{iz} \right)}$$

$$\xi_{VH} = \frac{0,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{\left[\frac{(76,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2000} + 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right]} \quad (5.63)$$

$$\xi_{VH} = 0,00268$$

5.3 Vnitřní termodynamický výkon

Nyní je možno stanovit vnitřní termodynamickou účinnost stupně (5.64) a vnitřní termodynamický výkon stupně (5.65).

$$\begin{aligned}\eta_{tdi} &= \eta_u - \xi_v - \xi_{nl} - \xi_{OP} - \xi_{rm} - \xi_{rč} - \xi_x - \xi_{VH} \\ \eta_{tdi} &= 0,787 - 0,014 - 0,028 - 0,039 - 0,073 - 0,001531 - 0,000 \\ &\quad - 0,00268\end{aligned}\quad (5.64)$$

$$\eta_{tdi} = 0,629$$

$$\begin{aligned}P_{tdi} &= \dot{m} \cdot \eta_{tdi} \cdot h_{iz} \\ P_{tdi} &= 4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,629 \cdot 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ P_{tdi} &= 751,77 \text{ kW}\end{aligned}\quad (5.65)$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný stupněm je (5.66) a celková výstupní entalpie páry (5.67).

$$h = \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = 0,629 \cdot 269,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 169,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\quad (5.66)$$

$$\begin{aligned}i_{2,c} &= i_{0,c} - h \\ i_{2,c} &= 3\,168,20 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 169,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ i_{2,c} &= 2\,998,33 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\end{aligned}\quad (5.67)$$

5.4 Výsledné hodnoty II. a III. stupně

Dle výše uvedeného výpočtu průtočného kanálu I. stupně je obdobně proveden i pro II. a III. stupeň. Shrnutí výsledných hodnot je uvedeno v tabulce 9. Na obr. 55 a obr. 57 jsou uvedeny i-s diagramy expanze ve stupních a na obr. 56 a obr. 58 jsou uvedeny příslušné rychlostní trojúhelníky.

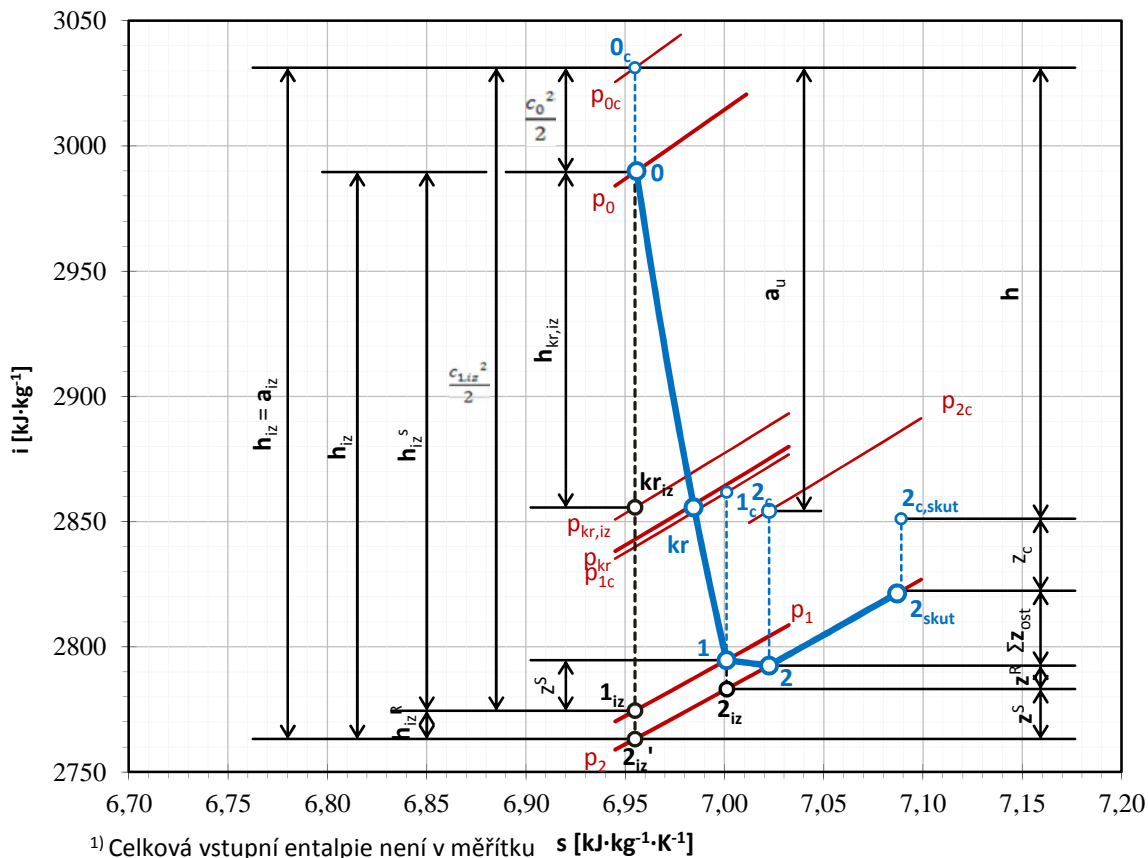
Tabulka 9 Vypočtené hodnoty detailního výpočtu lopatkování I., II. a III. stupně

VELIČINA	ROZMĚR	I. STUPEŇ	II. STUPEŇ	III. STUPEŇ
D_{str}	[mm]	320	325	550
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	4,44	3,33	2,22
n	[min ⁻¹]	16 500	16 500	12 500
i_0	[kJ·kg ⁻¹]	3 165,30	2 989,55	2 839,42
$i_{c,0}$	[kJ·kg ⁻¹]	3 168,20	2 994,18	2 854,29
c_0	[m·s ⁻¹]	76,16	96,21	172,43
p_0	[MPa]	3,503	1,140	0,365
$p_{c,0}$	[MPa]	3,539	1,162	0,392
t_0	[°C]	375,33	273,18	188,85
v_0	[m ³ ·kg ⁻¹]	0,081	0,214	0,572
s_0	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	6,75	6,95	7,17
h_{iz}	[kJ·kg ⁻¹]	269,04	226,36	420,17
c_{fikt}	[m·s ⁻¹]	737,48	679,69	932,77
u	[m·s ⁻¹]	276,46	280,78	359,97
ρ	[-]	0,05	0,05	0,05
φ_0	[-]	0,983	0,983	0,934
ψ_0	[-]	0,953	0,953	0,882
$k_{\varphi, Re1}$	[-]	1,000	1,000	1,000

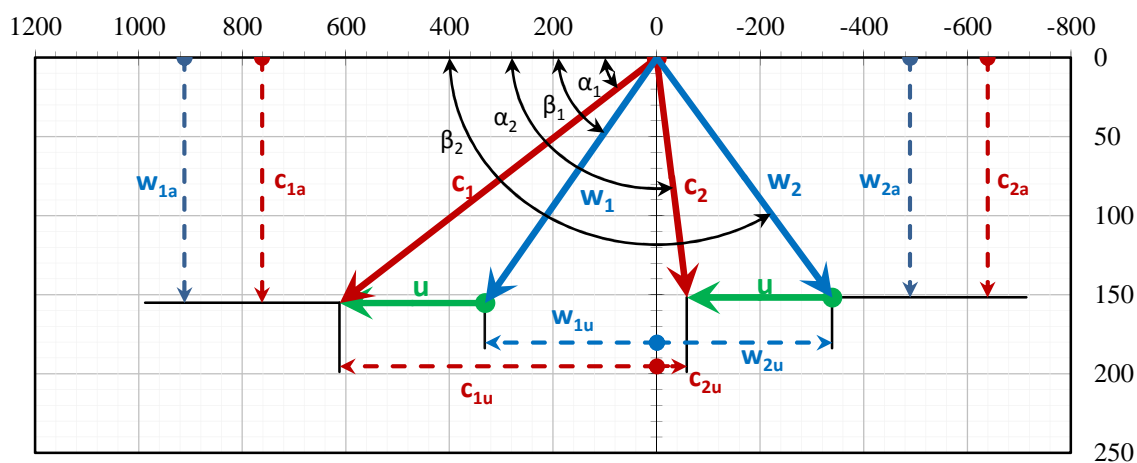
VELIČINA	ROZMĚR	I. STUPEŇ	II. STUPEŇ	III. STUPEŇ
$k_{\psi, Re2}$	[-]	1,000	1,000	1,000
$k_{\phi, Ma1}$	[-]	0,979	0,979	0,958
$k_{\psi, Ma2}$	[-]	0,980	0,988	0,928
$k_{\phi, \delta 1}$	[-]	0,987	0,990	0,992
$k_{\psi, \delta 2}$	[-]	0,996	0,996	0,997
ϕ	[-]	0,949	0,953	0,934
ψ	[-]	0,930	0,938	0,882
Re_1	[-]	6 447 087	3 660 416	544 566
Re_2	[-]	2 513 196	1 205 559	425 657
e_1	[mm]	30,861	40,13	46,29
e_2	[mm]	20,755	23,75	25,62
δ_0	[mm]	0,8	0,8	0,8
δ_2	[mm]	0,4	0,4	0,4
Δ_0	[-]	0,026	0,020	0,017
Δ_2	[-]	0,010	0,008	0,008
$c_{kr, a}$	[m·s ⁻¹]	565,79	526,39	472,58
i_{kr}	[kJ·kg ⁻¹]	3 008,14	2 855,64	2 742,62
h_{kr}	[kJ·kg ⁻¹]	157,16	133,91	96,80
$v_{iz, kr}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	0,128	0,336	0,832
$p_{iz, kr}$	[MPa]	1,934	0,633	0,223
p_{kr}	[MPa]	1,813	0,596	0,207
z_{kr}	[kJ·kg ⁻¹]	15,88	12,75	14,35
s_{kr}	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	6,78	6,98	7,20
v_{kr}	[m ³ ·kg ⁻¹]	0,136	0,357	0,899
$i_{1, iz}$	[kJ·kg ⁻¹]	2 909,72	2 774,51	2 440,26
h_{iz}^s	[kJ·kg ⁻¹]	255,58	215,04	399,16
p_1	[MPa]	1,275	0,424	0,035
z_0	[kJ·kg ⁻¹]	25,65	20,22	53,21
ξ_0	[-]	0,094	0,088	0,122
h^s	[kJ·kg ⁻¹]	229,94	194,82	345,95
i_1	[kJ·kg ⁻¹]	2 935,36	2 794,73	2 493,47
c_1	[m·s ⁻¹]	682,41	631,58	849,49
s_1	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	6,80	7,00	7,32
v_1	[m ³ ·kg ⁻¹]	0,181	0,467	4,293
α_1	[°]	14,33	14,22	17,88
z_{rk}	[-]	10	12	17
z_{ob}	[-]	66	66	66
ε	[-]	0,33	0,39	0,57
l_0	[mm]	14,30	25,00	37,40
l_2	[mm]	16,30	27,00	40,40
Δl	[mm]	2	2	3
$i_{2, iz}$	[kJ·kg ⁻¹]	2 921,56	2 783,12	2 419,25
$s_{2, iz}$	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	6,80	7,00	7,32
$v_{2, iz}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	0,190	0,489	4,887
z_1	[kJ·kg ⁻¹]	13,83	9,37	34,68

VELIČINA	ROZMĚR	I. STUPEŇ	II. STUPEŇ	III. STUPEŇ
ξ_1	[-]	0,051	0,041	0,080
h^r	[kJ·kg ⁻¹]	-0,38	1,94	-13,68
i_2	[kJ·kg ⁻¹]	2 935,39	2 792,49	2 506,63
s_2	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	6,83	7,02	7,42
v_2	[m ³ ·kg ⁻¹]	0,192	0,494	4,965
$c_{1,a}$	[m·s ⁻¹]	168,91	155,12	260,79
$c_{1,u}$	[m·s ⁻¹]	661,17	612,24	808,46
$w_{1,a}$	[m·s ⁻¹]	168,91	155,12	260,79
$w_{1,u}$	[m·s ⁻¹]	384,71	331,46	448,49
w_1	[m·s ⁻¹]	420,16	365,96	518,80
β_1	[°]	23,70	25,08	30,18
$w_{2,iz}$	[m·s ⁻¹]	451,04	395,68	557,83
w_2	[m·s ⁻¹]	419,25	371,24	491,73
β_2	[°]	158,08	155,89	145,45
$w_{2,a}$	[m·s ⁻¹]	156,50	151,62	278,90
$w_{2,u}$	[m·s ⁻¹]	388,95	338,86	404,99
$c_{2,a}$	[m·s ⁻¹]	156,50	151,62	278,90
$c_{2,u}$	[m·s ⁻¹]	112,49	58,08	45,02
c_2	[m·s ⁻¹]	192,73	162,37	282,51
α_2	[°]	125,71	110,96	99,17
z_c	[kJ·kg ⁻¹]	18,57	13,18	39,91
ξ_c	[-]	0,068	0,057	0,092
η_u	[-]	0,787	0,815	0,706
δ_{ax}	[mm]	1,10	1,1	2,0
D_n	[mm]	60	60	120
u_p	[m·s ⁻¹]	262,38	257,45	333,53
Re_p	[-]	1 259 449	567 240	1 177 040
λ	[-]	0,0008011	0,0009415	0,0008186
z_v	[kJ·kg ⁻¹]	3,68	1,53	0,92
ξ_v	[-]	0,014	0,007	0,002
ξ_{nl}	[-]	0,028	6,63	4,05
z_{nl}	[kJ·kg ⁻¹]	7,52	0,029	0,009
S_1	[m ²]	0,001352046	0,002470008	0,011241990
ξ_{OP}	[-]	0,039	0,040	0,022
z_{OP}	[kJ·kg ⁻¹]	10,63	9,35	9,37
δ_r	[mm]	0,5	0,5	0,8
$\rho_{\dot{s}}$	[-]	0,096	0,123	0,115
S_{rm}	[m ²]	0,000528259	0,000552920	0,001483837
ξ_{rm}	[-]	0,073	0,049	0,024
z_{rm}	[kJ·kg ⁻¹]	19,93	11,36	10,58
$\xi_{r\check{c}}$	[-]	0,001531	0,004218	0,002858
$z_{r\check{c}}$	[kJ·kg ⁻¹]	0,42	0,97	1,24
k_x	[-]	0,70	0,85	0,74
ξ_x	[-]	0,000	0,000	0,019
z_x	[kJ·kg ⁻¹]	0,00	0,00	8,18

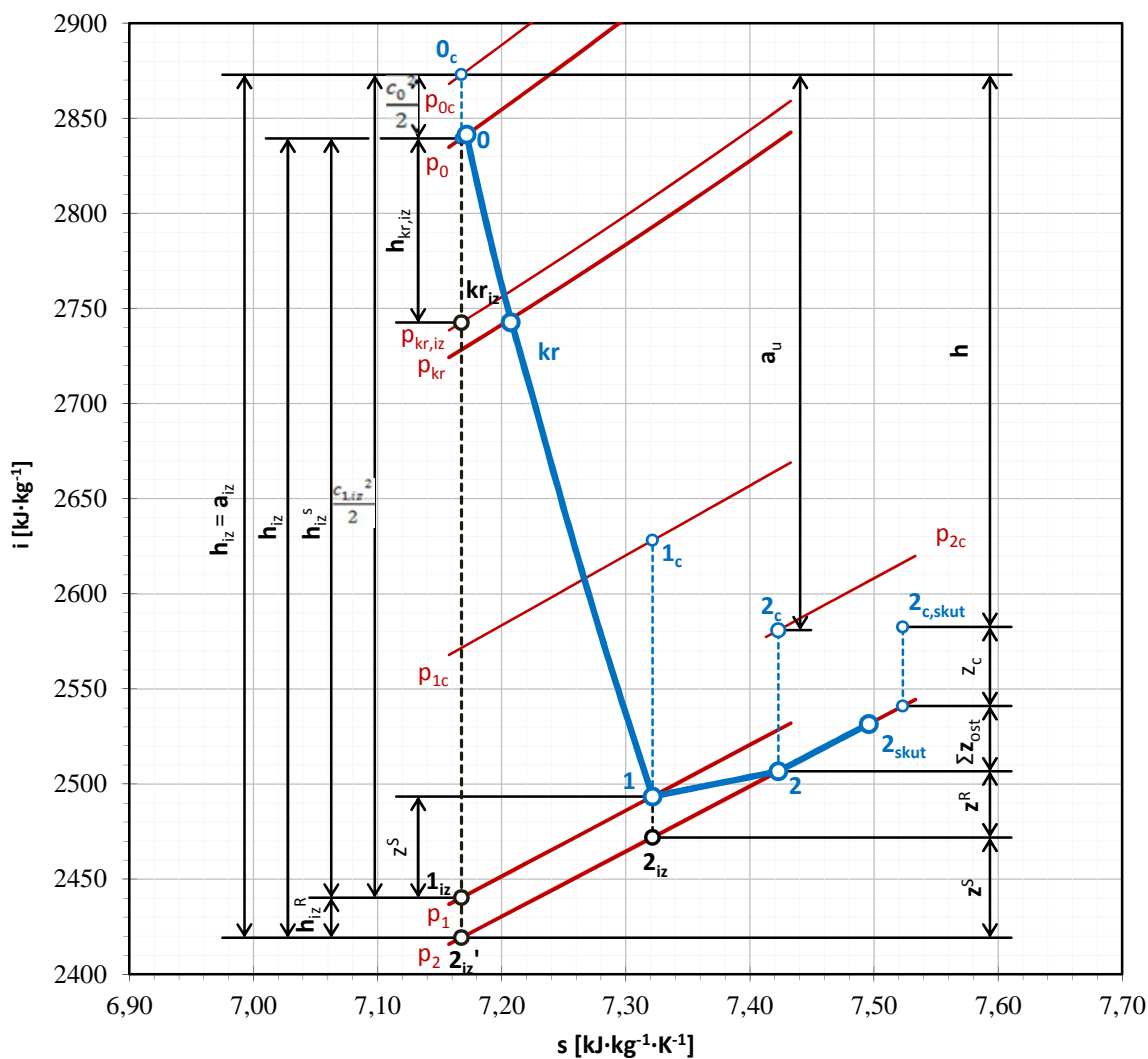
VELIČINA	ROZMĚR	I. STUPEŇ	II. STUPEŇ	III. STUPEŇ
k_{vH}	[-]	0,983	0,406	0,969
ξ_{vH}	[-]	0,00268	0,06761	0,004
z_{vH}	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	0,73	15,62	1,70
η_{TDI}	[-]	0,629	0,618	0,623
P_{TDI}	$[\text{kW}]$	751,77	475,84	602,63
h	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	169,15	139,89	261,92
$i_{2,c}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	2 998,33	2 854,29	2 580,88



Obr. 55 i-s diagram expanze páry ve II. stupni

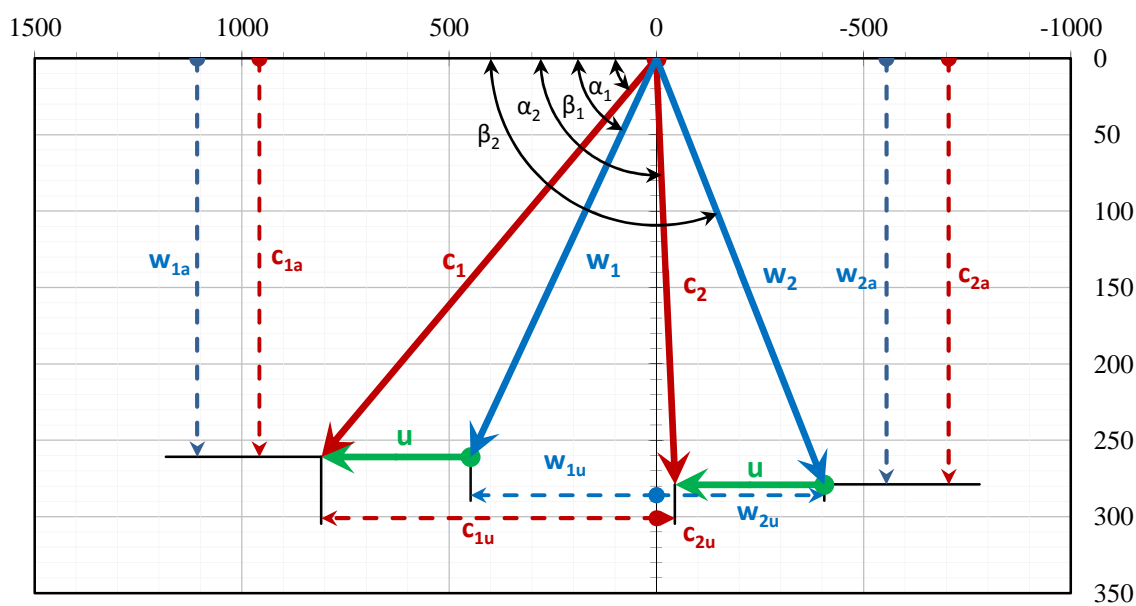


Obr. 56 Rychlostní trojúhelník II. stupně



¹⁾ Celková vstupní entalpie není v měřítku

Obr. 57 i-s diagram expanze páry ve III. stupni



Obr. 58 Rychlostní trojúhelník III. stupně

5.5 Celková účinnost a výkon turbíny

Vnitřní termodynamická účinnost nízkotlaké části (společná účinnost II. a III. stupně), je vypočtena vztahem (5.68) a je použita pro výpočet kuželky regulačního stupně před II. stupněm v kapitole 7.3.

$$\eta_{tdi}^{NT} = \frac{i_{0,II} - i_{2,c,III}}{i_{0,II} - i(p_k, s_{0,II})}$$

$$\eta_{tdi}^{NT} = \frac{2\,989,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 2\,580,88 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{2\,989,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 2\,346,48 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad (5.68)$$

$$\eta_{tdi}^{NT} = 0,6355$$

Celková vnitřní termodynamická účinnost turbíny je stanovena pomocí (5.69).

$$\eta_{tdi} = \frac{i_{0,I} - i_{2,c,III}}{i_{0,I} - i(p_k, s_{0,I})}$$

$$\eta_{tdi} = \frac{3\,165,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 2\,580,88 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{3\,165,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 2\,277,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad (5.69)$$

$$\eta_{tdi} = 0,65863$$

Pro stanovení svorkové účinnosti turbíny je potřeba znát ztráty v převodovce, které jsou vypočteny dle kapitoly 2.2 a jejich velikost činí $P_{z,př} = 112,59 \text{ kW}$. Účinnost převodovky tedy je $\eta_{př} = 0,9385$ a účinnost synchronního generátoru $\eta_{gen} = 0,9725$. Svorková účinnost turbíny je:

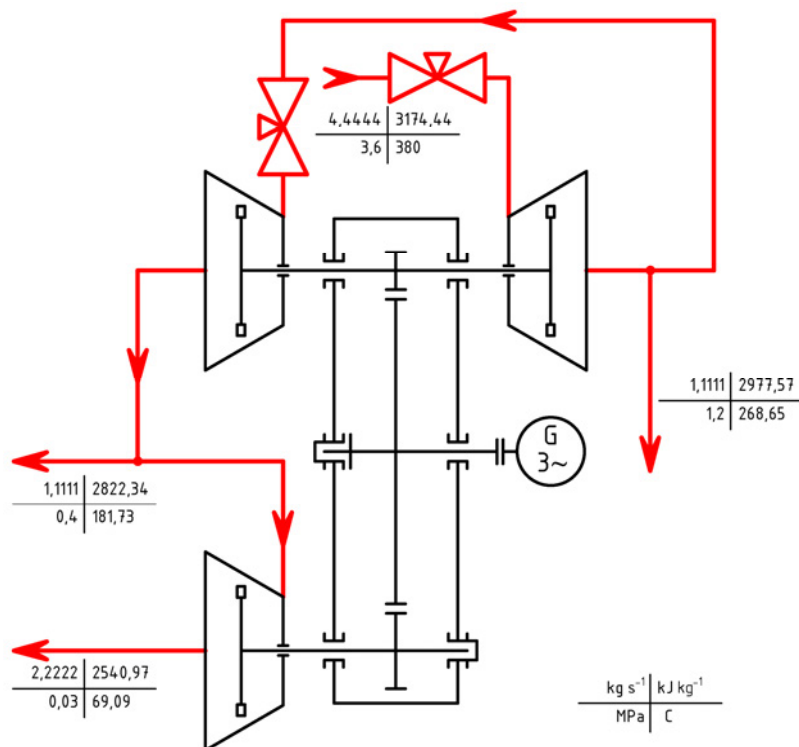
$$\eta_{sv} = \eta_{tdi} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{gen} = 0,65863 \cdot 0,9385 \cdot 0,9725 = 0,60113 \quad (5.70)$$

a svorkový výkon turbíny:

$$P_{sv} = (P_{tdi,I} + P_{tdi,II} + P_{tdi,III}) \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{gen}$$

$$P_{sv} = (751,77 \text{ kW} + 475,84 \text{ kW} + 602,63 \text{ kW}) \cdot 0,9385 \cdot 0,9725 \quad (5.71)$$

$$P_{sv} = 1717,66 \text{ kW}$$



Obr. 59 Schéma zapojení se skutečnými parametry páry pro jmenovitý stav

6 TLAKOVÉ ZTRÁTY V PAROVODECH

6.1 Vztahy a principy výpočtu

Pro stanovení ztrát se využívá vztahů uvedených níže. Při výpočtu se uvažuje ustálené proudění a zanedbává se vliv nerovnoměrnosti rychlostního pole, čímž dochází ke zkreslení, proto je tyto výpočty nutné brát s rezervou a pouze jako odborný odhad ztrát v parovodech. U všech výpočtů se uvažují nulové tepelné ztráty do okolí.

6.1.1 Ztráty v přímém potrubí

Ztráty v přímém potrubí jsou způsobeny třením tekutiny o stěny potrubí. K výpočtu ztrát je využito Fannova modelu proudění při konstantním průřezu, kompletní teorie je uvedena v [43]. Fannovo proudění definuje délku potrubí, rovnice (6.1), které je potřeba pro dané médium o daných parametrech při vstupním Machově čísle Ma_{00} pro dosažení rychlosti zvuku. Tutéž rovnici lze samozřejmě přepsat i pro jiné Machovo číslo Ma_{01} na rovnici (6.2), čímž je vypočtena délka $L_{max,01}$. Odečtením obou kritických délek (6.3) je stanovena délka potrubí na kterém z Ma_{00} dojde k urychlení proudění Ma_{01} , je tedy hledáno takové výstupní Machovo číslo, kdy je vypočtená délka potrubí rovna skutečné délce potrubí (obr. 60).

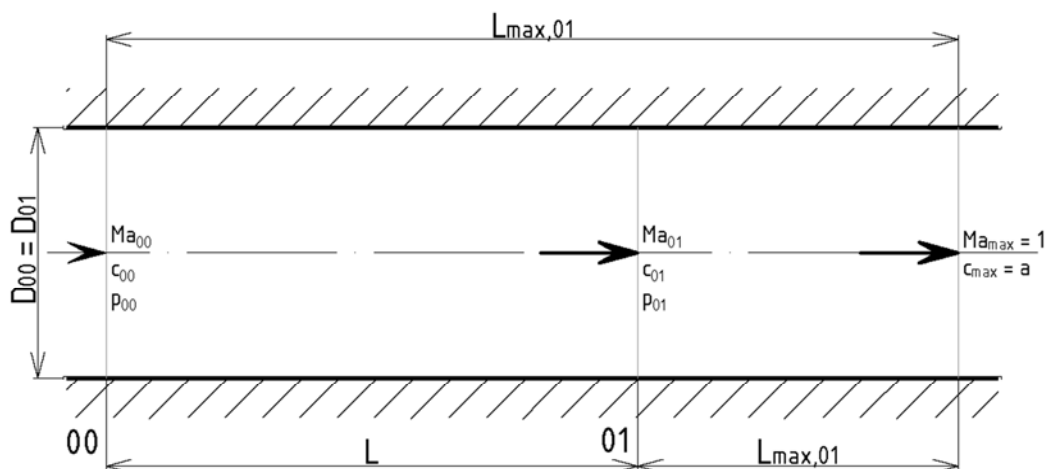
Střední součinitel tření $\bar{\lambda}$ je v průběhu této práce několikrát stanovován, a to vždy pomocí rovnice s názvem Virtual Nikuradse [44], která definuje třecí součinitel ve všech režimech proudění a je stanovena na výsledcích Nikuradseho měření [45].

Výstupní Machovo číslo je určováno iteračně a jediný parametr vlastností proudícího média je střední adiabatický součinitel $\bar{\kappa}$, který je vztažen na střední vlastnosti páry mezi vstupem a skutečný výstupem.

$$L_{max,00} = \frac{d_{pot}}{\bar{\lambda} \cdot \bar{\kappa}} \cdot \ln \left[\frac{(\bar{\kappa} + 1) \cdot Ma_{00}^2}{2 + (\bar{\kappa} - 1) \cdot Ma_{00}^2} \right] + \frac{1 - Ma_{00}^2}{Ma_{00}^2} \quad (6.1)$$

$$L_{max,01} = \frac{d_{pot}}{\bar{\lambda} \cdot \bar{\kappa}} \cdot \ln \left[\frac{(\bar{\kappa} + 1) \cdot Ma_{01}^2}{2 + (\bar{\kappa} - 1) \cdot Ma_{01}^2} \right] + \frac{1 - Ma_{01}^2}{Ma_{01}^2} \quad (6.2)$$

$$L_{pot} = L_{max,00} - L_{max,01} \quad (6.3)$$



Obr. 60 Princip výpočtu proudění dle Fannova modelu v potrubí konstantního průřezu

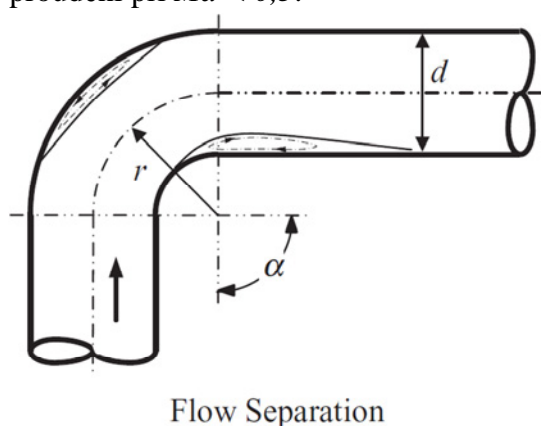
6.1.2 Ztráty v zahnutém potrubí (kolenu)

Tlaková ztráta v zahnutém potrubí je definována vztahem (6.4), kde ztrátový součinitel ξ je dle [47], dán výrazem (6.5) pro úhel zahnutí α (obr. 61). Střední součinitel tření $\bar{\lambda}(\overline{Re}, d, \varepsilon)$ je stanoven opět pomocí rovnice Virtual Nikuradse [44]. První část ztrátového součinitele definuje ztráty vzniklé třením, druhá ztráty vzniklé sekundárním prouděním a poslední část ztráty vzniklé odtržením mezní vrstvy, které jsou významná pro $r/d < 1,5$.

U všech parovodů v této práci se uvažuje, že poloměr zaoblení potrubí na jeho střední ose je $r = 3 \cdot d_{in}$.

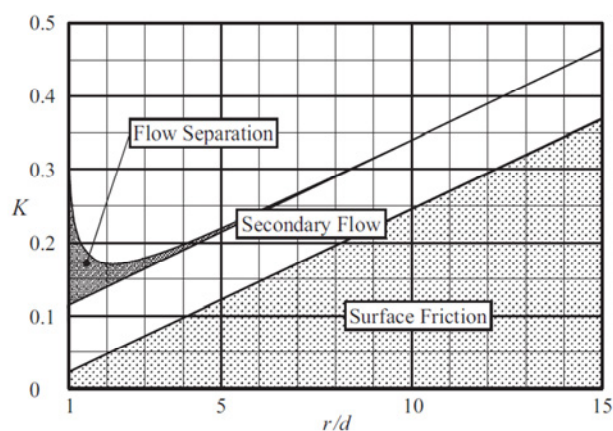
Vlastnosti média jsou stanoveny jako střední aritmetická hodnota mezi vstupem a výstupem, proto je nutné pro přesný výsledek rovnici iterovat.

Při výpočtu se nebere v potaz stlačitelnost média, jelikož se předpokládá rychlost proudění při $Ma < 0,3$.



Flow Separation

Obr. 61 Geometrie zakřiveného potrubí se znázorněním odtržené mezní vrstvy [47]



Obr. 62 Velikost složek ztrát zahnutého potrubí v závislosti na geometrii [47]

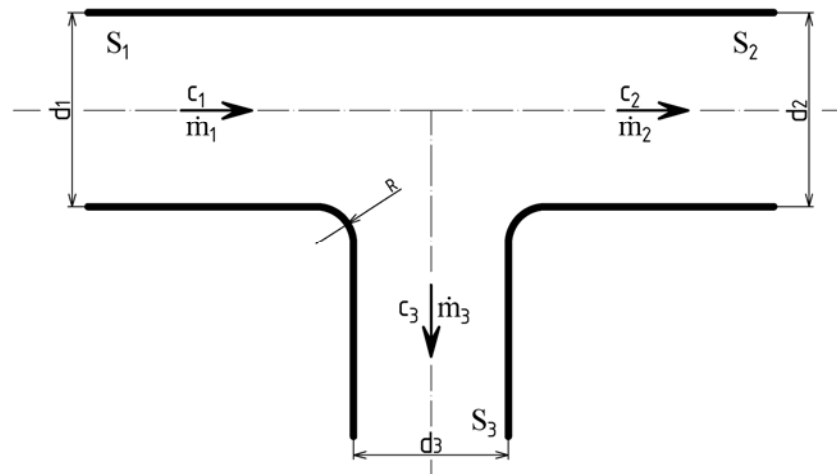
$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\dot{m} \cdot \bar{c}}{2 \cdot S} \quad (6.4)$$

$$\xi = \bar{\lambda} \cdot \alpha \cdot \frac{r}{d} + (0,1 + 2,4 \cdot \bar{\lambda}) \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{6,6 \cdot \bar{\lambda} \cdot \left[\sqrt{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} + \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right]}{\left(\frac{r}{d}\right)^{\frac{4-\alpha}{\pi}}} \quad (6.5)$$

6.1.3 Ztráty v T-kusu

Ztráty v T-kuse jsou funkcí geometrie T-kusu (obr. 63), parametrů proudícího média, vlivu Reynoldsova čísla a drsnosti stěn, které jsou minoritní a zanedbávají se.

Ztráty v každé výstupní větvi (2, 3) jsou odlišné a jsou popsány níže, přičemž proud ve větvi 2 je označován jako přímý a proud ve větvi 3 je označován jako proudění do odbočky.



Obr. 63 Schéma T-kusu a rozdělení hlavního proudění

Ztráty v T-kusu při přímém proudění

Jelikož jsou T-kusy standartně vyráběny s konstantním průřezem S_1 a S_2 není ve výpočtu ztrát uvažován rozdíl těchto dvou průřezů.

Tlakové ztráty jsou určeny výhradně z experimentálních měření a dle [47] se určí z rovnice (6.6), kde ztrátový součinitel přímého proudění ξ_{12} je dán vztahem (6.7).

$$\Delta p_{12} = \xi_{12} \cdot \frac{\dot{m}_2 \cdot c_2}{2 \cdot S} \quad (6.6)$$

$$\xi_{12} = 0,62 - 0,98 \cdot \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} + 0,36 \cdot \frac{\dot{m}_1^2}{\dot{m}_2^2} + 0,03 \cdot \frac{\dot{m}_2^6}{\dot{m}_1^6} \quad (6.7)$$

Pro výpočet je nutné znát jednotlivé hmotnostní toky a následně stanovit výstupní rychlost iterací rovnice kontinuity (6.8).

$$c_3 = \frac{\dot{m} \cdot v_2(p_2, i_2)}{\frac{\pi \cdot d_2}{4}} \quad (6.8)$$

Ztráty v T-kusu při proudění do odbočky

Při proudění do odbočky T-kusu dochází ve většině případů ke změně průřezů, proto se při výpočtu tlakových ztrát uvažuje se změnou průřezového průřezu. Mimo to výpočet bere v potaz i zaoblení hran přechodu z větve 1 do větve 3.

Poloměr zaoblení hran do odbočky R je v této práci uvažován jako $R = 0,1 \cdot d_1$.

Tlakové ztráty jsou dány rovnicí (6.9), kde ξ_{13} je ztrátový součinitel při proudění do odbočky a $\xi_{13,G}$ je ztrátový součinitel zohledňující změnu geometrie a směru proudění. Oba ztrátové součinitele jsou stanoveny z experimentálního měření [47].

$$\Delta p_{13} = \xi_{13} \cdot \frac{\dot{m}_3 \cdot c_3}{2 \cdot S_3} \quad (6.9)$$

$$\xi_{13} = \left(0,81 - 1,13 \cdot \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3} - \frac{\dot{m}_1^2}{\dot{m}_3^2} \right) \cdot \frac{d_3^4}{d_1^4} + 1,12 \cdot \frac{d_3}{d_1} - 1,08 \cdot \frac{d_3^3}{d_1^3} + \xi_{13,G} \quad (6.10)$$

$$\xi_{13,G} = 0,57 - 1,07 \cdot \left(\frac{R}{d_3} \right)^{\frac{1}{2}} - 2,13 \cdot \frac{R}{d_3} + 8,24 \cdot \left(\frac{R}{d_3} \right)^{\frac{3}{2}} - 8,48 \cdot \left(\frac{R}{d_3} \right)^2 + 2,9 \cdot \left(\frac{R}{d_3} \right)^{\frac{5}{2}} \quad (6.11)$$

A stejně jak v případě přímého proudění je nutné znát, jednotlivé hmotnostní toky a následně stanovit výstupní rychlost iterací rovnice kontinuity (6.12).

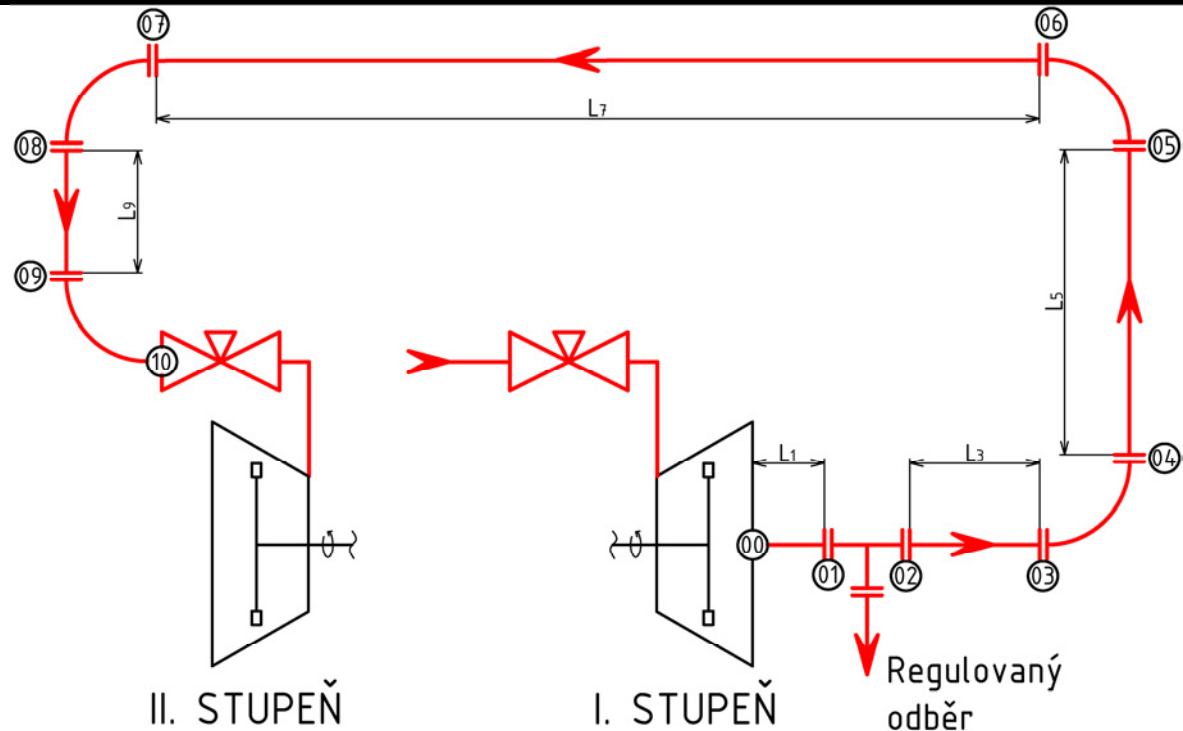
$$c_3 = \frac{\dot{m} \cdot v_3(p_3, i_3)}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (6.12)$$

6.2 Ztráty za I. stupněm

Výpočet je proveden dle schématu na obr. 64 a za použití výše uvedených vztahů tlakových ztrát. Tabulka 10 obsahuje parametry jednotlivých délek úseků potrubí a tabulka 11 obsahuje stavové veličiny páry v jednotlivých výpočetních bodech.

Tabulka 10 Rozměry parovodu mezi I. a II. stupněm

$D_{\text{pot},00-10}$	[mm]	158,3	l_5	[m]	1,5
l_1	[m]	1,0	l_7	[m]	3,8
l_3	[m]	1,0	l_9	[m]	0,7



Obr. 64 Schématické znázornění parovodu mezi I. a II. stupněm s výpočetními body

Tabulka 11 Stavové veličiny páry ve výpoč. bodech parovodu mezi I. a II. stupněm

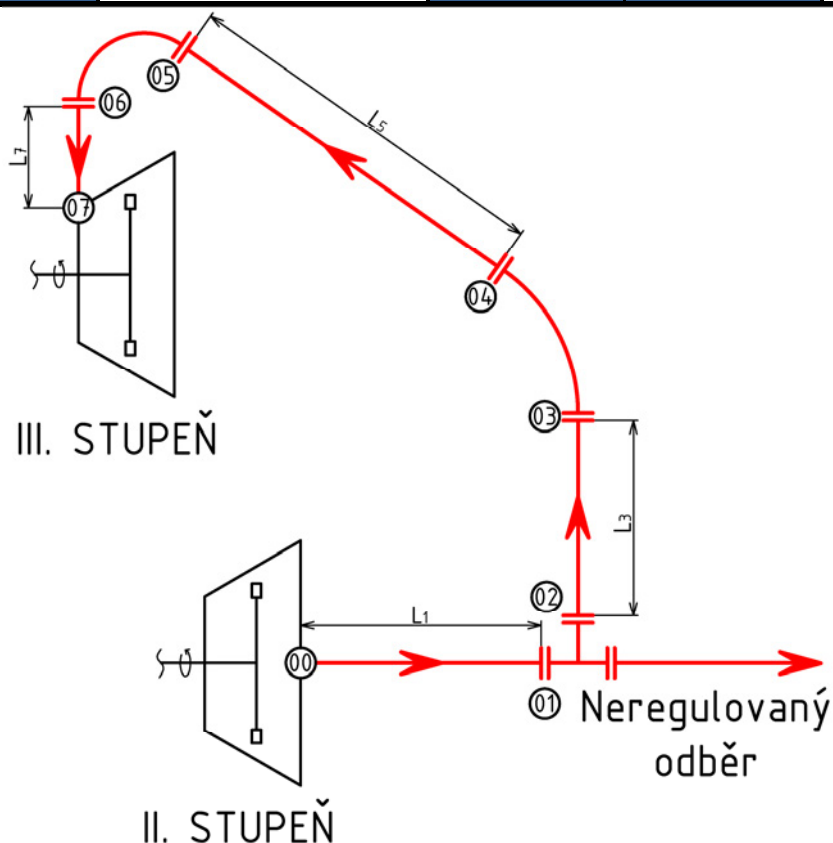
Výpočetní bod	i_c [kJ·kg ⁻¹]	i [kJ·kg ⁻¹]	p [MPa]	v [m ³ ·kg ⁻¹]	t [°C]	s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
00	2 998,33	2997,27	1,200	0,2043	277,54	6,94614
01	2 998,33	2 997,26	1,199	0,2046	277,52	6,94661
02	2 998,33	2 997,73	1,199	0,2046	277,74	6,94741
03	2 998,33	2 997,73	1,198	0,2048	277,72	6,94777
04	2 998,33	2 997,73	1,197	0,2049	277,71	6,94801
05	2 998,33	2 997,73	1,196	0,2052	277,69	6,94855
06	2 998,33	2 997,73	1,195	0,2053	277,68	6,94879
07	2 998,33	2 997,72	1,191	0,2059	277,63	6,95015
08	2 998,33	2 997,72	1,191	0,2060	277,62	6,95039
09	2 998,33	2 997,72	1,190	0,2061	277,61	6,95064
10	2 998,33	2 997,72	1,190	0,2062	277,60	6,95088

6.3 Ztráty za II. stupněm

Výpočet je proveden dle schématu na obr. 65 a za použití výše uvedených vztahů tlakových ztrát. Tabulka 12 obsahuje parametry jednotlivých délek úseků potrubí a tabulka 13 obsahuje stavové veličiny páry v jednotlivých výpočetních bodech.

Tabulka 12 Rozměry parovodu mezi II. a III. stupněm

$D_{\text{pot},00-01}$	[mm]	206,5	l_3	[m]	1,5
$D_{\text{pot},02-07}$	[mm]	158,3	l_5	[m]	0,9
l_1	[m]	1,5	l_7	[m]	0,9



Obr. 65 Schématické znázornění parovodu mezi II. a III. stupněm s výpočetními body

Tabulka 13 Stavové veličiny páry ve výpočetních bodech parovodu mezi II. a III. stupněm

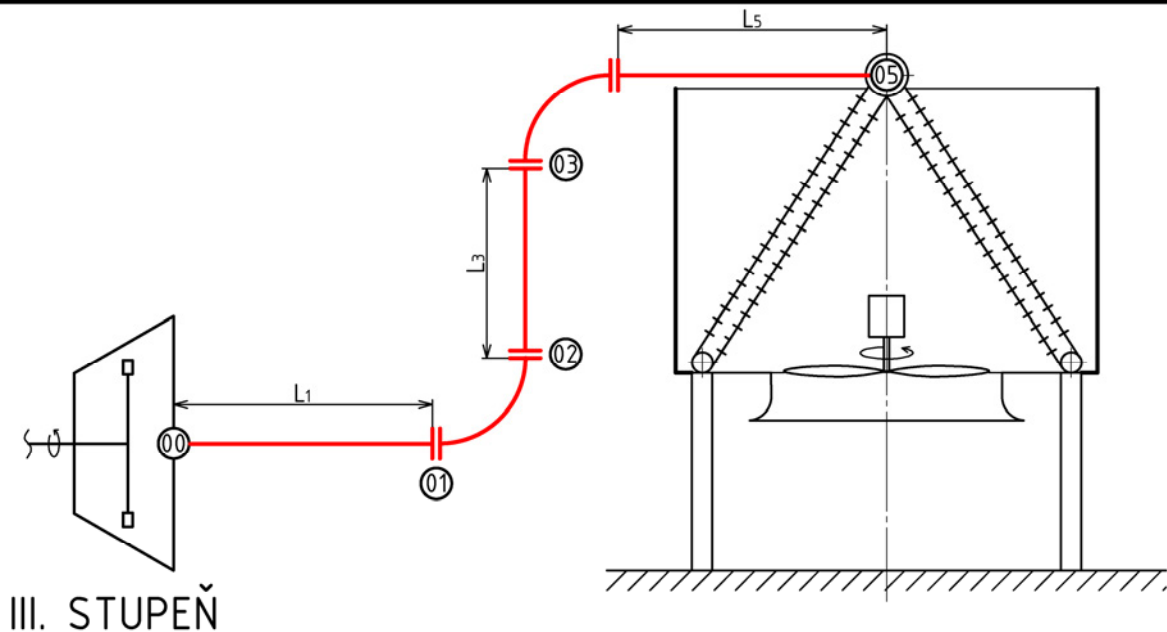
Výpočetní bod	i_c [kJ·kg ⁻¹]	i [kJ·kg ⁻¹]	p [MPa]	v [m ³ ·kg ⁻¹]	t [°C]	s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
00	2 854,29	2 852,90	0,400	0,5296	196,15	7,155
01	2 854,29	2 852,89	0,399	0,5309	196,12	7,156
02	2 854,29	2 852,46	0,396	0,5353	195,83	7,159
03	2 854,29	2 852,44	0,394	0,5380	195,77	7,162
04	2 854,29	2 852,44	0,393	0,5383	195,77	7,162
05	2 854,29	2 852,44	0,392	0,5400	195,74	7,163
06	2 854,29	2 852,42	0,392	0,5403	195,72	7,163
07	2 854,29	2 852,41	0,391	0,5419	195,69	7,165

6.4 Ztráty za III. stupněm

Výpočet je proveden dle schématu na obr. 66 a za použití výše uvedených vztahů tlakových ztrát. Tabulka 14 obsahuje parametry jednotlivých délek úseků potrubí a tabulka 15 obsahuje stavové veličiny páry v jednotlivých výpočetních bodech.

Tabulka 14 Rozměry parovodu mezi III. stupněm a kondenzátorem

$D_{\text{pot},00-05}$	[mm]	566,0	l_3	[m]	5,6
l_1	[m]	50,0	l_5	[m]	5,0



Obr. 66 Schématické znázornění parovodu mezi III. stupněm a kondenzátorem

Tabulka 15 Stavové veličiny páry v parovodu mezi III. stupněm a kondenzátorem

Výpočetní bod	i_c [kJ·kg ⁻¹]	i [kJ·kg ⁻¹]	p [MPa]	v [m ³ ·kg ⁻¹]	t [°C]	s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
00	2 750,00	2 748,49	0,030	6,2277	132,86	8,100
01	2 750,00	2 747,99	0,026	7,1732	132,43	8,164
02	2 750,00	2 747,99	0,026	7,1735	132,43	8,164
03	2 750,00	2 747,93	0,026	7,2896	132,38	8,171
04	2 750,00	2 747,93	0,026	7,2900	132,38	8,171
05	2 750,00	2 747,86	0,025	7,4102	132,33	8,179

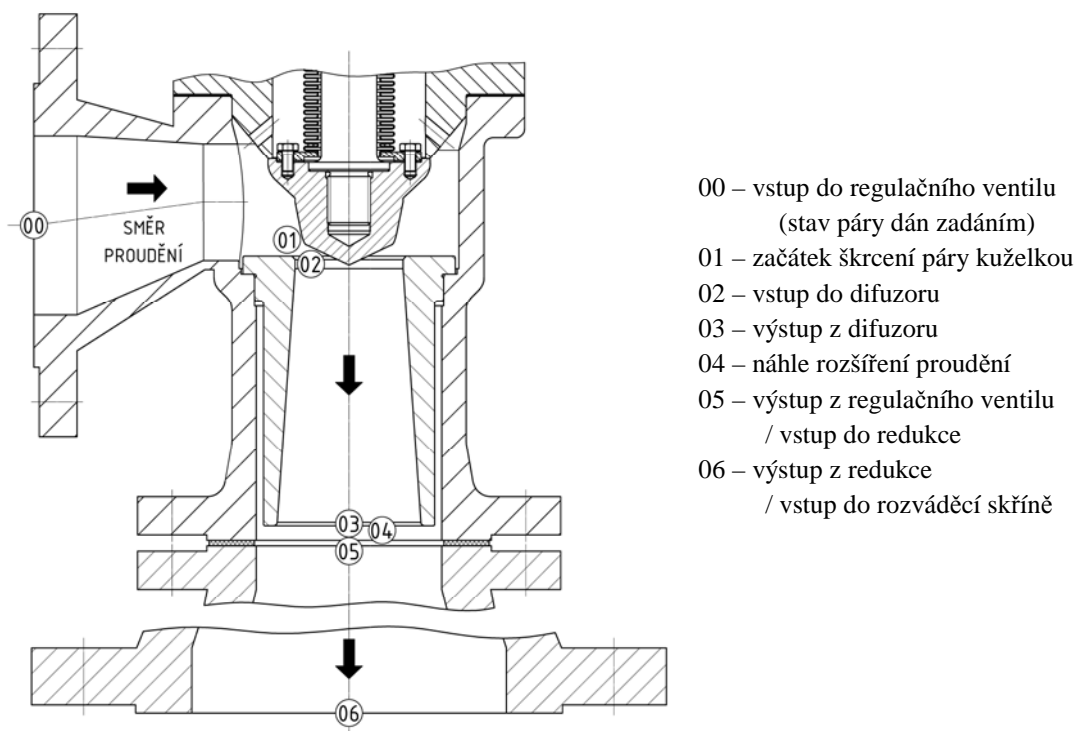
7 VÝPOČET REGULAČNÍHO VENTILU

Turbína obsahuje dva regulační ventily, a to před I. stupněm a před II. stupněm. Postup výpočtu je pro oba ventily shodný (pouze s jinými parametry páry), proto jsou hodnoty u níže uvedených výpočtů pro první regulační ventil. Výsledky výpočtu druhého regulačního ventilu jsou uvedeny na konci této kapitoly.

Pro regulační ventil I. stupně je zvoleno těleso regulačního ventilu DN100 PN40 dle [33] (viz kapitola 3.4), které z unifikovaných těles vyhovuje pro zadané parametry nejlépe.

Při výpočtu je uvažováno jednorozměrné ustálené proudění dle teorie dýz a není počítáno s nestacionárními vlivy (například odtrhávání mezní vrstvy, rázové vlny atd.), které mohou v určitých výpočetních bodech způsobit nepřesnosti výpočtu, tudíž je nutné ověření výsledku experimentálním měření.

Během výpočtu je uvažováno s několika výpočetními body v regulačním ventilu, které jsou znázorněny na obr. 67, přičemž parametry páry na vstupu do ventilu jsou dány zadáním a uvedeny v (7.1).



Obr. 67 Podélný řez regulačním ventilem s vyznačenými výpočetními body výpočtu

$$p_{00} = 3,60 \text{ MPa}$$

$$t_{00} = 380,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_{00} = f(p_{00}, t_{00}) = 0,0791 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \tag{7.1}$$

$$i_{00} = f(p_{00}, t_{00}) = 3\,174,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_{00} = f(p_{00}, t_{00}) = 6,757 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Rychlost proudění páry na vstupu do ventilu:

$$c_{00} = \frac{\dot{m} \cdot v_{00}}{\frac{\pi \cdot d_{00}^2}{4}}$$

$$c_{00} = \frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0791 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{\frac{\pi \cdot (0,1 \text{ m})^2}{4}}$$

$$c_{00} = 44,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$
(7.2)

a celkové parametry páry pak jsou:

$$i_{00,c} = i_{00} + \frac{c_{00}^2}{2000} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$p_{00,c} = f(i_{00,c}, s_{00}) = 3,613 \text{ MPa}$$
(7.3)

Mezi vstupem do ventilu 00 a začátkem škrcení kuželkou 01 dochází vlivem proudění vazké tekutiny ke tření, a tedy k úbytku celkového tlaku, který je dle CFD výpočtu při plném průtoku určen ztrátovým součinitelem $\xi_{02} = 0,009$ a celkový tlak v místě 01 pak je (7.4), dále se předpokládá zanedbatelná změna vlastností páry mezi body 01 a 02, a proto je uvažováno, že celkový tlak $p_{02,c}$ je roven celkovému tlaku $p_{01,c}$.

$$p_{01,c} = p_{02,c} = (1 - \xi_{02}) \cdot p_{00,c} = (1 - 0,009) \cdot 3,613 \text{ MPa} = 3,580 \text{ MPa}$$
(7.4)

Před stanovením samotného profilu kuželky je nutná definice tvaru difuzoru.

7.1 Návrh difuzoru

Difuzor je navrhován při plném zdvihu kuželky a při doporučené rychlosti proudění na vstupu do difuzoru c_{02} v intervalu $\langle 120, 150 \rangle \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [48], pro výpočet je volena hodnota $c_{02,od} = 135 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Celkové parametry páry na vstupu do difuzoru jsou:

$$i_{02,c} = i_{00,c} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_{02} = f(i_{02,c}, p_{02,c}) = 6,759 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$v_{02,c} = f(i_{02,c}, s_{02}) = 0,080 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$
(7.5)

a odhadované statické hodnoty páry:

$$i_{02,od} = i_{02,c} - \frac{c_{02,od}^2}{2000} = 3\,165,33 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$p_{02,od} = f(i_{02,od}, s_{02}) = 3,467 \text{ MPa}$$

$$t_{02,od} = f(i_{02,od}, s_{02}) = 375,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_{02,od} = f(i_{02,od}, s_{02}) = 0,0815 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$
(7.6)

Vstupní plocha je pak dána rovnicí kontinuity (7.7), kde μ je kontrakční součinitel, který je $\mu = 0,98$ a je považován při všech zdvích kuželky za konstantní.

$$S_{02,od} = \frac{\dot{m} \cdot v_{02,od}}{c_{02,od} \cdot \mu}$$

$$S_{02,od} = \frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0815 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{135 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,98}$$

$$S_{02,od} = 0,002739529 \text{ m}^2$$
(7.7)

Vstupní průměr difuzoru je pak stanoven pomocí (7.8), přičemž je průměr zaokrouhlen nahoru na celé milimetry.

$$d_{02} = \left\lceil \sqrt{\frac{4 \cdot S_{02,od}}{\pi}} \right\rceil$$

$$d_{02} = \left\lceil \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002739529 \text{ m}^2}{\pi}} \right\rceil \quad (7.8)$$

$$d_{02} = [0,059060 \text{ m}] = 0,06 \text{ m}$$

Skutečná plocha na vstupu do difuzoru $S_{02,sk}$ je dána rovnicí (7.9). Skutečná rychlost páry $c_{02,sk}$ je pak vypočítána společnou iterací rovnic (7.10) a (7.11), jejichž hodnota byla vypočtena na $c_{02,sk} = 130,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Statické parametry páry na vstupu do difuzoru jsou (7.12).

$$S_{02,sk} = \frac{\pi \cdot d_{02}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,06 \text{ m})^2}{4} = 0,002827433 \text{ m}^2 \quad (7.9)$$

$$c_{02,sk} = \frac{\dot{m} \cdot v_{02,sk}(S_{02}, i_{02,sk})}{S_{02,sk} \cdot \mu} \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (7.10)$$

$$i_{02,sk} = i_{02,c} - \frac{c_{02,sk}^2}{2000} \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (7.11)$$

$$i_{02,sk} = 3\,165,91 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$p_{02,sk} = f(i_{02,sk}, S_{02}) = 3,474 \text{ MPa}$$

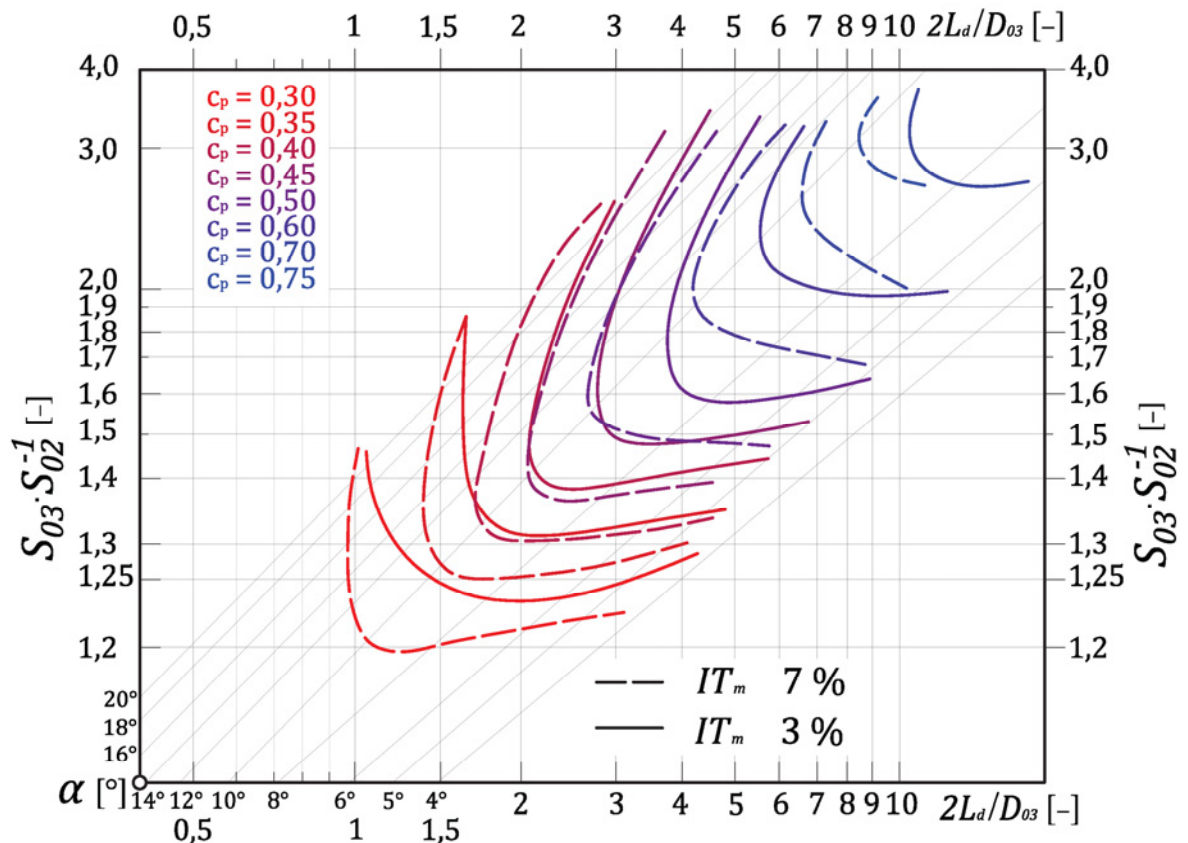
$$t_{02,sk} = f(i_{02,sk}, S_{02}) = 375,35 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.12)$$

$$v_{02,sk} = f(i_{02,sk}, S_{02}) = 0,0814 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Délka difuzoru a výstupní průměr jsou dány rozměry tělesa ventilu, tedy maximální možná délka difuzoru je $l_{dif,max} = 158 \text{ mm}$ a maximální výstupní průměr difuzoru, s uvažováním minimální tloušťky stěny $t_{min,dif} = 3 \text{ mm}$ a minimální mezery mezi difuzorem a tělesem ventilu $s_{dif,min} = 3 \text{ mm}$ je $d_{03,max} = 91 \text{ mm}$. Rozměry difuzoru se volí pro co největší součinitel obnovy celkového tlaku c_p (definice součinitele (7.13)). Zároveň se však musí zajistit neodtržení mezní vrstvy od stěn difuzoru, proto je (dle [48]) doporučený úhel rozšíření difuzoru volen v rozmezí $\langle 7^\circ, 10^\circ \rangle$ a pro optimální ztráty třením v difuzoru je doporučeno volit výstupní průtočný průřez S_{03} v rozmezí $\langle 2 \cdot S_{02}, 3 \cdot S_{02} \rangle$.

$$c_p = \frac{p_{02,c} - p_{03,c}}{p_{02,c} - p_{02}} \quad [-] \quad (7.13)$$

Součinitel obnovy celkového tlaku c_p je určen pro zvolenou geometrii z obr. 68, přičemž je uvažováno s intenzitou vstupní turbulence $IT_m = 3 \%$. V závislosti na výše uvedených podmínkách a na níže uvedeném návrhovém diagramu, byla zvolena délka difuzoru $l_{dif} = 155 \text{ mm}$ a polovina úhlu rozšíření difuzoru $\alpha_{dif} = 5,00^\circ$. Výstupní průměr tedy je $d_{03} = 87 \text{ mm}$, poměr výstupní ku vstupní ploše $S_{03} \cdot S_{02} = 2,12$, poměr dvou délek difuzoru a výstupního průměru $2 \cdot l_{dif} \cdot d_{03} = 2,67$ a součinitel obnovy celkového tlaku $c_{p,dif} = 0,38$.



Obr. 68 Návrhový diagram difuzoru s přihlédnutím ke vstupní turbulenci proudění [49]

Celkový tlak na výstupu z difuzoru $p_{03,c}$ je vypočten rovnicí (7.14) a celkové vlastnosti páry (7.15).

$$\begin{aligned} p_{03,c} &= p_{02,c} - c_p \cdot (p_{02,c} - p_{02}) \\ p_{03,c} &= 3,580 \text{ MPa} - 0,38 \cdot (3,580 \text{ MPa} - 3,467 \text{ MPa}) \\ p_{03,c} &= 3,540 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7.14)$$

$$\begin{aligned} i_{03,c} &= i_{02,c} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ s_{03} &= f(i_{02,c}, p_{03,c}) = 6,766 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (7.15)$$

Rychlost proudění na výstupu z difuzoru je stanovena obdobně jak na vstupu, a to společnou iterací rovnic (7.16) a (7.17). Výsledná rychlost páry je $c_{03} = 60,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a statické vlastnosti páry (7.18).

$$c_{02,sk} = \frac{\dot{m} \cdot v_{03}(s_{03}, i_{03})}{S_{03}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.16)$$

$$i_{03} = i_{03,c} - \frac{c_{03}^2}{2000} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.17)$$

$$\begin{aligned} i_{03} &= 3\,173,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ p_{03} &= f(i_{03}, s_{03}) = 3,518 \text{ MPa} \\ t_{03} &= f(i_{03}, s_{03}) = 378,98 \text{ °C} \\ v_{03} &= f(i_{03}, s_{03}) = 0,0809 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \\ \kappa_{03} &= f(i_{03}, s_{03}) = 1,37 \end{aligned} \quad (7.18)$$

$$Ma_{03} = \frac{c_{03}}{a(i_{03}, s_{03})} = \frac{60,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{605,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 0,100$$

Pro detailní výpočet průtočného kanálu turbíny (kapitola 5) je nutné stanovit parametry páry před rozváděcí skříní turbíny (které jsou použity pro CFD výpočet v kapitole 11.3), jedná se tedy dle výše uvedeného schématu (obr. 67) o výpočtové body 04, 05 a 06.

V bodě 04 dochází k náhlému rozšíření a při výpočtu je zanedbána vzdálenost pro ustálení proudění. Rychlost proudění c_{04} je dána vztahem (7.19) a statický tlak p_{04} vztahem (7.20), oba uvedené vzorce byly uveřejněny v [46]. Průměr d_{04} je dán unifikovaným tělesem ventilu $d_{04} = 103 \text{ mm}$ a Poissonovou konstantou κ vztaženou k výstupnímu bodu z difuzoru 03.

$$c_{04} = c_{03} \cdot \frac{1}{(\kappa + 1) \cdot M_{03}^2} \cdot \left[\left(\kappa \cdot M_{03}^2 + \frac{d_{04}^2}{d_{03}^2} \right) - \sqrt{M_{03}^4 + 2 \cdot \left(\kappa \cdot \frac{d_{04}^2}{d_{03}^2} - \kappa - 1 + \frac{d_{04}^4}{d_{03}^4} \right)} \right]$$

$$c_{04} = 60,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{1}{(1,37 + 1) \cdot (0,100)^2} \cdot \left[\left(1,37 \cdot (0,100)^2 + \frac{(103 \text{ mm})^2}{(87 \text{ mm})^2} \right) - \sqrt{(0,100)^4 + 2 \cdot \left[1,37 \cdot \frac{(103 \text{ mm})^2}{(87 \text{ mm})^2} - 1,37 - 1 + \frac{(103 \text{ mm})^4}{(87 \text{ mm})^4} \right]} \right] \quad (7.19)$$

$$c_{04} = 43,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$p_{04} = p_{03} \cdot \left[1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_{03}^2 \cdot \left(1 - \frac{c_{04}^2}{c_{03}^2} \right) \right] \cdot \frac{c_{03} \cdot d_{03}^2}{c_{04} \cdot d_{04}^2}$$

$$p_{04} = 3,518 \text{ MPa} \cdot \left[1 + \frac{1,37 - 1}{2} \cdot 0,100^2 \cdot \left(1 - \frac{(43,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{(60,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2} \right) \right] \cdot \frac{(60,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}) \cdot (87 \text{ mm})^2}{(43,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}) \cdot (103 \text{ mm})^2} \quad (7.20)$$

$$p_{04} = 3,528 \text{ MPa}$$

Parametry páry v bodě 04 pak jsou:

$$i_{04,c} = i_{03,c} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{04} = i_{04,c} - \frac{c_{04}^2}{2000} = 3\,174,51 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_{04} = f(i_{04}, s_{04}) = 379,45 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.21)$$

$$v_{04} = f(i_{04}, s_{04}) = 0,0807 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_{04} = f(i_{04}, p_{04}) = 6,766 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$p_{04,c} = f(i_{04,ic}, s_{04}) = 3,540 \text{ MPa}$$

Úsek mezi body 04 a 05 je rovný úsek řádově v jednotkách milimetrů, tudíž je ho možno zanedbat bez jakéhokoliv vlivu na výsledné hodnoty. Úsek mezi body 05 a 06 je redukce z DN100 na DN150, princip je tedy obdobný jako u difuzoru a postup výpočtů je shodný. Poměr vstupní a výstupní plochy rozšíření je $S_{06} \cdot S_{05}^{-1} = 2,12$, poměr dvojnásobku délky rozšíření a výstupního průměru $2 \cdot l_{05,06} \cdot d_{06}^{-1} = 2,67$, součinitel obnovy celkového tlaku pak z obr. 68 je $c_p = 0,56$ (při $IT_m = 3 \%$) a tedy celkový tlak za rozšířením je:

$$p_{06,c} = p_{04,c} - c_p \cdot (p_{04,c} - p_{04})$$

$$p_{06,c} = 3,540 \text{ MPa} - 0,56 \cdot (3,540 \text{ MPa} - 3,528 \text{ MPa}) \quad (7.22)$$

$$p_{06,c} = 3,533 \text{ MPa}$$

A nakonec rychlost v bodě 06 je opět dána souběžnou iterací rovnic (7.23) a (7.24) a výsledné parametry páry jsou (7.25).

$$c_{06} = \frac{\dot{m} \cdot v_{06}(s_{06}, i_{06})}{S_{06}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.23)$$

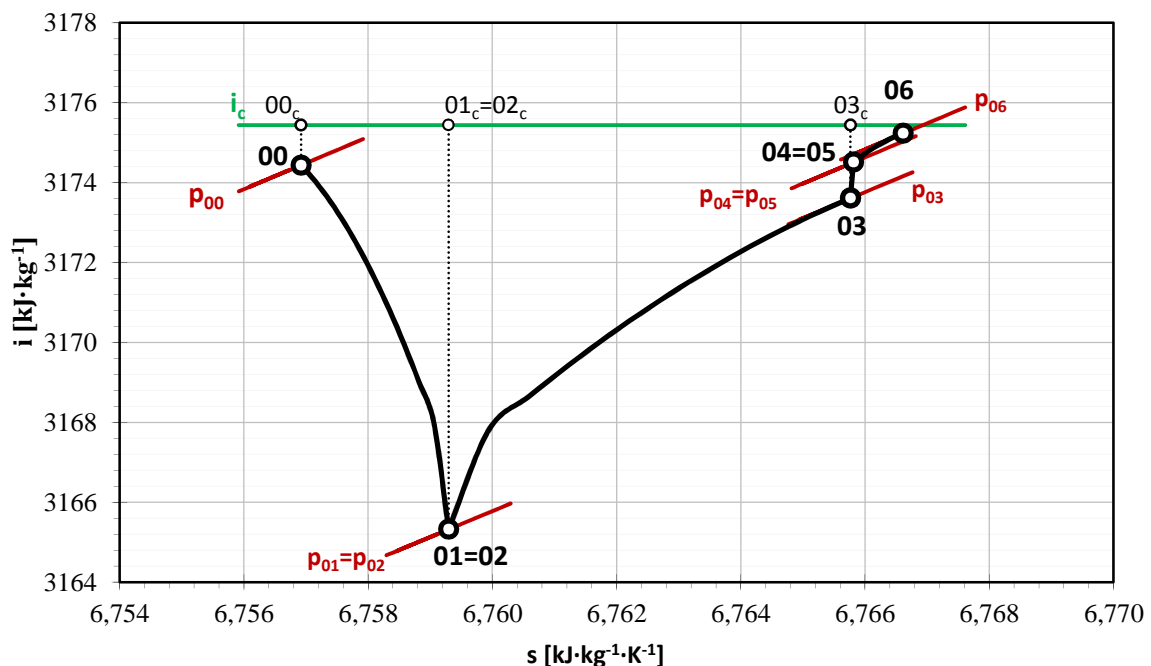
$$i_{06} = i_{06,c} - \frac{c_{06}^2}{2000} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.24)$$

$$\begin{aligned} c_{06} &= 20,30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\ i_{06,c} &= i_{04,c} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ i_{06} &= 3\,175,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ s_{06} &= f(i_{06,c}, p_{06,c}) = 6,767 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ p_{06} &= f(i_{06}, s_{06}) = 3,531 \text{ MPa} \\ t_{06} &= f(i_{06}, s_{06}) = 379,77 \text{ }^\circ\text{C} \\ v_{06} &= f(i_{06}, s_{06}) = 0,0807 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (7.25)$$

Tabulka 16 obsahuje souhrn stavů páry v jednotlivých bodech výpočtu při plně otevřeném ventilu a obr. 69 shrnuje jejich průběh.

Tabulka 16 Parametry páry v jednotlivých výpočetních bodech regulačního ventilu

	p	p _c	i	i _c	s	t	v
	[MPa]	[MPa]	[kJ·kg ⁻¹]	[kJ·kg ⁻¹]	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	[°C]	[m ³ ·kg ⁻¹]
00	3,60	3,613	3 174,44	3 175,44	6,757	380,00	0,0791
01 = 02	3,474	3,580	3 165,91	3 175,44	6,759	375,35	0,0814
03	3,518	3,540	3 173,61	3 175,44	6,766	378,98	0,0809
04 = 05	3,528	3,540	3 174,51	3 175,44	6,766	379,45	0,0807
06	3,531	3,533	3 175,24	3 175,44	6,767	379,77	0,0807



Obr. 69 Průběh změny stavových veličin v regulačním ventilu

7.2 Návrh profilu kuželky

V určitých případech je profil kuželky volen jako polokulový, ale v takových případech není závislost hmotnostního průtoku na zdvihu lineární. V této práci je požadována lineární závislost průtoku na zdvihu, jelikož je pak, dle spotřební charakteristiky turbíny (kapitola 8), i závislost výkonu turbíny na zdvihu přibližně lineární.

Samotný výpočet je několika násobně iterační a to následujícím postupem:

1. výpočet tlaku za difuzorem a stanovení stavových veličin páry při daném zdvihu
2. výpočet minimálního průtočného průřezu mezi kuželkou a difuzorem
3. stanovení závislostí $x_{kuželky} = f(\theta, S_{min})$, $y_{kuželky} = f(\theta, S_{min})$
4. opakování výpočtu v dalším zdvihu
5. stanovení profilu kuželky vytvořením konvexní obálky množin bodů v jednotlivých zdvizích

Výsledné vyiterované hodnoty ve všech výpočtových bodech jsou uvedeny v tabulce na konci této kapitoly.

Tlak za difuzorem při změně průtoku lze s dostatečnou přesností vypočítat z rovnice (7.26). Při výpočtu se neberou v potaz nestacionární děje a účinnost turbíny je určena ze vztahu (7.27), přičemž tento vztah není příliš přesný oproti podrobnému výpočtu účinnosti turbíny, ale pro použití v tomto případě je dostatečný, jelikož má účinnost turbíny pouze malý vliv na změnu tlaku. Polytropický koeficient expanze v turbíně (7.28) je vztažen k parametrům páry za difuzorem.

V praxi se vztah (7.26) zjednodušuje nahrazením zlomku $\frac{m_{tdi-1}}{m_{tdi}}$ nulou a zlomku $\frac{m_{tdi+1}}{m_{tdi}}$ číslem dvě (ve starší literatuře je uváděno i 1,9 a 1,8 [50]), takto upravený vzorec se nazývá Stodolův, ovšem pro úplnost je pracováno bez zjednodušení. Nevýhodou nezjednodušené verze oproti Stodolově je, že nemá explicitní řešení, je nutné znát účinnost části turbíny za ventilem a řešení je možné obdržet pouze iterací.

Při výpočtu se dále uvažuje, že nedochází ke změně protitlaku při změně hmotnostního průtoku tedy $p_2 = p_{2,j} = konst.$ a jmenovité parametry jsou parametry páry za difuzorem při jeho návrhu.

Rovnice (7.27) je pouhým řešením paraboly aproximované jmenovitými parametry, globálním maximem v tomto bodě a nulovým bodem, v němž $\dot{m} = 0$ a $\eta = 0$. Jmenovitá vnitřní účinnost stupně je $\eta_j = 0,63$ a jmenovitý hmotností tok $\dot{m}_j = 4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\left[\frac{\dot{m}}{\dot{m}_j} \right]^2 = \left[\frac{p_{03}}{p_{03,j}} \right]^{\frac{m_{tdi-1}}{m_{tdi}}} \cdot \frac{p_{03} \frac{m_{tdi+1}}{m_{tdi}} - p_2 \frac{m_{tdi+1}}{m_{tdi}}}{p_{03,j} \frac{m_{tdi+1}}{m_{tdi}} - p_2 \frac{m_{tdi+1}}{m_{tdi}}} \quad (7.26)$$

$$\eta_{tdi} = \frac{0,5}{(\sqrt{2} - 1)^2} \cdot \left[\frac{(\sqrt{2} - 1)^2 \cdot \dot{m}_j}{-\eta_j} + \sqrt{\frac{4 \cdot (\sqrt{2} - 1)^2 \cdot \dot{m}_j}{\eta_j^2} \cdot (\dot{m}_j - \dot{m})} \right] \cdot \eta_j^2 \quad (7.27)$$

$$m_{tdi} = \frac{\kappa(p_{03,j}, i_{03,j})}{1 + [\kappa(p_{03,j}, i_{03,j}) - 1] \cdot (1 - \eta_{tdi})} \quad [-] \quad (7.28)$$

Při výpočtu minimálního průřezu je uvažováno proudění se ztrátami a je tedy nutné stanovit parametry páry za difuzorem. Výpočet je prováděn společnou iterací rovnic (7.29) a (7.30). Stavové veličiny páry za difuzorem jsou pak stanoveny dle (7.31). Ztrátový součinitel ve ventilu je vypočten pomocí vztahu (7.32), polytropický koeficient vztahem (7.33) a nakonec kritický tlak vztahem (7.34).

$$c_{03} = \frac{\dot{m} \cdot v_{03}(s_{03}(p_{03,c}, i_{03}), i_{03})}{\frac{\pi \cdot d_{03}^2}{4}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.29)$$

$$i_{03} = i_{03,c} - \frac{c_{03}^2}{2000} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.30)$$

$$\begin{aligned} i_{00,c} &= i_{03,c} = 3\,175,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ s_{03} &= f(i_{03}, p_{03}) \\ p_{03,c} &= f(s_{03}, i_{03,c}) \\ t_{03} &= f(i_{03}, s_{03}) \\ v_{03} &= f(i_{03}, s_{03}) \end{aligned} \quad (7.31)$$

$$\xi = \frac{i_{01,c} - i_{03}}{i_{01,c} - i_{03,iz}(s_{01}, p_{03})} \quad [-] \quad (7.32)$$

$$m = \frac{\kappa(p_{01}, i_{01})}{1 + [\kappa(p_{01}, i_{01}) - 1] \cdot \xi} \quad [-] \quad (7.33)$$

$$p_{kr} = p_{01,c} \cdot \left[\frac{2}{m+1} \right]^{\frac{m}{m-1}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.34)$$

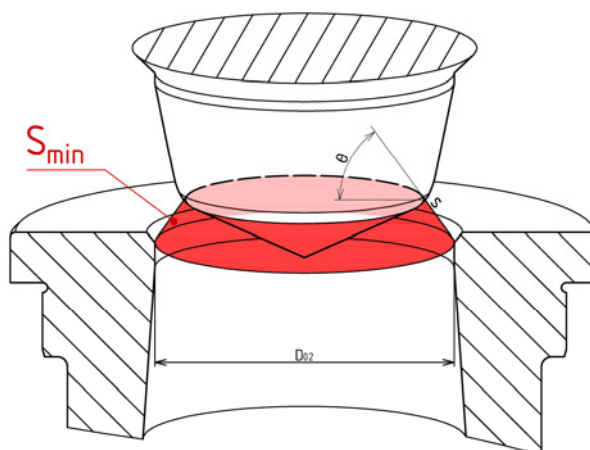
Výpočet minimálního průtočného průřezu je nutný rozdělit mezi podkritické proudění v nejmenším průtočném průřezu a kritické (zároveň i nadkritické) proudění. Při podkritickém se minimální průřez vypočte za využití Bendemanovy elipsy vztahem (7.36) a při nadkritickém vztahem (7.37), přičemž v obou je uvažován kontrakční součinitel ventilu jako konstantní, a to $\mu = 0,98$. Veličina χ v těchto dvou vztazích označuje výtokový součinitel, který je definován výrazem (7.35).

$$\chi = \sqrt{m \cdot \left(\frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m+1}{m-1}}} \quad [-] \quad (7.35)$$

$$S_{min} = \frac{\dot{m}}{\left[\chi \cdot \sqrt{\frac{p_{01,c}}{v_{01,c}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{03} - p_{krit}}{p_{01,c} - p_{krit}} \right)^2 \right]} \right]} \cdot \mu \quad [\text{m}^2] \quad (7.36)$$

$$S_{min} = \frac{\dot{m}}{\left(\chi \cdot \sqrt{\frac{p_{01,c}}{v_{01,c}}} \right) \cdot \mu} \quad [\text{m}^2] \quad (7.37)$$

Minimální průřez mezi kuželkou a difuzorem má tvar povrchu komolého kužele (obr. 70), či v krajních případech kdy $\theta = 0^\circ$ či 90° se jedná o mezikružší nebo o povrch válce. Velikost povrchy s daného komolého kužele je vypočtena vztahem (7.38), který je funkcí úhlu θ mezi površkou a horizontální rovinou, a proto je nutné stanovit množinu bodů. Velikost poloměru kuželky pro každý bod z množiny je vypočten pomocí (7.39) a výška profilu kuželky od základního bodu ($x = 0, y = 0$) je dána (7.40).



Obr. 70 Minimální průřezný průřez v regulačním ventilu a jeho geometrie

$$s_{pov} = \frac{\pi \cdot D_{02} - \sqrt{(\pi \cdot D_{02})^2 - \pi^2 \cdot D_{02}^2 \cdot \cos(\theta)}}{2 \cdot \cos(\theta) \cdot \pi} \quad [\text{mm}] \quad (7.38)$$

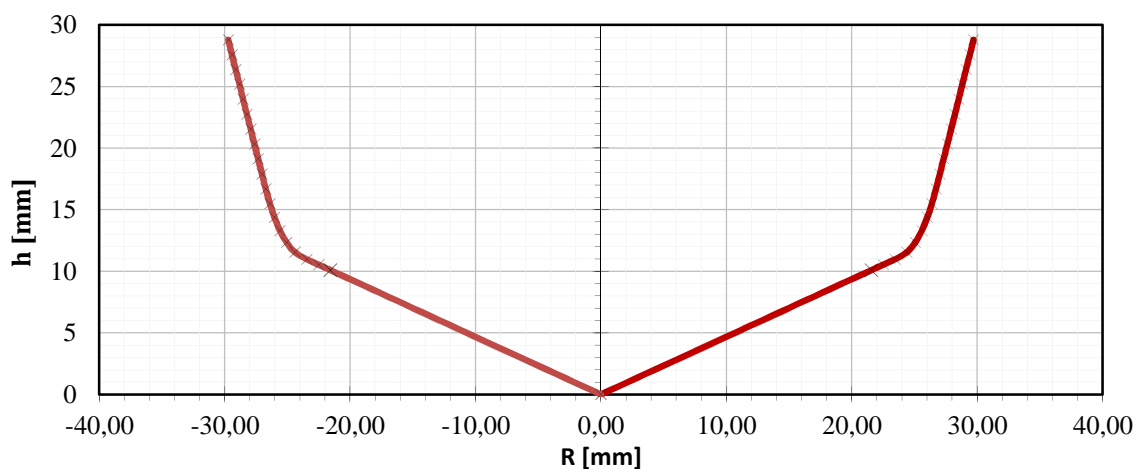
$$r = x = \frac{D_{02}}{2} - s_{pov} \cdot \sin(\theta) \quad [\text{mm}] \quad (7.39)$$

$$y = z - s_{pov} \cdot \sin(\theta) \quad [\text{mm}] \quad (7.40)$$

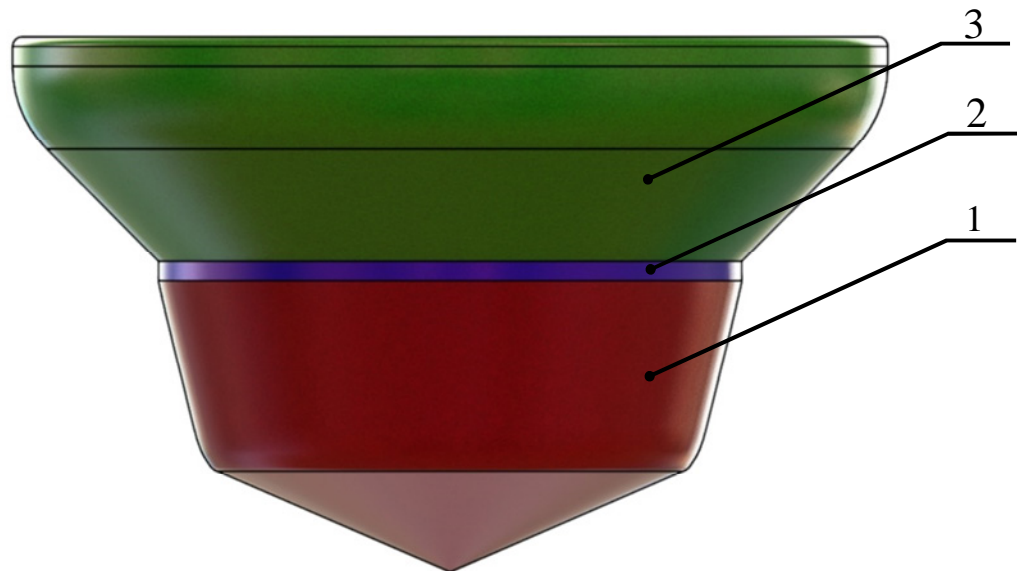
Zdvih ventilu je uvažován lineární na hmotnostním průtoku, tedy je možno ho vyjádřit rovnicí (7.41), kde z_{max} je výška profilu kuželky, která je volena dle doporučení $z_{max} \geq 0,4 \cdot D_{02}$ z [50] $z_{max} = 30,00$.

$$z = \frac{z_{max}}{\dot{m}_j} \cdot (\dot{m} - \dot{m}_j) + z_{max} \quad [\text{mm}] \quad (7.41)$$

Profil kuželky je nyní možno stanovit jako konvexní obálku množiny bodů. Profil kuželky je zobrazen na obr. 71 a samotná kuželka na obr. 72. U kuželky je řada dalších ploch, které neovlivňují proces škrcení. Dle obr. 72 je plocha 1 profil kuželky, válcová plocha 2 slouží k zabránění odskočení kuželky od sedla při otevírání a plocha 3 je pouhé rozšíření sloužící k přišroubování vlnovce a dosednutí na sedlo. Vliv ploch 2 a 3 na průtokové charakteristiky kuželky je zanedbatelný.



Obr. 71 Profil kuželky regulačního ventilu



Obr. 72 Tvar vypočtené regulační kuželky

Tabulka 17 Parametry kuželky I. stupně a páry v jednotlivých zdvizech

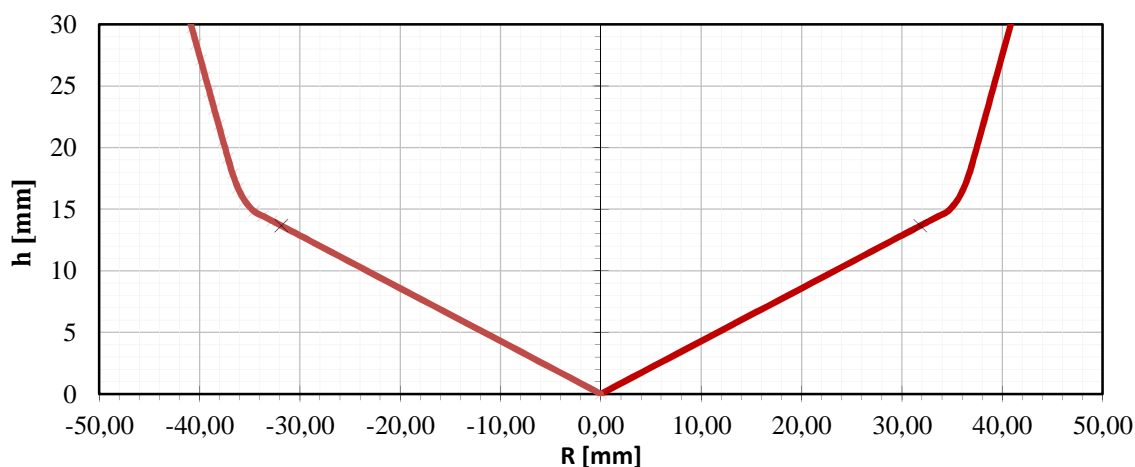
Číslo bodu	\dot{m}	S_{\min}	p_{03}	i_{03}	z	X	Y
	[$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]	[mm^2]	[MPa]	[$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]	[mm]	[mm]	[mm]
0	4,44	2827,43	3,518	3 173,6	30,00	0,00	0,00
1	4,22	2301,40	3,365	3 173,4	28,50	21,57	10,09
2	4,00	1590,71	3,213	3 173,2	27,00	22,51	10,53
3	3,78	1213,50	3,062	3 172,9	25,50	23,45	10,97
4	3,56	1041,71	2,912	3 172,7	24,00	24,39	11,54
5	3,33	916,27	2,763	3 172,4	22,50	25,05	12,34
6	3,11	818,34	2,616	3 172,0	21,00	25,59	13,31
7	2,89	738,19	2,471	3 171,6	19,50	26,03	14,38
8	2,67	670,17	2,328	3 171,1	18,00	26,39	15,49
9	2,44	610,69	2,188	3 170,5	16,50	26,71	16,67
10	2,22	555,12	2,051	3 169,8	15,00	27,02	17,88
11	2,00	499,56	1,919	3 169,1	13,50	27,32	19,12
12	1,78	443,98	1,793	3 168,1	12,00	27,63	20,32
13	1,56	388,41	1,673	3 167,1	10,50	27,93	21,55
14	1,33	332,84	1,561	3 165,8	9,00	28,23	22,75
15	1,11	277,28	1,460	3 164,5	7,50	28,53	23,97
16	0,89	221,76	1,372	3 163,0	6,00	28,82	25,17
17	0,67	166,27	1,299	3 161,6	4,50	29,12	26,37
18	0,44	110,82	1,245	3 160,4	3,00	29,41	27,59
19	0,22	55,40	1,211	3 159,6	1,50	29,71	28,79
20	0,00	0,00	-	-	0,00	30,00	30,00

7.3 Regulační ventil před II. stupněm

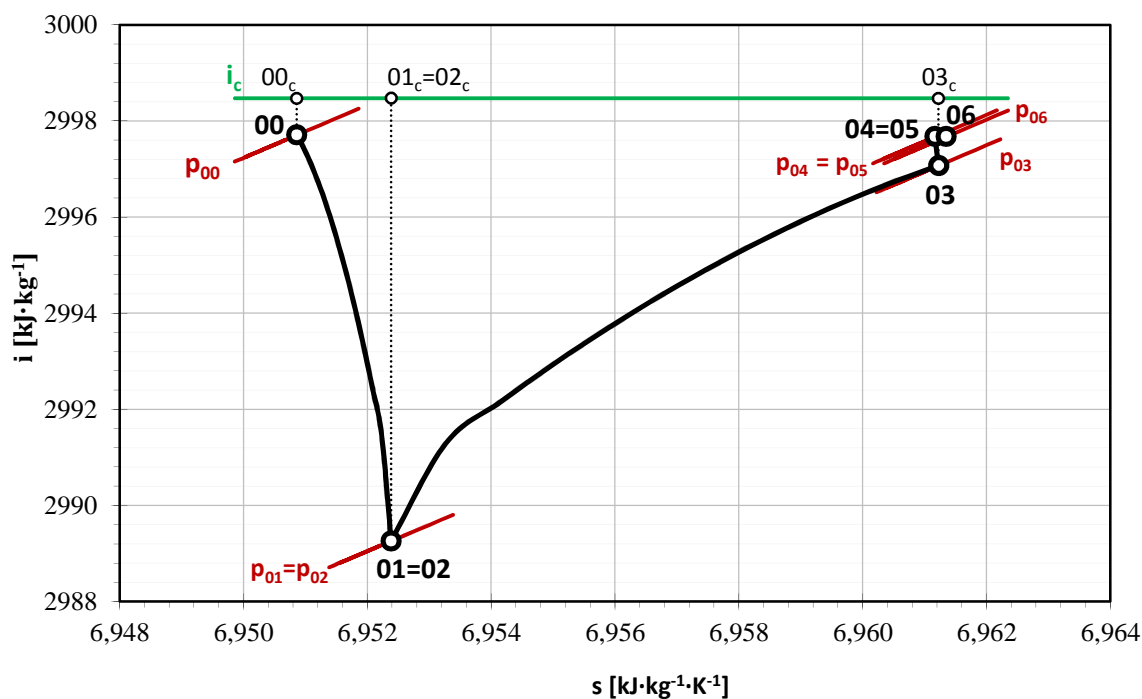
Průběh výpočtu je pro regulační ventil II. stupně obdobný jak u regulačního ventilu I. stupně. Mezi hlavní rozdíly patří jiné vstupní parametry páry, těleso ventilu (DN150 PN40), za ventilem není redukce, ale pouhé rozšíření délky 275 mm (ztráty jsou počítány pomocí Fannova modelu proudění (kapitola 6.1.1)) a ve výpočtu tlaku za difuzorem (7.26) je místo protitlaku p_2 uvažován tlak kondenzace p_k (III. stupeň neobsahuje regulační ventil, jelikož je mezi II. a III. stupněm neregulovaný odběr).

Parametr páry na vstupu jsou vypočteny v kapitole 6.3.

Na obr. 73 je znázorněn profil kuželky, na obr. 74 průběh změn stavových veličin v regulačním ventilu, tabulka 18 obsahuje vypočtené hodnoty a tabulka 19 parametry kuželky a páry v závislosti na zdvihu.



Obr. 73 Profil kuželky regulačního ventilu II. stupně



Obr. 74 i-s diagram změn stavů páry v regulačním ventilu II. stupně

Tabulka 18 Parametry páry a regulačního ventilu II. stupně

\dot{m}	3,33	[kg·s ⁻¹]	$p_{03,c}$	1,166	[MPa]
d_{00}	150	[mm]	s_{03}	6,961	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
p_{00}	1,190	[MPa]	$c_{03,sk}$	52,86	[m ² ·s ⁻¹]
t_{00}	277,60	[°C]	i_{03}	2 997,07	[kJ·kg ⁻¹]
v_{00}	0,2062	[m ³ ·kg ⁻¹]	p_{03}	1,159	[MPa]
i_{00}	2 997,71	[kJ·kg ⁻¹]	t_{03}	276,88	[°C]
s_{00}	6,951	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	v_{03}	0,2115	[m ³ ·kg ⁻¹]
c_{00}	38,90	[m·s ⁻¹]	κ_{03}	1,35	[-]
$i_{00,c}$	2 998,47	[kJ·kg ⁻¹]	a_{03}	564,2	[m·s ⁻¹]
$p_{00,c}$	1,193	[MPa]	Ma_{03}	0,094	[-]
ξ_{02}	0,007	[-]	d_{04}	150	[mm]
$p_{02,c}$	1,185	[MPa]	c_{04}	39,82	[m·s ⁻¹]
$i_{02,c}$	2 997,71	[kJ·kg ⁻¹]	p_{04}	1,162	[MPa]
s_{02}	6,952	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	t_{04}	277,20	[°C]
$v_{02,c}$	0,2069	[m ³ ·kg ⁻¹]	i_{04}	2 997,68	[kJ·kg ⁻¹]
d_{02}	85	[mm]	v_{04}	0,2111	[m ³ ·kg ⁻¹]
S_{02}	5674,5	[mm ²]	s_{04}	6,961	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
$c_{02,sk}$	127,25	[m·s ⁻¹]	$p_{04,c}$	1,166	[MPa]
$i_{02,sk}$	2 989,62	[kJ·kg ⁻¹]	l_{out}	295	[mm]
$t_{02,sk}$	273,31	[°C]	S_{05}	17 671,46	[mm ²]
$p_{02,sk}$	1,147	[MPa]	$S_{06} \cdot S_{05}^{-1}$	1	[-]
$v_{02,sk}$	0,2123	[m ³ ·kg ⁻¹]	$2 \cdot l_{out} / d_{06}$	3,47	[-]
$l_{dif,max}$	277	[mm]	$p_{06,c}$	1,165	[MPa]
$t_{min,dif}$	3,5	[mm]	c_{06}	39,84	[m·s ⁻¹]
$s_{dif,min}$	5	[mm]	i_{06}	2 997,68	[kJ·kg ⁻¹]
$d_{03,min}$	133	[mm]	s_{06}	6,961	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
l_{dif}	260	[mm]	p_{06}	1,162	[MPa]
α_{dif}	5,00	[°]	t_{06}	277,19	[°C]
$S_{03} \cdot S_{02}^{-1}$	2,35	[-]	v_{06}	0,2112	[m ³ ·kg ⁻¹]
$2 \cdot l_{dif} / d_{03}$	3,99	[-]	$v_{06,c}$	0,2107	[m ³ ·kg ⁻¹]
d_{03}	130	[mm]	η_j	0,64	[-]
S_{03}	13 338,9	[mm ²]	$p_{k,j}$	0,025	[MPa]
$c_{p,dif}$	0,51	[-]	z_{max}	35	[mm]

Tabulka 19 Parametry kuželky II. stupně a páry v jednotlivých zdvících

Číslo bodu	\dot{m} [kg·s ⁻¹]	S_{\min} [mm ²]	p_{03} [MPa]	i_{03} [kJ·kg ⁻¹]	z [mm]	X [mm]	Y [mm]
0	3,33	5674,50	1,159	2 997,1	35,00	0,00	0,00
1	3,17	4539,59	1,101	2 996,9	33,25	31,84	13,66
2	3,00	3149,94	1,043	2 996,7	31,50	32,75	14,05
3	2,83	2413,69	0,985	2 996,5	29,75	33,66	14,44
4	2,67	2086,36	0,928	2 996,2	28,00	34,57	14,83
5	2,50	1849,63	0,870	2 995,9	26,25	35,48	15,68
6	2,33	1667,69	0,812	2 995,5	24,50	36,16	16,71
7	2,17	1522,28	0,754	2 995,0	22,75	36,72	17,91
8	2,00	1401,41	0,696	2 994,4	21,00	37,17	19,15
9	1,83	1284,49	0,638	2 993,7	19,25	37,63	20,51
10	1,67	1167,50	0,580	2 992,7	17,50	38,08	21,82
11	1,50	1050,43	0,522	2 991,4	15,75	38,53	23,14
12	1,33	933,30	0,464	2 989,5	14,00	38,98	24,47
13	1,17	816,11	0,406	2 986,8	12,25	39,43	25,79
14	1,00	698,84	0,349	2 982,8	10,50	39,87	27,11
15	0,83	581,47	0,291	2 976,2	8,75	40,32	28,42
16	0,67	463,99	0,233	2 964,6	7,00	40,76	29,73
17	0,50	346,36	0,176	2 941,4	5,25	41,20	31,03
18	0,33	228,58	0,119	2 886,7	3,50	41,64	32,35
19	0,17	111,40	0,063	2 728,3	1,75	42,08	33,67
20	0,00	0,00	-	-	0,00	42,50	35,00

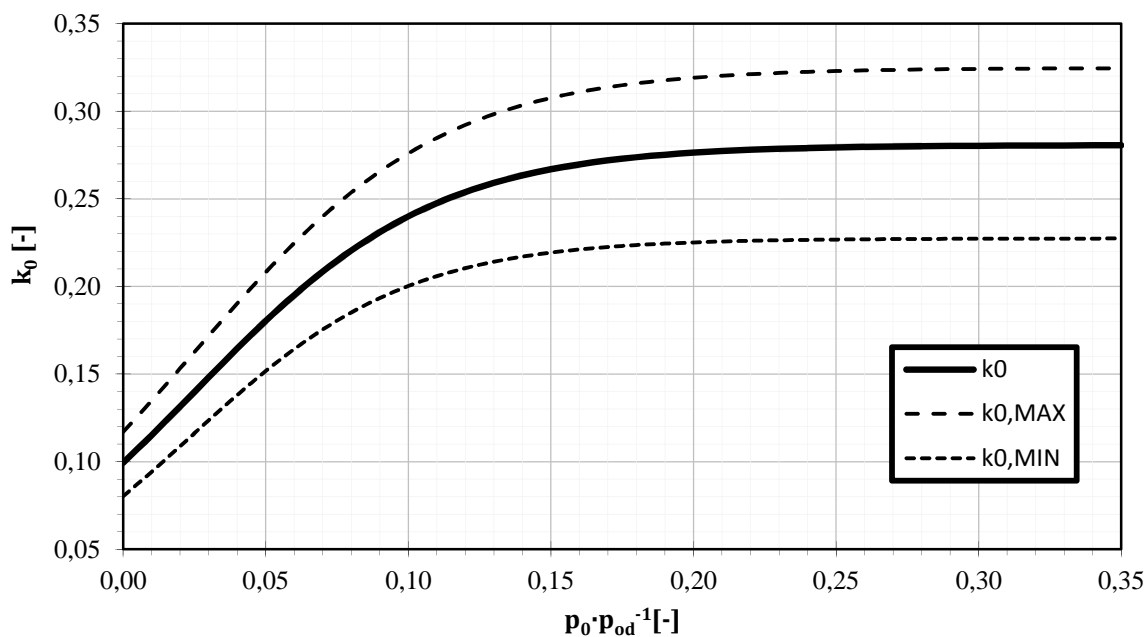
8 SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA

Spotřební charakteristika parní turbíny s jedním regulovaným odběrem lze charakterizovat rovnicí (8.1), popřípadě rovnicí (8.2), která je zkrácenou formou kde K_1 , K_2 a K_3 reprezentují příslušné členy v rovnici (8.1), ve které horní index VT označuje část turbíny před regulačním odběrem (I. stupeň), horní index NT označuje část turbíny za regulačním odběrem (II. a III. stupeň), \dot{m}_{od} značí hmotnostní tok regulovaným odběrem, spodní index j označuje jmenovité parametry dané detailním výpočtem (kapitola 5) a zadáním a k_0 označuje součinitel chodu naprázdno VT, či NT částí, který je pro VT část určen z obr. 75 $k_0^{VT} = 0,281$ a pro NT část z obr. 76 $k_0^{NT} = 0,140$, přičemž grafy jsou uvedeny pro případ regulace turbíny škrcením. Tyto dva grafy byly uveřejněny v [51] a byly vytvořeny aproximací experimentálního měření, kde je pro určení součinitele naprázdno uvažována střední hodnota mezi horní a spodní mezí spolehlivosti aproximace.

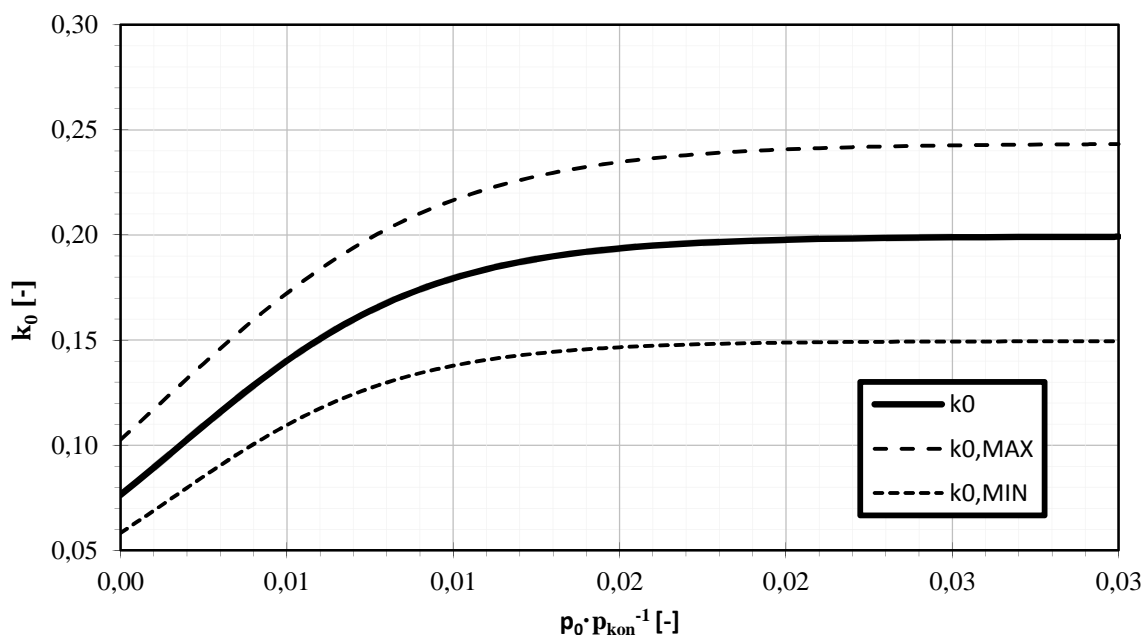
Rovnice spotřební charakteristiky a příslušný graf pro vypočtené parametry jsou uvedeny na konci této kapitoly.

$$P = \left[\frac{P_j^{VT}}{\dot{m}_j^{VT} \cdot (1 - k_0^{VT})} - \frac{P_j^{NT}}{\dot{m}_j^{NT} \cdot (1 - k_0^{NT})} \right] \cdot \dot{m} - \left[\frac{P_j^{NT}}{\dot{m}_j^{NT} \cdot (1 - k_0^{NT})} \right] \cdot \dot{m}_{od} - \frac{P_j^{VT} \cdot k_0^{VT}}{(1 - k_0^{VT})} - \frac{P_j^{NT} \cdot k_0^{NT}}{(1 - k_0^{NT})} \quad (8.1)$$

$$P = K_1 \cdot \dot{m} - K_2 \cdot \dot{m}_{od} - K_3 \quad (8.2)$$



Obr. 75 Součinitel chodu na prázdko pro protitlákou turbínu při regulaci škrcením



Obr. 76 Součinitel chodu na prázdno pro kondenzační turbínu při regulaci škrcením

Při $\dot{m}_{od} = 0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ tedy provozu bez odběru je přímka sestrojena průnikem bodu A, ve kterém $\dot{m}_A = 0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a P_A je dán rovnicí (8.3) a bodu B ve kterém $\dot{m}_B = \dot{m}_j^{NT}$ a P_B je určen rovnicí (8.4). Množství páry při nulovém výkonu při provozu bez odběru je dáno rovnicí (8.5).

$$P_A = -\frac{P_j^{VT} \cdot k_0^{VT}}{(1 - k_0^{VT})} - \frac{P_j^{NT} \cdot k_0^{NT}}{(1 - k_0^{NT})}$$

$$P_A = -\frac{705,53 \text{ kW} \cdot 0,281}{(1 - 0,281)} - \frac{1\,011,13 \text{ kW} \cdot 0,140}{(1 - 0,140)} \quad (8.3)$$

$$P_A = -439,44 \text{ kW}$$

$$P_B = \frac{P_j^{VT}}{(1 - k_0^{VT})} \cdot \left(\frac{\dot{m}_j^{NT}}{\dot{m}_j^{VT}} - k_0^{VT} \right) + P_j^{NT}$$

$$P_B = \frac{705,53 \text{ kW}}{(1 - 0,281)} \cdot \left(\frac{3,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} - 0,281 \right) + 1\,011,13 \text{ kW} \quad (8.4)$$

$$P_B = 1\,471,51 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{AB,0} = \frac{\dot{m}_j^{NT}}{P_A - P_B} \cdot P_A$$

$$\dot{m}_{AB,0} = \frac{3,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{-439,44 \text{ kW} - 1\,471,51 \text{ kW}} \cdot (-439,44 \text{ kW}) \quad (8.5)$$

$$\dot{m}_{AB,0} = 0,77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Při $\dot{m}_{od} = \dot{m}_j^{VT}$ se jedná o čistě odběrový provoz, který je ale pouze teoretický, jelikož je nutné zajistit průtok malého množství páry do NT dílu pro chlazení. Odběrový provoz je realizován přímkou určenou průnikem bodu A a C, kde bod C je dán $\dot{m}_C = \dot{m}_j^{VT}$ a výkonu dle (8.6).

$$P_C = P_j^{VT} - \frac{P_j^{NT} \cdot k_0^{NT}}{(1 - k_0^{NT})}$$

$$P_C = 705,53 \text{ kW} - \frac{1\,011,13 \text{ kW} \cdot 0,140}{(1 - 0,140)} \quad (8.6)$$

$$P_C = 541,16 \text{ kW}$$

Skutečný „čistě“ odběrový provoz je při $\dot{m}_{od} = \dot{m}_j^{VT} - \dot{m}_{min}^{NT}$, kde $\dot{m}_{min}^{NT} = 0,1 \cdot \dot{m}_j^{NT} = 0,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a je dán přímkou DE, která je rovnoběžná s přímkou AB. Výkon v bodě D je dán rovnicí (8.7) a hmotností tok v bodě E rovnicí (8.8).

$$P_D = \frac{\dot{m}_{min}^{NT}}{\dot{m}_j^{VT}} \cdot (P_C - P_A) + P_C$$

$$P_D = \frac{0,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} \cdot [541,16 \text{ kW} - (-439,44 \text{ kW})] + 541,16 \text{ kW} \quad (8.7)$$

$$P_D = 614,71 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{m}_j^{VT}}{P_C - P_A} \cdot (-P_C) + \dot{m}_j^{VT} - \dot{m}_{min}^{NT}$$

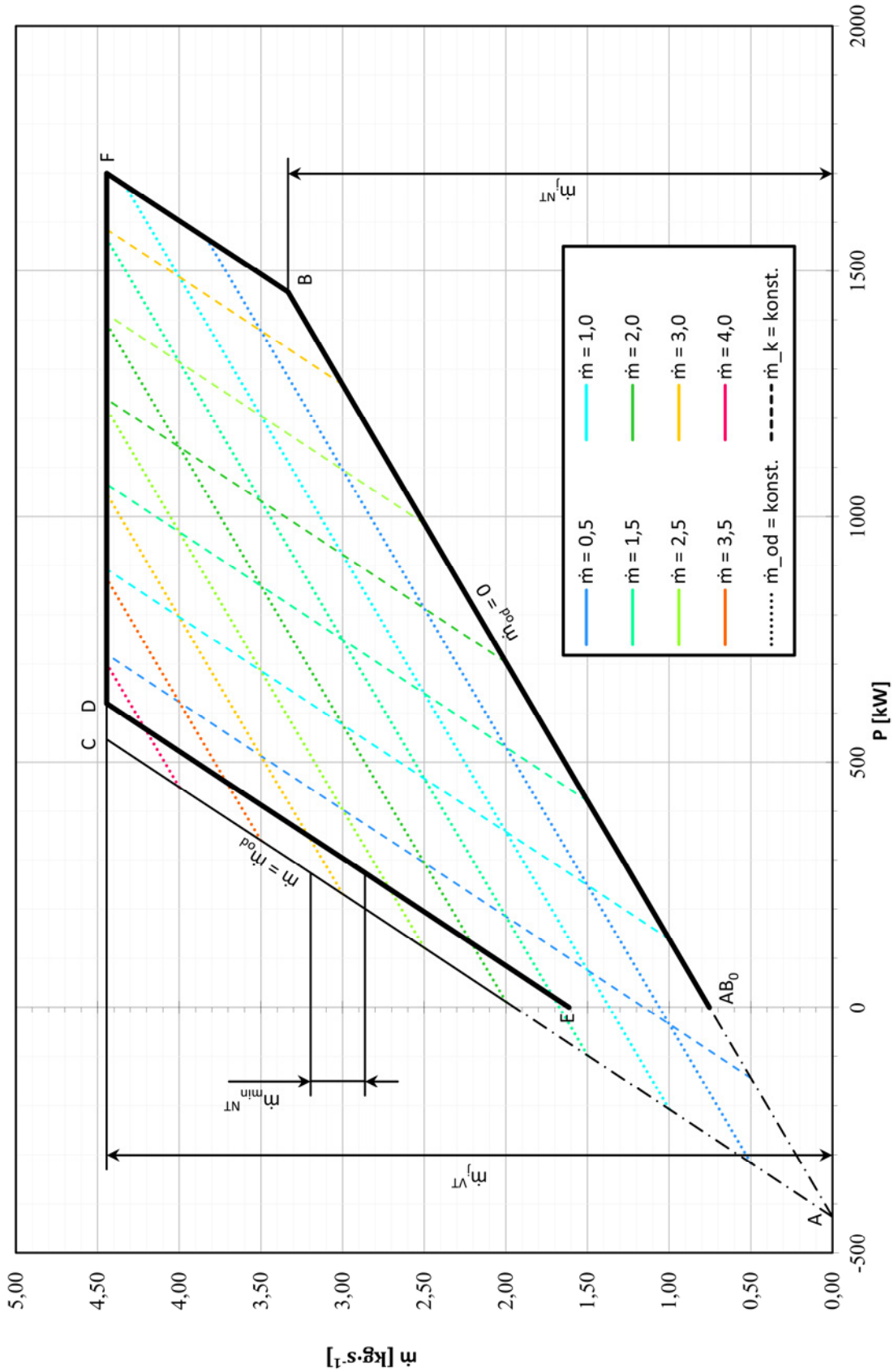
$$\dot{m}_E = \frac{4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{541,16 \text{ kW} - (-439,44 \text{ kW})} \cdot (541,16 \text{ kW}) + 4,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} - 0,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.8)$$

$$\dot{m}_E = 1,66 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokračování provozu bez odběru za bod B již není možné, ale je možné zvýšit výkon navýšením průtoku VT části a odebírat příslušný hmotností tok v odběru při maximálním průtoku NT části, jedná se tedy o přímkou BF. Tato přímka je rovnoběžná s přímkou CA a i s přímkou DE a hmotnostní tok páry v bodě F, kde turbína pracuje při jmenovitých parametrech $P_F = P_j$ a $\dot{m}_F = \dot{m}_j$.

Rovnice spotřební charakteristiky dle výsledků v detailním výpočtu turbíny (kapitola 5) je vyčíslena v (8.9) a graf této charakteristiky je uveden na obr. 77.

$$P = 573,285 \cdot \dot{m} - 352,649 \cdot \dot{m}_{od} - 439,442 \quad [\text{kW}] \quad (8.9)$$



Obr. 77 Zjednodušená spotřební charakteristika turbíny

9 EKONOMIE

Ekonomický výpočet navrhované koncepce je důležitý pro racionální zhodnocení návratnosti projektu a jeho schopnosti uspět na trhu. Jelikož není známa řada okolností ohledně instalace turbíny, je zavedena řada zjednodušujících podmínek, které mohou způsobit případné nepřesnosti výpočtu.

Při výpočtu se předpokládá, že veškerá vyrobená elektrická energie je prodána a veškerá tepelná energie, která je odebírána v odběrech turbíny, je využita pro vlastní účely.

Dále se předpokládá, že zákazník má dostatek finančních prostředků pro zaplacení celé investiční částky a nemusí si tudíž brát úvěr.

Investiční náklady na turbínu jsou stanoveny dle [33] a činní $N_i = 24,7 \text{ mil. Kč}$.

Doba životnosti je stanovena na $T_z = 25 \text{ let}$.

Roční doba provozu τ_p je stanovena pomocí (9.1), kde je uvažováno, že spalovna pojedě nepřetržitě po celý rok, přičemž je 25 dní určeno pro odstávky, údržby a případné havárie.

$$\tau_p = (365 - 25) \cdot 24 \text{ hod.} = 8160 \text{ hod.} \quad (9.1)$$

Při průměrném ročním elektrickém výkonu turbíny $P_{el} = 1\,717,66 \text{ kW}$ je roční výroba elektrické energie dána rovnicí (9.2).

$$E_r = \tau_p \cdot P_{el} = 8160 \text{ hod} \cdot 1\,717,66 \text{ kW} = 14\,016 \text{ MWhe} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.2)$$

Výnosy se stanoví dle (9.3), přičemž výkupní cena elektrické energie je dle [52] pro spalování komunálního odpadu se zeleným bonusem $c_e = 2230 \text{ Kč} \cdot \text{MWhe}^{-1}$.

$$\begin{aligned} V &= E_r \cdot c_e \\ V &= 14\,016 \text{ MWhe} \cdot \text{rok}^{-1} \cdot 2230 \text{ Kč} \cdot \text{MWhe}^{-1} \\ V &= 31\,255\,839 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \end{aligned} \quad (9.3)$$

Pro porovnávání hospodárnosti rozdílných projektů se využívá jako nejjednodušší porovnávací kritérium měrná investiční náklady (9.4)

$$n_i = \frac{N_i}{P_{el}} = \frac{24\,700\,000 \text{ Kč}}{1\,717,66 \text{ kWhe}} = 14\,380 \text{ Kč} \cdot \text{kWhe}^{-1} \quad (9.4)$$

9.1 Náklady

Náklady jsou děleny na stálé, které vznikají nezávisle na výrobě (např. mzdy zaměstnancům, opravy atd.) a na proměnné, které jsou úzce spjaty se samotnou výrobou (např. palivo).

Většina nákladů je empiricky stanovena pomocí [53].

9.1.1 Stálé roční náklady

Náklady na mzdy zaměstnancům:

$$N_m = 0,01 \cdot N_i = 0,01 \cdot 24\,700\,000 \text{ Kč} = 247\,000 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.5)$$

Náklady na opravu, údržbu a revize:

$$N_{ou} = 0,02 \cdot N_i = 0,02 \cdot 24\,700\,000 \text{ Kč} = 494\,000 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.6)$$

Náklady na režii a ostatní:

$$N_r = 0,015 \cdot N_i = 0,015 \cdot 24\,700\,000 \text{ Kč} = 370\,500 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.7)$$

Celkové stálé náklady:

$$\begin{aligned}
 N_s &= N_m + N_{ou} + N_r \\
 N_s &= 247\,000 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} + 494\,000 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} + 370\,500 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} \\
 N_s &= 1\,111\,500 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1}
 \end{aligned} \tag{9.8}$$

9.1.2 Proměnné roční náklady

Roční spotřeba paliva:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{pal} &= \frac{\dot{m}_p \cdot (i_0 - i_{NV}(p_k, x = 0))}{Q_i^r \cdot \eta_t} \cdot \tau_p \\
 \dot{m}_{pal} &= \frac{16,00 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1} \cdot (3\,176,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 440,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1})}{9,12 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,97} \cdot 8\,160 \text{ hod.} \\
 \dot{m}_{pal} &= 40\,379 \text{ t} \cdot \text{rok}^{-1}
 \end{aligned} \tag{9.9}$$

Výhřevnost odpadů je stanovena pomocí [54] a to na $Q_i^r = 9,12 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a účinnost přeměny energie na $\eta_t = 0,97$ dle [55].

Roční výdaje za palivo:

$$\begin{aligned}
 N_{pal} &= \dot{m}_{pal} \cdot c_{pal} \\
 N_{pal} &= 40\,379 \text{ t} \cdot \text{rok}^{-1} \cdot 650 \text{ kč} \cdot \text{t}^{-1} \\
 N_{pal} &= 26\,246\,118 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1}
 \end{aligned} \tag{9.10}$$

Cena jedné tuny odpadů je $c_{pal} = 650 \text{ kč} \cdot \text{t}^{-1}$ (dle [55]), a to i se zahrnutými náklady na zpracování, ekologizaci a konečné uskladnění odpadů, tak i se zisky za prodej železného šrotu, neželezných kovů a dalších zbytků.

Ostatní proměnné náklady:

$$N_{op} = 0,02 \cdot N_i = 0,02 \cdot 24\,700\,000 \text{ kč} = 494\,000 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} \tag{9.11}$$

Celkové proměnné náklady:

$$\begin{aligned}
 N_p &= N_{pal} + N_{op} \\
 N_p &= 26\,246\,118 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} + 494\,000 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} \\
 N_p &= 26\,740\,118 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1}
 \end{aligned} \tag{9.12}$$

Celkové výrobní náklady:

$$\begin{aligned}
 N_v &= N_s + N_p \\
 N_v &= 1\,111\,500 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} + 26\,740\,118 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1} \\
 N_v &= 27\,851\,618 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1}
 \end{aligned} \tag{9.13}$$

Celkové měrné výrobní náklady:

$$n_v = \frac{N_v}{E_r} = \frac{27\,851\,618 \text{ kč} \cdot \text{rok}^{-1}}{14\,016 \text{ MWhe} \cdot \text{rok}^{-1}} = 1\,987 \text{ kč} \cdot \text{MWhe}^{-1} \tag{9.14}$$

Celkové měrné výrobní náklady jsou vedle měrných investičních nákladů druhým nejjednodušším porovnávacím kritériem.

9.1.3 Odpisy

Pro stanovení doby odpisů je nutné stanovit odpisovou skupinu. Pro určení je nutné definovat rozsah projektu, proto se předpokládá, že se instaluje pouze turbína, bez kondenzátoru, tedy dle zákona č. 586/1992 Sb. – *Zákon České národní rady o daních z příjmů* [56] spadá tento projekt do 3 skupiny a odpisuje se po 10 let, roční odpisy pak činní:

$$N_o = \frac{N_i}{T_o} = \frac{24\,700\,000 \text{ Kč}}{10 \text{ let}} = 2\,470\,000 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.15)$$

9.2 Cash Flow

Cash Flow vyjadřuje tok peněz za dané období, tedy rozdíl mezi příjmy a výdaji.

Hrubý Cash Flow:

$$\begin{aligned} CF_h &= V - N_v \\ CF_h &= 31\,255\,839 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} - 27\,851\,618 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \\ CF_h &= 3\,404\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \end{aligned} \quad (9.16)$$

Protože doba odpisů je kratší jak předpokládaná doba životnosti zařízení, je nutné produkční období rozdělit na dvě části, a to na období s odpisy a období bez odpisů.

9.2.1 Období s odpisy

Hrubý zisk:

$$\begin{aligned} Z &= CF_h - N_o \\ Z &= 3\,404\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} - 2\,470\,000 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \\ Z &= 934\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \end{aligned} \quad (9.17)$$

Dle zákona č. 586/1992 Sb. – *Zákon České národní rady o daních z příjmů* [56] činí daňová sazba pro právnické osoby $o = 19\%$.

Daňové odvody:

$$O = Z \cdot o = 934\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \cdot 0,19 = 177\,502 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.18)$$

Disponibilní zisk:

$$\begin{aligned} Z_p &= Z - O \\ Z_p &= 934\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} - 177\,502 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \\ Z_p &= 756\,719 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \end{aligned} \quad (9.19)$$

Cash Flow:

$$\begin{aligned} CF &= V - N_v - O \\ CF &= 31\,255\,839 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} - 27\,851\,618 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} - 177\,502 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \\ CF &= 3\,226\,719 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \end{aligned} \quad (9.20)$$

9.2.2 Období bez odpisů

Hrubý zisk:

$$Z = CF_h = 3\,404\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.21)$$

Daňové odvody:

$$O = Z \cdot o = 3\,404\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \cdot 0,19 = 646\,802 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.22)$$

Disponibilní zisk:

$$Z_p = Z - O$$

$$Z_p = 3\,404\,221 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} - 646\,802 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.23)$$

$$Z_p = 2\,757\,419 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1}$$

Cash Flow:

$$CF = Z_p = 2\,757\,419 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (9.24)$$

9.3 Diskontování

Diskontování slouží k předpovědi budoucí ceny financí, tedy k realističtějšímu odhadu toku peněz než obyčejné Cash Flow. K diskontování se využívá diskontní míra d , jejichž stanovení je otázkou složitých analýz, které nejsou cílem ani předmětem této práce, proto jsou stanoveny tři diskontní míry, které vystihují interval od optimistického do pesimistického budoucího vývoje hodnoty peněz.

- Optimistický odhad: $d_1 = 0,03$
- Realistický odhad: $d_2 = 0,05$
- Pesimistický odhad: $d_3 = 0,07$

9.4 Doba návratnosti

Obyčejná doba návratnosti:

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{24\,700\,000 \text{ Kč}}{3\,226\,719 \text{ Kč} \cdot \text{rok}^{-1}} = 7,65 \text{ roků} \quad (9.25)$$

Diskontovaná doba návratnosti (optimistický odhad $d = 0,03$):

$$T_{d_1} = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_o \cdot d_1}}{\ln(1 + d_1)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 7,65 \text{ roků} \cdot 0,03}}{\ln(1 + 0,03)} = 8,83 \text{ roků} \quad (9.26)$$

Diskontovaná doba návratnosti (realistický odhad $d = 0,05$):

$$T_{d_2} = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_o \cdot d_2}}{\ln(1 + d_2)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 7,65 \text{ roků} \cdot 0,05}}{\ln(1 + 0,05)} = 9,89 \text{ roků} \quad (9.27)$$

Diskontovaná doba návratnosti (pesimistický odhad $d = 0,07$):

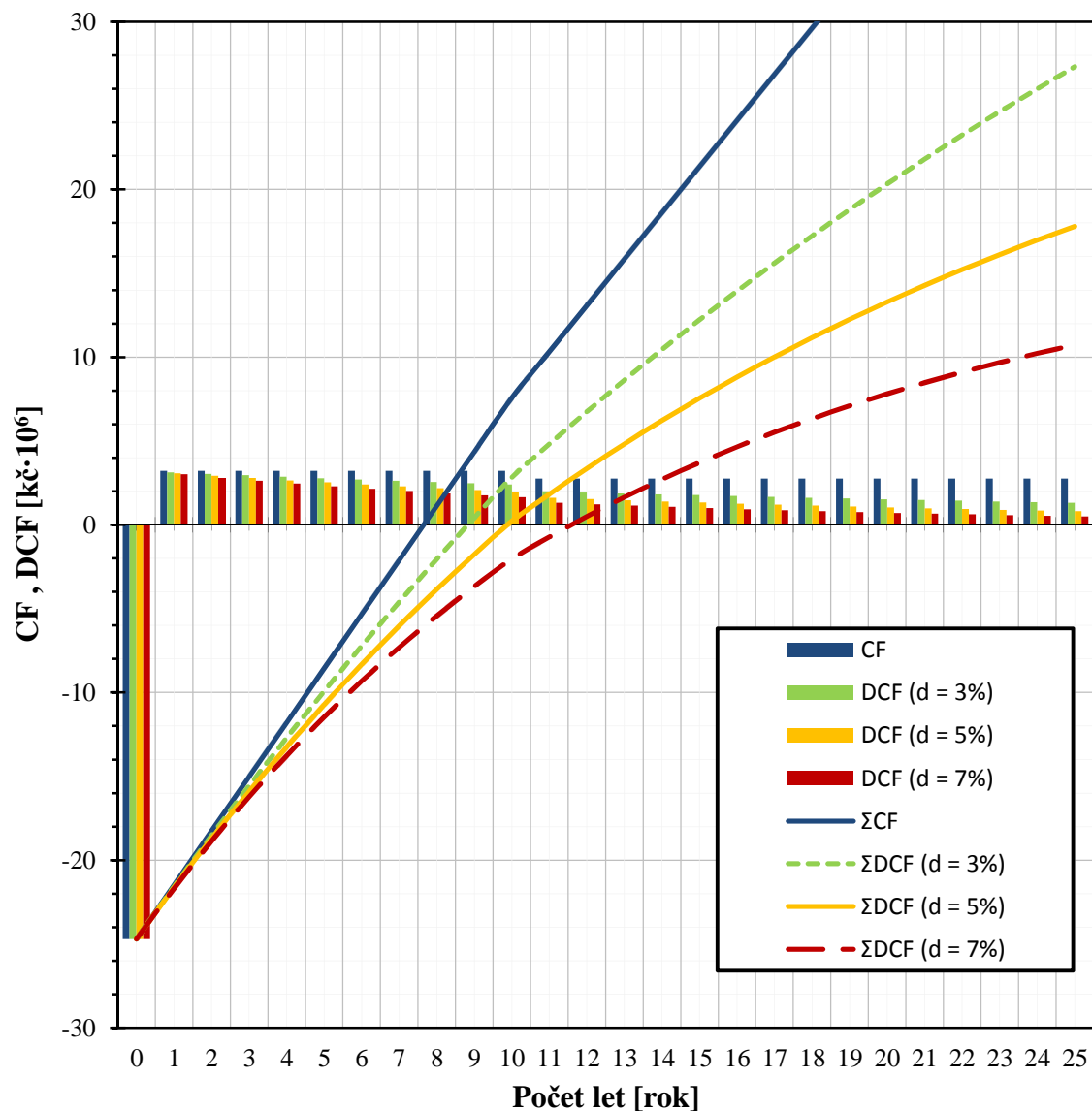
$$T_{d_3} = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_o \cdot d_3}}{\ln(1 + d_3)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 7,65 \text{ roků} \cdot 0,07}}{\ln(1 + 0,07)} = 11,34 \text{ roků} \quad (9.28)$$

Sofistikovanějším porovnávacím kritériem oproti měrným investičním nákladů n_i a měrný výrobním nákladům n_v je vnitřní výnosové procento, zkráceně IRR, které uvažuje i časovou hodnotu peněz a vyhodnocuje kolik procent na daném projektu je výdělek. IRR je použito v kapitole 2.3 pro porovnání výhodnosti jednotlivých variant, v tomto případě je $IRR = 9,17$.

Níže uvedená tabulka 20 a následně obr. 78 shrnují investici v době životnosti projektu, a to jak pomocí prostého Cash Flow tak i za pomocí diskontovaného Cash Flow.

Tabulka 20 Vypočtené obyčejné Cash Flow a diskontované Cash Flow

ROK	N_i	CF	DCF ₁	DCF ₂	DCF ₃	ΣCF	ΣDCF ₁	ΣDCF ₂	ΣDCF ₃
	[kč·10 ³]								
0	24 700	-24 700	-24 700	-24 700	-24 700	-24 700	-24 700	-24 700	-24 700
1		3 227	3 133	3 073	3 016	-21 473	-21 567	-21 627	-21 684
2		3 227	3 041	2 927	2 818	-18 247	-18 526	-18 700	-18 866
3		3 227	2 953	2 787	2 634	-15 020	-15 573	-15 913	-16 232
4		3 227	2 867	2 655	2 462	-11 793	-12 706	-13 258	-13 770
5		3 227	2 783	2 528	2 301	-8 566	-9 923	-10 730	-11 470
6		3 227	2 702	2 408	2 150	-5 340	-7 220	-8 322	-9 320
7		3 227	2 624	2 293	2 009	-2 113	-4 597	-6 029	-7 310
8		3 227	2 547	2 184	1 878	1 114	-2 049	-3 845	-5 432
9		3 227	2 473	2 080	1 755	4 340	424	-1 765	-3 677
10		3 227	2 401	1 981	1 640	7 567	2 825	216	-2 037
11		2 757	1 992	1 612	1 310	10 325	4 817	1 828	-727
12		2 757	1 934	1 535	1 224	13 082	6 751	3 364	497
13		2 757	1 878	1 462	1 144	15 839	8 628	4 826	1 642
14		2 757	1 823	1 393	1 069	18 597	10 451	6 219	2 711
15		2 757	1 770	1 326	999	21 354	12 221	7 545	3 711
16		2 757	1 718	1 263	934	24 112	13 939	8 808	4 645
17		2 757	1 668	1 203	873	26 869	15 608	10 011	5 517
18		2 757	1 620	1 146	816	29 627	17 227	11 157	6 333
19		2 757	1 573	1 091	762	32 384	18 800	12 248	7 096
20		2 757	1 527	1 039	713	35 141	20 327	13 287	7 808
21		2 757	1 482	990	666	37 899	21 809	14 277	8 474
22		2 757	1 439	943	622	40 656	23 248	15 220	9 097
23		2 757	1 397	898	582	43 414	24 645	16 117	9 678
24		2 757	1 356	855	544	46 171	26 002	16 972	10 222
25		2 757	1 317	814	508	48 928	27 319	17 787	10 730



Obr. 78 Průběh Cash Flow a diskontovaného Cash Flow

10 VLASTNÍ FREKVENCE LOPATEK

Pro stanovení vlastní frekvence lopatek je využit program ANSYS Workbench 14.5 s FEA simulací v ANSYS Mechanical s toolboxem Modal.

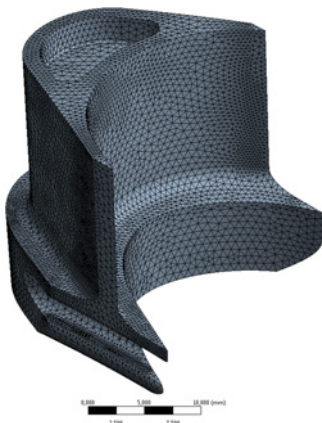
Oběžná kola, tedy i lopatky, jsou vyráběny z oceli 16430 (30CrNiMo6, 1.6580), přičemž vlastnosti jsou nastaveny dle materiálového listu [57].

Profil lopatky je uveden v detailním výpočtu (kapitola 5). V tabulce 21 jsou uvedeny výšky lopatek, střední průměry lopatkování a otáčky rotoru pro jednotlivé stupně vypočtené opět v detailním výpočtu.

Tabulka 21 Základní geometrie a zatížení pro model lopatky

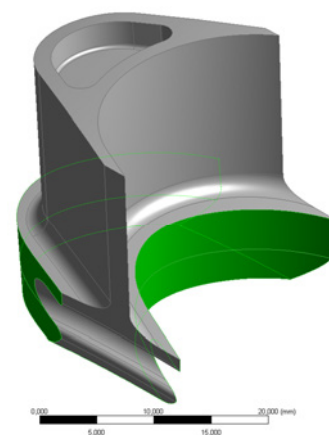
		STUPEŇ I.	STUPEŇ II.	STUPEŇ III.
l_2	[mm]	16,3	27,0	40,4
D_{str}	[mm]	320	325	550
n	[min^{-1}]	16 500	16 500	12 500

Při výpočtu se uvažuje i s vlivem odlehčení na špičce lopatky (obr. 79), které slouží ke snížení zatížení odstředivou silou a má ucpávkový efekt na páru přetékaající radiální mezerou lopatku, částečně tedy snižuje ztráty radiální mezerou. Hloubka vybrání je pro lopatku I. stupně 2 mm, II. stupně 4 mm a III. stupně 5 mm.



Obr. 80 Výpočetní síť lopatky

Výpočetní síť lopatky je zobrazena na obr. 80. Z důvodu relativně velké tvarové rozmanitosti lopatky, je volen jen objem se čtyřstěnnými elementárními objemy. Maximální velikost elementárních objemů je volena 0,75 mm ($\approx 175\,000$ buněk pro lopatku I. stupně), a to dle konvergence vlastní frekvence lopatky v závislosti na počtu elementárních objemů (PŘÍLOHA 3).



Obr. 79 Geometrie lopatky

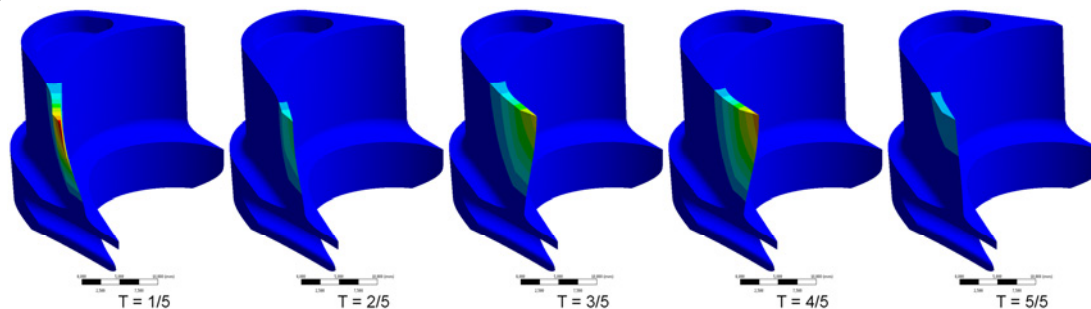
Okrajové podmínky pro výpočetní model jsou pevná podpora pro lopatku (zelené zvýraznění na obr. 80 + spodní plocha lopatky) a otáčky rotoru, které jsou nastaveny dle hodnot uvedených v tabulce 21.

Pro lopatku každého stupně bylo vypočteno 5 prvních vlastních frekvencí v závislosti na pracovních otáčkách. Tyto vlastní frekvence jsou uvedeny v tabulce 22.

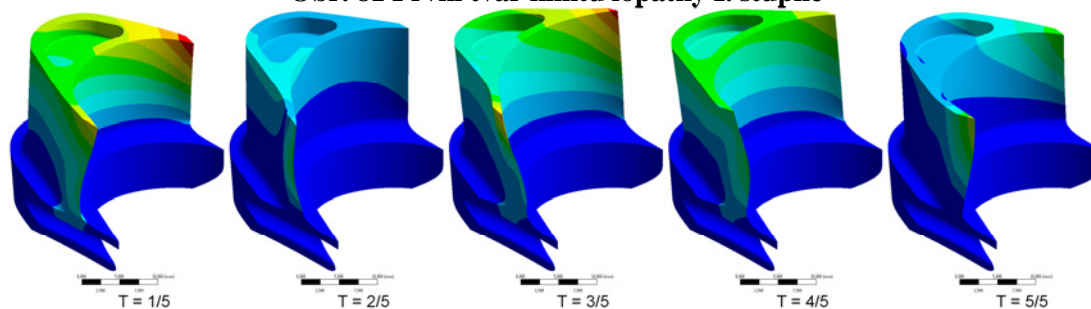
Tabulka 22 Vlastní frekvence lopatek při pracovních otáčkách rotoru

		STUPEŇ I.	STUPEŇ II.	STUPEŇ III.
λ_1	[Hz]	15 329	8 952	6 103
λ_2	[Hz]	24 245	10 094	7 045
λ_3	[Hz]	25 908	15 911	13 118
λ_4	[Hz]	33 373	19 870	18 900
λ_5	[Hz]	36 433	21 471	21 135

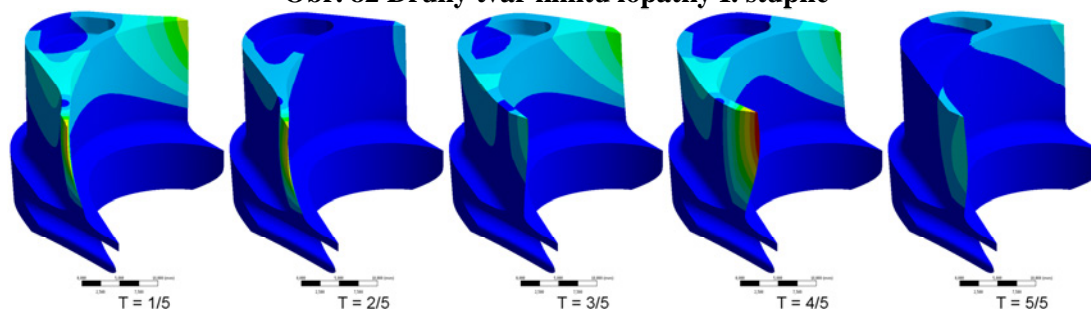
Na obr. 81 až obr. 85 jsou zobrazeny průběhy vlastních kmitů lopatky I. stupně v závislosti na periodě kmitu T . Průběhy pro II. a III. stupeň jsou uvedeny v příloze 4 a příloze 5.



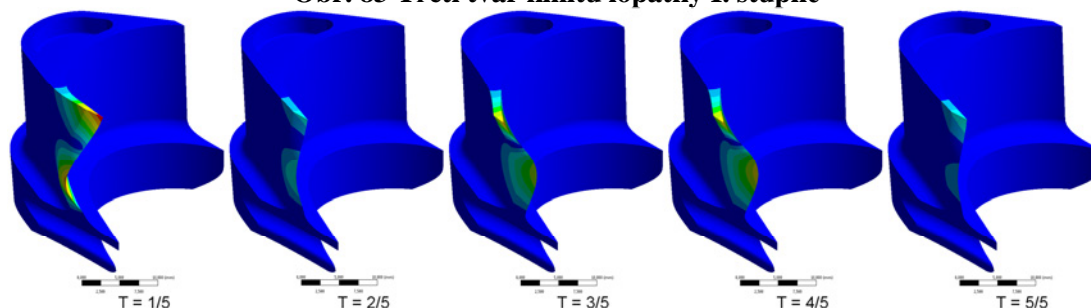
Obr. 81 První tvar kmitu lopatky I. stupně



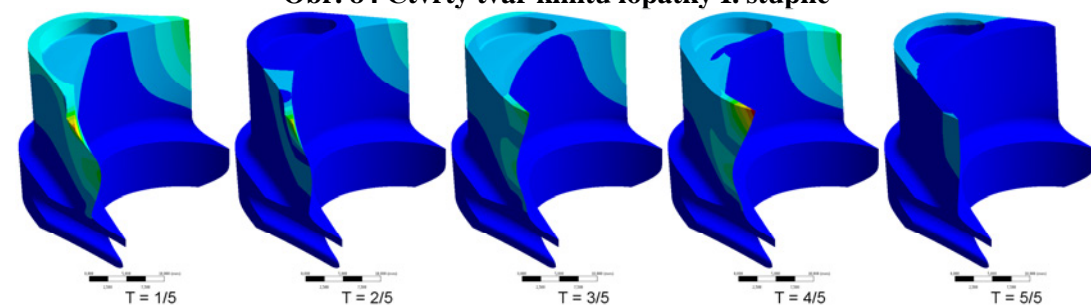
Obr. 82 Druhý tvar kmitu lopatky I. stupně



Obr. 83 Třetí tvar kmitu lopatky I. stupně



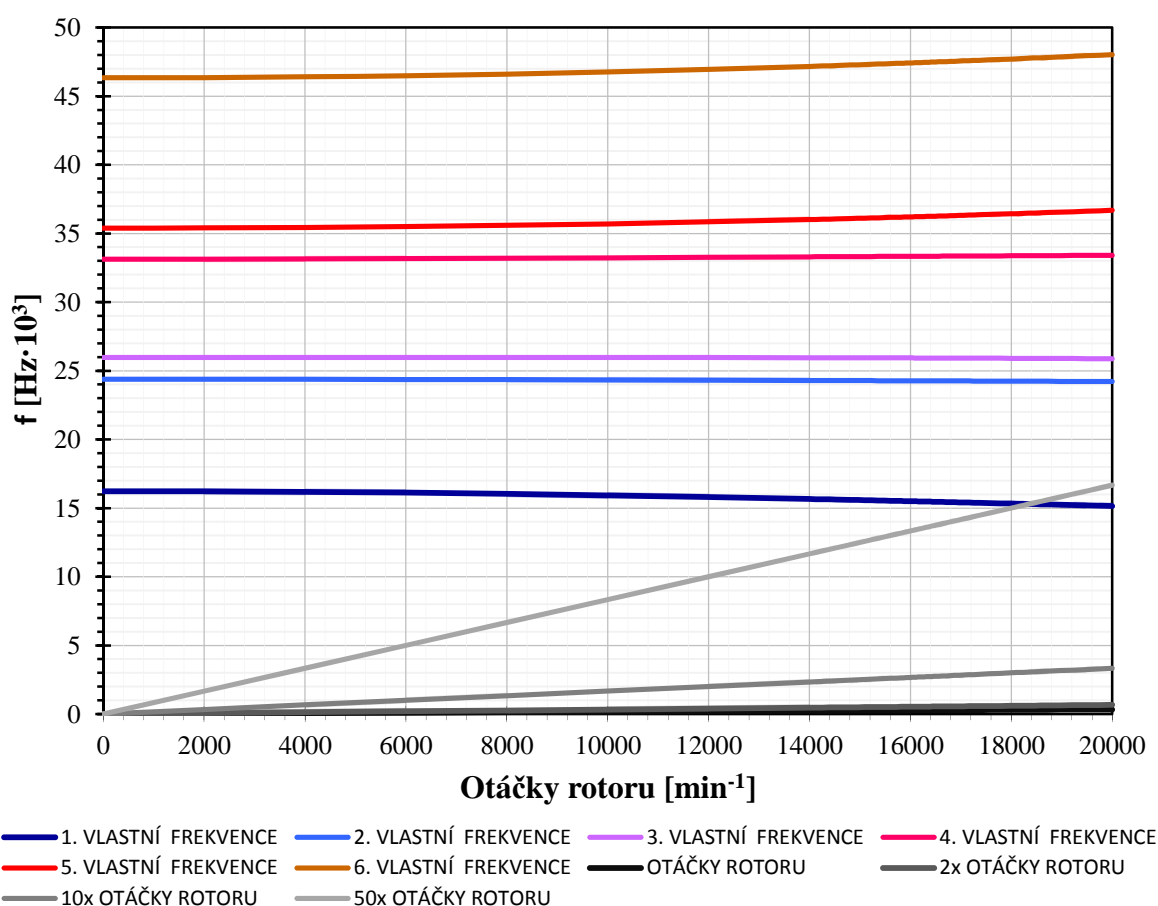
Obr. 84 Čtvrtý tvar kmitu lopatky I. stupně



Obr. 85 Pátý tvar kmitu lopatky I. stupně

Pro určení rezonance (kritické otáčky) se používá tzv. Campbellův diagram, který je pro lopatku I. stupně uveden na obr. 86. V Campbellově diagramu je v tomto případě použita závislost vlastní frekvence na otáčkách rotoru. Pro lopatku I. stupně je zřejmé, že při provozních podmínkách se do rezonance nedostane (při uvažování vlivu pouze úhlové rychlosti a Coriolisovy síly). Do rezonance se dostane, dle diagramu, až při padesátinásobku otáček $18\,000\text{ min}^{-1}$, tedy zhruba při $90\,000\text{ min}^{-1}$. Campbellovy diagramy lopatek II. a III. stupně jsou uvedeny v příloze 6 a příloze 7.

Pro kompletní posouzení zda se lopatka ocitne v rezonanci při provozních podmínkách je třeba provést kompletní harmonickou analýzu, v závislosti na proudícím médiu, úplavech vznikajících za rozváděcími lopatkami, vlivu parciálností a dalších nestacionárních dějích. Tato analýza je však značně složitá, a proto není v této práci provedena.



Obr. 86 Campbellův diagram lopatky I. stupně

11 SIMULACE PROUDĚNÍ

Simulace proudění CFD jsou provedeny v programu ANSYS CFX. Jako proudící médium byla použita vodní pára dle definice IAPWS-IF97 [39]. Výsledky simulací jsou použity pro určení potřebných součinitelů, změn stavových veličin a ověření navržených rozměrů a řešení.

Při výpočtech je uvažována řada zjednodušení. Mezi největší zjednodušení patří zanedbání vlivu jednotlivých modelů mezi sebou. Jsou tedy řešeny separovaně (difuzorový ventil, rozváděcí skříň a výstupní hrdlo), proto jsou hodnoty proudění v okrajových podmínkách vstupu a výstupu nastaveny převážně jako aritmetické hodnoty zadaných veličin. Pro uvažování vlivu mezi jednotlivými modely nebyly k dispozici dostatečné výpočetní kapacity.

Vypočtené stavové veličiny pomocí simulace jsou vždy určeny jako střední integrální hodnota přes hmotnostní tok na dané ploše, jedinou výjimkou je tlak, který je počítán jako střední hodnota vztažená k dané ploše.

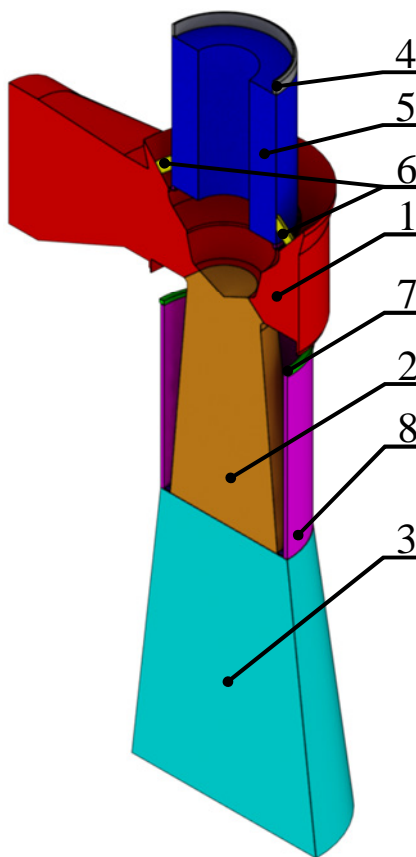
11.1 Difuzorový ventil I. stupně

Průtočný objem ventilu je dán unifikovaným tělesem ventilu DN100 PN40 (kapitola 3.4), vypočteným difuzorem, kuželkou a zvoleným výstupním rozšířením před rozváděcí skříň. U tvorby modelu je jediným zjednodušením nahrazení těsnícího vlnovce válcem o průměru rovnému střednímu průměru zvlnění vlnovce.

Pro lepší kvalitu výpočetní sítě je průtočný objem ventilu rozdělen na více částí (obr. 87). Objemy 1 a 2 jsou pro svou tvarovou složitost tvořeny čtyřstěny. Objemy 3 až 8 jsou vytvořeny metodou MULTIZONE a jsou tvořeny šestistěny, díky kterým výpočet lépe a rychleji konverguje při menším počtu elementárních objemů oproti použití čtyřstěnných elementárních objemů.

V závislosti na konvergenci výstupního tlaku (tlaku na výstupu z rozšíření, příloha 8), je volena velikost elementárních objemů $0,003\text{ m}$ ($\approx 1\,500\,000$ buněk), kdy je konvergence sledovaných stavových veličin páry zcela zajištěna.

Výsledná výpočetní síť průtočného objemu, zde není uvedena, jelikož by nebyli jednotlivé elementární objemy rozpoznatelné.

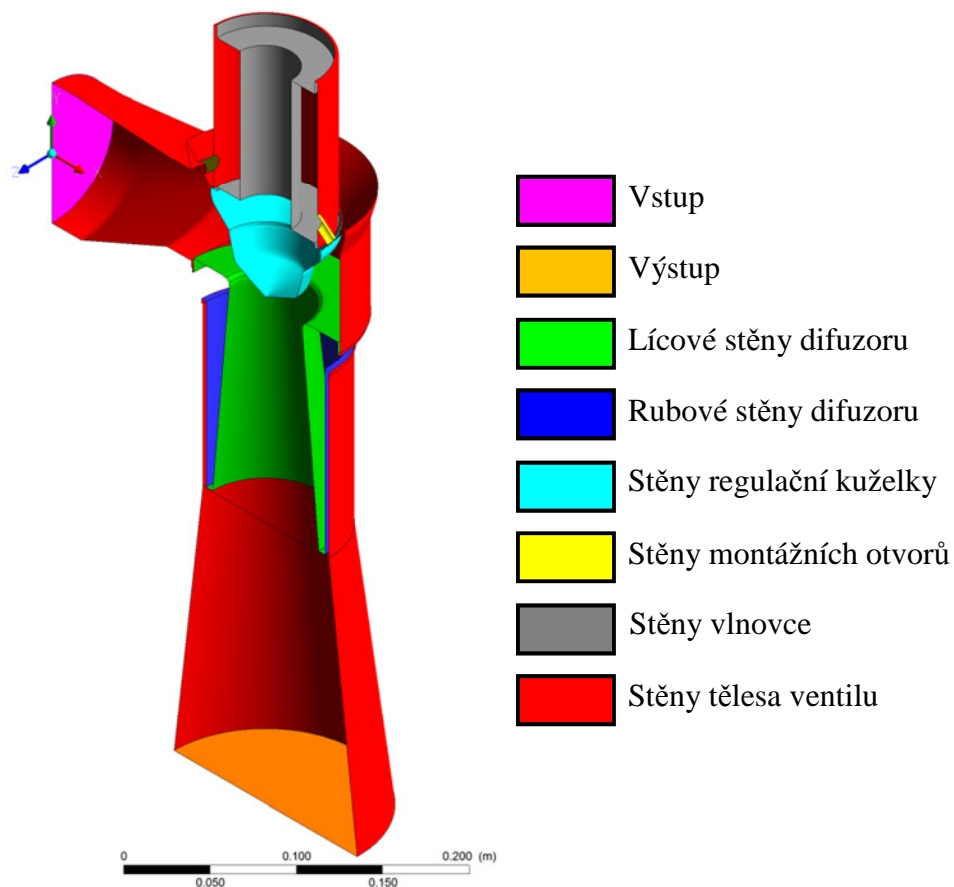


Obr. 87 Části průtočného objemu ventilu I. stupně

Jako fyzikální model je zvolen k-Epsilon, který velice stabilně konverguje.

Na obr. 88 jsou barevně znázorněny okrajové podmínky pro fyzikální model, jejichž jednotlivé vstupní parametry jsou:

- **vstup** – $p_0 = 3,6 \text{ MPa}$, $t_0 = 380 \text{ °C}$
- **výstup** - $\dot{m} = 4,44 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- **lícové stěny difuzoru** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 1,6 \text{ }\mu\text{m}$ ($Ra \ 0,8$)
- **rubové stěny difuzoru** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 6,4 \text{ }\mu\text{m}$ ($Ra \ 3,2$)
- **stěny regulační kuželky** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 3,2 \text{ }\mu\text{m}$ ($Ra \ 1,6$)
- **stěny montážních otvorů** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 6,4 \text{ }\mu\text{m}$ ($Ra \ 3,2$)
- **stěny vlnovce** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 3,2 \text{ }\mu\text{m}$ ($Ra \ 1,6$)
- **stěny tělesa ventilu** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 50 \text{ }\mu\text{m}$ ($Ra \ 25$)
- **symetrie geometrie a proudění** – rovina XY



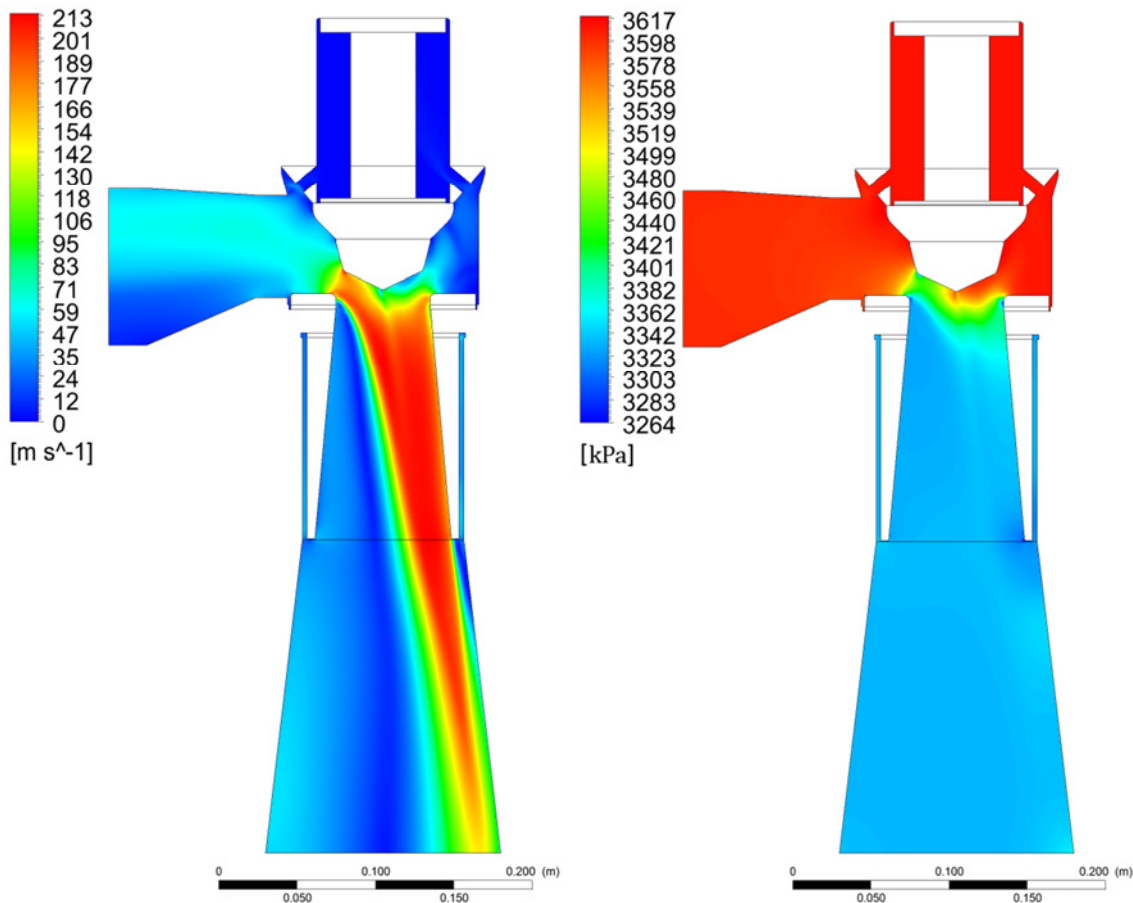
Obr. 88 Okrajové podmínky fyzikálního modelu regulačního ventilu

V tabulce 23 jsou uvedeny výsledné stavové veličiny páry na výstupu z regulačního ventilu.

Tabulka 23 Stavové veličiny na výstupu z regulačního ventilu pro I. stupeň

p	p _c	i	i _c	s	t	v
[MPa]	[MPa]	[kJ·kg ⁻¹]	[kJ·kg ⁻¹]	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	[°C]	[m ³ ·kg ⁻¹]
3,37081	3,38152	3175,07	3175,96	6,7866	378,4	0,0846

Na obr. 89 jsou uvedeny rychlostní a tlakové pole v regulačním ventilu I. stupně. Je zřejmé, že vlivem nerovnoměrného rozložení vstupního proudu v nejužším místě dochází k nerovnoměrnému proudění a vzniku úplavu v difuzoru na straně přívodu. Vlivem nerovnoměrného rozložení proudění jsou rovněž výsledky provedené pomocí CFD a výpočtem v kapitole 7 rozdílné. Je tedy zřejmé, že výpočet v kapitole 7 je i přes svou složitost nepřesný, a to vlivem předpokladu jednorozměrného proudění. Přesná tvorba profilu kuželky, je tedy možná pouze pomocí experimentálního měření, či CFD simulace za použití optimalizačních metod. Tyto výpočty jsou výrazně složitě a časově náročné, proto nejsou v této práci provedeny.



Obr. 89 Rychlostní pole (vlevo) a tlakové pole (vpravo) v regulačním ventilu

11.2 Ztráta ve výstupním hrdle

Simulace proudění je pro výstupní hrdlo provedena z důvodů stanovení součinitele ztrát ve výstupním hrdle, který je definován vztahem (11.1) a výsledné vypočtené hodnoty ze simulace jsou uvedeny v tabulce 24.

$$k_{VH} = \frac{h_{iz,2} - h_{iz,02}}{h_{iz,2}} = \frac{p_2 - p_{02}}{p_{2c} - p_2} \quad [-] \quad (11.1)$$

Geometrie výstupního hrdla je dána tvarem skříně turbíny a výstupní příruba, přičemž světlost výstupní příruby je volena dle normalizovaných světlostí uvedených v [53] pro střední výstupní rychlost páry 50 - 70 m·s⁻¹. Pro I. stupeň je voleno DN150, pro II. DN200 a pro III. stupeň DN600.

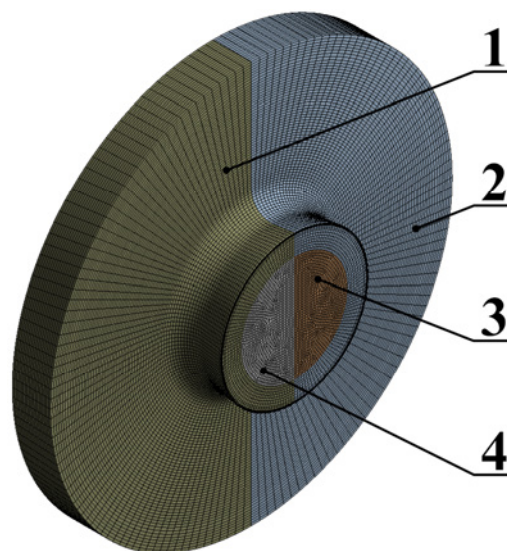
Výpočetní síť (obr. 90) je pro větší kvalitu rozdělena na 4 tělesa, kde těleso 1 a 2 je vytvořeno metodou SWEEP, těleso 3 a 4 metodou MULTIZONE.

V závislosti na konvergenci tlaků ve výpočtu (PŘÍLOHA 9) byla pro velikost buňky výpočetní sítě zvolena velikost 0,00225 m (≈ 600 000 buněk), u které je konvergence sledovaných veličin zcela zajištěna.

Pro fyzikální model je zvolen BSL (Baseline k-ω), který velice stabilně a nejrychleji konverguje, přičemž výsledné hodnoty se řádově shodují s ostatními významnými turbulentními modely proudění. Při výpočtu jsou zohledněny i viskózní síly.

Na obr. 91 jsou barevně znázorněny okrajové podmínky pro fyzikální model, jejichž jednotlivé vstupní parametry jsou:

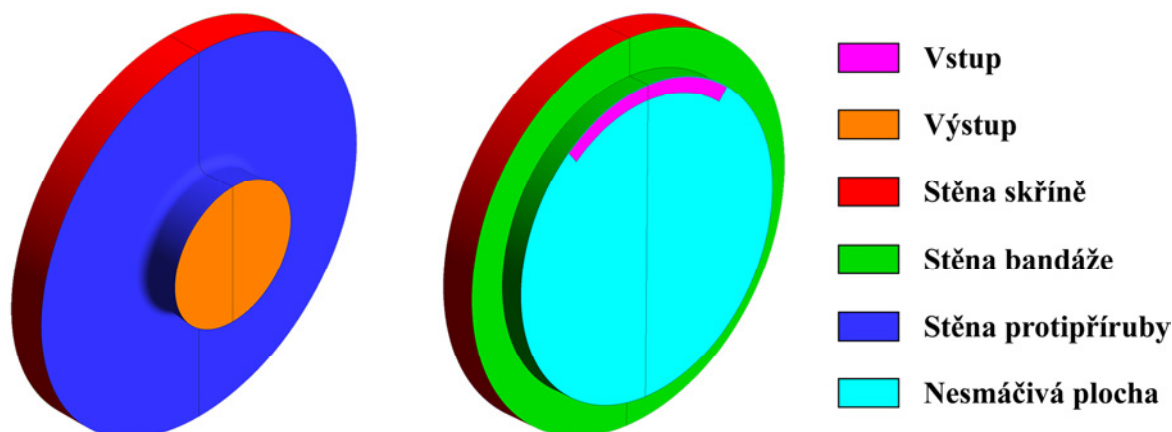
- **vstup** – hmotnostní tok (I. stupeň 16 t·hod⁻¹, II. stupeň 12 t·hod⁻¹, III. stupeň 8 t·hod⁻¹) a celková entalpie (I. stupeň 2998,32 kJ·kg⁻¹, II. stupeň 2838,98 kJ·kg⁻¹, III. stupeň 2580,88 kJ·kg⁻¹)
- **výstup** – celkový tlak (I. stupeň 1,2 MPa, II. stupeň 0,4 MPa, III. stupeň 0,03 MPa)
- **stěna skříně** – absolutní drsnost povrchu Δ = 25 μm (Ra 12,5)
- **stěna bandáže** – absolutní drsnost povrchu Δ = 12,6 μm (Ra 6,3)
- **stěna protitlaké příruby** – absolutní drsnost povrchu Δ = 6,4 μm (Ra 3,2)
- **nesmáčivé plochy** – plochy bez vlivu na proudění



Obr. 90 Výpočetní síť výstupního hrdla

Tabulka 24 Vypočtený ztrátový součinitel výstupních hrdel

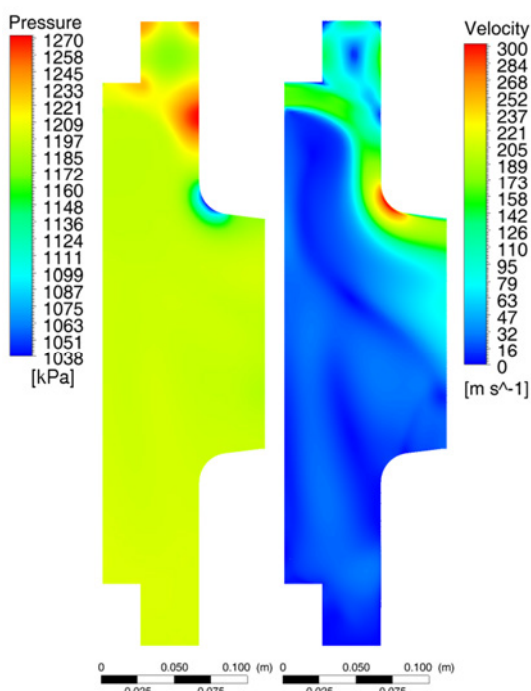
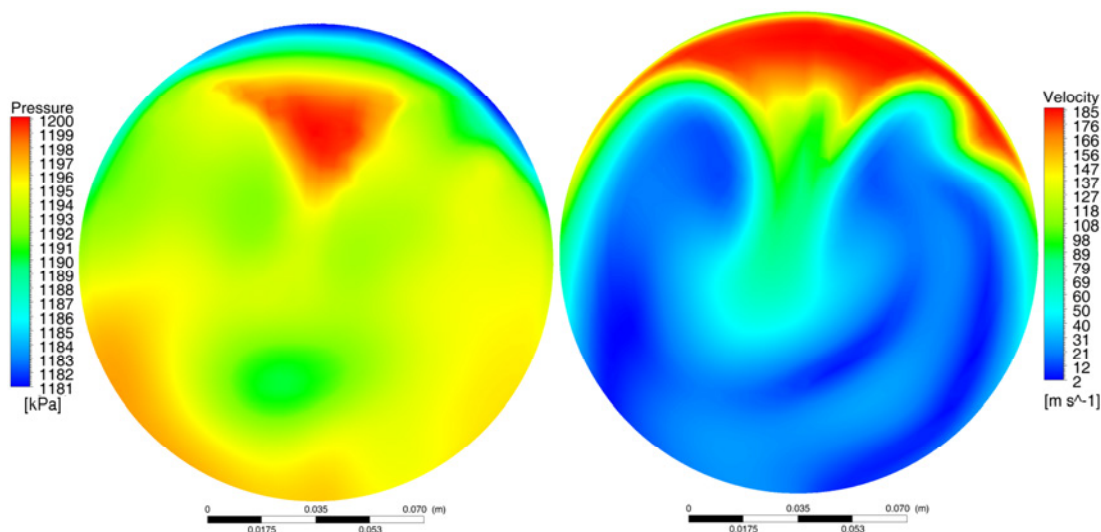
		I. STUPEŇ	II. STUPEŇ	III. STUPEŇ
Součinitel výstupního hrdla	k_{VH}	0,983	0,4055	0,9686
	[-]			


Obr. 91 Okrajové podmínky fyzikálního modelu

Na obr. 92 jsou zobrazeny rychlostní a tlakové pole ve výstupním hrdle I. stupně. Pro snížení ztrát ve výstupním hrdle by bylo vhodné zvětšit poloměr zaoblění výstupní příruby a vyhlazení povrchu příruby, kde pára proudí až rychlostí $300 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Na obr. 93 jsou rychlostní a tlakové pole ve výstupním průřezu výstupního hrdla. Vlivem nerovnoměrného zatížení (parciálnosti) dochází k nerovnoměrnému proudění, které se projevuje zejména zvýšením ztrát v místech urychlení proudění. Proto je nutné brát výsledky v kapitole 6 s rezervou, jelikož neberou v potaz rychlostní pole v potrubí.

Tlakové a rychlostní pole pro výstupní hrdla II. a III. stupně jsou uvedeny v příloze 10 a příloze 11.


Obr. 92 Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) ve výstupním hrdle I. stupně

Obr. 93 Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) na výstupu z hrdla turbíny I. stupně

11.3 Ztráta v rozváděcí skříni TR320

Geometrie rozváděcí skříně je dána firemními podklady [33]. Tabulka 25 obsahuje rozměry rozváděcího kola, které ovlivňují proudění v parní skříni. Tyto rozměry jsou aplikovány na výstup z rozváděcí skříně.

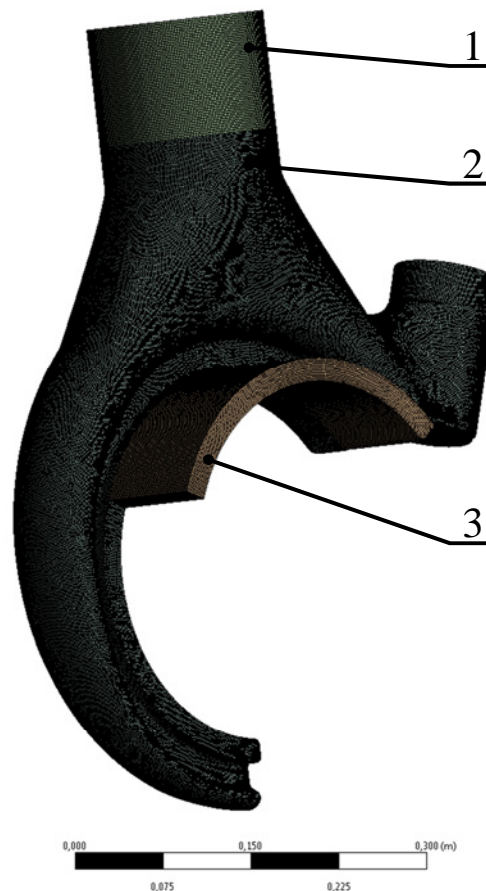
Tabulka 25 Geometrie výstupu z rozváděcí parní skříně I. a II. stupně

			STUPEŇ I.	STUPEŇ II.
Střední průměr lopatkování	D_{str}	[mm]	320	325
Výška lopatky	l_0	[mm]	14,3	25,0
Stupeň parciálnosti	ε	[-]	0,333	0,394

Výpočetní síť (obr. 94) je rozdělena na 3 objemy, přičemž 1 a 3 slouží pouze k ustálení proudění před/za místy měření a nemají vliv na samotný průběh proudění ve skříni. Objem 2 je samotný průtočný objem rozváděcí skříně.

V závislosti na konvergenci tlaků ve výpočtu (PŘÍLOHA 12) byla pro velikost buňky výpočetní sítě zvolena velikost $0,0021\text{ m}$ ($\approx 2\,000\,000$ buněk), u které je konvergence sledovaných veličin zcela zajištěna.

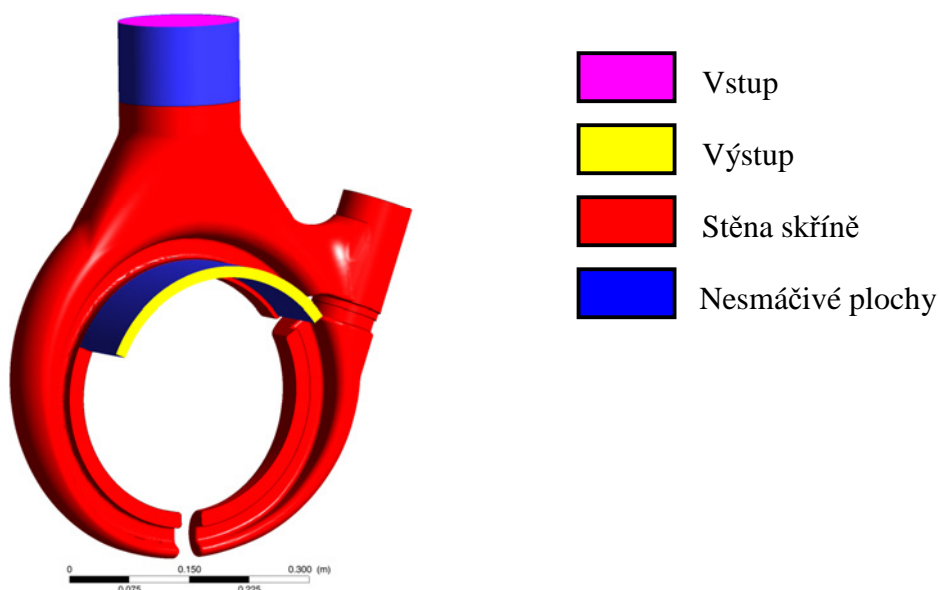
Jako fyzikální model byl zvolen k-Epsilon, který nejrychleji konverguje, přičemž výsledné hodnoty se řádově shodují s ostatními významnými turbulentními modely proudění. Při výpočtu jsou zohledněny i viskózní síly.



Obr. 94 Výpočetní síť skříně TR320

Na obr. 95 jsou barevně znázorněny okrajové podmínky pro fyzikální model, jejichž jednotlivé vstupní parametry jsou:

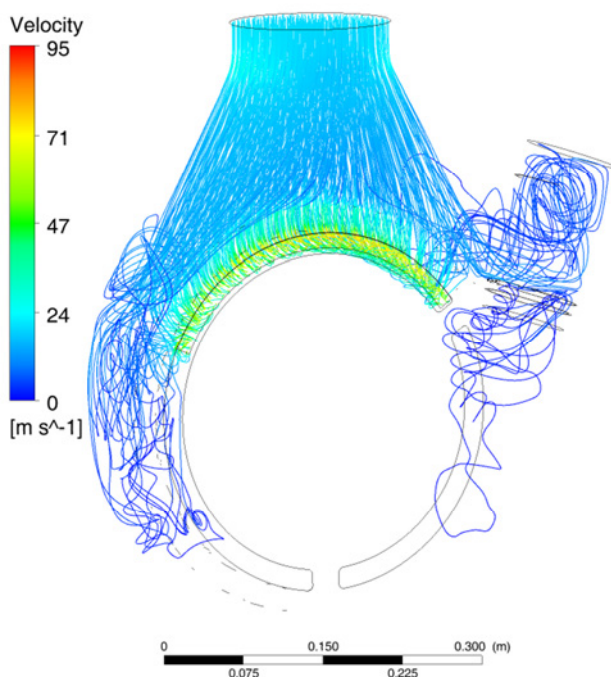
- **vstup** – statický tlak a statická entalpie (I. stupeň $3,5343\text{ MPa}$ a $3175,24\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, II. stupeň $1,1895\text{ MPa}$ a $2997,72\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
- **výstup** - hmotnostní tok (I. stupeň $16\text{ t}\cdot\text{hod}^{-1}$, II. stupeň $12\text{ t}\cdot\text{hod}^{-1}$, III.)
- **stěna skříně** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 25\ \mu\text{m}$ (Ra 12,5)
- **nesmáčivé plochy** – plochy bez vlivu na proudění



Obr. 95 Okrajové podmínky fyzikálního modelu

Na obr. 96 jsou uvedeny proudnice skříně TR320 I. stupně. Tlakové a rychlostní pole v příčném a podélném řezu jsou uvedeny v příloze 13.

Proudnice, tlakové a rychlostní pole jsou pro II. stupeň uvedeny v příloze 14 a v tabulce 26 jsou uvedeny výstupní stavové veličiny z rozváděcích skříní I. a II stupně.



Obr. 96 Proudnice v rozváděcí skříně TR320 I. stupně

Tabulka 26 Entalpie a tlak páry na výstupu z rozváděcí skříně pro I. a II. stupeň

			I. STUPEŇ	II. STUPEŇ
Měrná entalpie	i	[kJ·kg ⁻¹]	3165,3	2989,55
Tlak	p	[MPa]	3,5029	1,1399

11.4 Ztráta v rozváděcí skříně TR560

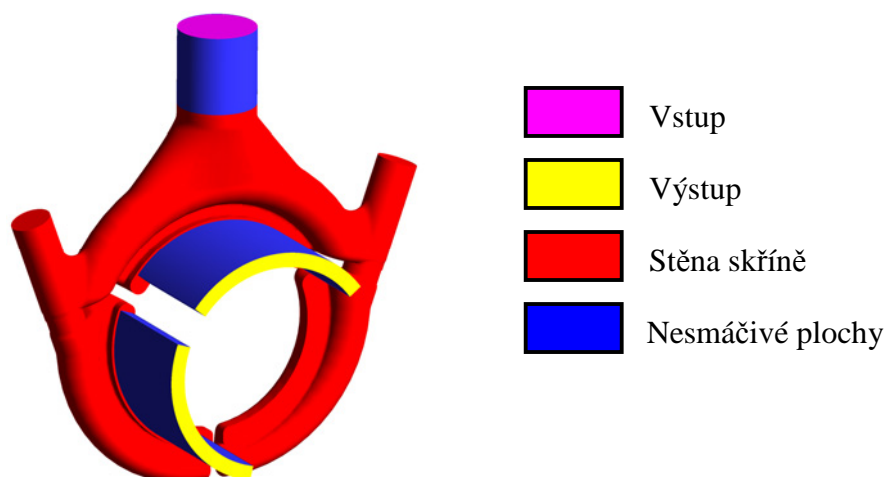
Geometrie rozváděcí skříně je dána firemními podklady [33]. Tabulka 25 obsahuje rozměry rozváděcího kola, které ovlivňují proudění v parní skříně. Tyto rozměry jsou aplikovány na výstup z rozváděcí skříně.

Tabulka 27 Geometrie výstupu z rozváděcí parní skříně III. stupně

			STUPEŇ II.
Střední průměr lopatkování	D_{str}	[mm]	550
Výška lopatky	l_0	[mm]	40,4
Stupeň parciálnosti	ε	[-]	0,57

Nastavení výpočetní sítě a fyzikálního modelu je obdobná jak v případě skříně TR320 (kapitola 11.3). Průtočný objem skříně je znázorněn na obr. 97 kde jsou barevně vyznačeny okrajové podmínky, přičemž jednotlivé vstupní parametry jsou:

- **vstup** – statický tlak a statická entalpie ($0,390665 \text{ MPa}$ a $2852,41 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
- **výstup** - hmotnostní tok ($8 \text{ t}\cdot\text{hod}^{-1}$)
- **stěna skříně** – absolutní drsnost povrchu $\Delta = 25 \mu\text{m}$ ($Ra 12,5$)
- **nesmáčivé plochy** – plochy bez vlivu na proudění



Obr. 97 Okrajové podmínky fyzikálního modelu

Střední integrální výstupní entalpie ze skříně je $2839,2 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ a tlak je $0,365 \text{ MPa}$.

Tlakové a rychlostní pole v rozváděcí skříně v příčném a podélném řezu jsou uvedeny v příloze 15.

ZÁVĚR

Stanovenými cíli pro tuto diplomovou práci bylo provedení návrhu koncepce malé třítělesové rychloběžné parní turbíny s jedním regulovaným a jedním neregulovaným odběrem, její dispoziční řešení, výpočet průtočných kanálů turbíny, návrh regulačních kuželek, porovnání s již existujícími turbínami pro podobné parametry a vypracování funkčního schématu zapojení turbíny a vzduchového kondenzátoru.

Jedním ze zadaných cílů bylo provedení ekonomického a technického porovnání navrhované turbíny s turbínami známých výrobců. Ekonomické a termodynamické porovnání ovšem nebylo možné, jelikož žádný z uvedených výrobců na dotaz, zda a s jakými parametry jsou podobnou turbínu schopni realizovat, neodpověděl, proto byl proveden pouze přehled unifikovaných parních turbín světových a tuzemských výrobců.

Návrh turbíny vycházel z unifikovaných dílů firmy G-Team, a.s., který byl proveden pro maximální výkon turbíny při jmenovitém stavu. Dispozice turbíny byla navrhována pro minimální ztráty a porovnána s dalšími možnými variantami zapojení, přičemž pro přesné porovnání byly detailně zpracovány jednotlivé mechanické ztráty v turbosoustrojí. Z hlediska mechanických ztrát je turbína s jednou společnou převodovkou pro všechny stupně neoptimálnější (mech. ztráty 113 kW a investiční náklady 24,7 mil. Kč), avšak pro zadané vstupní parametry páry je z hlediska investičních nákladů výhodnější využití tří samostatných strojů (mech. ztráty 126 kW a investiční náklady 19,5 mil. Kč).

Při detailním výpočtu průtočných kanálů jednotlivých stupňů byla stanovena jejich geometrie, účinnosti a výkony. Vnitřní termodynamická účinnost stroje je 0,6586, vnitřní termodynamický výkon je 1830,24 kW, svorková účinnost 0,601 a svorkový výkon turbosoustrojí 1717,66 kW. Návrh lopatky byl ovlivněn kritickými frekvencemi lopatek, které byly určeny pomocí FEA modální analýzy, ze které vyplývá, že žádná lopatka není ohrožena pro najíždění, a ani při provozu. Parametry páry na vstupu do rozváděcích lopatek, tedy po průchodu rozváděcí skříní, byly stanoveny za pomoci CFD simulace. Ztráty v parovodech byly vypočteny pomocí jednodimenzionálního proudění stlačitelné tekutiny se třením. Přesné určení všech ztrát a stavů páry v celém turbosoustrojí umožnilo přesnější stanovení lopatek turbíny.

Návrh regulační kuželky byl proveden za využití teorie dýz. Parametry páry za regulačním ventilem byly vypočteny při předpokladu jednodimenzionálního proudění. Tento předpoklad výrazně zjednodušuje výpočet, který by ani jinak nebylo možno, v rozsahu této práce, realizovat. Za pomoci CFD simulace při jmenovitých parametrech bylo zjištěno, že největší nepřesnost výpočtu způsobuje úplav vznikající v difuzoru vlivem nerovnoměrného rozložení průtoku.

Oproti zadaným cílům práce bylo vypracováno ekonomické zhodnocení projektu, vytvoření spotřební charakteristiky turbíny, provedení porovnání většiny možných dispozičních variant a využití CFD a FEA simulací.

I přes relativně velkou rozsáhlost této práce, je řada problémů, které byly v práci pouze nastíněny či nebyly vůbec provedeny. Hlubší zpracování by bylo potřeba u kritických frekvencí lopatek a rotoru, při uvažování dalších vlivů než pouze otáček, což by vedlo ke kompletní harmonické analýze. Pro kvalitnější návrh by bylo dále potřebné provedení CFD simulace celé průtočné části turbíny (musí být samozřejmě k dispozici dostatečný

výpočetní výkon), a to při jmenovitých, tak také při dalších provozních podmínkách. Mezi částí v této práci nerealizované patří provedení výkresové dokumentace společně s tvorbou a úpravou potřebných dílů. A snad nejdůležitější je vytvoření správných provozních předpisů. Zpracování všech těchto částí a mnoha dalších je jak časově tak i znalostně komplexní záležitostí, která si žádá tým odborníků s dlouholetými zkušenostmi z oboru.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] **ŠKORPÍK**, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, Transformační technologie, 2011-04, [last updated 2015-03]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [2] **GE POWER & WATER**. General Electric Power & Water [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.gepower.com
- [3] **GENERAL ELECTRIC COMPANY**. GE imagination the work [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.ge.com
- [4] **Industrial Steam Turbines** [online]. 2005 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: site.ge-energy.com/businesses/ge_oilandgas/en/downloads/st_tur_cat.pdf
- [5] **MITSUBISHI HITACHI POWER SYSTEMS**, Ltd. Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd. [online]. 2015 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: www.mhps.com/en/index.html
- [6] **MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES**, Ltd. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Global Website [online]. 2015 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: www.mhi-global.com/index.html
- [7] **MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES**, Ltd. MITSUBISHI Mechanical Drive Steam Turbine [online]. 2014 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: https://www.mhicompressor.com/technology/catalog/pdf/turbine_ENG.pdf
- [8] **About Alstom Power**. ALSTOM POWER. Alstom - The world's leading energy solutions and transport company [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.alstom.com/microsites/power/about-us/
- [9] **Alstom** - The world's leading energy solutions and transport company [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.alstom.com
- [10] **GRT steam turbines for geothermal**. ALSTOM POWER. Alstom - The world's leading energy solutions and transport company [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.alstom.com/products-services/product-catalogue/power-generation/renewable-energy/geothermal-power/steam-turbines-for-geothermal-power/grt-steam-turbines/
- [11] **Dresser-Rand** [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.dresser-rand.com
- [12] **MAN Turbomachinery**. MAN Group [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: turbomachinery.man.eu
- [13] **MAN SE**. MAN Products & Services: MAN Global [online]. 2015 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.man.eu/en/index.html
- [14] **MAN DIESEL & TURBO**. MARC® Steam Turbines: The modular turbine concept [online]. 2012 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: www.mandieselturbo.us.com/files/news/files7791/MARC_Steam_Turbines.pdf

- [15] **TGM KANIS TURBINEN GMBH.** TGM Kanis international [online]. 2013 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: tgmkanis.com/en/
- [16] **TGM KANIS TURBINEN GMBH.** TGM Kanis Turbinen: Produkte | Products [online]. 2011 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: tgmkanis.com/en/files/2012/05/TGM_Produnkte.pdf
- [17] **ENGINE & MACHINERY.** HHI Engine & Machinery Division [online]. 2015 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: www.hyundai-engine.com
- [18] **HEAVY INDUSTRIES CO., Ltd.** Heavy Heavy Industries: Heavy Industries Happy Industries [online]. 2015 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: english.hhi.co.kr/main/
- [19] **HEAVY INDUSTRIES CO., Ltd.** HYUNDAI STAM TURBINES TYPE SSH MSS CSH HSG [online]. 2010 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: engine.hhi.aramcnc.com/_board/upload/board_a01/cat/1328775717_59375/up246333b188984.pdf
- [20] **Industrial Turbomachinery:** Česká Republika - Siemens. SIEMENS AG. Siemens Global Website [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: www.cee.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/Industrial_turbomachinery/Pages/industrial_turbomachinery.aspx
- [21] **SST-150 Industrial Steam Turbines:** Up to 20 MW [online]. 2009 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/steam-turbines/downloads/SST-150/Siemens_Steam_Turbine_SST-150.pdf
- [22] **Siemens Steam Turbine:** Siemens. SIEMENS AG. Siemens Global Website [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/steam-turbines/#content=Output%20Overview%20
- [23] **DOOSAN ŠKODA POWER S.R.O.** Doosan Škoda Power [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: www.doosanskodapower.com/cz/main.do
- [24] **3DVIA Composer v DOOSAN ŠKODA POWER.** In: Technodat CAE [online]. 2014 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: www.technodat.cz/3dvia-composer-v-doosan-skoda-power
- [25] **PBS ENERGO.** PBS Energo [online]. 2014 [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: www.pbsenergo.cz
- [26] **PBS GROUP.** PBS Group [online]. 2014 [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: www.pbsgroup.cz
- [27] **Parní kondenzační turbína TG8 s příslušenstvím pro pohon generátoru.** AWARDS 2010 [online]. 2010 [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: awards-2010.aveng.cz/pdm-projekt/47-pbs-energo.aspx?alttemplate=awards_page
- [28] **EKOL ENERGO S.R.O.** EKOL energo s.r.o.: Výrobce turbín z Brna [online]. 2013 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: www.ekolenergo.cz

- [29] **Steam Turbine.** EKOL, spol. s r.o. EKOL spol. s r.o.: [turbíny - energetika - inženýrství] [online]. 2012 [cit. 2015-04-20].
Dostupné z: www.ekolbrno.com/steam-turbines.html
- [30] **G-TEAM, a.s.** G-Team, a.s.: Parní turbíny - Regulační Ventily - Redukční stanice - Odvaděče kondenzátu [online]. 2014 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: www.g-team.cz
- [31] **G-TEAM, a.s.** Váš partner v energetice: Profil společnosti G-Team a.s. [online]. 2014 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: www.g-team.cz/pdf/G-Team_2014_CZ.pdf
- [32] **G - TEAM, a.s.** *Točivé redukce* [online]. 2008 [cit. 2015-04-08].
Dostupné z: www.g-team.cz/dokumenty/redukce_cz.pdf
- [33] **G-Team,a.s. Divize Turbomachinery, o.z. - Firemní dokumentace**
- [34] **Tribotechnika.** Vyd. 1. Přeložil Emil Šafr. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1984, 297 s.
- [35] **Heingartner, P. and Mba, D.** *Determining Power Losses in Helical Gear Mesh.* *Gear Technology*, 2005, 32-37.
- [36] **IEC.** *International Standards and Conformity Assessment for all electrical, electronic and related technologies* [online]. 2015 [cit. 2015-02-25]. Dostupné z: <http://www.iec.ch>
- [37] **DEJČ, Michail Jefimovič.** *Technická dynamika plynů.* Vyd. 1. Praha: SNTL, 1967, 659 s., 2 l. obr. příl.
- [38] **AMBROŽ, Jaroslav et al.** Parní turbíny I.: THEORIE A VÝPOČET. Praha: SNTL, 1955.
- [39] **WAGNER, Wolfgang, Hans-Joachim KRETZSCHMAR a Wolfgang WAGNER.** *International steam tables: properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS-IF97 : tables, algorithms, diagrams, and CD-ROM electronic steam tables : all of the equations of IAPWS-IF97 including a complete set of supplementary backward equations for fast calculations of heat cycles, boilers, and steam turbines.* 2nd ed. Berlin: Springer, xvii, 388 p. ISBN 978-354-0742-340.
- [40] **ŠČEGLJAJEV, Andrej Vlad.** *Parní turbíny. Teorie tepelného děje a konstrukce turbín. 1. svazek**. 1. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983, 367 s.
- [41] **FIEDLER, Jan.** Parní turbíny: návrh a výpočet. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [42] **LINHART Jiří, Václav SLÁMA, Jan ČULÍK a Michal HOZNEDL.** *Tvarové modifikace axiálně radiálního výstupního hrdla parní turbíny.* s. 4. Dostupné z: www.energetickeforum.cz/file/328_1_1/
- [43] **YAHYA, S.M.** *Fundamentals of compressible flow with aircraft and rocket propulsion: SI units.* Revised 3rd ed. 2003, Reprint 2007. New Delhi: New Age International (formerly Wiley Eastern Limited), 2007. ISBN 81-224-1468-0.
- [44] **YANG, Bobby H., Daniel D. JOSEPH, Alexander NIKURADSE a Alexander NIKURADSE.** *Virtual Nikuradse. Journal of Turbulence.* 2009, vol. 10, N11-. DOI: 10.1080/14685240902806491.
Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/14685240902806491>

- [45] **NIKURADSE, J.**, *LAWS OF FLOW IN ROUGH PIPES*. 1950, s. 64. Dostupné z: http://www.princeton.edu/mae/people/faculty/smits/homepage/data-1/nikuradse-data/Nikuradse_rough_English.pdf
- [46] **MARJANOVIC, Predrag, Avi LEVY a David J. MASON.** *An investigation of the flow structure through abrupt enlargement of circular pipe*. *Powder Technology*. 1999, vol. 104, issue 3, s. 296-303. DOI: 10.1016/s0032-5910(99)00107-2.
- [47] **RENNELS, Donald C.** *Pipe flow: a practical and comprehensive guide*. Hoboken: Wiley, c2012, xix, 289 s. ISBN 9780470901021.
- [48] **ŠKOPEK, Jan.** *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [49] **BRADLEY, C. I. a D. J. COCKRELL.** University Of Leicester. *The response of diffusers to flow conditions at their inlet*. 1975.
- [50] **AMBROŽ, Jaroslav.** *Parní turbína za změněných podmínek*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1973, 249 s. : il., tabulky.
- [51] **HIEDL, Hans.** *Dampfturbinen-verbrauchsdiagramme*. Wien: J. Springer, 1935, vi, 83, [1] p. ISBN 978-3-7091-9747-9.
- [52] **Cenové rozhodnutí č. 1/2014.** ERÚ Energetický regulační úřad [online]. 2014 [cit. 2015-01-07]. Dostupné z: www.eru.cz/-/cenove-rozhodnuti-c-1-2014?inheritRedirect=true
- [53] **KRBK, Jaroslav.** *Strojní zařízení tepelných centrál: Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 1999, 217 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1334-4.
- [54] **NOVÁK, Jan.** *Výhřevnosti paliv*. TZB-info [online]. [cit. 2015-01-07]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/11-vyhrevnosti-paliv>
- [55] **ENERGETICKÁ AGENTURA VYSOČINY.** *Analýza možností energetického využívání odpadů v Kraji Vysočina* [online]. 2014 [cit. 2015-01-07]. Dostupné z: m.kr-vysocina.cz/VismoOnline_ActionScripts/File.ashx?id_org=450008&id_dokumenty=4058562
- [56] **Předpis č. 586/1992 Sb.: Zákon České národní rady o daních z příjmů.** *Zákony pro lidi.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-03-04]. Dostupné z: www.zakonyprolidi.cz/cs/1992-586
- [57] **30CrNiMo8: 1.6580.** [online]. [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: www.lucefin.com/wp-content/files_mf/1330crnimo831.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

SYMBOL ¹⁾	VELIČINA	JEDNOTKA ²⁾
a	rychlost zvuku	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
b	šířka lopatky	$[\text{m}]$
c	absolutní rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
CF	Cash Flow	$[\text{kč} \cdot \text{rok}^{-1}]$
D	Průměr	$[\text{m}]$
d	diskontovaná míra	$[-]$
DCF	diskontovaný Cash Flow	$[\text{kč} \cdot \text{rok}^{-1}]$
e	ekvivalentní průměr	$[\text{m}]$
E	roční vyrobená elektrická energie	$[\text{W} \cdot \text{rok}^{-1}]$
F	síla	$[\text{N}]$
f	frekvence	$[\text{Hz}]$
h	tepelný entalpický spád	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
i	měrná entalpie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
k	koeficient	$[-]$
l	výška lopatky	$[\text{m}]$
m	polytropický koeficient	$[-]$
ṁ	hmotnostní tok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
n	otáčky	$[\text{s}^{-1}]$
O	roční odvody	$[\text{kč} \cdot \text{rok}^{-1}]$
P	výkon	$[\text{W}]$
p	tlak	$[\text{Pa}]$
R	spolehlivost regrese	$[-]$
r	poloměr	$[\text{m}]$
Ra	Průměrná aritmetická úchylka profilu	$[\text{m}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
s	měrná entropie	$[\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}]$
S	průřez, plocha	$[\text{m}^2]$
t	teplota	$[\text{°C}]$
T	doba návratnosti	$[\text{rok}]$
u	obvodová rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v	měrný objem	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
V	výnosy	$[\text{kč} \cdot \text{We}^{-1}]$
w	relativní rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
x	suchost páry	$[-]$
z	ztráta	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Z	roční zisk	$[\text{kč} \cdot \text{rok}^{-1}]$
α	úhel absolutní rychlosti	$[\text{°}]$
β	úhel relativní rychlosti	$[\text{°}]$
γ	úhel nastavení profilu	$[\text{°}]$
δ	absolutní drsnost povrchu	$[\text{m}]$
Δ	relativní drsnost povrchu	$[-]$
Δl	přesah oběžných lopatek	$[\text{m}]$
Δp	rozdíl tlaků	$[\text{Pa}]$
Δα	rozdíl úhlů absolutních rychlostí	$[\text{°}]$

ε	stupeň parciálnosti	[-]
η	účinnost	[-]
θ	polovina úhlů rozšíření difuzoru	[°]
κ	Poissonova konstanta	[-]
λ	třecí součinitel	[-]
μ	kontrakční/průtokový součinitel	[-]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
ξ	poměrná ztráta	[-]
ρ	stupeň reakce lopatky	[-]
Σz	součet ztrát	[J·kg ⁻¹]
τ	roční doba provozu	[hod.]
φ	rychlostní součinitel statorových lopatek	[-]
χ	výtokový součinitel	[-]
ψ	rychlostní součinitel rotorových lopatek	[-]

¹⁾ Významy symbolů uvedených v seznamu použitých symbolů jsou používány v celé práci, význam symbolů použitých pouze v některé z podkapitol je uveden v textu příslušné podkapitoly

²⁾ Jednotky uvedené v seznamu použitých symbolů jsou uváděny v základních, popřípadě odvozených SI jednotkách, ovšem v práci se vyskytují i jednotky násobné a dílčí těchto jednotek.

SEZNAM POUŽITÝCH DOLNÍCH INDEXŮ

INDEX ¹⁾	VÝZNAM
a	axiální
atm	atmosférický
c	celkové
d	diskont
dif	difuzor
el	elektrický
fikt	fiktivní
g	generátor
h	hrubý
I	I. stupeň
i	investiční
II	II. stupeň
III	III. stupeň
IT	intenzita turbulence
iz	izoentropický
jm	jmenovitý
k	kondenzace
kr	kritické
lož	ložisko
m	mzdy
Ma	Machovo číslo
nk	nákrůžek
nl	neostříkнутý lopatky
o	odpisy
ob	oběžné
od	odhadovaná
OP	okrajové pásmo
op	ostatní proměnné náklady
opt	optimální
ost	ostatní
ou	opravy, údržby a revize
out	výstupní
oz	ozubené kolo
p	patní
pal	palivo
př	převodovka
r	režie a ostatní
rč	rozčepýřený
Re	Reynoldsovo číslo
red	redukované
rm	radiální mezera
seg	segment, úsek
sk	skutečné
str	střední

sv	svorkový
š	špice lopatky
t	totální, celkový
tdi	vnitřní termodynamický
TR320	TR320
TR560	TR560
tř	tření
u	obvodové
uc	ucpávky
v	výrobní náklady
VH	výstupní hrdlo
x	suchost
ε	drsnost

¹⁾ V případě použití více dolních indexů u jednoho symbolu jsou pro větší přehlednost odděleny čárkou. V seznamu nejsou uvedeny veškeré spodní indexy (zejména číslicové) jelikož jejich použití je značné a význam rozdílný, proto je příslušný význam uveden v příslušném textu.

SEZNAM POUŽITÝCH HORNÍCH INDEXŮ

INDEX	VÝZNAM
s	stator
r	rotor
NT	nízkotlaká část
VT	vysokotlaká část

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Turbína GE Power & Water řady SC [4].....	17
Obr. 2 Turbína Mitsubishi Hitachi Power Systems,Ltd. [7]	17
Obr. 3 Turbína typu GRT od firmy Alstom o výkonu 45 MW [10]	18
Obr. 4 Turbína Dresser-Rand model RLHA 15	18
Obr. 5 Turbína Dresser-Rand model GAF.....	18
Obr. 6 Uspořádání turbín MAN dle typu: protitlaké, kondenzační a teplárenské [14]	19
Obr. 7 Turbína TGM Kanis Turbinen GmbH typu BT [16]	19
Obr. 8 Turbína TGM Kanis Turbinen GmbH typu CT [16]	19
Obr. 9 Turbína Hyundai typu MSS [19]	20
Obr. 10 Turbína Hyundai typu HSG [19]	20
Obr. 11 Turbína Siemens SST-150 [21]	21
Obr. 12 Výkon turbín firmy Siemens podle typu [22]	21
Obr. 13 Parní turbína Doosan Škoda Power s.r.o. [24].....	21
Obr. 14 I. stupeň turbíny CSTG firmy PBS ENERGO a.s. [25].....	22
Obr. 15 Kondenzační turbína TG8 firmy PBS ENERGO a.s. [27].....	22
Obr. 16 Protitlaká parní turbína R10,8 - 5,3/0,04 - 0,12 firmy EKOL energo s.r.o. [29]	22
Obr. 17 Turbína TR320 firmy G-Team a.s. [31]	23
Obr. 18 Turbína TRm firmy G-Team a.s. [31]	23
Obr. 19 Schéma uspořádání turbíny.....	24
Obr. 20 Dispoziční uspořádání turbíny na základním rámu bez parovodů a generátoru	24
Obr. 21 Axiální síly působící v převodovce turbíny	27
Obr. 22 Účinnost dvoupólového synchronního generátoru	28
Obr. 23 Řez I. stupněm turbíny.....	30
Obr. 24 Parní skříň TR320.....	31
Obr. 25 Parní skříň TR320 s hlavními rozměry.....	31
Obr. 26 Parní skříň TR560.....	31
Obr. 27 Parní skříň TR560 s hlavními rozměry.....	31
Obr. 28 Kontaktní ucpávka turbíny	32
Obr. 29 Hospodářství regulačního oleje regulačního ventilu.....	33
Obr. 30 Ocelový rám turbíny	33
Obr. 31 Porovnání regulačních ventilů DN150 PN40 (vlevo) a DN100 PN40 (vpravo).....	34
Obr. 32 Vnitřní výkon a účinnost I. stupně v závislosti na otáčkách rotoru	36
Obr. 33 Vnitřní výkon a účinnost II. stupně v závislosti na otáčkách při $D_{str} = 325$ mm	36
Obr. 34 Vnitřní výkon III. stupně v závislosti na otáčkách rotoru $D_{str} = 550$ mm	37
Obr. 35 i-s diagram I. stupně pro předběžný výpočet	38
Obr. 36 Základní rychlostní součinitel dýzy vzhledem k jejímu zakřivení.....	40
Obr. 37 Opravný koeficient rychlostního součinitele vzhledem k výšce dýzy	40
Obr. 38 Redukovaná účinnost rovnotlakého stupně [37].....	42
Obr. 39 Ztráta třením a ventilací stupně [37].....	43
Obr. 40 i-s diagram expanze páry ve II. stupni pro předběžný výpočet.....	45
Obr. 41 i-s diagram expanze páry ve III. stupni pro předběžný výpočet	46
Obr. 42 Vliv zakřivení kanálu na základní rychlostní součinitel	49
Obr. 43 Vliv Reynoldsova čísla na opravný koeficient rychlostního součinitele	50
Obr. 44 Vliv relativní drsnosti stěn průtočného kanálu na opravný koeficient.....	50
Obr. 45 Vliv výstupního Machova čísla na opravný koeficient rychlostního součinitele.....	51
Obr. 46 Průběh vlastností páry při izoentropické expanzi	51
Obr. 47 i-s diagram expanze turbíny v I. stupni.....	52
Obr. 48 Profily oběžných a rozváděcích lopatek	54
Obr. 49 Rychlostní trojúhelníky I. stupně s jednotlivými složkami rychlostí.....	56
Obr. 50 Princip rotace páry v meridiánové rovině.....	58

Obr. 51 Princip přetékaní lopatky radiální mezerou	60
Obr. 52 Princip obtoku páry radiální mezerou	60
Obr. 53 Radiální odklon proudu páry vlivem zkondenzovaných kapiček	61
Obr. 54 Různé stavy ve výstupním hrdle	62
Obr. 55 i-s diagram expanze páry ve II. stupni	66
Obr. 56 Rychlostní trojúhelník II. stupně	66
Obr. 57 i-s diagram expanze páry ve III. stupni	67
Obr. 58 Rychlostní trojúhelník III. stupně	67
Obr. 59 Schéma zapojení se skutečnými parametry páry pro jmenovitý stav	68
Obr. 60 Princip výpočtu proudění dle Fannova modelu v potrubí konstantního průřezu	69
Obr. 61 Geometrie zakřiveného potrubí se znázorněním odtržené mezní vrstvy [47]	70
Obr. 62 Velikost složek ztrát zahnutého potrubí v závislosti na geometrii [47]	70
Obr. 63 Schéma T-kusu a rozdělení hlavního proudění	71
Obr. 64 Schématické znázornění parovodu mezi I. a II. stupněm s výpočetními body	73
Obr. 65 Schématické znázornění parovodu mezi II. a III. stupněm s výpočetními body	74
Obr. 66 Schématické znázornění parovodu mezi III. stupněm a kondenzátorem	75
Obr. 67 Podélný řez regulačním ventilem s vyznačenými výpočetními body výpočtu	76
Obr. 68 Návrhový diagram difuzoru s přihlédnutím ke vstupní turbulenci proudění [49]	79
Obr. 69 Průběh změny stavových veličin v regulačním ventilu	81
Obr. 70 Minimální průtočný průřez v regulačním ventilu a jeho geometrie	84
Obr. 71 Profil kuželky regulačního ventilu	84
Obr. 72 Tvar vypočtené regulační kuželky	85
Obr. 73 Profil kuželky regulačního ventilu II. stupně	86
Obr. 74 i-s diagram změn stavů páry v regulačním ventilu II. stupně	86
Obr. 75 Součinitel chodu na prázdno pro protitlakou turbínu při regulaci škrcením	89
Obr. 76 Součinitel chodu na prázdno pro kondenzační turbínu při regulaci škrcením	90
Obr. 77 Zjednodušená spotřební charakteristika turbíny	92
Obr. 78 Průběh Cash Flow a diskontovaného Cash Flow	98
Obr. 79 Geometrie lopatky	99
Obr. 80 Výpočetní síť lopatky	99
Obr. 81 První tvar kmitu lopatky I. stupně	100
Obr. 82 Druhý tvar kmitu lopatky I. stupně	100
Obr. 83 Třetí tvar kmitu lopatky I. stupně	100
Obr. 84 Čtvrtý tvar kmitu lopatky I. stupně	100
Obr. 85 Pátý tvar kmitu lopatky I. stupně	100
Obr. 86 Campbellův diagram lopatky I. stupně	101
Obr. 87 Části průtočného objemu ventilu I. stupně	102
Obr. 88 Okrajové podmínky fyzikálního modelu regulačního ventilu	103
Obr. 89 Rychlostní pole (vlevo) a tlakové pole (vpravo) v regulačním ventilu	104
Obr. 90 Výpočetní síť výstupního hrdla	105
Obr. 91 Okrajové podmínky fyzikálního modelu	106
Obr. 92 Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) ve výstupním hrdle I. stupně	106
Obr. 93 Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) na výstupu z hrdla turbíny I. stupně	106
Obr. 94 Výpočetní síť skříně TR320	107
Obr. 95 Okrajové podmínky fyzikálního modelu	108
Obr. 96 Proudnice v rozváděcí skříně TR320 I. stupně	108
Obr. 97 Okrajové podmínky fyzikálního modelu	109

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Přehled výrobců parních turbín a možnosti dodávky parních turbín dle výkonu [1].....	16
Tabulka 2 Maximální dovolené parametry pro turbíny firmy G-Team a.s. [31]	23
Tabulka 3 Regresivní konstanty pro odhad účinnost ložisek	26
Tabulka 4 Zhodnocení jednotlivých dispozičních variant	29
Tabulka 5 Hodnoty předběžného výpočtu I., II. a III. stupně	44
Tabulka 6 Parametry páry na vstupu do rozváděcích lopatek	47
Tabulka 7 Rychlostní součinitelé a jejich opravné koeficienty jednotlivých stupňů	48
Tabulka 8 Základní parametry profilů lopatek	54
Tabulka 9 Vypočtené hodnoty detailního výpočtu lopatkování I., II. a III. stupně.....	63
Tabulka 10 Rozměry parovodu mezi I. a II. stupněm.....	73
Tabulka 11 Stavové veličiny páry ve výpoč. bodech parovodu mezi I. a II. stupněm.....	73
Tabulka 12 Rozměry parovodu mezi II. a III. stupněm	74
Tabulka 13 Stavové veličiny páry ve výpočetních bodech parovodu mezi II. a III. stupněm	74
Tabulka 14 Rozměry parovodu mezi III. stupněm a kondenzátorem	75
Tabulka 15 Stavové veličiny páry v parovodu mezi III. stupněm a kondenzátorem	75
Tabulka 16 Parametry páry v jednotlivých výpočetních bodech regulačního ventilu	81
Tabulka 17 Parametry kuželky I. stupně a páry v jednotlivých zdvizích	85
Tabulka 18 Parametry páry a regulačního ventilu II. stupně	87
Tabulka 19 Parametry kuželky II. stupně a páry v jednotlivých zdvizích	88
Tabulka 20 Vypočtené obyčejné Cash Flow a diskontované Cash Flow.....	97
Tabulka 21 Základní geometrie a zatížení pro model lopatky	99
Tabulka 22 Vlastní frekvence lopatek při pracovních otáčkách rotoru.....	99
Tabulka 23 Stavové veličiny na výstupu z regulačního ventilu pro I. stupeň.....	103
Tabulka 24 Vypočtený ztrátový součinitelé výstupních hrdel.....	105
Tabulka 25 Geometrie výstupu z rozváděcí parní skříně I. a II. stupně.....	107
Tabulka 26 Entalpie a tlak páry na výstupu z rozváděcí skříně pro I. a II. stupeň.....	108
Tabulka 27 Geometrie výstupu z rozváděcí parní skříně III. stupně	109

SEZNAM PŘÍLOH

- PŘÍLOHA 1 – Detailní porovnání navrhovaných dispozičních variant – spojkový výkon
PŘÍLOHA 2 – Detailní porovnání navrhovaných dispozičních variant – výkon na svorkách generátoru
PŘÍLOHA 3 – Konvergence vlastní frekvence lopatky I. stupně
PŘÍLOHA 4 – Tvary pěti prvních vlastních kmitů lopatky II. stupně
PŘÍLOHA 5 – Tvary pěti prvních vlastních kmitů lopatky III. stupně
PŘÍLOHA 6 – Campbellův diagram lopatky II. stupně
PŘÍLOHA 7 – Campbellův diagram lopatky III. stupně
PŘÍLOHA 8 – Konvergence výstupního tlaku z regulačního ventilu I. stupně
PŘÍLOHA 9 – Konvergence diference tlaku ve výstupní hrdla
PŘÍLOHA 10 – Rychlostní a tlaková pole ve výstupním hrdle II. stupně
PŘÍLOHA 11 – Rychlostní a tlaková pole ve výstupním hrdle III. stupně
PŘÍLOHA 12 – Konvergence výstupního tlaku rozváděcí skříně turbíny TR320
PŘÍLOHA 13 – Rychlostní a tlaková pole v rozváděcí skříně I. stupně při jmenovitých parametrech
PŘÍLOHA 14 – Rychlostní a tlaková pole v rozváděcí skříně II. stupně při jmenovitých parametrech
PŘÍLOHA 15 – Rychlostní a tlaková pole v rozváděcí skříně III. stupně při jmenovitých parametrech

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

ZAPOJENÍ TURBÍNY	1-TR-100/00
ZAPOJENÍ KONDENZÁTORU	2-TR-110/00

PŘÍLOHA 1 – DETAILNÍ POROVNÁNÍ NAVRHOVANÝCH DISPOZIČNÍCH VARIANT – SPOJKOVÝ VÝKON

	STUPEŇ	VNITŘNÍ VÝKON	n	# lož. pastor.	# výstup ložisek	P _{z,lož,P}	F _{ax,ob}	P _{z,nk}	P _{před,ozub.}	F _{ax}	η _{ozub.}	P _{z,lož,VH}	P _{z,ax,lož,VH}	P _{čerpadlo}	P _{spojka}
		[kW]													
1	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	574	0,99	3,21	0,00	2,80	720,29
	II	526,08	16 500	2	2	8,87	-1 416	0,64	516,57	1 255	0,99	2,39	0,01	2,80	506,21
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
2a	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	574	0,99	3,21	0,00	2,80	720,29
	II	526,08	16 500	2	2	8,87	-1 416	0,64	516,57	1 255	0,99	2,39	0,01	2,80	506,21
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
2b	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	574	0,99	3,21	0,00	2,80	720,29
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
	II	526,08	16 500	2	2	8,87	-1 416	0,64	516,57	1 255	0,99	2,39	0,01	2,80	506,21
2c	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	574	0,99	3,21	0,00	2,80	720,29
	II	526,08	16 500	2	2	8,87	-1 416	0,64	516,57	1 255	0,99	2,39	0,01	2,80	506,21
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
3a	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	-3 514	0,99	5,16	0,33	4,40	1227,83
	II	526,08	16 500	2		8,87	-1 416	0,64	516,57						
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
3b	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	-3 160	0,99	5,46	0,26	4,40	1309,10
	III	621,02	12 500	2		21,63	-637	0,47	598,92						
	II	526,08	16 500	2	2	8,867	-1 416	0,639	516,57	1 255	0,99	2,39	0,01	2,80	506,21
3c	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	-2 479	0,99	4,65	0,16	4,40	1095,13
	II	526,08	16 500	2		8,87	-1 416	0,64	516,57						
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
4a	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	-3 514	0,99	5,16	0,33	4,40	1227,83
	II	526,08	16 500	2		8,87	-1 416	0,64	516,57						
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
4b	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	-3 160	0,99	5,46	0,26	4,40	1309,10
	III	621,02	12 500	2		21,63	-637	0,47	598,92						
	II	526,08	16 500	2	2	8,867	-1 416	0,639	516,57	1 255	0,99	3,68	0,01	2,80	504,92
4c	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	-2 479	0,99	4,65	0,16	4,40	1095,13
	II	526,08	16 500	2		8,87	-1 416	0,64	516,57						
	III	621,02	12 500	2	2	21,628	-637	0,471	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73

	STUPEŇ	VNITŘNÍ VÝKON	n	# lož. pastor.	# výstup ložisek	$P_{z,lož,P}$	$F_{ax,ob}$	$P_{z,nk}$	$P_{před,ozub.}$	F_{ax}	$\eta_{ozub.}$	$P_{z,lož,VH}$	$P_{z,ax,lož,VH}$	$P_{čerpadlo}$	P_{spojka}
		[kW]	[min ⁻¹]	[-]	[-]	[kW]	[N]	[kW]	[kW]	[N]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
5a	I	1270,83	16 500	2	2	11,55	-1 804	1,33	1257,94	964	0,99	5,18	0,02	4,40	1235,75
	II														
	III	621,02	12 500	2	2	21,63	-637	0,47	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
5b	I	1292,54	12 500	2	2	22,99	-2 622	1,94	1267,61	167	0,99	5,22	0,00	4,40	1245,31
	III	534,38	16 500	2	2	8,90	-1 416	0,64	524,84	1 298	0,99	2,42	0,01	2,80	514,36
	II														
5c	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	574	0,99	3,21	0,00	2,80	720,29
	II	1097,63	12 500	2	2	22,63	-2 898	2,14	1072,86	-537	0,99	4,49	0,01	4,40	1053,23
	III														
6a	I	1270,83	16 500	2	2	11,55	-1 804	1,33	1257,94	964	0,99	5,18	0,02	4,40	1235,75
	II														
	III	621,02	12 500	2	2	21,63	-637	0,47	598,92	681	0,99	3,29	0,01	3,90	585,73
6b	I	1292,54	12 500	2	2	22,99	-2 622	1,94	1267,61	167	0,99	5,22	0,00	4,40	1245,31
	II														
	III	534,38	16 500	2	2	8,90	-1 416	0,64	524,84	1 298	0,99	2,42	0,01	2,80	514,36
6c	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	574	0,99	3,21	0,00	2,80	720,29
	II	1097,63	12 500	2	2	22,63	-2 898	2,14	1072,86	-537	0,99	4,49	0,01	4,40	1053,23
	III														
7a	I	1270,83	16 500	2	2	11,55	-1 804	1,33	1257,94	-990	0,99	7,43	0,03	4,40	1826,43
	II														
	III	621,02	12 500	2		21,63	-637	0,47	598,92						
7b	I	1292,54	12 500	2	2	22,99	-2622,35	1,94	1267,61	-1 282	0,99	7,19	0,04	4,40	1762,79
	III														
	II	534,28	16 500	2		8,90	-1 416	0,64	524,74						
7c	I	744,75	16 500	2	2	9,66	-3 220	1,45	733,64	-3 250	0,99	7,25	0,28	4,40	1778,05
	II	1097,63	12 500	2		22,63	-780	0,58	1074,42						
	III														

PŘÍLOHA 2 – DETAILNÍ POROVNÁNÍ NAVRHOVANÝCH DISPOZIČNÍCH VARIANT – VÝKON NA SVORKÁCH GENERÁTORU

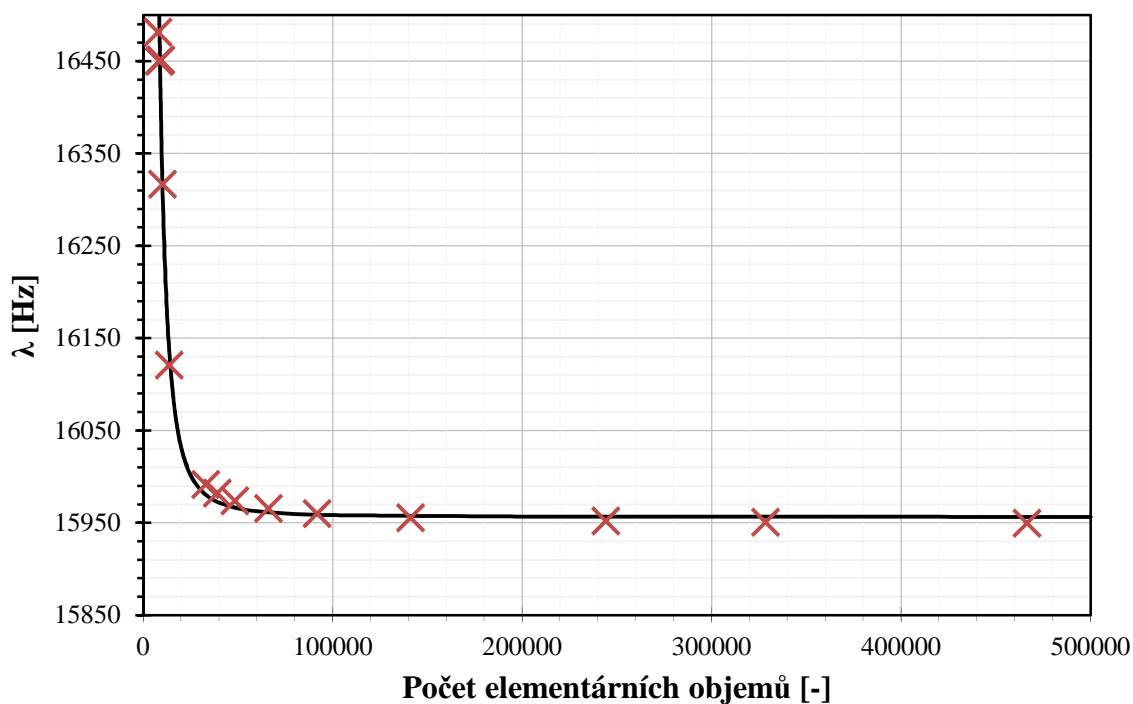
	Gen.	$P_{e,j,g}$	η_{gen}	$P_{e,G}$	$P_{e,c}$	N_i	n_i	n_v	T_o	IRR
	[-]	[kW]	[-]	[kW]	[kW]	[kč·10 ⁶]	[kč·kWh _e ⁻¹]	[kč·kWh _e ⁻¹ ·rok ⁻¹]	[rok ⁻¹]	[-]
1	G _I	800	0,97	698,52	1757,46	19,5	11095,56	1918,55	4,889	19,099
	G _{II}	600	0,97	490,91						
	G _{III}	600	0,97	568,03						
2a	G _I	1300	0,97	1189,42	1757,45	21,8	12404,34	1928,98	5,574	16,040
	G _{II}	600	0,97	568,03						
2b	G _I	1400	0,97	1266,54	1757,45	20,9	11892,23	1924,90	5,303	17,181
	G _{II}	600	0,97	490,91						
2c	G _I	800	0,97	698,52	1757,45	19,7	11209,42	1919,46	4,948	18,813
	G _{II}	1100	0,97	1058,94						
3a	G _I	1300	0,97	1190,71	1758,74	21,8	12395,24	1927,57	5,547	16,150
	G _{II}	600	0,97	568,03						
3b	G _I	1400	0,97	1269,53	1760,44	20,9	11872,03	1921,63	5,244	17,439
	G _{II}	600	0,97	490,91						
3c	G _I	800	0,97	698,52	1760,54	19,7	11189,75	1916,09	4,892	19,086
	G _{II}	1100	0,97	1062,03						
4a	G _I	1900	0,97	1761,93	1761,93	23,5	13337,65	1931,76	5,995	14,414
4b	G _I	1900	0,97	1759,19	1759,19	23,5	13358,42	1934,77	6,058	14,186
4c	G _I	1900	0,97	1760,54	1760,54	23,5	13348,18	1933,29	6,027	14,298

	Gen.	$P_{e,j,g}$	η_{gen}	$P_{e,G}$	$P_{e,c}$	N_i	n_i	n_v	T_o	IRR
	[-]	[kW]	[-]	[kW]	[kW]	[kč·10 ⁶]	[kč·kWh _e ⁻¹]	[kč·kWh _e ⁻¹ ·rok ⁻¹]	[rok ⁻¹]	[-]
5a	G_I	1300	0,97	1198,40	1766,43	21,8	12341,28	1919,17	5,392	16,799
	G_{II}	600	0,97	568,03						
5b	G_I	1300	0,97	1207,67	1706,48	20,9	12247,43	1982,40	6,552	12,481
	G_{II}	600	0,97	498,82						
5c	G_I	800	0,97	698,52	1719,91	19,7	11454,09	1961,36	5,746	15,355
	G_{II}	1100	0,97	1021,40						
6a	G_I	1900	0,97	1766,43	1766,43	21,8	12341,28	1919,17	5,392	16,799
6b	G_I	1800	0,97	1706,48	1706,48	20,9	12247,43	1982,40	6,552	12,481
6c	G_I	1800	0,97	1719,91	1719,91	19,7	11454,09	1961,36	5,746	15,355
7a	G_I	1900	0,97	1771,22		24,7	13945,19	1927,03	6,150	13,854
7b	G_I	1800	0,97	1709,51		24,7	14448,58	1996,59	7,951	8,366
7c	G_I	1800	0,97	1724,30		24,7	14324,65	1979,46	7,429	9,803

PŘÍLOHA 3 – KONVERGENCE VLASTNÍ FREKVENCE LOPATKY I. STUPNĚ

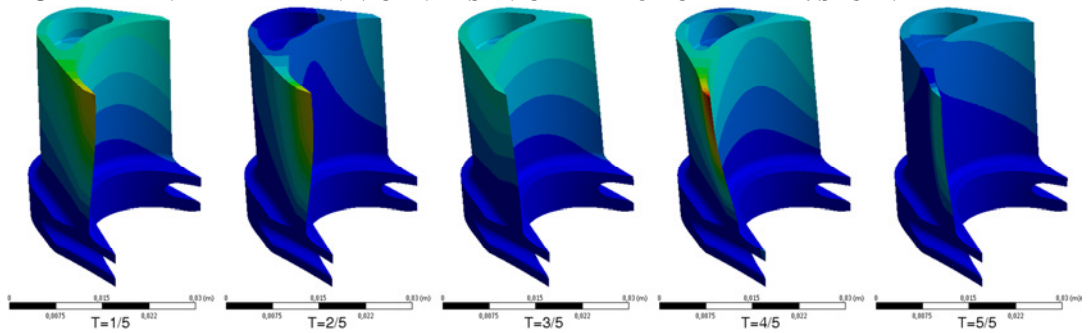
Závislost vlastní frekvence lopatky I. stupně na velikosti buňky a počtu buněk výpočetní sítě

Velikost buněk [mm]	Počet buněk [-]	λ [Hz]	Velikost buněk [mm]	Počet buněk [-]	λ [Hz]
10	7795	16779,37	1	32865	15991,6
9	7592	16725,54	0,9	38941	15982,04
8	8031	16544,87	0,8	48313	15973,65
7	7727	16481,36	0,7	65948	15965,44
6	8367	16449,71	0,6	91686	15960,04
5	8800	16450,73	0,5	140952	15955,35
4	9254	16451,27	0,4	244101	15952,00
3	10158	16316,56	0,35	328420	15950,63
2	13702	16120,72	0,3	466369	15949,4

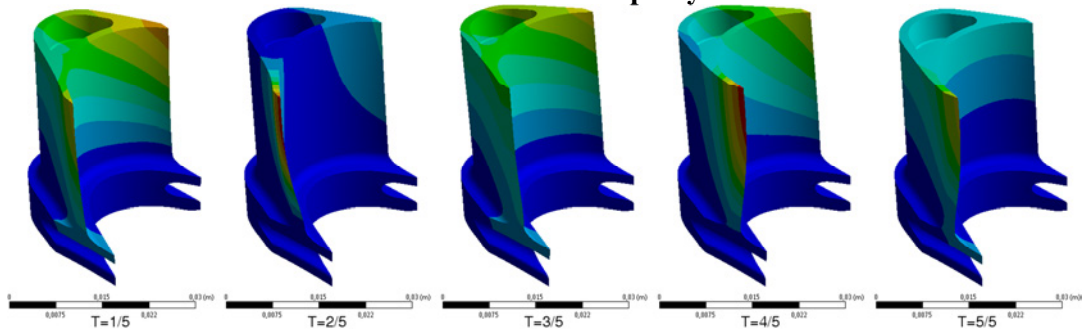


Konvergence vlastní frekvence lopatky I. stupně v závislosti na počtu buněk výpočetní sítě

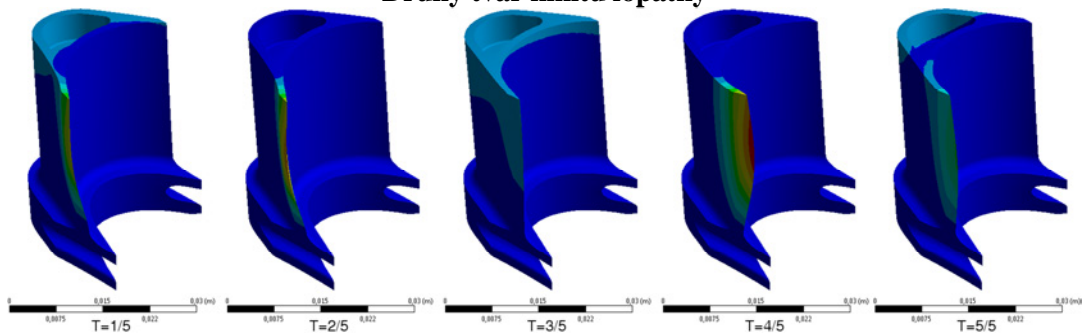
PŘÍLOHA 4 – TVARY PĚTI PRVNÍCH VLASTNÍCH KMITŮ LOPATKY II. STUPNĚ



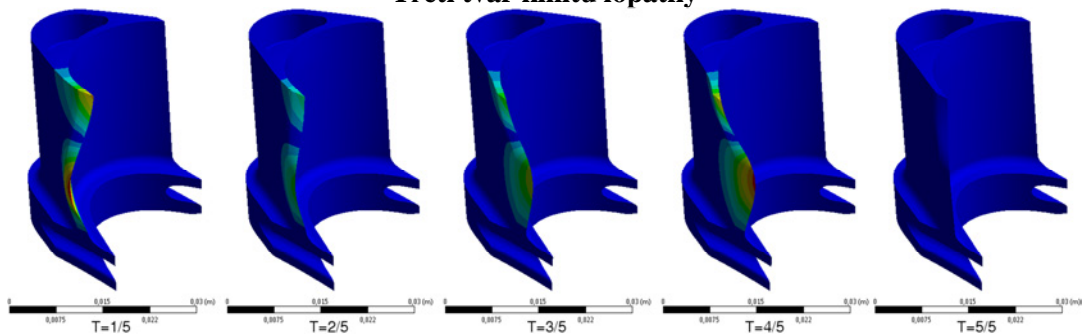
První tvar kmitu lopatky



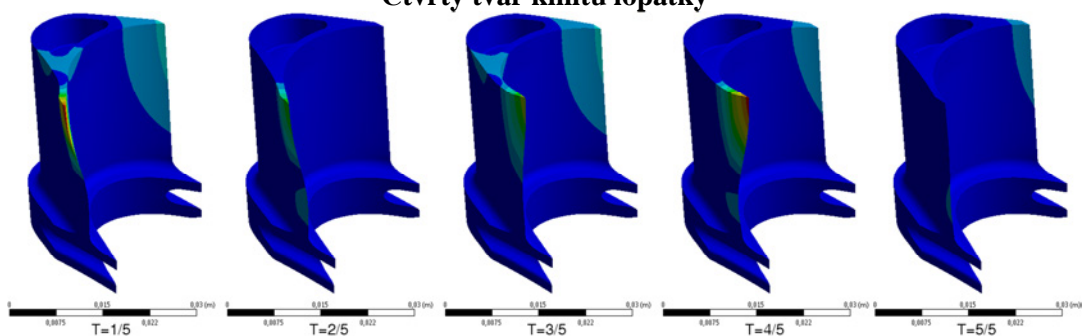
Druhý tvar kmitu lopatky



Třetí tvar kmitu lopatky

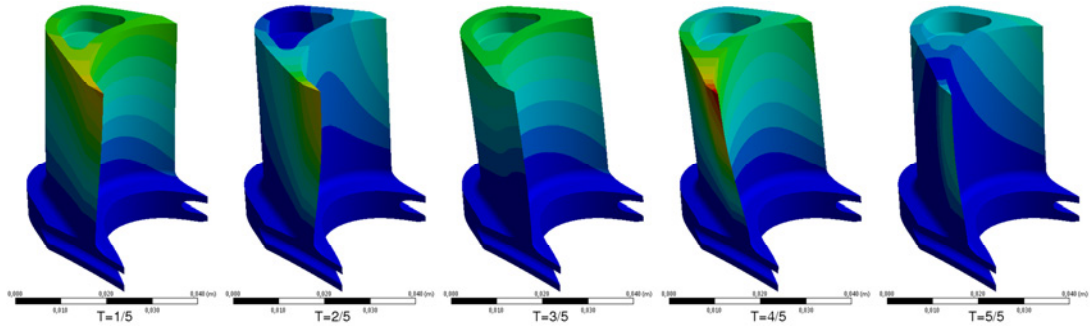


Čtvrtý tvar kmitu lopatky

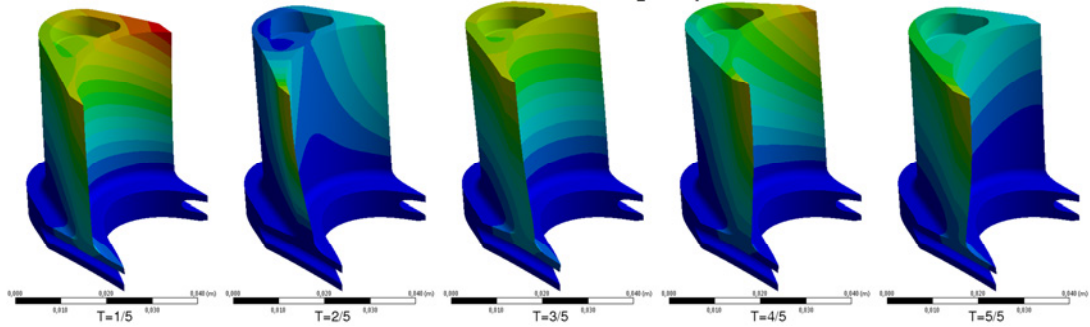


Pátý tvar kmitu lopatky

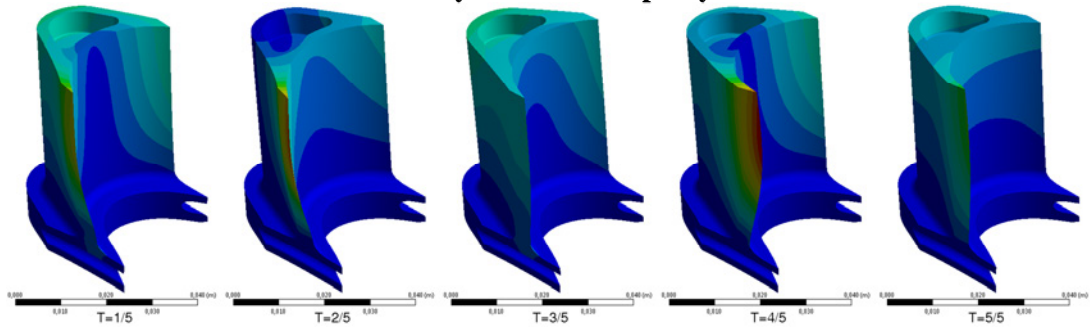
PŘÍLOHA 5 – TVARY PĚTI PRVNÍCH VLASTNÍCH KMITŮ LOPATKY III. STUPNĚ



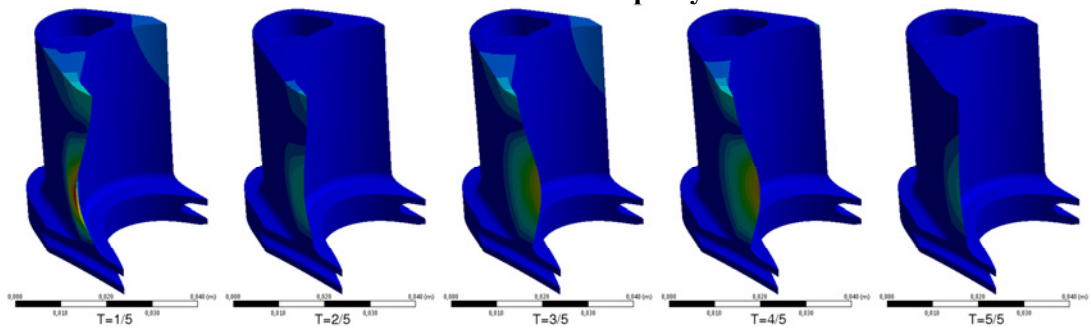
První tvar kmitu lopatky



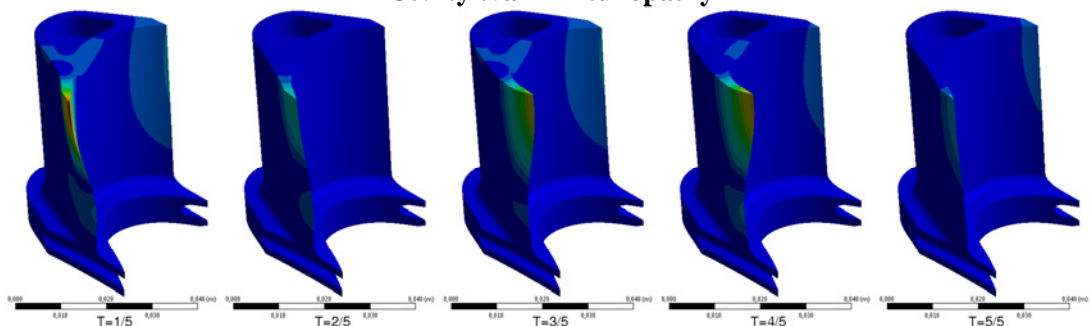
Druhý tvar kmitu lopatky



Třetí tvar kmitu lopatky

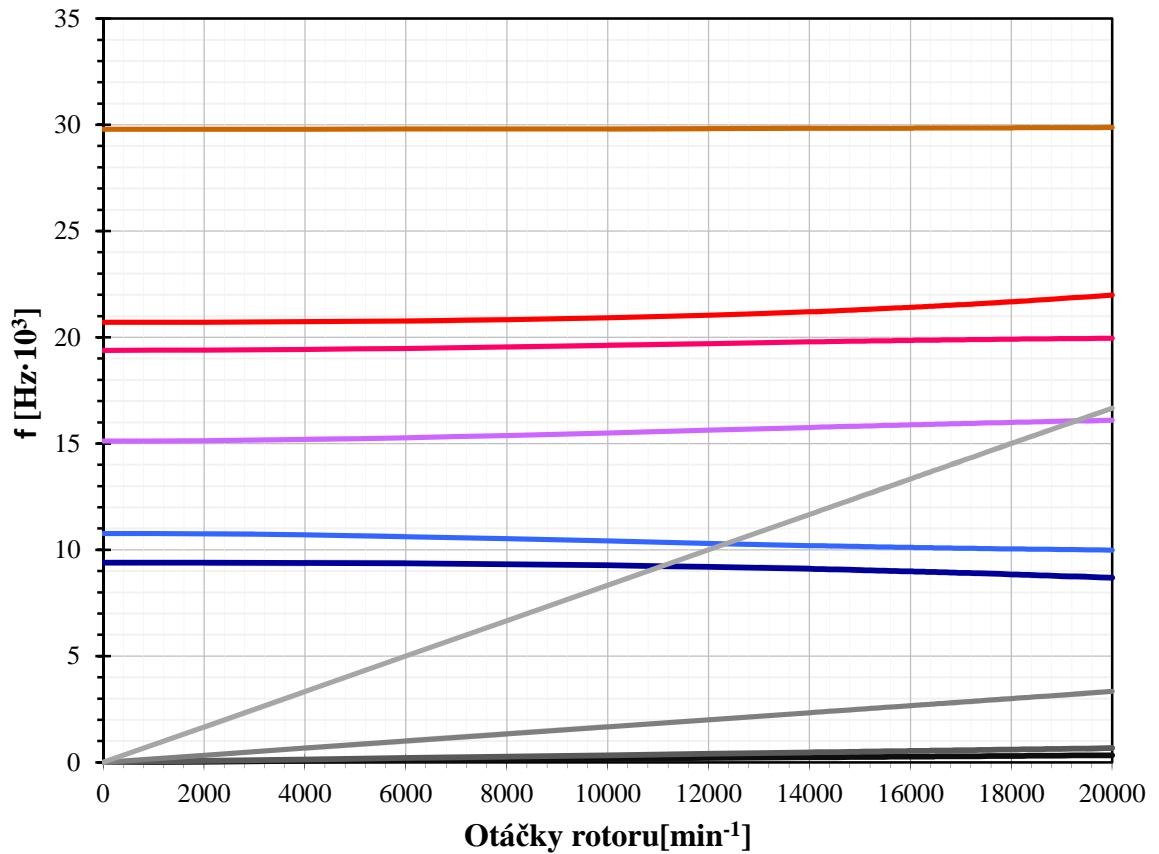


Čtvrtý tvar kmitu lopatky



Pátý tvar kmitu lopatky

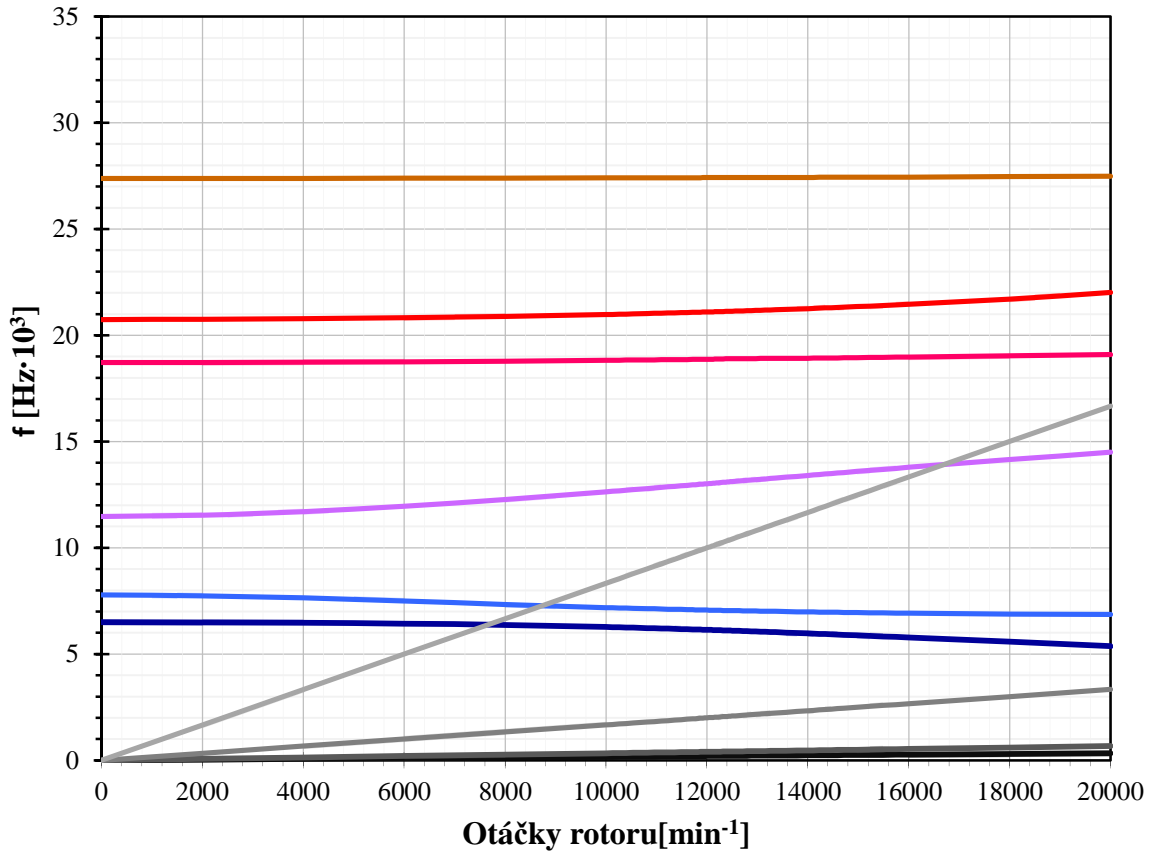
PŘÍLOHA 6 – CAMPBELLŮV DIAGRAM LOPATKY II. STUPNĚ



- 1. VLASTNÍ FREKVENCE 2. VLASTNÍ FREKVENCE 3. VLASTNÍ FREKVENCE 4. VLASTNÍ FREKVENCE
- 5. VLASTNÍ FREKVENCE 6. VLASTNÍ FREKVENCE — OTÁČKY ROTORU — 2x OTÁČKY ROTORU
- 10x OTÁČKY ROTORU — 50x OTÁČKY ROTORU

Campbellův diagram lopatky

PŘÍLOHA 7 – CAMPBELLŮV DIAGRAM LOPATKY III. STUPNĚ



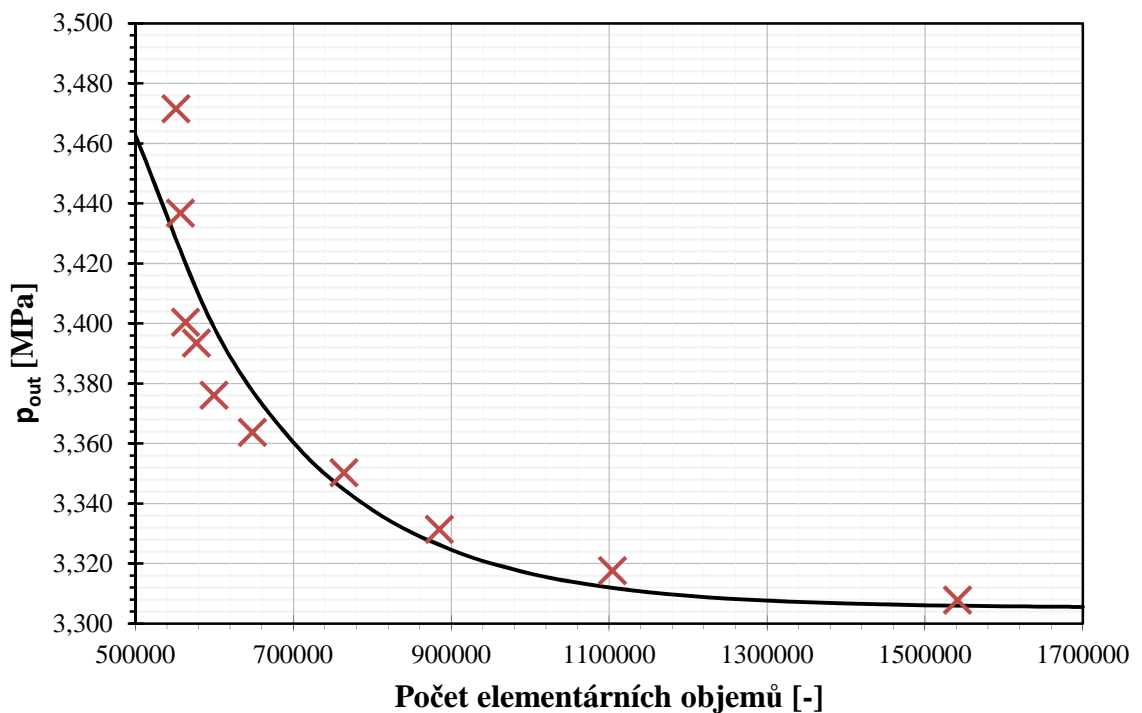
- 1. VLASTNÍ FREKVENCE 2. VLASTNÍ FREKVENCE 3. VLASTNÍ FREKVENCE 4. VLASTNÍ FREKVENCE
- 5. VLASTNÍ FREKVENCE 6. VLASTNÍ FREKVENCE — OTÁČKY ROTORU — 2x OTÁČKY ROTORU
- 10x OTÁČKY ROTORU — 50x OTÁČKY ROTORU

Campbellův diagram lopatky

PŘÍLOHA 8 – KONVERGENCE VÝSTUPNÍHO TLAKU Z REGULAČNÍHO VENTILU I. STUPNĚ

Závislost výstupního tlaku v regulačním ventilu I. stupně v závislosti na velikosti buňky a počtu buněk výpočetní sítě

Velikost buněk [m]	Počet buněk [-]	Δp [MPa]	Velikost buněk [m]	Počet buněk [-]	Δp [MPa]
0,0125	551008	3,47159	0,00625	647822	3,36375
0,01125	556770	3,43679	0,005	763766	3,35024
0,01	563338	3,40037	0,004375	884588	3,3314
0,00875	576952	3,39343	0,00375	1104284	3,31758
0,0075	599525	3,37607	0,003125	1541035	3,3078

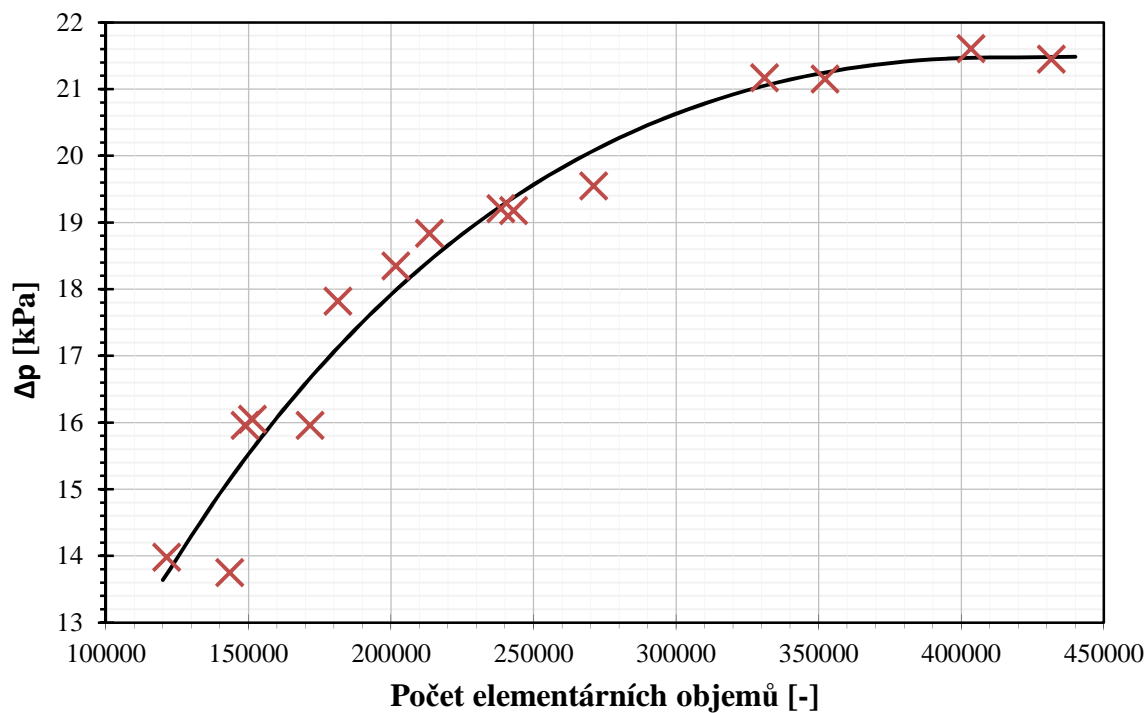


Konvergence výstupního tlaku v závislosti na počtu buněk výpočetní sítě

PŘÍLOHA 9 – KONVERGENCE DIFERENCE TLAKU VE VÝSTUPNÍ HRDLA

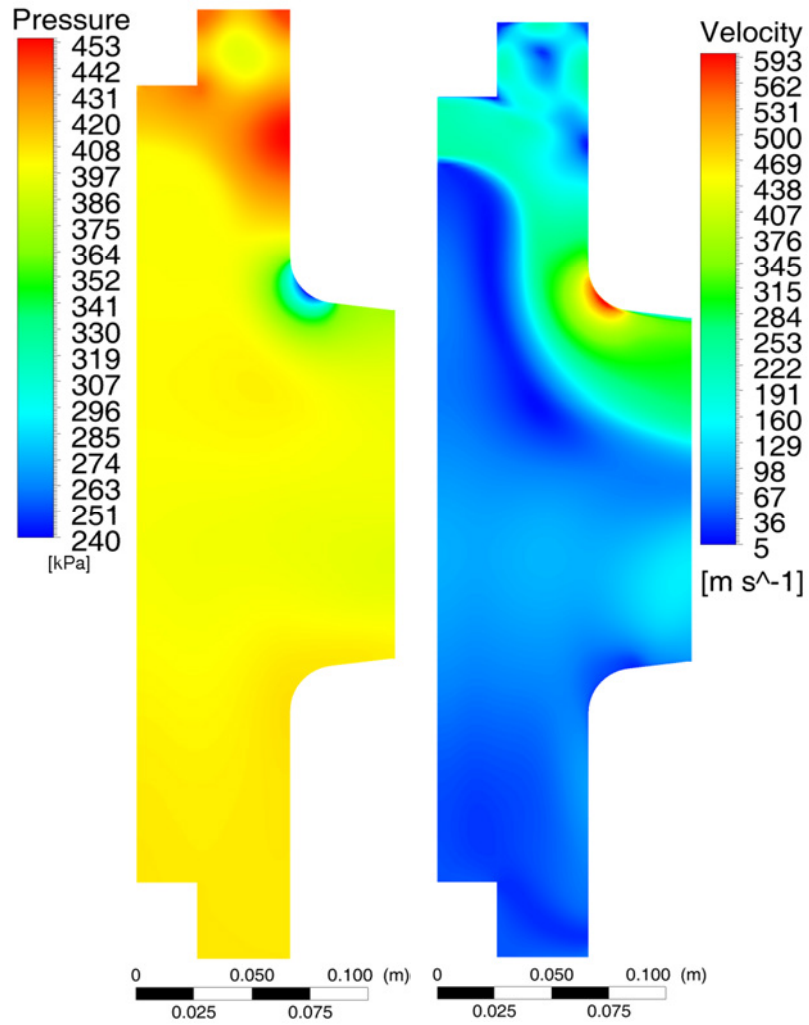
Závislost Δp ve výstupním hrdle na velikosti buňky a počtu buněk výpočetní sítě

Velikost buněk [m]	Počet buněk [-]	Δp [MPa]	Velikost buněk [m]	Počet buněk [-]	Δp [MPa]
0,0025	452046	0,02145	0,0034	214100	0,01835
0,0026	423198	0,02161	0,0035	192651	0,01782
0,0027	370133	0,02115	0,0036	182485	0,01596
0,0028	347865	0,02117	0,0037	161399	0,01605
0,003	286233	0,01955	0,0038	158756	0,01596
0,0031	257040	0,01918	0,0039	153053	0,01375
0,0032	252309	0,01921	0,004	129804	0,01398
0,0033	226222	0,01884			

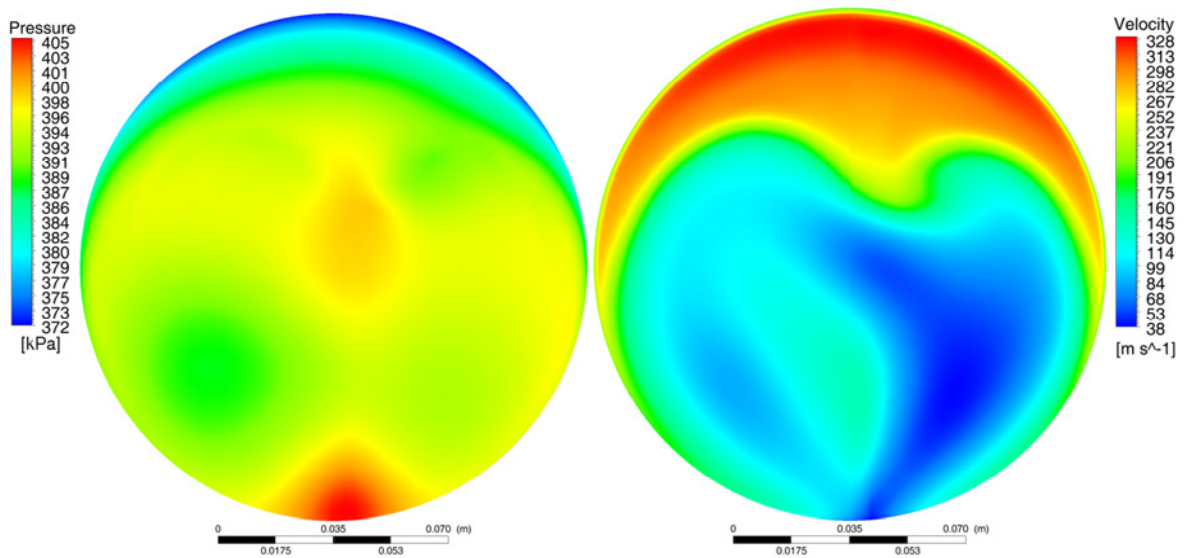


Konvergence difference tlaku v závislosti na počtu buněk výpočetní sítě

PŘÍLOHA 10 – RYCHLOSTNÍ A TLAKOVÁ POLE VE VÝSTUPNÍM HRDLE II. STUPNĚ

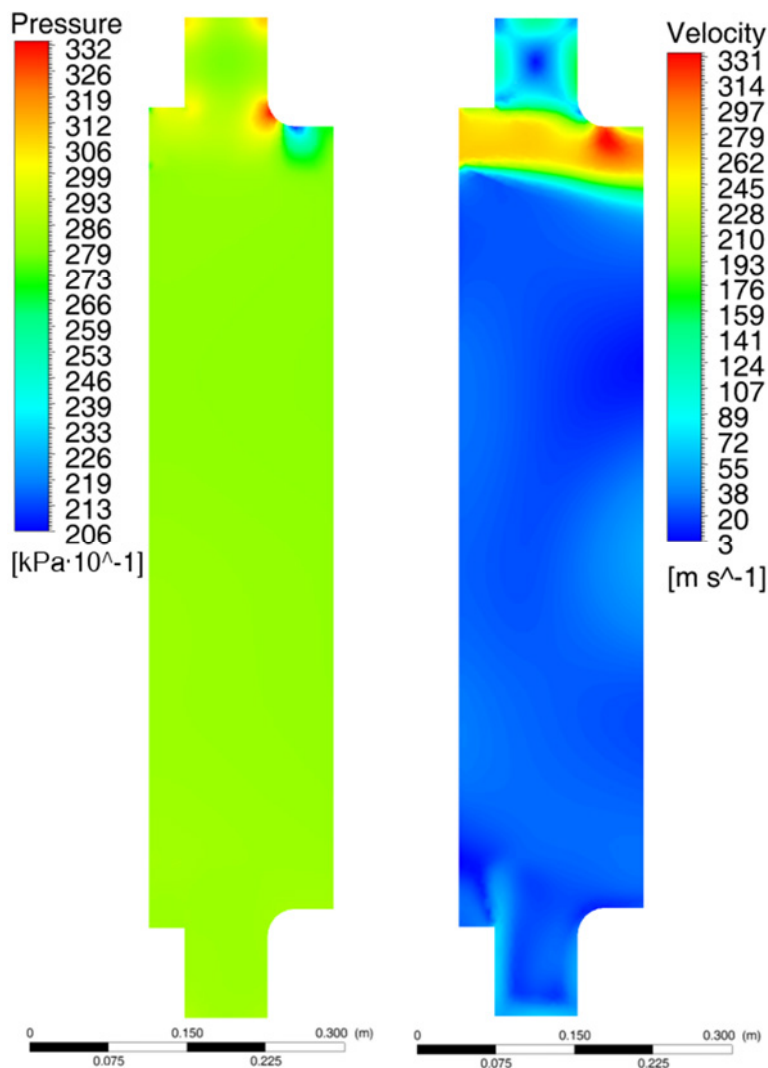


Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) ve výstupním hrdle v podélném řezu

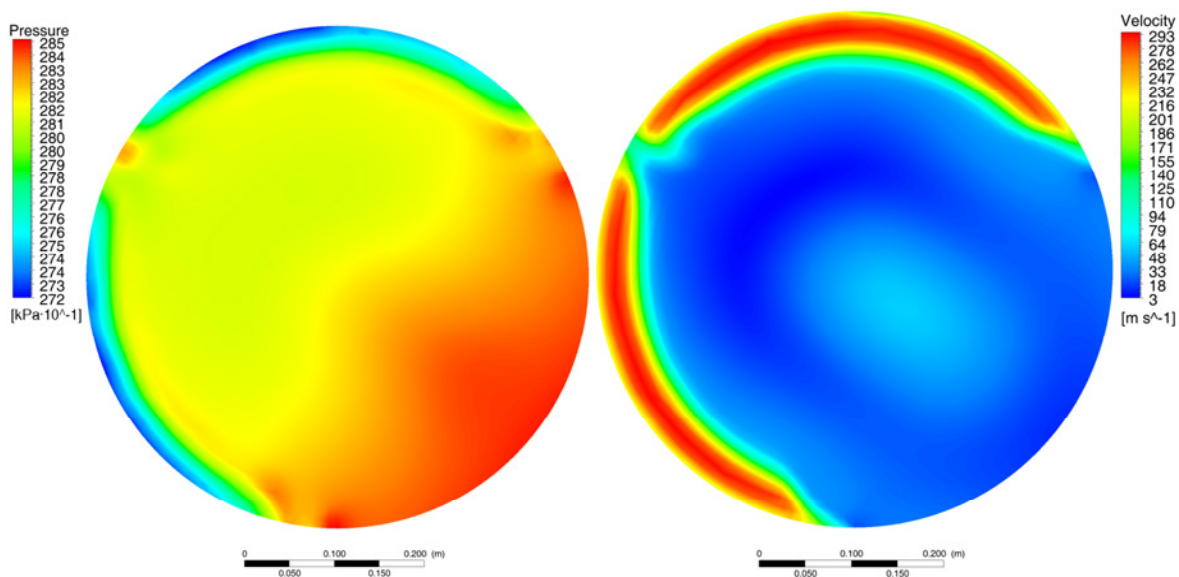


TLAKOVÉ (VLEVO) A RYCHLOSTNÍ POLE (VPRAVO) NA VÝSTUPU Z HRDLA TURBÍNY

PŘÍLOHA 11 – RYCHLOSTNÍ A TLAKOVÁ POLE VE VÝSTUPNÍM HRDLE III. STUPNĚ



Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) ve výstupním hrdle v podélném řezu

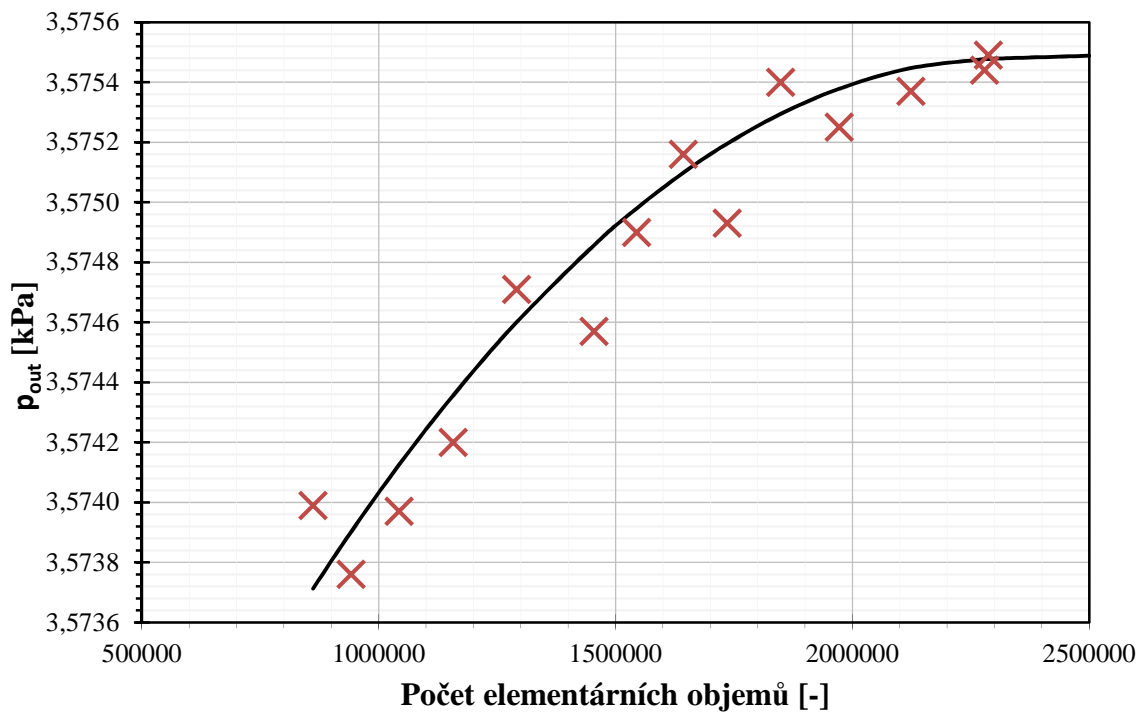


Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) na výstupu z výstupního hrdla turbíny

PŘÍLOHA 12 – KONVERGENCE VÝSTUPNÍHO TLAKU ROZVÁDĚCÍ SKŘÍNĚ TURBÍNY TR320

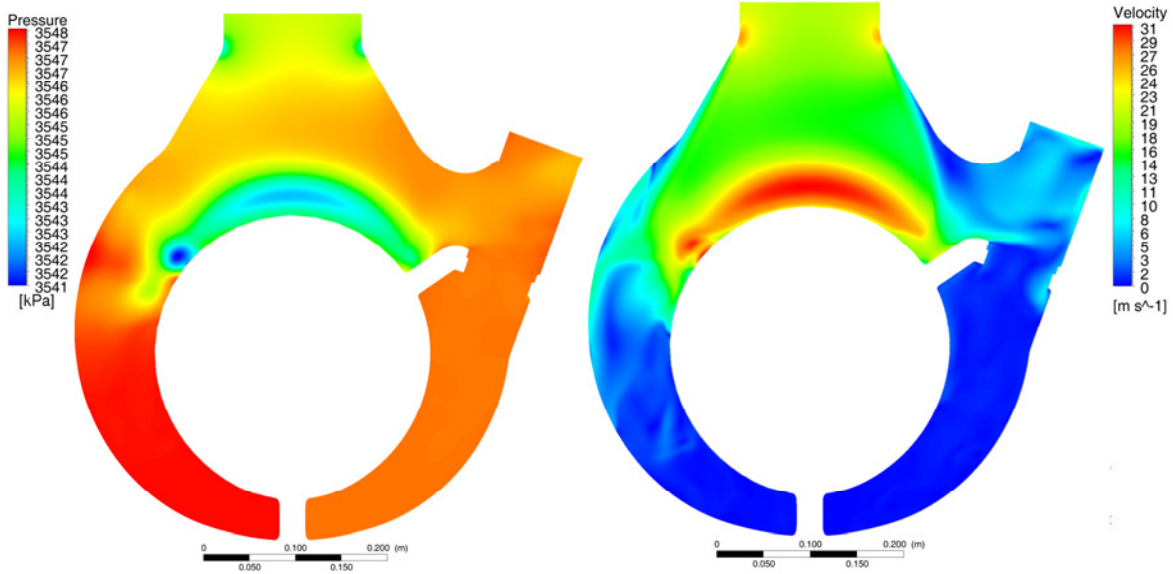
Závislost výstupního tlaku v rozváděcí skříni na velikosti buňky a počtu buněk výpočetní sítě

Velikost buněk [m]	Počet buněk [-]	p_{out} [MPa]	Velikost buněk [m]	Počet buněk [-]	Δp [MPa]
0,002	2279094	3,57544	0,00235	1544735	3,5749
0,00205	2286872	3,57549	0,0024	1454833	3,57457
0,0021	2123275	3,57537	0,0025	1291273	3,57471
0,00215	1972450	3,57525	0,0026	1157175	3,5742
0,0022	1848250	3,5754	0,0027	1042908	3,57397
0,00225	1735887	3,57493	0,0028	941913	3,57376
0,0023	1643422	3,57516	0,0029	861436	3,57399

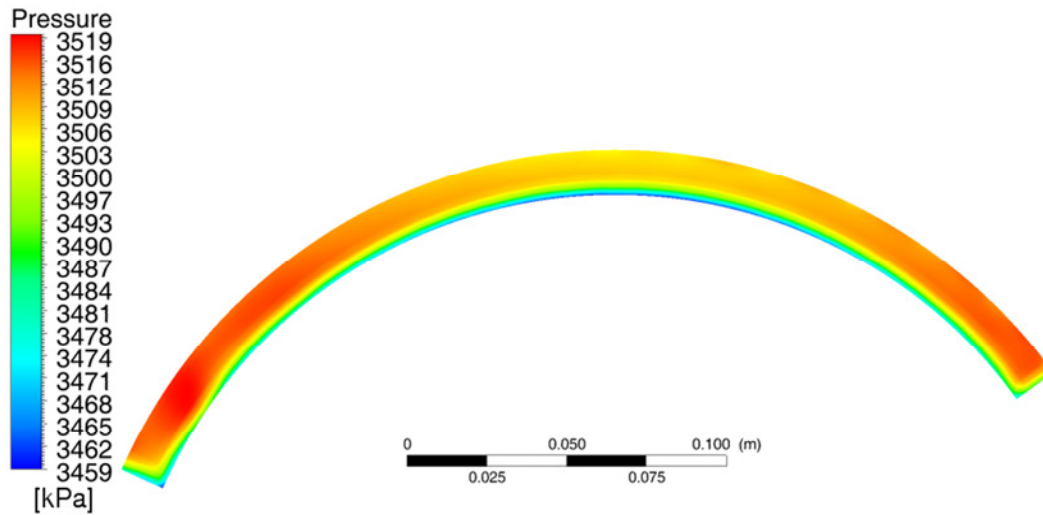


Konvergence výstupního tlaku v závislosti na počtu buněk výpočetní sítě

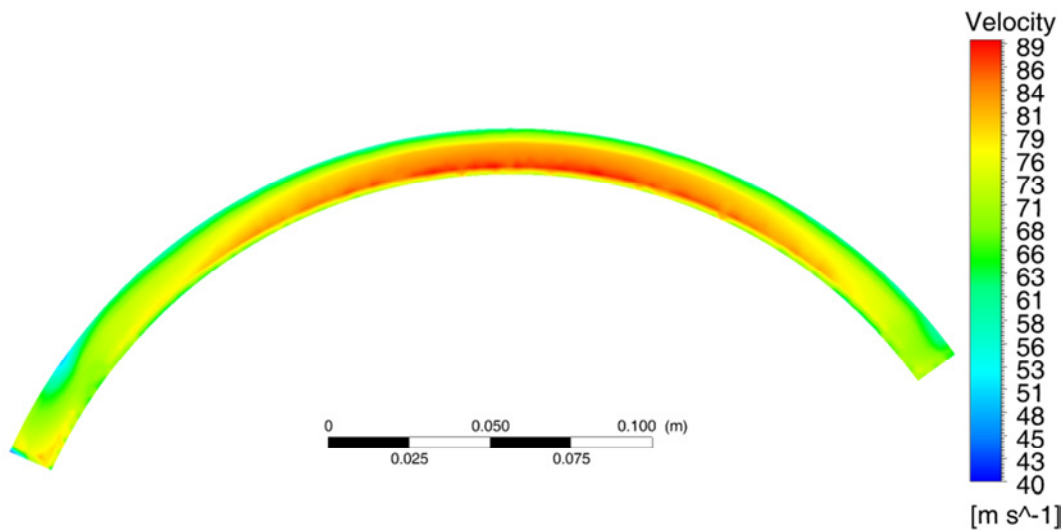
PŘÍLOHA 13 – RYCHLOSTNÍ A TLAKOVÁ POLE V ROZVÁDĚCÍ SKŘÍŇI I. STUPNĚ PŘI JMENOVITÝCH PARAMETRECH



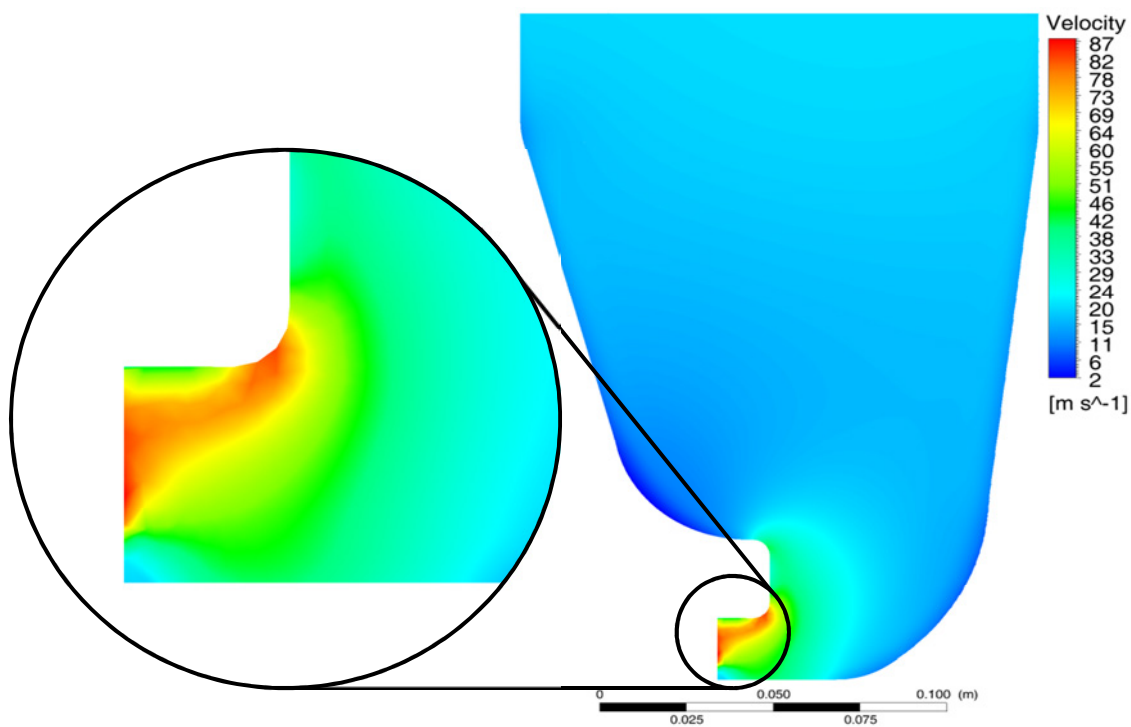
Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) v příčném řezu rozváděcí skříně



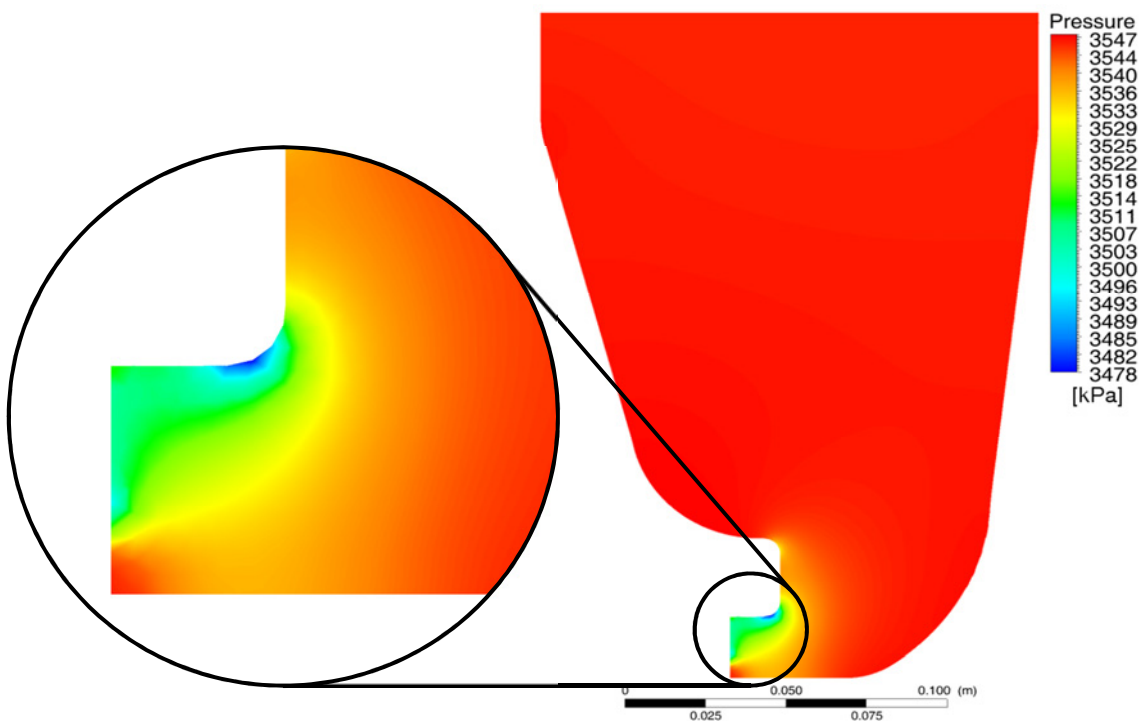
Tlakové pole ve výstupní části rozváděcí skříně



Rychlostní pole ve výstupní části rozváděcí skříně

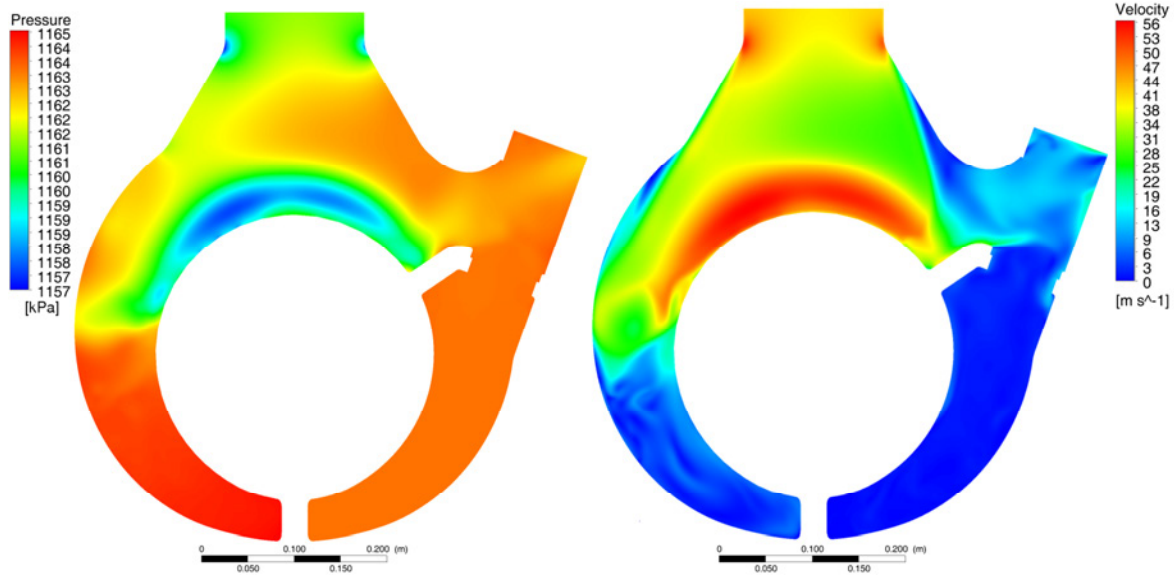


Rychlostní pole v rozváděcí skříni v podélném řezu

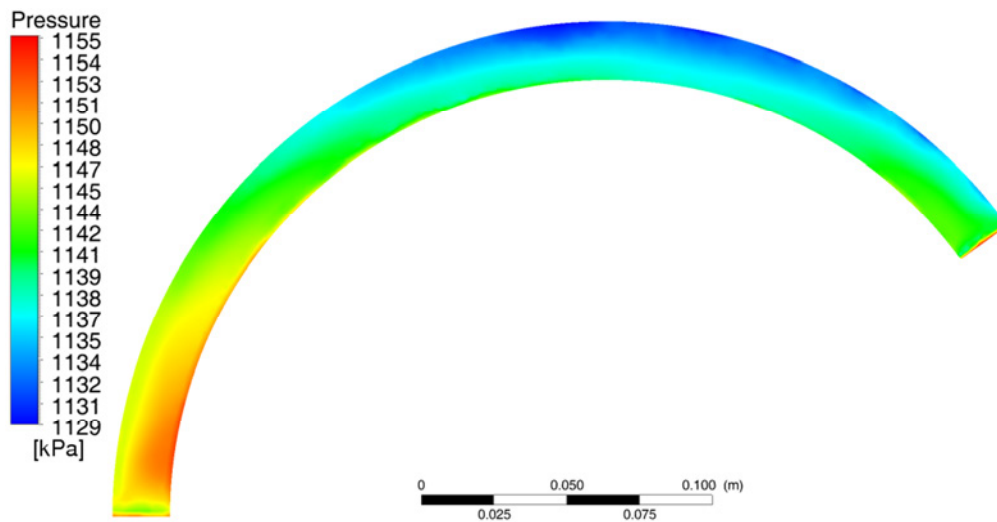


Tlakové pole v rozváděcí skříni v podélném řezu

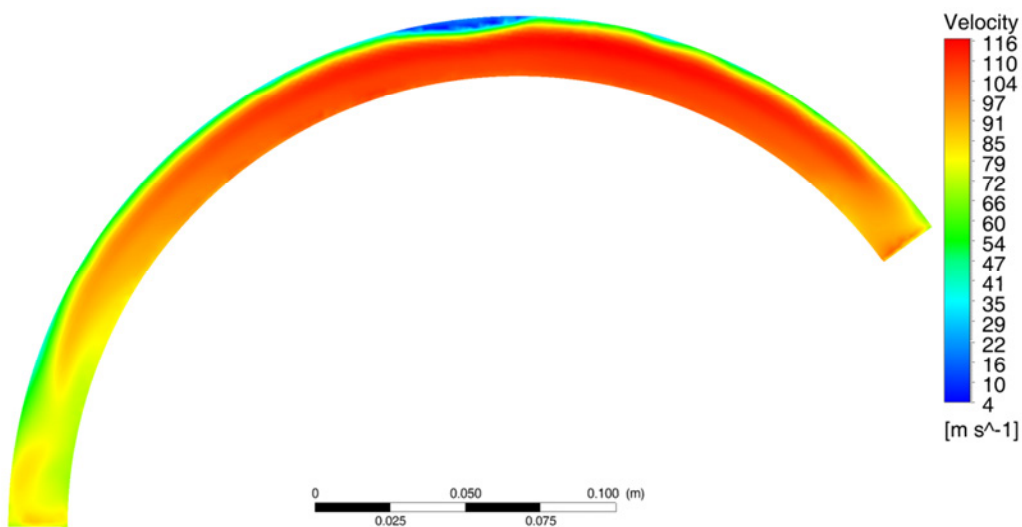
PŘÍLOHA 14 – RYCHLOSTNÍ A TLAKOVÁ POLE V ROZVÁDĚCÍ SKŘÍŇI II. STUPNĚ PŘI JMENOVITÝCH PARAMETRECH



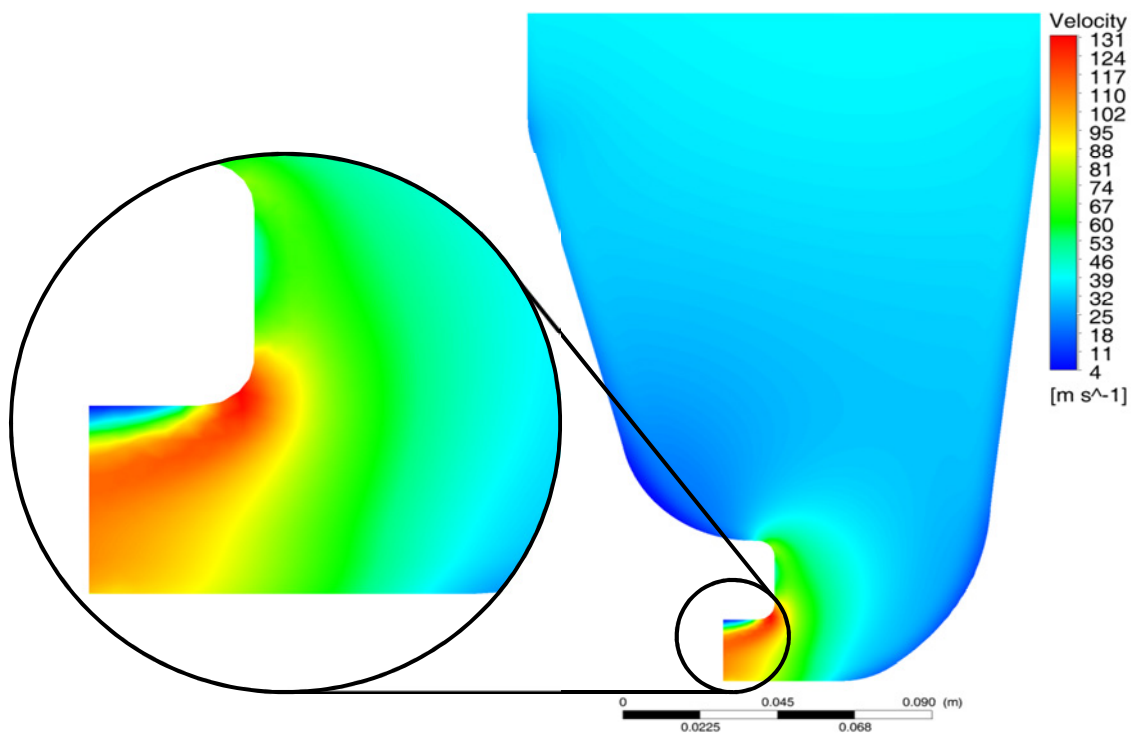
Tlakové (vlevo) a rychlostní pole (vpravo) v příčném řezu rozváděcí skříně



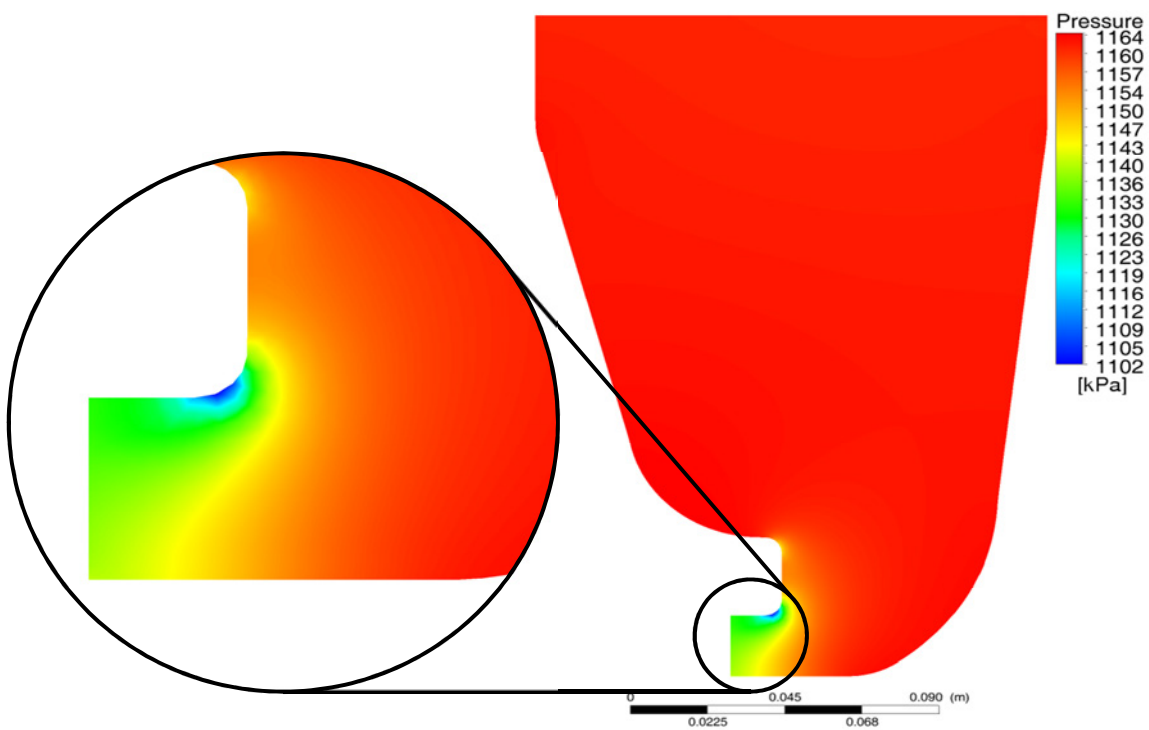
Tlakové pole ve výstupní části rozváděcí skříně



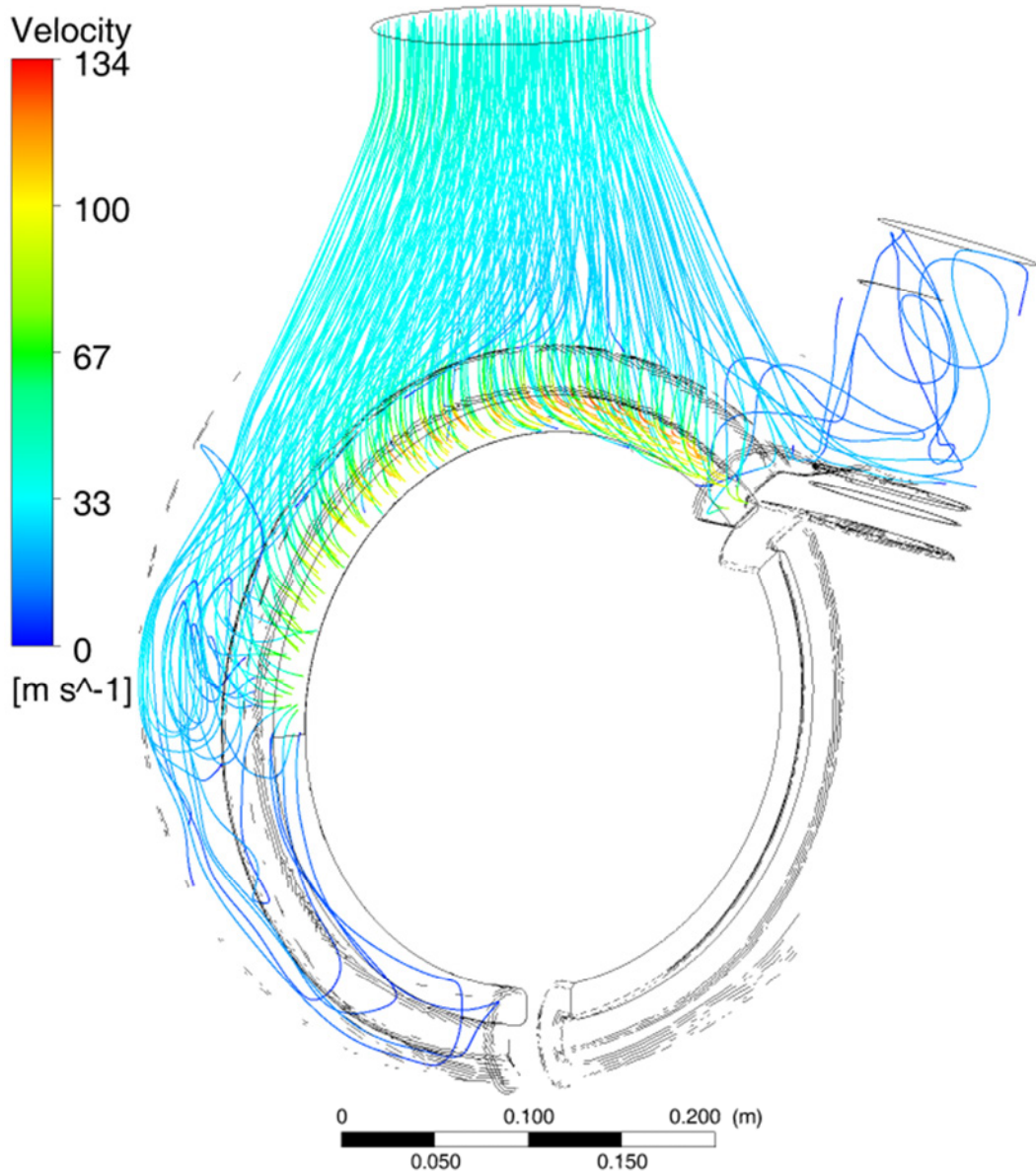
Rychlostní pole ve výstupní části rozváděcí skříně



Rychlostní pole v rozváděcí skříni v podélném řezu

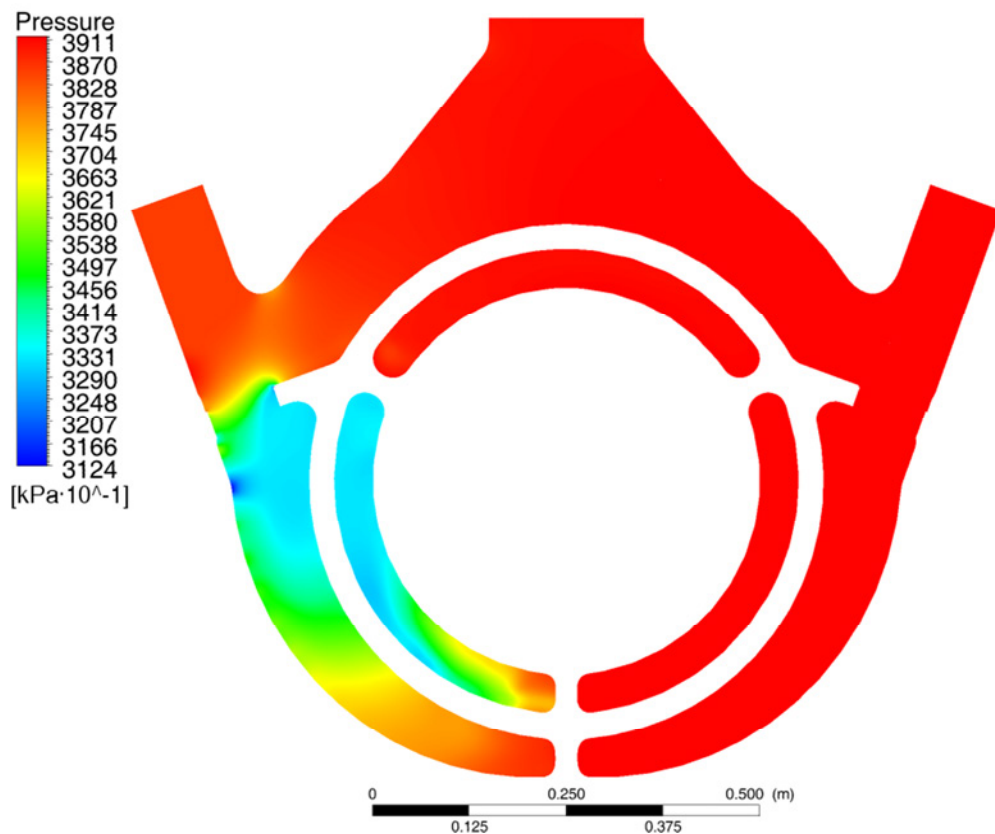


Tlakové pole v rozváděcí skříni v podélném řezu

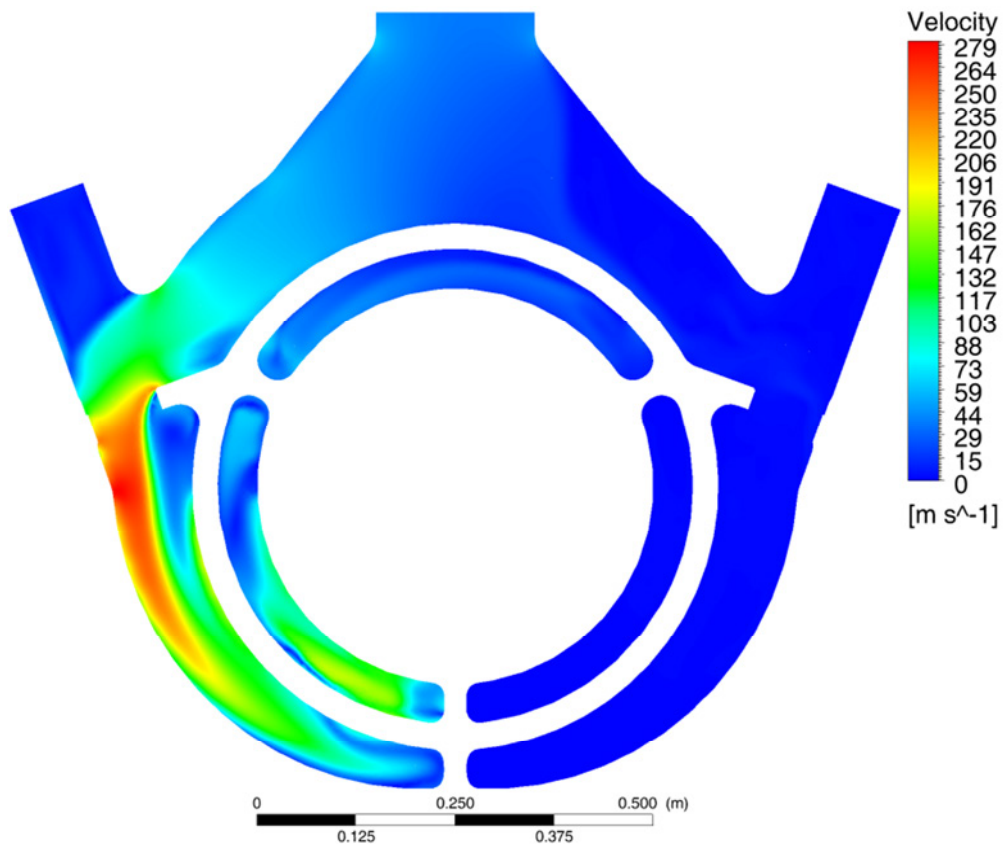


Proudnice v rozváděcí skříni

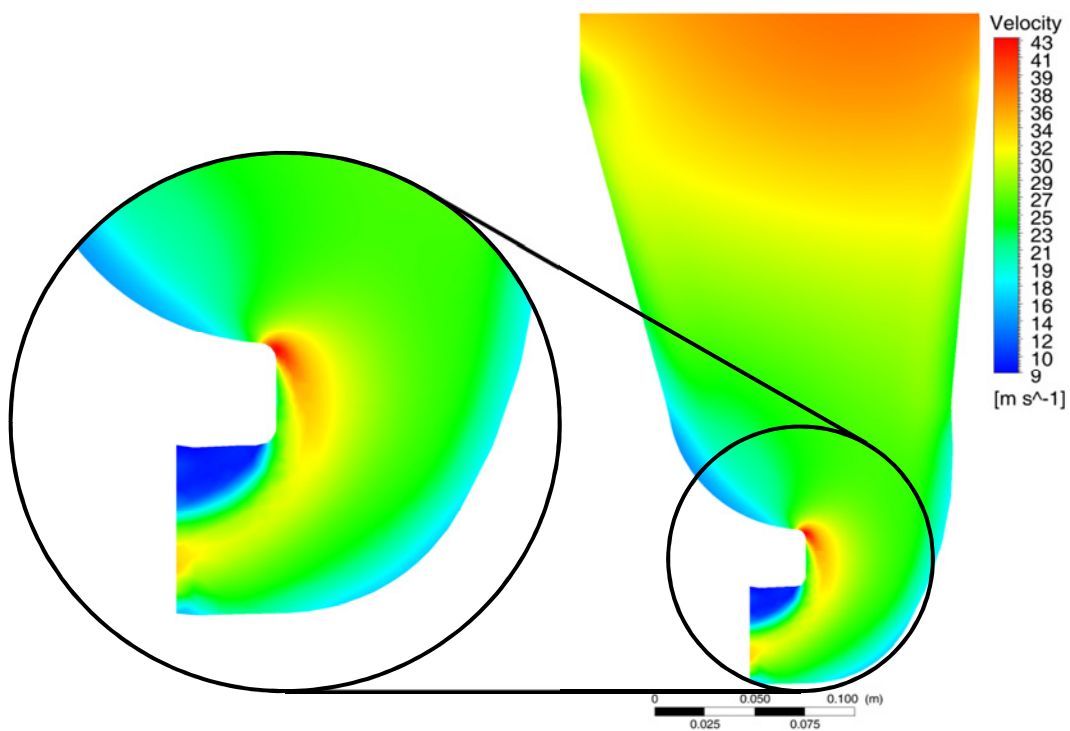
PŘÍLOHA 15 – RYCHLOSTNÍ A TLAKOVÁ POLE V ROZVÁDĚCÍ SKŘÍŇI III. STUPNĚ PŘI JIMENOVITÝCH PARAMETRECH



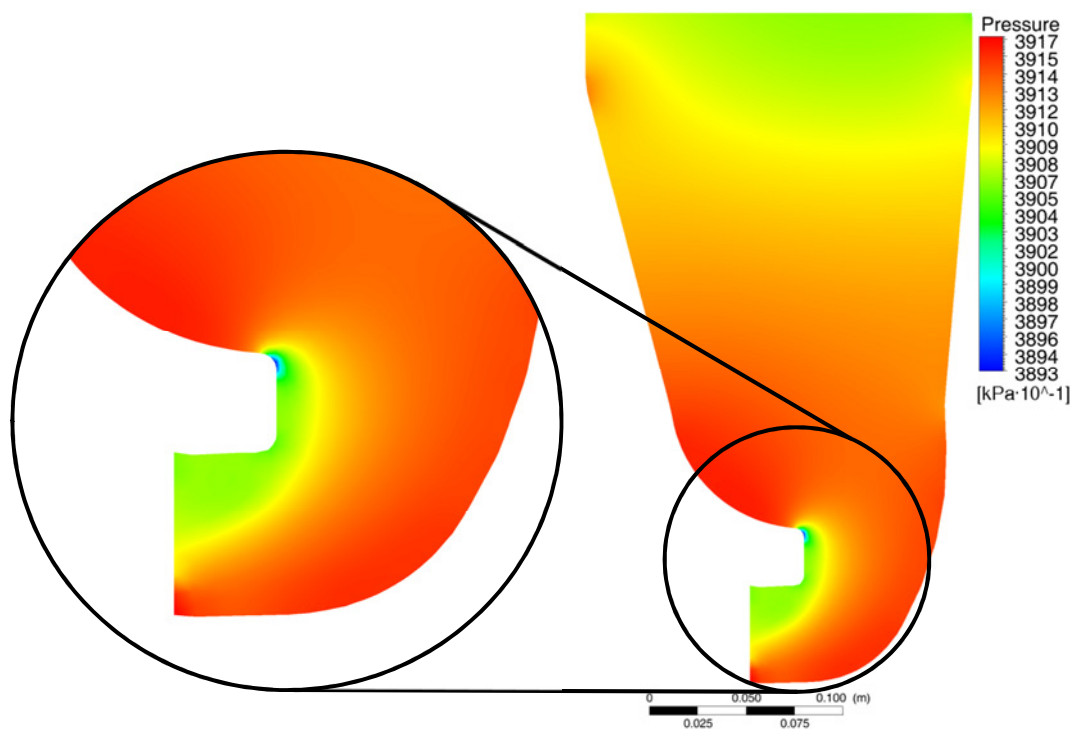
Tlakové pole v příčném řezu rozváděcí skříní



Rychlostní pole v příčném řezu rozváděcí skříní



Rychlostní pole v rozváděcí skříni v podélném řezu



Tlakové pole v rozváděcí skříni v podélném řezu