

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kondenzační parní turbína

Autor: **Bc. Martin STRÍTESKÝ**
Vedoucí práce: **Ing. Marek KLIMKO**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin STRÍTESKÝ**

Osobní číslo: **S15N0065P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

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

Název tématu: **Kondenzační parní turbína**

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

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

Máte za úkol navrhnout kondenzační parní turbínu o výkonu cca 220 MW bez přihřívání páry do papírny s regenerací, procesním odběrem a výstupem dolů do kondenzátoru.

Návrh bude zpracován pro následující parametry:

Provoz V1: váhový faktor pro vyhodnocení $W_i = 0,5$, množství admisní páry $m_1 = 1000$ t/h, tlak admisní páry $p_1 = 84,0$ bar(a), teplota admisní $t_1 = 485$ °C, požadovaný tlak a množství v procesním odběru $p_{O2} = 5,0$ bar(a), $m_{O2} = 440$ t/h, teplota napájecí vody $t_{NV} = 142$ °C, tlak na výstupu z NT dílu $p_k = 0,15$ bar(a).

Provoz V2: váhový faktor pro vyhodnocení $W_i = 0,2$, množství admisní páry $m_1 = 800$ t/h, tlak admisní páry $p_1 = 84,0$ bar(a), teplota admisní $t_1 = 485$ °C, požadovaný tlak a množství v procesním odběru $p_{O2} = 5,0$ bar(a), $m_{O2} = 265$ t/h, teplota napájecí vody $t_{NV} = 142$ °C, tlak na výstupu z NT dílu $p_k = 0,15$ bar(a).

Provoz V3: váhový faktor pro vyhodnocení $W_i = 0,3$, množství admisní páry $m_1 = 500$ t/h, tlak admisní páry $p_1 = 84,0$ bar(a), teplota admisní $t_1 = 485$ °C, požadovaný tlak a množství v procesním odběru $p_{O2} = 5,0$ bar(a), $m_{O2} = 0$ t/h, teplota napájecí vody $t_{NV} = 142$ °C, tlak na výstupu z NT dílu $p_k = 0,15$ bar(a).

Otáčky turbíny 3600 ot/min. Regeneraci uvažovat v konfiguraci 1x NTO a 1x odplyňovák. Zadané provozy uvažovat jako ventilové body turbíny. Vhodně zvolit typ regulace turbíny za předpokladu pevného vstupního tlaku. Další nespecifikované parametry cyklu vhodně zvolit.

Máte za úkol provést:

návrh tepelného cyklu a vypracovat tepelné schéma pro zadané provozy,

výpočet průtočné části optimalizované pro zadané provozy - vyhodnocení provést dle vzorce pro vážený výkon $P = \Sigma W_i P_i$,

volbu materiálů a určit hmotnost hlavních dílů turbíny. Vytvořit cenové kalkulace uvažovaných řešení a tyto mezi sebou porovnat dle vyhodnocení 300 EUR/kWh.

Pro zvolené řešení provést dále: základní pevnostní výpočty, kontrolu dynamického chování rotorové soustavy včetně generátoru, výpočet tlakové ztráty případným přeprouděním páry prostorem mezi vnitřním a vnějším tělesem (výpočet proudění metodou CFD), výpočet detailního pevnostního namáhání vnitřního tělesa (zejména v oblasti vstupů) metodou MKP, nakreslit podélný řez turbínou.

Rozsah grafických prací: bilanční schéma turbíny a podélný řez turbínou

Rozsah kvalifikační práce: 50 - 70 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- Ščegljajev A. V.: Parní turbíny I., II., SNTL Praha, 1983
- Škopek J.: Parní turbíny - tepelný a pevnostní výpočet, ZČU v Plzni, 2007
- Fiedler J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, 1. vyd. Brno, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004
- Kadrnožka J.: Tepelné elektrárny a teplárny, 1. vyd. Praha, SNTL, 1984
- Kadrnožka J.: Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie a výpočtu, Brno, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2014

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Marek Klimko**
Centrum energetického výzkumu

Konzultant diplomové práce: **Ing. Richard Fichtl**
Doosan Škoda Power

Datum zadání diplomové práce: **17. října 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2016

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Markovi Klimkovi za umožnění vzniku této práce a za jeho pomoc při jejím zpracování. Velké díky patří konzultantu Ing. Richardovi Fichtlovi za předané znalosti a cenné rady a připomínky, bez kterých by tato práce nemohla vzniknout. Dále bych rád poděkoval za konzultace konkrétních problémů pracovníkům společnosti Doosan Škoda Power s.r.o., jmenovitě jimi jsou: Ing. Michal Buršík, Ing. Tomáš Míšek, Ph.D, Dr. Ing. Pavel Albl a Ing. Michal Hoznedl, Ph.D.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Stříteský	Jméno Martin		
STUDIJNÍ OBOR	2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení Ing. Klimko	Jméno Marek		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Kondenzační parní turbína			

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	122	TEXTOVÁ ČÁST	85	GRAFICKÁ ČÁST	37
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Cílem diplomové práce je navržení kondenzační parní turbíny neobvyklých parametrů. Práce sestává z výpočtu tepelného cyklu, návrhu průtočné části a základních analytických výpočtů pevnostního namáhání. Při návrhu jednotlivých konstrukčních uzlů bylo také provedeno několik analýz za pomoci numerických metod. CFD analýza zkoumá tlakovou ztrátu mezi stupni parní turbíny, MKP analýza slouží k dimenzování vnitřního tělesa a kontrola dynamického chování rotorové soustavy ověřuje schopnost provozu turbíny na jmenovitých otáčkách.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	<p>Kondenzační parní turbína, Rankin-Clausiusův cyklus, rovnotlaké lopatkování, pevnostní analýza, MKP, tlaková ztráta, CFD, kritické otáčky, rotordynamika, APDL</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Stříteský	Name Martin	
FIELD OF STUDY	2302T013 „Design of Power Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname Ing. Klimko	Name Marek	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Condensing steam turbine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	122	TEXT PART	85	GRAPHICAL PART	37
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This diploma thesis deals with design of condensing steam turbine of unusual parameters. The paper presents thermodynamic cycle calculation, flowpath design and basic stress calculations. A few analysis were performed using numerical methods to support a design of particular construction tasks. CFD analysis deals with pressure loss between steam turbine stages, FEM analysis is used to determine the construction of inner casing and rotordynamic analysis verifies the ability of turbine to run at operating speed and rotor behaviour.</p>
KEY WORDS	<p>Condensing steam turbine, Rankine cycle, action blading, stress analysis, FEM, pressure loss, CFD, critical speeds, rotordynamics, APDL</p>

Obsah

1 ÚVOD	12
2 TEPELNÝ VÝPOČET CYKLU	13
2.1 Vstupní parametry výpočtu	14
2.2 Tepelný výpočet turbíny	15
2.3 Tepelný výpočet kondenzátoru	15
2.4 Tepelný výpočet regenerace	16
2.5 Ohřátí napájecí vody NČ	18
2.6 Tepelné bilance	19
2.6.1 Bilance napájecí nádrže	20
2.6.2 Bilance nízkotlakého ohříváku	20
2.7 Hmotnostní průtoky turbínou	20
2.8 Přibližný výkon turbíny	21
3 NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI	22
3.1 Výpočet základních rozměrů průtočného kanálu	22
3.1.1 Teorie výpočtu	23
3.1.2 Vyložení č. 1	26
3.1.3 Vyložení č. 2 - Bypass	29
3.1.4 Vyložení č. 3 - Dvouproudý vstup	31
3.2 Volba provedení	34
3.2.1 Použité materiály	34
3.2.2 Vyhodnocení	34
3.3 Výpočet lopatkování	36
3.3.1 Rychlostní trojúhelníky	36
3.3.2 Profily lopatek	38
3.3.3 Ztráty v rozváděcích a oběžných lopatkách	41
3.3.4 Délky lopatek	42
3.4 Základní pevnostní výpočty	43
3.4.1 Namáhání oběžných lopatek	43
3.4.2 Namáhání závěsů	46
3.4.3 Namáhání disků rozváděcích kol	47
3.4.4 Namáhání rozváděcích lopatek	48
3.4.5 Výpočet průměru rotoru	50
3.5 Dimenze potrubí	51
3.6 Bilance výkonu	52
4 NENÁVRHOVÉ PROVOZY	53
5 MKP ANALÝZA VNITŘNÍHO TĚLESA	55
5.1 Geometrie	55
5.2 Výpočetní model	57
5.2.1 Výpočetní síť	57
5.2.2 Teplotní pole	58
5.2.3 Pevnostní analýza	59
5.3 Vyhodnocení	63

5.3.1	Kategorie napětí	63
5.3.2	Vybraná kontrolní místa	64
5.3.3	Vyhodnocení kriterií	65
6	CFD ANALÝZA TLAKOVÉ ZTRÁTY	66
6.1	Popis úlohy	66
6.2	Geometrie	67
6.3	Výpočetní model	68
6.3.1	Výpočetní síť	68
6.3.2	Okrajové podmínky	68
6.3.3	Nastavení řešiče	70
6.3.4	Průběh výpočtu	70
6.4	Vyhodnocení	71
7	DYNAMICKÉ CHOVÁNÍ ROTOROVÉ SOUSTAVY	75
7.1	Rotorová soustava	76
7.2	Výpočetní model	76
7.2.1	Model rotoru	77
7.2.2	Ložiska	78
7.2.3	Přidané hmotnosti a momenty setrvačnosti	78
7.2.4	Okrajové podmínky	79
7.2.5	Řešič	79
7.3	Vyhodnocení	79
8	ZÁVĚR	82
	LITERATURA	83
	SEZNAM OBRÁZKŮ	84
	SEZNAM TABULEK	85
	PŘÍLOHY	86

Přehled použitých zkratk a symbolů

Zkratka / Symbol	Význam
DP	Diplomová práce
NTO	Nízkotlaký ohřívák
NN	Napájecí nádrž
KČ	Kondenzátní čerpadlo
NČ	Napájecí čerpadlo
RZ	Rychlozávěrný ventil
RV	Regulační ventil
DŠPW	Doosan Škoda Power
NV	Napájecí voda
CH	Chladicí voda
E	Odběr (Extraction)
G	Generátor
T	Turbína
TG	Turbogenerátor
O	Procesní odběr
B	Kotel
K	Kondenzátor
NT	Nízkotlaký
VT	Vysokotlaký
SK	Skutečný
IS	Isoentropický
V1	100% provoz
V2	80% provoz
V3	50% provoz
ČSN	Česká státní norma
DIN	Deutsche Industrienorm
ISO	International Organization for Standardization
OL	Oběžná lopatka
RL	Rozváděcí lopatka
RK	Rozváděcí kolo
MKP	Metoda konečných prvků
CFD	Computational Fluid Dynamics
MKO	Metoda konečných objemů
RMS	Root Mean Square
BW	Backward Whirl
FW	Forward Whirl
Δ, δ	Rozdíl
1, 2, 3,... i	Index

Přehled použitých veličin

Značka	Název	Jednotky
\dot{m}	Hmotnostní průtok	kg/s
p	Tlak	bar, MPa
t, T	Teplota	$^{\circ}C$
r_f	Reheat factor	—
c_k	Rychlost v hrdle kondenzátoru	m/s
ξ_k	Koeficient tl. ztráty v hrdle K	—
y	Poměrné množství	—
η	Účinnost	%
i	Entalpie	kJ/kg
s	Entropie	kJ/kgK
h	Entalpický spád	kJ/kg
x	Suchost	%
Q	Teplo	W
c_p	Měrná tepelná kapacita	kJ/kgK
P	Výkon	W
v	Měrný objem	m^3/kg
D, d	Průměr	m
u	Obvodová rychlost	m/s
n	Otáčky	min^{-1}
c	Absolutní rychlost	m/s
w	Relativní rychlost	m/s
Z	Ztráta	—
L	Délka	m
ε	Parciálnost	—
W	Váhový faktor	—
$\alpha_{1,2}$	Úhel absolutní rychlosti	$^{\circ}$
β	Úhel relativní rychlosti	$^{\circ}$
γ	Úhel nastavení profilu	$^{\circ}$
R	Stupeň reakce	—
φ	Rychlostní ztrátový součinitel RL	—
ψ	Rychlostní ztrátový součinitel OL	—
a	Rychlost zvuku	m/s
Ma	Machovo číslo	—
b, B, h	Šířka	mm
S	Plocha	mm^2
W_0	Průřezový modul v ohybu	mm^3
W_k	Průřezový modul v krutu	mm^3
$t_{opt,r,o,T}$	Rozteč	mm
$z_{o,r}$	Počet lopatek	—
M_K	Kroutící moment	Nm
M_O	Ohybový moment	Nm
ω	Úhlová rychlost	rad/s
σ	Normálové napětí	MPa

τ	Smykové napětí	MPa
m	Hmotnost	kg
O	Odstředivá síla	N
A	Plocha	mm^2
y_{max}	Maximální průhyb	mm
E	Youngův modul pružnosti	MPa
λ	Součinitel prostupu tepla	W/mK
α	Součinitel přestupu tepla	W/m^2K
R	Poloměr	m
$\xi_{s,c}$	Součinitel tlakové ztráty	–
λ_N	Vlastní číslo	Hz
ξ_N	Poměrný útlum	–
Q_N	Quality factor	–
J	Moment setrvačnosti	$kg \cdot m^2$
K_{YY}	Tuhost ve směru Y	N/m
C_{YY}	Tlumení ve směru Y	Ns/m
ω_N	Vlastní frekvence	Hz

1 ÚVOD

Výroba papíru vyžaduje velké množství tepelné energie využívané procesy vaření, bělení a sušení. Ta je dodávána formou procesní páry o teplotě vyšší než 120 °C, která je vyžadována při ohřevu válců sušící části papírenského stroje. Vodní pára je nejčastěji generována v lokálním kotli a následně se škrtí ventily na procesy požadovaný tlak. Současná situace na energetickém trhu vyvíjí tlak na výrobce a provozovatele parních zařízení, kteří jsou nuceni hledat efektivnější způsoby využití energie z dostupných zdrojů.

Jedním z řešení energetických potřeb výrobního závodu v papírenském průmyslu je kombinovaná výroba tepla a elektrické energie. Za účelem zvýšení účinnosti Rankin-Clausiova cyklu je zde vyráběna pára o vyšších parametrech. Nadbytek entalpického spádu oproti procesním potřebám se využije k expanzi v části parní turbíny, regulovaným odběrem se odvede potřebné množství páry k procesům papírny a zbylý průtok páry pokračuje v expanzi turbínou až do vakua. Kogenerace může zajišťovat papírně dostatek elektrické energie pro pokrytí vlastní spotřeby a případně i sekundární příjem z prodeje nadbytku elektrické energie.

Smyslem této práce je provést základní návrh parní turbíny korespondující s výše uvedeným principem. Postup sestává z tepelného výpočtu Rankin-Clausiova cyklu, navržení průtočné části s ohledem na vyhodnocení váženého výkonu napříč zadanými provozními a volby konstrukčního provedení parní turbíny z ekonomického hlediska. Nedílnou součástí takového návrhu jsou analytické a numerické výpočty pevnostního namáhání a proudění páry v kritických místech parní turbíny.

Cílem návrhu je předložit základní informace o turbíně, její podélný řez, tepelná bilanční schémata a další grafické výstupy. Tyto mohou být dále použity k detailnímu rozpracování konstrukce, definitivnímu tepelnému výpočtu a také k určení ceny výrobku.

2 TEPELNÝ VÝPOČET CYKLU

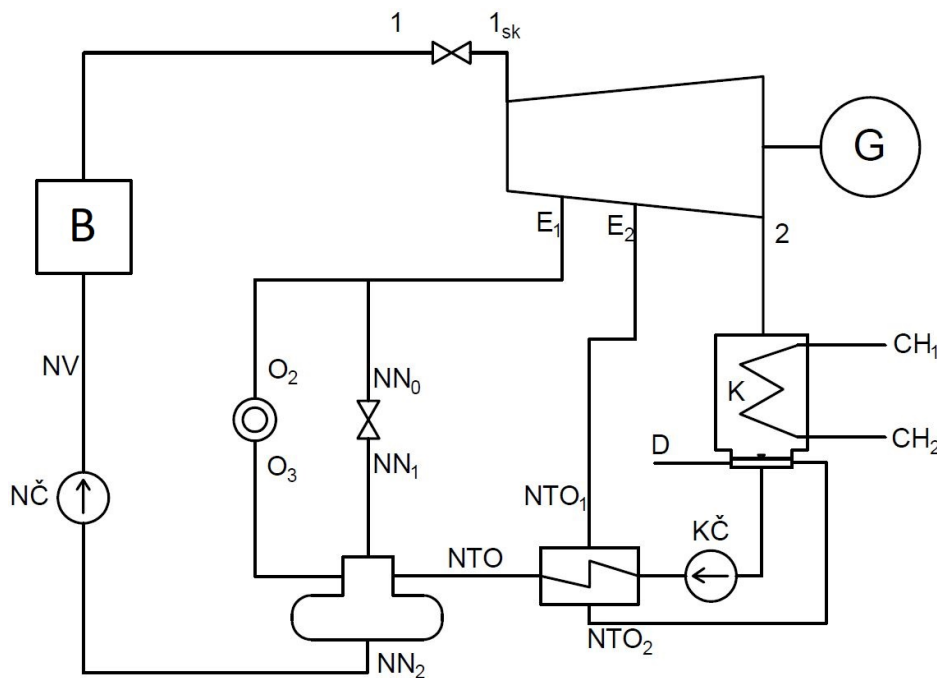
Tepelný výpočet Rankin-Clausiova cyklu poskytuje první náhled do koncepce celého energetického zařízení. Bilancí energetické rovnice v uzlech, kde dochází ke sdílení tepla, se určuje potřebný tepelný výkon kotle, získaný tepelný a elektrický výkon parní turbíny a tepelná účinnost cyklu. Dalším důležitým výstupem jsou průtočná množství páry a kondenzátu, která určují dimenzování potrubních tras.

V následujícím výpočtu je uvažována jednotělesová turbína s jedním nízkotlakým ohřívákem kondenzátu (NTO), který představuje snahu o přiblížení parního cyklu ke Carnotovu cyklu za účelem zvýšení tepelné účinnosti. Dalším prvkem regenerace je napájecí nádrž (NN) spojená s odplynovákem, u které je voleno stejné ohřátí kondenzátu jako u NTO. Teplota kondenzace je ze zadání určena tlakem za turbínou. U kondenzátního čerpadla (KČ), které zajišťuje dopravu kondenzátu do napájecí nádrže a jeho stlačení na tlak určený procesem odplynění, není uvažováno ohřátí ztrátami. V rámci výpočtu lze toto ohřátí zanedbat. Napájecí čerpadlo (NČ) zajišťuje tlak admisní páry, který je zvýšený o tlakovou ztrátu kotle. Práce napájecího čerpadla je několiknásobně větší než u kondenzátního čerpadla. Z tohoto důvodu je u NČ počítáno se ztrátami a ohřátí napájecí vody se očekává v rámci několika stupňů Celsia.

Dalšími zahrnutými tlakovými ztrátami jsou ztráty v potrubí, výstupní ztráta v turbíně, ztráta v kotli a ztráta v rychlozavěrných (RZ) a regulačních ventilech (RV) na vstupu do turbíny.

Výpočet je proveden podle běžných postupů [1] v součinnosti s konzultacemi ve společnosti DŠPW. Vlastnosti vody a vodní páry jsou vybrány z *IAPWS IF97 X-Steam tables*, doplňku parních tabulek v programu *MS Excel*.

Indexy veličin používaných v této kapitole se řídí dle značení na *Obrázku 1*.



Obrázek 1: Indexování použité v tepelném výpočtu

2.1 Vstupní parametry výpočtu

Zadané parametry:

Množství admisní páry:	$\dot{m}_1 = 1000 \text{ t/h}$
Tlak admisní páry:	$p_1 = 84 \text{ bar}(a)$
Teplota admisní páry:	$t_1 = 485 \text{ }^\circ\text{C}$
Tlak v procesním odběru:	$p_{O2} = 5 \text{ bar}(a)$
Množství páry v odběru:	$\dot{m}_{O2} = 440 \text{ t/h}$
Teplota napájecí vody:	$t_{NV} = 142 \text{ }^\circ\text{C}$
Tlak na výstupu z NT dílu:	$p_2 = 0,15 \text{ bar}(a)$

Volené parametry:

Reheat factor:	$r_f = 1,03$
Rychlost proudění v hrdle kondenzátoru:	$c_k = 80 \text{ m/s}$
Koef. tlakové ztráty ve výstupu:	$\zeta_k = 0,1$
Množství doplňkové vody:	$y_D = 0,3$
Teplota doplňkové vody:	$t_D = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
Koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru:	$\delta t_k = 9 \text{ }^\circ\text{C}$
Ohřátí chladící vody v kondenzátoru:	$\Delta t_k = 6 \text{ }^\circ\text{C}$
Koncový teplotní rozdíl v NTO:	$\delta t_{NTO} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$
Ohřátí kondenzátu v NTO:	$\Delta t_{NTO} = 43,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Ohřátí kondenzátu v NN:	$\Delta t_{NN} = 43,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Volené tlakové ztráty:

Tlaková ztráta v RZ a RV:	$\Delta p_{RV} = 1 \%$
Tlaková ztráta v kotli:	$\Delta p_B = 20 \%$
Tlaková ztráta potrubních tras:	$\Delta p_p = 5 \%$

Volené účinnosti:

Termodynamická účinnost turbíny:	$\eta_{TD} = 90 \%$
Účinnost napájecího čerpadla:	$\eta_{NC} = 75 \%$
Účinnost kondenzátního čerpadla:	$\eta_{KC} = 75 \%$
Účinnost turbogenerátoru:	$\eta_{TG} = 98,5 \%$
Mechanická účinnost:	$\eta_m = 99,5 \%$
Účinnost napájecí nádrže:	$\eta_{NN} = 95 \%$
Účinnost nízkotlakého ohříváku:	$\eta_{NTO} = 95 \%$

2.2 Tepelný výpočet turbíny

V první iteraci výpočtu se expanze průtočnou částí turbíny považuje za isoentropickou, tedy beze ztrát. Poté se isoentropický tepelný spád sníží o zvolenou účinnost. Tato účinnost bude později stanovena při návrhu průtočné části turbíny a další iterace výpočtu tepelného schématu bude uvažována s novou účinností.

Pára proudící průtočnou částí v určité míře získává svoji tepelnou energii zpět díky ztrátám vznikajícím obtékáním lopatkových mříží. Velikost tohoto zpětně využitelného tepla udává *reheat factor*, kterým se násobí skutečný entalpický spád.

Zadaný tlak admisní páry je snížen o tlakovou ztrátu v RZ a RV. Škrčení je považováno za děj isoentalpický, entalpie admisní páry se tedy nemění.

Stav admisní páry po škrčení:

$$\begin{aligned} p_{1SK} &= p_1 \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_{RV}}{100}\right) = 83,16 \text{ bar} \\ i_1(p_1; t_1) &= 3356,92 \text{ kJ/kg} \\ t_{1SK}(p_{1SK}; i_1) &= 484,57 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_{1SK}(p_{1SK}; t_{1SK}) &= 6,6542 \text{ kJ/kgK} \end{aligned} \quad (1)$$

Stav páry v bodě 2 při isoentropické expanzi:

$$\begin{aligned} s_{2is} &= s_{1SK} \\ p_2 &= 0,15 \text{ bar} \\ i_{2is}(s_{2is}; p_2) &= 2155,75 \text{ kJ/kg} \\ t_{2is}(s_{2is}; p_2) &= 53,97 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_{2is} = i_1 - i_{2is} &= 1201,17 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (2)$$

Stav páry v bodě 2 při skutečné expanzi:

$$\begin{aligned} \eta_{TD} &= 90 \% \\ h_2 = h_{2is} \cdot \eta_{TD} \cdot r_f &= 1113,48 \text{ kJ/kg} \\ i_2 = i_1 - h_2 &= 2243,44 \text{ kJ/kg} \\ s_2(p_2; i_2) &= 6,92231 \text{ kJ/kgK} \\ x_2(p_2; i_2) &= 85,04 \% \end{aligned} \quad (3)$$

Je možné si povšimnout 85% suchosti páry na výstupu z turbíny. Při této hodnotě je vhodné použít opatření zabraňující nadměrné erozi lopatek posledního stupně turbíny.

2.3 Tepelný výpočet kondenzátoru

V kondenzátoru probíhá isobarický děj na mezi sytosti vodní páry. Teplota kondenzace je přímo závislá na dosaženém tlaku v kondenzátoru, ten je v provozu určen teplotou chladící

vody. V této práci je zadáný výstupní tlak turbíny (zde chápán jako tlak za posledním stupněm), bude se od něj tedy odvíjet i tlak v kondenzátoru. Ten je snížený o výstupní tlakovou ztrátu, která je závislá na konstrukci výstupního tělesa. Pro potřeby tohoto výpočtu je použitý empirický vztah, který používá koeficient tlakové ztráty na výstupu ζ_k a rychlost proudění v hrdle kondenzátoru c_k .

Hodnoty koncového teplotního rozdílu δt_k a ohřátí chladicí vody Δt_k jsou voleny pro jednotný kondenzátor s velkým průtokem chladicí vody.

Stav páry v kondenzátoru:

$$p_k = \frac{p_2}{1 + \zeta_k \cdot \left(\frac{c_k}{100}\right)^2} = 0,1409 \text{ bar}$$

$$t_k(p_k; x = 1) = 52,69 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_k(p_k; x = 1) = 220,58 \text{ kJ/kg}$$

$$s_k(p_k; x = 1) = 0,73845 \text{ kJ/kgK}$$
(4)

Teplota chladicí vody:

$$t_{CH2} = t_k - \delta t_k = 43,69 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{CH1} = t_{CH2} - \Delta t_k = 37,69 \text{ }^\circ\text{C}$$
(5)

2.4 Tepelný výpočet regenerace

Zařízení systému regenerace jsou nízkotlaký ohřívák (NTO) a napájecí nádrž (NN), která je spojená s odplyňovákem.

NTO je povrchový výměník tepla využívající latentní teplo odběrové páry k předeřevu kondenzátu. Tím se sníží spotřeba tepla dodávaná kotlem, která je přiváděna na nižší ekvivalentní teplotě, tedy s nižší účinností. Určujícími vlastnostmi jsou podobně jako u kondenzátoru koncový teplotní rozdíl δt_{NTO} a ohřátí kondenzátu Δt_{NTO} . Tyto mají dopad na velikost teplosměnné plochy ohříváku a potřebné množství odběrové páry. Zkondenzovaná pára je kaskádována do vany kondenzátoru.

NN s odplyňovákem je směšovací výměník. Nemá koncový teplotní rozdíl a ohřev kondenzátu probíhá přímým kontaktem s odběrovou párou. Samotná napájecí nádrž funguje jako kompenzátor průtoku mezi trasou kondenzátu a trasou napájecí vody. Vyrovnává tak dočasné rozdíly v průtoku těmito trasami při provozních změnách oběhu. Odplyňovák je část NN, ve které je kondenzát ohříván párou na teplotu sytosti, při které dochází k uvolnění nekondenzovatelných plynů a k jejich odvedení. Ohřátí kondenzátu v NN Δt_{NN} je voleno stejné jako ohřátí v NTO Δt_{NTO} .

Teplota v NN je zadaná teplota napájecí vody t_{NV} snížená o odhad ohřátí v napájecím čerpadle $\Delta t_{NC} = 2^\circ\text{C}$, které bude později dopočítáno.

Tlak a teplota v odplyňováku:

$$\begin{aligned} t_{NV} &= 142 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{NN} = t_{NV} - \Delta t_{NC} &= 140 \text{ } ^\circ\text{C} \\ p_{NN}(t_{NN}; x = 1) &= 3,6151 \text{ bar} \end{aligned} \quad (6)$$

Tlak na výstupu kondenzátního čerpadla (KČ):

$$\begin{aligned} p_{KC} = p_{NN} \cdot (1 + \Delta p_p) &= 3,796 \text{ bar} \\ i_{KC}(p_{KC}; t_k) &= 220,89 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (7)$$

Výpočet NTO:

$$\begin{aligned} t_{NTO} = t_k + \Delta t_{NTO} &= 96,345 \text{ } ^\circ\text{C} \\ i_{NTO}(t_{NTO}; p_{NN}) &= 403,894 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} t_{NTO2} = t_{NTO} + \delta t_{NTO} &= 100,345 \text{ } ^\circ\text{C} \\ p_{NTO2}(t_{NTO2}; x = 1) &= 1,0267 \text{ bar} \\ i_{NTO2}(t_{NTO2}; x = 0) &= 420,556 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (9)$$

$$p_{NTO1} = p_{NTO2} \cdot (1 + \Delta p_p) = 1,0781 \text{ bar} \quad (10)$$

Parametry páry v odběrném místě pro NTO:

$$\begin{aligned} p_{E2} = p_{NTO1} \cdot (1 + \Delta p_p) &= 1,132 \text{ bar} \\ i_{E2is}(p_{E2}; s_{1SK}) &= 2431,01 \text{ kJ/kg} \\ i_{E2SK} = i_{1SK} - \eta_{TD} \cdot (i_{1SK} - i_{E2is}) &= 2523,6 \text{ kJ/kg} \\ t_{E2SK}(i_{E2SK}; p_{E2}) &= 103,109 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (11)$$

$$t_{NTO1}(i_{E2SK}; p_{NTO1}) = 101,721 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12)$$

Dalším krokem je výpočet parametrů páry v odběru E_1 . Rozdíl tlakových hladin procesního odběru a napájecí nádrže je menší než 2 bary. Z návrhu průtočné části plyne, že na tento tlakový spád přísluší pouze jeden stupeň a kvůli rovnotlakému lopatkování, které zpracovává poměrně velké tlakové spády, by byl tento stupeň nevhodně odlehčený. Odběrné místo v turbíně je tedy navrženo pro tlakovou hladinu procesního odběru a pára pro odplynění se odebírá z potrubí mimo turbínu. Výsledkem je škrcení topné páry odplyňováku, které je nezanedbatelnou ztrátou tepelného cyklu, ale je kompromisem ke konstrukční jednoduchosti vnějšího tělesa turbíny.

Parametry páry v odběrném místě pro NN a procesní odběr:

$$\begin{aligned}
 p_{O2} &= 5 \text{ bar} \\
 p_{E1} &= p_{O2} \cdot (1 + \Delta p_p + (1 - \Delta p_{RV})) = 5,3 \text{ bar} \\
 i_{E1is}(p_{E1}; s_{1SK}) &= 2688,01 \text{ kJ/kg} \\
 i_{E1SK} &= i_{1SK} - \eta_{TD} \cdot (i_{1SK} - i_{E1is}) = 2754,91 \text{ kJ/kg} \\
 t_{E1SK}(i_{E1SK}; p_{E1}) &= 155,78 \text{ }^\circ\text{C} \\
 t_{O2}(i_{E1SK}; p_{O2}) &= 154,67 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned} \tag{13}$$

Tlak ani teplota páry na výstupu z procesního odběru nejsou zadáním blíže určeny, proto byly voleny. Předpokládaným dějem v procesním výměníku je kondenzace topné páry s podchlazením.

Parametry páry na výstupu z procesního odběru:

$$\begin{aligned}
 p_{O3} &= 3,65 \text{ bar} \\
 t_{O3} &= 90 \text{ }^\circ\text{C} \\
 i_{O3}(p_{O3}; t_{O3}) &= 376,97 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned} \tag{14}$$

Parametry topné páry před NN:

$$\begin{aligned}
 p_{NN0} &= 5 \text{ bar} \\
 t_{NN0} &= t_{O2} = 154,67 \text{ }^\circ\text{C} \\
 p_{NN1} &= p_{NN} = 3,6151 \text{ bar} \\
 i_{NN1} &= i_{E1SK} = 2754,91 \text{ kJ/kg} \\
 t_{NN1}(p_{NN1}; i_{NN1}) &= 149,47 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned} \tag{15}$$

Parametry napájecí vody za NN:

$$i_{NN2}(p_{NN}; x = 0) = 589,2 \text{ kJ/kg} \tag{16}$$

$$p_{NN2} = p_{NN} \tag{17}$$

$$s_{NN2}(p_{NN}; x = 0) = 1,7393 \text{ kJ/kgK}$$

2.5 Ohřátí napájecí vody NČ

Napájecí čerpadlo zajišťuje přísun napájecí vody do kotle a zároveň ji stlačuje na admisní tlak zvýšený o tlakovou ztrátu v kotli. Tlaková ztráta závisí na délce teplosměnných trubek a konstrukčním uspořádání kotle. Pro potřeby tohoto výpočtu byla tlaková ztráta zvolena $\Delta p_B = 20\%$.

$$p_{NV} = p_1 \cdot (1 + \Delta p_B) = 100,8 \text{ bar} \tag{18}$$

Děj stlačení v NČ není isoentropický a napájecí voda se disipací kinetické energie ohřívá. Toho ohřátí je vyjádřeno přes účinnost $\eta_{NC} = 75\%$ a ve výpočtu se projeví zvýšením entalpie napájecí vody.

$$\begin{aligned}
 i_{NCis}(p_{NV}; s_{NN2}) &= 599,676 \text{ kJ/kg} \\
 i_{NCSK} = i_{NN2} + \frac{i_{NCis} - i_{NN2}}{\eta_{NC}} &= 603,168 \text{ kJ/kg} \\
 s_{NCSK}(p_{NV}; i_{NCSK}) &= 1,74785 \text{ kJ/kgK} \\
 t_{NCSK}(p_{NV}; i_{NCSK}) = t_{NV} &= 141,8 \text{ }^\circ\text{C} \\
 \Delta t_{NCSK} = t_{NV} - t_{NN} &= 1,8 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

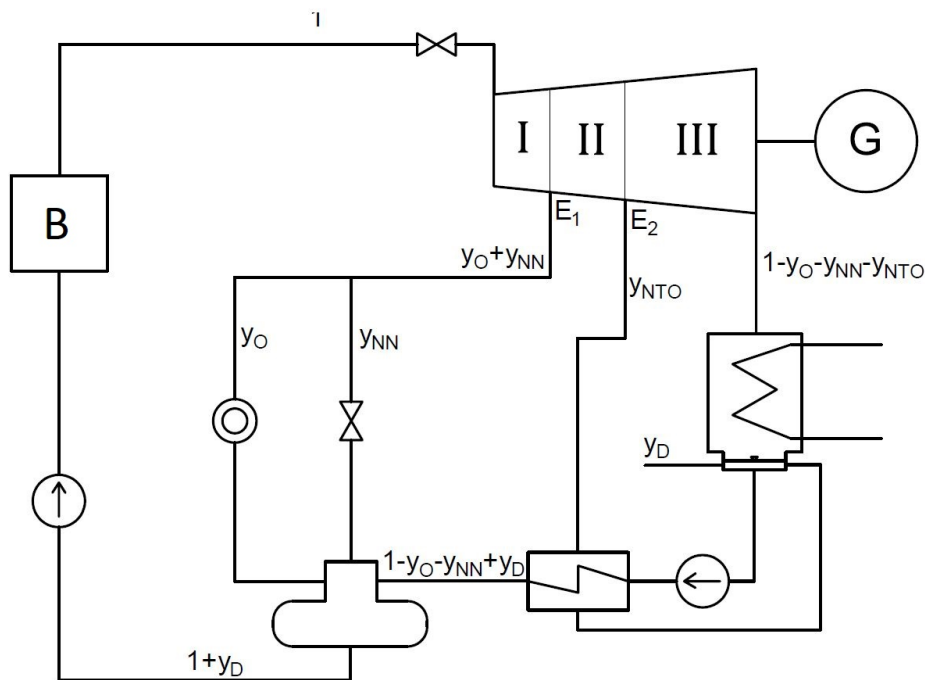
Zvolením teploty $t_{NN} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ vznikla zanedbatelná odchylka $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ teploty napájecí vody t_{NV} oproti zadání.

2.6 Tepelné bilance

Množství odběrové páry, která dodávají navrženému regeneračnímu systému tepelnou energii, se určí ze zákona zachování energie. Ten je však zjednodušen na porovnávání sdílených tepel určených kalorimetrickou rovnicí.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad \text{resp.} \quad Q = m \cdot \Delta i \tag{20}$$

V rovnicích figurují poměrná průtočná množství y , jejichž indexování se řídí dle Obrázku 2.



Obrázek 2: Značení poměrných průtoků a sekcí turbíny

2.6.1 Bilance napájecí nádrže

Rovnice vyjadřující bilanci napájecí nádrže má jednu neznámou a to poměrný průtok y_{NN} . Průtok doplňovací vody byl zvolen $y_D = 0,03$.

Následující rovnice jsou vypočítány pro provoz V1, výpočet pro ostatní provozů je analogický.

$$\frac{y_{NN} \cdot i_{NN1} + y_O \cdot i_{O2} + (1 - y_O - y_{NN} - y_D) \cdot i_{NTO}}{\eta_{NN}} = (1 + y_D) \cdot i_{NN2} \quad (21)$$

$$y_{NN} = 0,07332$$

2.6.2 Bilance nízkotlakého ohříváku

Bilanční rovnice byla sestavena stejným způsobem jako v předchozím případě. Tato rovnice obsahuje dvě neznámé, z nichž jednou je poměrné množství y_{NN} řešené výše.

$$y_{NTO} \cdot (i_{NTO1} - i_{NTO2}) = (1 - y_O - y_{NN} + y_D) \cdot (i_{NTO} - i_{KC}) \quad (22)$$

$$y_{NTO} = 0,04733$$

2.7 Hmotnostní průtoky turbínou

Ze znalosti poměrných průtočných množství y a zadaných průtoků páry m_1 a m_{O2} lze vypočítat skutečné hmotnostní průtoky.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= 1000 \text{ t/h} \\ \dot{m}_{O2} &= 440 \text{ t/h} \\ \dot{m}_{NN} &= \dot{m}_1 \cdot y_{NN} = 73,317 \text{ t/h} \\ \dot{m}_{E1} &= \dot{m}_{NN} + \dot{m}_{O2} = 513,317 \text{ t/h} \\ \dot{m}_{E2} &= y_{NTO} \cdot \dot{m}_1 = 47,325 \text{ t/h} \end{aligned} \quad (23)$$

Důležitým vstupem pro návrh průtočné části je hmotnostní průtok páry v sekcích turbíny dle *Obrázku 2*.

$$\begin{aligned} \dot{m}_I &= 1000 \text{ t/h} \\ \dot{m}_{II} &= \dot{m}_I - \dot{m}_{E1} = 486,683 \text{ t/h} \\ \dot{m}_{III} &= \dot{m}_{II} - \dot{m}_{E2} = 439,357 \text{ t/h} \end{aligned} \quad (24)$$

Množství páry v sekci *III* je spolu s kondenzačním tlakem důležitou informací pro volbu délky poslední lopatky, resp. průtočného průřezu poslednímu stupně.

[t/h]	V1	V2	V3
\dot{m}_1	1000,00	800,00	500,00
\dot{m}_{O_2}	440,00	265,00	0,00
\dot{m}_{NN}	73,32	57,66	34,14
\dot{m}_{E1}	513,32	322,66	34,14
\dot{m}_{E2}	47,33	45,92	44,04
\dot{m}_D	30,00	24,00	15,00
\dot{m}_I	1000,00	800,00	500,00
\dot{m}_{II}	486,68	477,34	465,86
\dot{m}_{III}	439,36	431,42	421,82

Tabulka 1: Průtočná množství páry a vody

2.8 Přibližný výkon turbíny

Vnitřní výkon turbíny P [kW] je součinem hmotnostního průtoku páry v kg/s a zpracovaného entalpického spádu v kJ/kg .

$$P = \dot{m} \cdot h \quad (25)$$

Entalpické spády se vyjádří v jednotlivých sekcích turbíny mezi odběry následovně:

$$\begin{aligned} h_I &= i_{1SK} - i_{E1SK} = 602,02 \text{ kJ/kg} \\ h_{II} &= i_{E1SK} - i_{E2SK} = 231,30 \text{ kJ/kg} \\ h_{III} &= i_{E2SK} - i_2 = 280,17 \text{ kJ/kg} \\ \Sigma h &= 1113,49 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (26)$$

Výkon sekcí turbíny:

$$\begin{aligned} P_I &= \dot{m}_I \cdot h_I = 167228,5 \text{ kW} \\ P_{II} &= \dot{m}_{II} \cdot h_{II} = 31269,5 \text{ kW} \\ P_{III} &= \dot{m} \cdot h_{III} = 34192,4 \text{ kW} \\ \Sigma P &= 232690,4 \text{ kW} \end{aligned} \quad (27)$$

Tento výpočet slouží pouze pro hrubé ověření, zda je turbína schopná dodat výkon přibližně 220 MW požadovaný zadáním. Konečný výkon turbíny ve všech provozech bude určen po výpočtu průtočné části a po stanovení termodynamické účinnosti turbíny.

3 NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI

Průtočná část parní turbíny se skládá ze stupňů. Ty jsou tvořeny lopatkovými mřížemi rozváděcích a oběžných kol. Navrhované koncepce průtočných částí uvažují rovnotlakové lopatkování, které je schopno zpracovat větší tepelný spád oproti přetlakovému lopatkování. Záměrem diplomové práce je navrhnout turbínu dle zadání v jednotělesovém provedení. V tomto případě je kritický počet stupňů, který ovlivňuje ložiskovou vzdálenost a tím i dynamické chování rotoru.

Idealizované rovnotlakové lopatkování zpracovává tepelný spád pouze v rozváděcí mříži. Pára při průchodu oběžnými lopatkami tedy dále svou rychlost nezvyšuje, stupeň reakce je nulový, a pouze mění svůj směr. Ve skutečnosti tento ideální stav neexistuje a při výpočtu se uvažuje s malou reakcí na oběžných lopatkách. Stupeň reakce určuje poměr zpracovaných spádů mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami.

V následujících kapitolách je představeno několik variant řešení průtočné části. Každá z nich byla podrobena optimalizaci za účelem získání nejvyššího váženého výkonu, který byl vyhodnocován váhovým faktorem u jednotlivých provozů dle zadání. Optimalizace probíhala změnami patních průměrů, délky lopatek a poměru u/c_0 . V této práci jsou prezentovány pouze finální návrhy průtočných částí, jelikož zprostředkování všech získaných dat není technicky proveditelné.

Prvním krokem návrhu je stanovení základních rozměrů, ztrát, účinností a výkonů stupňů. Následuje výpočet rychlostních trojúhelníků a volba profilů lopatek. Posledním krokem je pevnostní kontrola navržených stupňů analytickými výpočty.

3.1 Výpočet základních rozměrů průtočného kanálu

Základními rozměry se myslí patní a střední průměry lopatkování, délky rozváděcích lopatek, parciálnost prvního stupně a počet stupňů. Důležité hodnoty plynoucí z tohoto výpočtu jsou také účinnosti, vnitřní výkony a entalpické spády stupňů.

Získaná termodynamická účinnost průtočné části se dále použije k úpravě tepelného výpočtu (*kap. 2*). Konečné hodnoty jsou uvedeny v příložených tepelných schématech.

Zadání definuje tlak admisní páry u zadaných provozů jako konstantní. Toho je možné dosáhnout pouze skupinovou regulací. Při té není hmotnostní průtok páry na vstupu škrcen a v provozních bodech turbíny jsou vždy konkrétní ventily plně otevřené. První stupeň je řešen jako A-kolo, které má parciální ostřík. V případě částečného provozu jsou lopatky prvního stupně nadměrně zatíženy vlivem parciálního ostříku a velkého tlakového spádu, který musí zpracovat.

Výpočet představený v následující kapitole nevyhovuje standardům návrhu posledních stupňů kondenzační turbíny s dlouhými zkroucenými lopatkami. Tvar a rozměry lopatek těchto stupňů jsou předmětem komplexního výzkumu, který není možno v rámci této práce provést. Řešením situace je úprava délek a účinností lopatek posledních dvou stupňů způsobem, který byl konzultován ve společnosti DŠPW.

3.1.1 Teorie výpočtu

Vztahy použité pro tento výpočet vychází z rovnice kontinuity, z rovnic pro isoentropické proudění v dýzách a z empirických vztahů určování ztrát ve stupni. Tyto vztahy popisuje p. Škopek [2].

Parametry páry před stupněm:

Hmotnostní průtok	\dot{m} [kg/s]
Entalpie	i_0 [kJ/kg]
Tlak	p_0 [MPa]
Teplota	t_0 [°C]
Měrný objem	v_0 [m ³ /kg]
Entropie	s_0 [kJ/kgK]
Suchost	x_0 [–]

Patní průměr lopatkování (volen):

$$D_p \text{ [m]} \quad (28)$$

Střední průměr lopatkování:

$$D_s = D_p + L_p \text{ [m]} \quad (29)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \text{ [m/s]}, \quad (30)$$

kde $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ dle zadání.

Rychlostní poměr na patním průměru (volen):

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_p \text{ [–]} \quad (31)$$

Rychlostní poměr na středním průměru:

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_s = \left(\frac{u}{c_0}\right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} \text{ [–]} \quad (32)$$

Isoentropická výstupní rychlost z rozváděcího kola:

$$c_0 = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_s} \text{ [m/s]} \quad (33)$$

Skutečná výstupní rychlost z rozváděcího kola:

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 \text{ [m/s]}, \quad (34)$$

kde $\varphi = 0,97 \text{ min}^{-1}$ je rychlostní ztrátový součinitel pro rozváděcí lopatky.

Isoentropický spád zpracovaný ve stupni:

$$h_{is} = \frac{c_0^2}{2000} \quad [kJ/kg] \quad (35)$$

Isoentropická entalpie za rozváděcím kolem:

$$i_{1is} = i_0 - h_{is} \quad [kJ/kg] \quad (36)$$

Ztráta v rozváděcím kole:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{is} \quad [kJ/kg] \quad (37)$$

Měrný objem páry za rozváděcím kolem:

$$v_1(p_2; i_1) \quad [m^3/kg] \quad (38)$$

Výstupní úhel z rozváděcích lopatek (volen):

$$\alpha_1 \quad [^\circ] \quad (39)$$

Délka rozváděcí lopatky (totální ostřík):

$$L_t = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad [m], \quad (40)$$

kde $\varepsilon_r = 0,9$ je volený součinitel zohledňující tloušťku výstupní hrany rozváděcí lopatky.

Optimální délka rozváděcí lopatky:

$$L_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot D_s \cdot L_t}{1,26 \cdot n_{ostr} + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^2}} \quad [m], \quad (41)$$

kde $n_{ostr} = 1$ je koeficient zohledňující dělení parciálního ostříku.

Parciálnost:

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_{opt}} \quad [-] \quad (42)$$

Redukovaná délka rozváděcí lopatky:

$$L_{red} = \frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \cdot \frac{1}{L_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{ostr}}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3} \quad [m] \quad (43)$$

Určení délky rozváděcí lopatky L_p :

- $L_{red} > L_t$ volen parciální ostřík, $L_p = L_{opt}$
- $L_{red} < L_t$ volen parciální ostřík, $L_p = L_t$

- parciální ostřík je volen pouze u regulačního stupně

Tvar lopatek:

- $\frac{L_p}{D_s} \leq 0,1$ válcové lopatky (označení V)
- $\frac{L_p}{D_s} > 0,1$ zkroucené lopatky (označení Z)

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_{\infty} = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \quad [-] \quad (44)$$

Ztráta konečnou délkou lopatky:

$$Z_L = \eta_{\infty} \cdot \frac{0,0029}{L_p} \quad [-] \quad (45)$$

Ztráta parciálním ostříkem:

$$Z_p = 0,0085 \cdot \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \quad [-] \quad (46)$$

Ztráta ventilací neostříkнутých lopatek:

$$Z_v = \frac{0,0377}{\sin\alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3 \quad [-] \quad (47)$$

Ztráta rozdílnou roztečí lopatek:

$$Z_t = 0,5 \cdot \left(\frac{L_p}{D_s}\right)^2 \quad [-] \quad (48)$$

Ztráta třením disku:

$$Z_r = 0,003 \cdot \frac{D}{L_t} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3 \quad [-] \quad (49)$$

Ztráta vlivem vlhkosti páry:

$$Z_x = 1 - x_0 \quad [-] \quad (50)$$

Termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_{\infty} - (Z_L + Z_p + Z_v + Z_t + Z_r + Z_x) \quad [-] \quad (51)$$

Užitečný spád zpracovaný ve stupni:

$$h_{uz} = h_{is} \cdot \eta_{tdi} \quad [kJ/kg] \quad (52)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_{ST} = \dot{m}_i \cdot h_i \quad [kW] \quad (53)$$

Parametry páry za stupněm:

Entalpie	$i_2 = i_0 - h$ [kJ/kg]
Tlak	$p_2(i_{1is}; s_0)$ [MPa]
Teplota	$t_2(p_2; i_2)$ [°C]
Měrný objem	$v_2(p_2; i_2)$ [m ³ /kg]
Entropie	$s_2(p_2; i_2)$ [kJ/kgK]
Suchost	$x_2(p_2; i_2)$ [-]

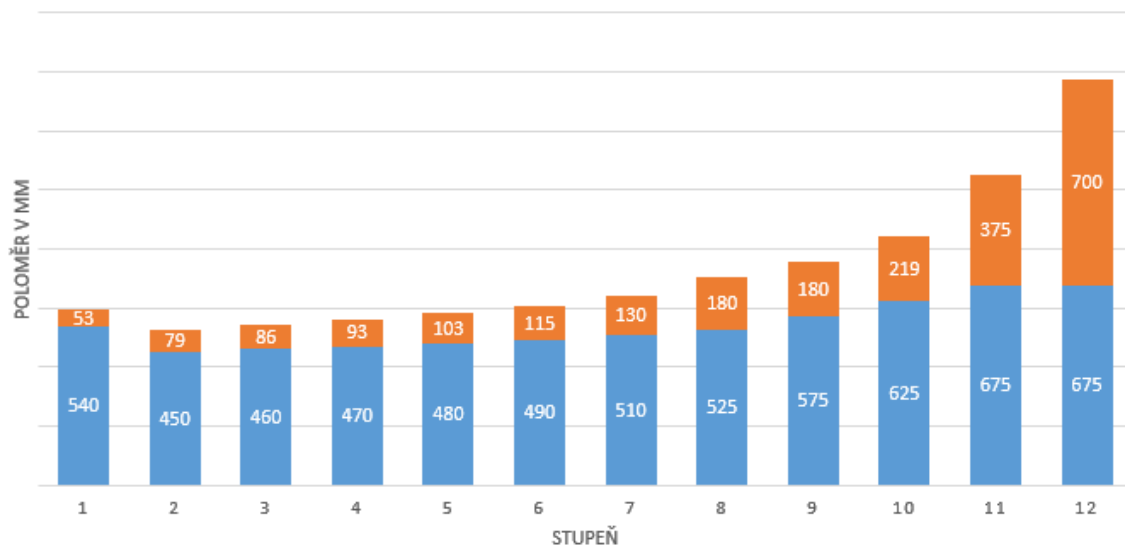
Výpočet byl proveden i pro zadané proozy se sníženým průtočným množstvím páry. Snížení množství páry se projeví snížením tlakových spádů na jednotlivé stupně. Stejný tlak pro všechny proozy zůstává na výstupu z turbíny. Díky skupinové regulaci vzrůstá tlakový spád na regulačním stupni. Ten dorovná tlakový rozdíl mezi tlakem admisní páry a sníženým tlakem před druhým stupněm. Pro výpočet tlaků při změně množství byl použit zjednodušený vztah (54) vyplývající z tzv. parního kužele [1, s. 105].

$$\left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_0}\right)^2 = \frac{T_{10}}{T_0} \cdot \left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}\right) \quad (54)$$

3.1.2 Vyložení č. 1

Graf 1 znázorňuje první koncept vyložení průtočné části. Tabulka 2 obsahuje vybrané parametry průtočné části získané po optimalizaci tohoto konceptu. Jedná se o rovnotlakou turbínu s A-kolem a 11 koly. Odběry páry jsou umístěné za 8. a 9. stupněm. Lopatky jsou už od prvních stupňů relativně dlouhé kvůli snaze zpracovat co největší spád na 12 stupních.

Lopatkový plán č. 1



Graf 1: Lopatkový plán - vyložení č. 1

Provoz V1:

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
\dot{m}	[kg/s]	277,77	277,77	277,77	277,77	277,77	277,77	277,77	277,77	136,47	118,06	118,06	118,06
i_0	[kJ/kg]	3356,25	3308,73	3247,86	3183,35	3115,16	3042,75	2965,49	2880,03	2747,39	2606,04	2483,24	2393,77
s_0	[kJ/kgK]	6,6579	6,6741	6,6844	6,6956	6,7077	6,7211	6,7356	6,7526	6,7890	6,8272	6,8784	6,9697
t_0	[°C]	484,13	457,33	424,05	388,88	351,84	312,38	269,27	220,11	154,43	123,57	97,36	76,17
p_0	[MPa]	8,232	6,829	5,466	4,275	3,255	2,399	1,697	1,123	0,536	0,222	0,092	0,041
x_0	[-]	-	-	-	-	-	-	-	-	0,998	0,952	0,917	0,895
D_s	[m]	1,133	0,979	1,006	1,033	1,063	1,095	1,150	1,230	1,330	1,469	1,725	2,050
D_p	[m]	1,08	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	1,02	1,05	1,15	1,25	1,35	1,35
h_{is}	[kJ/kg]	59,33	68,11	71,92	75,83	80,30	85,20	93,98	148,20	156,51	141,78	121,36	135,21
u/c_0	[-]	0,62	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4259	0,4481	0,52	0,66	0,7431
ostřík	[-]	P	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
L_p	[mm]	53	79	86	93	103	115	130	180	180	219	375	700
η_{tdi}	[%]	80,0914	89,377	89,6982	89,9216	90,1773	90,6754	90,9401	89,4996	90,3193	86,6118	87	82
P_{ST}	[kW]	13198,4	16908,6	17918,3	18940,1	20113,2	21460,3	23739,3	36842,9	19290,8	14497,5	12464,9	13089,7
t_2	[°C]	457,33	424,05	388,88	351,84	312,38	269,27	220,11	154,43	123,57	97,36	76,17	53,93
p_2	[MPa]	6,829	5,466	4,275	3,255	2,399	1,697	1,123	0,536	0,222	0,092	0,041	0,015
x_2	[-]	-	-	-	-	-	-	-	0,998	0,952	0,917	0,895	0,880

$\Sigma P_{ST} = 228\ 464\ kW$

Provoz V2:

\dot{m}	[kg/s]	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	134,66	116,70	116,70	116,70
h_{is}	[kJ/kg]	126,45	65,11	68,57	72,04	75,69	79,00	83,92	113,14	158,57	141,50	121,04	133,81
P_{ST}	[kW]	23389,3	12920,7	13655,1	14382,1	15149,2	15887,7	16892,7	22979,2	19264,8	14293,1	12288,7	12804,6
p_2	[MPa]	5,472	4,384	3,434	2,622	1,944	1,393	0,951	0,536	0,220	0,091	0,040	0,015

$\Sigma P_{ST} = 193\ 907\ kW$

Provoz V3:

\dot{m}	[kg/s]	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	132,68	115,29	115,29	115,29
h_{is}	[kJ/kg]	256,90	60,57	63,17	65,24	66,43	65,31	61,81	58,99	163,57	143,75	122,58	134,16
P_{ST}	[kW]	25369,8	7484,4	7827,2	8089,8	8227,9	8044,8	7360,8	6543,3	19559,5	14631,8	12294,8	12682,5
p_2	[MPa]	3,444	2,770	2,184	1,688	1,280	0,959	0,718	0,536	0,217	0,090	0,040	0,015

$\Sigma P_{ST} = 138\ 117\ kW$

Tabulka 2: Vybrané parametry průtočné části - vyložení č. 1

Váhové faktory pro vyhodnocení váženého výkonu jsou dle zadání:

Provoz V1 - $W_1 = 0,5$

Provoz V2 - $W_2 = 0,2$

Provoz V3 - $W_3 = 0,3$

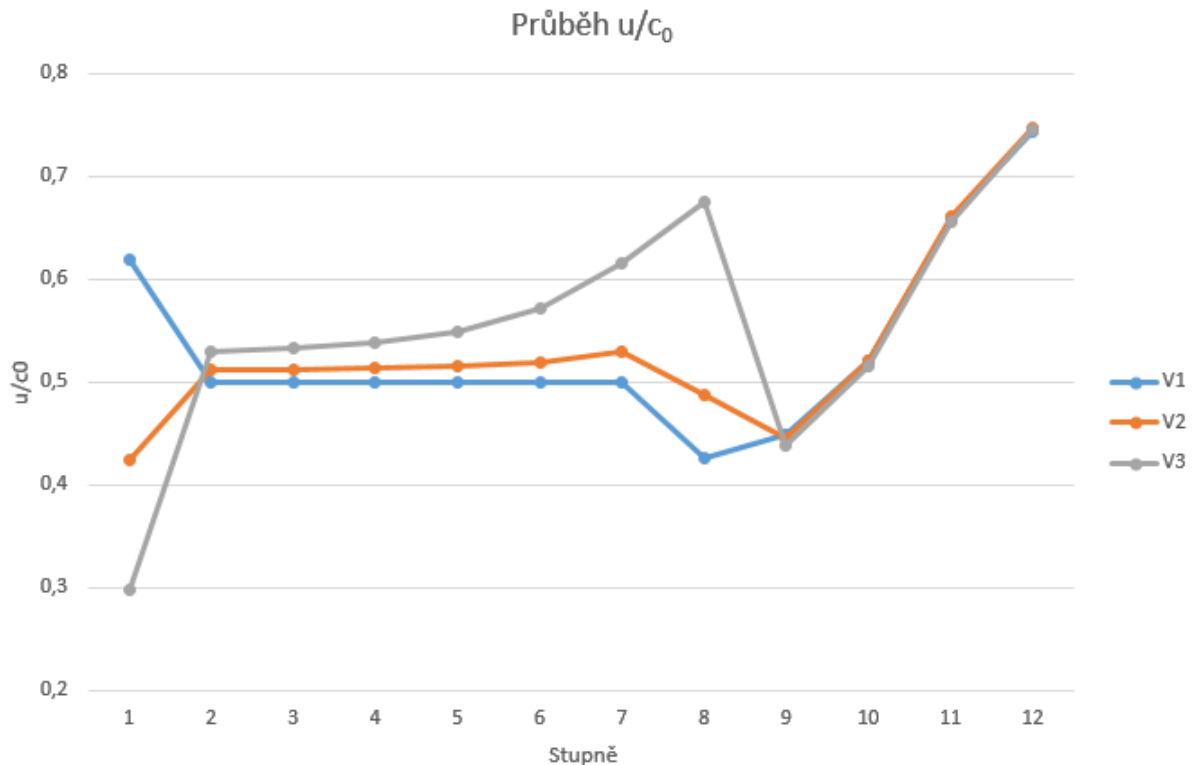
Vážený výkon porovnává generované výkony turbíny v různých provozech. Váhový faktor vyjadřuje míru vlivu provozu na ekonomiku provozu zařízení.

Vážený výkon P_{W1} :

$$\begin{aligned}
 P_{W1} &= \Sigma W_i \cdot P_i \text{ [kW]} \\
 P_{W1} &= 0,5 \cdot 228464 + 0,2 \cdot 193907 + 0,3 \cdot 138117 \text{ [kW]} \\
 P_{W1} &= 194449 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{55}$$

P_{W1} je nejvyšším dosaženým váženým výkonem této koncepce. Optimalizace probíhala změnami patních průměrů, rychlostních poměrů a délek lopatkování. Hodnoty váženého výkonu se mezi změnami lišily v řádu stovek kW.

Graf 2 je jedním z nástrojů využitých při navrhování parametrů průtočného kanálu. Ukazuje průběh rychlostních poměrů v celé průtočné části pro zadané provoz. Je možné si všimnout vysokého poměru u/c_0 při provozu V1 na regulačním stupni. Zvýšený rychlostní poměr znamená menší entalpický spád zpracováváný stupněm a tím i jeho menší zatížení. Malé zatížení v provozu V1 je výsledkem snahy zvýšit účinnost A-kola v provozu V3, při kterém zpracovává největší tlakový spád. Velké rozdíly u/c_0 u 8. stupně jsou důsledkem regulační mezistěny. Zvýšení rychlostních poměrů na posledních stupních parní turbíny je způsobeno změnou délek lopatek a patních průměrů dle konzultací v DŠPW, jak již bylo řečeno na začátku kapitoly 3.1.



Graf 2: Průběh rychlostních poměrů - vyložení č. 1

Parciálnost A-kola při provozu V3 je $\varepsilon \doteq 0.4$. Tímto stupněm generovaný výkon 25 369, 8 kW je přenášén pouze přibližně 40% lopatek. To má za následek nadměrné ohybové namáhání listů oběžných lopatek. Pevnostní výpočet lopatek a jejich závěsů ukázal, že není možné navrhnout lopatkování A-kola této koncepce. Pro snížení ohybového napětí je třeba zvětšit šířku profilu lopatky. Zvýšení hmotnosti má však za následek působení nadměrných odstředivých sil, pro které nelze navrhnout vhodné závěsy. Metodika pevnostního výpočtu bude uvedena v práci později.

Výše popsáný problém byl předem očekávaný. Možnými řešeními, které vedou ke sníženému namáhání regulačního stupně, jsou:

- Zvětšení parciálního ostříku A-kola použitím obtoku páry při provozu V1
- Snížení průtočného množství páry regulačním stupněm - dvouprúdová koncepce se dvěma A-koly.

3.1.3 Vyrožení č. 2 - Bypass

První zmíněnou možností, jak snížit namáhání oběžných lopatek regulačního stupně, je zvýšení parciálnosti při provozu V3. Velikost parciálnosti je zde určena maximálním průtočným množstvím, které musí stupeň umožňovat. Pokud se toto maximální množství sníží, zvýší se parciálnost u provozu V3.

Praktické řešení spočívá v návrhu regulačního stupně na hmotnostní průtok rovný provozu V2. Zbylých 200 t/h páry potřebných k dosažení jmenovitého výkonu je přepuštěno za třetí stupeň parní turbíny. Pozitivem je maximální parciálnost při provozu V2, tedy i zvýšená účinnost. Velkým negativem tohoto způsobu je škrcení 200 t/h admisní páry na nižší tlakovou hladinu. Tím se rapidně sníží dostupný entalpický spád a maximální výkon turbíny.

Z konstrukčního hlediska nepřináší tato možnost zvláštní technické komplikace. Musí být upravena pouze průtočná část za třetím stupněm, kde se přivádí 74 kg/s páry.

Pro tuto variantu byl také zpracován výpočet průtočné části. Výsledky lze vidět v tabulce 3. Graf lopatkového plánu není vyobrazen, jelikož se jedná o stejnou koncepci jako v předešlém případě.

Provoz V1:

Stupeň	1 (A)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
\dot{m} [kg/s]	204	204	204	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	135,19	135,19	122,04	122,04
i_0 [kJ/kg]	3356,26	3306,59	3264,54	3227,41	3156,48	3079,28	2994,61	2897,64	2750,45	2637,69	2512,06	2423,65
s_0 [kJ/kgK]	6,6536	6,6672	6,6764	6,687	6,6997	6,7141	6,7308	6,751	6,8007	6,8277	6,8745	6,9532
t_0 [°C]	484,57	456,83	433,61	412,96	374,31	332,36	285,65	230,20	154,03	129,58	102,80	82,23
p_0 [MPa]	8,316	6,893	5,886	5,074	3,851	2,805	1,936	1,221	0,530	0,267	0,112	0,052
x_0 [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	0,9997	0,962	0,925	0,9028
D_s [m]	1,042	0,955	0,981	1,008	1,047	1,088	1,143	1,218	1,307	1,458	1,658	2
D_p [m]	1,00	0,88	0,90	0,92	0,95	0,98	1,02	1,06	1,15	1,25	1,30	1,35
h_{is} [kJ/kg]	59,495	48,491	44,298	79,133	85,901	94,008	107,217	168,422	123,622	143,227	116,380	170,497
u/c_0 [-]	0,5694	0,578	0,6212	0,4776	0,4761	0,473	0,4653	0,3956	0,4955	0,5135	0,6478	0,6456
ostřík [-]	P	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
L_p [mm]	42	75	81	88	97	108	123	158	157	208	358	650
η_{tdi} [%]	91,70	91,22	88,00	93,31	93,29	93,23	93,05	89,42	93,49	93,43	87,00	82,00
P_{ST} [kW]	9974,1	8578,3	7573,9	19701,7	21444,5	23520,3	26936,0	40887,1	15244,0	16984,1	12356,6	17062,1
t_2 [°C]	457,14	433,61	412,96	374,31	332,36	285,65	230,20	154,03	129,58	102,80	82,23	53,93
p_2 [MPa]	6,893	5,886	5,074	3,851	2,805	1,936	1,221	0,530	0,267	0,112	0,052	0,015
x_2 [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	0,9997	0,962	0,925	0,9028

$\Sigma P_{ST} = 220\ 263\text{kW}$

Provoz V2:

\dot{m} [kg/s]	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	132,60	132,60	119,84	119,84
h_{is} [kJ/kg]	77,156	67,482	71,206	75,180	81,110	87,587	96,666	130,041	126,395	142,300	115,589	167,728
P_{ST} [kW]	14476,0	13365,2	14154,0	14993,9	16224,6	17569,7	19506,3	26132,8	15218,9	16466,9	12051,4	16482,4
p_2 [MPa]	6,511	5,208	4,070	3,096	2,265	1,579	1,024	0,530	0,262	0,110	0,051	0,015

$\Sigma P_{ST} = 196\ 642,1\text{ kW}$

Provoz V3:

\dot{m} [kg/s]	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	129,41	129,41	117,17	117,17
h_{is} [kJ/kg]	212,824	62,753	65,802	68,565	72,289	74,421	73,926	69,911	131,794	143,409	116,306	166,503
P_{ST} [kW]	20930,8	7765,0	8171,1	8539,7	9022,4	9288,5	9177,4	8380,6	15542,5	16410,0	11856,1	15997,7
p_2 [MPa]	4,089	3,279	2,575	1,976	1,470	1,064	0,753	0,530	0,256	0,108	0,050	0,015

$\Sigma P_{ST} = 141\ 081,7\text{ kW}$

Tabulka 3: Vybrané parametry průtočné části - vyrožení č. 2 (bypass)

Tato verze průtočné části má pozměněné délky lopatek a umístění odběrných míst tak, jak probíhal vývoj a hledání nejlepšího řešení průtočné části.

Vážený výkon P_{W2} :

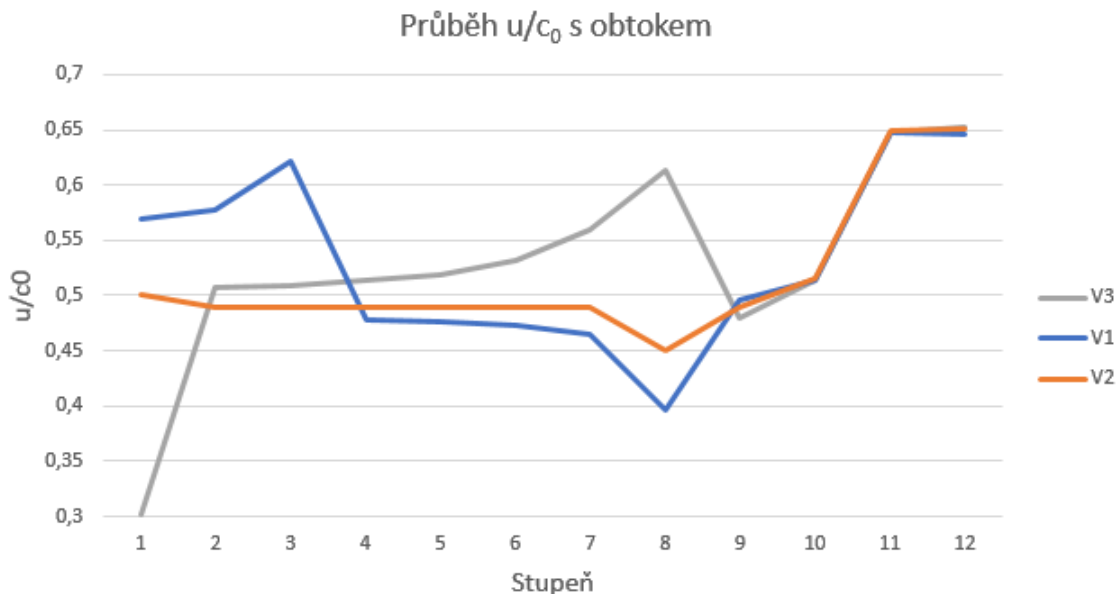
$$\begin{aligned} P_{W2} &= \sum W_i \cdot P_i \text{ [kW]} \\ P_{W2} &= 0,5 \cdot 220263 + 0,2 \cdot 196642,1 + 0,3 \cdot 141081,7 \text{ [kW]} \\ P_{W2} &= 191784 \text{ kW} \end{aligned} \quad (56)$$

Porovnání vážených výkonů $P_{W1} = 194449 \text{ kW}$ a $P_{W2} = 191784 \text{ kW}$ poskytuje informaci o průměrné ztrátě škrcením obtokem oproti vyložení č. 1. Škrcení páry probíhá při maximálním provozu, naopak při prozozech V2 a V3 jsou vypočtené výkony větší díky vyšší parciálnosti (tabulka 4).

		Vyložení č. 1	Vyložení č. 2	Rozdíl v kW
P_{V1}	[kW]	228 464	220 263	-8 201
P_{V2}	[kW]	193 907	196 642	2 735
P_{V3}	[kW]	138 117	141 082	2 965

Tabulka 4: Porovnání získaných výkonů

Hodnoty rychlostních poměrů u/c_0 v provozu V1 jsou u prvních třech stupňů zvýšené. Je to způsobené tím, že rozměry průtočného kanálu byly v tomto případě navrhovány na provoz V2. Při návrhu byla snaha docílit co nejvyšší účinnosti v tomto provozu, proto byl použit poměr $u/c_0 \approx 0,5$. Změna provozu turbíny na V1 znamená zvýšené tlaky za stupni a tím i snížené průtočné množství prvními třemi stupni.



Graf 3: Průběh rychlostních poměrů - vyložení č. 2

Konstrukční řešení této koncepce bude dále v práci porovnáno s vyložení č. 3 z ekonomického hlediska.

3.1.4 Vyložení č. 3 - Dvouproudý vstup

Koncepce dvouproudého vstupu zatěžuje regulační stupně polovičním průtokem páry. Výsledkem je přibližně poloviční ohybová síla působící na lopatky od přenášeného výkonu. Dvouproudého uspořádání často využívají vysokotlaké díly turbín u jaderných elektráren, kde se však používá regulace škrcením a průtočný kanál ve vstupní části turbíny není dělený na skupiny. Dalším rozdílem uvažovaného řešení oproti VT dílům jaderných elektráren (někdy nazývané "diabola") je rozdělení průtoku na dva proudy pouze u regulačních stupňů. Pára je po průchodu levým A-kolem přeprouděna kanálem mezi vnějším a vnitřním tělesem a poté připojena k druhému proudu před vstupem do druhého stupně parní turbíny.

Výpočet průtočné části probíhal analogicky k předešlým výpočtům. Jedinou změnou bylo snížení tlakového spádu zpracovávaného levým A-kolem. Přeprouděním páry mezi tělesy vzniká tlaková ztráta, která má za následek navýšení výstupního tlaku levého regulačního stupně. Tato ztráta byla po konzultaci v DŠPW stanovena na 0, 5%. Podrobnější informace a výpočet tlakové ztráty bude uveden v samostatné kapitole této práce.

V tabulce 5 jsou uvedeny parametry dvouproudého řešení a v příloze I kompletní tabulka vypočítaných parametrů.

Provoz V1:

Stupeň	1 (A)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
\dot{m} [kg/s]	138,89	138,89	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	135,19	135,19	122,04	122,04
i_0 [kJ/kg]	3356,26	3356,26	3324,29	3264,82	3200,69	3131,65	3056,79	2974,08	2882,46	2743,53	2621,25	2509,01	2425,61
s_0 [kJ/kgK]	6,6536	6,6536	6,6658	6,6756	6,6865	6,6986	6,7119	6,7273	6,7455	6,7845	6,8150	6,8618	6,9424
t_0 [°C]	484,57	484,57	466,37	433,83	398,79	361,22	320,51	274,55	221,86	154,03	127,40	103,11	83,22
p_0 [MPa]	8,316	8,316	7,315	5,902	4,636	3,531	2,587	1,793	1,155	0,530	0,250	0,113	0,054
x_0 [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,996	0,956	0,923	0,903
D_s [m]	0,943	0,942	0,938	0,971	1,008	1,047	1,099	1,155	1,247	1,362	1,470	1,658	2,000
D_p [m]	0,898	0,898	0,850	0,880	0,910	0,940	0,980	1,020	1,060	1,200	1,250	1,300	1,350
h_{is} [kJ/kg]	39,364	41,010	66,450	71,502	76,738	82,791	91,219	100,752	155,611	134,498	129,854	112,112	175,988
u/c_0 [-]	0,634	0,620	0,485	0,484	0,485	0,485	0,485	0,485	0,421	0,495	0,544	0,660	0,635
ostřík [-]	P	P	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
L_p [mm]	44	44	88	91	98	107	119	135	187	162	220	358	650
η_{tdi} [%]	86,83	88,11	93,42	93,40	93,42	93,42	93,42	93,42	91,19	93,49	92,79	87,00	82,00
P_{ST} [kW]	4195,1	4441,3	16518,5	17813,9	19177,3	20795,4	22976,0	25449,7	38592,4	16530,3	15174,3	11903,5	17611,6
t_2 [°C]	467,29	466,37	433,83	398,79	361,22	320,51	274,55	221,86	154,03	127,40	103,11	83,22	53,93
p_2 [MPa]	7,351	7,315	5,902	4,636	3,531	2,587	1,793	1,155	0,530	0,250	0,113	0,054	0,015
x_2 [-]	-	-	-	-	-	-	-	-	0,996	0,956	0,923	0,903	0,872

$\Sigma P_{ST} = 231\ 179\ \text{kW}$

Provoz V2:

\dot{m} [kg/s]	111,11	111,11	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	132,60	132,60	119,84	119,84
h_{is} [kJ/kg]	107,562	109,024	63,745	68,478	73,262	78,518	85,322	91,048	119,567	137,879	130,486	114,622	173,726
P_{ST} [kW]	9420,5	9526,3	12683,3	13657,2	14655,5	15787,2	17202,2	18398,9	24274,1	16633,7	14961,8	11950,6	17071,9
p_2 [MPa]	5,889	5,859	4,731	3,721	2,841	2,091	1,466	0,972	0,530	0,245	0,111	0,053	0,015

$\Sigma P_{ST} = 196\ 223,3\ \text{kW}$

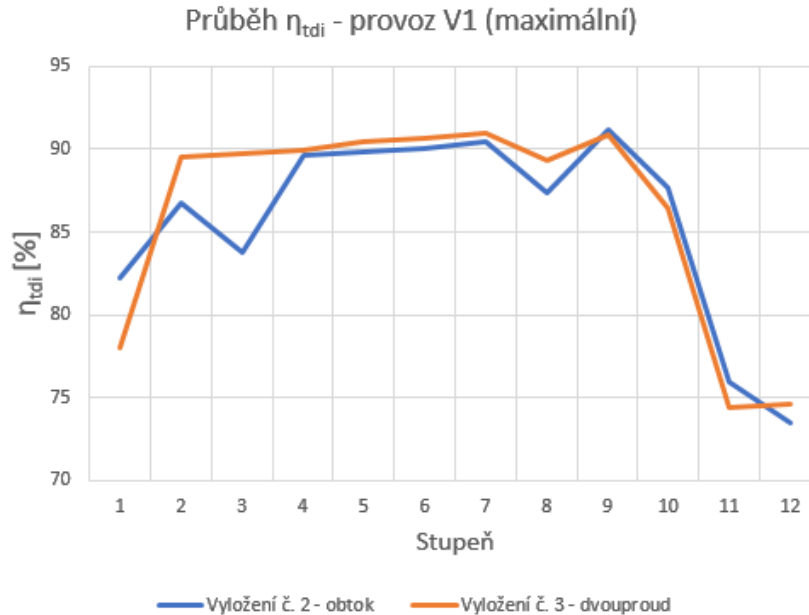
Provoz V3:

\dot{m} [kg/s]	69,45	69,45	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	129,41	129,41	117,17	117,17
h_{is} [kJ/kg]	240,171	241,495	60,007	63,978	67,560	70,512	72,692	69,522	62,393	145,030	131,512	113,248	173,329
P_{ST} [kW]	10571,8	10612,4	7456,6	7968,1	8433,8	8832,6	9082,6	8521,6	7028,0	17100,9	15037,2	11544,4	16653,5
p_2 [MPa]	3,701	3,683	2,982	2,358	1,818	1,364	0,996	0,722	0,530	0,239	0,109	0,052	0,015

$\Sigma P_{ST} = 138\ 843\ \text{kW}$

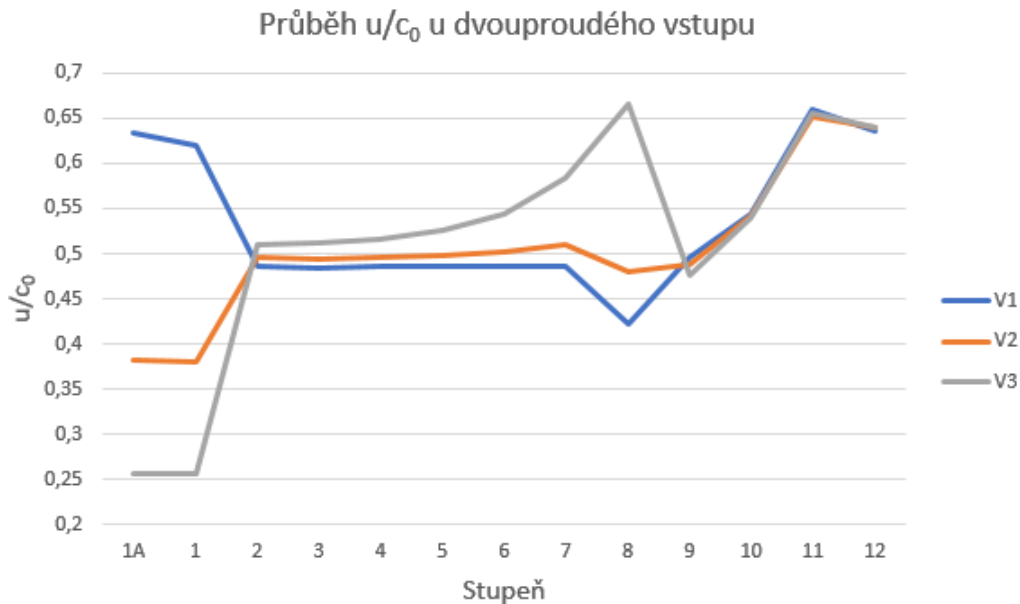
Tabulka 5: Vybrané parametry průtočné části - vyložení č. 3 (dvouproud)

Výhodou tohoto řešení oproti předchozímu návrhu je zpracování celého entalpického spádu dostupného v admisní páře, čímž se dosahuje vyšší účinnosti u provozu V1 (graf 4). Výkon generovaný při maximálním provozu (s největším váhovým faktorem) je podle výpočtu o 10 916 kW vyšší než u vyložení č. 1.



Graf 4: Porovnání průběhů vnitřních účinností stupňů - vyložení č. 2 a č. 3

Graf 5 popisuje rychlostní poměry stupňů. Drobný rozdíl u/c_0 mezi levým (1A) a pravým (1) regulačním stupněm je způsobený tlakovou ztrátou přeprouděním.



Graf 5: Průběh rychlostních poměrů - vyložení č. 3

Nevýhodou použití dvou A-kol je nižší účinnost a výkon provozů V2 a V3 kvůli nižším parciálnostem. Porovnání výkonů a vážených výkonů mezi vyložením č. 2 a č. 3 poskytují tabulky 6 a 7.

		Vyložení č. 3	Vyložení č. 2	Rozdíl v kW
P_{V1}	[kW]	231179,4	220262,8	10916,6
P_{V2}	[kW]	196223,3	196642,1	-418,8
P_{V3}	[kW]	138843,3	141081,7	-2238,4

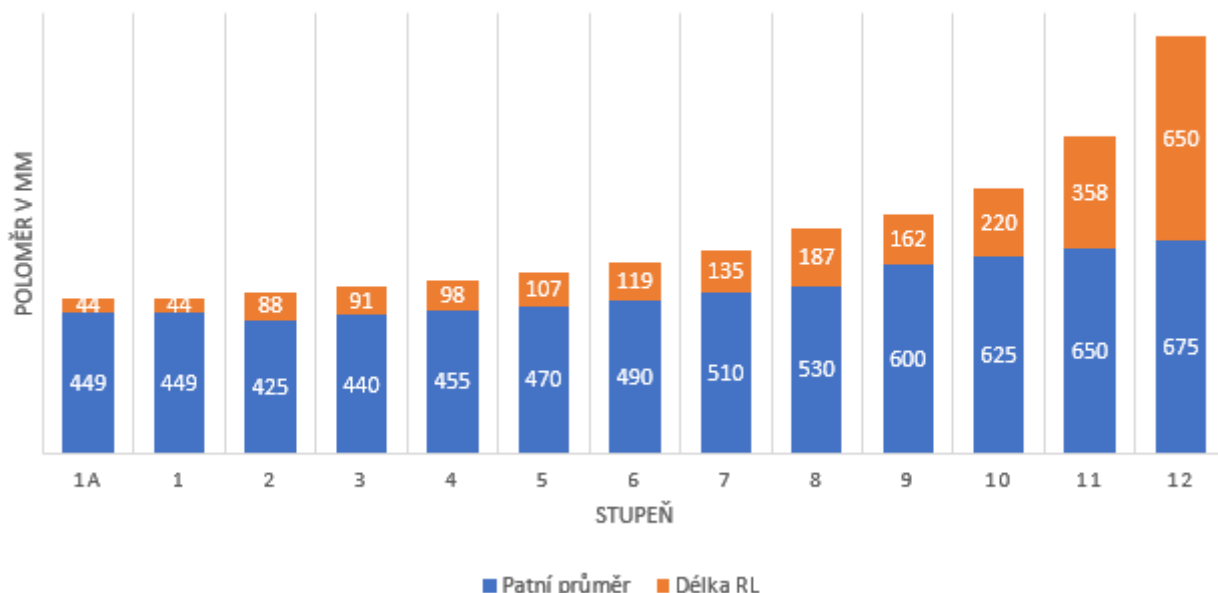
Tabulka 6: Porovnání získaných výkonů vyložení 2 a 3

Vážený výkon v kW	Vyložení č. 2	Vyložení č. 3
	191784,3	196487,4

Tabulka 7: Porovnání vážených výkonů vyložení 2 a 3

Výsledný lopatkový plán je vyobrazen v grafu 6. Skládá se ze 13 rovnotlakých stupňů, z nichž dva jsou regulační stupně stejných rozměrů. Regulovaný odběr páry pro proces a topnou páru do NN se nachází za 8. stupněm a neregulovaný odběr pro NTO za 10. stupněm. Toto umístění se liší od vyložení č. 1, kde je odběr pro NTO situován za 9. stupněm. Změna je způsobena za účelem zjednodušení konstrukčního provedení vyvedení odběrové páry z vnějšího tělesa.

Lopatkový plán č. 3



Graf 6: Lopatkový plán - vyložení č. 3

3.2 Volba provedení

Z kapitoly 3.1 vyplývají dvě možná provedení parní turbíny. První z nich má jeden regulační stupeň a škrťí velké množství páry až za třetí stupeň. Druhé provedení má vyšší účinnost, ale složitější konstrukci zahrnující dva regulační stupně.

Předmětem výběru konečného designu parní turbíny není jen dosažená účinnost, ale i její cena. Tyto dva parametry rozhodují o úspěšnosti parní turbíny v soutěži mezi jednotlivými výrobci.

V této kapitole jsou zvoleny materiály všech důležitých částí parní turbíny s ohledem na pracovní teploty. Dále je potřeba znát odlišnosti v konstrukci uvažovaných řešení. Ty určí rozdíl spotřeby zvolených materiálů a z jejich nákupní ceny bude zvoleno finální provedení dle vyhodnocení 300 EUR/kWh dle zadání.

3.2.1 Použité materiály

Volba materiálů jednotlivých komponent se odvíjí od namáhání jak mechanického, tak teplotního. Mechanická namáhání jsou pokryta v kapitole 3.4. Teplotní namáhání byla určena dle teploty prostředí, ve kterém součást pracuje, zejména dle výpočtu průtočné části v kapitole 3.1. Materiály jsou voleny ze zdroje [1] a dle standardů používaných v praxi.

Uvedené značení materiálů v tabulce 8 je dle ČSN a DIN norem, nákupní ceny zvoleny na základě konzultace a přibližné % odpadu při výrobě vycházející ze způsobu výroby součásti.

Součást	Materiál	Nákupní cena	Odpad
Rotor	22CrMoNiWV88	11 EUR/kg	10%
Vnější těleso	42 2745	6 EUR/kg	10%
Vnitřní těleso	42 2747.6	7 EUR/kg	20%
Rozváděcí kola	15 313	6 EUR/kg	10%
Rozváděcí lopatky	15 335.3	9 EUR/kg	89%
Oběžné lopatky	17 134	9 EUR/kg	89%

Tabulka 8: Materiály hlavních částí turbíny

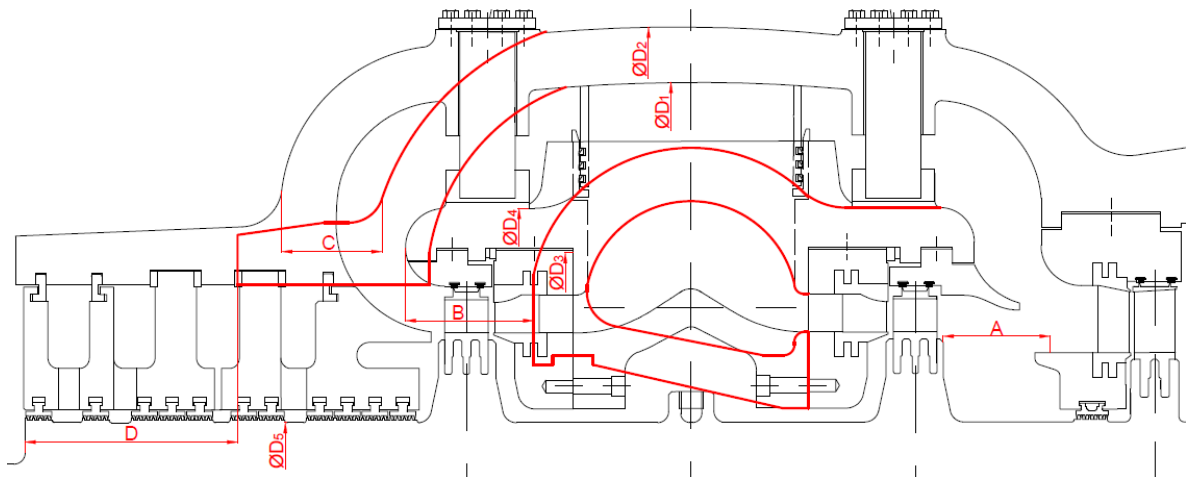
3.2.2 Vyhodnocení

Konstrukční odlišnosti obou variant jsou zakresleny v obrázku 3. Jako předloha posloužil podélný řez vyložení č. 3 se dvěma regulačními stupni. Červenými čarami jsou naznačeny obrysy vnitřního a vnějšího tělesa pro variantu s jedním regulačním stupněm a obtokem. Kóty **A**, **B**, **C** a **D** naznačují rozdíly v délkách komponent mezi oběma variantami.

Kóta **A** značí délku prostoru, který je nutný pro připojení levého proudu u dvouproude varianty a není potřebný u jednoho proudu.

Kóty **B** a **C** značí rozdíly délek vnějšího a vnitřního tělesa.

Kóta **D** značí změnu délky rotoru kvůli změněné poloze ucpávky.



Obrázek 3: Grafické porovnání posuzovaných variant

Rozdíly hmotností u součástí uvedených v *tabulce 9* jsou zjednodušeně považovány za rozdíly hmotností dutých válců. Mimo zkrácení turbíny u jednoproudé varianty je třeba také počítat s tím, že dvouproudá varianta má o stupeň více. Hmotnosti rozváděcích a oběžných lopatek levého stupně jsou určeny v *kapitole 3.4*. Hrubá hmotnost součástí je jejich čistá hmotnost navýšená o přídavky na opracování uvedené v *tabulce 8*. Konečná cena je součinem hrubé hmotnosti a ceny jednoho kilogramu materiálu (*tab. 8*). Suma těchto cen vyjadřuje cenový rozdíl uvažovaných variant, tzn. o kolik je vyložení č. 2 levnější. Tento rozdíl zahrnuje pouze cenu materiálu a nezahrnuje rozdíly ve výrobních časech.

Součást	Kratší o	Vnější průměr	Vnitřní průměr	Č. hmotnost	Hr. Hmotnost	Cena
Rotor	A+D = 462 mm	ØD ₅ = 650 mm	-	1 203,5 kg	1 337,2 kg	14 709 EUR
Vnější těleso	C = 145 mm	ØD ₂ = 1 795 mm	ØD ₁ = 1 635 mm	490,6 kg	545,1 kg	3 271 EUR
Vnitřní těleso	B = 185 mm	ØD ₄ = 1 276 mm	ØD ₃ = 1 142 mm	369,6 kg	462,0 kg	3 234 EUR
Levé rozváděcí kolo						
Vnitřní věnec	85 mm	910 mm	690 mm	184,5 kg	205,0 kg	1 230 EUR
Vnější věnec	115 mm	1 150 mm	1 020 mm	200,0 kg	222,2 kg	1 333 EUR
Rozváděcí lopatky				23,2 kg	210,9 kg	1 898 EUR
Levé oběžné kolo						
Disk	90 mm	845 mm	650 mm	206,7 kg	229,7 kg	2 526 EUR
Oběžné lopatky				34,0 kg	309,1 kg	2 782 EUR
Cenový rozdíl						30 982,8 EUR

Koef. vyhodnocení	Cenový rozdíl	Mezní ΔP_W	P_{W2}	P_{W3}	ΔP_W
300 EUR/kWh	30 982,8 EUR	103,3 kW	191784,3 kW	196487,4 kW	4 703,1 kW

Tabulka 9: Vyhodnocení

Mezní ΔP_W je podílem cenového rozdílu a koeficientu vyhodnocení dle zadání. Provoz levnější varianty provedení je tedy výhodný pouze tehdy, pokud bude její deficit výkonu maximálně 103,3 kW oproti dražší variantě.

Jelikož je skutečný rozdíl vážených výkonů $\Delta P_W = 4703,1 \text{ kW}$, je zřejmé, že varianta s jednoproudým vstupem a škracením páry za třetí stupeň není konkurenceschopná. Následující kapitoly této práce budou dále rozvíjet variantu s dvouproudým vstupem popsanou v *kapitole 3.1.4*.

3.3 Výpočet lopatkování

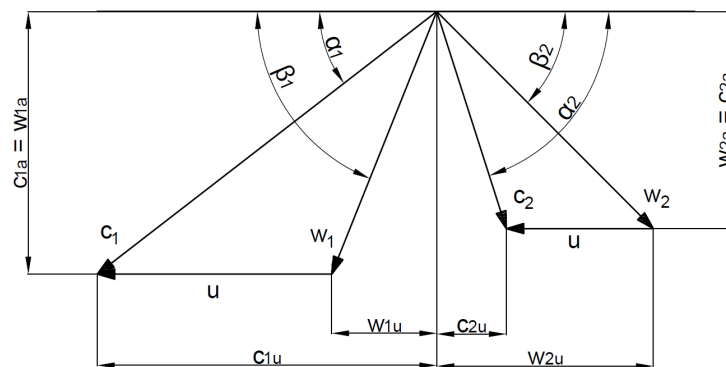
Ze znalosti průtočných průřezů a entalpických spádů zjištěných v kapitole 3.1.4 je možno vypočítat rychlostní trojúhelníky lopatkových mříží, zvolit profily lopatek a stanovit délky oběžných lopatek.

Hodnoty označené dolním indexem o značí oběžnou lopatku a index r značí rozváděcí lopatku.

3.3.1 Rychlostní trojúhelníky

Rychlostní trojúhelník (obr. 4) znázorňuje rychlostní poměry v lopatkové mříži. Porovnává vstupní (index 1) a výstupní (index 2) rychlosti a jejich úhly v lopatkovém kanálu. Výpočet vychází z trigonometrie a je proveden dle p. Škopka [1]. Ve výpočtu je uvažovaný 3% stupeň reakce na patě oběžných lopatek. Nastavení malého entalpického spádu na oběžných lopatkách zlepšuje stabilitu proudění a zmenšuje ztráty ve stupni.

Uvedené rychlosti a úhly proudění jsou vypočítány na středním průměru stupňů a dají se uplatnit pouze na relativně krátké a málo zkroucené stupně. U posledních dvou turbinových stupňů je nutno uvažovat jak mění se obvodovou rychlost po délce lopatky, tak výrazné změny v natočení profilu lopatky v proudu. Tato úloha je nad rámec zadání DP a parametry posledních stupňů jsou počítány na základě vztahů použitých u ostatních stupňů.



Obrázek 4: Značení rychlostních trojúhelníků

Použité vztahy

Obvodová rychlost pro válcové lopatky:

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \quad [m/s] \quad (57)$$

Obvodová rychlost pro zkroucené lopatky:

$$u = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} \quad [m/s] \quad (58)$$

Stupeň reakce na D_s :

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s}\right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos\alpha_1)^2} \quad [-] \quad (59)$$

Úhel absolutní rychlosti c_1 (volený v *kap. 3.1.4*):

$$\alpha_1 \quad [^\circ] \quad (60)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{is}} \quad [m/s] \quad (61)$$

Axiální složka rychlosti c_1 :

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin\alpha_1 \quad [m/s] \quad (62)$$

Axiální složka rychlosti w_1 :

$$w_{1a} = c_{1a} \quad [m/s] \quad (63)$$

Obvodová složka rychlosti c_1 :

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 \quad [m/s] \quad (64)$$

Obvodová složka rychlosti w_1 :

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad [m/s] \quad (65)$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} \quad [m/s] \quad (66)$$

Úhel relativní rychlosti w_1 :

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) \quad [^\circ] \quad (67)$$

Rychlostní ztrátový součinitel pro oběžné lopatky:

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \quad [-] \quad (68)$$

Úhel relativní rychlosti w_2 (volený dle použitého profilu lopatky):

$$\beta_2 \quad [^\circ] \quad (69)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_s \cdot h_{is}} \quad [m/s] \quad (70)$$

Axiální složka rychlosti w_2 :

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin\beta_2 \quad [m/s] \quad (71)$$

Axiální složka rychlosti c_2 :

$$c_{2a} = w_{2a} \quad [m/s] \quad (72)$$

Obvodová složka rychlosti w_2 :

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2 \quad [m/s] \quad (73)$$

Obvodová složka rychlosti c_2 :

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad [m/s] \quad (74)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} \quad [m/s] \quad (75)$$

Úhel absolutní rychlosti c_2 :

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right) \quad [^\circ] \quad (76)$$

Úhel α_2 se v některých případech odchyluje od 90° (zajištění návaznosti proudu) o více než 20° . To je dáno charakteristikou provozů turbíny, ve kterých se výstupní úhel např. u regulačních stupňů výrazně mění.

Vypočtené hodnoty

3.3.2 Profily lopatek

V této kapitole jsou zvoleny profily pro oběžné a rozváděcí lopatky. Výběr konkrétního profilu závisí na dříve zvolených úhlech α_1 pro rozváděcí lopatky a vypočtených úhlech β_1 pro oběžné lopatky. Z hlediska charakteru proudění v mříži je nutno rozlišovat podzvukové, transonické a nadzvukové proudění. Tabulka, ze které jsou profily voleny je v příloze č. 2. U tabulky je uvedeno rozdělení typu lopatek do skupin podle Machova čísla.

Machova čísla

Rychlost zvuku:

- v přehřáté páře: $a(p; t) \quad [m/s]$
- v mokré páře: $a = a(p; x = 0) + x(p; i) \cdot (a(p; x = 1) - a(p; x = 0)) \quad [m/s]$

- parametry páry mezi jednotlivými lopatkovými řadami jsou určeny v kapitole 3.3.3.

STUPEŇ	1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
D_p [m]	0,898	0,898	0,85	0,88	0,91	0,94	0,98	1,02	1,06	1,2	1,25	1,3	1,35
D_s [m]	0,943	0,942	0,938	0,971	1,008	1,047	1,099	1,155	1,247	1,362	1,47	1,658	2
h_{is} [kJ/kg]	39,36	41,01	66,45	71,50	76,74	82,79	91,22	100,75	155,61	134,50	129,85	112,11	175,99
φ [-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
Typ	V	V	V	V	V	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
R_p [-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,5	0,5
R_s [-]	0,11	0,11	0,19	0,19	0,19	0,20	0,21	0,22	0,27	0,23	0,28	0,68	0,76
u [m/s]	177,75	177,56	176,81	183,03	190,00	197,35	207,16	217,71	235,05	256,73	277,09	312,53	376,99
α_1 [°]	12	12	12	13	13	13	13	13	13	11	10	10	10
c_1 [m/s]	256,51	262,07	318,72	330,87	341,58	353,05	368,34	383,78	460,96	441,74	419,91	260,13	284,28
c_{1a} [m/s]	53,33	54,49	66,26	74,43	76,84	79,42	82,86	86,33	103,69	84,29	72,92	45,17	49,36
w_{1a} [m/s]	53,33	54,49	66,26	74,43	76,84	79,42	82,86	86,33	103,69	84,29	72,92	45,17	49,36
c_{1u} [m/s]	250,91	256,34	311,75	322,39	332,83	344,01	358,90	373,94	449,14	433,63	413,53	256,18	279,96
w_{1u} [m/s]	73,15	78,78	134,94	139,36	142,83	146,65	151,75	156,23	214,09	176,90	136,44	-56,34	-97,03
w_1 [m/s]	90,53	95,79	150,34	157,99	162,18	166,77	172,90	178,49	237,88	195,95	154,70	72,22	108,86
β_1 [°]	36,09	34,67	26,15	28,11	28,28	28,44	28,64	28,92	25,84	25,48	28,12	38,72	26,97
β_2 [°]	28,00	28,00	16,00	16,00	16,00	19,00	19,00	20,00	24,00	20,00	20,00	24,00	24,00
ψ [-]	0,90	0,89	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,87	0,86	0,87	0,89	0,87
w_2 [m/s]	116,89	120,66	186,77	195,52	203,32	214,04	226,45	241,16	328,50	273,01	269,44	355,00	460,73
w_{2a} [m/s]	54,87	56,65	51,48	53,89	56,04	69,68	73,73	82,48	133,61	93,37	92,16	144,39	187,40
w_{2u} [m/s]	103,20	106,54	179,54	187,94	195,44	202,38	214,12	226,62	300,10	256,55	253,19	324,31	420,90
c_{2a} [m/s]	54,87	56,65	51,48	53,89	56,04	69,68	73,73	82,48	133,61	93,37	92,16	144,39	187,40
c_{2u} [m/s]	-74,55	-71,03	2,73	4,91	5,44	5,02	6,96	8,91	65,05	-0,19	-23,89	11,78	43,91
c_2 [m/s]	92,57	90,85	51,55	54,11	56,31	69,87	74,05	82,96	148,61	93,38	95,20	144,87	192,47
α_2 [°]	143,64	141,43	86,97	84,79	84,46	85,88	84,61	83,84	64,04	90,11	104,54	85,34	76,81

Tabulka 10: Rychlosti a úhly v lopatkových mřížích

Machova čísla:

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} [-] \quad (77)$$

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} [-]$$

Všechny volené profily jsou podzvukové, jelikož nejvyšší Machovo číslo nepřesáhlo hodnotu 0,9 dle tabulky 11.

Rozměry profilů

Délka tětiny profilu: $b_{r(o)}$ [mm]

Šířka lopatky (dle přílohy 2): $B_{r(o)} = 25$ [mm]

- Tato šířka je daná tabulkou profilů v příloze č. 2. Skutečná šířka lopatek bude později určena z výpočtů pevnostního namáhání.

Plocha profilu na patní průměru: S_0 [mm²]

Průřezový modul v ohybu: W_0 [mm³]

Optimální poměrná rozteč profilu: t_{opt} [-]

Úhel nastavení profilu v lopatkové mříži: $\gamma_{r(o)} = \arccos\left(\frac{B_{r(o)}}{b_{r(o)}}\right)$ [°]

Počet lopatek

Rozteč lopatek: $t_{r(o)} = t_{opt} \cdot b_{r(o)} \text{ [mm]}$

Počet rozváděcích lopatek: $z_r = \frac{\pi \cdot D_s}{t_r} \cdot \varepsilon \text{ [-]}$

Počet oběžných lopatek: $z_o = \frac{\pi \cdot D_s}{t_o} \text{ [-]}$

Počet rozváděcích lopatek je volen lichý a počet oběžných lopatek sudý. Důvodem je snaha rozlišit budící frekvence rotujícího odtržení od vlastních frekvencí oběžných lopatek.

Přepočítaná rozteč lopatek: $t_{r(o)} = \frac{\pi \cdot D_s}{z_{r(o)}} \text{ [mm]}$

Vypočtené hodnoty uvedené v *tabulkách 11 a 12* budou dále použity při pevnostním výpočtu.

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
c_1	[m/s]	256,5	262,1	318,7	330,9	341,6	353,1	368,3	383,8	461,0	441,7	419,9	260,1	284,3
a_1	[m/s]	637,3	637,0	626,7	612,8	597,6	577,3	556,8	532,7	499,9	530,7	559,1	567,7	586,9
Ma_1	[-]	0,40	0,41	0,51	0,54	0,57	0,61	0,66	0,72	0,90	0,83	0,75	0,46	0,48
Profil		S90-12A			S90-15A					S90-12A				
t_{opt}	[-]	0,75	0,75	0,75	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,75	0,75	0,75	0,75
b_r	[mm]	62,5	62,5	62,5	51,5	51,5	51,5	51,5	51,5	51,5	62,5	62,5	62,5	62,5
t_r'	[mm]	46,9	46,9	46,9	41,2	41,2	41,2	41,2	41,2	41,2	46,9	46,9	46,9	46,9
z_r	[-]	57,0	57,0	63,0	75,0	77,0	81,0	85,0	89,0	97,0	93,0	99,0	113,0	135,0
t_r	[mm]	52,0	51,9	46,8	40,7	41,1	40,6	40,6	40,8	40,4	46,0	46,6	46,1	46,5
S_o	[mm ²]	409,0	409,0	409,0	330,0	330,0	330,0	330,0	330,0	321,0	409,0	409,0	409,0	409,0
W_o	[mm ³]	575,0	575,0	575,0	450,0	450,0	450,0	450,0	450,0	413,0	575,0	575,0	575,0	575,0
γ_r	[°]	66,4	66,4	66,4	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	66,4	66,4	66,4	66,4

Tabulka 11: Profily rozváděcích lopatek

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
w_2	[m/s]	116,9	120,7	186,8	195,5	203,3	214,0	226,5	241,2	328,5	273,0	269,4	355,0	460,7
a_2	[m/s]	636,5	636,2	624,7	610,6	595,0	577,6	557,1	533,0	498,2	529,5	558,7	580,9	604,8
Ma_2	[-]	0,18	0,19	0,30	0,32	0,34	0,37	0,41	0,45	0,66	0,52	0,48	0,61	0,76
Profil		R 30 21 A			R 26 17A				R 30 21A					
t_{opt}	[-]	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7
b_o	[mm]	25,6	25,6	25,7	25,7	25,7	25,7	25,7	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6
t_o'	[mm]	15,9	15,9	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	15,9	15,9	15,9	15,9	17,4	17,4
z_o	[-]	188,0	188,0	178,0	184,0	190,0	198,0	208,0	230,0	248,0	270,0	292,0	300,0	362,0
t_o	[mm]	15,8	15,7	16,6	16,6	16,7	16,6	16,6	15,8	15,8	15,8	15,8	17,4	17,4
S_o	[mm ²]	185,0	185,0	207,0	207,0	207,0	207,0	207,0	185,0	185,0	185,0	185,0	185,0	185,0
W_o	[mm ³]	234,0	234,0	225,0	225,0	225,0	225,0	225,0	234,0	234,0	234,0	234,0	234,0	234,0
γ_o	[°]	12,4	12,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4

Tabulka 12: Profily oběžných lopatek

3.3.3 Ztráty v rozváděcích a oběžných lopatkách

Velikosti ztrát v jednotlivých lopatkových řadách jsou určeny ztrátovými součiniteli ψ a φ . Tito součinitelé spolu se stupněm reakce určují parametry páry po expanzi v mříži rozváděcích lopatek. Zejména tlak a teplota v těchto místech jsou dále použity v pevnostních výpočtech. Shrnutí výsledků je v *tabulkách 13 a 14*.

Použité vztahy

Isoentropický spád zpracovaný v rozváděcí lopatkové mříži:

- válcové lopatky $h_{is}^{RL} = (1 - R_s) \cdot h_{is} \text{ [kJ/kg]}$
- zkroucené lopatky $h_{is}^{RL} = (1 - R_p) \cdot h_{is} \text{ [kJ/kg]}$

Energetické ztráty v rozváděcí mříži:

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{is}^{RL} \text{ [kJ/kg]} \quad (78)$$

Parametry páry za rozváděcí lopatkovou řadou:

- ideální entalpie: $i_{1is}^{RL} = i_0 - h_{is}^{RL} \text{ [kJ/kg]}$
- skutečná entalpie: $i_1^{RL} = i_{1is}^{RL} + Z^{RL} \text{ [kJ/kg]}$
- tlak: $p_1^{RL}(i_{1is}^{RL}; s_0) \text{ [bar(a)]}$
- teplota: $t_1^{RL}(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \text{ [}^\circ\text{C]}$
- měrný objem: $v_1^{RL}(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \text{ [m}^3\text{/kg]}$
- entropie: $s_1^{RL}(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \text{ [kJ/kgK]}$

Isoentropický spád zpracovaný v oběžné lopatkové mříži:

- válcové lopatky $h_{is}^{OL} = R_s \cdot h_{is} \text{ [kJ/kg]}$
- zkroucené lopatky $h_{is}^{OL} = R_p \cdot h_{is} \text{ [kJ/kg]}$

Energetické ztráty v oběžné mříži:

$$Z^{OL} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000} \text{ [kJ/kg]} \quad (79)$$

Parametry páry za oběžnou lopatkovou řadou:

- ideální entalpie: $i_{2is}^{OL} = i_1^{RL} - h_{is}^{OL} \text{ [kJ/kg]}$
- tlak: $p_2^{OL}(i_{2is}^{OL}; s_1^{RL}) \text{ [bar(a)]}$
- ostatní parametry jsou vypočtené analogicky k rozváděcí lopatkové řadě

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
h_{is}^{RL}	[kJ/kg]	35,0	36,5	54,0	58,2	62,0	80,3	88,5	97,7	150,9	130,5	126,0	56,1	88,0
Z^{RL}	[kJ/kg]	2,1	2,2	3,2	3,4	3,7	4,7	5,2	5,8	8,9	7,7	7,4	3,3	5,2
i_{1is}^{RL}	[kJ/kg]	3321,3	3319,8	3270,3	3206,6	3138,7	3051,3	2968,3	2876,3	2731,5	2613,1	2495,3	2453,0	2337,6
i_1^{RL}	[kJ/kg]	3323,4	3321,9	3273,5	3210,1	3142,3	3056,1	2973,5	2882,1	2740,4	2620,8	2502,7	2456,3	2342,8
p_1^{RL}	[bar(a)]	74,53	74,17	61,49	48,56	37,27	26,12	18,11	11,67	5,43	2,56	1,16	0,79	0,29
t_1^{RL}	[°C]	466,6	465,9	439,0	404,5	367,6	320,7	275,8	226,2	155,0	128,2	103,8	93,0	68,3
v_1^{RL}	[m ³ /kg]	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,10	0,13	0,19	0,34	0,67	1,36	1,93	4,75
s_1^{RL}	[kJ/kgK]	6,66	6,66	6,67	6,68	6,69	6,71	6,72	6,74	6,77	6,80	6,83	6,87	6,96

Tabulka 13: Parametry páry za rozváděcí lopatkovou mříží

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
h_{is}^{OL}	[kJ/kg]	4,4	4,5	12,5	13,3	14,7	2,5	2,7	3,0	4,7	4,0	3,9	56,1	88,0
Z^{OL}	[kJ/kg]	0,8	0,9	3,0	3,2	3,4	3,4	3,7	3,9	6,8	4,9	2,9	0,5	1,4
i_{2is}^{OL}	[kJ/kg]	3319,0	3317,4	3261,0	3196,8	3127,6	3053,6	2970,8	2879,1	2735,8	2616,7	2498,8	2400,2	2254,8
i_2^{OL}	[kJ/kg]	3319,8	3318,3	3264,0	3200,0	3131,0	3057,1	2974,5	2883,0	2742,6	2621,6	2501,8	2400,7	2256,2
p_2^{OL}	[bar(a)]	73,50	73,11	59,02	46,38	35,33	25,87	17,91	11,51	5,30	2,50	1,13	0,54	0,15
t_2^{OL}	[°C]	464,6	463,8	433,6	398,7	361,2	320,8	275,9	226,3	154,0	127,4	103,1	83,2	53,9
v_2^{OL}	[m ³ /kg]	0,04	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,13	0,19	0,35	0,69	1,39	2,69	8,59
s_2^{OL}	[kJ/kgK]	6,66	6,66	6,67	6,69	6,70	6,71	6,73	6,75	6,78	6,82	6,84	6,87	6,96

Tabulka 14: Parametry páry za oběžnou lopatkovou mříží

3.3.4 Délky lopatek

Délky rozváděcích lopatek jsou totožné s těmi, které byly navrženy v kapitole 3.1.4. Udávají délku výstupních hran rozváděcích lopatek.

$$L_{RL} = L_p$$

Délky oběžných lopatek je možné vypočítat z rovnice kontinuity s využitím znalosti měrných objemů páry za rozváděcími mřížemi. V praxi je nutno dodržet plynulost průtočného kanálu a volí se pouze přesah výstupní hrany oběžné lopatky oproti délce výstupní hrany rozváděcí lopatky. Přesahy zde zvolené (tab. 15) mohou být později upraveny při návrhu podélného řezu turbíny.

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
L_{RL}	[mm]	44	44	88	91	98	107	119	135	187	162	220	358	650
Δ	[mm]	4	4	3	6	8	11	12	14	19	16	22	36	65
L_{OL}	[mm]	48	48	91	97	106	118	131	149	206	178	242	394	715

Tabulka 15: Délky lopatek

3.4 Základní pevnostní výpočty

Výpočty v této kapitole slouží k dimenzování zvolených profilů oběžných a rozváděcích lopatek. Oběžné lopatky jsou namáhány na ohyb obvodovou silou, která vzniká přenášeným kroutícím momentem. Závěsy oběžných lopatek přenášejí odstředivou sílu a jsou v různých řezech kontrolovány na tah, smyk a otláčení. Disky rozváděcích kol jsou ve zjednodušeném pojetí namáhané na ohyb od přetlaku a vyhodnocuje se ohybové napětí a průhyb. Rozváděcí lopatky jsou také kontrolovány na ohyb od přetlaku [1]. Napětí a průhyby prvků jsou vždy vyhodnocovány v situaci, která je zatěžuje nejvíce. Dalšími nezbytnými výpočty jsou dimenzování rotoru a výpočet tloušťky vnějšího tělesa.

Dovolená napětí vychází z vlastností materiálů zvolených v kapitole 3.2.1.

3.4.1 Namáhání oběžných lopatek

Oběžné lopatky jsou zatěžované odstředivou tahovou silou od vlastní hmotnosti a obvodovou silou od přenášeného kroutícího momentu. Největší napětí je na patním průměru D_p . Na obrázku 5 jsou znázorněny rozměry použité ve výpočtu. Řez 1 – 1 je kontrolovaným místem.

Rozměrové charakteristiky profilů uvedené v tabulce 12 platí pro profil o šířce 25 mm. Při změně šířky profilu B_0 z důvodu pevnostního dimenzování je třeba tyto charakteristiky přepočítat dle následujících vztahů.

Délka tětiny profilu:

$$b_0 = \frac{B_0}{\cos\gamma_0} \quad [mm] \quad (80)$$

Plocha profilu na ϕD_p :

$$S_0 = S_0^A \cdot \frac{B_0^2}{25} \quad [mm^2] \quad (81)$$

Průřezový modul v ohybu na ϕD_p :

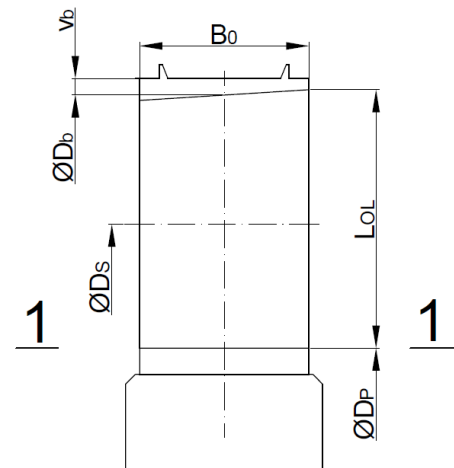
$$W_0 = W_0^A \cdot \frac{B_0^3}{25} \quad [mm^3] \quad (82)$$

Přepočet počtu lopatek a roztečí je analogický ke vztahům uvedeným v kapitole 3.3.2.

Namáhání ohybem

Kroutící moment na jednu lopatku:

$$M_k = \frac{P_{ST}}{\omega} \cdot \frac{1}{z_0^\lambda} \quad [Nm] \quad (83)$$



Obrázek 5: Použité rozměry OL

Počet ostříknutých lopatek:

$$z_0' = z_0 \cdot \varepsilon \quad [-] \quad (84)$$

Úhlová rychlost:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 377 \quad [rad/s] \quad (85)$$

Obvodová síla na jednu lopatku:

$$F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} \quad [N] \quad (86)$$

Ohybový moment na jednu lopatku:

$$M_o = F_u \cdot \frac{L_{OL}}{2} \quad [Nm] \quad (87)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [MPa] \quad (88)$$

Dovolené napětí v ohybu (po konzultaci v DŠPW):

- řadové stupně $\sigma_{oDOV} = 20 \text{ MPa}$
- regulační st., poslední st. a stupeň před odběrem $\sigma_{oDOV} = 16 \text{ MPa}$

Namáhání tahem

Hmotnost listu lopatky:

$$m_L = \rho_{ocel} \cdot S_0 \cdot L_{OL} \quad [kg], \quad (89)$$

kde $\rho_{ocel} = 7850 \text{ kg/m}^3$

Odstředivá síla listu lopatky:

$$O_L = m_L \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega^2 \quad [N], \quad (90)$$

kde $\omega' = \omega \cdot 1,1 = 414,7 \text{ rad/s}$ (návrh pro 110% otáček)

Hmotnost jedné bandáže:

$$m_b = \rho_{ocel} \cdot \left(\frac{\pi \cdot (D_b + v_b)}{z_o} \cdot B_0 \right) \cdot v_b \quad [kg] \quad (91)$$

Odstředivá síla jedné bandáže:

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2 \quad [N] \quad (92)$$

Celková odstředivá síla na jednu lopatku:

$$O_{celk} = O_b + O_L \quad [N] \quad (93)$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{O_{celk}}{S_0} \cdot k \quad [N], \quad (94)$$

kde k je součinitel odlehčení viz. příloha 3.

Celkové napětí

Sjednocení napětí je možno provést podle následujícího vztahu [1]:

$$\sigma_c = 2\sigma_o + \sigma_t \leq \sigma_{DOV} \quad [N] \quad (95)$$

Dovolené napětí je určeno z přílohy 4, kde jsou shrnuta dovolená napětí závislá na teplotě pro běžně používané materiály. Referenční teploty jsou teploty zjištěné v tabulce 14 snížené o $50^\circ C$, jelikož je povrch lopatky chladnější než proud páry z důvodu prostupu tepla mezi tekutinou a kovem.

Stupně	1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
D_p [m]	0,898	0,898	0,85	0,88	0,91	0,94	0,98	1,02	1,06	1,2	1,25	1,3	1,35	
D_s [m]	0,943	0,942	0,938	0,971	1,008	1,047	1,099	1,155	1,247	1,362	1,47	1,658	2	
L_{OL} [mm]	48	48	91	97	106	118	131	149	206	178	242	394	715	
B_o [mm]	63	63	60	62	63	66	70	72	106	100	100	110	280	
b_o [mm]	64,51	64,51	61,68	63,74	64,76	67,85	71,96	73,73	108,54	102,40	102,4	112,64	286,72	
S_o [mm ²]	1174,8	1174,8	1192,3	1273,1	1314,5	1442,7	1622,9	1534,5	3325,9	2960,0	2960,0	3581,6	23206,4	
W_o [mm ³]	3744,7	3744,7	3110,4	3431,9	3600,7	4139,9	4939,2	5589,8	17836,7	14976,0	14976,0	19933,1	328753,2	
t_o' [mm]	40,00	40,00	40,09	41,43	42,10	44,10	46,77	45,71	67,30	63,49	63,49	76,60	194,97	
z_o [-]	76,00	76,00	74,00	74,00	76,00	76,00	74,00	80,00	60,00	68,00	74,00	70,00	34,00	
t_o [mm]	38,98	38,94	39,82	41,22	41,67	43,28	46,66	45,36	65,29	62,92	62,41	74,41	184,80	
P_{ST} [kW]	10572	10612	16518	17814	19177	20795	22976	25450	38592	17101	15174	11951	17612	
z_o' [-]	23,9	23,9	74,0	74,0	76,0	76,0	74,0	80,0	60,0	68,0	74,0	70,0	34,0	
M_k [Nm]	1174,0	1177,0	592,1	638,6	669,3	725,8	823,6	843,8	1706,2	667,1	543,9	452,9	1374,0	
F_u [N]	2489,9	2498,9	1262,5	1315,2	1328,0	1386,5	1498,8	1461,2	2736,4	979,6	740,0	546,3	1374,0	
M_o [Nm]	59757	59974	57444	63789	70386	81801	98171	108859	281851	87181	89546	107615	491208	
σ_o [MPa]	15,96	16,02	18,47	18,59	19,55	19,76	19,88	19,47	15,80	5,82	5,98	5,40	1,49	
σ_{oDOV} [MPa]	16	16	20	20	20	20	20	20	16	20	20	20	16	
m_L [kg]	0,44	0,44	0,85	0,97	1,09	1,34	1,67	1,79	5,38	4,14	5,62	11,08	130,25	
O_L [N]	35893	35855	68695	80938	94804	120308	157704	178243	576666	484369	710742	1579229	22399126	
v_b [mm]	4	4	4	4	4	4	6	8	10	12	14	0	0	
D_b [m]	1,00	0,99	1,03	1,07	1,12	1,17	1,24	1,31	1,46	1,55	1,73	2,05	2,72	
m_b [kg]	0,08	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,17	0,23	0,64	0,68	0,81	0,00	0,00	
O_b [N]	6961	6947	7339	8167	8788	10066	18386	26281	80183	90135	119513	0	0	
O_{celk} [N]	42854	42802	76034	89105	103592	130374	176090	204524	656849	574504	830254	1579229	22399126	
σ_t [MPa]	36,5	36,4	63,8	70,0	78,8	90,4	108,5	133,3	197,5	194,1	280,5	440,9	965,2	
k [-]	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,10	1,20	1,30	1,70	3,55	
σ_c [MPa]	68,4	68,5	100,7	107,2	117,9	129,9	148,3	172,2	211,1	173,4	227,7	270,2	274,9	
t_{pOL} [°C]	416,6	415,9	389,0	354,5	317,6	270,7	225,8	176,2	105,0	78,2	53,8	43,0	18,3	
σ_{DOV} [MPa]	174	174	184	191	195	205	208	250	263	265	270	275	275	
Materiál	PAK 2MV.7							P-AK 1 TD						

Tabulka 16: Namáhání oběžných lopatek

3.4.2 Namáhání závěsů

Kvůli velké délce a šířce navržených lopatek je u všech stupňů použito vidličkových závěsů (obr. 6).

Použité vztahy

Těžištní průměr závěsu:

$$D_{Tz} = D_p - 2 \cdot t \quad [m], \quad (96)$$

kde t je vzdálenost těžiště od paty lopatky

Těžištní rozteč závěsu:

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_{Tz}}{z_o} \quad [m] \quad (97)$$

Hmotnost závěsu:

$$m_z = \rho_{ocel} \cdot S_Z \cdot t_T \quad [kg], \quad (98)$$

kde S_Z je plocha závěsu.

Odstředivá síla závěsu:

$$O_z = m_z \cdot \frac{D_{Tz}}{2} \cdot \omega^2 \quad [N] \quad (99)$$

Celková odstředivá síla jedné lopatky:

$$O_{ocelk} = O_L + O_b + O_z \quad [N] \quad (100)$$

Plocha namáhaná tahem:

$$A_\sigma = (t_T - d_k) \cdot (2b_1 + b_2) \quad [mm^2] \quad (101)$$

Plocha namáhaná smykem:

$$A_\tau = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot n_v \cdot n_k \quad [mm^2], \quad (102)$$

kde n_v je počet vidliček

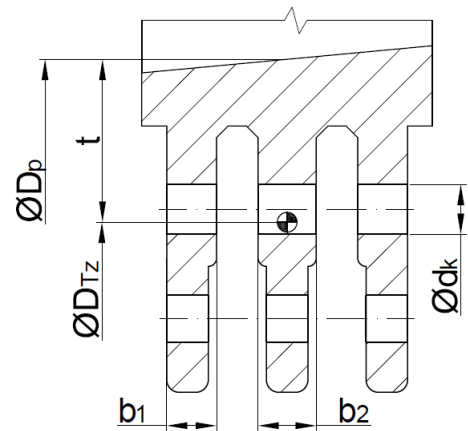
n_k je počet kolíků .

Plocha namáhaná otláčením:

$$A_p = d_k \cdot (2b_1 + b_2) \quad [mm^2] \quad (103)$$

Tahové napětí v závěsu:

$$\sigma_t = \frac{O_{ocelk}}{A_\sigma} \leq \sigma_{DOV} \quad [MPa] \quad (104)$$



Obrázek 6: Použité rozměry závěsu

Smykové napětí v kolíku:

$$\tau_k = \frac{O_{ocelk}}{A_\tau} \leq \tau_{DOV} = 0,65 \cdot \sigma_{DOV} \text{ [MPa]} \quad (105)$$

Otlačení v kolíku:

$$p_k = \frac{O_{ocelk}}{A_p} \leq p_{DOV} = 1,5 \cdot \sigma_{DOV} \text{ [MPa]} \quad (106)$$

Tabulka 17 je souhrnem vypočtených hodnot. U posledního stupně je použit stromečkový závěs, jelikož závěs vidličkový není schopen udržet odstředivou sílu od těžké lopatky. Pevnostní výpočet stromečkového závěsu je komplikovanou úlohou nad rámec zadání DP, proto zde není uveden.

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
t	[mm]	16,5	16,5	26	24	25	29	33	36	31	50	61	64	
D _{Tz}	[m]	0,865	0,865	0,798	0,832	0,860	0,882	0,914	0,948	0,998	1,100	1,128	1,172	
t _r	[m]	0,0358	0,0358	0,0339	0,0353	0,0355	0,0365	0,0388	0,0372	0,0523	0,0508	0,0479	0,0526	
m _z	[kg]	0,6456	0,6456	0,4042	0,4270	0,4772	0,5724	0,5483	0,5377	1,8254	1,1968	1,5413	1,8581	
S _z	[m ²]	0,0023	0,0023	0,0015	0,0015	0,0017	0,0020	0,0018	0,0018	0,0045	0,0030	0,0041	0,0045	
O _z	[N]	48016	48016	27737	30547	35287	43410	43089	43831	156642	113197	149488	187244	
O _{ocelk}	[N]	90870	90818	103770	119652	138879	173784	219180	248355	643196	523557	564616	818935	
d _k	[mm]	10	10	12	13	14	15	15	15	18	18	19	19	
A _o	[mm ²]	695,4	695,4	568,8	625,0	732,7	858,4	1142,5	1066,9	2466,4	2067,7	2195,5	3359,9	
n	[-]	3	3	2	2	2	2	3	3	4	3	4	5	
b	[mm]	9	9	13	14	17	20	16	16	18	21	19	20	
σ _t	[MPa]	130,7	130,6	182,4	191,4	189,5	202,5	191,8	232,8	260,8	253,2	257,2	243,7	
σ _{DOV}	[MPa]	174,0	174,0	184,0	192,0	195,0	205,0	208,0	250,0	263,0	265,0	270,0	275,0	
n _k	[-]	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
A _τ	[mm ²]	942,5	942,5	904,8	1061,9	1231,5	1413,7	2120,6	2120,6	4071,5	3053,6	4536,5	5670,6	
A _p	[mm ²]	540	540	624	728	952	1200	1440	1440	2592	2268	2888	3800	
τ _k	[MPa]	96,4	96,4	114,7	112,7	112,8	122,9	103,4	117,1	158,0	171,5	124,5	144,4	
p _k	[MPa]	168,3	168,2	166,3	164,4	145,9	144,8	152,2	172,5	248,1	230,8	195,5	215,5	
τ _{DOV}	[MPa]	113,1	113,1	119,6	124,8	126,8	133,3	135,2	162,5	171,0	172,3	175,5	178,8	
p _{DOV}	[MPa]	261,0	261,0	276,0	288,0	292,5	307,5	312,0	375,0	394,5	397,5	405,0	412,5	

Stromečkový závěs

Tabulka 17: Namáhání závěsů

3.4.3 Namáhání disků rozváděcích kol

Rozváděcí kola (RK) jsou kruhové desky podepřené po celém vnějším obvodu, na které působí přetlak způsobený expanzí páry v rozváděcích lopatkách. Tuhost těchto desek je snížena rozváděcími lopatkami a navíc se mění v radiálním i obvodovém směru, jelikož jsou RK půlená v horizontální rovině.

Metodika výpočtu je tedy založena na výsledcích experimentu a používá součinitel φ pro výpočet namáhání a součinitel μ pro výpočet průhybu. Hodnoty součinitelů jsou uvedeny v přílohách 5 a 6 [1]. Výstupem z výpočtu bylo nadimenzování šířky rozváděcích kol h .

Maximální průhyb rozváděcích kol y_{max} ovlivňuje volbu axiální vůle mezi RK a rotorem a také vůle mezi břity labyrintových ucpávek a výstupky na hřídeli. Neměl by přesáhnout hodnotu $y_{DOV} = 0,002R$.

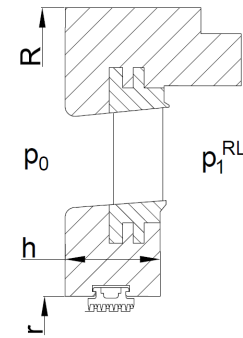
Použité vztahy [1]

Maximální napětí:

$$\sigma_{max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R^2}{h^2} \quad [MPa] \quad (107)$$

Maximální průhyb:

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3} \quad [mm] \quad (108)$$



Obrázek 7: Použité rozměry RK

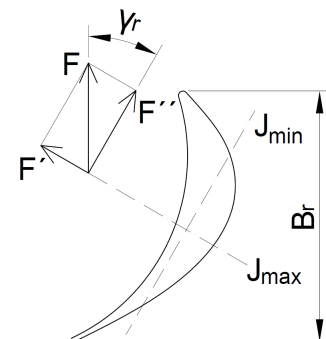
Youngův modul pružnosti E je uvažován měnící se v závislosti na teplotě. Výsledky výpočtu jsou shrnuty v *tabulce 18*. Dovolené napětí je stejně jako v předešlých případech i zde použito z *přílohy 4*.

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
R	[m]	0,548	0,548	0,592	0,614	0,652	0,678	0,721	0,770	0,876	0,951	1,030	1,252	1,850
r	[m]	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34
r/R	[-]	0,620	0,621	0,574	0,554	0,521	0,501	0,472	0,442	0,388	0,358	0,330	0,272	0,184
φ	[-]	1,30	1,30	1,70	1,75	1,80	1,85	2,00	2,10	2,42	2,45	2,60	2,70	2,80
μ	[-]	1,25	1,25	1,30	1,32	1,41	1,43	1,45	1,50	1,52	1,54	1,53	1,53	1,50
Δp	[MPa]	0,863	0,899	1,166	1,045	0,909	0,919	0,776	0,626	0,612	0,274	0,134	0,034	0,025
h	[mm]	80	80	95	95	100	102	102	102	115	105	82	90	110
σ_{max}	[MPa]	52,7	54,8	77,0	76,4	69,5	75,1	77,5	74,9	85,8	55,1	54,9	18,0	19,8
σ_{DOV}	[MPa]	161	161	163	167	171	176	179	185	196	202	210	214	216
y_{max}	[mm]	1,056	1,084	1,180	1,217	1,206	1,335	1,433	1,525	1,743	1,432	1,992	0,847	1,570
y_{DOV}	[mm]	1,096	1,095	1,184	1,228	1,304	1,356	1,442	1,54	1,751	1,901	2,06	2,504	3,7
t	[°C]	415	414	384	349	311	271	226	176	104	77	53	33	4
E	[MPa]	180000	182000	184000	188000	192000	196000	200000	204000	206000	208000	210000	210000	210000

Tabulka 18: Namáhání rozváděcích kol

3.4.4 Namáhání rozváděcích lopatek

Rozváděcí lopatky (RL) jsou namáhány stejně jako RK ohybem, ale zde je již možno použít výpočet rovinného ohybu. Ohybový moment vzniká působením síly F od přetlaku Δp na rameni f . Vztah pro výpočet napětí v ohybu σ_o lze použít při dodržení předpokladů, za kterých byl odvozen. Rovinný ohyb je ohyb, kdy je stopa ohybového momentu totožná s jednou z hlavních os momentu setrvačnosti. V tomto případě je působící silou F^{\wedge} , která je rovnoběžná s hlavní osou momentu setrvačnosti J_{max} . Napětí způsobené silou F^{\wedge} je menší a nekontroluje se (*obr. 8*).



Obrázek 8: Hlavní osy RL

Kontrolované místo je označeno na *obrázku 9* řezem **1 - 1**.

Rozměrové charakteristiky profilů uvedené v *tabulce 11* platí pro profil o šířce 25 mm . Při změně šířky profilu B_r z důvodu pevnostního dimenzování, je třeba tyto charakteristiky přepočítat dle následujících vztahů.

Délka tětiny profilu:

$$b_r = \frac{B_r}{\cos\gamma_r} \text{ [mm]} \quad (109)$$

Plocha profilu na ϕD_p :

$$S_0 = S_0^* \cdot \frac{B_r^2}{25} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (110)$$

Průřezový modul v ohybu na ϕD_p :

$$W_{0min} = W_0^* \cdot \frac{B_r^3}{25} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (111)$$

Přepočet počtu lopatek a roztečí je analogický ke vztahům uvedeným v *kapitole 3.3.2*.

Použité vztahy

Síla od přetlaku na jednu lopatku:

$$F = \Delta p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot \frac{1}{z_r} \text{ [N]} \quad (112)$$

Síla F^\wedge v ose J_{max} :

$$F^\wedge = F \cdot \sin\gamma_r \text{ [N]} \quad (113)$$

Ohybový moment na lopatku:

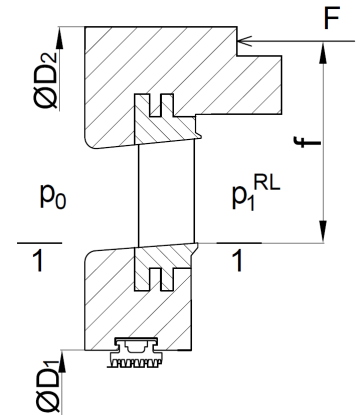
$$M_o = F^\wedge \cdot f \text{ [Nmm]} \quad (114)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{0min}} \leq \sigma_{DOV} \text{ [MPa]} \quad (115)$$

Dovolené napětí σ_{DOV} určeno z *přílohy 4*.

Výsledky jsou shrnuty v *tabulce 19*. Nadimenzované šířky profilů B_r jsou v rámci práce brány jako minimální možné šířky lopatek. Kvůli zanedbanému namáhání ve směru druhé hlavní osy momentu setrvačnosti a neuvažování ostatních nepříznivých vlivů na rozváděcí lopatky jsou tyto šířky v podélném řezu turbíny často zvětšeny tak, aby odpovídaly standardům lopatek používaných v praxi.



Obrázek 9: Použité rozměry pro výpočet namáhání RL

Stupně	1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
b_r [mm]	180,0	180,0	120,0	98,9	92,7	92,7	92,7	92,7	103,0	137,5	112,5	112,5	137,5
B_r [mm]	72	72	48	48	45	45	45	45	50	55	45	45	55
S_o [cm ²]	33,9	33,9	15,1	12,2	10,7	10,7	10,7	10,7	12,8	19,8	13,3	13,3	19,8
W_{omin} [cm ³]	13,74	13,74	4,07	3,185	2,624	2,624	2,624	2,624	3,304	6,123	3,353	3,353	6,123
t_r [mm]	135,0	135,0	90,0	79,1	74,2	74,2	74,2	74,2	82,4	103,1	84,4	84,4	103,1
z_r [-]	19,73	19,40	32,74	38,56	42,70	44,35	46,56	48,93	47,54	41,49	54,73	61,73	60,93
t_r [mm]	150,17	152,53	90,00	79,10	74,16	74,16	74,16	74,16	82,40	103,13	84,38	84,38	103,13
A [m ²]	0,130	0,130	0,259	0,278	0,310	0,352	0,411	0,490	0,733	0,693	1,016	1,865	4,084
F [N]	30459	31094	5548	4495	3927	3599	3252	2743	2951	4855	2426	1713	2480
F' [N]	27916	28498	5085	3930	3433	3147	2843	2398	2580	4450	2224	1570	2273
F'' [N]	12184	12438	2219	2182	1906	1747	1579	1332	1432	1942	970	685	992
M_o [Nm]	3071	3135	966,1	707,3	652,3	613,6	611,3	566	902,9	1637	1001	722,1	1773
f [m]	0,11	0,11	0,19	0,18	0,19	0,195	0,215	0,236	0,35	0,368	0,45	0,46	0,78
σ_o [MPa]	223,6	228,2	237,4	222,1	248,5	233,8	232,9	215,7	273,3	267,4	298,4	215,3	289,6
σ_{DOV} [MPa]	240	240	251	251	262	270	279	290	292	305	306	310	314

Tabulka 19: Namáhání rozváděcích lopatek

3.4.5 Výpočet průměru rotoru

Rotor je namáhán krutem od přenášeného krouťícího momentu. Průměr rotoru d je průměr pod ložisky. Použité dovolené napětí v tahu σ_{DOV} je vzato z přílohy 4 a je již zmenšeno o součinitel bezpečnosti při zkratu generátoru. Tento součinitel je běžně volen okolo 8.

Krouťící moment:

$$M_k = \frac{60 \cdot P_{celk}}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [Nmm] \quad (116)$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \quad [mm^3] \quad (117)$$

Průměr rotoru:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \leq \tau_{Dk} \quad [mm] \quad (118)$$

Dovolené napětí v krutu:

$$\tau_{Dk} = 0,6 \cdot \sigma_{DOV} \quad [MPa] \quad (119)$$

k_r	[-]	1,1
M_k	[Nmm]	674544593
W_k	[mm ³]	13532607
d	[mm]	410
τ_k	[MPa]	49,8
τ_{Dk}	[MPa]	54
σ_{DOV}	[MPa]	90

Tabulka 20: Výpočet průměru rotoru

3.5 Dimenze potrubí

Pro návrh podélného řezu turbíny je nutné znát průměry vstupního potrubí a potrubí odběrů.

Při výpočtu se vychází z jednoduché rovnice kontinuity:

$$\phi D = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot w \cdot n}} \quad [mm], \quad (120)$$

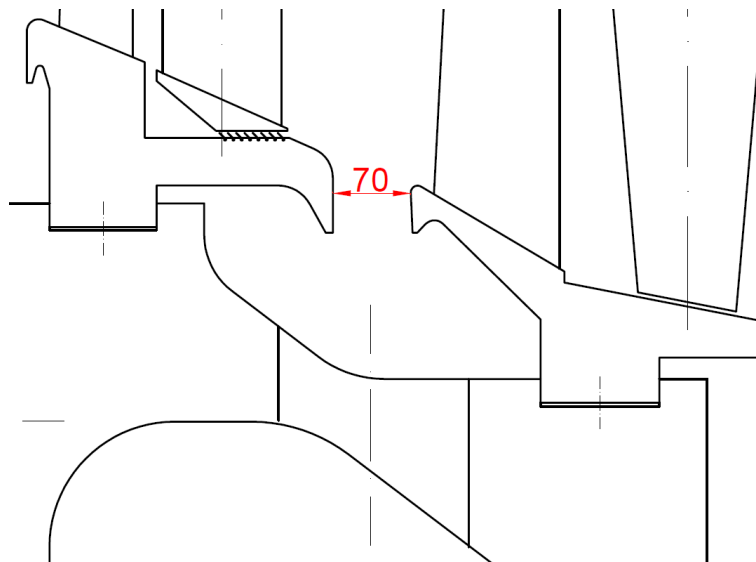
kde n je počet použitých potrubí a ostatní proměnné plynou z tepelného schématu a výpočtu průtočné části turbíny.

Výjimkou je hmotnostní průtok vstupním potrubím. Podle parciálnosti prvního stupně byl určen maximální hmotnostní průtok jedním vstupním potrubím. Při dýzové regulaci protéká každým potrubím jiné množství páry, které je závislé na způsobu rozdělení vstupní komory do skupin. Maximální množství protéká potrubím pro čtvrtou skupinu, a to $m = 115,2 \text{ kg/s}$.

Potrubí	Vstup	Proc. odběr a NN	Odběr NTO
\dot{m} [kg/s]	115,2	142,6	13,15
w [m/s]	60	50	55
ρ [kg/m ³]	25,63	2,83	0,72
ϕD [mm]	300	2x800	650

Tabulka 21: Rozměry potrubí

Dalším kontrolovaným místem je mezera mezi rozváděcími koly 10. a 11. stupně, kde musí být dostatečný průřez pro průtok topné páry do NTO. Šířka této mezery je 70 mm .



Obrázek 10: Mezera mezi RK pro NTO páru

3.6 Bilance výkonu

K určení účinností a výkonů turbíny se vychází z *kapitol 2.1 a 3.1.4*, ve kterých byl spočítán tepelný cyklus a výkon turbíny s termodynamickou účinností. Elektrický výkon na svorkách generátoru je snížený o mechanickou účinnost a účinnost generátoru.

Tepelná účinnost cyklu η je podílem získaného elektrického výkonu P_G a tepla přivedeného v kotli Q_{pr} . Tato účinnost dosahuje pouze **29,62%** ze dvou důvodů. Prvním je skutečnost, že se z turbíny odvádí velké množství tepelného výkonu procesním odběrem Q_{heat} . Druhým důvodem je absence vyspělejšího regeneračního systému, který se zde skládá pouze z odplyňovaku a jednoho nízkotlakého ohříváku.

Účinnost zahrnující tepelný výkon turbíny η_{total} je poměrem součtu získaných výkonů, jak elektrického P_G , tak tepelného Q_{heat} , a tepla přivedeného do cyklu Q_{pr} . Tato celková tepelná účinnost dosahuje **67,6%**.

Souhrn hodnot, které charakterizují navržený tepelný cyklus s parní turbínou je v *tabulce 22*.

Použité vztahy

Přivedené teplo:

$$Q_{pr} = m_1 \cdot (i_1 - i_{NV}) \quad [kW] \quad (121)$$

Elektrický výkon na svorkách generátoru:

$$P_G = P_{V1} \cdot \eta_m \cdot \eta_G \quad [kW] \quad (122)$$

Tepelná účinnost cyklu η :

$$\eta = \frac{P_G}{Q_{pr}} \cdot 100 \quad (123)$$

Tepelný výkon turbíny:

$$Q_{heat} = m_{O2} \cdot (i_{O2} - i_{O3}) \quad [kW] \quad (124)$$

Tepelná účinnost cyklu η_{total} :

$$\eta_{total} = \frac{P_G + Q_{heat}}{Q_{pr}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (125)$$

i_1	[kJ/kg]	3356,9
i_{NV}	[kJ/kg]	603,2
\dot{m}_1	[kg/s]	277,78
$Q_{př}$	[kW]	764938
η_{TD}	[%]	90,42
P_{V1}	[kW]	231179
η_m	[%]	99,5
η_G	[%]	98,5
P_G	[kW]	226573
η	[%]	29,62
i_{O2}	[kJ/kg]	2754,9
i_{O3}	[kJ/kg]	376,9
\dot{m}_{O2}	[kg/s]	122,2
Q_{heat}	[kW]	290646
η_{total}	[%]	67,6

Tabulka 22: Bilance výkonů a účinnosti turbíny

Výkon turbíny P_G ukazuje, že navržená turbína má schopnost generovat elektrický výkon přibližně 220MW podle zadání. Předložený návrh turbíny je však ve stadiu *basic designu* a k přesnému určení získaného elektrického výkonu by bylo třeba mnoha dalších podrobných výpočtů. Tato studie má však za úkol prověřit možnosti výroby takového zařízení a neklade si za cíl dosažení nejlepší možné účinnosti, jelikož toto ani není možné bez použití postupů a výpočtů, které by vedly k prozrazení know-how.

4 NENÁVRHOVÉ PROVOZY

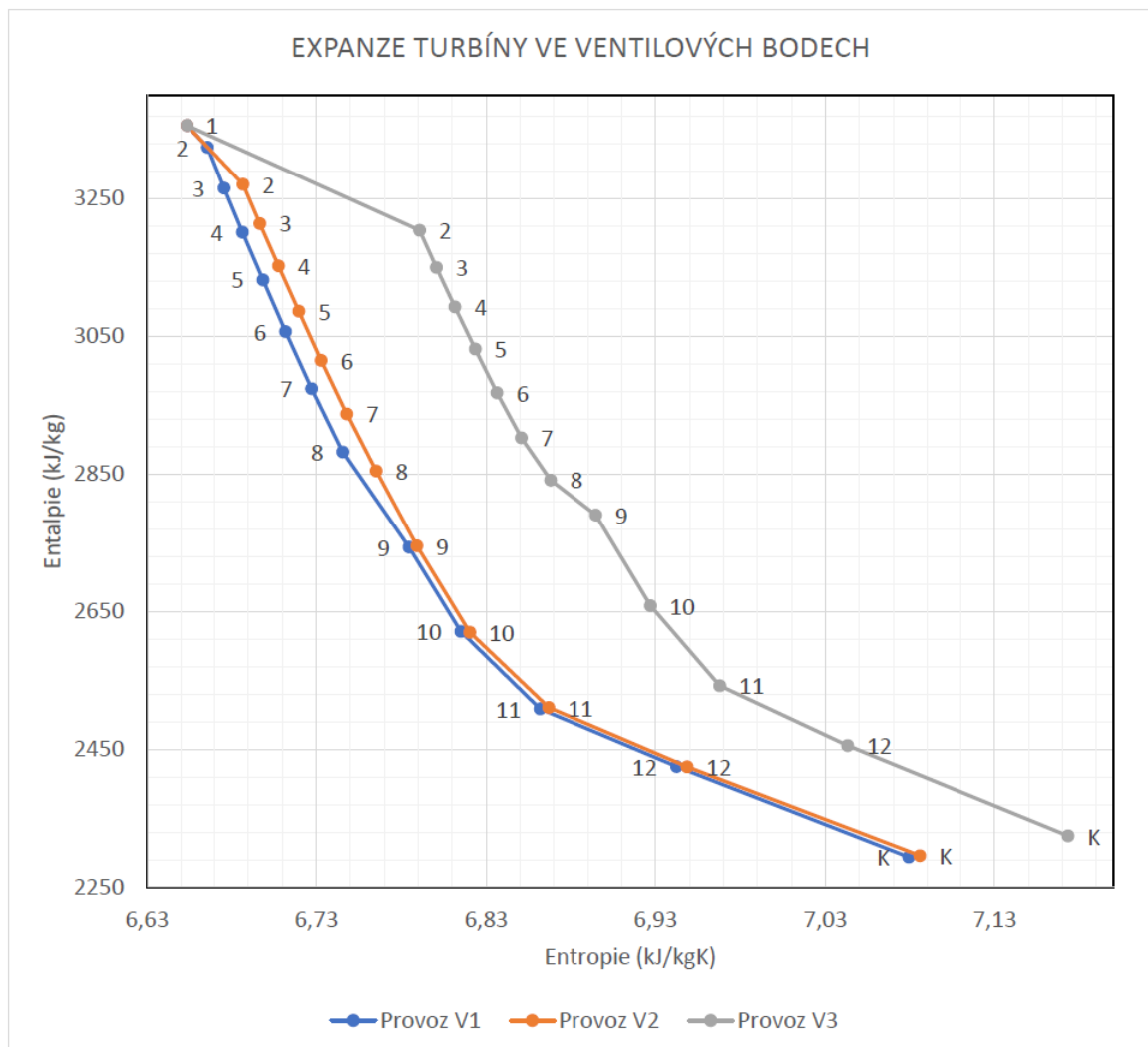
Pro tvorbu bilančních schémat všech ventilových bodů turbíny je třeba znát přepočítané parametry pro snížený průtok páry. Změna průtoku páry ovlivňuje tlaky před a za stupni. Tyto tlaky jsou přepočítané dle následujícího vztahu a uvedené v *tabulce 23*.

$$\left(\frac{m_1}{m_0}\right)^2 = \frac{T_{10}}{T_0} \cdot \left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}\right) \quad (126)$$

Rozdíl tlakových spádů jednotlivých stupňů od návrhového stavu ovlivňuje jejich účinnost a tím i výslednou termodynamickou účinnost parní turbíny.

Účinnost provozu V1: $\eta_{TDV1} = 90,42\%$
 Účinnost provozu V2: $\eta_{TDV2} = 90,29\%$
 Účinnost provozu V3: $\eta_{TDV3} = 86,07\%$

V *grafu 7* je možno vidět vliv účinnosti na změny entropií a entalpií páry během expanze.



Graf 7: Expanze v i-s diagramu

Stupně		1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
V1	\dot{m} [kg/s]	138,89	138,89	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	135,19	135,19	122,04	122,04
	p_2 [MPa]	7,351	7,315	5,902	4,636	3,531	2,587	1,793	1,155	0,530	0,250	0,113	0,054	0,015
V2	\dot{m} [kg/s]	111,11	111,11	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	222,22	132,60	132,60	119,84	119,84
	p_2 [MPa]	5,889	5,859	4,731	3,721	2,841	2,091	1,466	0,972	0,530	0,245	0,111	0,053	0,015
V3	\dot{m} [kg/s]	69,45	69,45	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	138,89	129,41	129,41	117,17	117,17
	p_2 [MPa]	3,701	3,683	2,982	2,358	1,818	1,364	0,996	0,722	0,530	0,239	0,109	0,052	0,015

Tabulka 23: Změna tlaků při nenávrhových provozech

Tabulka 24 je souhrnem elektrických a tepelných výkonů turbíny napříč zadanými provozmi. Tepelné výkony do jisté míry závisí na zvolených parametrech páry na výstupu z procesního spotřebiče.

P_{V1}	[kW]	231179
P_{V2}	[kW]	196223
P_{V3}	[kW]	138843
Q_{V1heat}	[kW]	290646
Q_{V2heat}	[kW]	175048
Q_{V3heat}	[kW]	0

Tabulka 24: Souhrn výkonů turbíny

Výsledky přepočtu tepelného cyklu pro nenávrhové provozní jsou společně s návrhovým provozem uvedeny v příložených tepelných schématech (přílohy 7 až 9).

5 MKP ANALÝZA VNITŘNÍHO TĚLESA

Metoda konečných prvků (MKP) je metodou přibližného řešení napětí ově deformační úlohy. Ta je tvořena 15 parciálními diferenciálními rovnicemi, které popisují závislost mezi deformacemi, napětími a vnějším zatížením. Řešitelnost diferenciálních rovnic je zajištěna diskretizací kontinua na výpočetní síť, kde už je možné využít převedení problému na soustavu lineárních algebraických rovnic a hledané hodnoty napětí nebo deformací jsou výsledkem aproximace funkcí na výpočetní síti.

Výhodou této metody je schopnost řešit komplexní úlohy, které nemohou být vyřešeny analyticky. Jedním z takových případů je pevnostní analýza vnitřního tělesa parní turbíny namáhaného teplotně, vnějšími silami a přetlakem.

Potřeba provést tuto analýzu plyne ze skutečnosti, že navržené vnitřní těleso není konceptem ověřeným praxí. Provozní podmínky této přední části turbíny jsou neobvyklé a na hraně běžně používaných parametrů. Dýzová regulace má špatný dopad na způsob namáhání, jelikož při minimálním provozu vznikají velké tlakové a teplotní rozdíly na regulačním stupni. Právě tyto rozdíly působí na vnitřní a vnější část vnitřního tělesa.

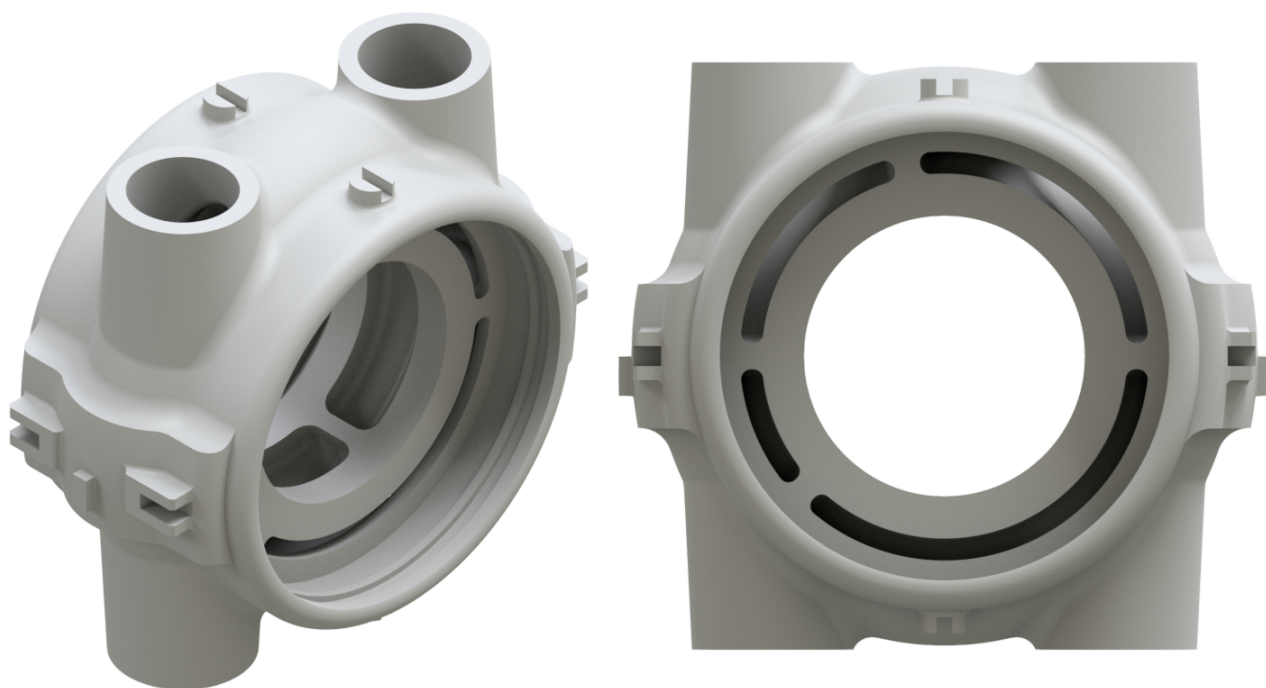
Vyhodnocení namáhání je inspirováno normou PNAE G 7-002-86 [3], která popisuje pevnostní výpočty zařízení a potrubí pro jaderné elektrárny. Napětí vybraných kritických míst tělesa jsou linearizována po přímce. Zjištěná napětí jsou poté kategorizována a vyhodnocena způsobem navrhovaným normou.

Úloha je vypracována v softwaru ANSYS za použití modulů *Static Structural* a *Steady-State Thermal*.

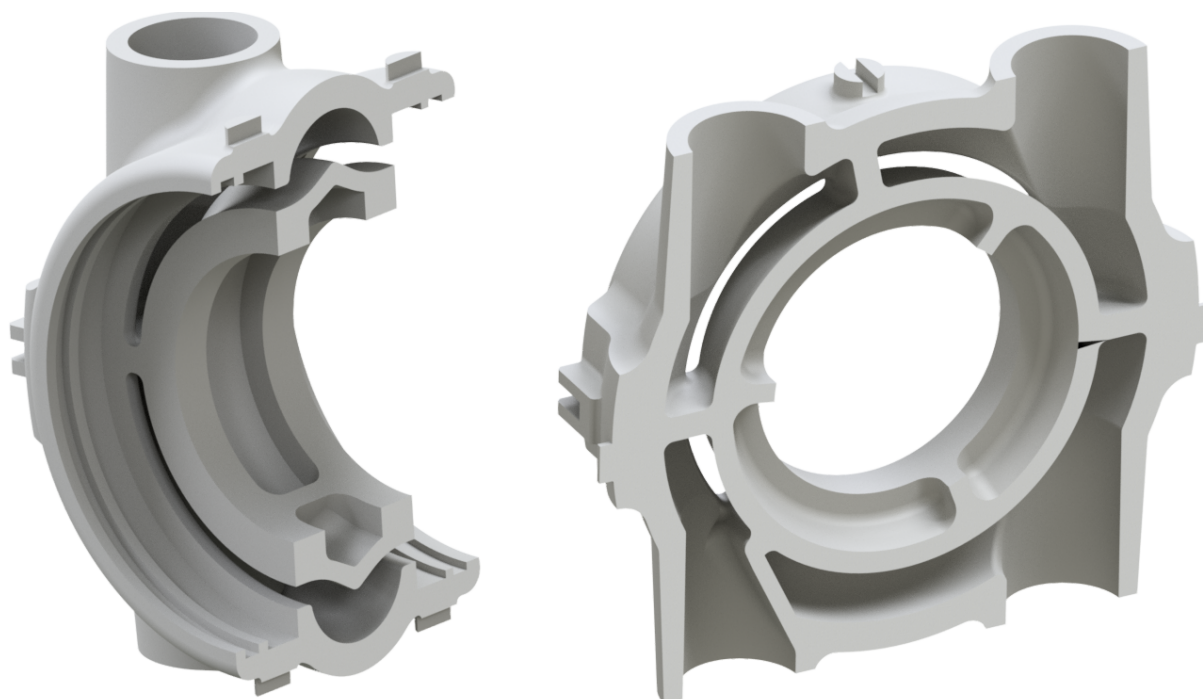
5.1 Geometrie

Jelikož není úloha osově, ani jinak symetrická, musí být použit plný 3D model vnitřního tělesa. Geometrie je vytvořena z předem připraveného návrhu podélného řezu turbíny v modeláři Autodesk Inventor. Při modelování bylo nutno zohlednit velikosti jednotlivých skupin a jejich umístění vůči horizontální dělicí rovině. Nutným zjednodušením modelu tělesa oproti realitě je jeho spojení v dělicí rovině a zanedbání otvorů v patkách, otvorů pro měření atd. Těleso několikrát prošlo úpravami (vyztužením) na základě výsledků pevnostního výpočtu. Na *obrázcích 11 a 12* je geometrie, která vstupovala přímo do výpočtu. Je možné si všimnout vyztužení třemi žebry na vnitřním průměru tělesa. Přepážky oddělující jednotlivé skupiny bylo nutné v průběhu analýzy zesílit. Prezentované obrázky představují finální verzi modelu navrhovaného vnitřního tělesa.

V příčném řezu tělesa na *obrázku 12* je levý dolní vstupní kanál zalomený. Příslušná skupina je velice malá, jelikož čtvrtá skupina otevírající se na maximální průtočné množství, která s touto skupinou sousedí, zabírá nezvykle velký úhel. Pokud by se toto zalomení ukázalo jako problém z pevnostního hlediska, bylo by třeba změnit parciálnosti a tím přepočítat celý návrh průtočné části turbíny.



Obrázek 11: Model vnitřního tělesa



Obrázek 12: Řezy modelem vnitřního tělesa

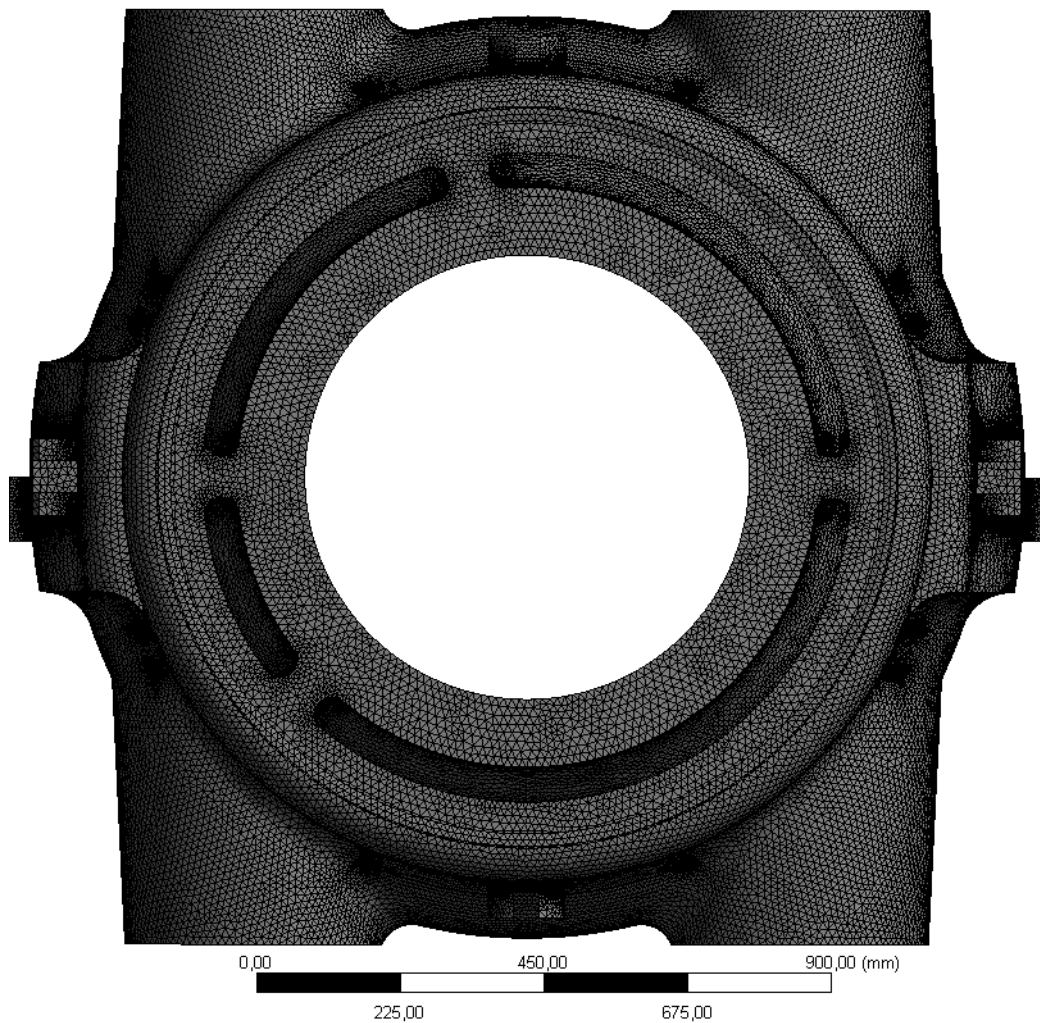
5.2 Výpočetní model

Tato kapitola obsahuje postup výpočtu, předpoklady a zjednodušení, definuje veličiny vstupující do výpočtu a také popisuje použitou výpočetní síť.

Materiál je definován Poissonovým číslem $\mu = 0,3$ a Youngovým modulem pružnosti $E = 1,7 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, který zohledňuje provozní teplotu.

5.2.1 Výpočetní síť

Tvorba sítě proběhla v rámci prostředí *Ansys Workbench*, které používá svého modulu *Mesh*. Pro složitost geometrie je model rozdělen použitím prvků typu čtyřstěn. Parametry sítě jsou korigovány pouze změnami minimální a maximální velikosti ploch čtyřstěnů. Sledování velikostí prvků sítě je žádoucí v místech, kde se předpokládají velké gradienty napětí a deformací. Síť modelu s 5 650 000 prvky o maximální velikosti 15 mm a minimální 1,5 mm je vyobrazena na *obrázku 13*.



Obrázek 13: Výpočetní síť

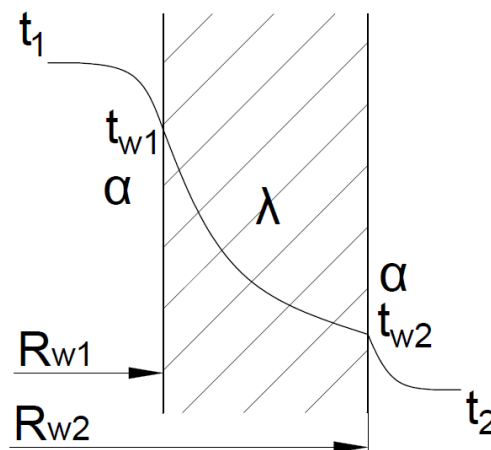
5.2.2 Teplotní pole

Postup výpočtu je rozdělený na dva kroky. Prvním je úloha přestupu tepla, kdy je nutné vypočítat teplotní pole v tělese, které je způsobené rozdílem teplot vstupní páry a páry za prvním stupněm. Při provozu V3 je teplotní rozdíl podle výpočtu průtočné části $\Delta t = 92^\circ C$. Díky koeficientům přestupu tepla mezi párou a stěnou tělesa není teplota páry rovna teplotě příslušné stěny. Využije se rovnice pro přestup tepla válcovou stěnou (127).

$$Q = \frac{2\pi \cdot l \cdot R_{w2} \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{R_{w2}}{R_{w1}} + \frac{R_{w2}}{\lambda} \cdot \ln \frac{R_{w2}}{R_{w1}} + \frac{1}{\alpha}} [W], \quad (127)$$

α je koeficient přestupu tepla získaný CFD analýzou,
 λ je součinitel prostupu tepla v oceli

Ostatní parametry jsou naznačeny v obrázku 14.



Obrázek 14: Přestup tepla

Pro vypočtení teplot na stěnách t_{w1} a t_{w2} se použije získaná hodnota tepla Q a rovnice (128).

$$t_{w1} = - \left(\frac{Q}{2\pi \cdot R_{w2} \cdot \alpha} - t_1 \right) [^\circ C] \quad (128)$$

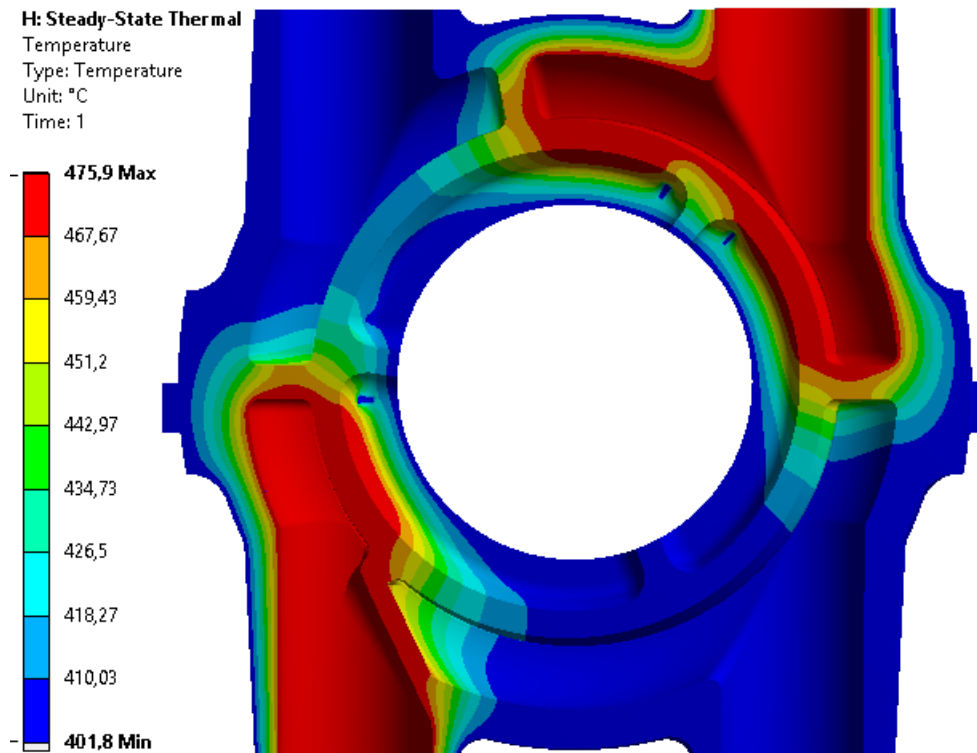
$$t_{w2} = \frac{Q}{2\pi \cdot R_{w2} \cdot \alpha} + t_2 [^\circ C]$$

Teploty na stěnách jsou dále použity jako okrajové podmínky pro výpočet teplotního pole. Výše uvedený analytický výpočet, provedený na zjednodušené geometrii a s konstantním koeficientem přestupu tepla, poskytuje dostatečně přesné výsledky pro potřeby následující pevnostní analýzy. V tabulce 25 jsou shrnuty hodnoty veličin použitých pro výpočet a výsledky.

t_1	[°C]	484,57
t_2	[°C]	393,18
λ	[W/mK]	60
R_{w1}	[m]	0,577
R_{w2}	[m]	0,634
α	[W/m ² K]	2700
L	[m]	0,413
Q	[W]	84813,16
t_{w1}	[°C]	475,91
t_{w2}	[°C]	401,84

Tabulka 25: Výpočet přestupu tepla

Výsledkem modulu *Steady-State Thermal* je teplotní pole (obr. 15), které vnáší do materiálu napětí a je použito jako vstup pro statickou pevnostní analýzu.



Obrázek 15: Teplotní pole vnitřního tělesa

5.2.3 Pevnostní analýza

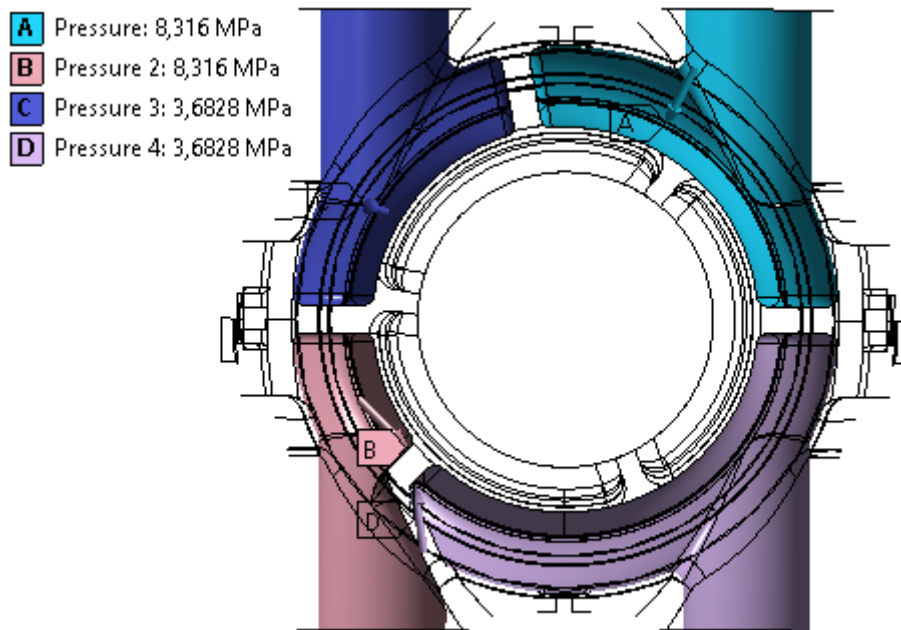
Provedená pevnostní analýza uvažuje ustálený stav tlaků a teplot, které těleso namáhají. Ve skutečném provozu může dojít a dochází k řadě jevů, které provozní podmínky zhorší. Například regulační ventily mohou generovat rázové vlny, které způsobí tlakové pulzy ve vstupním ústrojí. Působící tlaky a síly mají ve skutečnosti dynamický charakter, ale tyto vlivy se zanedbávají a nepředpokládá se, že budou významně ovlivňovat namáhání vnitřního tělesa.

Podmínky teplotní

Teplotní pole figuruje ve výpočtu jako vstup z teplotní analýzy uvedené v kapitole 5.2.2.

Podmínky silové

Na těleso působí tlaky korespondující s výpočtem průtočné části uvedené v tabulce 5. Uvnitř dvou operujících skupin působí tlak $p_1 = 8,316 \text{ MPa}$, na ostatní plochy působí tlak $p_2 = 3,6828 \text{ MPa}$ (obr. 16).



Obrázek 16: Tlaky ve skupinách

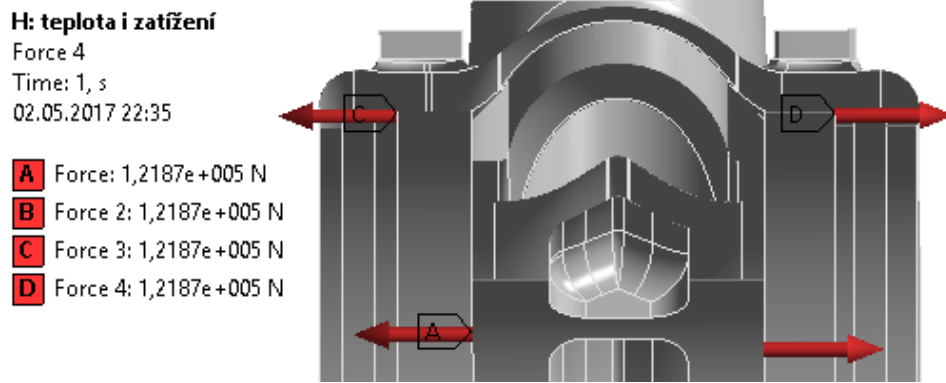
Síla způsobená přetlakem na rozváděcím kole je přenášena na vnitřní těleso ve dvou místech. Na spodním věnci RK přes šrouby, které upevňují RK k vnitřnímu tělesu, a na horním věnci přes plochu, o kterou se rozváděcí kolo opírá. Rozdělení této síly je zjednodušeně předpokládáné půl na půl. Tabulka 26 uvádí hodnoty použité pro výpočet síly.

- D_1 je patní průměr rozváděcí lopatky,
- D_2 je špičkový průměr rozváděcí lopatky,
- p_1 je tlak před RK,
- p_2 je tlak za RK,
- Δp je přetlak na RK,
- S je plocha, na kterou působí přetlak,
- F je síla působící na vnitřní těleso.

D_1	[mm]	912,5
D_2	[mm]	1022,5
p_1	[MPa]	8,316
p_2	[MPa]	3,6828
Δp	[MPa]	4,6332
S	[mm ²]	52609
F	[N]	243748
$F/2$	[N]	121874

Síla $F/2 = 121874 \text{ N}$ je na vnitřní těleso aplikována na každé straně tělesa dvakrát, jelikož vzniká v obou rozváděcích kolech (obr. 17). Tato síla je ekvivalentem docela malého měrného tlaku na velké ploše a navíc nepůsobí v oblastech s koncentratory napětí, takže se dá předpokládat malý vliv na celkové namáhání tělesa.

Tabulka 26: Síla působící na vnitřní těleso

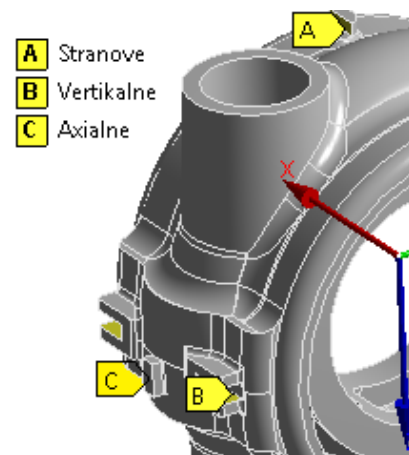


Obrázek 17: Aplikované síly

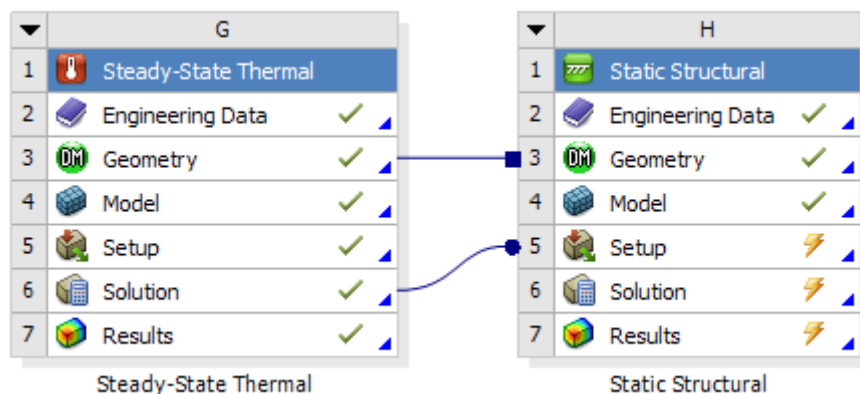
Podmínky posunutí

Za účelem dosažení reálného chování zatíženého tělesa a řešitelnosti úlohy musejí být do výpočtu vneseny okrajové podmínky nulových posunutí v místech uložení vnitřního tělesa ve vnějším tělese. Vnitřní těleso je uloženo na 4 patkách ve vertikálním směru, 2 pery v axiálním směru a 4 čepy stranově. Plochy tělesa jsou v těchto místech zavazbené nulovým posunutím v příslušném směru (*obr. 18*).

Tímto jsou shrnuta všechna potřebná nastavení preprocesoru v obou modulech prostředí Workbench (*obr. 19*) a výsledkem běhu řešiče jsou napěťová a deformační pole, jejichž příklady jsou na *obrázcích 20 a 21*. Deformace tělesa již dále řešena nebudou, proto je třeba zmínit, že maximální celková deformace je dle výpočtu 0,289 mm, která se považuje za přijatelnou.



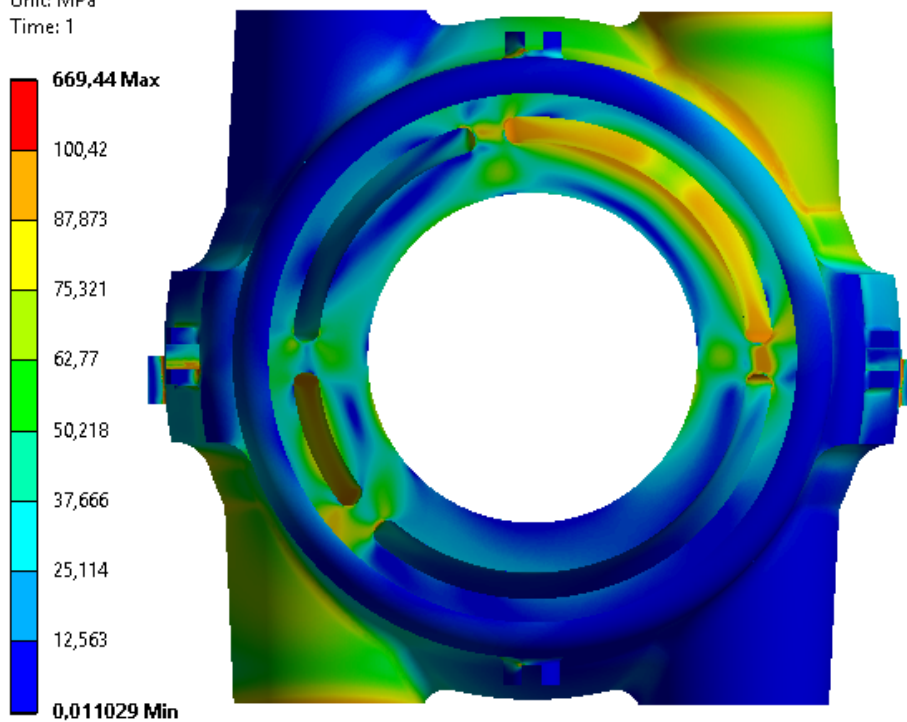
Obrázek 18: Nulová posunutí



Obrázek 19: Použité moduly

H: Static Structural

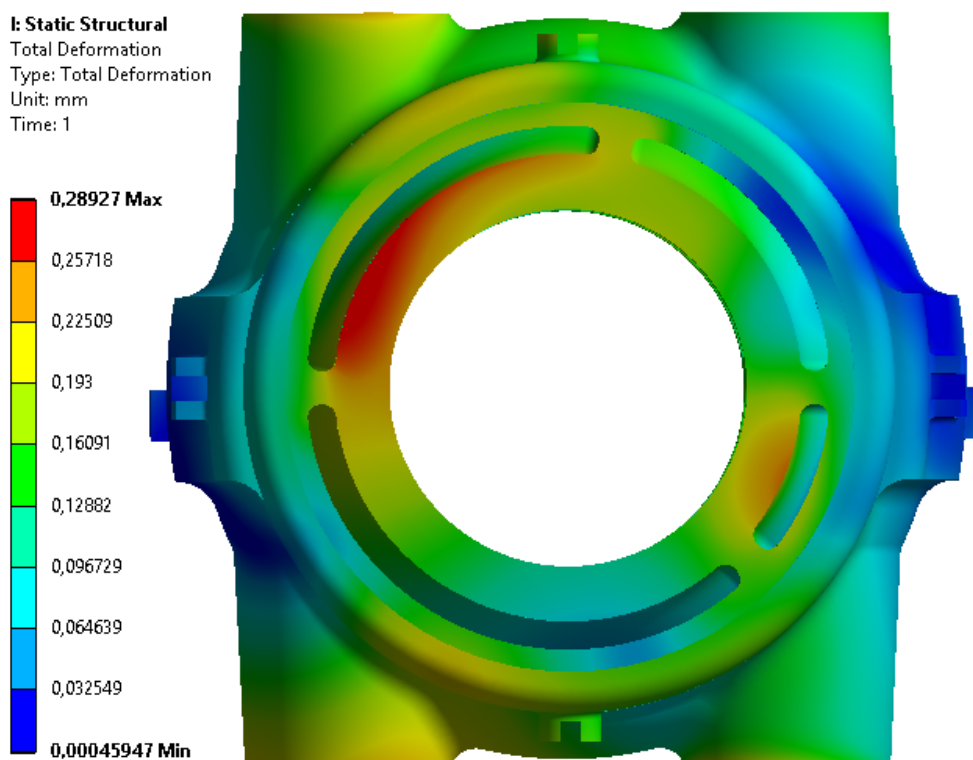
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



Obrázek 20: Napěťové pole vnitřního tělesa

I: Static Structural

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1



Obrázek 21: Deformační pole vnitřního tělesa

5.3 Vyhodnocení

Výpočet namáhání vnitřního tělesa používá čistě elastický model materiálu. Zohlednění elasto-plastické odezvy materiálu při vyhodnocení popisuje norma PNAE G 7-002-86 použitím kategorizace druhů napětí. Dovolené namáhání materiálu by mělo být závislé na umístění a rozložení tohoto napětí v konstrukci a na typu zatížení. Myšlenku, která stojí za tímto způsobem vyhodnocení, popisuje p. Voldřich [4, str. 25]:

Pro objasnění myšlenky kategorizace napětí porovnejme průměrné napětí a deformaci ve stěně tlakové nádoby s napětím a deformací v kořeni ostrého vrubu ve stěně. Uvažujme takový vnitřní tlak média, který vyvolá průměrné obvodové napětí ve stěně větší než je mez kluzu. Kdyby neexistovalo deformační zpevnění materiálu, stěna tlakové nádoby se zeslabí, zvětší svůj průměr a následně praskne. Průměrné napětí od vnitřního přetlaku tedy musí být vždy pod mezí kluzu. Situace pro kořen vrubu je na druhé straně rozdílná. Materiál se zde dostane do plastického stavu pro mnohem nižší tlak média, než který je potřebný k popsanému prasknutí stěny. Překročení meze kluzu ve vrubu je dokonale bezpečné tak dlouho, dokud je materiál tažný a dokud počet zátěžových cyklů je takový, že nevznikne únavová trhлина.

5.3.1 Kategorie napětí

Primární napětí jsou způsobená vnějším zatížením a vyrovnávají vnější a vnitřní síly a momenty pro zachování rovnováhy tělesa. Tato napětí se rozdělují na prostá a lokální, membránová, ohybová.

Sekundární napětí vzniká omezením od sousedního materiálu nebo samoomezením konstrukce.

σ_{mL} - **prostá membránová napětí** jsou primární napětí působící kolmo k uvažovanému řezu a rovnají se průměrné hodnotě napětí v tomto řezu.

σ_{mL} - **místní membránová napětí** jsou výsledkem mechanického zatížení v oblasti nespojivosti tvaru (vrub) a rovnají se součtu prostých membránových a sekundárních membránových napětí.

σ_b - **prostá ohybová napětí** jsou výsledkem působení vnějších sil a mění se lineárně v uvažovaném řezu.

σ_{bL} - **místní ohybová napětí** vznikají součtem prostých ohybových napětí a sekundárních napětí, která jsou výsledkem působení druhotných sil od mechanických zatížení.

σ_{TL} - **místní teplotní napětí** jsou vyvolána nerovnoměrným teplotním polem nebo v důsledku rozdílných koeficientů teplotní roztažnosti sousedících materiálů.

Celkové napětí je součtem všech vyskytujících se primárních a sekundárních napětí.

Pro vyhodnocení pevnostních kritérií se použijí dvě následně uvedené skupiny kategorií redukovaných napětí. Kritéria pevnosti pro ostatní skupiny uvedené v normě PNAE [3] jsou bezpečně splněna.

$(\sigma)_1$ - skupina redukovaných napětí určená membránovými napětími (σ_m).

$(\sigma)_2$ - skupina redukovaných napětí určená membránovými a ohybovými napětími ($\sigma_m + \sigma_b$).

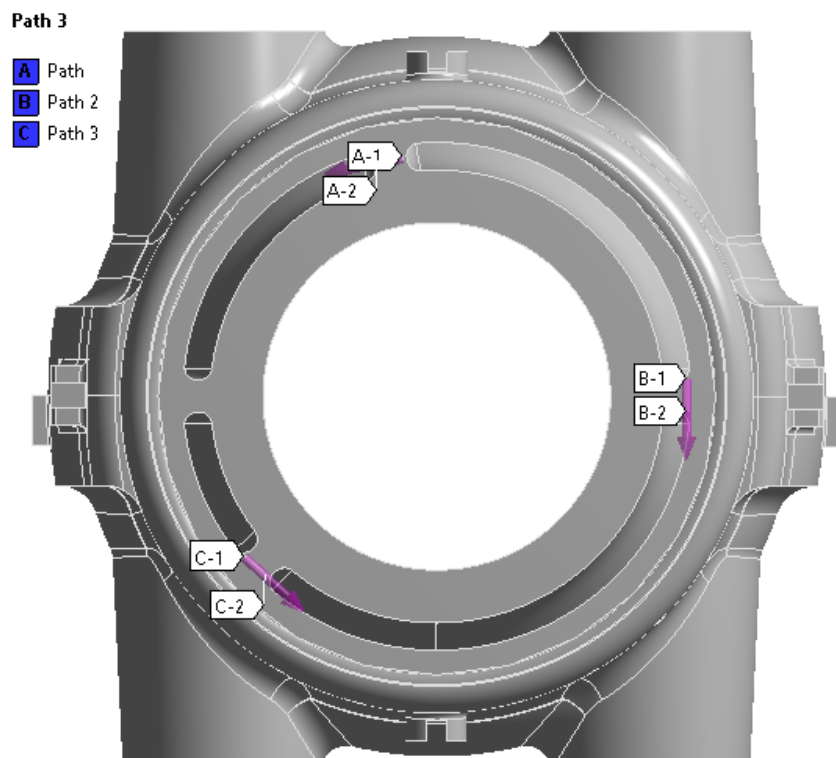
Vyhodnocení je provedeno podle následujících kritérií:

$$(\sigma)_1 \leq [\sigma],$$

$$(\sigma)_2 \leq 1,3 \cdot [\sigma], \text{ kde } [\sigma] \text{ je dovolené napětí materiálu.}$$

5.3.2 Vybraná kontrolní místa

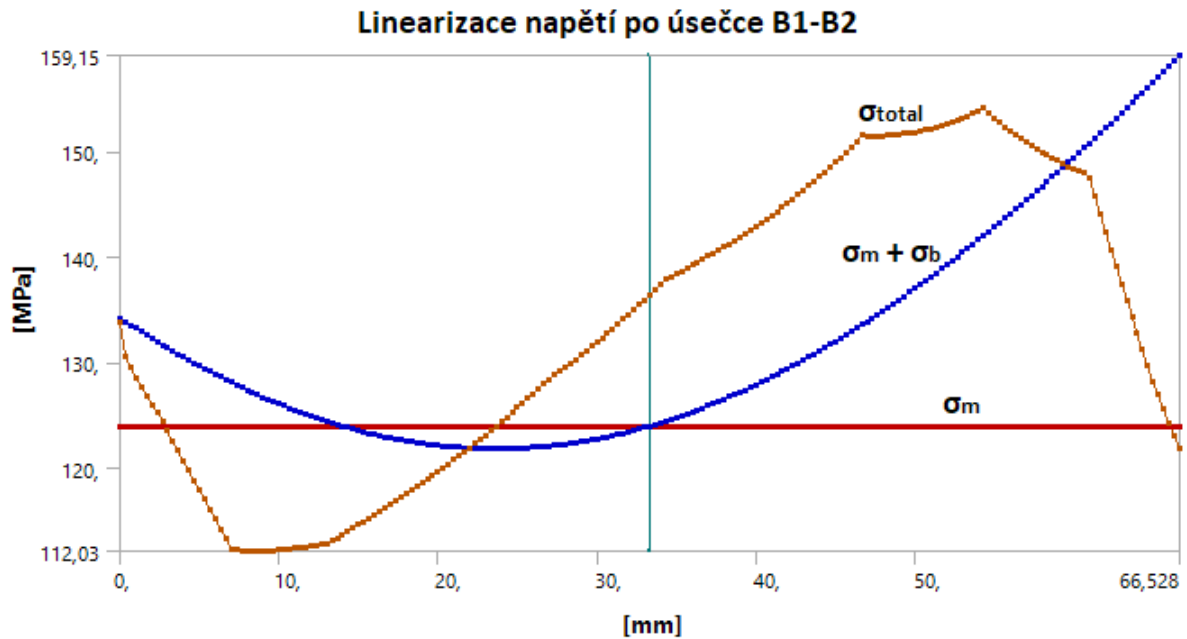
Kontrolní úsečky procházejí místy s nejvyššími hodnotami redukovaného napětí, obvykle koncentrátoři napětí. Příklad výběru těchto úseček je na *obrázku 22*.



Obrázek 22: Kontrolní místa vnitřního tělesa

Linearizací napětí na příslušných úsečkách pomocí příkazu *Linearized Equivalent Stress* je dosaženo rozdělení napětí do jednotlivých kategorií. Výsledkem linearizace jsou grafy popisující průběh typů napětí podél kontrolovaného místa. Hodnota membránového napětí σ_m a maximální hodnota součtu membránového a ohybového napětí $\sigma_m + \sigma_b$ každého řezu byla

dále použita pro posouzení splnění pevnostních kritérií. Příklad průběhu napětí v jednom z uvažovaných řezů je v *grafu 8*.



Graf 8: Linearizované napětí po úsečce B1-B2

5.3.3 Vyhodnocení kritérií

Dovolené napětí $[\sigma] = 125 \text{ MPa}$ materiálu 42 2747.6 při teplotě $t \approx 475 \text{ }^\circ\text{C}$ je porovnáno s maximálními hodnotami napětí v uvedených řezech v *tabulce 27*.

Místo	$(\sigma)_1$	$[\sigma]$	$(\sigma)_2$	$1,3[\sigma]$
A1-A2	85,646	125	94,416	162,5
B1-B2	123,93	125	159,15	162,5
C1-C2	106,14	125	109,33	162,5

Tabulka 27: Vyhodnocení pevnosti vnitřního tělesa

Namáhání vnitřního tělesa v žádném kontrolovaném místě nepřekračuje mez dovoleného namáhání a představený návrh tělesa je tedy schopný provozu v daných podmínkách. Jako pokračování pevnostní analýzy by bylo vhodné řešit nízkocyklovou únavu.

6 CFD ANALÝZA TLAKOVÉ ZTRÁTY

Computational Fluid Dynamics (CFD) je numerická metoda řešení proudění tekutin, přestupu tepla a hmoty nebo průběhu chemických reakcí. Základní přístup k řešení je obdobný jako u předem popsané MKP. Narozdíl od ní však pracuje s parciálními diferenciálními rovnicemi popisujícími chování tekutin. Mezi ně patří Navier-Stokesova rovnice, rovnice kontinuity, energetická rovnice a rovnice turbulence. K jejich řešení se ve většině případů, i v použitém CFX řešiči, využívá metody konečných objemů (MKO).

Jelikož se proud páry, který projde levým A kolem, otáčí a proudí mezi vnitřním a vnějším tělesem, aby se následně připojil k hlavnímu proudu, je nutné počítat s tlakovou ztrátou tohoto přeproudění. Ztráta závisí na délce a geometrii kanálu a vlastnostech proudění. Geometrii kanálu nelze bez přijetí výrazně zjednodušujících předpokladů převést na rovinnou úlohu, a proto je zde s výhodou využito metody CFD a 3D modelu kanálu.

V kapitole 3.1.4 byla tlaková ztráta zvolena 0,5 % a úkolem této kapitoly je blíže popsat problematiku proudění u otočených proudů páry v parní turbíně a porovnat výsledky analýzy s dříve zvolenou hodnotou.

Úloha je vypracována v softwaru ANSYS za použití modulu CFX.

6.1 Popis úlohy

Skutečností je, že proudění za regulačním stupněm je silně nestacionární a jeho charakter se velice mění s provozem turbíny. Reálné proudění je závislé na parciálnosti a průtok páry není ani při jmenovitém výkonu rovnoměrný po průřezu kanálu. Rotace oběžných lopatek generuje nestacionární proudové pole, které se intenzivně mění a ovlivňuje průběh veličin v celém kanálu.

Skutečná tlaková ztráta levého proudu ovlivňuje rozdělení hmotnostního průtoku páry mezi oba regulační stupně, které díky ní není rovnoměrné.

Jelikož není v silách dostupné výpočetní techniky zvládnout takto komplexní a časově proměnný problém řešit, je pro účely simulace zavedeno několik zjednodušení:

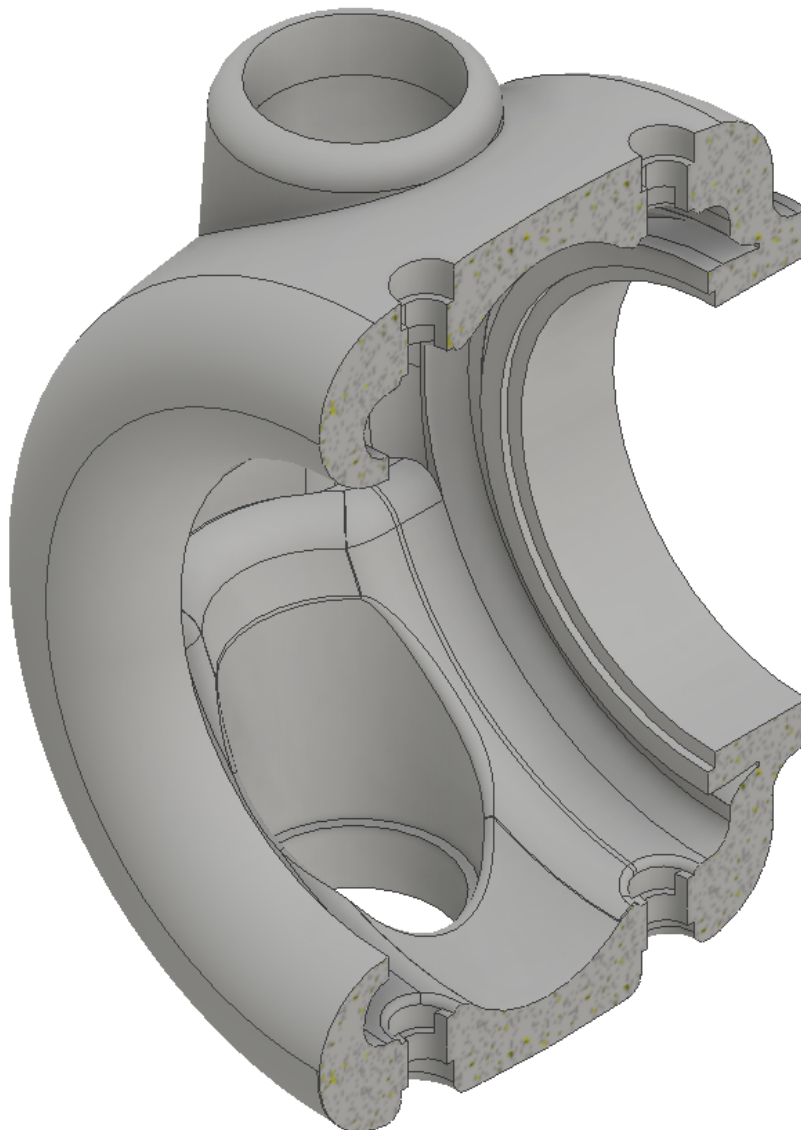
- úloha je stacionární
- průtok páry je rovnoměrně rozdělený mezi oba regulační stupně
- úloha je modelována pro případ maximálního provozu, tedy průtok páry je po průřezu kanálu konstantní
- adiabatické stěny

Tato zjednodušení by neměla výrazně ovlivnit výpočtem zjištěné tlaky ani rychlosti a pro vytvoření uceleného pohledu na problematiku by bylo nutné provést velmi složité a finančně náročné experimentální měření.

6.2 Geometrie

Geometrie kanálu se odvíjí od přiloženého podélného řezu parní turbíny, který byl upravován i na základě výsledků prvních CFD simulací. Hlavní úpravou bylo zvětšování vzdálenosti mezi vnitřním a vnějším tělesem za účelem odstranění zbytečného škrčení páry. Nejmenší průtočný průřez je v rovině která prochází osou vstupních potrubí.

Tvorba geometrie začíná vymodelováním sestavy vnitřního a vnějšího tělesa, která spolu ohraničují průtočný kanál přeproudění. Vzniklý prostor je poté vyplněn v *DesignModeleru* a tvoří model použitý pro simulaci (obr. 23). Dodatečnou úpravou je prodloužení vstupních i výstupních části kanálu o cca 150 mm kvůli ustálení proudu.



Obrázek 23: Řez geometrií kanálu

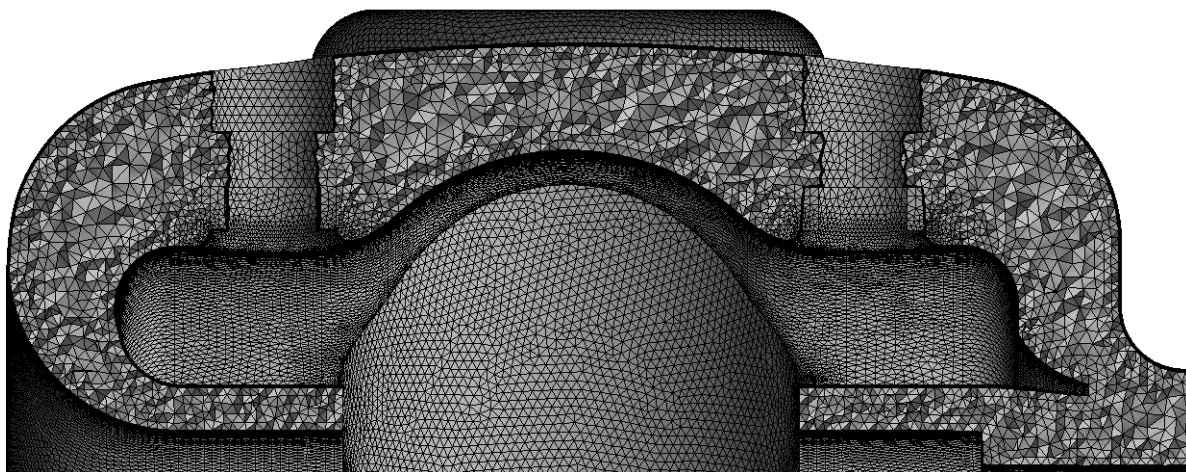
Aplikování vstupní okrajové podmínky definující tečnou složku rychlosti, která má za úkol simulovat roztočení proudu oběžnou lopatkovou řadou, znemožnilo použití symetrie a pro výpočet musí být použit plný 3D model.

6.3 Výpočetní model

Tato kapitole obsahuje tvorbu výpočetní sítě, definici použitého materiálu, definování okrajových podmínek, nastavení řešiče a popis průběhu konvergence výpočtu.

6.3.1 Výpočetní síť

Síť je vytvořena ve stejném modulu jako u pevnostní analýzy, *Mesh*, a je primárně tvořena čtyřstěny, které při dostatečně malé velikosti prvku dosahují podobné přesnosti výsledků jako šestistěny. Pro vytvoření mezní vrstvy jsou použity prizmatické prvky. Velikost a počet buněk mezní vrstvy je volena tak, aby se dosáhlo přijatelné velikosti parametru y^+ , což je bezrozměrná vzdálenost od stěny. Rychlostní profil u stěny je během výpočtu modelován automatickou funkcí, jelikož vystihnutí gradientu rychlosti v laminární podvrstvě by vyžadovalo výrazně jemnější výpočetní síť. Průměrná hodnota parametru y^+ sítě uvedené na obrázku 24 je 90.



Obrázek 24: Výpočetní síť CFD

Vytvořená síť má 14 901 000 buněk, maximální velikost buňky 9 mm, 14 buněk v mezní vrstvě a celkovou tloušťku mezní vrstvy 2,5 mm.

6.3.2 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky úlohy jsou určeny materiálovými vlastnostmi média a definováním charakteru proudění na vstupu a výstupu. Mají významný vliv na stabilitu výpočtu a konvergenci, která je ukazatelem přesnosti výpočtu.

Proudící médium je definováno jako přehřátá pára s vlastnostmi načtenými z tabulek IAPWS IF97, které má program CFX k dispozici.

Okrajové podmínky proudění na vstupu a výstupu mají co nejlépe vystihovat reálný případ a zároveň umožnit řešitelnost a dobrou konvergenci výpočtu. Dostupné informace o proudění z návrhu průtočné části jsou průtočná množství, teploty a tlaky před a za stupni. Geometrie

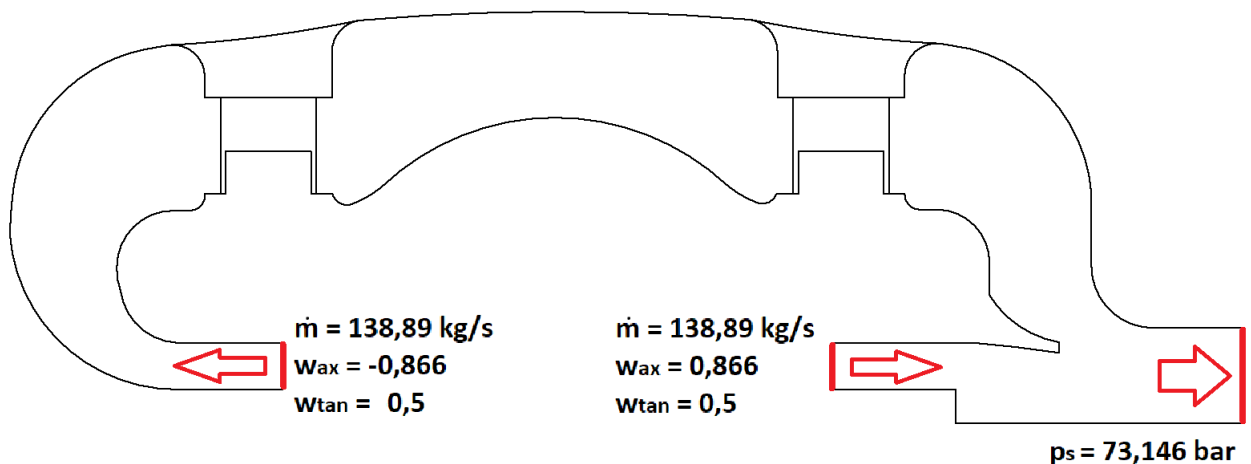
kanálu začíná na výstupu z regulačních stupňů a končí vstupem do 2. stupně turbíny. Výpočet průtočné části uvažuje celý tento kanál jako jeden bod a pro ten existuje pouze jedna hodnota tlaku. Jedinou další informací je tlaková ztráta, která říká, že tlak na výstupu z levého regulačního stupně je o 0,5 % vyšší než na výstupu z pravého regulačního stupně. Tlaková ztráta v návrhu průtočné části je voleným parametrem, a proto s ní nemůže být při stanovení okrajových podmínek nijak nakládáno, nýbrž by měla být výsledkem této analýzy.

Jedním ze zásadních problémů transformace modelu výpočtu průtočné části představeného v kapitole 3.1.1 na model analýzy tlakové ztráty či na reálný stav je skutečnost, že výpočet průtočné části nerozlišuje statický a celkový tlak. Tlaky, se kterými se pracuje ve výpočtu průtočné části, jsou určeny jako statické. Tlaková ztráta je tedy uvažována jako rozdíl statických tlaků, což je v rozporu s metodami zjišťování tlakových ztrát, které jsou založené na vyhodnocení celkových tlaků a případně jejich dynamických složek. Tlakový spád konající práci v turbíně je také ve skutečnosti určený celkovými tlaky.

Z dostupných znalostí plynou zvolené okrajové podmínky na vstupu a výstupu. Dobrou robustnost výpočtu zajišťuje podmínka průtočného množství $m = 138,89 \text{ kg/s}$ na obou vstupech a průměrného statického tlaku $p_s = 73,146 \text{ bar}$ na výstupu. Statická teplota média $t_s = 466 \text{ }^\circ\text{C}$ se rovná teplotě na výstupu z regulačních stupňů vypočítané v návrhu průtočné části.

Přesnější popis proudění zajišťuje aplikace normálové i tečné složky rychlosti na vstupech. Tečná složka rychlosti je způsobena roztočením proudu na výstupu z oběžné lopatkové řady. Jelikož jsou na vstupy aplikované podmínky průtoku, bylo roztočení proudu vloženo bezrozměrnými složkami $w_{ax} = \pm 0,866$ a $w_{tan} = 0,5$. Tyto složky jsou sinem a cosinem výstupního úhlu α_2 z kapitoly 3.3.1.

Znázornění použitých okrajových podmínek je na obrázku 25.



Obrázek 25: Okrajové podmínky na vstupu a výstupu

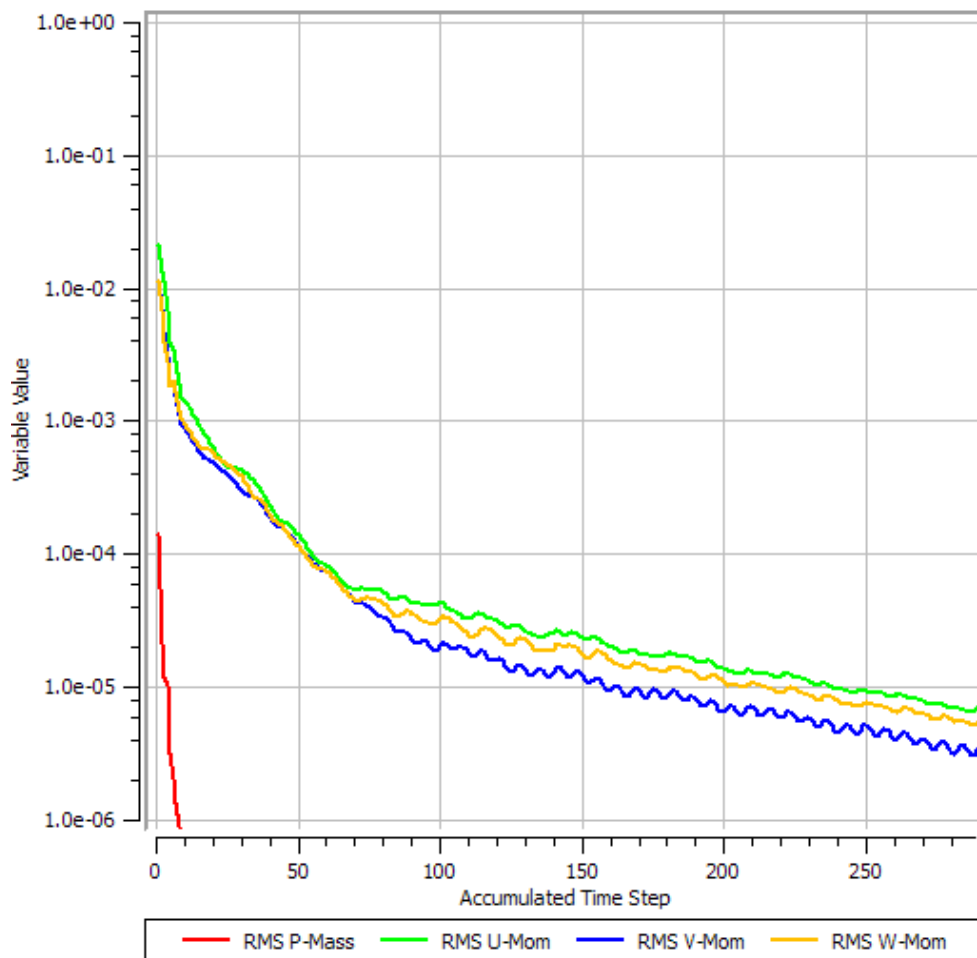
6.3.3 Nastavení řešiče

Základním atributem, který je potřeba řešiči specifikovat je turbulentní model. Turbulentní modely se liší v počtu použitých rovnic, tedy výpočetní náročnosti, a ve schopnosti popisovat různé typy proudění. Pro tuto analýzu byl zvolen model $k - \omega SST$, jelikož je vhodný pro popis odtržení mezní vrstvy a je inženýrským standardem. Advekční schéma, které určuje způsob diskretizace použitých rovnic, bylo zvoleno *Upwind* a zajistilo potřebnou konvergenci výpočtu.

6.3.4 Průběh výpočtu

Konvergenci výpočtu sledují tzv. *rezidua*. Ty vyjadřují míru změny sledované proměnné mezi dvěma iteracemi v každé buňce. Čím jsou rezidua nižší, tím více je výpočet přesnější. Vyjádření konvergence je možno provést jedním parametrem u každé proměnné pro celou síť pomocí střední kvadratické odchylky (RMS) reziduí ve všech buňkách.

Výpočet byl zastaven po 290 iteracích a dosažení RMS (Root Mean Square) reziduí hybnosti menší než 10^{-5} . Průběh jednoho z provedených výpočtů je na *obrázku 26*.

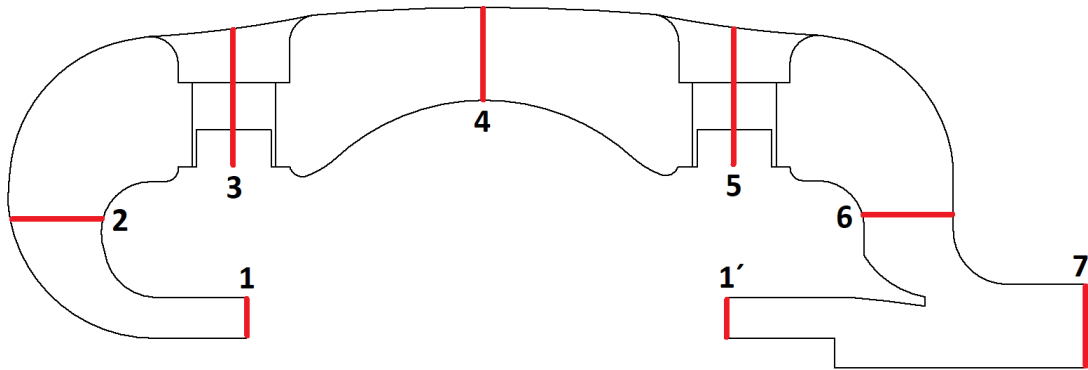


Obrázek 26: Průběh reziduí hybnosti

6.4 Vyhodnocení

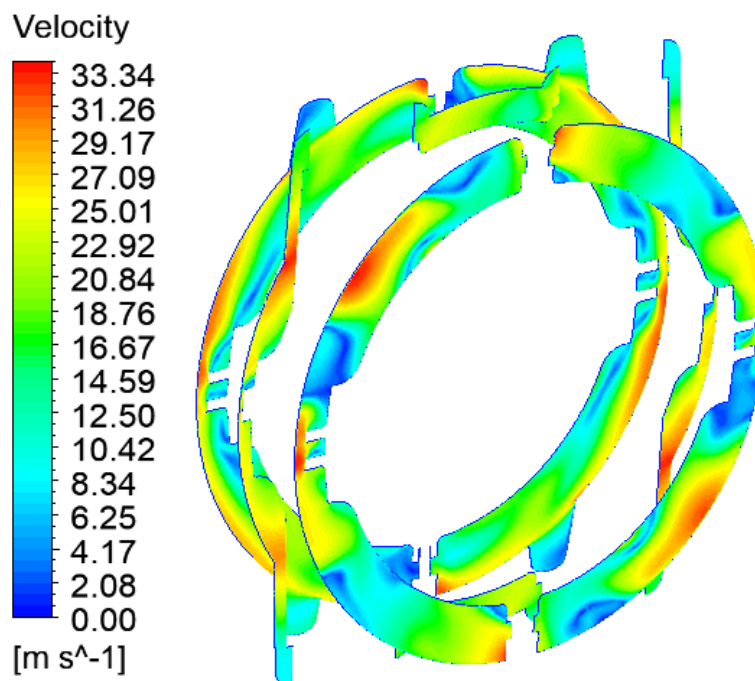
Obecnou informaci o stavu proudění páry mezi vnitřním a vnějším tělesem dávají barevná pole rychlostí a statických a celkových tlaků v řezu kanálu, která jsou uvedena v příloze 10.

Pro následující vyhodnocení a popis proudění se využije řezů označených v obrázku 27.



Obrázek 27: Značení řezů kanálu

Tlaková ztráta je způsobená disipací kinetické energie proudu, která se mění v tepelnou energii. Disipace je vzájemné tření částic média o různých rychlostech. Nejvýznamnějšími oblastmi, které se podílejí na tlakové ztrátě, jsou tedy mezní vrstvy, úplavy způsobené překážkami a v tomto případě i míchání dvou proudů za řezem 6. Úplavy za vstupy páry a prvky uložení tělesa generují nerovnoměrné rychlostní pole, které je graficky znázorněno v řezech 3, 4 a 5 na obrázku 28.

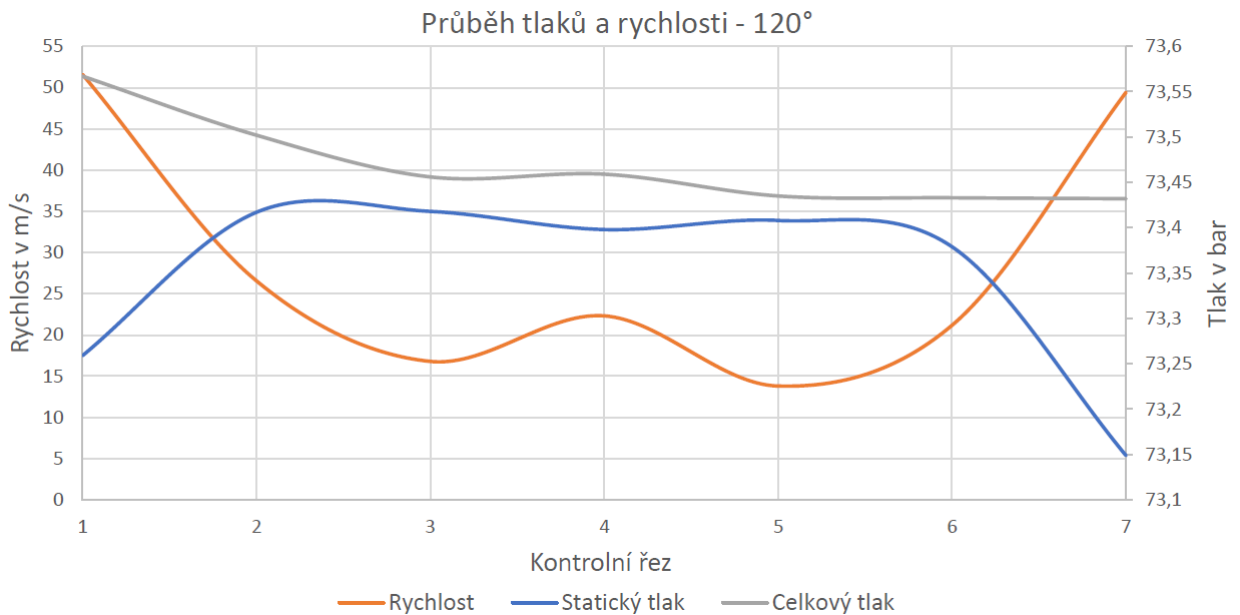


Obrázek 28: Rychlostní pole v řezech 3, 4 a 5

Pro detailnější představu o změnách stavu proudění podél kanálu je nutné zjistit průměrné hodnoty tlaků a rychlosti v jednotlivých řezech (obr. 27). Hodnoty, které jsou výsledkem z post processingového programu *CFD-Post* jsou vypsány v tabulce 28 a vykresleny pro delší kanál do grafu 9.

Řez			1	1'	2	3	4	5	6	7
Statický tlak	p_s	[bar]	73,259	73,252	73,417	73,418	73,398	73,408	73,379	73,149
Rychlost	w	[m/s]	51,59	51,604	26,567	16,797	22,315	13,811	21,174	49,411
Celkový tlak	p_c	[bar]	73,567	73,559	73,502	73,456	73,459	73,435	73,433	73,432

Tabulka 28: Průběh veličin podél kanálu



Graf 9: Průběh veličin pro výstupní úhel 120°

Vyhodnocení tlakové ztráty v delším kanálu se provádí pomocí součinitele tlakové ztráty ξ_c (rov. 129). Ten vyjadřuje úbytek celkového tlaku p_c vztažený na velikost dynamické složky tlaku p_d . Dynamická složka je rozdíl celkového a statického tlaku p_s .

$$\xi_c = \frac{p_{1c} - p_{7c}}{p_{1d}} \quad [-] \quad (129)$$

$$p_{1d} = p_{1c} - p_{1s} \quad [bar]$$

Méně standardní, avšak praktické vyjádření součinitele tlakové ztráty ξ_s je úbytkem statického tlaku.

$$\xi_s = \frac{p_{1s} - p_{7s}}{p_{1d}} \quad [-] \quad (130)$$

Aby bylo možné porovnat výsledky simulace s dříve zvolenou tlakovou ztrátou, vyhodnocuje se pokles tlaků (rov. 131).

$$\Delta p_c = p_{1c} - p_{7c} \quad [bar] \quad (131)$$

$$\Delta p_s = p_{1s} - p_{7s} \quad [bar]$$

Jelikož je zájmem zjistit nejen tlakovou ztrátu přeprouděním, ale i tlakovou ztrátu mezi pravým regulačním stupněm a druhým stupněm, aplikují se vztahy 129 až 131 i mezi řezy 1' a 7. Shrnutí tlakových ztrát a rozdílů tlaků obsahuje *tabulka 29*.

Řezy		Výstupní úhel 120°			
		1 - 7		1' - 7	
ξ_c	[-]	0,438		0,414	
ξ_s	[-]	0,357		0,336	
Δp_c	[bar]	0,135	0,184%	0,127	0,173%
Δp_s	[bar]	0,11	0,150%	0,103	0,141%

Tabulka 29: Tlakové ztráty

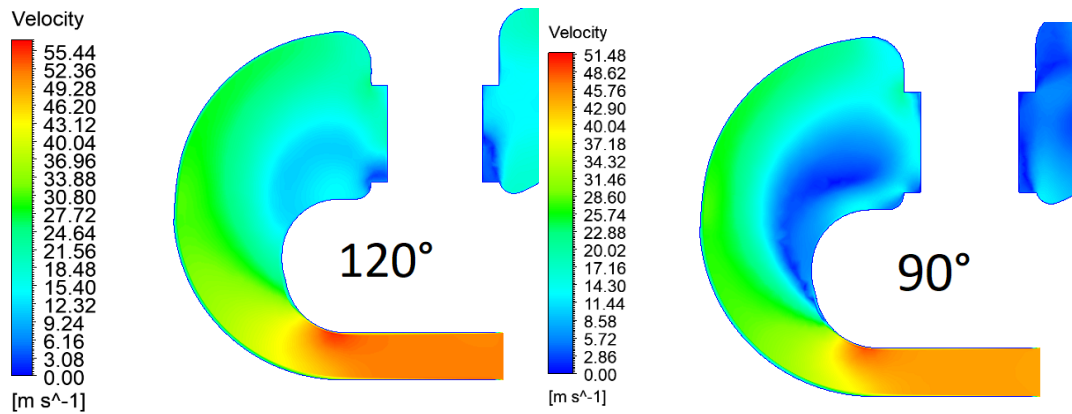
Z tabulky je patrný malý rozdíl tlakových ztrát mezi přeprouděním (1-7) a přímým proudem (1'-7). Tento výsledek naznačuje, že oblast generující největší tlakovou ztrátu je spojení obou proudů. Výsledkem je nezanedbatelná tlaková ztráta přímého proudu mezi pravým regulačním stupněm a druhým stupněm turbíny. Pokles tlaků Δp_c a Δp_s v procentech je menší, než odhadovaná tlaková ztráta uvažovaná ve výpočtu v kapitole 3.1.4. Čili odhad tlakové ztráty lze považovat za pesimistický a ten vytváří případnou výkonovou rezervu pro detailní výpočet turbíny, pokud by byl proveden. Na druhou stranu je simulace provedena s určitými zjednodušeními a také není v základním návrhu uvažováno se ztrátou mezi pravým regulačním stupněm a druhým stupněm, která by snížila využitelný spád pravého A kola.

Dosud uvedené výsledky platí pro výstupní úhel z mříže oběžných lopatek 120°. Během provozu se však tento úhel mění společně se zatížením stupňů, a proto je předmětem dalšího zkoumání vliv rotace proudu na tlakovou ztrátu. Pro tyto potřeby byla provedena další simulace, tentokrát s neroztočeným proudem. Výstupní úhel je 90° a proud je na vstupní plochy kolmý. Porovnání tlakových ztrát obou simulací je uvedeno v *tabulce 30*.

Řezy		Výstupní úhel 120°				Výstupní úhel 90°			
		1 - 7		1' - 7		1 - 7		1' - 7	
ξ_c	[-]	0,438		0,414		0,545		0,385	
ξ_s	[-]	0,357		0,336		0,550		0,390	
Δp_c	[bar]	0,135	0,184%	0,127	0,173%	0,126	0,171%	0,089	0,121%
Δp_s	[bar]	0,11	0,150%	0,103	0,141%	0,127	0,173%	0,090	0,123%

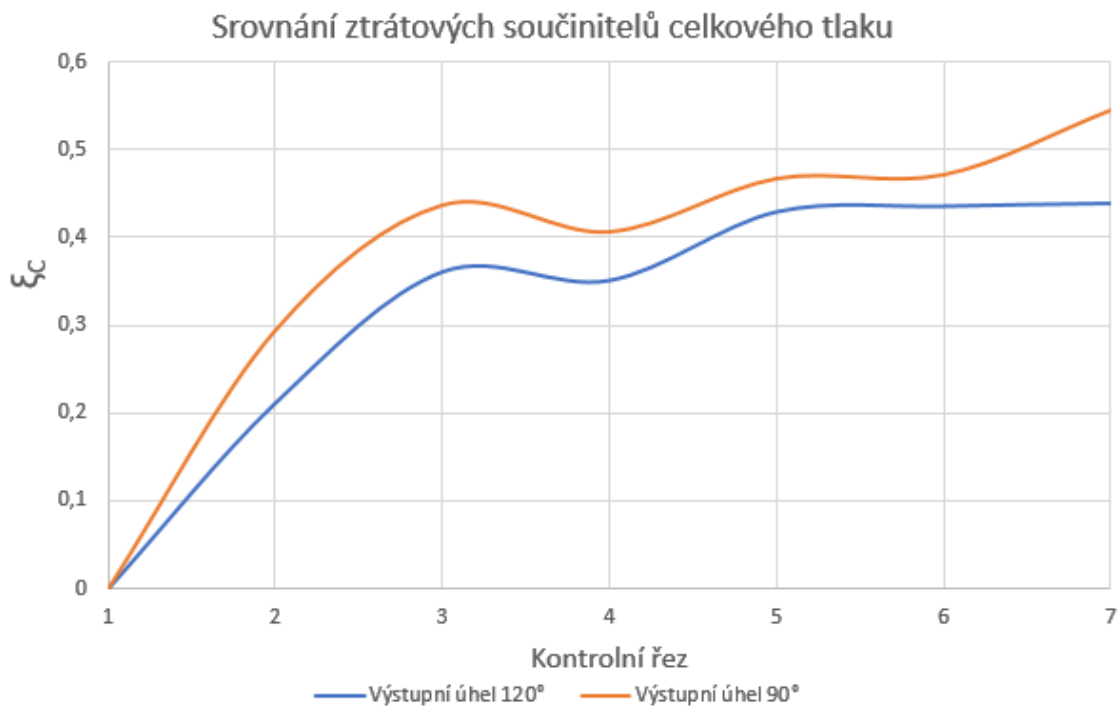
Tabulka 30: Porovnání tlakových ztrát pro výstupní úhly 120° a 90°

Na první pohled je vidět, že rozdíl ztrátových součinitelů mezi řezy 1-7 a 1'-7 pro výstupní úhel 90° je výrazně větší než u roztočeného proudu. Nárůst tlakové ztráty mezi řezy 1-7 u simulace s výstupním úhlem 90° je způsoben zvýšenými ztrátami v dlouhém kanálu. Největší změna se odehrává mezi řezy 2 a 3, kde dochází k otočení proudu. Proud bez roztočení tvoří větší úplav, jelikož dochází dříve k nestabilitě mezní vrstvy a k jejímu odtržení. Pozitivního vlivu rotace proudu na zmenšení tlakových ztrát se využívá například u regulačních ventilů parních turbín, kde je pára před vstupem pod hlavní kuželku roztočena a tím se minimalizují ztráty odtržením v difuzoru. Znázornění rozdílů ve velikosti úplavů je na obrázku 29.



Obrázek 29: Rozdíl v poloze odtržení mezní vrstvy

K finálnímu porovnání ztrát celkových tlaků u roztočeného a neroztočeného proudu slouží *graf 10*. Na vertikální osu je vynesena ztrátový součinitel celkového tlaku. Tímto způsobem lze přímo porovnat ztráty celkových tlaků, jelikož je hodnota ztrátového součinitele vztažena na dynamický tlak a tím je odstraněn rozdíl celkových tlaků mezi oběma variantami, které způsobuje rozdílná rychlost.



Graf 10: Srovnání ztrátových součinitelů celkového tlaku mezi variantami 120° a 90°

I když je absolutní pokles celkového tlaku u roztočeného proudu větší, ztrátový součinitel je nižší. Nesouměr způsobuje právě rozdílná rychlost proudění. Z grafu je jasně vidět, že roztočený proud podél kanálu snižuje ztrátu, protože nevznikají tak velké úplavy jako u přímého proudu.

7 DYNAMICKÉ CHOVÁNÍ ROTOROVÉ SOUSTAVY

Dynamické chování rotorové soustavy ovlivňuje provozní vlastnosti celé turbíny. Při nerespektování vlastních frekvencí rotoru může dojít až k destrukci celé turbíny vlivem rezonance u špatně tlumených soustav, v lepším případě k poškození ložisek či ucpávek. K určení tzv. kritických otáček rotoru, otáček shodných s vlastní frekvencí soustavy, se používá modální analýza. Ta je založena na hledání vlastních čísel pohybové rovnice, která je tvořena maticemi hmotností \mathbf{M} , tlumení \mathbf{K} , tuhostí \mathbf{C} a gyroskopických účinků \mathbf{G} a vektory zobecněných posuvů \mathbf{q} (rov. 132).

$$\mathbf{M}\mathbf{q}'' + (\mathbf{B} + \omega\mathbf{G})\mathbf{q}' + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (132)$$

Řešením této diferenciální rovnice jsou komplexní vlastní čísla λ . Jejich reálná část představuje tlumení a pokud $Re\{\lambda\} < 0$ je soustava stabilní. Kladná reálná část indikuje nestabilní kmitání, při kterém amplituda vibrací neustále narůstá. Imaginární část vlastních čísel je vlastní frekvence kmitání soustavy, která je zakreslena do Campbellova diagramu společně s charakteristikou turbíny. Z Campbellova diagramu je poté možno vyčíst kritické otáčky.

$$\lambda = \lambda_{Re} \pm \lambda_{Im} \quad (133)$$

Poměrný útlum ξ_N je podílem reálné a imaginární části vlastního čísla. Pokud je roven jedné, nazývá se tzv. kritický útlum, při kterém se soustava vrací do rovnovážné polohy bez vykonání kmitu. Pokud je menší než jedna, soustava reaguje na vybuzení kmitáním, které postupně snižuje svoji amplitudu. Pokud je roven nule, jedná se o netlumený kmitavý pohyb.

$$\xi_N = \frac{Re\{\lambda\}}{Im\{\lambda\}} \quad (134)$$

V technické praxi mohou být stroje provozovány dlouhodobě v těsné blízkosti kritických otáček, avšak musí být zajištěno dostatečné tlumení. K vyhodnocení bezpečnosti provozu turbíny je v praxi použito normy ISO 21940-31, která mj. pojednává o pásmech citlivosti soustavy na jednotlivé kritické otáčky. Zde figuruje tzv. *Quality factor* Q_N (rov. 135), který interpretuje právě poměrný útlum.

$$Q_N = \frac{1}{2 \cdot \xi_N} \quad (135)$$

Zjednodušenou úvahou lze říci, že je provoz turbíny bezpečný, pokud se kritické otáčky pohybují $\pm 10\%$ od otáček provozních. Kritické otáčky prvních ohybových tvarů bývají výrazně pod nominálními a mají vliv na tvorbu najížděcího diagramu turbíny. Oblasti okolo kritických otáček je nutno překonat rychlejším trendem nárůstu otáček při najíždění.

7.1 Rotorová soustava

Do vyšetřování kritických otáček je nutno zahrnout i rotor elektrického generátoru, který tvoří s turbínovým rotorem soustavu. Použitý model rotoru generátoru je obdobou skutečného generátoru použitého u parní turbíny podobného výkonu jako v této práci. Data pro vytvoření modelu rotoru generátoru byla poskytnuta společností DŠPW.

Turbínový rotor vychází z podélného řezu turbíny a je pro účely analýzy zjednodušen odstraněním výstupků ucpávek a všech zaoblení.

Rotorová soustava je rozdělena na jednotlivé úseky všude tam, kde dochází ke změně průměru nebo je potřeba aplikovat přídatné hmotnosti a setrvačné momenty. Přídatné hmotnosti a momenty setrvačnosti jsou aproximací oběžných lopatek a dalších prvků soustavy, které nebylo možno modelovat přímo. Hmotnosti a momenty oběžných lopatek jsou vypočítány z již známých rozměrů lopatkování. Jelikož není ve výpočtu ošetřena rozteč lopatek a hmotnost je počítána z geometrie dutého válce, je upravena hodnota hustoty ρ na třetinu hustoty oceli.

Pro výpočet momentu setrvačnosti lopatek je použit vztah popisující setrvačnost hmotného bodu (rov. 136), ve kterém figuruje hmotnost m_{pr} a střední vzdálenost od osy rotace r . Shrnutí hodnot z výpočtu je uvedeno v tabulce 31.

$$J = m_{pr} \cdot r^2 \quad (136)$$

L_{OL}	[m]	0,048	0,048	0,091	0,097	0,106	0,118	0,131	0,149	0,206	0,178	0,242	0,394	0,715
D_1	[m]	0,987	0,987	1,015	1,056	1,106	1,162	1,219	1,291	1,447	1,528	1,679	2,014	2,782
D_2	[m]	0,891	0,891	0,833	0,862	0,894	0,926	0,957	0,993	1,035	1,172	1,195	1,226	1,352
B	[m]	0,090	0,090	0,070	0,074	0,071	0,070	0,082	0,088	0,140	0,122	0,150	0,207	0,316
S	[m ²]	0,0043	0,0043	0,0064	0,0072	0,0075	0,0083	0,0107	0,0131	0,0288	0,0217	0,0363	0,0816	0,2259
ρ_{ek}	[kg/m ³]	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7	2616,7
m_{pr}	[kg]	33,35	33,35	48,38	56,59	61,87	70,89	96,08	123,09	294,22	241,00	428,81	1086,13	3839,12
r	[m]	0,470	0,470	0,462	0,480	0,500	0,522	0,544	0,571	0,621	0,675	0,719	0,810	1,034
J	[kg.m ²]	7,35	7,35	10,33	13,01	15,47	19,32	28,43	40,13	113,28	109,80	221,37	712,61	4100,65

Tabulka 31: Hmotnosti a momenty setrvačnosti oběžných lopatek

Příloha 11 obsahuje informativní 3D model rotorové soustavy, podle kterého je vytvořen výpočetní model.

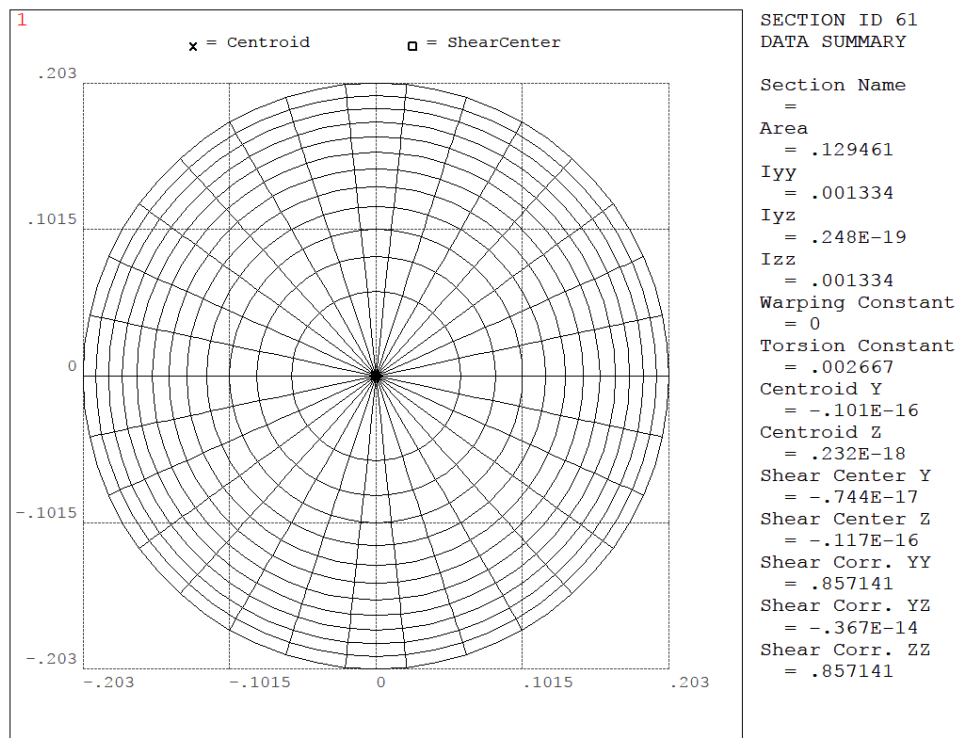
7.2 Výpočetní model

Jelikož celá rotorová soustava sestává z přibližně 70 sekcí a je dlouhá téměř 17 metrů, není možné provést 3D analýzu v prostředí *Ansys Workbench*. Výpočetní síť 3D modelu tvořená prvky typu *Sweep* obsahuje několik set tisíc prvků a čas potřebný pro výpočet přesahuje reálné meze. Stejně uspokojivých výsledků lze dosáhnout modelováním problému pomocí prutových elementů *BEAM188* v programu *Mechanical APDL*. Tento program má velice jednoduché grafické uživatelské rozhraní a umožňuje tvorbu analýzy pomocí příkazů

vytvořených v textovém editoru. Takový zdrojový kód se do řešiče poté pouze importuje a ten bez jakýchkoliv dalších zásahů uživatele vytvoří model, nastavení úlohy a vyřeší problém. Řešení úlohy přes zdrojový kód je výhodné, jelikož má uživatel dobrý přehled o nastavených parametrech výpočtu a může jednoduše upravovat vstupní hodnoty.

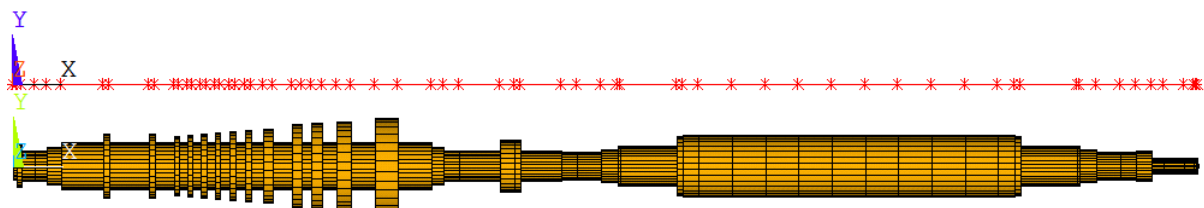
7.2.1 Model rotoru

Model rotoru je tvořen prvky typu *BEAM188*, které jsou definovány průměrem, počáteční a koncovým uzlem a parametry sítě. Rotor je rozdělen do sekcí, kdy každá má jiný průměr prvku a vlastní nastavení sítě. Ukázka řezu jedné ze sekcí je na *obrázku 30*.



Obrázek 30: Ukázka sekce rotoru tvořená prvkem BEAM188

Rotorová soustava je tvořena celkem ze 67 sekcí, které jsou ohraničené uzly. Uzel je místo, ve kterém se mění průměr hřídele či je potřeba přidat hmotnost a moment setrvačnosti. Všechny uzly leží na ose X, která je osou rotace, a jejich rozmístění je ukázáno na *obrázku 31*. Konkrétní souřadnice uzlů (označené *n* jako node) je možné vyčíst ze zdrojového textového souboru připojeného v *příloze 12*. Kromě uzlů je na obrázku také výsledný model rotoru složený z prutových prvků. Isometrický pohled na rotorovou soustavu je v *příloze 13*.



Obrázek 31: Uzly definující jednotlivé prutové prvky

7.2.2 Ložiska

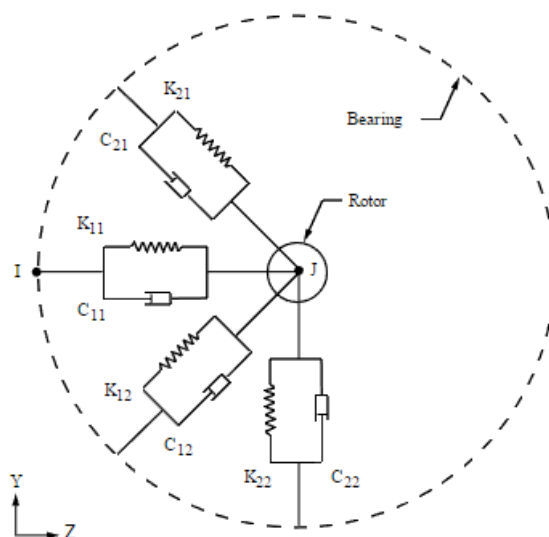
Ložiska vstupují do výpočtu jako prvky COMBI214, které představují rovinná ložiska paralelní s rovinou YZ. Prvek je tvořený dvěma uzly, jeden náleží rotoru a druhý ložisku (*obr. 32*). Mezi těmito uzly jsou vazby tuhosti a tlumení simulující chování ložiska. Uzel **I** je pevný a nemá žádné stupně volnosti. Hodnoty tuhosti a tlumení jsou zadávány pomocí příkazu reálné konstanty podle pořadí

r, 3 , KYY , KZZ , KYZ , KZY , CYY , CZZ , CYZ , CZY s hodnotami:

r, 3 , 4e+9 , 4e+9 , 0 , 0 , 8e+6 , 8e+6 , 0 , 0 pro ložiska turbíny,

r , 4 , 3.5e+9 , 3.5e+9 , 0 , 0 , 6e+6 , 6e+6 , 0 , 0 pro ložiska generátoru.

Tyto hodnoty jsou v praxi získávané výpočtem, do kterého vstupují parametry oleje, vůle v ložiskách či reakce v ložiskách. Pro tuto simulaci byly hodnoty voleny tak, aby respektovaly hodnoty reálných ložisek.



Obrázek 32: Prvek COMBI214 [5]

Jelikož je analýza modelovaná v jedné dimenzi, uzly **I** a **J** leží na sobě, avšak nejsou totožné.

7.2.3 Přidané hmotnosti a momenty setrvačnosti

Přidané hmotnosti a momenty setrvačnosti rotoru parní turbíny jsou uvedeny v *tabulce 31* a představují rotující hmotu oběžných lopatek. Přidané hmotnosti generátoru představují rozložení hmoty vinutí či rotoru ventilátoru a ostatních prvků, které není možno modelovat přímo. Přídavné hmotnosti a setrvačné momenty generátoru byly poskytnuty společností DŠPW a je možné je vyčíst z *přílohy 12*.

Vstup hmotností a momentů setrvačnosti zajišťuje prvek *MASS21* a je vždy vázán ke konkrétnímu uzlu.

7.2.4 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky tvoří podmínky posunutí na uzlech ložisek **I**, které jsou nulové.

Další podmínkou je úhlová rychlost ω_X , která je zadaná v hodnotách 0,1, 104,72, 209,44, 314,16, 376,99 a 471,24 rad/s. Pro každou z těchto rychlostí proběhl výpočet, jelikož z 5 bodů lze sestavit přesnější Campbellův diagram.

7.2.5 Řešič

V analýze je použit QRDAMP řešič pro tlumenou soustavu s aktivovanou volbou pro hledání komplexních módů. Jelikož se jedná o úlohu rotujícího hřídele, působí zde gyroskopické účinky, které jsou zohledněné příkazem CORIOLIS.

7.3 Vyhodnocení

Výsledky modální analýzy jsou vlastní frekvence rotorové soustavy a hodnoty tlumení. Zjištěné vlastní frekvence v závislosti na otáčkách jsou uvedeny v *tabulce 32*.

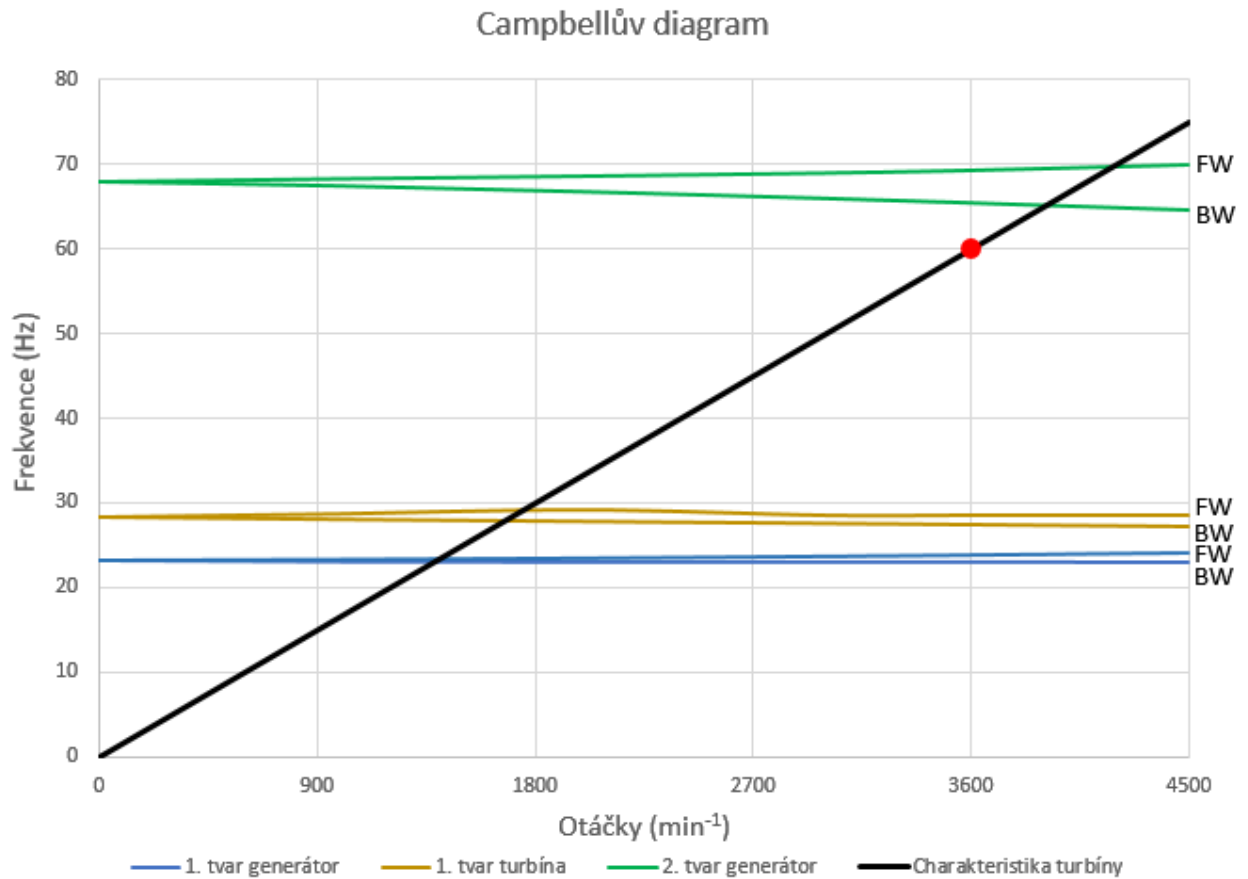
		Otáčky/min	0	1000	2000	3000	3600	4500
ω _N [Hz]	1. tvar G	BW	23,210	23,167	23,153	23,152	23,151	23,143
		FW	23,212	23,299	23,437	23,628	23,764	23,993
	1. tvar T	BW	28,354	28,053	27,780	27,516	27,355	27,105
		FW	28,359	28,719	29,163	28,562	28,562	28,562
	2. tvar G	BW	67,847	67,376	66,719	65,954	65,451	64,646
		FW	67,975	68,311	68,621	68,987	69,299	69,946

Tabulka 32: Vlastní frekvence soustavy

Z této tabulky lze vyčíst vlastní frekvence pro první ohybový tvar turbíny i generátoru a druhý ohybový tvar generátoru. Druhý ohybový tvar turbíny nastává při frekvenci přibližně 80 Hz a není ho potřeba vyhodnocovat. BW - backward whirl znamená směr rotace kmitů při vybuzení opačný než je směr rotace turbíny. FW - forward whirl má směr rotace totožný s rotací hřídele turbíny. Frekvence BW a FW se s narůstajícími otáčkami rozcházejí kvůli gyroskopickým účinkům.

Bodem zájmu jsou vlastní frekvence, které jsou v blízkosti jmenovitých otáček. V tabulce jsou označeny červeně a jejich nebezpečnost bude vyhodnocena.

Pro určení nebezpečných otáček turbíny se vykresluje tzv. Campbellův diagram (*obr. 33*). Ukazuje průběh vlastních frekvencí a charakteristiku turbíny. Jejich průsečíky značí kritické otáčky, při kterých může dojít k rezonanci.



Obrázek 33: Campbellův diagram

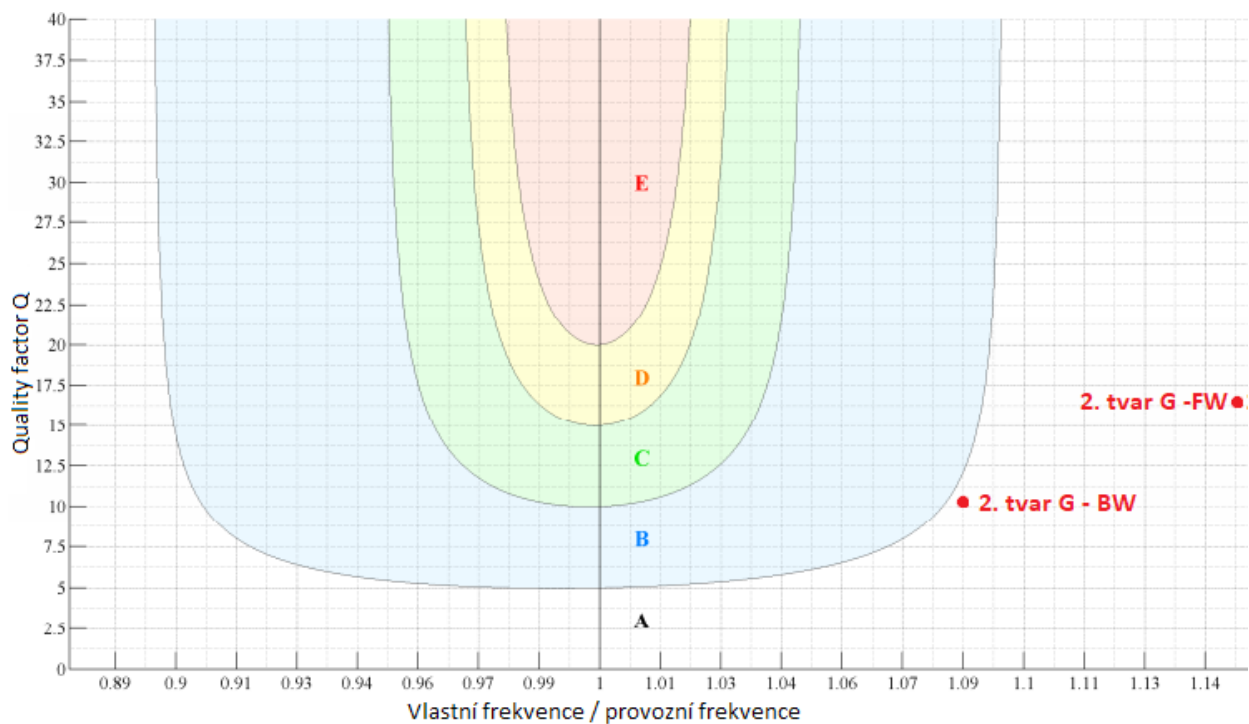
Z diagramu je patrné, že provozní bod turbíny je nejbližší k frekvencím druhého ohybového tvaru generátoru. Vyhodnocení citlivosti soustavy na rezonanční otáčky se provádí dle normy ISO 21940-31. Ta stanoví pásma od A po E a v ideálním stavu je bod představující kritické otáčky v pásmu A.

Za účelem určení nebezpečnosti vlastních frekvencí druhého tvaru generátoru je třeba vyhodnotit *Quality factor* a poměr vlastní frekvence ku provozní frekvenci. Použité vztahy již byly uvedeny na začátku kapitoly 7. Vyhodnocení je v tabulce 33.

Ohybový tvar		2. tvar G - BW	2. tvar G - FW
$\text{Im}(\lambda)=\omega_N$	[Hz]	65,451	69,299
ω_N/ω	[-]	1,09	1,15
$\text{Re}(\lambda)$	[Hz]	-3,09	-2,1
ξ_N	[-]	0,0472	0,0303
Q_N	[-]	10,59	16,50

Tabulka 33: Q factor

Zakreslením získaných hodnot do pásem citlivosti (obr. 34) značí, že obě frekvence leží v pásmu A a turbínu je možné bezpečně provozovat na jmenovitých otáčkách.



Obrázek 34: Vyhodnocení dle ISO 21940-31

Ohybové tvary rotorové soustavy jsou pro lepší představu zobrazeny v příloze 14. Vizualizace tvarů je zajištěna vykreslením drah všech uzlů (orbit).

8 ZÁVĚR

V rámci diplomové práce byla navržena jednotělesová kondenzační parní turbína. Její specifika jsou vysoký hmotnostní průtok páry $1000t/h$, dýzová regulace a jmenovité otáčky $3600min^{-1}$. Vedle elektrického výkonu na svorkách generátoru $226,5MW$ turbína dodává $290,6MW$ tepelného výkonu do procesního odběru, který je regulovaný mezistěnou. Tepelný cyklus pracuje s tepelnou účinností $29,62\%$, která se však v 80% a 50% zvyšuje, jelikož klesá podíl odvedené topné páry do procesního odběru.

Návrh začíná výpočtem parního Rankin-Clausiova cyklu. Regenerace je provedená dle zadání ve dvou stupních, a to nízkotlakým ohřívákem a odplynovákem. Suchost páry za posledním stupněm dosahuje 87% , bylo by proto při konstrukci lopatek vhodné zavést opatření, která zabraňují nadměrné erozi hran lopatek posledního stupně.

Výpočet základních rozměrů průtočné části a lopatkování je proveden na základě běžně používaných analytických výpočtů společně s výpočty empirickými. Při návrhu průtočné části je použito vyhodnocení váženým výkonem. Volba koncepce parní turbíny zahrnuje vytvoření cenových kalkulací uvažovaných řešení s následným vyhodnocením podle faktoru $300EUR/kWh$. Zvoleným řešením je jednotělesová, jednoplášťová turbína se 2 regulačními stupni a 12 kolovými rovnotlakými stupni.

Představený návrh s sebou nese určitá konstrukční specifika, která nejsou spolehlivě ověřená praxí, a proto je v další části práce využito softwarových nástrojů využívajících numerické metody k ověření vybraných problémů.

První provedenou analýzou je řešení pevnostní úlohy vnitřního tělesa metodou MKP. Záměrem je dimenzovat vnitřní těleso tak, aby bylo schopné provozu i v částečných provozech, kdy je nejvíce namáháno. Vyhodnocení pevnostních kritérií se inspiroje normou používanou pro návrh tlakových nádob a zařízení v jaderném průmyslu.

Druhá analýza spočívá ve výpočtu tlakové ztráty metodou CFD u tzv. otočeného proudu, který vystupuje z levého regulačního stupně. Její výsledek je možné použít při detailním návrhu turbíny a také slouží k porovnání se zvolenou tlakovou ztrátou v základním výpočtu průtočné části. Při vypracování kapitoly zabývající se touto analýzou bylo popsáno několik zásadních odlišností mezi metodikou výpočtu používanou při návrhu turbíny a reálným případem.

Jednotělesové provedení turbíny vede ke značné ložiskové vzdálenosti a ta v kombinaci se zvýšenými jmenovitými otáčkami $3600min^{-1}$ tvoří situaci, kdy se parametry turbíny pohybují na hraně dynamického chování z hlediska bezpečnosti. Třetí analýza zkoumá právě dynamické chování rotorové soustavy včetně turbogenerátoru. Pro tyto účely je vytvořen textový soubor, který obsahuje všechna vstupní data pro program *Mechanical APDL* řešící modální analýzu. Výsledky rotordynamiky obsahuje Campbellův diagram a společně s ním je vyšetřena bezpečnost provozu turbíny na jmenovitých otáčkách.

Předložená práce slouží jako základní návrh parní turbíny a uvedené výsledky mohou být použity k dalšímu zpracování ve formě detailního návrhu či jako informace obecně aplikovatelné pro budoucí návrhy turbíny.

Literatura

- [1] ŠKOPEK, Jan. Parní turbína - tepelný a pevnostní výpočet. 1. vydání. Západočeská univerzita v Plzni, 2003. 159 s. ISBN 80-7043-256-X
- [2] ŠKOPEK, Jan. Tepelné turbíny a turbokompresory. 1. vydání. Západočeská univerzita v Plzni, 2010. 248 s. ISBN 978-80-7043-862-6
- [3] PNAE G 7-002-86. Rules of strength calculation for equipment and pipelines of nuclear power plants. Moscow, 1987. 499 s.
- [4] VOLDŘICH, Josef. Pevnostní analýza v energetice - podklady pro vzdělávací kurz. Západočeská univerzita v Plzni, 2016. 73 s.
- [5] ANSYS Mechanical APDL Element Reference [online], U.S.A., 2013 [cit. 23.5.2017]. Dostupné z: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20APDL%20Element%20Reference.pdf>
- [6] ANSYS Mechanical APDL Rotordynamics Analysis Guide [online], U.S.A., 2013 [cit. 23.5.2017]. Dostupné z: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20APDL%20Rotodynamic%20Analysis%20Guide.pdf>
- [7] Fiedler, J. Parní turbíny - návrh a výpočet. 1. vydání. Brno, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o 2004

Seznam obrázků

1	Indexování použité v tepelném výpočtu	13
2	Značení poměrných průtoků a sekcí turbíny	19
3	Grafické porovnání posuzovaných variant	35
4	Značení rychlostních trojúhelníků	36
5	Použité rozměry OL	43
6	Použité rozměry závěsu	46
7	Použité rozměry RK	48
8	Hlavní osy RL	48
9	Použité rozměry pro výpočet namáhání RL	49
10	Mezera mezi RK pro NTO páru	51
11	Model vnitřního tělesa	56
12	Řezy modelem vnitřního tělesa	56
13	Výpočetní síť	57
14	Přestup tepla	58
15	Teplotní pole vnitřního tělesa	59
16	Tlaky ve skupinách	60
17	Aplikované síly	61
18	Nulová posunutí	61
19	Použité moduly	61
20	Napěťové pole vnitřního tělesa	62
21	Deformační pole vnitřního tělesa	62
22	Kontrolní místa vnitřního tělesa	64
23	Řez geometrií kanálu	67
24	Výpočetní síť CFD	68
25	Okrajové podmínky na vstupu a výstupu	69
26	Průběh reziduí hybnosti	70
27	Značení řezů kanálu	71
28	Rychlostní pole v řezech 3, 4 a 5	71
29	Rozdíl v poloze odtržení mezní vrstvy	74
30	Ukázka sekce rotoru tvořená prvkem BEAM188	77
31	Uzly definující jednotlivé prutové prvky	77
32	Prvek COMBI214 [5]	78
33	Campbellův diagram	80
34	Vyhodnocení dle ISO 21940-31	81

Seznam tabulek

1	Průtočná množství páry a vody	21
2	Vybrané parametry průtočné části - vyložení č. 1	27
3	Vybrané parametry průtočné části - vyložení č. 2 (bypass)	29
4	Porovnání získaných výkonů	30
5	Vybrané parametry průtočné části - vyložení č. 3 (dvouproud)	31
6	Porovnání získaných výkonů vyložení 2 a 3	33
7	Porovnání vážených výkonů vyložení 2 a 3	33
8	Materiály hlavních částí turbíny	34
9	Vyhodnocení	35
10	Rychlosti a úhly v lopatkových mřížích	39
11	Profily rozváděcích lopatek	40
12	Profily oběžných lopatek	40
13	Parametry páry za rozváděcí lopatkovou mříží	42
14	Parametry páry za oběžnou lopatkovou mříží	42
15	Délky lopatek	42
16	Namáhání oběžných lopatek	45
17	Namáhání závěsů	47
18	Namáhání rozváděcích kol	48
19	Namáhání rozváděcích lopatek	50
20	Výpočet průměru rotoru	50
21	Rozměry potrubí	51
22	Bilance výkonů a účinnosti turbíny	52
23	Změna tlaků při nenávrhových provozech	54
24	Souhrn výkonů turbíny	54
25	Výpočet přestupu tepla	59
26	Síla působící na vnitřní těleso	60
27	Vyhodnocení pevnosti vnitřního tělesa	65
28	Průběh veličin podél kanálu	72
29	Tlakové ztráty	73
30	Porovnání tlakových ztrát pro výstupní úhly 120° a 90°	73
31	Hmotnosti a momenty setrvačnosti oběžných lopatek	76
32	Vlastní frekvence soustavy	79
33	Q factor	80

PŘÍLOHY

Příloha 1: Parametry průtočné části pro jmenovitý provoz

Stupeň	1A	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
m	138,89	138,89	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	277,78	135,19	135,19	122,04	122,04
i_0	3356,26	3356,26	3324,29	3264,82	3200,69	3131,65	3056,79	2974,08	2882,46	2743,53	2621,25	2509,01	2425,61
s_0	6,6536	6,6536	6,6658	6,6756	6,6865	6,6986	6,7119	6,7273	6,7455	6,7845	6,815	6,8618	6,9424
t_0	484,57	484,57	466,37	433,83	398,79	361,22	320,51	274,55	221,86	154,03	127,40	103,11	83,22
p_0	8,316	8,316	7,315	5,902	4,636	3,531	2,587	1,793	1,155	0,530	0,250	0,113	0,054
x_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,9964	0,956	0,9234	0,9028
D_5	0,943	0,942	0,938	0,971	1,008	1,047	1,099	1,155	1,247	1,362	1,470	1,658	2,000
D_p	0,898	0,898	0,850	0,880	0,910	0,940	0,980	1,020	1,060	1,200	1,250	1,300	1,350
h_{15}	39,364	41,010	66,450	71,502	76,738	82,791	91,219	100,752	155,611	134,498	129,854	112,112	175,988
u	177,75	177,56	176,81	183,03	190,00	197,35	207,16	217,71	235,05	256,73	277,09	312,53	376,99
c_0	280,59	286,39	364,55	378,16	391,76	406,92	427,13	448,89	557,87	518,65	509,62	473,52	593,28
u/c_0	0,634	0,620	0,485	0,484	0,485	0,485	0,485	0,485	0,421	0,495	0,544	0,660	0,635
v_r	0,043	0,043	0,051	0,062	0,078	0,100	0,133	0,189	0,353	0,687	1,388	2,700	8,622
α_1	12	12	12	13	13	13	13	13	13	11	10	10	10
L_t	39,6	38,9	88	91	98	107	119	135	187	162	220	358	650
L_{red}	31,0	31,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ostřík	P	P	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
ϵ	0,90	0,89	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
L_{opt}	44,430	45,681	88,046	90,651	97,740	107,075	118,740	135,295	186,603	161,914	206,003	194,894	303,871
L_p	44	44	88	91	98	107	119	135	187	162	220	358	650
L_p/D_f	0,0467	0,0467	0,0938	0,0937	0,0972	0,1022	0,1083	0,1169	0,15	0,1189	0,1497	0,2159	0,325
Typ lopatky	V	V	V	V	V	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
η_{∞}	86,834	88,114	93,416	93,404	93,416	93,416	93,416	93,416	91,186	93,491	92,785	83,926	86,639
Z_1	5,723	5,808	3,079	2,977	2,764	2,532	2,277	2,007	1,414	1,674	1,223	0,680	0,387
Z_p	1,874	1,869	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_v	0,518	0,561	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_t	1,720	1,636	0,345	0,317	0,308	0,293	0,276	0,256	0,131	0,315	0,365	0,452	0,268
Z_r	0,087	0,087	0,352	0,351	0,378	0,167	0,188	0,219	0,360	0,226	0,358	0,746	1,690
Z_x	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,364	4,400	7,662	9,720
η_{TOT}	76,732	77,975	89,490	89,689	89,966	90,424	90,675	90,935	89,281	90,912	86,439	87,000	80,000
h_{1st}	30,20	31,98	59,47	64,13	69,04	74,86	82,71	91,62	138,93	122,27	112,24	97,54	144,31
P_{5T}	4195,1	4441,3	16518,5	17813,9	19177,3	20795,4	22976,0	25449,7	38592,4	16530,3	15174,3	11903,5	17611,6
i_{2st}	3316,9	3315,3	3257,8	3193,3	3124,0	3048,9	2965,6	2873,3	2726,8	2609,0	2491,4	2396,9	2249,6
i_2	3326,1	3324,3	3264,8	3200,7	3131,7	3056,8	2974,1	2882,5	2743,5	2621,3	2509,0	2425,6	2294,4
s_2	6,666	6,6658	6,6756	6,6865	6,6986	6,7119	6,7273	6,7455	6,7845	6,815	6,8618	6,9424	7,0792
t_2	467,29	466,37	433,83	398,79	361,22	320,51	274,55	221,86	154,03	127,40	103,11	83,22	53,93
p_2	7,351	7,315	5,902	4,636	3,531	2,587	1,793	1,155	0,530	0,250	0,113	0,054	0,015
x_2	-	-	-	-	-	-	-	-	0,9964	0,956	0,9234	0,9028	0,8717

Příloha 2: Profily lopatek

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_{0_2} (cm ²)	$J_{0_{min}}$ (cm ⁴)	$W_{0_{min}}$ (cm ³)
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_{0_2} (cm ²)	$J_{0_{min}}$ (cm ⁴)	$W_{0_{min}}$ (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _k	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A _k	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B _k	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$

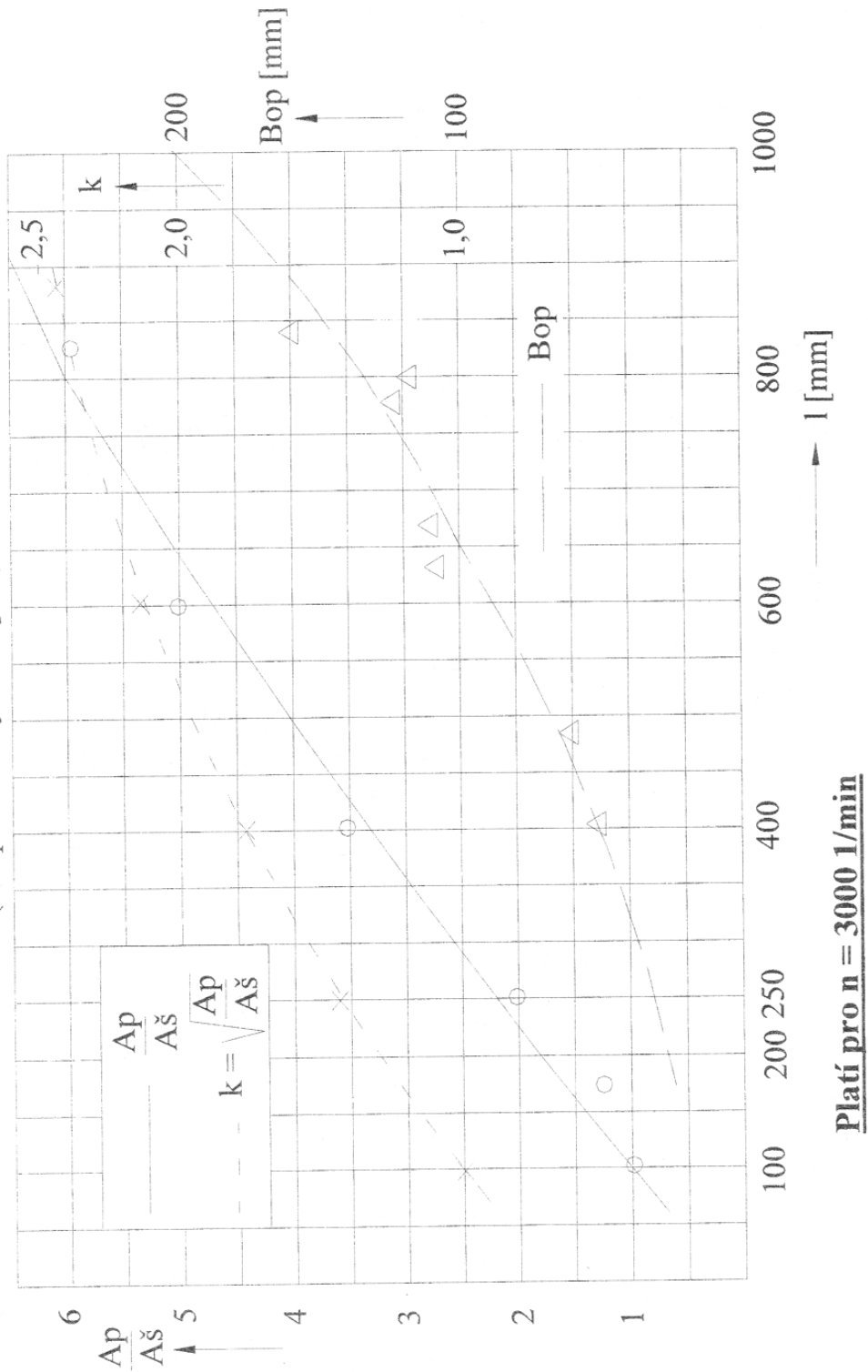
B (transonické) $0,9 < M < 1,15$

C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$

D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

Příloha 3: Součinitel odlehčení lopatek **k**

Poměr ploch patního a špičkového profilu a součinitel odlehčení u dlouhých lopatek
(dle provedených stupňů)



Příloha 4: Dovolená napětí materiálů

*ident	název mater.	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	
00101	15 128.5	363.	550.	181.	172.	159.	147.	139.	135.	132.	128.	125.	121.	109.	84.	75.	66.	56.	50.	44.
00102	11 523.1	304.	400.	152.	132.	118.	103.	93.	87.	62.										
00103	422747.6	410.	550.	216.	196.	181.	172.	167.	164.	162.	160.	152.	125.	100.	80.	71.	65.	57.	50.	44.
00104	422744.6	284.	550.	142.	137.	132.	127.	123.	118.	113.	109.	105.	101.	98.	83.	72.	61.	51.	43.	36.
00105	422742.6	314.	500.	157.	142.	127.	115.	108.	103.	98.	96.	94.	86.	78.	59.					
00106	422713.5	245.	400.	123.	113.	98.	83.	69.	59.	49.										
00107	422904.5	294.	350.	147.	132.	118.	108.	103.												
00108	SN 422903.6	360.	400.	180.	145.	140.	135.	132.	131.	130.										
00109	422425	245.	250.	59.	59.	59.	59.													
00201	15 128.5	274.	550.	220.	214.	207.	196.	172.	172.	172.	153.	133.	133.	133.	86.	86.	59.	59.	59.	59.
00202	15 335.3	392.	550.	314.	229.	282.	267.	251.	251.	212.	212.	172.	172.	172.	133.	133.	94.	94.	94.	94.
00203	17 021.2	274.	400.	220.	204.	188.	180.	172.	172.	172.										
00204	422745	319.	550.	255.	245.	240.	235.	220.	220.	220.	208.	208.	134.	134.	88.	88.	59.	59.	59.	59.
00205	SN 422903	360.	400.	284.	231.	223.	216.	208.	208.	208.										
00206	422904	294.	400.	235.	220.	206.	191.	186.	186.	186.										
00207	422905	245.	400.	196.	180.	169.	161.	153.	153.	153.										
00208	Aisth.C51R-J	441.	550.	353.	328.	309.	279.	258.	258.	231.	231.	147.	147.	147.	115.	115.	88.	88.	88.	88.
00301	15 335.9	490.	550.	196.	186.	176.	157.	147.	142.	137.	133.	129.	123.	113.	103.	98.	93.	88.	82.	76.
00302	15 320.9	490.	550.	196.	186.	176.	157.	147.	142.	137.	133.	129.	123.	108.	83.	70.	59.	50.	42.	35.
00303	16 236.6	539.	550.	216.	201.	186.	167.	157.	155.	152.	142.	132.	123.	108.	93.	86.	78.	72.	65.	57.
00304	16 431.6	588.	500.	235.	216.	196.	176.	167.	162.	157.	152.	137.	118.	98.	73.					
00305	16 431.9	637.	500.	255.	235.	216.	196.	186.	181.	176.	172.	137.	118.	98.	73.					
00306	16 444.6(9)	735.	420.	294.	279.	255.	230.	216.	196.	176.	147.									
00307	16 536.6	686.	420.	276.	260.	235.	216.	206.	191.	176.	147.									
00308	16 536.6 a	314.	420.	314.	299.	276.	245.	230.	206.	176.	147.									
00401	PAK 1.6	490.	460.	196.	186.	172.	157.	137.	123.	88.	69.	53.	37.							
00402	PAK 1.6 vyk.	539.	420.	216.	206.	186.	172.	152.	132.	98.	78.									
00403	PAK 2MV.7	570.	550.	230.	221.	211.	201.	191.	186.	181.	176.	172.	167.	162.	142.	123.	103.	88.	74.	59.
00404	P-AK 1 TD	686.	200.	275.	260.	245.														
00501	15 320.9	588.	550.	157.	150.	144.	125.	115.	110.	105.	102.	99.	96.	82.	63.	52.	44.	37.	31.	26.

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

kolíky

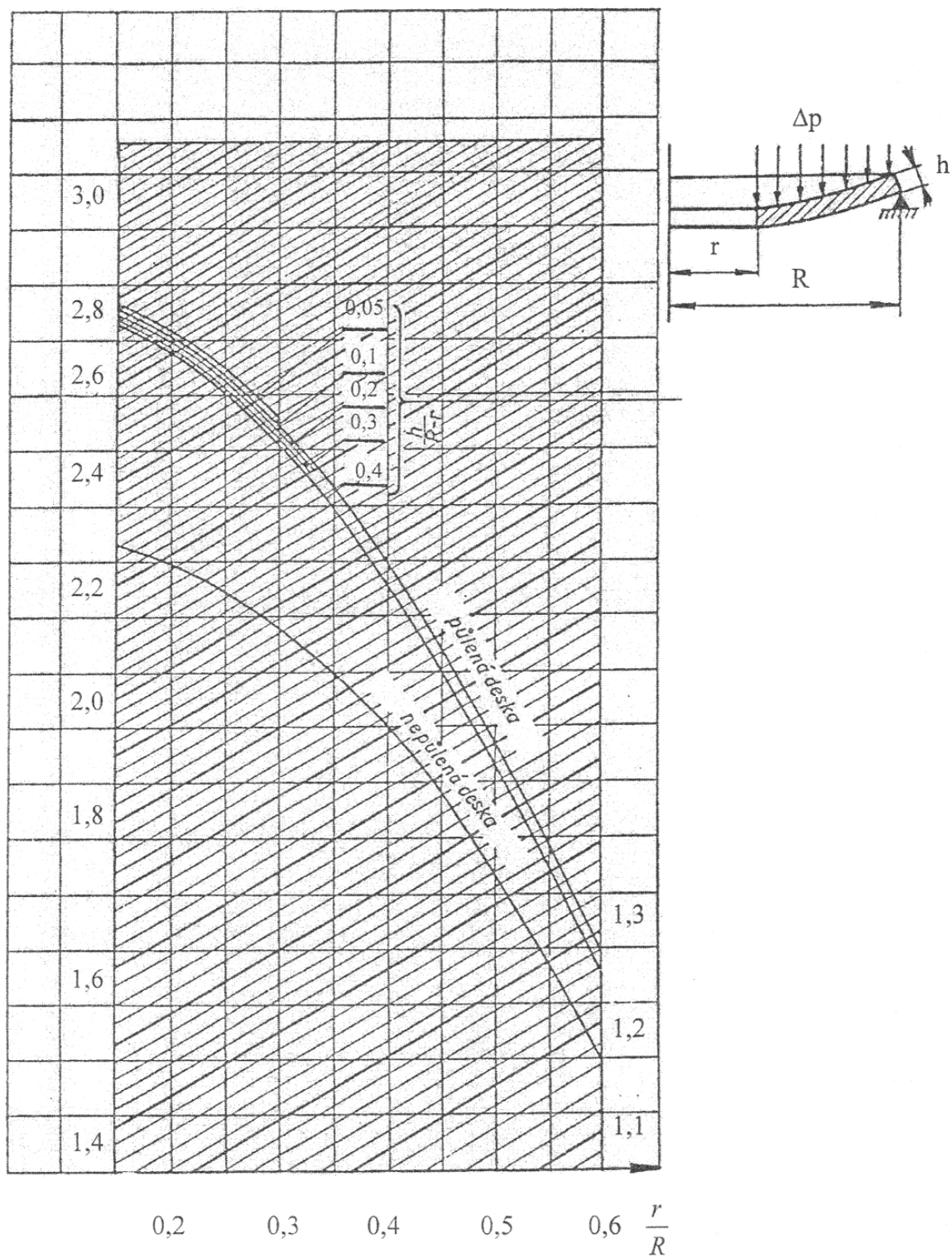
Rozy. kola

Rozy. lop.

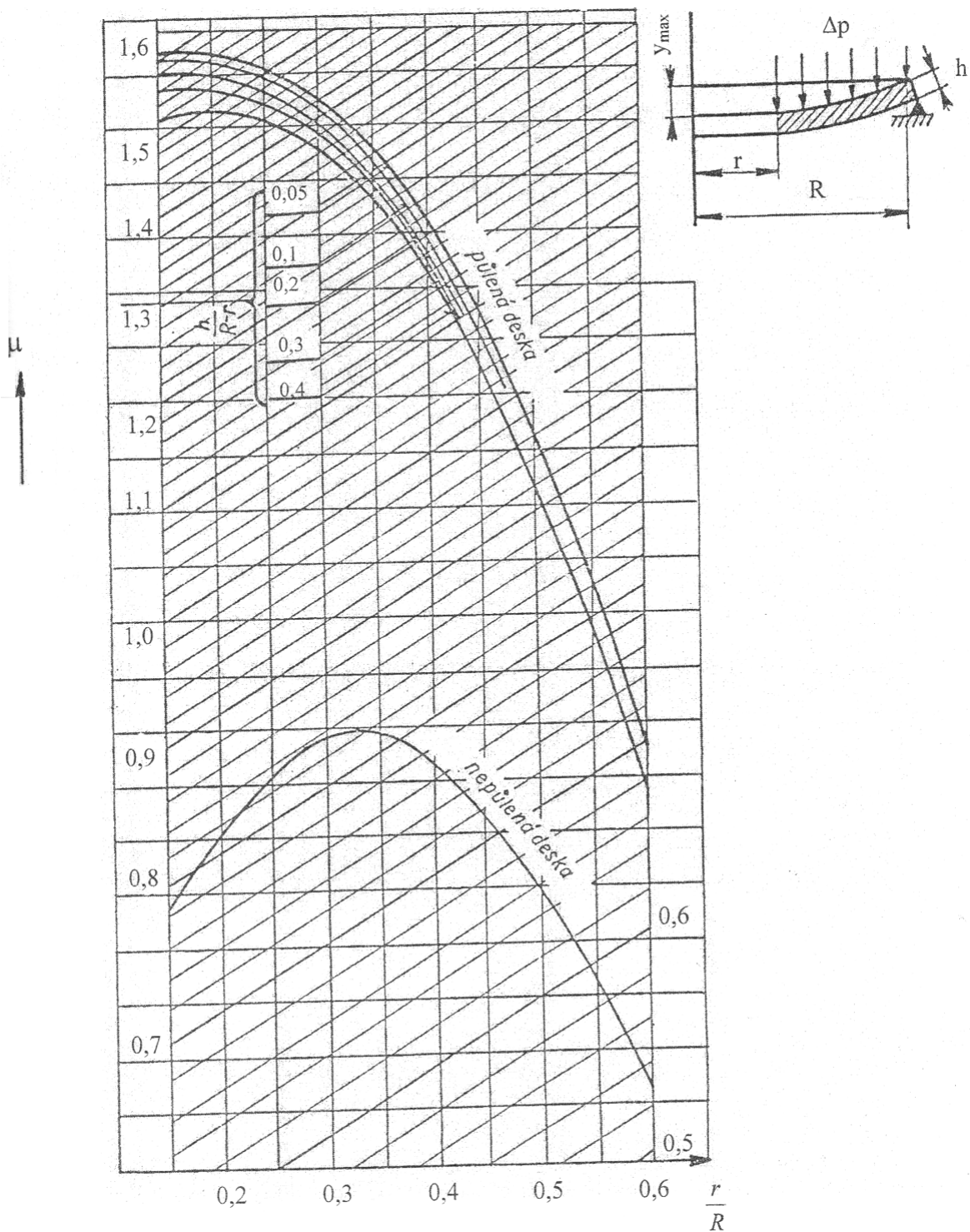
Rotory

Ob.lop.

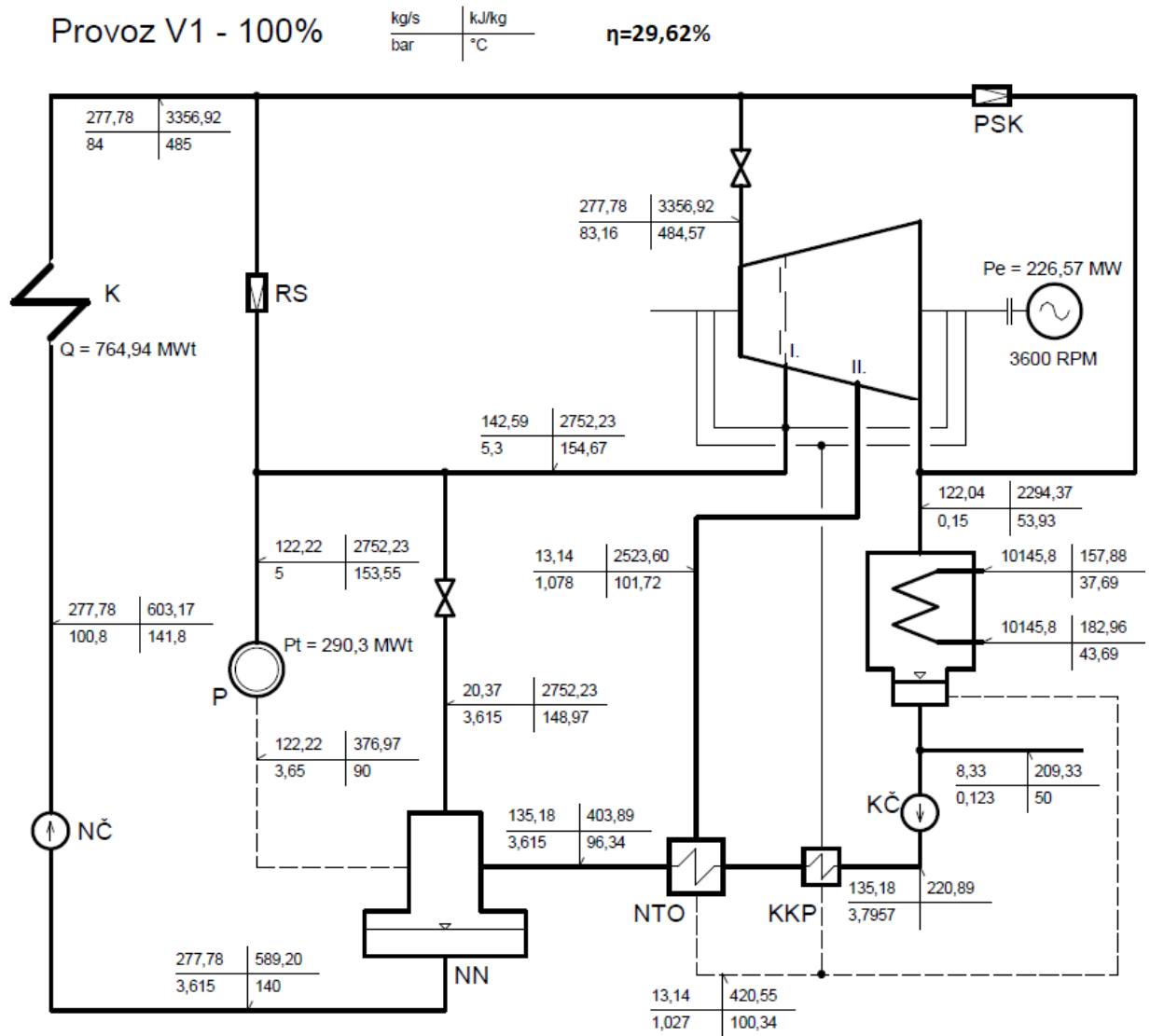
Příloha 5: Součinitel φ pro výpočet namáhání RK



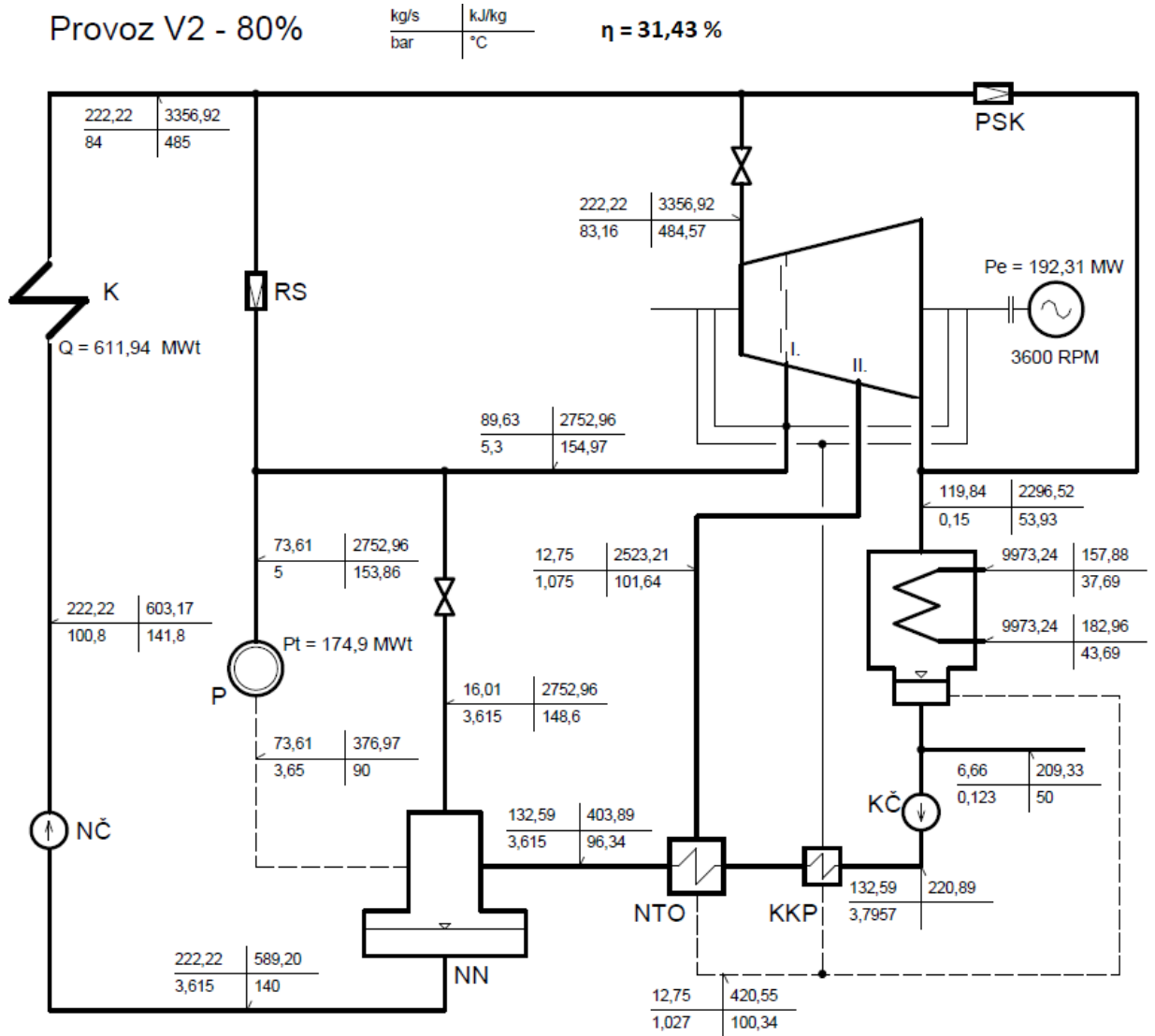
Příloha 6: Součinitel μ pro výpočet průhybu RK



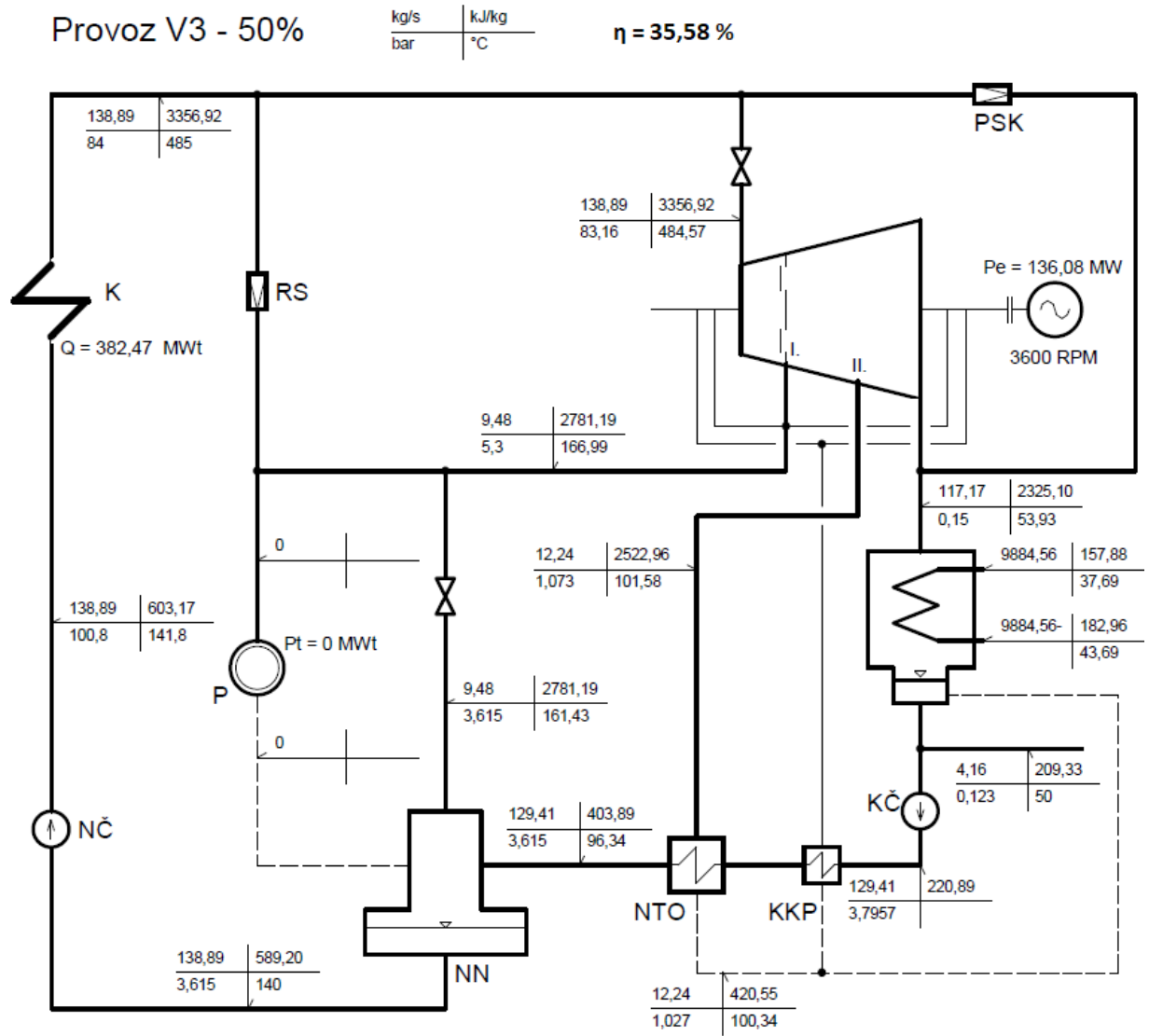
Příloha 7: Tepelné schéma návrhového provozu V1



Příloha 8: Tepelné schéma nenávrhového provozu V2

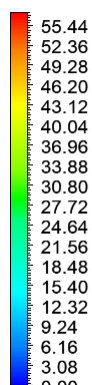


Příloha 9: Tepelné schéma nenávrhového provozu V3

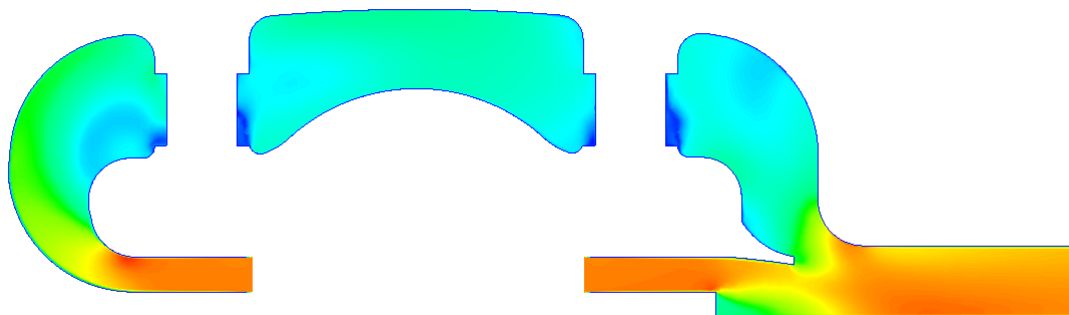


Příloha 10: Pole rychlostí a tlaků v řezu kanálem

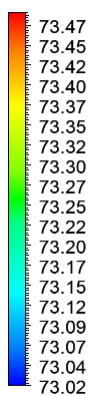
Velocity



[m s⁻¹]



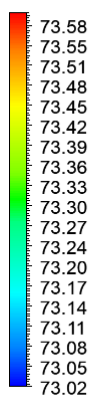
Pressure



[bar]



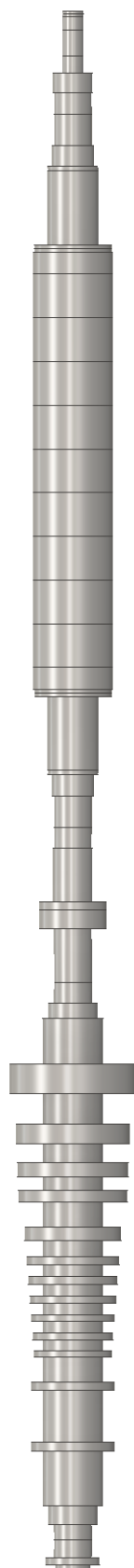
Total Pressure



[bar]



Příloha 11: 3D model rotorové soustavy



Příloha 12: Zdrojový soubor pro modální analýzu

```

/filename,FINAL
/prep7
! *** material
mp, ex, 1, 1.8e+11 ! *** Youngův modul pružnosti
mp, dens, 1, 7830 ! *** Hustota
mp, prxy, 1, 0.3 ! *** Poissonovo číslo
spin=471.24 ! *** Maximální úhlová rychlost

! *** Turbina
et, 1, beam188,,, 2 ! *** Prvek 1 - prut
nbdiam = 67
*dim, diam, array, nbdiam
diam(1) = 0.3745
diam(2) = 0.5863
diam(3) = 0.4113
diam(4) = diam(3)
diam(5) = 0.5315
diam(6) = 0.6513
diam(7) = 0.8913
diam(8) = diam(6)
diam(9) = diam(7)
diam(10) = diam(6)
diam(11) = 0.8335
diam(12) = diam(6)
diam(13) = 0.8625
diam(14) = diam(6)
diam(15) = 0.8945
diam(16) = diam(6)
diam(17) = 0.9269
diam(18) = diam(6)
diam(19) = 0.957
diam(20) = diam(6)
diam(21) = 0.993
diam(22) = diam(6)
diam(23) = 1.035
diam(24) = diam(6)
diam(25) = 1.1725
diam(26) = diam(6)
diam(27) = 1.1949
diam(28) = diam(6)
diam(29) = 1.2263
diam(30) = diam(6)
diam(31) = 1.3525
diam(32) = diam(6)
diam(33) = 0.5325
diam(34) = diam(3)
diam(35) = diam(3)
diam(36) = 0.7197
! *** Generátor
diam(37) = diam(36)
diam(38) = 0.431
diam(39) = 0.406
diam(40) = diam(39)
diam(41) = 0.457
diam(42) = 0.546
diam(43) = 0.546
diam(44) = 0.828
diam(45) = 0.853
diam(46) = diam(45)
diam(47) = diam(45)
diam(48) = diam(45)
diam(49) = diam(45)
diam(50) = diam(45)

```

```

diam(51) = diam(45)
diam(52) = diam(45)
diam(53) = diam(45)
diam(54) = diam(45)
diam(55) = diam(45)
diam(56) = diam(44)
diam(57) = diam(43)
diam(58) = diam(43)
diam(59) = diam(41)
diam(60) = diam(39)
diam(61) = diam(39)
diam(62) = diam(38)
diam(63) = 0.221
diam(64) = diam(63)
diam(65) = diam(63)
diam(66) = 0.223
diam(67) = diam(66)

```

```

*do,i,1,nbdiam          ! *** Tvorba sekci soustavy
sectype, i, beam, csolid
secdata, diam(i)/2,30,12
*enddo

```

```

et, 2, mass21          ! *** Prvek 2 - prídavné hm. a momenty setrvačnosti
keyopt, 2,3,0
r,101,0,0,0,0,0,0
r,102,0,0,0,0,0,0
r,103,0,0,0,0,0,0
r,104,0,0,0,0,0,0
r,105,0,0,0,0,0,0
r,106,0,0,0,0,0,0
r,107,33.34,33.34,33.34,7.35,0,0
r,108,0,0,0,0,0,0
r,109,33.34,33.34,33.34,7.35,0,0
r,110,0,0,0,0,0,0
r,111,48.38,48.38,48.38,10.32,0,0
r,112,0,0,0,0,0,0
r,113,56.58,56.58,56.58,13,0,0
r,114,0,0,0,0,0,0
r,115,61.86,61.86,61.86,15.45,0,0
r,116,0,0,0,0,0,0
r,117,70.89,70.89,70.89,19.31,0,0
r,118,0,0,0,0,0,0
r,119,96.07,96.07,96.07,28.43,0,0
r,120,0,0,0,0,0,0
r,121,123.09,123.09,123.09,40.13,0,0
r,122,0,0,0,0,0,0
r,123,294.21,294.21,294.21,113.28,0,0
r,124,0,0,0,0,0,0
r,125,241,241,241,109.8,0,0
r,126,0,0,0,0,0,0
r,127,428.8,428.8,428.8,221.37,0,0
r,128,0,0,0,0,0,0
r,129,1086.12,1086.12,1086.12,712.6,0,0
r,130,0,0,0,0,0,0
r,131,3839.12,3839.12,3839.12,4100.65,0,0
r,132,0,0,0,0,0,0
r,133,0,0,0,0,0,0
r,134,0,0,0,0,0,0
r,135,0,0,0,0,0,0
r,136,280.1,280.1,280.1,39.5,0,0
r,137,0,0,0,0,0,0
r,138,0,0,0,0,0,0

```

r,139,271,271,271,36.6,0,0
r,140,0,0,0,0,0,0
r,141,1504.7,1504.7,1504.7,301.65,0,0
r,142,0,0,0,0,0,0
r,143,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,144,0,0,0,0,0,0
r,145,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,146,0,0,0,0,0,0
r,147,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,148,0,0,0,0,0,0
r,149,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,150,0,0,0,0,0,0
r,151,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,152,0,0,0,0,0,0
r,153,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,154,0,0,0,0,0,0
r,155,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,156,0,0,0,0,0,0
r,157,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,158,0,0,0,0,0,0
r,159,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,160,0,0,0,0,0,0
r,161,261.8,261.8,261.8,67,0,0
r,162,0,0,0,0,0,0
r,163,1504.7,1504.7,1504.7,301.65,0,0
r,164,272,272,272,36.6,0,0
r,165,0,0,0,0,0,0
r,166,74.3,74.3,74.3,1.49,0,0
r,167,0,0,0,0,0,0
r,168,74.3,74.3,74.3,1.49,0,0
r,169,0,0,0,0,0,0
r,170,74.3,74.3,74.3,1.49,0,0

et,3,combi214 ! *** Prvek 3 - ložiska
keyopt,3,2,1
keyopt, 3,3,1
r,3,4e+9,4e+9,0,0,8e+6,8e+6,1e+3,1e+3
r,4,3.5e+9,3.5e+9,0,0,6e+6,6e+6,1e+3,1e+3

n, 1, 0. ! *** Definování uzlů soustavy
n, 2, 0.043
n, 3, 0.115
n, 4, 0.310
n, 5, 0.4747
n, 6, 0.6747
n, 7, 1.268
n, 8, 1.3604
n, 9, 1.917
n, 10, 2.005
n, 11, 2.274
n, 12, 2.344
n, 13, 2.461
n, 14, 2.535
n, 15, 2.659
n, 16, 2.7299
n, 17, 2.862
n, 18, 2.931
n, 19, 3.059
n, 20, 3.142
n, 21, 3.272
n, 22, 3.359
n, 23, 3.531
n, 24, 3.671

n, 25, 3.948
n, 26, 4.071
n, 27, 4.218
n, 28, 4.368
n, 29, 4.575
n, 30, 4.782
n, 31, 5.115
n, 32, 5.432
n, 33, 5.922
n, 34, 6.087
n, 35, 6.312
n, 36, 6.887
n, 37, 7.092
n, 38, 7.172
n, 39, 7.752
n, 40, 7.977
n, 41, 8.317
n, 42, 8.542
n, 43, 8.588
n, 44, 9.387
n, 45, 9.463
n, 46, 9.689
n, 47, 10.168
n, 48, 10.638
n, 49, 11.108
n, 50, 11.578
n, 51, 12.048
n, 52, 12.518
n, 53, 12.988
n, 54, 13.458
n, 55, 13.928
n, 56, 14.163
n, 57, 14.239
n, 58, 15.039
n, 59, 15.085
n, 60, 15.315
n, 61, 15.649
n, 62, 15.883
n, 63, 16.095
n, 64, 16.276
n, 65, 16.551
n, 66, 16.702
n, 67, 16.727
n, 68, 16.753
n, 390, 0.310
n, 350, 6.312
n, 400, 7.977
n, 610, 15.649

```
type, 1      ! *** Tvorba sítě  
mat, 1  
*do,i,1,nbdiam  
secnum, i  
e, i, i+1  
*enddo
```

```
type, 2  
*do,i,1,nbdiam+1  
real, i+100  
e, i  
*enddo
```

```
type, 3      ! *** Tvorba elementů ložisek - propojení uzlů
```

```
real, 3
e, 4, 390
e, 35, 350
type, 3
real, 4
e, 40, 400
e, 61, 610
```

```
d, 4, ux, 0! *** Okrajové podmínky
d, 390, all
d, 350, all
d, 400, all
d, 610, all
fini
```

```
/solu ! *** Řešič
antype,modal ! *** Modální analýza
modopt,qr damp,25,,,on ! *** QRDAMP řešič, komplexní mody on, 25 frekvencí
mexpand,25
qrdopt,on
coriolis,on,,,on,on ! *** Zahrnutí gyroskopických účinků
```

```
omega,0.1,, ! *** Kroky úhlové rychlosti
solve
omega,104.72,,
solve
omega,209.44,,
solve
omega,314.16,,
solve
omega,376.99,,
solve
omega,471.24,,
solve
```

```
finish
```


Příloha 13: Isometrický pohled na rotorovou soustavu z prvků BEAM188



Příloha 14: Orbyty uzlů při ohybových tvarech

