



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO FOSILNÍ ELEKTRÁRNU

STEAM TURBINE FOR FOSIL POWER PALANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ TŘINÁCTÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student (ka): Bc. Jiří Třináctý

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

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

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

Parní turbína pro fosilní elektrárnu

v anglickém jazyce:

Steam Turbine for fossil power plant

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhňte dvoutělesovou kondenzační parní turbínu s přehříváním páry o výkonu 250MW s vodou chlazeným kondenzátorem. Turbínu navrhňte s dvou Proudým výstupem do kondenzátoru. Zpracujte konstrukční návrh kombinovaného VT ST dílu pro parametry:

elektrický výkon na svorkách $P_b = 250\text{MW}$

tlak admisní páry $p_A = 16,7\text{MPa}$

teplota admisní páry $t_A = 565\text{ }^\circ\text{C}$

tlaková ztráta mezi výstupem VT a vstupem ST části 10% z výstupního tlaku VT

teplota přehřáté páry: $565\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{odpl}} \sim 190\text{ }^\circ\text{C}$

$t_{\text{NV}} \sim 190\text{ }^\circ\text{C}$, teplota chladíci vody $t_{\text{chl.v.}} = 33\text{ }^\circ\text{C}$

otáčky turbíny $n = 3\ 000\text{ min}^{-1}$

Cíle diplomové práce:

Regulace turbíny je dýzová. Parní turbínu navrhňte s výstupem dolů do vodou chlazeného kondenzátoru.

Množství admisní páry m_1 stanovte tak, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu.

Regeneraci navrhňte se čtyřmi NT ohříváky, odplynovákem s napájecí nádrží a dvěma VT ohříváky. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny.

Spočítejte bilanční schéma pro 100% a 75% výkon a porovnejte účinnost a měrnou spotřebu tepla jednotlivých dílů s úlohou 3a. proved'te návrh VTST dílu turbíny se základními konstrukčními a pevnostními výpočty a nakreslete jeho podélný řez.

Vhodně zvolte materiály rotoru, těles příp. ostatních částí stroje.

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady DOOSAN ŠKODA

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

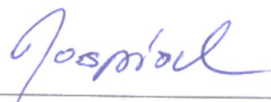
Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

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

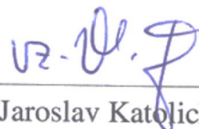


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 10.11.2014



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



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

ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje návrhu kondenzační parní turbíny spalující fosilní paliva o jmenovitém výkonu na svorkách generátoru 250 MW s přehříváním páry a osmi neregulovatelnými regeneračními odběry. Turbína se skládá ze dvou těles, kombinovaného vysoko-středotlakého dílu a nízkotlakého dílu s dvouproutým výstupem dolů do vodou chlazeného kondenzátoru. Práce obsahuje výpočet tepelného schématu pro 100% a 75% výkon, výpočet měrné spotřeby tepla a návrh průtočné části VT-ST dílu. Dále pevnostní kontrolu a základní konstrukční návrh vysoko-středotlakého dílu doplněný o podélný řez. Dosažené výsledky jsou ke konci práce porovnány s úlohou 3a a v závěru práce shrnuty výhody a nevýhody koncepce s kombinovaným vysoko-středotlakým dílem oproti středo-nízkotlakému dílu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína, Carnotův cyklus, termodynamická účinnost, kombinovaný VT-ST díl, fosilní elektrárna, výroba elektrické energie, přehřívání páry, regenerační ohříváky, Doosan Škoda Power

SUMMARY

This thesis deals with design of condensing steam turbines burning fossil fuels with nominal capacity of the generator of 250 MW with steam reheating and regenerative eight uncontrolled extraction points. The turbine consists of two bodies: a combined high-intermediate pressure section and low pressure parts with dual way outlet down into the water-cooled condenser. Work includes calculating thermal scheme for 100% and 75% capacity, specific heat consumption calculation and design of the flow HP-MP body. Further strength control and basic engineering design of high-medium- work completed by longitudinal section. Achievements are at the end of work compared with work 3a and the conclusion summarizes the advantages and disadvantages of the concept.

KEY WORDS

Steam turbine, Carnot cycle, thermodynamic efficiency, combined HP-MP unit, fossil power plant, electric power, reheat, regenerative heaters, Doosan Škoda Power

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TŘINÁCTÝ, J. *Parní turbína pro fosilní elektrárnu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 121 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem mou diplomovou práci na téma Parní turbína pro fosilní elektrárnu vypracoval samostatně s použitím literatury a pramenů, jež jsou uvedeny v závěru mé práce.

V Brně 29. 5. 2015

.....

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi a konzultantovi ze společnosti DOOSAN ŠKODA POWER Ing. Václavu Žižkovi za ochotný a vstřícný přístup, cenné rady a připomínky, které mi byly uděleny při zpracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat celé rodině a přátelům za podporu během celého studia.

OBSAH

ÚVOD	10
1 BILANČNÍ SCHÉMA	11
1.1 KONDENZÁTOR.....	12
1.2 NAPÁJECÍ NÁDRŽ A ODPLYŇOVÁK.....	12
1.3 KONDENZAČNÍ ČERPADLO.....	13
1.4 NAPÁJECÍ ČERPADLO	14
1.5 RYCHLOZÁVĚRNÝ SPOUŠTĚCÍ A REGULAČNÍ VENTIL	15
1.6 TLAKOVÁ ZTRÁTA NA VÝSTUPNÍM HRDLE TURBÍNY.....	15
1.7 REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY.....	16
1.7.1 Vysokotlaké regenerační ohříváky	16
1.7.2 Odplyňovák s napájecí nádrží	18
1.7.3 Nízkotlaké regenerační výměníky	19
1.8 NÁVRH EXPANZNÍ ČÁRY	22
1.8.1 Neregulované odběry VT	22
1.8.2 Vstupní a výstupní parametry ST	24
1.8.3 Neregulované odběry ST	26
1.8.4 Vstupní a výstupní parametry NT dílu.....	27
1.8.5 Neregulované odběry NT dílu	29
1.9 INDIFERENTNÍ BOD.....	31
1.10 VÝPOČET RELATIVNÍCH HMOTNOSTNÍCH PRŮTOKŮ.....	32
1.11 VÝPOČET MĚRNÉHO VÝKONU JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ TURBÍNY	35
1.12 VÝPOČET HMOTNOSTNÍCH PRŮTOKŮ.....	37
2 TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET.....	40
2.1 NÁVRH PRŮTOČNÉHO KANÁLU.....	41
2.2 RYCHLOSTNÍ TROJUHELNÍKY	56
2.3 SKUTEČNÉ PARAMETRY V LOPATKOVÉ MŘÍŽI	60
2.4 VOLBA PROFILU LOPATKY.....	63
2.5 SKUTEČNÁ DÉLKA OBĚŽNÉ LOPATKY.....	67
3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET	69
3.1 OBĚŽNÉ LOPATKY	69
3.2 ZÁVĚSY OBĚŽNÝCH LOPATEK.....	76
3.2.1 T – závěs	76
3.2.2 Vidličkový závěs	80
3.3 NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK	84
3.4 NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍCH KOL.....	87
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....	90
4.1 UCPÁVKY.....	90
4.1.1 Mezistupňové ucpávky	90
4.1.2 Vnější ucpávky	93
4.1.3 Skutečné množství páry proudící průtočným kanálem	95

4.2	NÁVRH POTRUBÍ	97
4.3	KRITICKÉ OTÁČKY ROTORU.....	98
4.4	NÁVRH RADÍÁLNÍCH LOŽISEK	99
4.5	KONTROLA ROTORU NA KRUT.....	100
4.6	NÁVRH SPOJKY	101
4.7	KONTROLA TLOUŠŤKY SKŘÍNĚ	102
5	NENÁVRHOVÉ STAVY	106
6	POROVNÁNÍ S ÚLOHOU 3 A	107
	ZÁVĚR.....	109
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY.....	111
	SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE	111
	SEZNAM OBRAZKŮ.....	112
	SEZNAM TABULEK.....	112
	SEZNAM GRAFŮ	114
	SEZNAM ZKRATEK	115
	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	115
	SEZNAM INDEXŮ.....	118
	SEZNAM PŘÍLOH	119

ÚVOD

Cílem práce je navrhnout dvoutělesovou kondenzační parní turbínu s přihříváním páry o výkonu 250MW s vodou chlazeným kondenzátorem. Požadavkem je dvouproudý výstup NT tělesa do kondenzátoru. Měrná spotřeba tepla a účinnost jednotlivých dílů má být spočtena a porovnána s úlohou 3 a. Konstrukčně má být zpracován kombinovaný VT-ST díl, včetně podélného řezu. Parametry turbosoustrojí jsou:

Elektrický výkon na svorkách generátoru $P_b = 250 \text{ MW}$

Tlak admisní páry $p_A = 16,7 \text{ MPa}$

Teplota admisní páry $t_A = 565 \text{ °C}$

Tlaková ztráta mezi výstupem VT a vstupem ST části 10% z výstupního tlaku VT

Tlak přihřáté páry 565 °C

Teplota napájecí vody $t_{NV} = 260 \text{ °C}$

Teplota odplynění $t_{odpl} = 190 \text{ °C}$

Teplota chladicí vody kondenzátoru $t_{chl} = 33 \text{ °C}$

V první části práce bude proveden výpočet bilančního schématu. Bilanční schéma obsahuje regeneraci sestávající se ze dvou vysokotlakých regeneračních ohříváku, odplynováku s napájecí nádrží a čtyř nízkotlakých regeneračních ohříváku. Teplota napájecí vody a odplynění je uvažována klouzavá v závislosti na zatížení turbíny. Hlavním cílem této části je vypočítat hmotnostní tok páry vstupující do jednotlivých částí schématu. Volené veličiny v této části práce budou voleny, pokud to bude možné, shodné s úlohou 3 a.

Další pasáž práce je věnována termodynamickému návrhu průtočného kanálu. Zde budou stanoveny délky lopatek, rychlostní trojúhelníky, profily lopatek, atd. Snahou bude, co nejvíce se přiblížit parametrům odběrů za vybranými stupni. Detailně bude zpracována VT a ST část kombinovaného dílu. NT díl bude navrhnout pouze orientačně. Hodnoty dosažené v návrhu průtočné části budou použity při pevnostním výpočtu.

Třetí částí práce je pevnostní výpočet, kde budou kontrolovány oběžné, rozváděcí lopatky, závěsy oběžných lopatek a rozváděcí kola. V pevnostním výpočtu jsou kontrolovány pouze součásti bezprostředně spjaté s průtočnou částí, ostatní pevnostní kontroly jsou provedeny ve čtvrté kapitole.

Konstrukčním provedením kombinovaného dílu se věnuje kapitola konstrukční výpočet. Úvod tohoto oddílu se věnuje ucpávkám. Další části jsou pak zaměřeny na výpočet prvních kritických otáček, návrhu radiálního ložiska, kontroly rotoru, spojky a skříně kombinovaného dílu.

Poslední dvě kapitoly jsou zaměřeny na přepočtení nenávrhových stavů a porovnání měrné spotřeby tepla a účinností jednotlivých těles turbíny s úlohou 3 a. V této kapitole budou také uvedeny výhody a nevýhody koncepce kombinovaného VT-ST dílu.

Zadání diplomové práce bylo zadáno společností DOOSAN ŠKODA POWER a je částečně společné s úlohou 3 a Parní turbína pro fosilní elektrárnu NT ST díl.

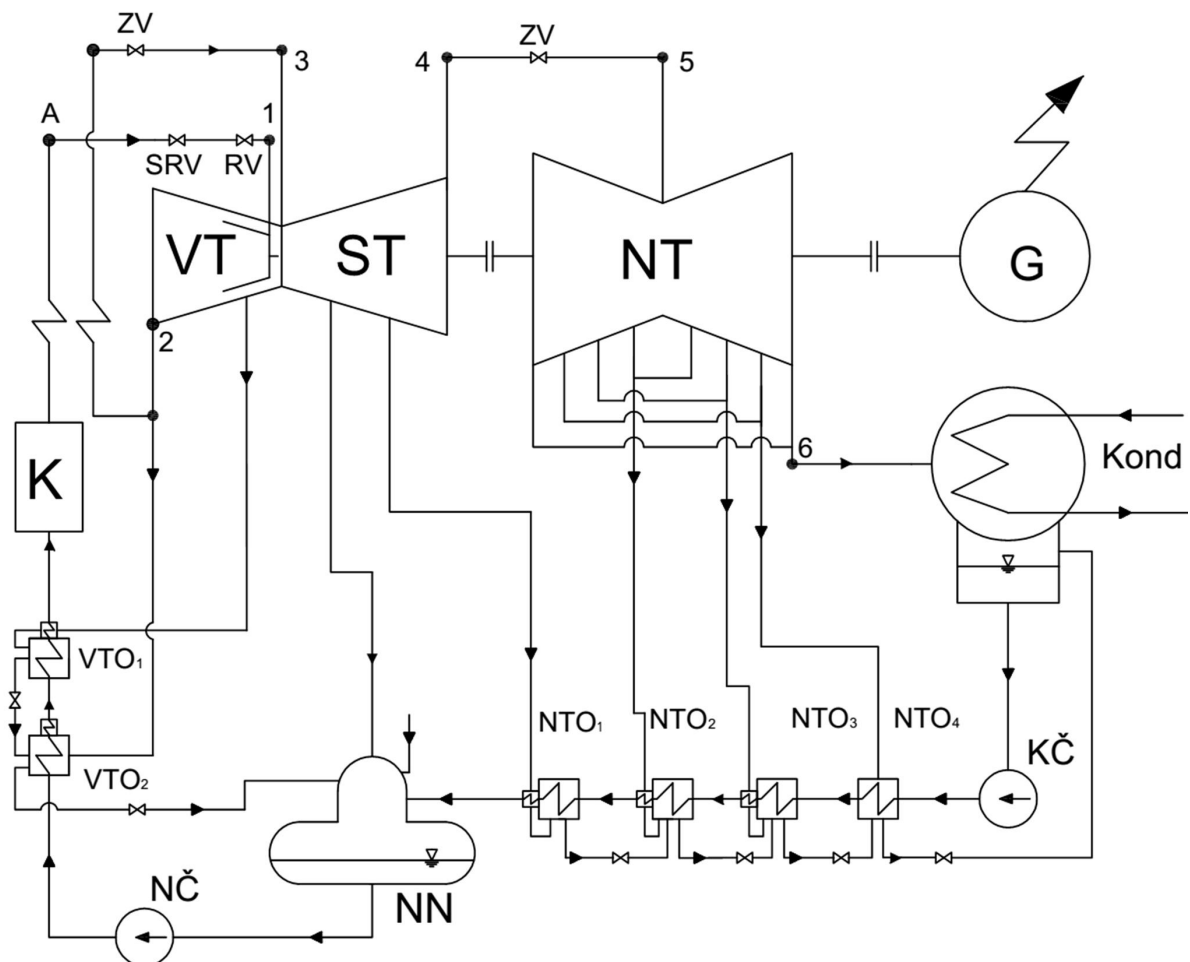
1 BILANČNÍ SCHÉMA

Výpočet bilančního schématu je nedílnou součástí návrhu parní turbíny. Hlavními výstupními parametry výpočtu jsou hmotnostní průtoky jednotlivými částmi schématu a parametry v jednotlivých bodech. Špatně navržené tepelné schéma snižuje účinnost oběhu a vede k zvýšení spotřeby paliva. V praxi je nejpoužívanějším způsobem zvýšení účinnosti oběhu použití regeneračních ohříváků, kdy páru po částečné expanzi v turbíně využijeme k ohřevu napájecí vody. Další výhodou regeneračního ohřevu spočívá ve snížení hmotnostního průtoku s rostoucím měrným objemem páry.

Při výpočtu tepelného schématu byla použita řada předpokladů a zjednodušení:

- V potrubních trasách uvažujeme jen tlakové ztráty (potrubí je dokonale izolováno)
- Dodatková voda slouží k pokrytí průsaků v kotli
- Ucpávkami parní turbíny neuniká žádná pára
- Neuvažuje se odvod brýd z odplyňovací nádrže

Při návrhu byly voleny empirické parametry podle doporučení uvedených v literatuře [3], [4], [1] a rad konzultantů společnosti DOOSAN ŠKODA POWER. K výpočtu tepelného schématu byl použit program Microsoft Excel 2010 s doplňkem pro výpočet parametrů vodní páry (vody) Xsteam Excel v2.6.



Obrázek 1 – Tepelné schéma elektrárny

1.1 KONDENZÁTOR

Kondenzátorem se rozumí tepelný výměník, v němž probíhá fázová přeměna páry na sytou kapalinu. Výpočet vychází ze známé teploty chladicí vody vstupující do kondenzátoru, která je dána zadáním.

Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru:

$$t_{chl2} = t_{chl1} + \Delta t_k [^{\circ}\text{C}] \quad (1.1)$$

Kde: $t_{chl1} [^{\circ}\text{C}]$ – teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru

$\Delta t_k [^{\circ}\text{C}]$ – rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou chladicí vody (voleno)

Teplota kondenzace:

$$t_k = \delta_k + t_{chl2} [^{\circ}\text{C}] \quad (1.2)$$

Kde: $\delta_k [^{\circ}\text{C}]$ – nedohřev mezi teplotou kondenzace a teplotou chladicí vody na výstupu z kondenzátoru (voleno)

Tlak saturace páry v kondenzátoru:

$$p_k = f(t_k) [\text{bar}] \quad (1.3)$$

Hodnoty na výstupu z kondenzátoru (byl předpokládán stav syté kapaliny):

$$i_{k_out} = f(t_k; x = 0) [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (1.4)$$

$$s_{k_out} = f(t_k; x = 0) [\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (1.5)$$

$$v_{k_out} = f(t_k; x = 0) [\text{m}^3 / \text{kg}] \quad (1.6)$$

Tabulka 1 – Parametry v kondenzátoru

Symbol	t_{chl2}	Δt_k	t_k	δ_k	p_k	i_{k_out}	s_{k_out}	v_{k_out}
Jednotka	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	bar	kJ/kg	kJ/(kg.K)	m^3/kg
Hodnota	39	6	47	8	0,106	196,796	0,665	0,001

1.2 NAPÁJECÍ NÁDRŽ A ODPLYŇOVÁK

Napájecí nádrž slouží jako zásobárna chemicky upravené vody. Jde o jediný směšovací výměník v tepelném schématu. Nad napájecí nádrží se nachází odplyňovák, jež slouží k odstranění plynů rozpuštěných v napájecí vodě. Tento proces probíhá při teplotě odplynění rovné teplotě saturace.

Parametry v napájecí nádrži:

$$p_{NN} = f(t_{odplyn}; x = 0) [\text{bar}] \quad (1.7)$$

$$i_{NN} = f(t_{odplyn}; x = 0) [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (1.8)$$

$$s_{NN} = f(t_{odplyn}; x = 0) [\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (1.9)$$

Tabulka 2 – Parametry v napájecí nádrži

Symbol	p_{NN}	i_{NN}	s_{NN}
Jednotka	bar	kJ/kg	kJ/(kg.K)
Hodnota	12,55	807,557	2,236

1.3 KONDENZAČNÍ ČERPADLO

Tlaková ztráta vzniklá v nízkotlaké regeneraci musí být nahrazena kondenzačním čerpadlem. Pro tlakové ztráty v nízkotlaké regeneraci byla odhadnuta ve všech částech nízkotlaké regenerace stejná poměrná tlaková ztráta $\xi_{pNT} = 0,04$, nacházející se v nízkotlakých regeneračních ohřívácích (NTO) a odplyňováku (tlaková ztráta mezi jednotlivými NTO byla zanedbána). Účinnost kondenzačního čerpadla byla odhadnuta na $\eta_{KČ} = 0,8$.

Tlak na vstupu do odplyňovače:

$$p_{o_in} = p_{NN} \cdot (1 + \xi_{pNT}) \text{ [bar]} \quad (1.10)$$

Obecná rovnice pro výpočet tlaku na vstupu do jednotlivých NTO:

$$p_{NTOi_in} = p_{NN} \cdot (1 + \xi_{pNT})^i \text{ [bar]} \quad (1.11)$$

Tabulka 3- Hodnoty tlaků v NT větvi regenerace

Symbol	p_{o_in}	p_{NTO1_in}	p_{NTO2_in}	p_{NTO3_in}	p_{NTO4_in}
Jednotka	bar	bar	bar	bar	bar
Hodnota	13,052	13,574	14,117	14,682	15,269

Přírůstek tlaku v kondenzačním čerpadle:

$$\Delta p_{KČ} = p_{NTO1_in} - p_K \text{ [bar]} \quad (1.12)$$

Entalpie za kondenzačním čerpadlem při izoentropické expanzi:

$$i_{izKČ_out} = f(p_{NTO4_in}; s_{K_out}) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.13)$$

Změna entalpie v kondenzačním čerpadle:

$$\Delta i_{KČ} = \frac{i_{izKČ_out} - i_{K_out}}{\eta_{KČ}} \text{ [kJ / kg]} \quad (1.14)$$

Entalpie za kondenzačním čerpadlem (entalpie vstupující do NTO4):

$$i_{KČ_out} = i_{NTO4_in} = i_{K_out} + \Delta i_{KČ} \text{ [kJ / kg]} \quad (1.15)$$

Teplota za kondenzačním čerpadlem (teplota vstupující do NTO4):

$$t_{KČ_out} = t_{NTO4_in} = f(p_{NTO4_in}; i_{NTO4_in}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.16)$$

Tabulka 4- Parametry kondenzačního čerpadla

Symbol	$\Delta p_{KČ}$	$i_{izKČ_out}$	$\Delta i_{KČ}$	$i_{KČ_out}$	$t_{KČ_out}$
Jednotka	bar	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	$^\circ\text{C}$
Hodnota	15,163	198,312	1,895	198,691	47,148

1.4 NAPÁJECÍ ČERPADLO

Tlakovou ztrátu vzniklou ve vysokotlaké větvi regenerace, v kotli a ztrátu vzniklou v přiváděcím potrubí mezi kotlem a spouštěcím rychlozávěrným ventilem před VT částí kombinovaného dílu musí nahradit napájecí čerpadlo. Tlak v jednotlivých bodech vysokotlaké části byl vypočítán pomocí poměrných tlakových ztrát. Pro poměrnou tlakovou ztrátu převáděcího potrubí mezi kotlem a spouštěcím rychlozávěrným ventilem byla zvolena hodnota $\xi_{pKot-SRV} = 0,02$, v kotli $\xi_{pKot} = 0,22$ a v VT regeneraci jednotná poměrná ztráta $\xi_{pVT} = 0,04$. Účinnost napájecího čerpadla je odhadnuta na $\eta_{NČ} = 0,8$.

Výpočet tlaku za kotlem:

$$p_{Kot_out} = p_a \cdot (1 + \xi_{pKot-SRV}) \quad [bar] \quad (1.17)$$

Výpočet tlaku před kotlem:

$$p_{Kot_in} = p_{Kot_out} \cdot (1 + \xi_{pKot}) \quad [bar] \quad (1.18)$$

Obecná rovnice pro výpočet tlaků před jednotlivými VTO:

$$p_{VTOi_in} = p_{Kot_in} \cdot (1 + \xi_{pVT})^i \quad [bar] \quad (1.19)$$

Tabulka 5- Hodnoty tlaků VT části schématu

Symbol	p_{Kot_out}	p_{Kot_in}	p_{VTO1_in}	p_{VTO2_in}
Jednotka	bar	bar	bar	bar
Hodnota	170,34	207,815	212,222	216,127

Přírůstek tlaku v napájecím čerpadle:

$$\Delta p_{NČ} = p_{VTO2_in} - p_{NN} \quad [bar] \quad (1.20)$$

Entalpie v napájecím čerpadle při izoentropické expanzi:

$$i_{izNČ_out} = f(p_{VTO2_in}; s_{NN}) \quad [kJ / kg] \quad (1.21)$$

Změna entalpie v napájecím čerpadle:

$$\Delta i_{NČ} = \frac{i_{izNČ_out} - i_{NN}}{\eta_{KČ}} \quad [kJ / kg] \quad (1.22)$$

Entalpie za NČ (entalpie vstupující do VTO2):

$$i_{NČ_out} = i_{VTO2_in} = i_{NN} + \Delta i_{NČ} \quad [kJ / kg] \quad (1.23)$$

Teplota za napájecím čerpadlem (teplota vstupující do VTO2):

$$t_{NČ_out} = t_{VTO2_in} = f(p_{VTO2_in}; i_{VTO2_in}) \quad [°C] \quad (1.24)$$

Tabulka 6- Parametry napájecího čerpadla

Symbol	$\Delta p_{NČ}$	$i_{izNČ_out}$	$\Delta i_{NČ}$	$i_{NČ_out}$	$t_{NČ_out}$
Jednotka	bar	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	°C
Hodnota	212,222	831,625	30,074	837,641	194,555

1.5 RYCHLOZÁVĚRNÝ SPOUŠTĚCÍ A REGULAČNÍ VENTIL

Rychlozávěrný spouštěcí ventil slouží k rychlému uzavření přívodu páry do turbíny. Na rozdíl od regulačního ventilu mívá pouze dvoupolohovou regulaci – otevřeno, zavřeno. Oproti tomu regulační ventil bývá plně polohovatelný, slouží k regulaci požadovaného množství páry. V práci byla poměrná tlaková ztráta obou armatur sloučena do jedné $\xi_{pArm_VT} = 0,03$. V armaturách se předpokládá škrcení.

Tlak za armaturami (tlak na vstupu do prvního stupně turbíny):

$$p_1 = (1 - \xi_{pArm_VT}) \cdot p_a \text{ [bar]} \quad (1.25)$$

Admisní entalpie (entalpie na vstupu do VT dílu turbíny):

$$i_a = i_1 = f(p_a; t_a) \text{ [kJ/kg]} \quad (1.26)$$

Teplota na vstupu do turbíny:

$$t_1 = f(p_1; i_1) \text{ [°C]} \quad (1.27)$$

Entropie na vstupu do turbíny:

$$s_1 = f(p_1; i_1) \text{ [kJ/(kg·K)]} \quad (1.28)$$

Tabulka 7 – Parametry za regulačním ventilem (parametry na vstupu do turbíny)

Symbol	p_1	i_a	t_1	s_1
Jednotka	bar	kJ/kg	°C	kJ/(kg·K)
Hodnota	161,99	3473,854	563,157	6,519

1.6 TLAKOVÁ ZTRÁTA NA VÝSTUPNÍM HRDLE TURBÍNY

Mezi posledním stupněm turbíny a vstupem do kondenzátoru vzniká v důsledku absolutní rychlosti vystupující z posledního stupně NT dílu tlaková ztráta. Pro její výpočet byla odhadnuta hodnota absolutní výstupní rychlosti z posledního stupně $c_E = 120$ m/s a poměrná tlaková ztráta výstupního hrdla $\xi_{pHRDLO} = 0,6$.

Použitý vzorec pro výpočet tlakové ztráty výstupního hrdla:

$$\Delta p_{vyst.NT} = 0,038 \cdot (1 - \xi_{p,vyst.NT}) \cdot \left(\frac{c_E}{100}\right)^2 \cdot p_k \text{ [bar]} \quad (1.29)$$

Tlak na výstupu z posledního stupně:

$$p_6 = p_k + \Delta p_{vyst.NT} \text{ [bar]} \quad (1.30)$$

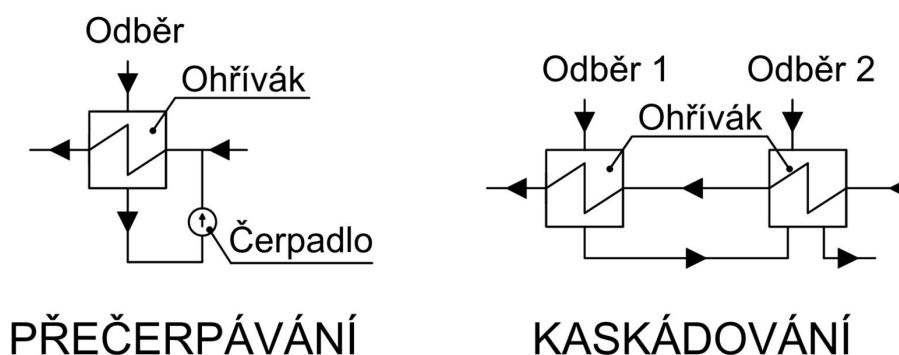
Tabulka 8 – Tlak a tlaková ztráta ve výstupním hrdle turbíny

Symbol	p_1	$\Delta p_{vyst.NT}$
Jednotka	bar	bar
Hodnota	0,002	0,109

1.7 REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY

Podle odvodu zkondenzované páry z regeneračních ohříváků lze rozlišit tři způsoby provedení regenerace: přečerpávací, kaskádový a jejich kombinaci. Přečerpávací způsob odvodu je z hlediska termodynamiky účinnější než kaskádový, ale investičně náročnější. U tohoto typu se kondenzát pomocí čerpadla vede do napájecí vody za jednotlivými ohříváky. Při výpočtu přečerpávacího způsobu se doporučuje zachovávat konstantní rozdíl teplot na vstupu a výstupu z regeneračních ohříváků.

V práci byl zvolen kaskádový způsob odvodu kondenzátu rozdělen do dvou větví (dělicí rovinou je napájecí čerpadlo) - vysokotlaké a nízkotlaké. V každé větvi se zkondenzovaná pára z předešlého ohříváku postupně odvádí do následujícího, kde přispívá k ohřevu napájecí vody. Ve vysokotlaké části končí kondenzát v napájecí nádrži, v nízkotlaké v kondenzátoru. Při výpočtu kaskádovým způsobem bylo dodrženo doporučení zachovávat konstantní poměr absolutních teplot na vstupu a výstupu z regeneračních ohříváků. V praxi se obvykle používá kombinace přečerpávacího a kaskádového odvodu kondenzátu.



Obrázek 2 – Způsoby odvodu kondenzátu z regeneračních ohříváků

Konstantní poměr absolutních teplot ve vysokotlaké regeneraci:

$$m_{VT} = z_{VTO} \sqrt{\frac{t_{NV} + 273,15}{t_{VTO2_in} + 273,15}} [-] \quad (1.31)$$

Kde: z_{VTO} [-] - počet vysokotlakých ohříváků

Poměr absolutních hodnot v nízkotlaké regeneraci:

$$m_{NT} = z_{NTO} \sqrt{\frac{t_{NTO4_in} + 273,15}{t_{NN} + 273,15}} [-] \quad (1.32)$$

Kde: z_{NTO} [-] - počet nízkotlakých ohříváků

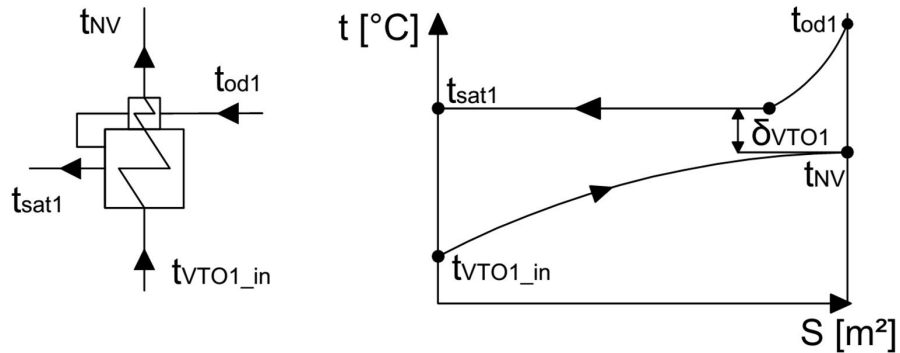
Tabulka 9 – Poměr absolutních teplot VT a NT části regenerace

Symbol	m_{VT}	m_{NT}
Jednotka	-	-
Hodnota	1,068	1,077

1.7.1 VYSOKOTLAKÉ REGENERAČNÍ OHŘÍVÁKY

Počet vysokotlakých regeneračních výměníků byl dán zadáním. U obou byl zvolen stejný nedohřev mezi teplotou saturace páry z odběru a teplotou za ohřívákem

$\delta_{VTO1} = \delta_{VTO1} = 5^{\circ}\text{C}$ a také konstantní poměrná tlaková ztráta mezi místem odběru z turbíny a vstupem do ohříváku $\xi_{pod1} = \xi_{pod2} = 0,1$. Oba výměníky jsou vybaveny srážeci páry z důvodu velkého přehřátí páry.



Obrázek 3 – Teploty VTO1

Teplota na vstupu do VTO1:

$$t_{VTO1_in} = \frac{t_{NV} + 273,15}{m_{VT}} - 273,15 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (1.33)$$

Teplota saturace odběru 1:

$$t_{sat_od1} = t_{NV} + \delta_{VTO1} \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (1.34)$$

Tlak saturace odběru 1:

$$p_{sat_od1} = f(t_{sat_od1}) \text{ [bar]} \quad (1.35)$$

Entalpie hlavního kondenzátu před VTO1:

$$i_{VTO1_in} = i_{VTO2_out} = f(p_{VTO1_in}; t_{VTO1_in}) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.36)$$

Entalpie hlavního kondenzátu za VTO1:

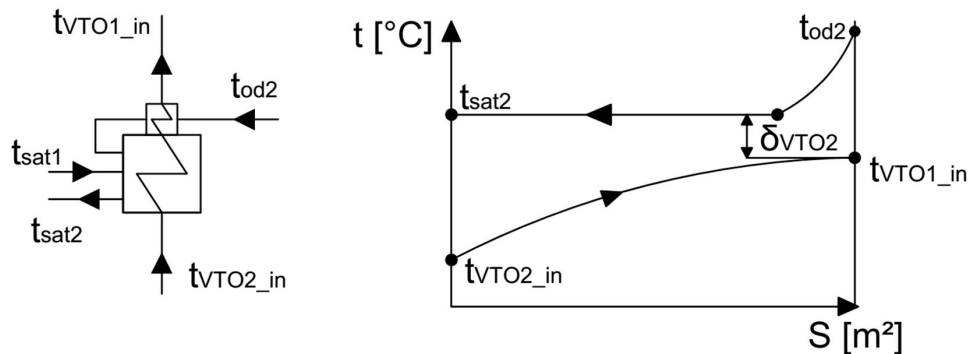
$$i_{VTO1_out} = f(p_{Kot_in}; t_{NV}) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.37)$$

Entalpie odběru 1 za VTO1:

$$i'_{od1} = f(p_{sat_od1}; x = 0) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.38)$$

Tlak v odběru 1 na turbíně:

$$p_{od1} = p_{sat_od1} \cdot (1 + \xi_{pod1}) \text{ [bar]} \quad (1.39)$$



Obrázek 4 – Teploty VTO2

Teplota na vstupu do VTO2:

$$t_{VTO2_in} = \frac{t_{VTO1_in} + 273,15}{m_{VT}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.40)$$

Teplota saturace odběru 2:

$$t_{sat_od2} = t_{VTO1_in} + \delta_{VTO2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.41)$$

Tlak saturace odběru 2:

$$p_{sat_od2} = f(t_{sat_od2}) \text{ [bar]} \quad (1.42)$$

Entalpie hlavního kondenzátu před VTO2:

$$i_{VTO2_in} = f(p_{VTO2_in}; t_{VTO2_in}) \text{ [kJ/kg]} \quad (1.43)$$

Entalpie odběru 2 za VTO2:

$$i'_{od2} = f(p_{sat_od2}; x = 0) \text{ [kJ/kg]} \quad (1.44)$$

Tlak v odběru 2 na turbíně:

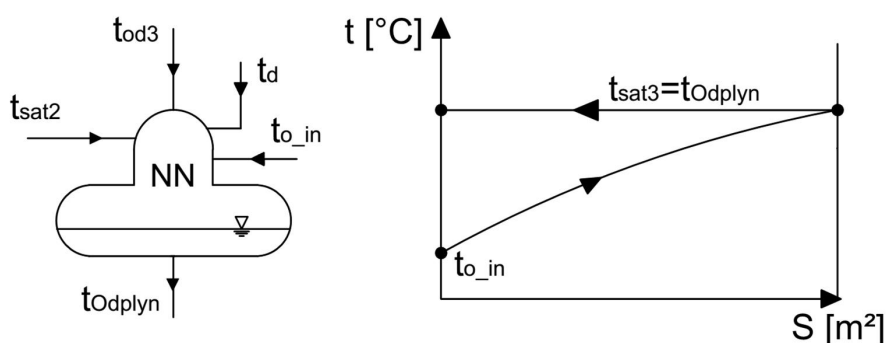
$$p_{od2} = p_{sat_od2} \cdot (1 + \xi_{pod2}) \text{ [bar]} \quad (1.45)$$

Tabulka 10 – parametry ve VT regeneraci

Symbol	i	t_{VTOi_in}	t_{sat_odi}	p_{sat_odi}	i_{VTOi_in}	i'_{odi}	p_{odi}
Jednotka	-	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	bar	kJ/kg	kJ/kg	bar
Hodnoty	1	226	265	50,851	977,705	1159,808	55,936
	2	194,556	231,207	28,592	837,713	995,87	31,451

1.7.2 ODPLYŇOVÁK S NAPÁJECÍ NÁDRŽÍ

Protože se jedná o směšovací výměník, nevzniká mezi teplotou vstupující do odplyňovače a teplotou odplynění nedohřev jako u ostatních regeneračních výměníků. Poměrná tlaková ztráta odběru je zvolena $\xi_{pod3} = 0,1$.



Obrázek 5 – Teploty v napájecí nádrži a odplyňováku

Teplota před vstupem do odplyňovače:

$$t_{o_in} = \frac{t_{odplyn} + 273,15}{m_{NT}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.46)$$

Entalpie napájecí vody na vstupu do odplyňováku:

$$i_{o_in} = i_{NTO1_Out} = f(p_{o_in}; t_{o_in}) [kJ / kg] \quad (1.47)$$

Tlak v odběru 3 na turbíně:

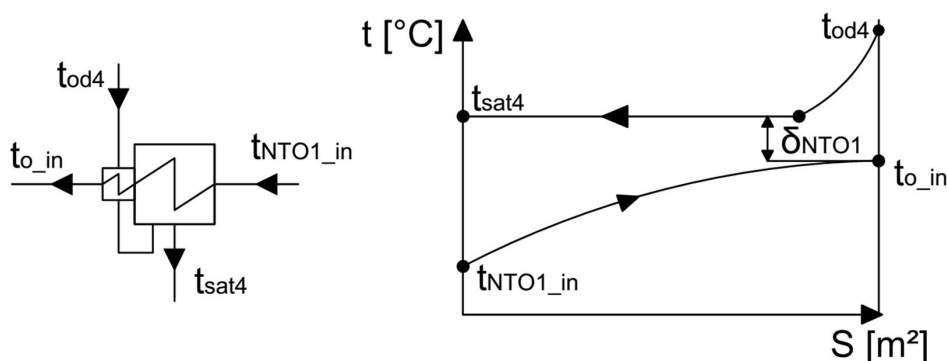
$$p_{od3} = p_{NN} \cdot (1 + \xi_{pod3}) [bar] \quad (1.48)$$

Tabulka 11 – Parametry napájecí nádrže, odplyňováku a tlak ve 3 odběru

Symbol	t_{o_in}	i_{o_in}	p_{od3}
Jednotka	°C	kJ/kg	bar
Hodnota	157,068	663,275	13,805

1.7.3 NÍZKOTLAKÉ REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY

Nízkotlaké regenerační výměníky se nacházejí mezi kondenzačním čerpadlem a odplyňovákem. U všech byl zvolen stejný nedohřev $\delta_{NTO1} = \delta_{NTO2} = \delta_{NTO3} = \delta_{NTO4} = 4^\circ\text{C}$ a také konstantní poměrná tlaková ztráta mezi místem odběru z turbíny a vstupem do ohříváku $\xi_{pod4} = \xi_{pod5} = \xi_{pod6} = \xi_{pod7} = 0,1$. Všechny nízkotlaké regenerační výměníky, krom posledního, kde není teplota přehřátí tak výrazná, jsou vybaveny srážecí páry.



Obrázek 6 – Teploty NTO1

Teplota na vstupu do NTO1:

$$t_{NTO1_in} = \frac{t_{o_in} + 273,15}{m_{NT}} - 273,15 [^\circ\text{C}] \quad (1.49)$$

Teplota saturace odběru 4:

$$t_{sat_od4} = t_{o_in} + \delta_{NTO1} [^\circ\text{C}] \quad (1.50)$$

Tlak saturace odběru 4:

$$p_{sat_od4} = f(t_{sat_od4}) [bar] \quad (1.51)$$

Entalpie hlavního kondenzátu před NTO1:

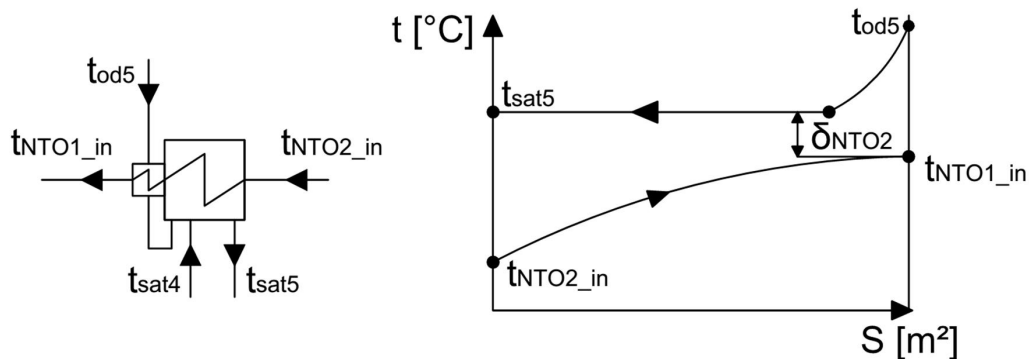
$$i_{NTO1_in} = i_{NTO2_Out} = f(p_{NTO1_in}; t_{NTO1_in}) [kJ / kg] \quad (1.52)$$

Entalpie odběru 4 za NTO1:

$$i'_{od4} = f(p_{sat_od4}; x = 0) [kJ / kg] \quad (1.53)$$

Tlak v odběru 4 na turbíně:

$$p_{od4} = p_{sat_od4} \cdot (1 + \xi_{pod4}) [bar] \quad (1.54)$$



Obrázek 7-Teploty NTO2

Teplota na vstupu do NTO2:

$$t_{NTO2_in} = \frac{t_{NTO1_in} + 273,15}{m_{NT}} - 273,15 [^{\circ}C] \quad (1.55)$$

Teplota saturace odběru 5:

$$t_{sat_od5} = t_{NTO1_in} + \delta_{NTO2} [^{\circ}C] \quad (1.56)$$

Tlak saturace odběru 5:

$$p_{sat_od5} = f(t_{sat_od5}) [bar] \quad (1.57)$$

Entalpie hlavního kondenzátu před NTO2:

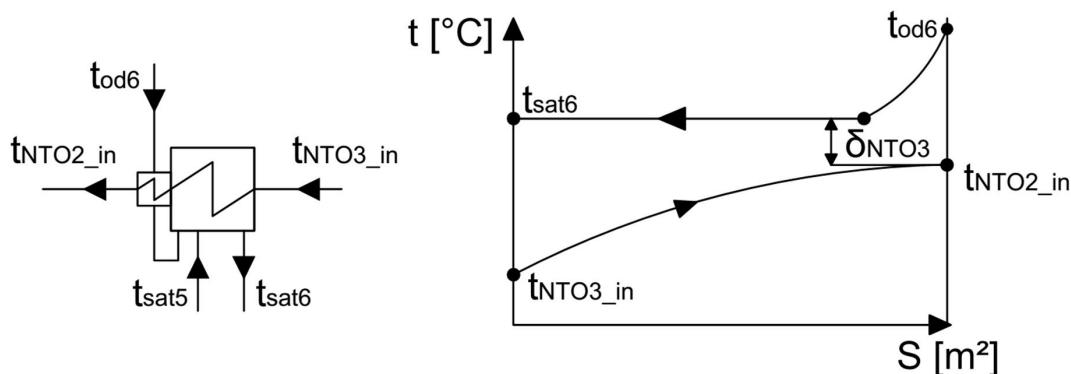
$$i_{NTO2_in} = i_{NTO3_Out} = f(p_{NTO2_in}; t_{NTO2_in}) [kJ / kg] \quad (1.58)$$

Entalpie odběru 5 za NTO2:

$$i'_{od5} = f(p_{sat_od5}; x = 0) [kJ / kg] \quad (1.59)$$

Tlak v odběru 5 na turbíně:

$$p_{od5} = p_{sat_od5} \cdot (1 + \xi_{pod5}) [bar] \quad (1.60)$$



Obrázek 8 – Teploty NTO3

Teplota na vstupu do NTO3:

$$t_{NTO3_in} = \frac{t_{NTO2_in} + 273,15}{m_{NT}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.61)$$

Teplota saturace odběru 6:

$$t_{sat_od6} = t_{NTO2_in} + \delta_{NTO3} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.62)$$

Tlak saturace odběru 6:

$$p_{sat_od6} = f(t_{sat_od6}) \text{ [bar]} \quad (1.63)$$

Entalpie hlavního kondenzátu před NTO3:

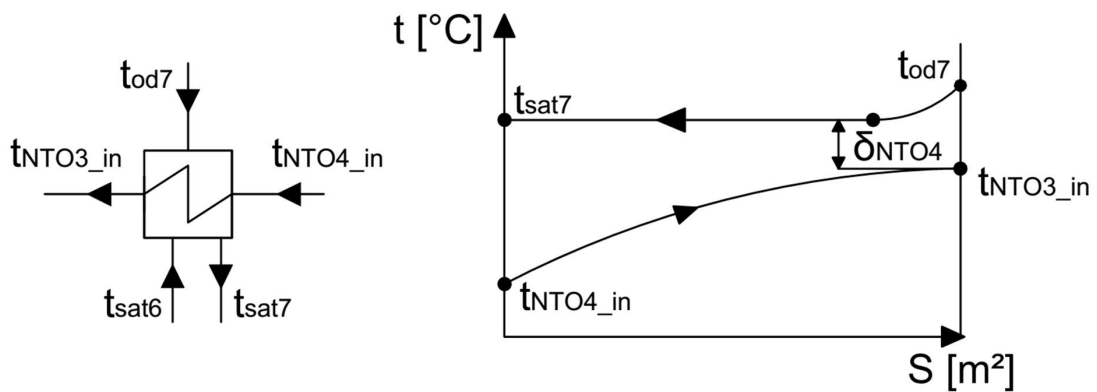
$$i_{NTO3_in} = i_{NTO4_Out} = f(p_{NTO3_in}; t_{NTO3_in}) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.64)$$

Entalpie odběru 6 za NTO3:

$$i'_{od6} = f(p_{sat_od6}; x = 0) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.65)$$

Tlak v odběru 6 na turbíně:

$$p_{od6} = p_{sat_od6} \cdot (1 + \xi_{pod6}) \text{ [bar]} \quad (1.66)$$



Obrázek 9 - Teploty NTO4

Teplota na vstupu do NTO4:

$$t_{NTO4_in} = \frac{t_{NTO3_in} + 273,15}{m_{NT}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.67)$$

Teplota saturace odběru 7:

$$t_{sat_od7} = t_{NTO3_in} + \delta_{NTO4} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1.68)$$

Tlak saturace odběru 7:

$$p_{sat_od7} = f(t_{sat_od7}) \text{ [bar]} \quad (1.69)$$

Entalpie hlavního kondenzátu před NTO4:

$$i_{NTO4_in} = f(p_{NTO4_in}; t_{NTO4_in}) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.70)$$

Entalpie odběru 7 za NTO4:

$$i'_{od7} = f(p_{sat_od7}; x = 0) \text{ [kJ / kg]} \quad (1.71)$$

Tlak v odběru 7 na turbíně:

$$p_{od7} = p_{sat_od7} \cdot (1 + \xi_{pod7}) [bar] \quad (1.72)$$

Tabulka 12 – parametry v NT regeneraci

Symbol	i	t_{NTOi_in}	$t_{sat_od(3+i)}$	$p_{sat_od(3+i)}$	i_{NTOi_in}	i_{NTOi_out}	$i'_{od(3+i)}$	$p_{od(3+i)}$
Jednotka	-	°C	°C	bar	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	bar
Hodnoty	1	126,477	161,068	6,351	532,12	663,275	680,217	6,986
	2	98,061	130,477	2,741	411,916	532,12	548,424	3,015
	3	71,666	102,061	1,091	301,166	411,916	727,798	1,200
	4	47,148	75,666	0,397	198,269	301,166	316,766	0,437

1.8 NÁVRH EXPANZNÍ ČÁRY

Snahou návrhu expanzí čáry je přesně vyjádřit skutečný průběh expanze v turbíně. Odchytku izoentropické expanze od skutečné vyjadřuje vnitřní termodynamická účinnost. V práci byla odhadnuta vnitřní termodynamická účinnost každého dílu (u kombinovaného dílu zvlášť pro VT a ST část). Tato účinnost není shodná s účinností vypočítanou v kapitole NÁVRH PRŮTOČNÉHO KANÁLU, neboť v návrhu tepelného schématu uvažujeme určitá zjednodušení. Na doporučení vedoucího práce byla připuštěna maximální odchylka 2,5% mezi hodnotami navrženými v tepelném schématu a vypočtenými. Tato hodnota je akceptovatelná pouze pro školní výpočet, při skutečném návrhu turbíny by musel proběhnout iterační výpočet, dokud by obě hodnoty nebyly totožné.

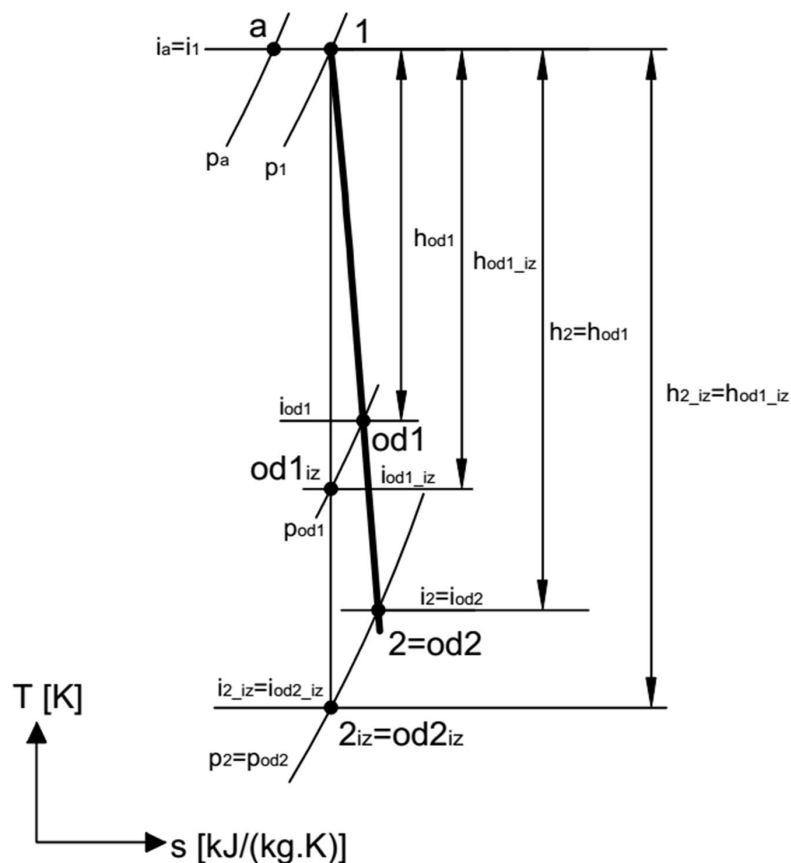
Obecná rovnice vnitřní termodynamické účinnosti:

$$\eta_{TDi_i} = \frac{h_i}{h_{iz_i}} [-] \quad (1.73)$$

1.8.1 NEREGULOVANÉ ODBĚRY VT

Neregulované odběry jsou obvykle otvory v turbínové skříni, kterými protéká pára o výpočtem definovaných parametrech. Jsou vybaveny zpětnou klapkou, aby se zabránilo vniknutí „studené“ páry do tělesa turbíny, což může vést až k havárii celého turbosoustrojí. VT část obsahuje dva neregulované odběry. Pro návrh neregulovaných odběrů VT byla odhadnuta termodynamická účinnost $\eta_{TDi_VT} = 0,8644$. Výsledky výpočtu neregulovaných odběrů VT části jsou uvedeny na konci této podkapitoly.

Z parametrů vyplývajících ze zadání nastane brzký konec expanze do mokré páry, což je nežádoucí a nad tlak admisní páry 16 MPa musí být použito přihřívání páry. Z hlediska účinnosti oběhu musí být zvolen vhodný konec expanze VT části kombinovaného dílu. Tento problém je podrobněji řešen v literatuře [3]. Podle výpočtu uvedené ve zmíněné literatuře vyšel optimální tlak začátku přihřívání velmi blízký tlaku druhého regeneračního odběru. Na základě tohoto poznatku byl zvolen tlak konce expanze VT dílu shodný s tlakem druhého odběru. Rozhodnutí vložit regenerační odběr do výstupního potrubí VT části zjednoduší konstrukci turbíny.



Obrázek 10 – Expanzí čára VT části

Entalpie v odběru 1 při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_od1} = f(p_{od1}; s_1) [kJ / kg] \quad (1.74)$$

Teplený spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 1 při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_od1} = i_1 - i_{iz_od1} [kJ / kg] \quad (1.75)$$

Skutečný teplený spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 1:

$$h_{od1} = h_{iz_od1} \cdot \eta_{TDi_VT} [kJ / kg] \quad (1.76)$$

Entalpie v odběru 1:

$$i_{od1} = i_1 - h_{od1} [kJ / kg] \quad (1.77)$$

Entropie v odběru 1:

$$s_{od1} = f(p_{od1}; i_{od1}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.78)$$

Teplota v odběru 1:

$$t_{od1} = f(p_{od1}; i_{od1}) [^\circ C] \quad (1.79)$$

Měrný objem v odběru 1:

$$v_{od1} = f(p_{od1}; i_{od1}) [m^3 / kg] \quad (1.80)$$

Entalpie v odběru 2 při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_od2} = f(p_{od2}; s_1) [kJ / kg] \quad (1.81)$$

Teplený spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 2 při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_od2} = i_1 - i_{iz_od2} [kJ / kg] \quad (1.82)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 2:

$$h_{od2} = h_{iz_od2} \cdot \eta_{TDi_VT} [kJ / kg] \quad (1.83)$$

Entalpie v odběru 2 (entalpie na konci VT):

$$i_{od2} = i_2 = i_1 - h_{od2} [kJ / kg] \quad (1.84)$$

Entropie v odběru 2 (entropie na konci VT):

$$s_{od2} = s_2 = f(p_{od2}; i_{od2}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.85)$$

Teplota v odběru 2 (teplota na konci VT):

$$t_{od2} = t_2 = f(p_{od2}; i_{od2}) [^{\circ}C] \quad (1.86)$$

Měrný objem v odběru 2 (měrný objem na konci VT):

$$v_{od2} = v_2 = f(p_{od2}; i_{od2}) [m^3 / kg] \quad (1.87)$$

Tabulka 13 – Parametry odběrech VT části

Symbol	i	i_{iz_odi}	h_{iz_odi}	h_{odi}	i_{odi}	s_{odi}	t_{odi}	v_{odi}
Jednotka		kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	$^{\circ}C$	m^3/kg
Hodnoty	1	3142,583	331,271	286,351	3187,503	6,587	400,704	0,051
	2	2993,156	480,698	415,516	3058,339	6,630	327,350	0,082

1.8.2 VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ PARAMETRY ST

Podobně jako v jiných částech schématu i v této podkapitole je nutné zvolit některé parametry. Zadání udává poměrnou tlakovou ztrátu mezi výstupem z VT a vstupem do ST části $\xi_{VT-ST} = 0,1$. Poměrná tlaková ztráta zavíracího ventilu před ST byla zvolena $\xi_{ST-ZV} = 0,03$. Účinnost ST části odhadnuta na $\eta_{TDi_ST} = 0,889$. Tlak na výstupu z posledního stupně průtočné části kombinovaného tělesa by měl ležet v rozmezí hodnot od 4,8 do 3 bar. S ohledem na průtočnou část byl tlak na konci ST zvolen $p_4 = 4,799$ bar.

Tlak na vstupu do ST části:

$$p_3 = p_{od2} \cdot (1 - \xi_{VT-ST}) [bar] \quad (1.88)$$

Tlak před zavíracím ventilem ST části:

$$p_{ZV_ST} = p_3 \cdot (1 + \xi_{ZV_ST}) [bar] \quad (1.89)$$

V zavíracím ventilu ST části bylo uvažováno izoentalpické škrcení (entalpie před i za ventilem je shodná). Entalpie před zavíracím ventilem ST části (na vstupu do ST):

$$i_{ZV_ST} = i_3 = f(p_{ZV_ST}; t_r) [kJ / kg] \quad (1.90)$$

Teplota na vstupu do ST části:

$$t_3 = f(p_3; i_3) [^{\circ}C] \quad (1.91)$$

Entropie na vstupu do ST části:

$$s_3 = f(p_3; i_3) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.92)$$

Měrný objem na vstupu do ST části:

$$v_3 = f(p_3; i_3) [m^3 / kg] \quad (1.93)$$

Tabulka 14 – Parametry na vstupu do ST části před zavíracím ventilem ST části

Symbol	p_3	$p_{zv\ ST}$	i_3	t_3	s_3	v_3
Jednotka	bar	bar	kJ/kg	°C	kJ/(kg.K)	m ³ /kg
Hodnota	28,306	29,115	3604,219	364,669	7,445	0,134

Entalpie na konci ST části při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_4} = f(p_4; s_3) [kJ / kg] \quad (1.94)$$

Tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií na výstupu při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_4} = i_3 - i_{iz_4} [kJ / kg] \quad (1.95)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií na výstupu:

$$h_4 = h_{iz_4} \cdot \eta_{TDi_ST} [kJ / kg] \quad (1.96)$$

Entalpie na konci ST části (rovná se entalpii na vstupu do NT části):

$$i_4 = i_5 = i_3 - h_4 [kJ / kg] \quad (1.97)$$

Entropie na konci ST části:

$$s_4 = f(p_4; i_4) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.98)$$

Teplota na konci ST části:

$$t_4 = f(p_4; i_4) [°C] \quad (1.99)$$

Měrný objem na konci ST části:

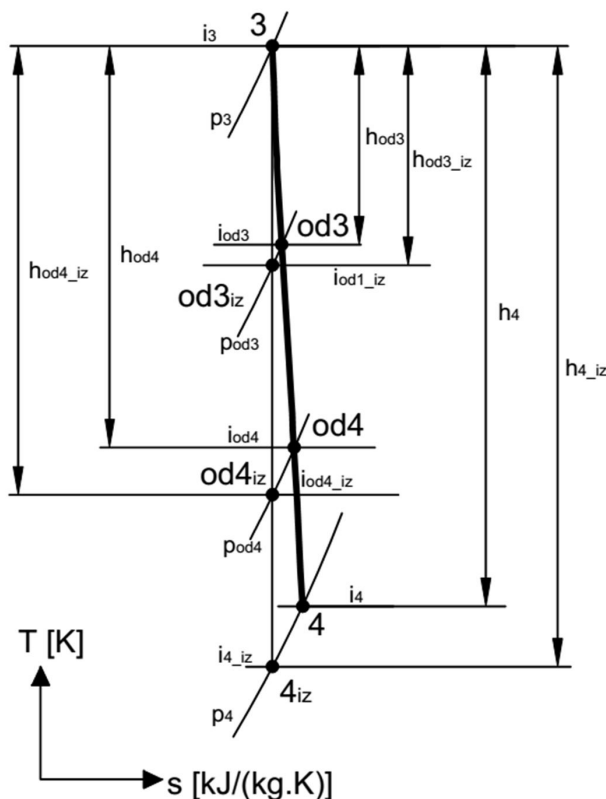
$$v_4 = f(p_4; i_4) [m^3 / kg] \quad (1.100)$$

Tabulka 15 – Parametry na vstupu do ST části před zavíracím ventilem ST části

Symbol	i_{iz_4}	h_{iz_4}	h_4	i_4	s_4	t_4	v_4
Jednotka	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	°C	m ³ /kg
Hodnota	3044,313	559,906	497,770	3106,450	7,552	320,029	0,565

1.8.3 NEREGULOVANÉ ODBĚRY ST

ST část obsahuje dva neregulované odběry. Výsledky výpočtu neregulovaných odběrů ST tělesa jsou uvedeny na konci podkapitoly.



Obrázek 11 – Expanzní čára ST tělesa

Entalpie v odběru 3 při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_od3} = f(p_{od3}; s_3) [kJ / kg] \quad (1.101)$$

Tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 3 při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_od3} = i_3 - i_{iz_od3} [kJ / kg] \quad (1.102)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 3:

$$h_{od3} = h_{iz_od3} \cdot \eta_{TDi_ST} [kJ / kg] \quad (1.103)$$

Entalpie v odběru 3:

$$i_{od3} = i_3 - h_{od3} [kJ / kg] \quad (1.104)$$

Entropie v odběru 3:

$$s_{od3} = f(p_{od3}; i_{od3}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.105)$$

Teplota v odběru 3:

$$t_{od3} = f(p_{od3}; i_{od3}) [°C] \quad (1.106)$$

Měrný objem v odběru 3:

$$v_{od3} = f(p_{od3}; i_{od3}) [m^3 / kg] \quad (1.107)$$

Entalpie v odběru 4 při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_od4} = f(p_{od4}; s_3) [kJ / kg] \quad (1.108)$$

Tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 4 při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_od4} = i_3 - i_{iz_od4} [kJ / kg] \quad (1.109)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 4:

$$h_{od4} = h_{iz_od4} \cdot \eta_{TDi_ST} [kJ / kg] \quad (1.110)$$

Entalpie v odběru 4:

$$i_{od4} = i_3 - h_{od4} [kJ / kg] \quad (1.111)$$

Entropie v odběru 4:

$$s_{od4} = f(p_{od4}; i_{od4}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.112)$$

Teplota v odběru 4:

$$t_{od4} = f(p_{od4}; i_{od4}) [^{\circ}C] \quad (1.113)$$

Měrný objem v odběru 4:

$$v_{od4} = f(p_{od4}; i_{od4}) [m^3 / kg] \quad (1.114)$$

Tabulka 16 – Parametry v odběrech ST části

Symbol	i	i _{iz_odi}	h _{iz_odi}	h _{odi}	i _{odi}	S _{odi}	t _{odi}	v _{odi}
Jednotka	-	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	°C	m ³ /kg
Hodnoty	3	3351,015	253,205	225,099	3379,120	7,484	455,952	0,241
	4	3145,129	459,09	408,131	3196,088	7,526	365,237	0,417

1.8.4 VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ PARAMETRY NT DÍLU

Poměrná tlaková ztráta v převáděcím potrubí mezi výstupním hrdel kombinovaného tělesa a zavíracím ventilem umístěným před NT dílem byla zvolena $\xi_{VT-ST} = 0,02$ a poměrná tlaková ztráta zavíracího ventilu NT dílu $\xi_{NT_ZV} = 0,03$. Účinnost NT dílu odhadnuta na $\eta_{TDi_ST} = 0,8525$.

Tlak před závěrným ventilem NT dílu:

$$p_{NT_ZV} = p_4 \cdot (1 - \xi_{ST-NT}) [bar] \quad (1.115)$$

Tlak za závěrným ventilem NT dílu (tlak na vstupu do NT dílu):

$$p_5 = p_{NT_ZV} \cdot (1 - \xi_{ZV_NT}) [bar] \quad (1.116)$$

Teplota na vstupu do NT dílu:

$$t_5 = f(p_5; i_5) [^{\circ}C] \quad (1.117)$$

Entropie na vstupu do NT dílu:

$$s_5 = f(p_5; i_5) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.118)$$

Měrný objem na vstupu do NT dílu:

$$v_5 = f(p_5; i_5) [m^3 / kg] \quad (1.119)$$

Tabulka 17 – Parametry před NT dílem a před zavíracím ventilem NT dílu

Symbol	p_{zV_NT}	p_5	t_5	s_5	v_5
Jednotka	bar	bar	kJ/kg	kJ/(kg.K)	m ³ /kg
Hodnota	4,700	4,559	319,769	7,575	0,594

Entalpie na konci NT dílu při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_6} = f(p_6; s_5) [kJ / kg] \quad (1.120)$$

Tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií na výstupu při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_6} = i_5 - i_{iz_6} [kJ / kg] \quad (1.121)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií na výstupu:

$$h_6 = h_{iz_6} \cdot \eta_{TDi_NT} [kJ / kg] \quad (1.122)$$

Entalpie na konci NT dílu:

$$i_6 = i_5 - h_6 [kJ / kg] \quad (1.123)$$

Entropie na konci NT dílu:

$$s_6 = f(p_6; i_6) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.124)$$

Teplota na konci NT dílu:

$$t_6 = f(p_6; i_6) [°C] \quad (1.125)$$

Měrný objem na konci NT dílu:

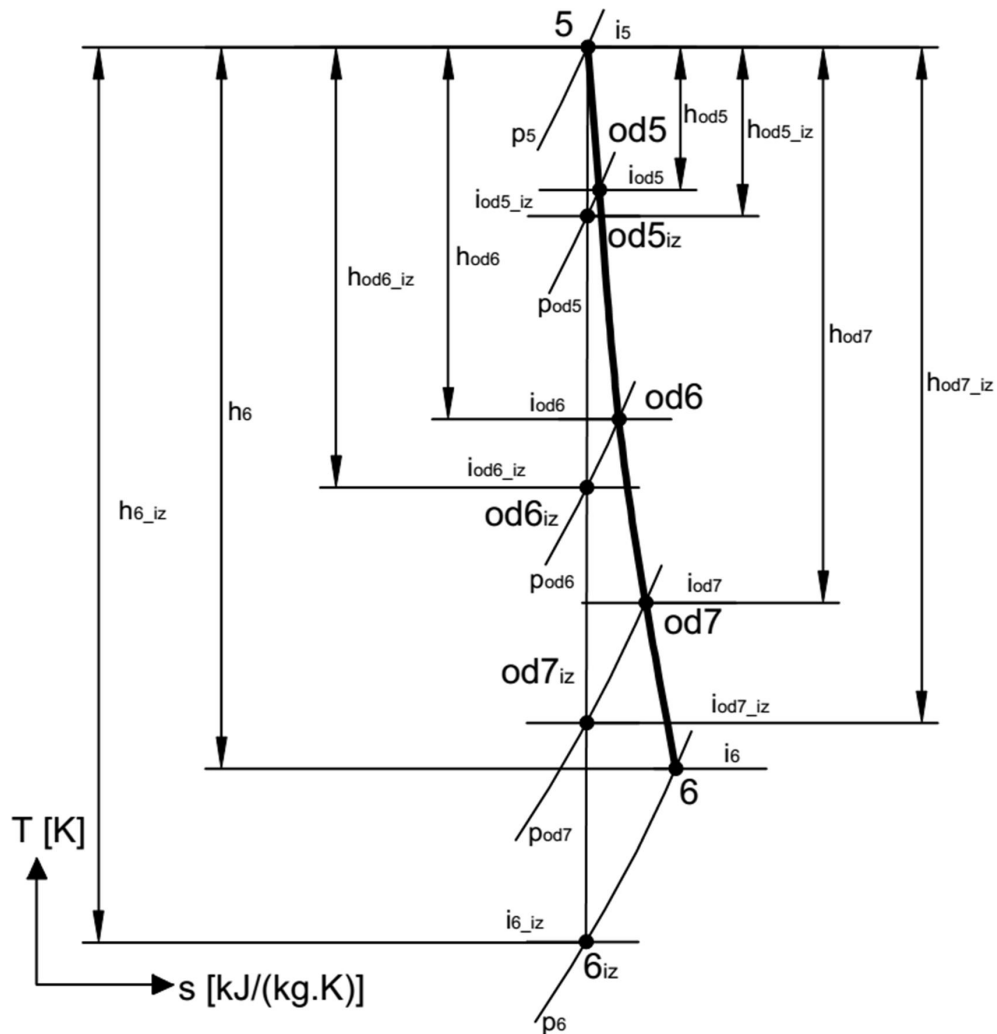
$$v_6 = f(p_6; i_6) [m^3 / kg] \quad (1.126)$$

Tabulka 18 – Parametry na výstupu z NT části

Symbol	i_{iz_6}	h_{iz_6}	h_6	i_6	s_6	t_6	v_6
Jednotka	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	°C	m ³ /kg
Hodnota	2409,221	697,229	594,388	2512,062	7,897	47,00	13,427

1.8.5 NEREGULOVANÉ ODBĚRY NT DÍLU

NT těleso obsahuje tři neregulované odběry. Výsledky výpočtu neregulovaných odběrů NT tělesa jsou uvedeny na konci podkapitoly.



Obrázek 12 – Expanzní čára NT tělesa

Entalpie v odběru 5 při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_od5} = f(p_{od5}; s_5) [kJ / kg] \quad (1.127)$$

Tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 5 při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_od5} = i_5 - i_{iz_od5} [kJ / kg] \quad (1.128)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 5:

$$h_{od5} = h_{iz_od5} \cdot \eta_{TDi_NT} [kJ / kg] \quad (1.129)$$

Entalpie v odběru 5:

$$i_{od5} = i_5 - h_{od5} [kJ / kg] \quad (1.130)$$

Entropie v odběru 5:

$$s_{od5} = f(p_{od5}; i_{od5}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.131)$$

Teplota v odběru 5:

$$t_{od5} = f(p_{od5}; i_{od5}) [^{\circ}C] \quad (1.132)$$

Měrný objem v odběru 5:

$$v_{od5} = f(p_{od5}; i_{od5}) [m^3 / kg] \quad (1.133)$$

Entalpie v odběru 6 při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_od6} = f(p_{od6}; s_5) [kJ / kg] \quad (1.134)$$

Tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 6 při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_od6} = i_5 - i_{iz_od6} [kJ / kg] \quad (1.135)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 6:

$$h_{od6} = h_{iz_od6} \cdot \eta_{TDi_NT} [kJ / kg] \quad (1.136)$$

Entalpie v odběru 6:

$$i_{od6} = i_5 - h_{od6} [kJ / kg] \quad (1.137)$$

Entropie v odběru 6:

$$s_{od6} = f(p_{od6}; i_{od6}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.138)$$

Teplota v odběru 6:

$$t_{od6} = f(p_{od6}; i_{od6}) [^{\circ}C] \quad (1.139)$$

Měrný objem v odběru 6:

$$v_{od6} = f(p_{od6}; i_{od6}) [m^3 / kg] \quad (1.140)$$

Entalpie v odběru 7 při izoentropické expanzi:

$$i_{iz_od7} = f(p_{od7}; s_5) [kJ / kg] \quad (1.141)$$

Tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 7 při izoentropické expanzi:

$$h_{iz_od7} = i_5 - i_{iz_od7} [kJ / kg] \quad (1.142)$$

Skutečný tepelný spád mezi entalpií na vstupu a entalpií v odběru 7:

$$h_{od7} = h_{iz_od7} \cdot \eta_{TDi_NT} [kJ / kg] \quad (1.143)$$

Entalpie v odběru 7:

$$i_{od7} = i_5 - h_{od7} [kJ / kg] \quad (1.144)$$

Entropie v odběru 7:

$$s_{od7} = f(p_{od7}; i_{od7}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (1.145)$$

Teplota v odběru 7:

$$t_{od7} = f(p_{od7}; i_{od7}) [^{\circ}C] \quad (1.146)$$

Měrný objem v odběru 7:

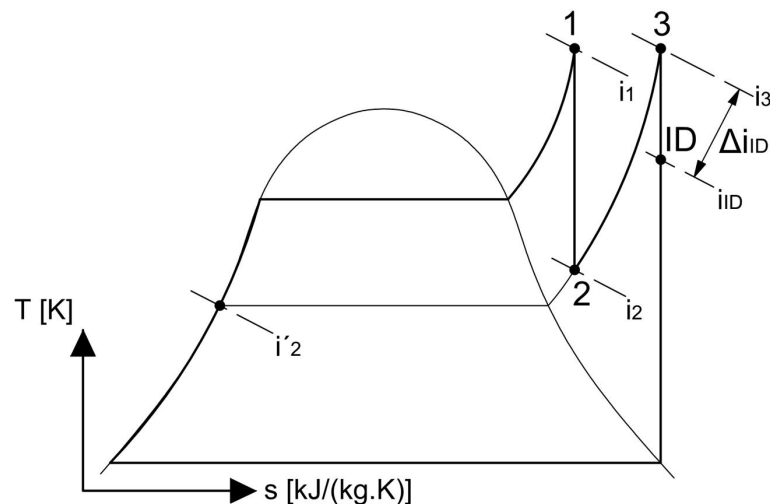
$$v_{od7} = f(p_{od7}; i_{od7}) [m^3 / kg] \quad (1.147)$$

Tabulka 19 – Parametry v odběrech NT dílu

Symbol	i	i_{iz_odi}	h_{iz_odi}	h_{odi}	i_{odi}	S_{odi}	t_{odi}	v_{odi}
Jednotka	-	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	°C	m ³ /kg
Hodnoty	5	2999,611	106,839	91,080	3015,370	7,6044	273,368	0,829
	6	2795,537	310,913	265,054	28411,396	7,679	183,290	1,743
	7	2617,225	489,225	417,065	2689,385	7,776	103,145	3,954

1.9 INDIFERENTNÍ BOD

Umístění regeneračních odběrů nad tzv. indiferentní bod nepřinese tepelnému oběhu žádné zvýšení účinnosti. Je to způsobeno zmařením vysoce energeticky kvalitní páry v regeneračních ohříváků. Výhodnější by bylo nechat ji expandovat v turbíně. Z tohoto důvodu byla provedena kontrola regeneračních odběrů, které musí ležet pod indiferentním bodem. Při výpočtu byl použit postup dle literatury [3].



Obrázek 13 – Určení entalpie indiferentního bodu

Entalpie indiferentního bodu byla určena pomocí bodu na vstupu do ST části (bod 3) a tepelnou účinností VT části turbíny. Body použité ve výpočtu jsou znázorněny na obrázku výše.

Entalpie rovna tlaku konci expanze VT části a syté kapalíně:

$$i'_2 = f(x=0; p_2) [kJ/kg] \quad (1.148)$$

Tepelná účinnost VT části:

$$\eta_{VT} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} [-] \quad (1.149)$$

Rozdíl entalpií mezi body 3 a ID:

$$\Delta i_{ID} = \eta_{VT} \cdot (i_3 - i_2) [kJ/kg] \quad (1.150)$$

Entalpie indiferentního bodu:

$$i_{ID} = i_3 - \Delta i_{ID} [kJ/kg] \quad (1.151)$$

Tabulka 20 – Parametry výpočtu indiferentního bodu

Symbol	i'_2	η_{VT}	Δi_{ID}	i_{ID}
Jednotka	kJ/kg	-	kJ/kg	kJ/kg
Hodnota	1020,834	0,169	92,466	3511,753

Entalpie indiferentního bodu je větší než entalpie regeneračních odběrů, lze konstatovat zvýšení účinností jednotlivých odběrů pomocí regeneračních odběrů.

1.10 VÝPOČET RELATIVNÍCH HMOTNOSTNÍCH PRŮTOKŮ

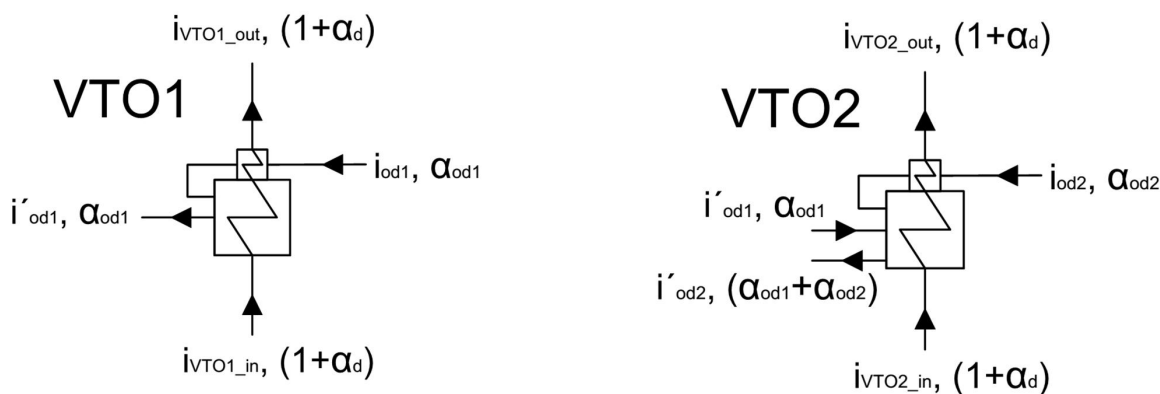
Hmotnostní průtok jednotlivými uzly tepelného schématu byly vypočteny z bilančních rovnic, dávající do rovnosti hmotnostní a tepelný tok vstupující a vystupující z uzlu schématu. Z hlediska výpočtu je výhodné jednotlivé rovnice vztahovat na jeden kilogram proudícího média. Z tohoto důvodu byl zaveden tzv. relativní hmotnostní průtok α , uvádějící do poměru hmotnostní průtok v daném bodě schématu k maximálnímu hmotnostnímu průtoku turbínou (jde o maximální průtok v celém tepelném schématu snížený o množství dodatkové vody).

$$\alpha_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_1} [-] \quad (1.152)$$

Hodnoty všech relativních hmotnostních průtoků tepelného schématu jsou uvedeny v závěru kapitoly.

Vysokotlaké regenerační ohříváky

Reálné ohříváky nepředávají všechen vstupující tepelný tok napájecí vodě, ale část tepla předají do okolí. Proto u vysokotlakých ohříváků byla uvažována tepelná ztráta dána účinností $\eta_{VTO} = 0,98$.



Obrázek 14 – Bilanční schéma VTO1 a VTO2

Výpočet relativního hmotnostního průtoku odběru 1 z bilanční rovnice VTO1:

$$\alpha_{Od1} = \frac{(1 + \alpha_d) \cdot (i_{VTO1_out} - i_{VTO1_in})}{(i_{Od1} - i'_{Od1}) \cdot \eta_{VTO}} [-] \quad (1.153)$$

Výpočet relativního hmotnostního průtoku odběru 2 z bilanční rovnice VTO2:

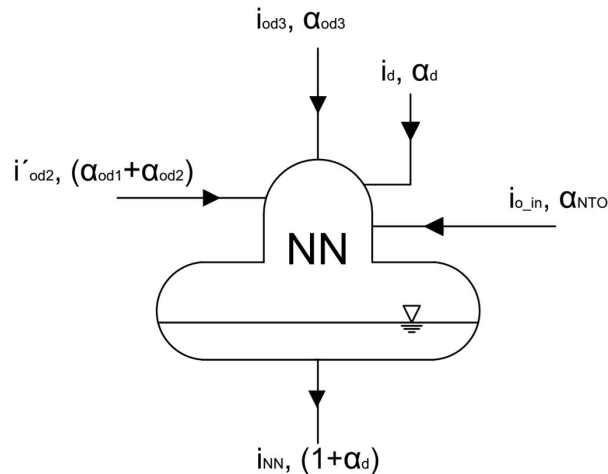
$$\alpha_{Od2} = \frac{(1 + \alpha_d) \cdot (i_{VTO2_out} - i_{VTO2_in})}{\eta_{VTO} \cdot (i_{Od2} - i'_{Od2})} - \frac{\alpha_{Od1} \cdot (i'_{Od1} - i'_{Od2})}{(i_{Od2} - i'_{Od2})} [-] \quad (1.154)$$

Napájecí nádrž

NN je bodem tepelného schématu, kde se spojují čtyři hmotnostní průtoky. Účinnost přenosu tepla v napájecí nádrže byla odhadnuta na $\eta_{NN} = 0,97$. Při výpočtu hmotnostních průtoků, bylo uvažováno s dodatkovou vodou sloužící k pokrytí průsaků a odluhu v kotli. Podle literatury [1] byl zvolen relativní hmotnostní průtok dodatkové vody $\alpha_d = 0,05$ a teplota dodatkové vody $t_d = 50^\circ\text{C}$.

Entalpie dodatkové vody:

$$i_d = f(p_{NN}; t_d) = 210,408 \text{ kJ / kg} \quad (1.155)$$



Obrázek 15 – Bilanční schéma NN

Výpočet relativního hmotnostního průtoku odběru 3 bilanční rovnice NN:

$$\alpha_{Od3} = \frac{i_{NN} - i_{o_in} - (\alpha_{Od1} + \alpha_{Od2}) \cdot i_{NN} + (\alpha_{Od1} + \alpha_{Od2}) \cdot i_{o_in}}{(\eta_{NN} \cdot i_{Od3} - \eta_{NN} \cdot i_{NN} + i_{NN} - i_{o_in})} + \frac{\alpha_d \cdot (i_{NN} - i_d) - \eta_{NN} \cdot [(\alpha_{Od1} + \alpha_{Od2}) \cdot (i'_{Od2} - i_{NN})]}{(\eta_{NN} \cdot i_{Od3} - \eta_{NN} \cdot i_{NN} + i_{NN} - i_{o_in})} [-] \quad (1.156)$$

Relativní hmotnostní průtok vody proudící NT větví regenerace:

$$\alpha_{NTO} = 1 - \alpha_{Od1} - \alpha_{Od2} - \alpha_{Od3} [-] \quad (1.157)$$

Nízkotlaké regenerační ohříváky

Výpočet nízkotlakých regeneračních ohříváku je totožný s výpočtem vysokotlakých regeneračních ohříváku. Účinnost všech nízkotlakých ohříváků uvažují $\eta_{NTO} = 0,99$.



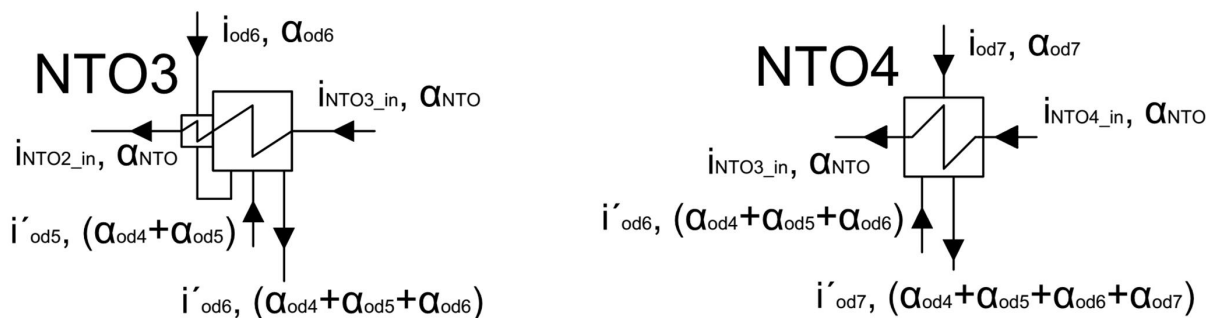
Obrázek 16 – Bilanční schéma NTO1 a NTO2 ohříváků

Výpočet relativního hmotnostního průtoku odběru 4 z bilanční rovnice NTO1:

$$\alpha_{Od4} = \frac{\alpha_{NTO} \cdot (i_{o_in} - i_{NTO1_in})}{(i_{Od4} - i'_{Od4}) \cdot \eta_{NTO}} [-] \quad (1.158)$$

Výpočet relativního hmotnostního průtoku odběru 5 z bilanční rovnice NTO2:

$$\alpha_{Od5} = \frac{\alpha_{NTO} \cdot (i_{NTO1_in} - i_{NTO2_in})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{Od5} - i'_{Od5})} - \frac{\alpha_{Od4} \cdot (i'_{Od4} - i'_{Od5})}{(i_{Od5} - i'_{Od5})} [-] \quad (1.159)$$



Obrázek 17 – Bilanční schéma NTO3 a NTO4 ohříváků

Výpočet relativního hmotnostního průtoku odběru 6 z bilanční rovnice NTO3:

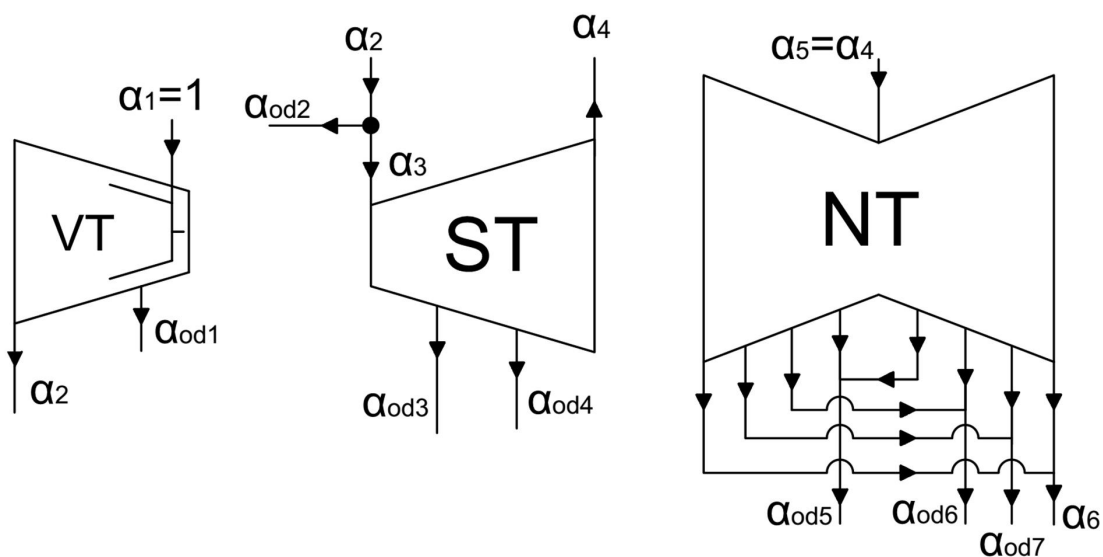
$$\alpha_{Od6} = \frac{\alpha_{NTO} \cdot (i_{NTO2_in} - i_{NTO3_in})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{Od6} - i'_{Od6})} - \frac{(\alpha_{Od4} + \alpha_{Od5}) \cdot (i'_{Od5} - i'_{Od6})}{(i_{Od6} - i'_{Od6})} [-] \quad (1.160)$$

Výpočet relativního hmotnostního průtoku odběru 7 z bilanční rovnice NTO4:

$$\alpha_{Od7} = \frac{\alpha_{NTO} \cdot (i_{NTO3_in} - i_{NTO4_in})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{Od7} - i'_{Od7})} - \frac{(\alpha_{Od4} + \alpha_{Od5} + \alpha_{Od6}) \cdot (i'_{Od6} - i'_{Od7})}{(i_{Od7} - i'_{Od7})} [-] \quad (1.161)$$

Bilanční rovnice dílů turbíny

K výpočtu relativních průtoků skrz části turbíny postačí hmotnostní bilanční rovnice.



Obrázek 18 – Bilanční schéma VT-ST dílu a NT dílu turbíny

Výpočet relativního hmotnostního průtoku na výstupu z VT části:

$$\alpha_2 = 1 - \alpha_{od1} [-] \quad (1.162)$$

Výpočet relativního hmotnostního průtoku na vstupu do ST části:

$$\alpha_3 = \alpha_2 - \alpha_{od2} [-] \quad (1.163)$$

Výpočet relativního hmotnostního průtoku na výstupu ze ST části:

$$\alpha_4 = \alpha_3 - \alpha_{od3} - \alpha_{od4} [-] \quad (1.164)$$

Výpočet relativního hmotnostního průtoku na výstupu z NT dílu:

$$\alpha_6 = \alpha_4 - \alpha_{od5} - \alpha_{od6} - \alpha_{od7} [-] \quad (1.165)$$

Tabulka 21 – Relativní hmotnostní průtoky

Popis	Symbol	Hodnota	jednotka
Dodatková voda	α_d	0,05	-
Odběr 1	α_{od1}	0,0825	-
Odběr 2	α_{od2}	0,0662	-
Odběr 3	α_{od3}	0,0476	-
Hlavní kondenzát NTO	α_{NTO}	0,8037	-
Odběr 4	α_{od4}	0,0423	-
Odběr 5	α_{od5}	0,0373	-
Odběr 6	α_{od6}	0,0333	-
Odběr 7	α_{od7}	0,0298	-
Výstup z VT	α_2	0,9175	-
Vstup do ST	α_3	0,8514	-
Výstup ze ST (vstup do NT)	$\alpha_4 = \alpha_4$	0,7614	-
Výstup z NT	α_6	0,6611	-

1.11 VÝPOČET MĚRNÉHO VÝKONU JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ TURBÍNY

Měrný výkon udává zpracované teplo jednotlivých částí turbíny průchodem 1 kg páry. Kvůli přehlednějšímu výpočtu je rozdělen celkový tepelný spád turbíny na devět úseků podle různých hmotnostních průtoků (výjimku tvoří spády 5 a 6, kde jsou hmotnostní průtoky stejné):

Spád 1 mezi vstupem do VT a odběrem 1:

$$\Delta i_1 = i_1 - i_{od1} [kJ / kg] \quad (1.166)$$

Spád 2 mezi odběrem 1 a koncem VT:

$$\Delta i_2 = i_{od1} - i_2 [kJ / kg] \quad (1.167)$$

Spád 3 mezi vstupem do ST a odběrem 3:

$$\Delta i_3 = i_3 - i_{od3} [kJ / kg] \quad (1.168)$$

Spád 4 mezi odběrem 3 a 4:

$$\Delta i_4 = i_{od3} - i_{od4} [kJ / kg] \quad (1.169)$$

Spád 5 mezi oděrem 4 a koncem ST:

$$\Delta i_5 = i_{od4} - i_4 \quad [kJ / kg] \quad (1.170)$$

Spád 6 mezi vstupem ST a odběrem 5:

$$\Delta i_6 = i_5 - i_{od5} \quad [kJ / kg] \quad (1.171)$$

Spád 7 mezi odběrem 5 a 6:

$$\Delta i_7 = i_{od5} - i_{od6} \quad [kJ / kg] \quad (1.172)$$

Spád 8 mezi odběrem 6 a 7:

$$\Delta i_8 = i_{od6} - i_{od7} \quad [kJ / kg] \quad (1.173)$$

Spád 9 mezi odběrem 6 a koncem NT:

$$\Delta i_9 = i_{od7} - i_6 \quad [kJ / kg] \quad (1.174)$$

Tabulka 22 – Přehled tepelných spádů turbíny

Popis	Symbol	Hodnota	jednotka
Spád 1	Δi_1	286,351	kJ/kg
Spád 2	Δi_2	129,165	kJ/kg
Spád 3	Δi_3	225,099	kJ/kg
Spád 4	Δi_4	183,032	kJ/kg
Spád 5	Δi_5	89,504	kJ/kg
Spád 6	Δi_6	91,214	kJ/kg
Spád 7	Δi_7	173,970	kJ/kg
Spád 8	Δi_8	152,008	kJ/kg
Spád 9	Δi_9	177,322	kJ/kg

Měrný výkon VT části:

$$a_{VT} = \Delta i_1 + (1 - \alpha_{od1}) \cdot \Delta i_2 \quad [kJ / kg] \quad (1.175)$$

Měrný výkon ST části:

$$a_{ST} = (1 - \alpha_{od1} - \alpha_{od2}) \cdot \Delta i_3 + (1 - \alpha_{od1} - \alpha_{od2} - \alpha_{od3}) \cdot \Delta i_4 + (1 - \alpha_{od1} - \alpha_{od2} - \alpha_{od3} - \alpha_{od4}) \cdot \Delta i_5 \quad [kJ / kg] \quad (1.176)$$

Měrný výkon NT dílu:

$$a_{NT} = (1 - \alpha_{od1} - \alpha_{od2} - \alpha_{od3} - \alpha_{od4}) \cdot \Delta i_6 + (1 - \alpha_{od1} - \alpha_{od2} - \alpha_{od3} - \alpha_{od4} - \alpha_{od5}) \cdot \Delta i_7 + (1 - \alpha_{od1} - \alpha_{od2} - \alpha_{od3} - \alpha_{od4} - \alpha_{od5} - \alpha_{od6}) \cdot \Delta i_8 + (1 - \alpha_{od1} - \alpha_{od2} - \alpha_{od3} - \alpha_{od4} - \alpha_{od5} - \alpha_{od6} - \alpha_{od7}) \cdot \Delta i_9 \quad [kJ / kg] \quad (1.177)$$

Celkový měrný výkon turbíny:

$$a_{Celk} = a_{VT} + a_{ST} + a_{NT} \quad [kJ / kg] \quad (1.178)$$

Tabulka 23 – Přehled měrných prací turbíny

Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
Měrná práce VT	a_{VT}	404,858	kJ/kg
Měrná práce ST	a_{ST}	406,895	kJ/kg
Měrná práce NT	a_{NT}	417,670	kJ/kg
Celková měrná práce turbíny	a_{Celk}	1229,423	kJ/kg

1.12 VÝPOČET HMOTNOSTNÍCH PRŮTOKŮ

Maximální hmotnostní průtok byl vypočítán z rovnice pro výkon turbosoustrojí na svorkách generátoru P_G , který je dán zadáním, stejně jako mechanická účinnost η_{mech} a účinnost generátoru η_g .

Hmotnostní průtok vstupující do VT části (maximální hmotnostní průtok turbínou):

$$\dot{m}_1 = \frac{P_b}{a_{Celk} \cdot \eta_G \cdot \eta_{mech}} [kg / s] \quad (1.179)$$

Obecná rovnice pro výpočet hmotnostních průtoků:

$$\dot{m}_i = \alpha_i \cdot \dot{m}_1 [kg / s] \quad (1.180)$$

Tabulka 24 – Přehled hmotnostních průtoků tepelného schématu

i	Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
1	Hmotnostní průtok na vstupu do turbíny	\dot{m}_1	208,529	kg/s
od1	Hmotnostní průtok odběrem 1	\dot{m}_{od1}	17,205	kg/s
od2	Hmotnostní průtok odběrem 2	\dot{m}_{od2}	13,798	kg/s
od3	Hmotnostní průtok odběrem 3	\dot{m}_{od3}	9,921	kg/s
od4	Hmotnostní průtok odběrem 4	\dot{m}_{od4}	8,826	kg/s
od5	Hmotnostní průtok odběrem 5	\dot{m}_{od5}	7,778	kg/s
od6	Hmotnostní průtok odběrem 6	\dot{m}_{od6}	6,939	kg/s
od7	Hmotnostní průtok odběrem 7	\dot{m}_{od7}	6,208	kg/s
NTO	Hmotnostní průtok v NT části regenerace	\dot{m}_{NTO}	167,605	kg/s
2	Hmotnostní průtok na výstupu z VT	\dot{m}_2	191,324	kg/s
3	Hmotnostní průtok na vstupu do ST	\dot{m}_3	177,525	kg/s
4	Hmotnostní průtok na výstupu ze ST	\dot{m}_4	158,780	kg/s
5	Hmotnostní průtok na vstupu do NT	\dot{m}_5	158,779	kg/s
6	Hmotnostní průtok na výstupu z NT	\dot{m}_6	137,856	kg/s
d	Hmotnostní průtok dodatkové vody	\dot{m}_d	10,426	kg/s
Maximální průtok vstupující do kotle		$\dot{m}_1 + \dot{m}_d$	218,956	kg/s

Pro výpočet průtočné části je nutné znát hmotnostní průtoky v jednotlivých úsecích turbíny.

Vstup do VT – odběr 1:

$$\dot{m}_{1-od1} = \dot{m}_1 [kg / s] \quad (1.181)$$

Odběr 1 – konec VT:

$$\dot{m}_{od1-2} = \dot{m}_2 \text{ [kg / s]} \quad (1.182)$$

Vstup do ST – odběr 3 :

$$\dot{m}_{3-od3} = \dot{m}_3 \text{ [kg / s]} \quad (1.183)$$

Odběr 3 – odběr 4:

$$\dot{m}_{od3-od4} = \dot{m}_3 - \dot{m}_{od3} \text{ [kg / s]} \quad (1.184)$$

Odběr 4 – Konec ST:

$$\dot{m}_{od4-4} = \dot{m}_4 \text{ [kg / s]} \quad (1.185)$$

Vstup do NT – odběr 5:

$$\dot{m}_{5-od5} = \dot{m}_5 \text{ [kg / s]} \quad (1.186)$$

Odběr 5 – odběr 6:

$$\dot{m}_{od5-od6} = \dot{m}_5 - \dot{m}_{od5} \text{ [kg / s]} \quad (1.187)$$

Odběr 6 – odběr 7:

$$\dot{m}_{od6-od7} = \dot{m}_{od5-od6} - \dot{m}_{od6} \text{ [kg / s]} \quad (1.188)$$

Odběr 7 – Konec NT:

$$\dot{m}_{od7-6} = \dot{m}_6 \text{ [kJ / kg]} \quad (1.189)$$

Tabulka 25 – Přehled hmotnostních průtoků v jednotlivých úsecích turbíny

Část turbíny	Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
VT	Vstup do VT – odběr 1	\dot{m}_{1-od1}	208,529	kg/s
	Odběr 1 – konec VT	\dot{m}_{od1-2}	191,324	kg/s
ST	Vstup do ST – odběr 3	\dot{m}_{3-od3}	177,526	kg/s
	Odběr 3 – odběr 4	$\dot{m}_{od3-od4}$	167,605	kg/s
	Odběr 4 – Konec ST	\dot{m}_{od4-4}	158,780	kg/s
NT	Vstup do NT – odběr 5	\dot{m}_{5-od5}	158,780	kg/s
	Odběr 5 – odběr 6	$\dot{m}_{od5-od6}$	151,002	kg/s
	Odběr 6 – odběr 7	$\dot{m}_{od6-od7}$	144,063	kg/s
	Odběr 7 – Konec NT	\dot{m}_{od7-6}	137,856	kg/s

Jsou-li známy entalpické spády a hmotnostní toky, lze vypočítat předpokládané výkony jednotlivých částí turbosoustrojí:

$$P_{VT} = \Delta i_1 \cdot \dot{m}_{1-od1} + \Delta i_2 \cdot \dot{m}_{od1-2} \text{ [kW]} \quad (1.190)$$

$$P_{ST} = \Delta i_3 \cdot \dot{m}_{3-od3} + \Delta i_4 \cdot \dot{m}_{od3-od4} + \Delta i_5 \cdot \dot{m}_{od4-4} \text{ [kW]} \quad (1.191)$$

$$P_{NT} = \Delta i_6 \cdot \dot{m}_{5-od5} + \Delta i_7 \cdot \dot{m}_{od5-od6} + \Delta i_8 \cdot \dot{m}_{od6-od7} + \Delta i_9 \cdot \dot{m}_{od7-6} \text{ [kW]} \quad (1.192)$$

Tabulka 26 – Předpokládaný výkon jednotlivých částí turbosoustrojí

Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon VT části	P_{VT}	84424,844	kW
Výkon ST části	P_{ST}	84849,632	kW
Výkon NT dílu	P_{NT}	87096,339	kW

Kompletní tepelné schéma pro 100% a 75% výkon je umístěno v příloze č. 1 a 2.

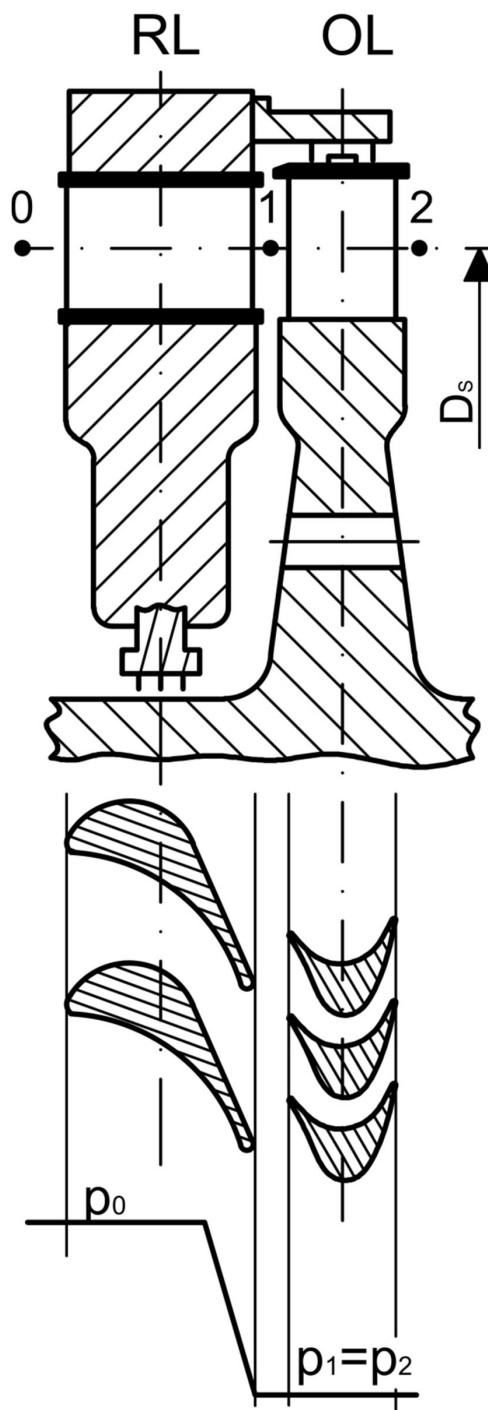
2 TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET

Termodynamický výpočet průtočného kanálu patří k stěžejním výpočtům při návrhu parní turbíny, neboť určuje základní geometrii (počet stupňů, místa odběrů, patní průměry, délky lopatek atd.) a především vnitřní termodynamickou účinnost jednotlivých stupňů, dílů a následně i celé turbíny.

Základním prvkem výpočtu průtočného kanálu je návrh stupně. Stupeň se skládá z rozváděcích lopatek (RL) a oběžných lopatek (OL). Rozváděcí lopatky jsou obvykle pomocí drážek zasunuty do rozváděcích kol (statorových nosičů lopatek), nebo ve výjimečných případech do samotné turbínové skříně. Konce rozváděcích kol jsou vybaveny mezistupňovými ucpávkami, které slouží k zabránění průtoku neexpandované páry. Oběžné lopatky se nachází na rotoru turbíny, k němuž jsou přichyceny pomocí závěsů. Konec oběžných lopatek bývá vybaven bandáží. Turbíny větších výkonů mívají až několik desítek stupňů řazených postupně za sebou.

Rozlišují se tři základní stavy páry v lopatkové mříži. Hodnoty páry před vstupem do každého stupně (před rozváděcí lopatkou) jsou označeny indexem 0. V rozváděcí lopatce pára expanduje (zvyšuje rychlost) a proudí výstupní rychlostí c_1 do prostoru mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami, s parametry označenými indexem 1. Z prostoru 1 pára vstupuje do oběžných lopatek, kde mění svůj směr a částečně expanduje (s malým stupněm reakce). Z oběžných lopatek pára vystupuje rychlostí c_2 do prostoru za stupněm s hodnotami označenými indexem 2. V prvním přiblížení se uvažuje ideální rovnotlaký stupeň, tedy tlak před a za oběžnými lopatkami se nemění ($p_1=p_2$). Výstupní stav ze stupně 2 je zároveň vstupním stavem 0 do dalšího stupně parní turbíny.

Samotný výpočet průtočného kanálu se pomocí iterací volených hodnot snaží dosáhnout stupně s co nejvyšší účinností a zároveň za určitými stupni docílit parametrů, odpovídající regeneračním odběrům navržených v tepelném schématu. Při volbě volených hodnot bylo postupováno podle doporučení konzultantů ze společnosti ŠKODA DOOOSAN POWER.



Obrázek 19 – Zjednodušený řez klasickým rovnotlakým stupněm

2.1 NÁVRH PRŮTOČNÉHO KANÁLU

Na základě doporučení konzultanta bylo zvoleno 14 stupňů u VT části a 8 stupňů u ST části kombinovaného VT-ST dílu. Základní návrh průtočné části byl proveden i pro dvou Proudý NT díl s 2 x 5 stupni.

Volené hodnoty

Podle doporučení byly zvoleny následující parametry:

Patní průměr lopatkování:	D_p [mm]
Výstupní úhel z rozváděcích lopatek:	α_1 [°]
Rychlostní ztrátový součinitel rozváděcích lopatek:	ϕ [-]
Poměr obvodové rychlosti a absolutní izoentropické rychlosti na patě lopatky (patním průměru):	$(u/c_{iz})_p$ [-]
Počet segmentů regulačního stupně:	n_{segm} [-]

Vstupní podmínky

Za vstupní podmínky výpočtu průtočného kanálu jsou považovány hodnoty z tepelného schématu vstupující do prvního stupně dané části (VT, ST, NT). Mezi vstupní podmínky je zahrnut i hmotnostní průtok měnící se po regeneračním odběru, ponížen o ztrátový průtok páry vnějšími i mezistupňovými ucpávkami ve VT a ST části kombinovaného dílu. (výpočet skutečného hmotnostního průtoku do jednotlivých stupňů je uveden v kapitole SKUTEČNÉ MNOŽSTVÍ PÁRY PROUDÍCÍ PRŮTOČNÝM KANÁLEM).

Entalpie na vstupu do stupně:	i_0 [kJ/kg]
Tlak na vstupu do stupně:	p_0 [bar]
Teplota na vstupu do stupně:	t_0 [°C]
Entropie na vstupu do stupně:	s_0 [kJ/(kg.K)]
Měrný objem na vstupu do stupně:	v_0 [m ³ /kg]
Suchost na vstupu do stupně:	x_0 [-]
Hmotnostní průtok na vstupu do stupně:	\dot{m}_0 [kg/s]

Parametry za rozváděcí lopatkou

Přepočten poměru obvodové rychlosti k absolutní při izoentropické expanzi z patního průměru na střední průměr lopatkování:

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_S = \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_P \cdot \frac{D_S}{D_P} \quad [-] \quad (2.1)$$

pozn.: D_S [mm] - střední průměr lopatkování – voleno a posléze iteračně přepočítáno

Obvodová rychlost na středním průměru lopatkování:

$$u_s = \frac{\pi \cdot D_S \cdot n}{1000 \cdot 60} \quad [m / s] \quad (2.2)$$

Výstupní rychlost z rozváděcích lopatek při izoentropické expanzi:

$$c_{1iz} = \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_S^{-1} \cdot u_s \quad [m / s] \quad (2.3)$$

Skutečná výstupní rychlost z rozváděcích lopatek:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi \text{ [m / s]} \quad (2.4)$$

Spád stupně při izoentropické expanzi:

$$h_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2000} \text{ [kJ / kg]} \quad (2.5)$$

Ztráta v rozváděcí lopatce:

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \text{ [kJ / kg]} \quad (2.6)$$

Entalpie na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz} \text{ [kJ / kg]} \quad (2.7)$$

Entropie na výstupu z rozváděcí lopatky při izoentropické expanzi:

$$s_{1iz} = s_0 \text{ [kJ / (kg \cdot K)]} \quad (2.8)$$

Skutečná entalpie na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$i_1 = i_{1iz} + Z^{RL} \text{ [kJ / kg]} \quad (2.9)$$

Tlak na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_{1iz}) \text{ [bar]} \quad (2.10)$$

Teplota na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$t_1 = f(p_1; i_1) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.11)$$

Entropie na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$s_1 = f(p_1; i_1) \text{ [kJ / (kg \cdot K)]} \quad (2.12)$$

Měrný objem na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$v_1 = f(p_1; i_1) \text{ [m}^3 \text{ / kg]} \quad (2.13)$$

Suchost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$x_1 = f(p_1; i_1) \text{ [-]} \quad (2.14)$$

Výpočet délky lopatek

Vypočtená délka lopatky při totálním ostříku:

$$L_T = \frac{1000 \cdot \dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \text{ [mm]} \quad (2.15)$$

Optimální délka lopatky (počítá se, pouze pokud uvažujeme parciální ostřík):

$$L_{Opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s\right) \cdot \frac{D_s}{1000} \cdot L_T}{1,26 \cdot n_{segm} + 14,97 \cdot \frac{D_s}{1000} \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s^2}} \text{ [mm]} \quad (2.16)$$

Parciálnost ostříku:

$$\varepsilon = \frac{L_T}{L_{Opt}} [-] \quad (2.17)$$

Pokud:

$\varepsilon < 1$ - jedná se o parciální ostřík (P)

$\varepsilon \geq 1$ - jedná se o totální ostřík (T)

V případě parciálního ostříku ($\varepsilon < 1$) počítáme tzv. redukovanou délku lopatky:

$$L_{Red} = \frac{10^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s \cdot \frac{10^3}{L_{Opt}} + 0,784 + \frac{1260 \cdot n_{segm}}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s^3} [mm] \quad (2.18)$$

Skutečná délka lopatky se rovná buď L_T , nebo L_{Opt} . Volba způsobu výpočtu závisí na následující podmínce:

Když $L_{Red} > L_T$, potom $L_{Skut} = L_{Opt}$

Když $L_{Red} < L_T$, potom $L_{Skut} = L_T$

Typ lopatky závisí na poměru skutečné délky lopatky, k střednímu průměru lopatkování:

Když $\frac{L_{Skut}}{D_s} \leq 0,1$ - volíme PRIZMATICKOU (válcovou) lopatku

Když $\frac{L_{Skut}}{D_s} > 0,1$ - volíme ZBORCENOU (kroucenou) lopatku

Střední průměr lopatkování:

$$D_s = D_p + L_{Skut} [mm] \quad (2.19)$$

Průměr na špičce lopatkování:

$$D_{\dot{s}} = D_s + L_{Skut} [mm] \quad (2.20)$$

Ztráty a účinnost lopatkové mříže

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky (maximální teoretická účinnost):

$$\eta_{\infty} = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s [-] \quad (2.21)$$

Poměrná ztráta konečnou délkou lopatky (zahrnuje okrajovou ztrátu a ztrátu netěsnostmi v bandážích):

$$\xi_L = \frac{2,9}{L_{Skut}} \cdot \eta_{\infty} [-] \quad (2.22)$$

Poměrná ztráta parciálním ostříkem (jen pokud $\varepsilon < 1$):

$$\xi_P = 0,0085 + \frac{1,37}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s \cdot n_{segm} [-] \quad (2.23)$$

Poměrná ztráta odlišným průměrem kola (jen pokud $D_s < 1000$ mm):

$$\xi_D = 0,05 \cdot \left(1 - \frac{D_s}{1000}\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s [-] \quad (2.24)$$

Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek (jen pokud $\varepsilon < 1$):

$$\xi_V = \frac{0,0543}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s^3 [-] \quad (2.25)$$

Poměrná ztráta rozvějířením lopatek:

$$\xi_R = 0,665 \cdot \left(\frac{L_{skut}}{D_s}\right)^2 [-] \quad (2.26)$$

Poměrná ztráta třením disku (ventilační ztráta):

$$\xi_{Vent} = 0,003 \cdot \frac{D_s}{L_{skut}} \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s^3 [-] \quad (2.27)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry (jen pokud je $x_1 < 1$):

$$\xi_{Vlh} = 2,25 \cdot (1 - x_1) \cdot \left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)_s [-] \quad (2.28)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{TDi} = \eta_\infty - \sum \xi_i = \eta_\infty - (\xi_L + \xi_p + \xi_D + \xi_V + \xi_R + \xi_{Vent} + \xi_{Vlh}) [-] \quad (2.29)$$

Užitečný spád stupně:

$$h_{už} = \eta_{TDi} \cdot h_{iz} [kJ / kg] \quad (2.30)$$

Výkon stupně:

$$P_i = \dot{m}_0 \cdot h_{už} [kW] \quad (2.31)$$

Parametry na výstupu ze stupně

Entalpie na výstupu ze stupně:

$$i_2 = i_0 - h_{už} [kJ / kg] \quad (2.32)$$

Tlak na výstupu ze stupně:

$$p_2 = p_1 [bar] \quad (2.33)$$

Teplota na výstupu ze stupně:

$$t_2 = f(p_2; i_2) [^\circ C] \quad (2.34)$$

Entropie na výstupu ze stupně:

$$s_2 = f(p_2; i_2) [kJ / (kg \cdot k)] \quad (2.35)$$

Měrný objem na výstupu ze stupně:

$$v_2 = f(p_2; i_2) [m^3 / kg] \quad (2.36)$$

Suchost na výstupu ze stupně

$$x_2 = f(p_2; i_2) [-]$$

Celý výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel 2010 s doplňkem parních tabulek IAPWS IF-97. Detailně se práce zabývá 22 řadami kombinovaného VT – ST dílu. Průtočná část NT dílu byla rovněž navržena, ale pouze orientačně. Detailní výpočet NT dílu by byl nad rámec práce.

Tabulka 27 – Průtočné parametry VT části (1 až 7 stupeň)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
i_0	3473,854	3436,517	3409,205	3381,687	3353,996	3326,161	3298,164	kJ/kg
p_0	161,990	141,955	128,928	116,896	105,797	95,572	86,166	bar
t_0	563,157	541,653	526,070	510,420	494,714	478,961	463,155	°C
s_0	6,519	6,529	6,536	6,542	6,548	6,554	6,560	kJ/(kg.K)
v_0	0,022	0,024	0,026	0,028	0,031	0,033	0,036	m ³ /kg
x_0	1	1	1	1	1	1	1	-
m_0	204,793	198,544	199,039	199,501	199,932	200,339	200,718	kg/s
D_p	950	800	800	800	800	800	800	mm
α_1	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	°
φ	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	-
$(u/c_{1iz})_p$	0,495	0,493	0,493	0,493	0,493	0,493	0,493	-
$(u/c_{1iz})_s$	0,514	0,515	0,516	0,518	0,520	0,523	0,525	-
u_s	154,881	131,161	131,633	132,104	132,575	133,204	133,832	m/s
c_{1iz}	301,466	254,896	254,896	254,896	254,896	254,896	254,896	m/s
h_{iz}	45,441	32,486	32,486	32,486	32,486	32,486	32,486	kJ/kg
i_{1iz}	3428,413	3404,031	3376,719	3349,201	3321,511	3293,675	3265,678	kJ/kg
s_{1iz}	6,519	6,529	6,536	6,542	6,548	6,554	6,560	kJ/(kg.K)
Z^{RL}	1,799	1,286	1,286	1,286	1,286	1,286	1,286	kJ/kg
c_1	295,437	249,798	249,798	249,798	249,798	249,798	249,798	m/s
i_1	3430,213	3405,317	3378,005	3350,487	3322,797	3294,961	3266,965	kJ/kg
p_1	141,955	128,928	116,896	105,797	95,572	86,166	77,525	bar
t_1	539,317	524,617	509,032	493,380	477,673	461,919	446,111	°C
s_1	6,521	6,531	6,537	6,544	6,550	6,556	6,562	kJ/(kg.K)
v_1	0,024	0,026	0,028	0,030	0,033	0,036	0,039	m ³ /kg
x_1	1	1	1	1	1	1	1	-
n_{segm}	4	0	0	0	0	0	0	-
L_T	23,782	34,889	37,755	40,906	44,374	48,146	52,312	mm
L_{Opt}	35,720	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
ϵ	0,666	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-
Ostřík	P	T	T	T	T	T	T	-
L_{Red}	43,464	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
L_{Skut}	36	35	38	41	44	48	52	mm
L_{Skut}/D_s	0,037	0,042	0,045	0,049	0,052	0,057	0,061	-
Lopatka	Prizmatická							-
D_s	986	835	838	841	844	848	852	mm
D_{ξ}	1022	870	876	882	888	896	904	mm
η_{∞}	0,934	0,934	0,934	0,934	0,933	0,933	0,933	-
ξ_L	0,075	0,077	0,071	0,066	0,062	0,056	0,052	-
ξ_p	0,009	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_D	0,000	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	-
ξ_V	0,016	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_R	0,001	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002	0,002	-

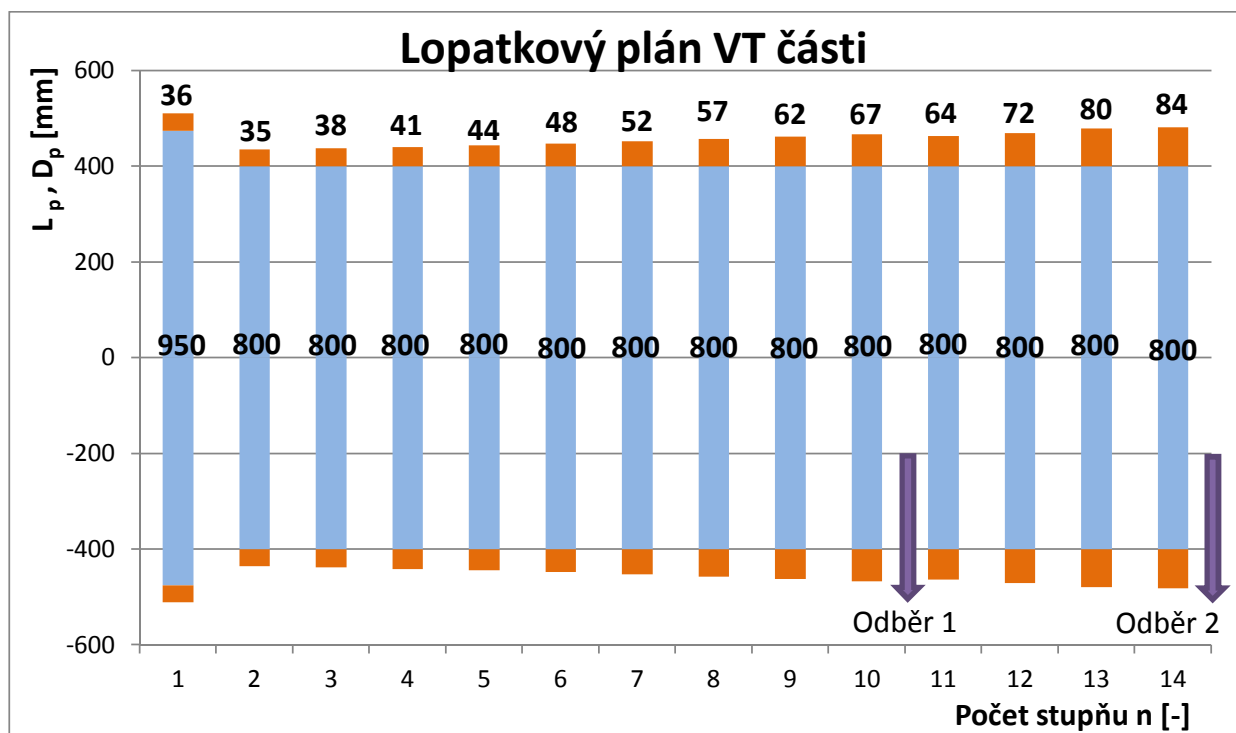
Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
ξ_{Vent}	0,011	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,007	-
ξ_{Vlh}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
η_{TDi}	0,822	0,841	0,847	0,852	0,857	0,862	0,866	-
$h_{už}$	37,337	27,312	27,518	27,690	27,836	27,996	28,126	kJ/kg
P_i	7646,635	5422,658	5477,126	5524,228	5565,267	5608,760	5645,445	kW
i_2	3436,517	3409,205	3381,687	3353,996	3326,161	3298,164	3270,038	kJ/kg
p_2	141,955	128,928	116,896	105,797	95,572	86,166	77,525	bar
t_2	541,653	526,070	510,420	494,714	478,961	463,155	447,306	°C
s_2	6,529	6,536	6,542	6,548	6,554	6,560	6,567	kJ/(kg.K)
v_2	0,024	0,026	0,028	0,031	0,033	0,036	0,039	m ³ /kg
x_2	1	1	1	1	1	1	1	-
Odběry	Průtok po 1. odběr							

Tabulka 28 – Průtočné parametry VT části (8 až 14 stupeň)

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
i_0	3270,038	3241,783	3213,430	3184,978	3150,802	3116,513	3082,098	kJ/kg
p_0	77,525	69,600	62,344	55,963	48,763	42,329	36,596	bar
t_0	447,306	431,414	415,491	399,721	380,589	361,428	342,235	°C
s_0	6,567	6,573	6,579	6,583	6,590	6,597	6,604	kJ/(kg.K)
v_0	0,039	0,043	0,047	0,051	0,057	0,064	0,072	m ³ /kg
x_0	1	1	1	1	1	1	1	-
m_0	201,074	201,404	201,710	188,252	188,600	188,914	189,190	kg/s
D_p	800	800	800	800	800	800	800	mm
α_1	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	14,000	°
φ	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	-
$(u/c_{1iz})_p$	0,493	0,493	0,493	0,451	0,451	0,451	0,451	-
$(u/c_{1iz})_s$	0,528	0,531	0,534	0,487	0,492	0,496	0,498	-
u_s	134,617	135,403	136,188	135,717	136,973	138,230	138,858	m/s
c_{1iz}	254,896	254,896	254,896	278,633	278,633	278,633	278,633	m/s
h_{iz}	32,486	32,486	32,486	38,818	38,818	38,818	38,818	kJ/kg
i_{1iz}	3237,552	3209,297	3180,944	3146,159	3111,984	3077,695	3043,280	kJ/kg
s_{1iz}	6,567	6,573	6,579	6,583	6,590	6,597	6,604	kJ/(kg.K)
Z^{RL}	1,286	1,286	1,286	1,537	1,537	1,537	1,537	kJ/kg
c_1	249,798	249,798	249,798	273,061	273,061	273,061	273,061	m/s
i_1	3238,838	3210,584	3182,230	3147,696	3113,521	3079,232	3044,817	kJ/kg
p_1	69,600	62,344	55,963	48,763	42,329	36,596	31,504	bar
t_1	430,261	414,369	398,632	379,349	360,226	341,078	321,899	°C
s_1	6,568	6,574	6,579	6,585	6,592	6,600	6,607	kJ/(kg.K)
v_1	0,043	0,047	0,051	0,057	0,064	0,072	0,081	m ³ /kg
x_1	1	1	1	1	1	1	1	-
n_{segm}	0	0	0	0	0	0	0	-
L_T	56,859	61,899	67,194	64,374	71,609	79,892	83,513	mm
L_{Opt}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
ϵ	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-
Ostřík	T	T	T	T	T	T	T	-
L_{Red}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
L_{Skut}	57	62	67	64	72	80	84	mm
L_{Skut}/D_s	0,067	0,072	0,077	0,074	0,083	0,091	0,095	-

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
Lopatka	Prizmatická							-
D_s	857	862	867	864	872	880	884	mm
D_{ξ}	914	924	934	928	944	960	968	mm
η_{∞}	0,932	0,931	0,931	0,934	0,935	0,935	0,935	-
ξ_L	0,047	0,044	0,040	0,042	0,038	0,034	0,032	-
ξ_p	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_D	0,005	0,005	0,005	0,003	0,005	0,005	0,005	-
ξ_V	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_R	0,003	0,003	0,004	0,004	0,005	0,005	0,006	-
ξ_{Vent}	0,007	0,006	0,005	0,005	0,004	0,004	0,004	-
ξ_{Vlh}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
η_{TDi}	0,870	0,873	0,876	0,880	0,883	0,887	0,888	-
$h_{už}$	28,255	28,353	28,452	34,175	34,289	34,415	34,463	kJ/kg
P_i	5681,297	5710,489	5739,113	6433,613	6466,892	6501,480	6520,133	kW
i_2	3241,783	3213,430	3184,978	3150,802	3116,513	3082,098	3047,635	kJ/kg
p_2	69,600	62,344	55,963	48,763	42,329	36,596	31,504	bar
t_2	431,414	415,491	399,721	380,589	361,428	342,235	323,043	°C
s_2	6,573	6,579	6,583	6,590	6,597	6,604	6,611	kJ/(kg.K)
v_2	0,043	0,047	0,051	0,057	0,064	0,072	0,081	m ³ /kg
x_2	1	1	1	1	1	1	1	-
Odběry	Po odběr 1			Po konec VT (po odběr 2)				

Regenerační odběry u VT části byly umístěny mezi 7. a 8. stupněm, respektive za 14. stupněm v potrubí vedoucím do přehříváku. Tlaky v odběrech VT části se shodují s tepelným schématem s odchylkou 0,05% u prvního a 0,17% u druhého (konec VT) odběru, přičemž obě hodnoty jsou oproti tepelnému schématu vyšší.



Graf 1 – Lopatkový plán VT části

Vnitřní termodynamická účinnost VT části a porovnání výkonů

Celková účinnost turbíny je vyšší než účinnost jednotlivých stupňů, neboť průchodem média lopatkovou mříží vznikají výše popsané ztráty v podobě tepla, které přehřívají páru vstupující do dalšího stupně. Skutečná entalpie a teplota jsou tedy vyšší než by byly při expanzi izoentropické. Tento jev zohledňuje RE – HEAT FAKTOR r_f . [5]

Skutečný spád VT části:

$$H_{VT} = \sum_{i=1}^{14} h_{i_{iz_VTi}} [kJ / kg] \quad (2.37)$$

Entalpie při izoentropické expanzi na tlak odpovídající výstupu z VT části:

$$i_{2,VT14_iz} = f(s_{0_VT1}, p_{2_VT14}) [kJ / kg] \quad (2.38)$$

Izoentropický spád VT části:

$$H_{VT_iz} = i_{0_VT1} - i_{2,VT14_iz} [kJ / kg] \quad (2.39)$$

Vnitřní termodynamická účinnost VT části:

$$\eta_{Tdi_VT} = \frac{H_{VT}}{H_{VTiz}} [-] \quad (2.40)$$

Re-heat faktor VT části turbíny:

$$r_{f_VT} = \frac{\sum_{i=1}^{14} h_{i_{iz_VTi}} - H_{VT_iz}}{H_{VT_iz}} [-] \quad (2.41)$$

Skutečný výkon VT části (ve výpočtu jsou zahrnuty ztráty způsobené únikem ucpávek):

$$P_{i_VT} = \sum_{k=1}^{14} P_{i_VTk} [kW] \quad (2.42)$$

Rozdíl mezi předpokládaným výkonem tepelného schématu a skutečným ST části:

$$\Delta P_{VT} = P_{i_VT} - P_{VT} [kW] \quad (2.43)$$

Tabulka 29 – Parametry vnitřní termodynamické účinnosti VT části

Symbol	H_{VT}	$i_{2,VT14_iz}$	H_{VT_iz}	η_{Tdi_VT}	r_{f_VT}	P_{i_VT}	ΔP_{VT}
Jednotka	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	-	-	kW	kW
Hodnota	426,219	2993,569	480,291	0,8874	0,027	83943,135	481,705

Mechanický výkon VT části kombinovaného dílu je o 481,705 kW nižší než předpokládaný výkon z bilančního schématu.

Tabulka 30 - Průtočné parametry ST části (stupeň 1 až 4)

Stupeň	1	2	3	4	
i_0	3604,219	3556,496	3505,010	3449,626	kJ/kg
p_0	28,306	24,523	20,917	17,531	bar
t_0	564,669	541,872	517,134	490,352	°C
s_0	7,445	7,452	7,460	7,469	kJ/(kg.K)
v_0	0,134	0,151	0,172	0,198	m ³ /kg
x_0	1	1	1	1	-
m_0	176,576	175,656	175,744	175,837	kg/s
D_p	1050	1090	1130	1170	mm
α_1	13,0	13,0	13,0	13,0	°
φ	0,980	0,980	0,980	0,980	-
$(u/c_{1iz})_p$	0,503	0,503	0,503	0,503	-
$(u/c_{1iz})_s$	0,552	0,552	0,554	0,557	-
u_s	180,956	188,024	195,564	203,418	m/s
c_{1iz}	327,900	340,391	352,883	365,374	m/s
h_{iz}	53,759	57,933	62,263	66,749	kJ/kg
i_{1iz}	3550,460	3498,562	3442,747	3382,877	kJ/kg
s_{1iz}	7,445	7,452	7,460	7,469	kJ/(kg.K)
Z^{RL}	2,129	2,294	2,466	2,643	kJ/kg
c_1	321,342	333,583	345,825	358,067	m/s
i_1	3552,589	3500,857	3445,213	3385,520	kJ/kg
p_1	24,523	20,917	17,531	14,407	bar
t_1	540,125	515,259	488,340	459,258	°C
s_1	7,447	7,455	7,464	7,473	kJ/(kg.K)
v_1	0,151	0,171	0,198	0,231	m ³ /kg
x_1	1	1	1	1	-
n_{segm}	0	0	0	0	-
L_T	101,574	107,087	114,553	124,606	mm
L_{Opt}	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
ϵ	1,000	1,000	1,000	1,000	-
Ostřík	T	T	T	T	-
L_{Red}	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
L_{Skut}	102	107	114	124	mm
L_{Skut}/D_s	0,089	0,089	0,092	0,097	
Lopatka	Prizmatická				-
D_s	1152	1197	1245	1295	mm
D_{ξ}	1254	1304	1360	1420	mm
η_{∞}	0,925	0,925	0,924	0,923	-
ξ_L	0,026	0,025	0,023	0,021	-
ξ_p	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_D	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_V	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_R	0,005	0,005	0,006	0,006	-
ξ_{Vent}	0,006	0,006	0,006	0,005	-
ξ_{Vlh}	0,000	0,000	0,000	0,000	-
η_{TDi}	0,888	0,889	0,890	0,890	-
$h_{\text{už}}$	47,724	51,486	55,386	59,418	kJ/kg

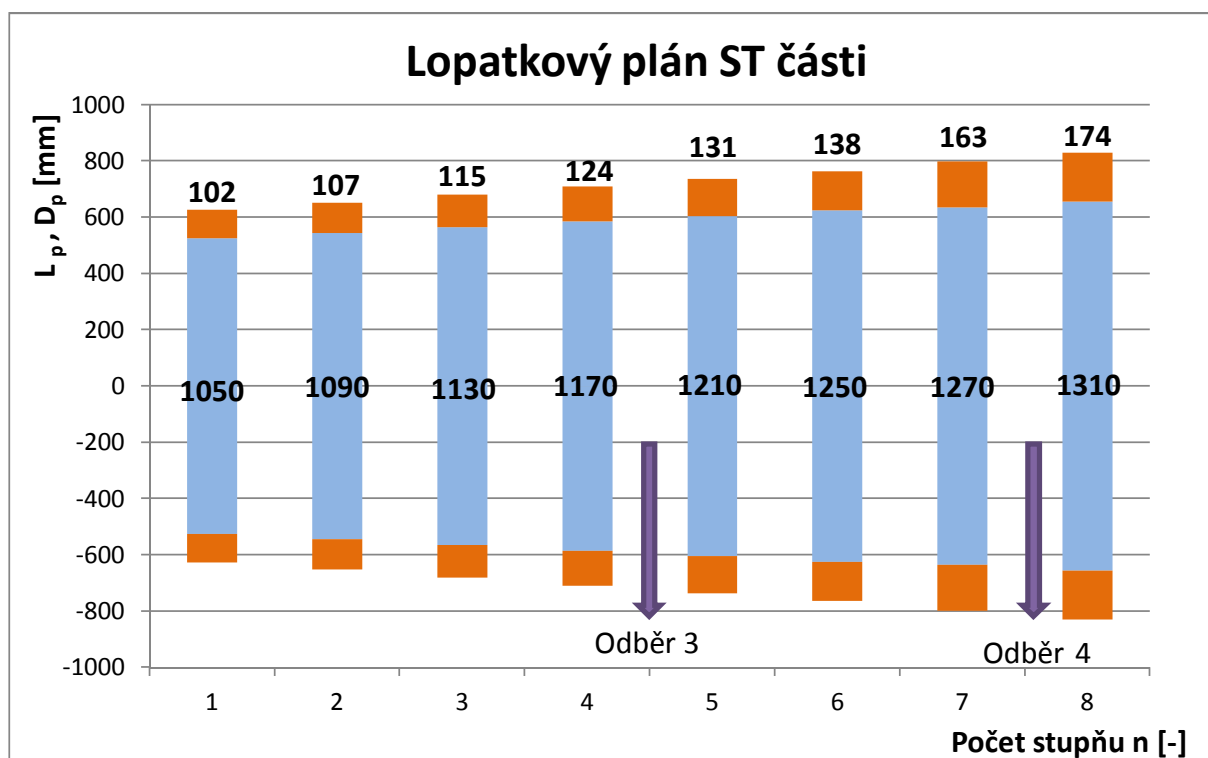
Stupeň	1	2	3	4	
P_1	8426,903	9043,738	9733,715	10446,541	kW
i_2	3556,496	3505,010	3449,626	3390,220	kJ/kg
p_2	24,523	20,917	17,531	14,407	bar
t_2	541,872	517,134	490,352	461,423	°C
s_2	7,452	7,460	7,469	7,479	kJ/(kg.K)
v_2	0,151	0,172	0,198	0,232	m ³ /kg
x_2	1	1	1	1	-
Odběry	Po 3 odběr				

Tabulka 31 – Průtočné parametry ST části (stupeň 5 až 8)

Stupeň	5	6	7	8	
i_0	3390,220	3327,216	3259,641	3190,274	kJ/kg
p_0	14,407	11,599	9,096	6,990	bar
t_0	461,423	430,509	397,083	362,468	°C
s_0	7,479	7,490	7,503	7,517	kJ/(kg.K)
v_0	0,232	0,276	0,336	0,415	m ³ /kg
x_0	1	1	1	1	-
m_0	166,010	166,100	166,204	157,422	kg/s
D_p	1210	1250	1270	1310	mm
α_1	13,0	14,0	14,0	14,0	°
φ	0,980	0,980	0,980	0,980	-
$(u/c_{1iz})_p$	0,505	0,504	0,505	0,450	-
$(u/c_{1iz})_s$	0,560	0,560	0,569	0,510	-
u_s	210,644	218,027	225,095	233,106	m/s
c_{1iz}	376,369	389,582	395,423	457,276	m/s
h_{iz}	70,827	75,887	78,180	104,551	kJ/kg
i_{1iz}	3319,393	3251,329	3181,462	3085,723	kJ/kg
s_{1iz}	7,479	7,490	7,503	7,517	kJ/(kg.K)
Z^{RL}	2,805	3,005	3,096	4,140	kJ/kg
c_1	368,842	381,791	387,515	448,131	m/s
i_1	3322,198	3254,334	3184,558	3089,864	kJ/kg
p_1	11,599	9,096	6,990	4,799	bar
t_1	428,171	394,581	359,740	311,999	°C
s_1	7,483	7,495	7,508	7,524	kJ/(kg.K)
v_1	0,275	0,335	0,413	0,557	m ³ /kg
x_1	1	1	1	1	-
n_{segm}	0	0	0	0	-
L_T	131,265	138,466	163,174	173,965	mm
L_{Opt}	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
ϵ	1,000	1,000	1,000	1,000	-
Ostřík	T	T	T	T	-
L_{Red}	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
L_{skut}	131	138	163	174	mm
L_{skut}/D_s	0,098	0,0994	0,114	0,117	-
Lopatka	Prizmatická		Zborcená		-
D_s	1341	1388	1433	1484	mm
$D_{\dot{s}}$	1472	1526	1596	1658	mm
η_{∞}	0,922	0,922	0,917	0,935	-

Stupeň	5	6	7	8	
ξ_L	0,020	0,019	0,016	0,016	-
ξ_p	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_D	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_V	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_R	0,006	0,007	0,009	0,009	-
ξ_{Vent}	0,005	0,005	0,005	0,003	-
ξ_{Vlh}	0,000	0,000	0,000	0,000	-
η_{TDi}	0,890	0,890	0,887	0,907	-
$h_{už}$	63,004	67,575	69,367	94,779	kJ/kg
P_i	10459,308	11224,189	11529,125	14920,228	kW
i_2	3327,216	3259,641	3190,274	3095,495	kJ/kg
p_2	11,599	9,096	6,990	4,799	bar
t_2	430,509	397,083	362,468	314,727	°C
s_2	7,490	7,503	7,517	7,533	kJ/(kg.K)
v_2	0,276	0,336	0,415	0,559	m ³ /kg
x_2	1	1	1	1	-
Odběry	Po 4 odběr			Konec ST	

ST část kombinovaného dílu obsahuje šest prizmatických a dvě zborčené lopatky. V této části jsou umístěny dva odběry, třetí odběr mezi 4. a 5. stupněm a čtvrtý odběr mezi 7. a 8. stupněm. Tlaky v odběrech ST části se shodují s tepelným schématem s odchylkou 4,36% u třetího, 0,05% u čtvrtého odběru, přičemž obě hodnoty jsou oproti tepelnému schématu vyšší. Výstupní tlak byl volen tak, aby přesně odpovídal tepelnému schématu.



Graf 2 – Lopatkový plán ST části

Vnitřní termodynamická účinnost ST části a porovnání výkonů kombinovaného dílu s bilančním schématem

Skutečný spád ST části:

$$H_{ST} = \sum_{i=1}^8 h_{už_STi} [kJ / kg] \quad (2.44)$$

Entalpie při izotropické expanzi na tlak odpovídající výstupu ze ST části:

$$i_{2,ST8_iz} = f(s_{0_ST1}; p_{2_ST8}) [kJ / kg] \quad (2.45)$$

Izoentropický spád ST části:

$$H_{ST_iz} = i_{0_ST1} - i_{2,ST8_iz} [kJ / kg] \quad (2.46)$$

Vnitřní termodynamická účinnost ST části:

$$\eta_{Tdi_ST} = \frac{H_{ST}}{H_{STiz}} [-] \quad (2.47)$$

Re-heat faktor ST části turbíny:

$$r_{f_ST} = \frac{\sum_{i=1}^8 h_{iz_STi} - H_{ST_iz}}{H_{ST_iz}} [-] \quad (2.48)$$

Skutečný výkon ST části (ve výpočtu jsou zahrnuty ztráty způsobené únikem ucpávek):

$$P_{i_ST} = \sum_{k=1}^8 P_{i_STk} [kW] \quad (2.49)$$

Rozdíl mezi předpokládaným výkonem tepelného schématu a skutečným ST části:

$$\Delta P_{ST} = P_{i_ST} - P_{ST} [kW] \quad (2.50)$$

Rozdíl mezi předpokládaným výkonem tepelného schématu a skutečným kombinovaným VT – ST dílem:

$$\Delta P_{VT-ST} = \Delta P_{VT} + \Delta P_{ST} [kW] \quad (2.51)$$

Tabulka 32 – Parametry vnitřní termodynamické účinnosti ST části a porovnání výkonu

Symbol	H_{ST}	$i_{2,ST8_iz}$	H_{ST_iz}	η_{Tdi_ST}	r_{f_ST}	P_{i_ST}	ΔP_{ST}	ΔP_{VT-ST}
Jednotka	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	-	-	kW	kW	kW
Hodnota	508,738	3044,447	559,773	0,9088	0,019	85783,746	-933,918	-452,213

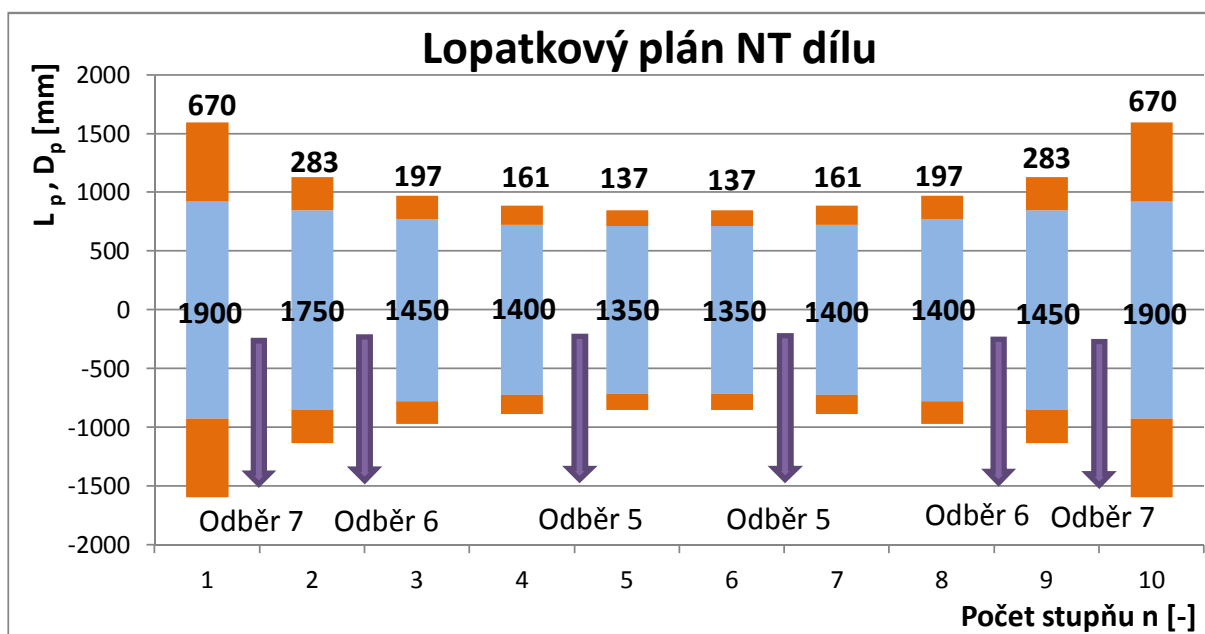
Skutečný výkon kombinovaného VT-ST dílu je o 589,153kW větší než výkon navržený v tepelném schématu. Výkon ST části převyšuje navržený výkon v tepelném schématu o 1134,902 kW.

Tabulka 33 - Průtočné parametry NT části

Stupeň	5=6	4=7	3=8	2=9	1=10	
i_0	3095,489	3009,635	2920,906	2819,815	2660,204	kJ/kg
p_0	4,561	3,010	1,976	1,161	0,441	bar
t_0	319,836	270,540	224,886	172,306	88,351	°C
s_0	7,575	7,595	7,617	7,646	7,692	kJ/(kg.K)
v_0	0,594	0,826	1,154	1,758	3,752	m ³ /kg
x_0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-
m_0	79,083	75,194	75,194	71,725	68,621	kg/s
D_p	1425,000	1450,000	1550,000	1700,000	1850,000	mm
α_1	13,000	14,000	15,000	15,000	15,000	°
φ	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	-
$(u/c_{1iz})_p$	0,510	0,510	0,510	0,450	0,450	-
$(u/c_{1iz})_s$	0,559	0,567	0,575	0,525	0,613	-
u_s	245,358	253,055	274,418	311,489	395,841	m/s
c_{1iz}	438,899	446,599	477,399	593,412	645,772	m/s
h_{iz}	96,316	99,725	113,955	176,069	208,511	kJ/kg
i_{1iz}	2999,173	2909,909	2806,951	2643,746	2451,693	kJ/kg
s_{1iz}	7,575	7,595	7,617	7,646	7,692	kJ/(kg.K)
Z^{RL}	3,814	3,949	4,513	6,972	8,257	kJ/kg
c_1	430,121	437,667	467,851	581,544	632,856	m/s
i_1	3002,987	2913,858	2811,464	2650,718	2459,950	kJ/kg
p_1	3,010	1,976	1,161	0,441	0,110	bar
t_1	267,269	221,376	168,102	83,573	47,730	°C
s_1	7,582	7,603	7,627	7,666	7,718	kJ/(kg.K)
v_1	0,821	1,145	1,740	3,701	12,670	m ³ /kg
x_1	1	1	1	1	0,947	-
n_{segm}	0	0	0	0	0	-
L_T	136,730	160,696	196,925	283,078	670,446	mm
L_{Opt}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	mm
ε	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-
Ostřík	T	T	T	T	T	-
L_{Red}	0,000	1,000	2,000	3,000	4,000	mm
L_{Skut}	137,000	161,000	197,000	283,000	670,000	mm
L_{Skut}/D_s	0,088	0,101	0,113	0,143	0,266	-
Lopatka	Prizmatická	Zborcená				-
D_s	1562,000	1611,000	1747,000	1983,000	2520,000	mm
D_{ξ}	1699,000	1772,000	1944,000	2266,000	3190,000	mm
η_{∞}	0,922	0,918	0,914	0,933	0,887	-
ξ_L	0,020	0,017	0,013	0,010	0,004	-
ξ_p	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_D	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_V	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
ξ_R	0,005	0,007	0,008	0,014	0,047	-
ξ_{Vent}	0,006	0,005	0,005	0,003	0,003	-
ξ_{Vlh}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,074	-
η_{TDi}	0,891	0,890	0,887	0,907	0,760	-
$h_{už}$	85,852	88,731	101,089	159,613	158,521	kJ/kg
P_i	6789,442	6672,017	7601,298	11448,184	10877,857	kW

Stupeň	5=6	4=7	3=8	2=9	1=10	
i_2	3009,637	2920,904	2819,817	2660,202	2501,683	kJ/kg
p_2	3,010	1,976	1,161	0,441	0,110	bar
t_2	270,541	224,884	172,307	88,350	47,730	°C
s_2	7,595	7,617	7,646	7,692	7,848	kJ/(kg.K)
v_2	0,826	1,154	1,758	3,752	12,903	m ³ /kg
x_2	1,000	1,000	1,000	1,000	0,964	-
Odběry	Po 5. odběr	Po 6. odběr		Po 7. odběr	Konec NT	

NT díl je podle zadání koncipován jako dvouproudový. Obsahuje dvakrát jednu prizmatickou lopatku a dvakrát čtyři zborcené lopatky. V NT dílu jsou umístěny čtyři odběry, které by musely pravděpodobně projít úpravou vyžádanou konstrukčním výpočtem (pravděpodobně by se jednotlivé odběry střídaly mezi jednotlivými proudy) a tím i průtočné schéma. Toto řešení by si žádalo detailnější výpočet, který je nad rámec práce. Maximální odchylka tlaku v odběrech od bilančního schématu je 1,8 %, přičemž tlak je vyšší než vychází z tepelného schématu. Ve výpočtu jsou rovněž zanedbány ucpávky NT dílu.



Graf 3 – Lopatkový plán NT dílu

Vnitřní termodynamická účinnost NT dílu a porovnání výkonů turbosoustrojí s bilančním schématem

Skutečný spád NT dílu:

$$H_{NT} = \sum_{i=1}^{10} h_{už_NTi} [kJ / kg] \quad (2.52)$$

Entalpie při izotropické expanzi na tlak odpovídající výstupu z NT dílu:

$$i_{2,NT1_iz} = f(s_{0_NT5}, p_{2_NT1}) [kJ / kg] \quad (2.53)$$

Izoentropický spád NT dílu:

$$H_{NT_iz} = 2 \cdot (i_{0_ST5} - i_{2,NT1_iz}) [kJ / kg] \quad (2.54)$$

Vnitřní termodynamická účinnost NT dílu:

$$\eta_{Tdi_NT} = \frac{H_{NT}}{H_{NTiz}} [-] \quad (2.55)$$

Re-heat faktor NT dílu:

$$r_{f_NT} = \frac{\sum_{i=1}^{10} h_{iz_NTi} - H_{NT_iz}}{H_{NT_iz}} [-] \quad (2.56)$$

Skutečný výkon NT dílu:

$$P_{i_NT} = \sum_{k=1}^{10} P_{i_NTk} [kW] \quad (2.57)$$

Rozdíl mezi předpokládaným výkonem tepelného schématu a skutečným NT dílu:

$$\Delta P_{NT} = P_{i_NT} - P_{NT} [kW] \quad (2.58)$$

Rozdíl mezi předpokládaným mechanickým výkonem tepelného schématu a skutečným celého turbosoustrojí:

$$\Delta P_{celk} = (P_{VT} + P_{ST} + P_{NT}) - (P_{i_VT} + P_{i_ST} + P_{i_NT}) [kW] \quad (2.59)$$

Tabulka 34 – Parametry vnitřní termodynamické účinnosti NT části a porovnání výkonu

Symbol	H_{NT}	$i_{2,NT1_iz}$	H_{NT_iz}	η_{Tdi_NT}	r_{f_NT}	P_{i_NT}	ΔP_{NT}	ΔP_{celk}
Jednotka	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	-	-	kW	kW	kW
Hodnota	1187,613	2414,250	1362,478	0,8717	0,020	86777,597	318,549	-133,664

Rozdíl mezi zadaným výkonem na svorkách generátoru a skutečným:

$$\Delta P_{SG} = P_b - (P_{i_VT} + P_{i_ST} + P_{i_NT}) \cdot \eta_G \cdot \eta_{mech} [kW] \quad (2.60)$$

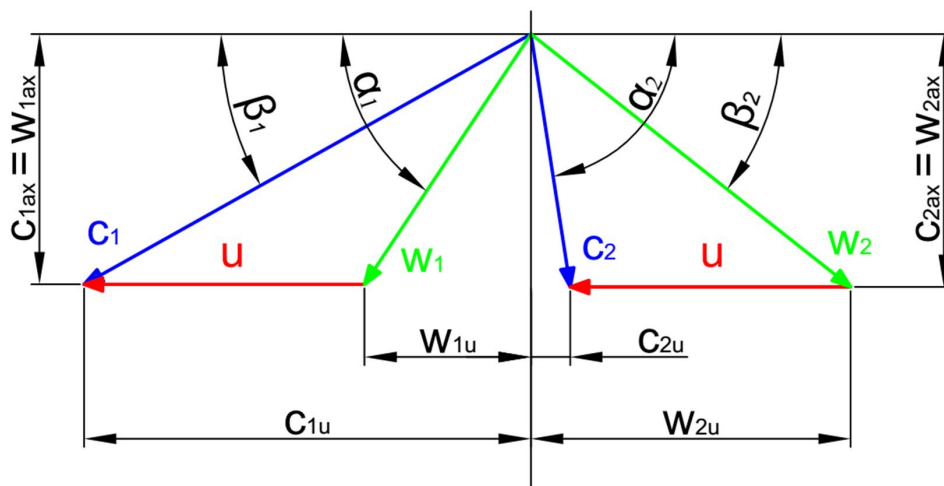
$$\Delta P_{SG} = 250000 - (83943,135 + 85783,746 + 86777,597) \cdot 0,985 \cdot 0,99 = \underline{\underline{-130,342 kW}}$$

Skutečný mechanický výkon a výkon na svorkách generátoru navrženého turbosoustrojí je o 133,664 kW, respektive 130,342 kW větší než výkon vyplývající ze zadání. Lze předpokládat, že skutečný mechanický výkon reálného turbosoustrojí i výkon na svorkách generátoru by byl menší, než výkon spočtený, neboť NT díl byl navržen pouze orientačně.

2.2 RYCHLOSTNÍ TROJUHELNÍKY

V lopatkové mříži jsou definovány tři základní rychlosti, rychlost absolutní, relativní a obvodovou. Absolutní rychlost představuje rychlost proudící páry pozorovanou pozorovatelem v statické pozici vně turbínu. Oproti tomu absolutní rychlost by pozorovatel postřehl, kdyby se otáčel spolu s rotorem turbíny obvodovou rychlostí. Absolutní rychlost je vektorovým součtem relativní a obvodové rychlosti.

Výše zmíněné rychlosti na výstupu z rozváděcích a oběžných lopatek zobrazují tzv. rychlostní trojúhelníky. Vodorovná osa, na obrázku níže, znázorňuje obvodový a svislá axiální směr. Úhly α a β určují odklon relativních a absolutních výstupních rychlostí od obvodového směru. Snahou při návrhu stupně je dosáhnout co nejmenší obvodové složky absolutní rychlosti vystupující z oběžných lopatek c_{2u} stupně, tedy aby se α blížilo 90.



Obrázek 20 – Obecné schéma rychlostního trojúhelníku rovnotlakého stupně

Stupeň reakce na středním průměru:

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s} \right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p) [-] \quad (2.61)$$

Kde: $R_p [-]$ – Stupeň reakce na patním průměru (voleno 0,03 pro prizmatické a 0,05 pro válcové)

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{tz}} \quad [m/s] \quad (2.62)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad [m/s] \quad (2.63)$$

Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [m/s] \quad (2.64)$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_{1u} = c_{1u} - u_s \quad [m/s] \quad (2.65)$$

Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_{1ax} = c_{1ax} \quad [m/s] \quad (2.66)$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} \quad [m / s] \quad (2.67)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1ax}}{w_1}\right) [^\circ] \quad (2.68)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek – iteračně dopočítáno:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\dot{m} \cdot v_2 \cdot 10^6}{\pi \cdot D_s \cdot w_2 \cdot L_{OL1} \cdot \varepsilon}\right) [^\circ] \quad (2.69)$$

Kde: L_{OL1} [mm] – skutečná délka oběžné lopatky určena v kapitole SKUTEČNÁ DÉLKA OBĚŽNÉ LOPATKY

Rychlostní součinitel oběžných lopatek:

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 [-] \quad (2.70)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_s \cdot h_{iz}} \quad [m / s] \quad (2.71)$$

Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_{2ax} = c_{2ax} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad [m / s] \quad (2.72)$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad [m / s] \quad (2.73)$$

Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_{2ax} = w_{2ax} \quad [m / s] \quad (2.74)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_{2u} = w_{2u} - u_s \quad [m / s] \quad (2.75)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2ax}^2} \quad [m / s] \quad (2.76)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

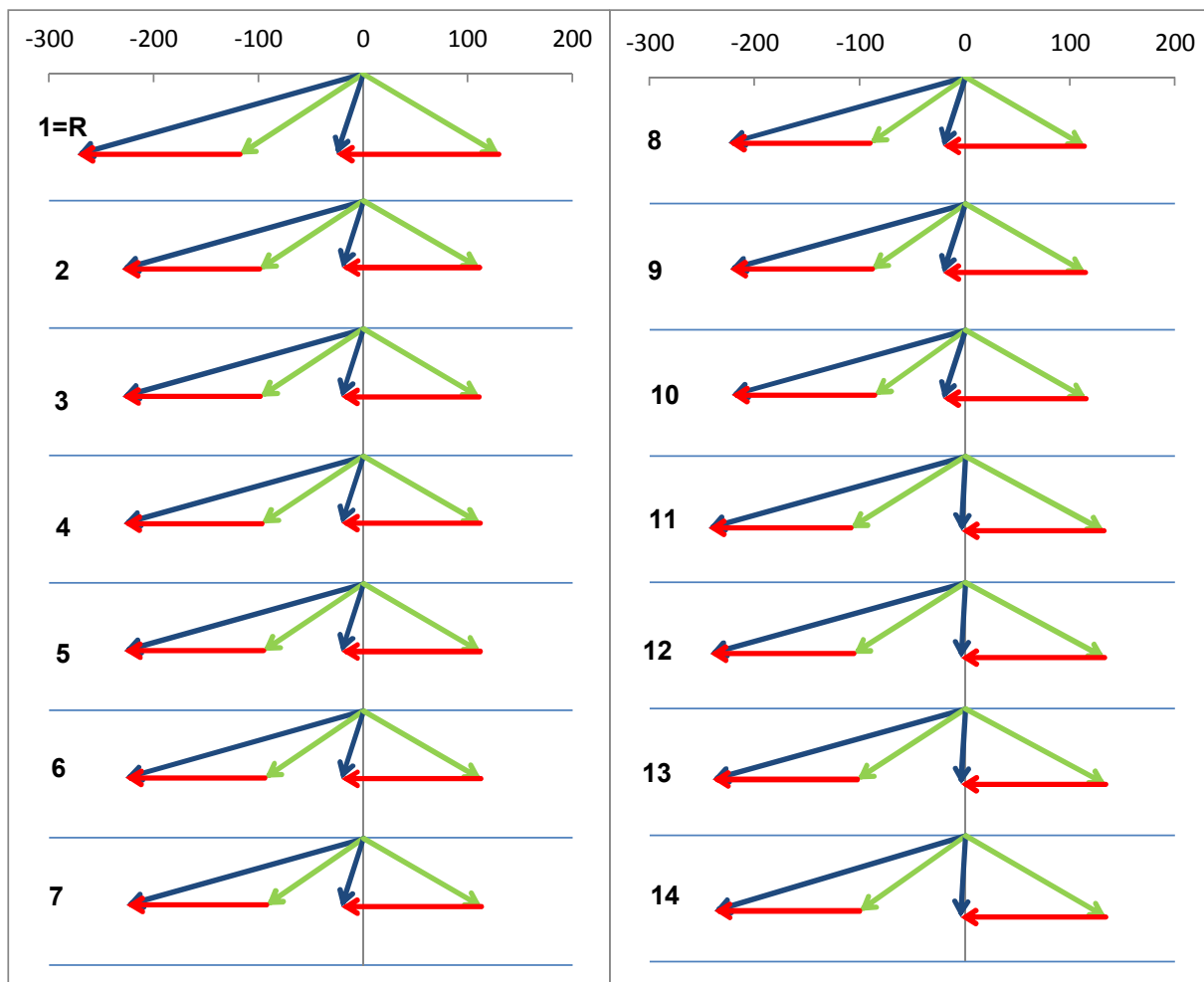
$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2ax}}{c_2}\right) [^\circ] \quad (2.77)$$

Tabulka 35 – Hodnoty rychlostí v jednotlivých stupních VT části (stupeň 1 až 7)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	-
R _p	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	-
R _s	0,094	0,103	0,109	0,114	0,120	0,128	0,135	-
c ₁	281,269	236,602	235,830	235,062	234,301	233,293	232,294	m/s
c _{1u}	274,060	230,538	229,785	229,038	228,295	227,313	226,340	m/s
c _{1ax}	63,272	53,224	53,050	52,878	52,706	52,479	52,255	m/s
w _{1u}	119,179	99,377	98,153	96,934	95,720	94,110	92,508	m/s
w _{1ax}	63,272	53,224	53,050	52,878	52,706	52,479	52,255	m/s
w ₁	134,933	112,732	111,572	110,418	109,272	107,753	106,247	m/s
β ₁	27,964	28,173	28,391	28,613	28,838	29,146	29,461	°
β ₂	25,467	25,321	25,281	25,413	25,703	25,556	25,610	°
ψ	0,878	0,879	0,879	0,880	0,880	0,881	0,881	-
w ₂	143,584	122,348	122,770	123,237	123,745	124,290	124,887	m/s
w _{2ax}	61,740	52,326	52,430	52,887	53,669	53,618	53,981	m/s
w _{2u}	129,633	110,594	111,012	111,312	111,501	112,130	112,618	m/s
c _{2ax}	61,740	52,326	52,430	52,887	53,669	53,618	53,981	m/s
c _{2u}	-25,248	-20,568	-20,621	-20,792	-21,074	-21,074	-21,214	m/s
c ₂	66,702	56,224	56,340	56,827	57,659	57,611	58,000	m/s
α ₂	112,242	111,458	111,470	111,461	111,438	111,457	111,454	m/s

Tabulka 36 - hodnoty rychlostí v jednotlivých stupních VT části (stupeň 8 až 14)

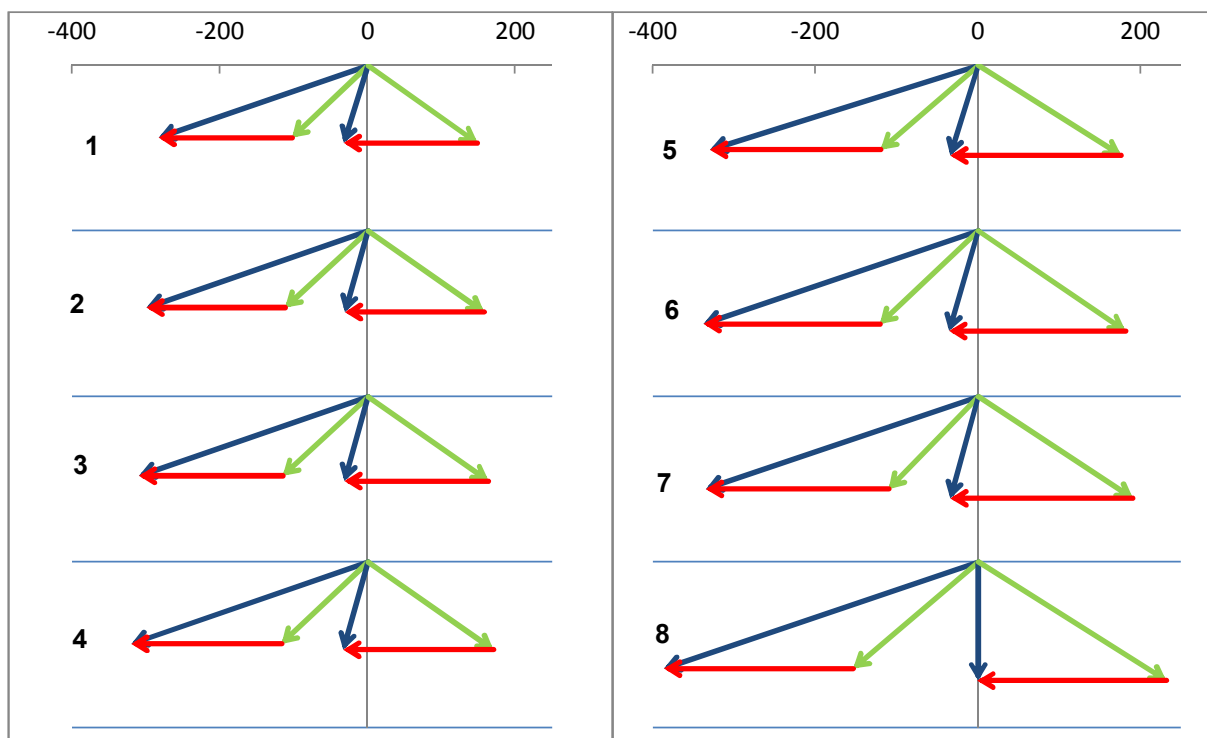
Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	-
R _p	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	-
R _s	0,144	0,153	0,162	0,157	0,171	0,185	0,190	-
c ₁	231,058	229,835	228,626	250,709	248,611	246,549	245,718	m/s
c _{1u}	225,136	223,945	222,767	244,283	242,239	240,230	238,419	m/s
c _{1ax}	51,977	51,702	51,430	56,397	55,925	55,461	59,445	m/s
w _{1u}	90,518	88,542	86,579	108,566	105,265	102,000	99,561	m/s
w _{1ax}	51,977	51,702	51,430	56,397	55,925	55,461	59,445	m/s
w ₁	104,380	102,532	100,702	122,341	119,199	116,103	115,957	m/s
β ₁	29,865	30,282	30,711	27,451	27,981	28,535	30,840	°
β ₂	25,343	25,301	25,458	24,371	24,020	24,024	25,476	°
ψ	0,882	0,882	0,883	0,876	0,876	0,877	0,884	-
w ₂	125,553	126,278	127,058	144,282	145,216	146,269	148,430	m/s
w _{2ax}	53,741	53,968	54,616	59,536	59,111	59,549	63,843	m/s
w _{2u}	113,469	114,165	114,721	131,426	132,641	133,598	133,998	m/s
c _{2ax}	53,741	53,968	54,616	59,536	59,111	59,549	63,843	m/s
c _{2u}	-21,148	-21,238	-21,467	-4,291	-4,332	-4,632	-4,861	m/s
c ₂	57,753	57,997	58,683	59,691	59,270	59,729	64,028	m/s
α ₂	111,480	111,481	111,457	94,122	94,192	94,448	94,354	m/s



Graf 4 – Rychlostní trojúhelníky VT části

Tabulka 37 – hodnoty rychlostí v jednotlivých stupních ST části

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	-
R_p	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,050	0,050	-
R_s	0,181	0,182	0,186	0,194	0,196	0,197	0,236	0,242	-
c_1	290,831	307,811	318,387	328,041	337,516	349,030	345,546	398,169	m/s
c_{1u}	283,377	299,921	310,227	319,633	328,865	338,663	335,282	386,341	m/s
c_{1ax}	65,423	69,242	71,622	73,793	75,924	84,438	83,595	96,326	m/s
w_{1u}	102,422	111,897	114,820	116,372	118,221	120,636	110,187	153,235	m/s
w_{1ax}	65,423	69,242	71,622	73,793	75,924	84,438	83,595	96,326	m/s
w_1	121,533	131,588	135,327	137,797	140,502	147,251	138,309	180,996	m/s
β_1	32,569	31,749	31,955	32,379	32,710	34,990	37,186	32,154	°
β_2	25,483	25,021	25,124	25,083	25,004	26,664	25,853	24,766	°
Ψ	0,887	0,884	0,885	0,886	0,886	0,893	0,895	0,885	-
w_2	164,016	173,391	180,216	187,612	193,066	202,855	211,953	255,375	m/s
w_{2ax}	70,567	73,334	76,516	79,534	81,567	91,032	92,427	106,979	m/s
w_{2u}	148,059	157,119	163,166	169,920	174,989	181,283	190,739	231,887	m/s
c_{2ax}	70,567	73,334	76,516	79,534	81,567	91,032	92,427	106,979	m/s
c_{2u}	-32,897	-30,905	-32,241	-33,341	-35,655	-36,744	-34,356	-1,219	m/s
c_2	77,859	79,581	83,031	86,239	89,019	98,168	98,605	106,986	m/s
α_2	114,994	112,852	112,849	112,744	113,611	111,981	110,391	90,653	m/s



Graf 5 – Rychlostní trojúhelníky ST části

2.3 SKUTEČNÉ PARAMETRY V LOPATKOVÉ MŘÍŽI

V původním návrhu průtočného kanálu byl uvažován nulový stupeň reakce v oběžných lopatkách (všechen spád se zpracovává v rozváděcích lopatkách). Ve skutečnosti jsou lopatky navrhovány s malým stupněm reakce a pro přesnější výpočet parametrů v lopatkové mříži musíme počítat s jeho vlivem. Stupeň reakce byl zvolen v kapitole RYCHLOSTNÍ TROJUHELNÍKY.

Izoentropický spád v rozváděcí lopatce:

$$h_{iz}^{RL} = (1 - R_s) \cdot h_{iz} \quad [kJ / kg] \quad (2.78)$$

Energetické ztráty v rozváděcí lopatce:

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (2.79)$$

Skutečný spád v rozváděcí lopatce:

$$h^{RL} = h_{iz}^{RL} - Z^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (2.80)$$

Entalpie za rozváděcí lopatkou při izoentropické expanzi:

$$i_{iz}^{RL} = i_0 - h_{iz}^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (2.81)$$

Entalpie za rozváděcí lopatkou:

$$i_1^{RL} = i_{iz}^{RL} + Z^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (2.82)$$

Parametry za rozváděcí lopatkou:

Tlak:
$$p_1^{RL} = f(s_0; i_{iz}^{RL}) \quad [bar] \quad (2.83)$$

Teplota:
$$t_1^{RL} = f(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \quad [^\circ C] \quad (2.84)$$

Entropie:
$$s_1^{RL} = f(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \quad [kJ / (kg \cdot K)] \quad (2.85)$$

Měrný objem: $v_1^{RL} = f(p_1^{RL}; i_1^{RL}) [m^3 / kg]$ (2.86)

Izoentropický spád v oběžné lopatce:

$h_{iz}^{OL} = R_s \cdot h_{iz} [kJ / kg]$ (2.87)

Energetické ztráty v oběžné lopatce:

$Z^{OL} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2} [kJ / kg]$ (2.88)

Skutečný spád v oběžné lopatce:

$h^{OL} = h_{iz}^{OL} - Z^{OL} [kJ / kg]$ (2.89)

Entalpie za oběžnou lopatkou při izoentropické expanzi:

$i_{2iz}^{OL} = i_1^{RL} - h_{iz}^{OL} [kJ / kg]$ (2.90)

Entalpie za oběžnou lopatkou:

$i_2^{OL} = i_{2iz}^{OL} + Z^{OL} [kJ / kg]$ (2.91)

Parametry za oběžnou lopatkou:

Tlak: $p_2^{OL} = f(s_1; i_{2iz}^{OL}) [bar]$ (2.92)

Teplota: $t_2^{RL} = f(p_2^{OL}; i_2^{OL}) [°C]$ (2.93)

Entropie: $s_2^{OL} = f(p_2^{OL}; i_2^{OL}) [kJ / (kg \cdot K)]$ (2.94)

Měrný objem: $v_2^{OL} = f(p_2^{OL}; i_2^{OL}) [m^3 / kg]$ (2.95)

Tabulka 38 – Parametry v lopatkové mříži VT části (1 až 7 stupeň)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
ROZVÁDĚCÍ LOPATKY								
h_{iz}^{RL}	41,187	29,144	28,954	28,766	28,580	28,335	28,093	kJ/kg
Z^{RL}	1,631	1,154	1,147	1,139	1,132	1,122	1,112	kJ/kg
h^{RL}	39,556	27,990	27,808	27,627	27,448	27,213	26,980	kJ/kg
i_{1iz}^{RL}	3432,667	3407,372	3380,250	3352,920	3325,416	3297,826	3270,072	kJ/kg
i_1^{RL}	3434,298	3408,527	3381,397	3354,060	3326,548	3298,948	3271,184	kJ/kg
p_1^{RL}	143,743	130,223	118,159	107,024	96,759	87,325	78,652	bar
t_1^{RL}	541,552	526,371	510,885	495,332	479,723	464,098	448,417	°C
s_1^{RL}	6,521	6,531	6,537	6,543	6,550	6,556	6,562	kJ/(kg.K)
v_1^{RL}	0,024	0,026	0,028	0,030	0,033	0,036	0,039	m ³ /kg
OBĚŽNÉ LOPATKY								
h_{iz}^{OL}	4,254	3,342	3,532	3,720	3,906	4,151	4,393	kJ/kg
Z^{OL}	2,078	1,449	1,416	1,380	1,342	1,302	1,259	kJ/kg
h^{OL}	2,176	1,892	2,116	2,340	2,564	2,849	3,134	kJ/kg
i_{2iz}^{OL}	3430,044	3405,185	3377,865	3350,340	3322,642	3294,797	3266,791	kJ/kg
i_2^{OL}	3432,122	3406,634	3379,281	3351,720	3323,984	3296,099	3268,050	kJ/kg
p_2^{OL}	141,954	128,927	116,896	105,797	95,572	86,165	77,524	bar
t_2^{OL}	540,024	525,108	509,513	493,848	478,127	462,357	446,532	°C
s_2^{OL}	6,524	6,532	6,539	6,545	6,551	6,558	6,564	kJ/(kg.K)
v_2^{OL}	0,024	0,026	0,028	0,031	0,033	0,036	0,039	m ³ /kg

Tabulka 39 – Parametry v lopatkové mříži VT části (8 až 14 stupeň)

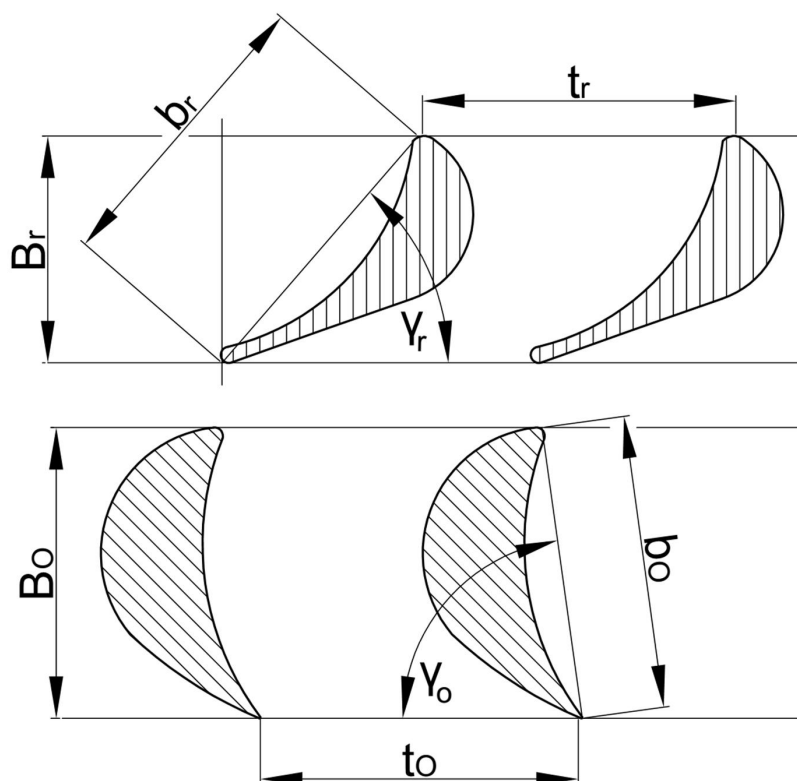
Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
ROZVÁDĚČÍ LOPATKY								
h_{iz}^{RL}	27,794	27,501	27,213	32,723	32,178	31,646	31,434	kJ/kg
Z^{RL}	1,101	1,089	1,078	1,296	1,274	1,253	1,245	kJ/kg
h^{RL}	26,694	26,412	26,135	31,427	30,904	30,393	30,189	kJ/kg
i_{1iz}^{RL}	3242,244	3214,282	3186,217	3152,254	3118,624	3084,867	3050,665	kJ/kg
i_1^{RL}	3243,344	3215,371	3187,295	3153,550	3119,898	3086,120	3051,909	kJ/kg
p_1^{RL}	70,703	63,417	56,748	49,843	43,380	37,607	32,427	bar
t_1^{RL}	432,724	416,986	401,214	382,549	363,710	344,839	325,768	°C
s_1^{RL}	6,568	6,574	6,580	6,585	6,592	6,599	6,606	kJ/(kg.K)
v_1^{RL}	0,042	0,046	0,051	0,056	0,063	0,070	0,079	m ³ /kg
OBĚŽNÉ LOPATKY								
h_{iz}^{OL}	4,691	4,985	5,273	6,095	6,640	7,172	7,385	kJ/kg
Z^{OL}	1,213	1,164	1,114	1,747	1,654	1,557	1,474	kJ/kg
h^{OL}	3,479	3,821	4,160	4,348	4,986	5,614	5,911	kJ/kg
i_{2iz}^{OL}	3238,653	3210,386	3182,021	3147,455	3113,258	3078,948	3044,525	kJ/kg
i_2^{OL}	3239,866	3211,550	3183,135	3149,202	3114,912	3080,505	3045,998	kJ/kg
p_2^{OL}	69,598	62,342	55,710	48,763	42,329	36,597	31,505	bar
t_2^{OL}	430,662	414,749	398,804	379,950	360,785	341,592	322,380	°C
s_2^{OL}	6,570	6,576	6,582	6,587	6,594	6,602	6,609	kJ/(kg.K)
v_2^{OL}	0,043	0,047	0,051	0,057	0,064	0,072	0,081	m ³ /kg

Tabulka 40 – Parametry v lopatkové mříži ST části

Stu.	1=R	2	3	4	5	6	7	8	
ROZVÁDĚČÍ LOPATKY									
h_{iz}^{RL}	44,035	47,374	50,685	53,881	56,958	60,911	59,701	79,269	kJ/kg
Z^{RL}	1,744	1,876	2,007	2,134	2,256	2,412	2,364	3,139	kJ/kg
h^{RL}	3560,184	3509,122	3454,325	3395,743	3333,268	3266,291	3199,946	3110,991	kJ/kg
i_{1iz}^{RL}	3561,928	3510,998	3456,332	3397,877	3335,523	3268,704	3202,310	3114,130	kJ/kg
i_1^{RL}	25,176	21,541	18,126	14,973	12,112	9,553	7,449	5,271	kJ/kg
p_1^{RL}	544,577	520,124	493,711	465,272	434,708	401,692	368,604	324,258	bar
t_1^{RL}	7,447	7,455	7,463	7,472	7,483	7,494	7,507	7,522	°C
s_1^{RL}	0,148	0,167	0,192	0,224	0,266	0,322	0,393	0,517	kJ/(kg.K)
v_1^{RL}	44,035	47,374	50,685	53,881	56,958	60,911	59,701	79,269	m ³ /kg
OBĚŽNÉ LOPATKY									
h_{iz}^{OL}	9,724	10,559	11,578	12,868	13,868	14,976	18,479	25,282	kJ/kg
Z^{OL}	1,579	1,885	1,985	2,058	2,121	2,201	1,904	3,559	kJ/kg
h^{OL}	8,145	8,674	9,592	10,810	11,747	12,775	16,575	21,722	kJ/kg
i_{2iz}^{OL}	3552,204	3500,438	3444,754	3385,009	3321,655	3253,727	3183,831	3088,848	kJ/kg
i_2^{OL}	3553,783	3502,324	3446,739	3387,067	3323,776	3255,929	3185,735	3092,408	kJ/kg
p_2^{OL}	24,524	20,918	17,533	14,409	11,601	9,097	6,991	4,800	bar
t_2^{OL}	540,659	515,922	489,036	459,971	428,907	395,333	360,303	313,233	°C
s_2^{OL}	7,449	7,457	7,466	7,475	7,486	7,497	7,510	7,528	kJ/(kg.K)
v_2^{OL}	0,151	0,172	0,198	0,232	0,276	0,335	0,413	0,558	m ³ /kg

2.4 VOLBA PROFILU LOPATKY

Na základě zvolených a vypočtených hodnot byly zvoleny profily rozváděcích a oběžných lopatek, tak aby jim odpovídala doporučená rozmezí vstupních a výstupních úhlů absolutních a relativních rychlostí. Profily byly voleny podle literatury [1] (příloha č. 3). Zde uvedené profily neodpovídají podmínkám vstupních a výstupních úhlů některých stupňů VT části. Lze předpokládat vývoj v oblasti profilu lopatek oproti zmíněné literatuře, tedy existenci profilů, které by výše zmíněnou podmínku splňovaly. Aktuálně používané profily jsou duševním majetkem firmy a nebyly k účelu této práce poskytnuty. Z tohoto důvodu byly na doporučení vedoucího práce zvoleny profily s parametry nejvíce se blízcími zmíněné podmínce, neboť charakteristiky profilů jsou nepostradatelné pro pevnostní výpočet. Základní rozměry lopatek v turbínové mříži jsou znázorněny na obrázku 21.



Obrázek 21 – Nastavení lopatkové mříže

K volbě profilu lopatky je nezbytná znalost Machova čísla, protože podle něj rozdělujeme lopatky do čtyř typů:

Typ A – Podzvukové:	$Ma < 0,9$
Typ B – Transsonické:	$Ma = 0,9$ až $1,15$
Typ C – Nadzvukové:	$Ma = 1,15$ až $1,3$
Typ D – Rozšiřující se Lavalovy dýzy:	$Ma = 1,3$ až $1,5$

Rozváděcí lopatky

Rychlost zvuku za rozváděcí lopatkou:

$$a_1 = f(p_1^{RL}; h_1^{RL}) [m / s] \quad (2.96)$$

Machovo číslo za rozváděcí lopatkou:

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} [-] \quad (2.97)$$

Další rozhodující parametr pro volbu profilu rozváděcí lopatky:

Výstupní úhel: α_1 [°]

Ostatní parametry zvoleného profilu rozváděcí lopatky:

Vstupní úhel: α_0 [°]

Optimální poměrná rozteč: t_r [-]

Délka tětivy: b_r [cm]

Plocha profilu na patním průměru: S_0 [cm²]

Kvadratický moment: J_{0min} [cm⁴]

Ohybový průřezový modul: W_{0min} [cm³]

Šířka lopatky: B_r [cm]

Polohu natočení rozváděcí lopatky určuje úhel nastavení:

$$\gamma_r = \arcsin\left(\frac{B_r}{b_r}\right) [^\circ] \quad (2.98)$$

Tabulka 41 – Parametry profilů rozváděcích lopatek VT části (1 až 7 stupeň)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
a_1	660,477	654,886	649,049	643,185	637,284	631,347	625,342	m/s
Ma_1	0,426	0,361	0,363	0,365	0,368	0,370	0,371	-
Profil	S-90-12A							-
Ma_1^{Opt}	do 0,85							-
α_1	10 až 14							°
α_0	70 až 120							°
t_r	0,72 až 0,87							-
b_r	6,25							cm
S_0	4,09							cm ²
J_{0min}	0,591							cm ⁴
W_{0min}	0,575							cm ³
B_r	2,5							cm
γ_r	23,578							°

Tabulka 42 – Parametry profilů rozváděcích lopatek VT části (8 až 14 stupeň)

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
a_1	619,273	613,115	606,862	599,213	591,477	583,568	575,393	m/s
Ma_1	0,373	0,375	0,377	0,418	0,420	0,422	0,427	-
Profil	S-90-12A							-
Ma_1^{Opt}	do 0,85							-
α_1	10 až 14							°
α_0	70 až 120							°
t_r	0,72 až 0,87							-
b_r	6,25							cm
S_0	4,09							cm ²
J_{0min}	0,591							cm ⁴
W_{0min}	0,575							cm ³
B_r	2,5							cm
γ_r	23,578							°

Tabulka 43 – Parametry rozváděcích lopatek ST části

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	
a_1	687,538	678,012	667,535	656,017	643,344	629,277	614,756	594,539	m/s
Ma_1	0,423	0,454	0,477	0,500	0,525	0,555	0,562	0,670	-
Profil	S-90-12A								-
Ma_1^{Opt}	do 0,85								-
α_1	10 až 14								°
α_0	70 až 120								°
t_r	0,72 až 0,87								-
b_r	6,25								cm
S_0	4,09								cm ²
J_{0min}	0,591								cm ⁴
W_{0min}	0,575								cm ³
B_r	2,5								cm
γ_r	23,578								°

Oběžné lopatky

Rychlost zvuku za oběžnou lopatkou:

$$a_2 = f(p_2^{OL}; h_2^{OL}) [m / s] \quad (2.99)$$

Machovo číslo za oběžnou lopatkou:

$$Ma_2 = \frac{c_2}{a_2} [-] \quad (2.100)$$

Další rozhodující parametry pro volbu profilu oběžné lopatky:

Vstupní úhel: β_1 [°]

Výstupní úhel: β_1 [°]

Ostatní parametry zvoleného profilu oběžné lopatky:

Optimální poměrná rozteč: t_o [-]

Délka tětiny: b_o [cm]

Plocha profilu na patním průměru: S_0 [cm²]

Kvadratický moment: J_{0min} [cm⁴]

Ohybový průřezový modul: W_{0min} [cm³]

Šířka lopatky: B_o [cm]

Úhel nastavení oběžných lopatek:

$$\gamma_o = \arcsin\left(\frac{B_o}{b_o}\right) [°] \quad (2.101)$$

Tabulka 44 – Parametry oběžných lopatek VT části (1 až 7 stupeň)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
a_2	659,996	654,477	648,597	642,688	636,740	630,740	624,669	m/s
Ma_2	0,218	0,187	0,189	0,192	0,194	0,197	0,200	-
Profil	R-30-21A							-
Ma_2^{Opt}	do 0,9							-
β_2	19 až 24							°
β_1	25 až 40							°
t_o	0,58 až 0,68							-
b_o	2,56							cm
S_o	1,85							cm ²
J_{0min}	0,205							cm ⁴
W_{0min}	0,234							cm ³
B_o	2,5							cm
γ_o	77,571							°

Tabulka 45 – Parametry oběžných lopatek VT části (8 až 14 stupeň)

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
a_2	618,519	612,276	605,937	598,237	590,334	582,250	573,975	m/s
Ma_2	0,203	0,206	0,210	0,241	0,246	0,251	0,259	-
Profil	R-30-21A	R-35-25A		R-30-21A			R-35-25A	-
Ma_2^{Opt}	do 0,9	do 0,85		do 0,9			do 0,85	-
β_2	19 až 24	22 až 28		19 až 24			22 až 28	°
β_1	25 až 40	30 až 50		25 až 40			30 až 50	°
t_o	0,58 až 0,68	0,55 až 0,65		0,58 až 0,68			0,55 až 0,65	-
b_o	2,56	2,54		2,56			2,54	cm
S_o	1,85	1,62		1,85			1,62	cm ²
J_{0min}	0,205	0,131		0,205			0,131	cm ⁴
W_{0min}	0,234	0,168		0,234			0,168	cm ³
B_o	2,5	2,5		2,5			2,5	cm
γ_o	77,571	79,818		77,571			79,818	°

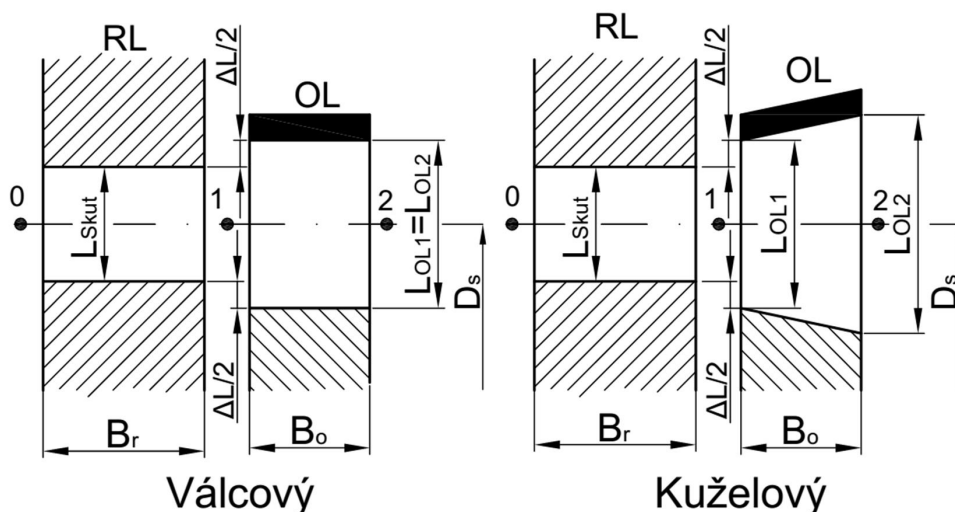
Tabulka 46 – Parametry oběžných lopatek ST části

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	
a_2	686,031	676,369	665,670	653,852	640,910	626,528	611,040	589,386	m/s
Ma_2	0,239	0,256	0,271	0,287	0,301	0,324	0,347	0,433	-
Profil	R-35-25A								-
Ma_2^{Opt}	do 0,85								-
β_2	22 až 28								°
β_1	30 až 50								°
t_o	0,55 až 0,65								-
b_o	2,54								cm
S_o	1,62								cm ²
J_{0min}	0,131								cm ⁴
W_{0min}	0,168								cm ³
B_o	2,5								cm
γ_o	79,818								°

2.5 SKUTEČNÁ DÉLKA OBĚŽNÉ LOPATKY

Za výstupem z rozváděcí lopatky se proud v radiálním směru rozšiřuje. Z tohoto důvodu musí být oběžná lopatka delší než lopatka rozváděcí. K určení délky oběžné lopatky může být použito dvojího omezení. První omezení, tzv. válcové, počítá s válcovým tvarem oběžné lopatky, to znamená, že vstupní i výstupní délka oběžné lopatky jsou stejné. U válcového omezení není možné počítat délku oběžné lopatky podle rovnice kontinuity, ale pomocí přesahu ΔL , jež se volí na základě zkušeností a doporučení v hodnotách od 2 do 4 mm. Výstupní úhel z oběžné lopatky je poté nutno dopočítat z rovnice kontinuity a iterovat dokud nebude shodný se zvoleným úhlem v kapitole RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY. [2]

Naopak kuželové omezení spočívá v pozvolném rozšiřování délky oběžné lopatky. Délka výstupní hrany lopatky se vypočítá dle rovnice kontinuity na základě zvolené hodnoty výstupního úhlu. Délka vstupní hrany je podobně jako u válcového omezení větší než délka rozváděcí lopatky o zvolený přesah. V práci bylo uvažováno jen válcové omezení, tedy vstupní a výstupní délka oběžné lopatky jsou si rovny. Přírůstek oběžné lopatky byl u všech stupňů volen 2,5 mm.



Obrázek 22 – Válcové a kuželové omezení průtočného kanálu

Délka vstupní hrany oběžné lopatky:

$$L_{OL1} = L_{Skut} + \Delta L \text{ [mm]} \quad (2.102)$$

Kde: ΔL [mm] – Přírůstek k délce oběžné lopatky

Výstupní úhel z oběžné lopatky:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\dot{m} \cdot v_2 \cdot 10^6}{\pi \cdot D_s \cdot w_2 \cdot L_{OL1} \cdot \varepsilon}\right) [^\circ] \quad (2.103)$$

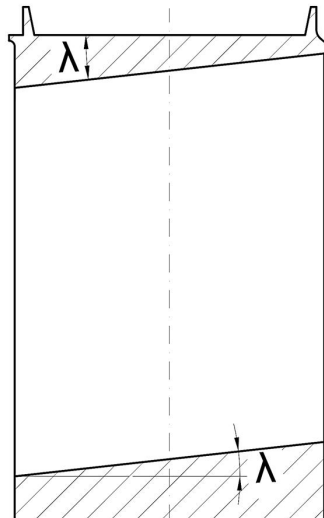
Tabulka 47 – Skutečné délky a výstupní úhly oběžných lopatek VT části (stupeň 1 až 7)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
L_{Skut}	36	35	38	41	44	48	52	mm
ΔL	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	mm
L_{OL1}	38,5	37,5	40,5	43,5	46,5	50,5	54,5	mm
β_2	25,467	25,321	25,281	25,413	25,703	25,556	25,610	°

Tabulka 48 – Skutečné délky a výstupní úhly oběžných lopatek VT části (stupeň 8 až 14)

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
L_{Skut}	57	62	67	64	72	80	84	mm
ΔL	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	mm
L_{OL1}	59,5	64,5	69,5	66,5	74,5	82,5	86,5	mm
β_2	25,343	25,301	25,458	24,371	24,020	24,024	25,476	°

Na doporučení konzultanta byl zvolen u oběžných lopatek ST části úhel λ , viz obrázek níže, který má za následek zvýšení plynulosti průtočného kanálu.



Obrázek 23 – Znázornění úhlu lambda na oběžné lopatce

Tabulka 49 – Skutečné délky a výstupní úhly oběžných lopatek ST části

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	
L_{Skut}	102	107	114	124	131	138	163	174	mm
ΔL	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	mm
L_{OL1}	104,5	109,5	116,5	126,5	133,5	140,5	165,5	176,5	mm
β_2	25,483	25,021	25,124	25,083	25,004	26,664	25,854	24,766	°
λ	0	6	6	6	5	5	5	4	°

3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

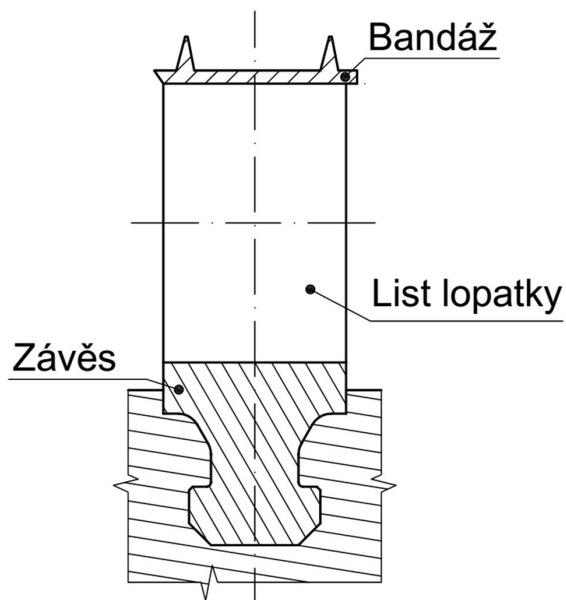
Pevnostní výpočet je úzce spjat s výpočtem termodynamickým. Nesplnění pevnostních kritérií mnohdy vede k přepracování celého výpočtu. Vztahy uvedené v této kapitole slouží pouze k hrubému pevnostnímu návrhu. V praxi by musely být jednotlivé součásti podrobeny detailnějším výpočtům, které by byly nad rámec této diplomové práce. V kapitole jsou uvedeny pevnostní kontroly pouze související s průtočnou částí (oběžné, rozváděcí lopatky, závěsy oběžných lopatek, rozváděcí kola), ostatní pevnostní kontroly jsou uvedeny v kapitole KONSTRUKČNÍ NÁVRH.

3.1 OBĚŽNÉ LOPATKY

Ohybové namáhání oběžných lopatek

Ohybové namáhání oběžné lopatky vyvolává zejména obvodová síla, daná silovým působením proudu páry na listy lopatek. U přetlakového typu lopatkování musí být počítáno se silou vyvolanou od rozdílu tlaků před a za oběžnou lopatkou. U rovnotlakých turbín je rozdíl minimální (odvíjí se od minimálního stupně reakce), navíc kola oběžných lopatek bývají vybavena otvorem sloužícím k vyrovnání tlaků. Vypočtené napětí bylo porovnáno s napětím dovoleným pro daný materiál. Závislost dovoleného napětí materiálu na pracovní teplotě je uvedena v příloze č. 4, případně 12. [1]

První krokem pevnostního výpočtu je přepočtení parametrů uvedených v kapitole VOLBA PROFILU LOPATKY, kde jsou hodnoty staženy k šířce lopatky 25 mm na skutečnou hodnotu šířky oběžné lopatky B'_o .



Obrázek 24 - Schematicky znázorněná oběžná lopatka se závěsem a bandáží

Skutečná hodnota délky tětiny oběžné lopatky:

$$b'_o = b_o \cdot \frac{B'_o}{B_o} [mm] \quad (3.1)$$

Skutečná hodnota patního průřezu oběžné lopatky:

$$S'_o = S_o \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o} \right)^2 [mm^2] \quad (3.2)$$

Skutečná hodnota ohybového průřezového modulu oběžné lopatky:

$$W'_{o\min} = W_{o\min} \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o} \right)^3 [mm^3] \quad (3.3)$$

Optimální rozteč oběžné lopatky:

$$t'_o = t_o \cdot b'_o [mm] \quad (3.4)$$

Kde: $t_o[-]$ – optimální poměrná rozteč (voleno u všech lopatek $t_o = 0,6$)

Počet oběžných lopatek stupně:

$$z'_o = \frac{\pi \cdot D_s}{t'_o} [-] \quad (3.5)$$

Počet oběžných lopatek musí dát celé číslo. Obvykle počet lopatek bývá z dynamických důvodů sudý (v případě sudého počtu oběžných lopatek musí být počet oběžných lopatek liché číslo, tak aby tyto dvě hodnoty měli co nejvyššího společného dělitele):

$$z_{zaok} = f \left[\text{zaokrouhlit nahoru} (z'_o) \right] [-] \quad (3.6)$$

Skutečná rozteč oběžné lopatky:

$$t'_{sku} = \frac{\pi \cdot D_s}{z_{zaok}} [mm] \quad (3.7)$$

Krouticí moment vztažený na celý stupeň:

$$M_k^{Stup} = \frac{60000 \cdot P_i}{2 \cdot \pi \cdot n} [N \cdot m] \quad (3.8)$$

Krouticí moment vztažený na jednu lopatku:

$$M_k^{Lop} = \frac{M_k^{Stup}}{z_{ostřik}} [N \cdot m] \quad (3.9)$$

Obvodová síla vztažená na jednu lopatku:

$$F_u^{Lop} = \frac{2000 \cdot M_k^{Lop}}{D_s} [N] \quad (3.10)$$

Ohybový moment vztažený na jednu lopatku:

$$M_o^{Lop} = F_u^{Lop} \cdot \frac{L_o^{Skut}}{2000} [N] \quad (3.11)$$

Ohybové napětí oběžné lopatky:

$$\sigma_o = \frac{1000 \cdot M_o^{Lop}}{W'_{o\min}} [MPa]$$

Ohybové napětí oběžné lopatky musí být menší než dovolené ohybové napětí. Dovolené ohybové napětí σ_{dov} je podle doporučení voleno pro běžný stupeň 20 MPa. Pro první a poslední stupeň a pro oběžné lopatky před regeneračními odběry se dovolené ohybové napětí rovná hodnotě 16 MPa. [1]

Tabulka 50 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek VT části (1 až 7 stupeň)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
B'_o	30	25	30	30	30	30	30	mm
b'_o	30,72	25,6	30,72	30,72	30,72	30,72	30,72	mm
S'_o	266,4	185	266,4	266,4	266,4	266,4	266,4	mm ²
W'_{omin}	404,352	234	404,352	404,352	404,352	404,352	404,352	mm ³
t'_o	18,432	15,360	18,432	18,432	18,432	18,432	18,432	mm
z'_o	168,056	170,783	142,831	143,342	143,853	144,535	145,217	-
z_{zaok}	170	172	144	144	144	146	146	-
t'_{skut}	18,221	15,251	18,282	18,348	18,413	18,247	18,333	mm
M^{Stup}_k	24312,965	17241,660	17414,891	17564,701	17695,231	17833,559	17950,240	Nm
M^{Lop}_k	143,017	100,242	120,937	121,977	122,884	122,148	122,947	Nm
F^{Lop}_u	290,096	240,101	288,632	290,076	291,193	288,084	288,608	N
M^{Lop}_o	5,584	4,502	5,845	6,309	6,770	7,274	7,865	Nm
σ_o	13,811	19,239	14,455	15,603	16,743	17,990	19,450	MPa
Typ	Vstup	N	N	N	N	N	N	-
σ_{dov}	16	20	20	20	20	20	20	MPa
$\sigma_{dov} > \sigma_o$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

Tabulka 51 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek VT části (8 až 14 stupeň)

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
B'_o	35	40	45	40	40	45	55	mm
b'_o	35,84	40,64	45,72	40,96	40,96	46,08	55,88	mm
S'_o	362,6	414,72	524,88	473,6	473,6	599,4	784,08	mm ²
W'_{omin}	642,096	688,128	979,776	958,464	958,464	1364,688	1788,864	mm ³
t'_o	21,504	24,384	27,432	24,576	24,576	27,648	33,528	mm
z'_o	125,202	111,059	99,291	110,447	111,469	99,993	82,831	-
z_{zaok}	126	112	100	112	112	100	84	-
t'_{skut}	21,368	24,179	27,238	24,235	24,460	27,646	33,062	mm
M^{Stup}_k	18064,270	18157,121	18248,164	20478,855	20584,786	20694,881	20754,257	Nm
M^{Lop}_k	143,367	162,117	182,482	182,847	183,793	206,949	247,074	Nm
F^{Lop}_u	334,579	376,142	420,950	423,257	421,543	470,338	558,992	N
M^{Lop}_o	9,954	12,131	14,628	14,073	15,702	19,401	24,176	Nm
σ_o	15,502	17,628	14,930	14,683	16,383	14,217	13,515	MPa
Typ	N	N	Odběr	N	N	N	Konec	-
σ_{dov}	20	20	16	20	20	20	16	MPa
$\sigma_{dov} > \sigma_o$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

Tabulka 52 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek ST části (stupeň 1 až 4)

Stupeň	1	2	3	4	
B'_o	50	50	50	55	mm
b'_o	50,8	50,8	50,8	55,88	mm
S'_o	648	648	648	784,08	mm ²
W'_{omin}	1344	1344	1344	1788,864	mm ³
t'_o	30,480	30,480	30,480	33,528	mm
z'_o	118,737	123,376	128,323	121,342	-
Z_{zaok}	120	124	130	122	-
t'_{skut}	30,159	30,327	30,087	33,347	mm
M^{Stup}_k	26883,150	28851,285	31052,410	33330,732	Nm
M^{Lop}_k	224,026	232,672	238,865	273,203	Nm
F^{Lop}_u	388,934	388,758	384,027	421,935	N
M^{Lop}_o	20,322	21,284	22,370	26,687	Nm
σ_o	15,120	15,837	16,644	14,919	MPa
Typ	Vstup	N	N	Odběr	-
σ_{dov}	16	20	20	16	MPa
$\sigma_{dov} > \sigma_o$	OK	OK	OK	OK	-

Tabulka 53 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek ST části

Stupeň	5	6	7	8	
B'_o	50	55	60	70	mm
b'_o	50,8	55,88	60,96	71,12	mm
S'_o	648	784,08	933,12	1270,08	mm ²
W'_{omin}	1344	1788,864	2322,432	3687,936	mm ³
t'_o	30,480	33,528	36,576	42,672	mm
z'_o	138,218	130,056	123,084	109,255	-
Z_{zaok}	140	132	124	110	-
t'_{skut}	30,092	33,034	36,306	42,383	mm
M^{Stup}_k	33371,537	35811,927	36784,802	47610,880	Nm
M^{Lop}_k	238,368	271,302	296,652	432,826	Nm
F^{Lop}_u	355,508	390,926	414,029	583,324	N
M^{Lop}_o	23,730	27,463	34,261	51,478	Nm
σ_o	17,656	15,352	14,752	13,959	MPa
Typ	N	N	Odběr	Konec	-
σ_{dov}	20	20	16	16	MPa
$\sigma_{dov} > \sigma_o$	OK	OK	OK	OK	-

Namáhání oběžných lopatek na tah a celkové napětí

Tahové namáhání oběžné lopatky je způsobeno odstředivou silou vznikající rotující hmotou samotné lopatky a bandáže. Hustota materiálu oběžných lopatek a bandáže byla zvolena shodná s hodnotou hustoty oceli $\rho_{\text{ocel}} = 7850 \text{ kg/m}^3$. Výpočet byl proveden pro otáčky 3300, tedy o 10% vyšší než nominální otáčky. Při těchto otáčkách dojde k zásahu pojistného regulátoru a turbína se odstaví. Na závěr výpočtu oběžných lopatek byla provedena pevnostní kontrola oběžných lopatek zahrnující ohybové i tahové namáhání. [1]

Hmotnost oběžné lopatky:

$$m_{OL} = S'_o \cdot \rho_{OL} \cdot L_{OL1} \cdot 10^{-9} [\text{kg}] \quad (3.12)$$

Střední průměr bandáže:

$$D_b = (D_s + L_{OL1} + v_b) [\text{mm}] \quad (3.13)$$

Hmotnost bandáže:

$$m_b = \frac{\pi \cdot D_b}{z_{zaok}} \cdot b_b \cdot v_b \cdot \rho_{OL} \cdot 10^{-9} [\text{kg}] \quad (3.14)$$

Kde: b_b [mm] – šířka bandáže – voleno

v_b [mm] – výška bandáže – voleno (uvažována konstantní pro VT a konstantní pro ST část)

Maximální projektové otáčky turbíny:

$$n_{\text{max}} = n \cdot (1 + f_{\text{max}}) [\text{min}^{-1}] \quad (3.15)$$

Kde: f_{max} [-] - procentuální navýšení jmenovitých otáček

Maximální projektová úhlová rychlost turbíny:

$$\omega_{\text{max}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{max}}}{60} [\text{s}^{-1}] \quad (3.16)$$

Odstředivá síla vyvolaná hmotností oběžné lopatky:

$$O_{OL} = m_{OL} \cdot \frac{D_s}{2000} \cdot \omega_{\text{max}}^2 [\text{N}] \quad (3.17)$$

Odstředivá síla vyvolaná hmotností bandáže:

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2000} \cdot \omega_{\text{max}}^2 [\text{N}] \quad (3.18)$$

Celková odstředivá síla na patě oběžné lopatky:

$$O_{\text{celk},OL} = O_{OL} + O_b [\text{N}] \quad (3.19)$$

Tahové napětí na patě lopatky:

$$\sigma_t = \frac{O_{\text{celk},OL}}{S'_o \cdot k} [\text{MPa}] \quad (3.20)$$

k – koeficient zohledňující zúžení průřezu lopatky po výšce (pro válcové $k=1$)
 příloha č.5

Celkové kombinované napětí tahu i ohybu na patě oběžné lopatky:

$$\sigma_{\text{celk}} = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t [\text{MPa}] \quad (3.21)$$

Teplota oběžné lopatky je přibližně o 50°C nižší než teplota za rozváděcími lopatkami:

$$t_{OL} = t_1 - 50 [^\circ\text{C}] \quad (3.22)$$

Tabulka 54 – Tahové namáhání oběžných lopatek VT (1 až 7 stupeň)

Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
ρ_{OL}	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	kgm ⁻³
v_b	4	4	4	4	4	4	4	mm
b_b	38	33	38	38	38	38	38	mm
f_{max}	0,1							-
k	1							-
m_{OL}	0,081	0,054	0,085	0,091	0,097	0,106	0,114	kg
D_b	1029	877	883	889	895	903	911	mm
m_b	0,023	0,017	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	kg
n_{max}	3300							min ⁻¹
ω_{max}	345,575							s ⁻¹
O_{OL}	4740,200	2715,278	4237,972	4568,191	4900,658	5347,444	5798,225	N
O_b	1392,765	868,208	1210,557	1227,074	1243,702	1248,705	1270,941	N
O_{celk_OL}	6132,965	3583,486	5448,528	5795,265	6144,360	6596,149	7069,166	N
σ_t	23,022	19,370	20,452	21,754	23,064	24,760	26,536	MPa
σ_c	50,643	57,848	49,362	52,960	56,551	60,739	65,435	MPa
t_{OL}	491,552	476,371	460,885	445,332	429,723	414,098	398,417	°C
MAT	PAK 2MV.7							-
σ_{celk_dov}	143	163	167	169	174	178	181	MPa
$\sigma_c < \sigma_{celk_dov}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	

Tabulka 55 – Tahové namáhání oběžných lopatek VT (8 až 14 stupeň)

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
ρ_{OL}	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	kgm ⁻³
v_b	4	4	4	4	4	4	4	mm
b_b	43	43	48	43	48	48	58	mm
f_{max}	0,1							-
k	1							-
m_{OL}	0,169	0,210	0,286	0,247	0,277	0,388	0,532	kg
D_b	921	931	941	935	951	967	975	mm
m_b	0,031	0,035	0,045	0,035	0,040	0,046	0,066	kg
n_{max}	3300							min ⁻¹
ω_{max}	345,575							s ⁻¹
O_{OL}	8666,632	10808,035	14824,795	12754,747	14421,460	20397,556	28103,05	N
O_b	1703,257	1958,023	2500,884	1974,894	2280,668	2641,068	3862,309	N
O_{celk_OL}	10369,889	12766,058	17325,679	14729,641	16702,128	23038,624	31965,36	N
σ_t	28,599	30,782	33,009	31,101	35,266	38,436	40,768	MPa
σ_c	59,603	66,039	62,869	60,468	68,032	66,870	67,798	MPa
t_{OL}	382,724	366,986	351,214	332,549	313,710	294,839	275,768	°C
MAT	PAK 1.6							-
σ_{celk_dov}	115	130	137	145	150	158	161	MPa
$\sigma_c < \sigma_{celk_dov}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	

Tabulka 56 – Tahové namáhání oběžných lopatek ST (1 až 4 stupeň)

Stupeň	1	2	3	4	
ρ_{OL}	7850	7850	7850	7850	kgm ⁻³
v_b	5	5	5	5	mm
b_b	52	52	52	57	mm
f_{max}	0,1				-
k	1				-
m_{OL}	0,532	0,557	0,598	0,785	kg
D_b	1262	1312	1368	1428	mm
m_b	0,067	0,068	0,067	0,082	kg
n_{max}	3300				min ⁻¹
ω_{max}	345,575				s ⁻¹
O_{OL}	36565,250	39811,455	44433,140	60682,729	N
O_b	5077,399	5310,836	5507,561	7009,901	N
O_{celk_OL}	41642,649	45122,291	49940,701	67692,631	N
σ_t	64,263	69,633	77,069	86,334	MPa
σ_c	94,504	101,307	109,694	115,552	MPa
t_{OL}	490,660	465,921	439,032	409,966	°C
MAT	PAK 2MV.7				-
σ_{celk_dov}	152	167	175	179	MPa
$\sigma_c < \sigma_{celk_dov}$	OK	OK	OK	OK	

Tabulka 57 – Tahové namáhání oběžných lopatek ST (5 až 8 stupeň)

Stupeň	5	6	7	8	
ρ_{OL}	7850	7850	7850	7850	kgm ⁻³
v_b	5	5	5	5	mm
b_b	52	57	62	72	mm
f_{max}	0,1				-
k	1		1,2	1,22	-
m_{OL}	0,679	0,865	1,212	1,760	kg
D_b	1480	1534	1604	1666	mm
m_b	0,068	0,082	0,099	0,134	kg
n_{max}	3300				min ⁻¹
ω_{max}	345,575				s ⁻¹
O_{OL}	54376,322	71672,234	103730,498	155931,718	N
O_b	5986,182	7476,755	9465,697	13368,225	N
O_{celk_OL}	60362,503	79148,989	113196,195	169299,943	N
σ_t	93,152	100,945	100,742	108,838	MPa
σ_c	128,465	131,649	130,246	136,755	MPa
t_{OL}	378,904	345,340	310,300	263,239	°C
MAT	PAK 2MV.7				-
σ_{celk_dov}	186	191	201	205	MPa
$\sigma_c < \sigma_{celk_dov}$	OK	OK	OK	OK	

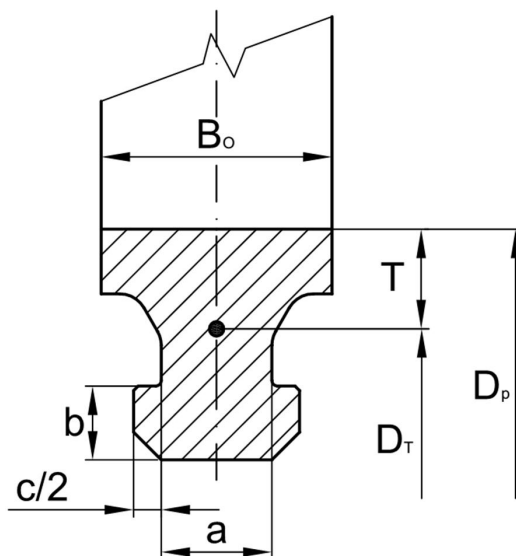
3.2 ZÁVĚSY OBĚŽNÝCH LOPATEK

Závěsy slouží k uchycení oběžné lopatky do těla rotoru. V dnešní době se používají tři typy závěsů. Pro méně namáhané lopatky T – závěs, neboli “T - nožka“ připomínající písmeno T. K uchycení středně namáhaných lopatek slouží vidličkový závěs. U vidličkového závěsu zajišťují spojení lopatky s rotorem kolíky. Počet nožek vidličkového závěsu je proměnlivý v závislosti na zatížení. Třetím typem jsou stromečkové závěsy. Ty se používají u posledních řad velkých kondenzačních turbín, kde lopatky dosahují značných hmotností. Pro extrémní namáhání bývají stromečkové závěsy zahnuty do oblouku. V práci je uveden výpočet pro T – nožku a vidličkový závěs.

Závěsy oběžných lopatek jsou vyrobeny z jednoho kusu materiálu jako samotná lopatka. Namáhání způsobuje zejména odstředivá síla. Pevnostní kontrola závěsů lopatky byla rozdělena do tří částí, kde byl posouzen závěs na tah, smyk a otláčení.

3.2.1 T – ZÁVĚS

T- závěs byl použit u 2. až 14. řady VT části kombinovaného dílu. Geometrické rozměry, nutné pro pevnostní kontrolu T – závěsu jsou zobrazeny na obrázku 25. Rozměry závěsu a plocha průřezu závěsu byly získány zvětšením, případně zmenšením pomocí měřítka z výkresu poskytnutého od společnosti ŠKODA DOOSAN POWER. Šířka závěsu byla uvažována shodná s šířkou oběžné lopatky.



Obrázek 25 – T – závěs s rozměry nutnými pro pevnostní kontrolu

Hodnoty získané změnou měřítka pomocí programu Autocad:

Vzdálenost těžiště závěsu od patního průměru lopatky:	T [mm]
Šířka krčku závěsu:	a [mm]
Výška patky závěsu:	b [mm]
Délka patky namáhaná na otláčení:	c [mm]
Plocha závěsu:	S_z [mm ²]
Těžištní průměr závěsu:	

$$D_T = D_p - 2 \cdot T \text{ [mm]} \quad (3.23)$$

Těžištní rozteč závěsu:

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z_{zaok}} [mm] \quad (3.24)$$

Hmotnost závěsu:

$$m_z = S_z \cdot t_T \cdot \rho_{OL} \cdot 10^{-9} [kg] \quad (3.25)$$

Odstředivá síla vyvolaná hmotností závěsu:

$$O_z = m_z \cdot \frac{D_T}{2000} \cdot \omega_{max}^2 [N] \quad (3.26)$$

Celková odstředivá síla působící na závěs:

$$O_{celk,z} = O_z + O_{celk,OL} [N] \quad (3.27)$$

Namáhání na tah

Plocha závěsu namáhaná na tah:

$$A_\sigma = a \cdot t_T [mm^2] \quad (3.28)$$

Maximální napětí závěsu v tahu:

$$\sigma_z = \frac{O_{celk,z}}{A_\sigma} [MPa] \quad (3.29)$$

Namáhání na smyk

Plocha závěsu namáhaná na smyk:

$$A_\tau = 2 \cdot b \cdot t_T [mm^2] \quad (3.30)$$

Maximální napětí závěsu ve smyku:

$$\tau_z = \frac{O_{celk,z}}{A_\tau} [MPa] \quad (3.31)$$

Namáhání na otláčení

Plocha závěsu namáhaná na otláčení:

$$A_p = c \cdot t_T [mm^2] \quad (3.32)$$

Maximální napětí závěsu v otláčení:

$$p_z = \frac{O_{celk,z}}{A_p} [MPa] \quad (3.33)$$

Pevnostní kontrola

Materiál pro pevnostní kontrolu závěsu se shoduje s materiálem oběžné lopatky, proto taky maximální napětí musí být shodné. Teplota závěsu byla uvažována shodná s teplotou oběžné lopatky.

Maximální dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{dov}^z = f(Mat_{OL}; t_{OL}) [MPa] \quad (3.34)$$

Podmínka pro pevnostní kontrolu v tahu:

$$\sigma_z \leq \sigma_{dov}^z [MPa] \quad (3.35)$$

Maximální dovolené napětí ve smyku:

$$\tau_{dov}^z = 0,6 \cdot \sigma_{dov}^z [MPa] \quad (3.36)$$

Podmínka pro pevnostní kontrolu ve smyku:

$$\tau_z \leq \tau_{dov}^z [MPa] \quad (3.37)$$

Maximální dovolené napětí na otláčení:

$$p_{dov}^z = 1,5 \cdot \sigma_{dov}^z [MPa] \quad (3.38)$$

Podmínka pro pevnostní kontrolu na otláčení:

$$p_z \leq p_{dov}^z [MPa] \quad (3.39)$$

Tabulka 58 – Hodnoty pevnostní kontroly T – závěsu VT části (stupeň 2 až 8)

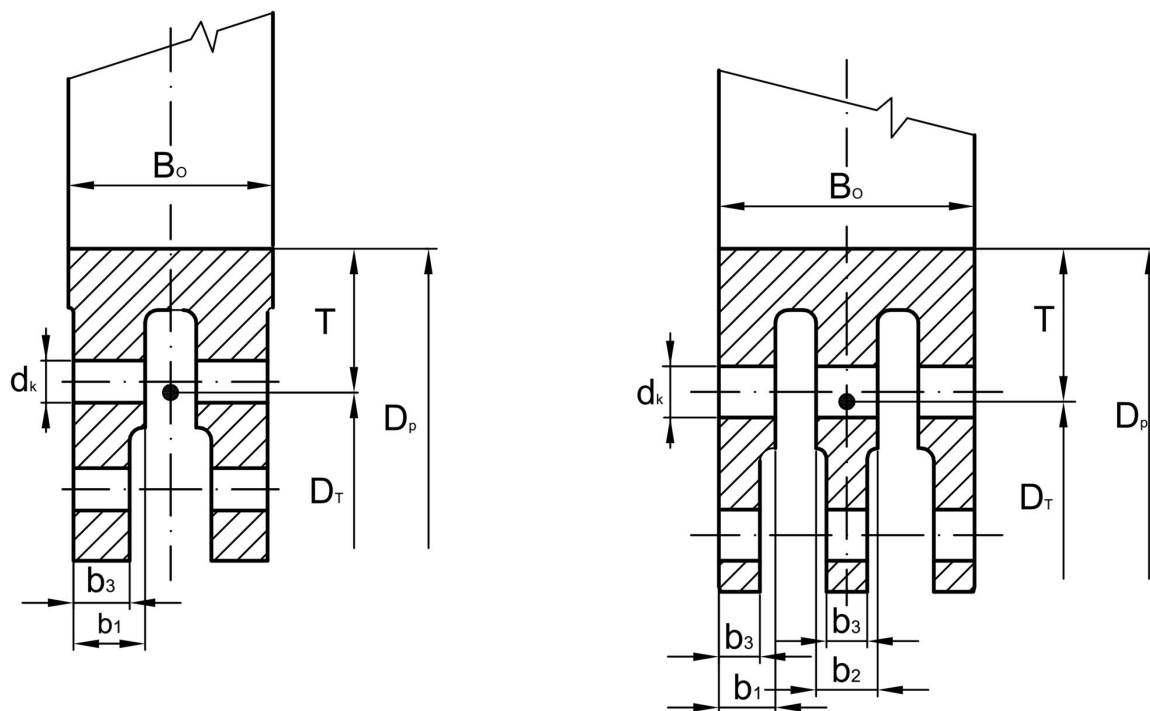
Stupeň	2	3	4	5	6	7	8	
T	28,139	33,767	33,767	33,767	33,767	33,767	39,395	mm
a	12,000	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	16,800	mm
b	8	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	11,2	mm
c	6	7,2	7,2	7,2	7,2	7,2	8,4	mm
S _z	1094,081	1419,477	1419,477	1419,477	1419,477	1419,477	1780,400	mm ²
ρ _{OL}	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	kg·m ⁻³
D _T	743,722	732,466	732,466	732,466	732,466	732,466	721,211	mm
t _T	13,584	15,980	15,980	15,980	15,761	15,761	17,982	mm
m _z	0,117	0,178	0,178	0,178	0,176	0,176	0,251	kg
O _z	5181,042	7787,822	7787,822	7787,822	7681,139	7681,139	10822,959	N
O _{celk,z}	8764,528	13236,350	13583,086	13932,182	14277,288	14750,305	21192,848	N
Namáhání na tah								
A _σ	163,010	230,111	230,111	230,111	226,959	226,959	302,100	mm ²
σ _z	53,767	57,522	59,028	60,545	62,907	64,991	70,152	MPa
t _{OL}	476,371	460,885	445,332	429,723	414,098	398,417	382,724	°C
Mat _{OL}	PAK 2MV.7						PAK 1.6	
σ ^z _{dov}	163	167	169	174	178	181	115	MPa
σ _z < σ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
Namáhání na smyk								
A _τ	217,346	306,815	306,815	306,815	302,612	302,612	402,800	mm ²
τ _z	40,325	43,141	44,271	45,409	47,180	48,743	52,614	MPa
τ ^z _{dov}	97,800	100,200	101,400	104,400	106,800	108,600	69,000	MPa
τ _z < τ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-
Namáhání na otláčení								
A _p	81,505	115,056	115,056	115,056	113,479	113,479	151,050	mm ²
p _z	107,534	115,043	118,057	121,091	125,814	129,982	140,303	MPa
p ^z _{dov}	244,500	250,500	253,500	261,000	267,000	271,500	172,500	MPa
p _z < p ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

Tabulka 59 – Hodnoty pevnostní kontroly T – závěsu VT části (stupeň 9 až 14)

Stupeň	9	10	11	12	13	14	
T	45,022	50,650	45,022	45,022	50,650	61,906	mm
a	19,200	21,600	19,200	19,200	21,600	26,400	mm
b	12,8	14,4	12,8	12,8	14,4	17,6	mm
c	9,6	10,8	9,6	9,6	10,8	13	mm
S _z	2176,848	2608,824	2176,848	2176,848	2608,824	3579,354	mm ²
ρ _{OL}	7850	7850	7850	7850	7850	7850	kg.m ⁻³
D _T	709,955	698,700	709,955	709,955	698,700	676,188	mm
t _T	19,914	21,950	19,914	19,914	21,950	25,289	mm
m _z	0,340	0,450	0,340	0,340	0,450	0,711	kg
O _z	14426,026	18754,279	14426,026	14426,026	18754,279	28690,324	N
O _{celk,z}	27192,084	36079,958	29155,666	31128,154	41792,903	60655,687	N
Namáhání na tah							
A _o	382,353	474,126	382,353	382,353	474,126	667,640	mm ²
σ _z	71,118	76,098	76,253	81,412	88,147	90,851	MPa
t _{OL}	366,986	351,214	332,549	313,710	294,839	275,768	°C
Mat _{OL}	PAK 1.6						
σ ^z _{dov}	130	137	145	150	158	161	MPa
σ _z < σ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-
Namáhání na smyk							
A _τ	509,803	632,169	509,803	509,803	632,169	890,186	mm ²
τ _z	53,338	57,073	57,190	61,059	66,110	68,138	MPa
τ ^z _{dov}	78,000	82,200	87,000	90,000	94,800	96,600	MPa
τ _z < τ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
Namáhání na otlačení							
A _p	191,176	237,063	191,176	191,176	237,063	333,820	mm ²
p _z	142,236	152,196	152,507	162,824	176,294	181,702	MPa
p ^z _{dov}	195,000	205,500	217,500	225,000	237,000	241,500	MPa
p _z < p ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

3.2.2 VIDLIČKOVÝ ZÁVĚS

Pokud nevyhovuje T – závěs, musí být použity závěsy vidličkové. Na doporučení konzultanta byl vidličkový závěs zvolen u všech stupňů ST části a u regulačního stupně VT části. V práci jsou použity dva typy rozvidlení s dvěma a třemi nožkami. Stejně jako u T – závěsu byl společností DOOSAN ŠKODA POWER dodán výkres a pomocí změny měřítka byly určeny rozhodující parametry pro pevnostní kontrolu, znázorněné na obrázku 26.



Obrázek 26 – Dvojnóhý a trojnóhý vidličkový závěs se základními parametry pro pevnostní kontrolu

Hodnoty získané změnou měřítka pomocí programu Autocad, nebo zvoleny:

Vzdálenost těžiště závěsu od patního průměru lopatky:	T [mm]
Šířka nožky 1. závěsu:	b ₁ [mm]
Šířka nožky 2. závěsu:	b ₂ [mm]
Šířka nožky 3. závěsu:	b ₃ [mm]
Průměr díry pro kolík (voleno):	d _k [mm]
Plocha závěsu:	S _z [mm ²]

Namáhání na tah

Plocha závěsu namáhaná na tah:

$$A_{\sigma} = (t_T - d_K) \cdot (n_{b1} \cdot b_1 + n_{b2} \cdot b_2 + n_{b3} \cdot b_3) [mm^2] \quad (3.40)$$

Kde: n_{b1} [-] – počet nožiček s tloušťkou b_1

n_{b2} [-] – počet nožiček s tloušťkou b_2

n_{b3} [-] – počet nožiček s tloušťkou b_3

Maximální napětí závěsu v tahu:

$$\sigma_z = \frac{O_{celk,z}}{A_{\sigma}} [MPa] \quad (3.41)$$

Namáhání na smyk

Plocha kolíku namáhaná na smyk:

$$A_{k,\tau} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} \cdot (n_{b1} + n_{b2}) \cdot n_k \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3.42)$$

Kde: n_k [-] – počet kolíků

Maximální napětí kolíku ve smyku:

$$\tau_z = \frac{O_{celk,z}}{A_{k,\tau}} \text{ [MPa]} \quad (3.43)$$

Namáhání na otláčení

Plocha závěsu namáhaná na otláčení:

$$A_p = d_k \cdot (n_{b1} \cdot b_1 + n_{b2} \cdot b_2 + n_{b3} \cdot b_3) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3.44)$$

Maximální napětí závěsu v otláčení:

$$p_z = \frac{O_{celk,z}}{A_p} \text{ [MPa]} \quad (3.45)$$

Pevnostní kontrola

Podobně jako u T- závěsu i u vidličkového se materiál shoduje s oběžnou lopatkou. U kontroly na smyk bylo dovolené napětí odečtené pro materiál, z něhož jsou vyrobeny kolíky. Teplotu kolíků uvažujeme shodnou s teplotou oběžné lopatky.

Maximální dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{dov}^z = f(Mat_{OL}; t_{OL}) \text{ [MPa]} \quad (3.46)$$

Podmínka pro pevnostní kontrolu v tahu:

$$\sigma_z \leq \sigma_{dov}^z \text{ [MPa]} \quad (3.47)$$

Maximální dovolené napětí ve smyku (pro materiál kolíků):

$$\tau_{dov}^z = f(Mat_k; t_{OL}) \text{ [MPa]} \quad (3.48)$$

Podmínka pro pevnostní kontrolu ve smyku:

$$\tau_z \leq \tau_{dov}^z \text{ [MPa]} \quad (3.49)$$

Maximální dovolené napětí na otláčení:

$$p_{dov}^z = 1,5 \cdot \sigma_{dov}^z \text{ [MPa]} \quad (3.50)$$

Podmínka pro pevnostní kontrolu na otláčení:

$$p_z \leq p_{dov}^z \text{ [MPa]} \quad (3.51)$$

Tabulka 60 – Hodnoty pevnostní kontroly vidličkového závěsu (část 1)

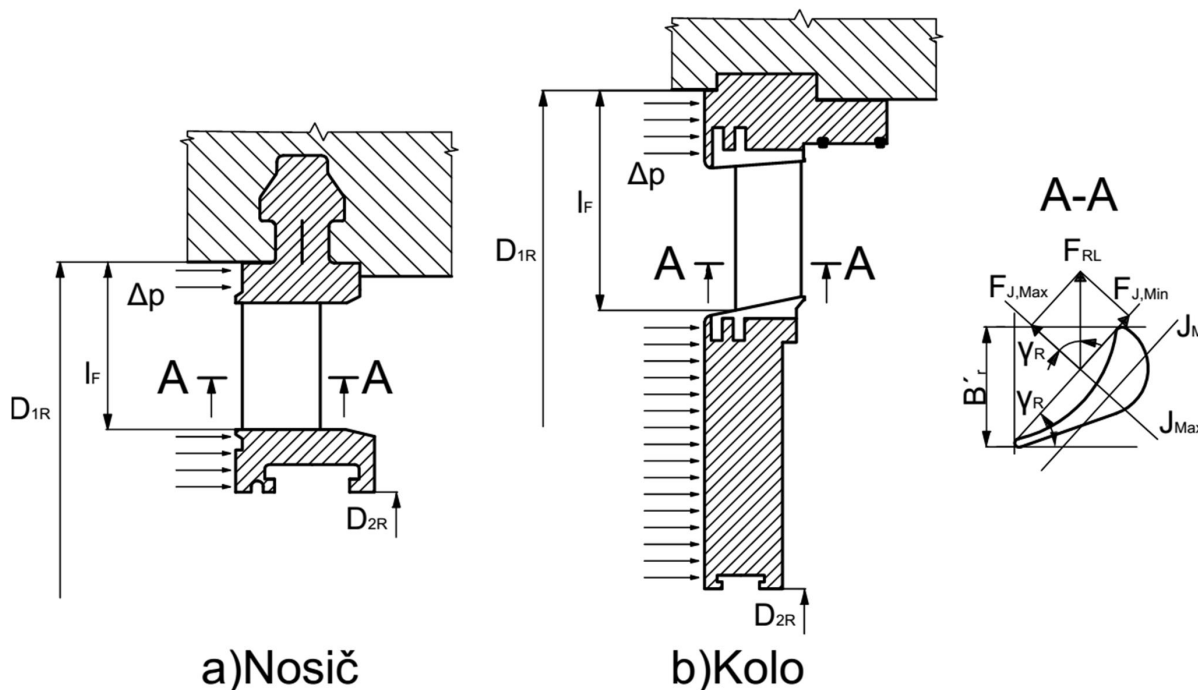
Stupeň	1=R(VT)	1 (ST)	2 (ST)	3(ST)	4 (ST)	
T	15,3	28,57	25,5	25,5	28,05	mm
b ₁	10,5	11	17,5	17,5	19,25	mm
b ₂	0	12	0	0	0	mm
b ₃	8,25	8	13,75	13,75	15,125	mm
d _k	8,25	10,25	8,25	8,25	10,25	mm
n _{b1}	2	2	2	2	2	-
n _{b2}	0	1	0	0	0	-
n _{b3}	2	3	2	2	2	-
n _k	2	2	2	2	2	-
S _z	956,697	2199,496	2657,491	2657,491	3215,564	mm ²
ρ _{OL}	7850	7850	7850	7850	7850	kg.m ⁻³
D _T	919,400	992,860	1039,000	1079,000	1113,900	mm
t _T	16,990	25,993	26,324	26,075	28,684	mm
m _z	0,128	0,449	0,549	0,544	0,724	kg
O _z	7005,014	26606,803	34068,723	35046,607	48157,551	N
O _{celk,z}	13137,979	68249,452	79191,014	84987,308	115850,181	N
Namáhání na tah						
A _σ	327,768	913,095	1129,594	1114,076	1267,322	mm ²
σ _z	40,083	74,745	70,106	76,285	91,413	MPa
t _{OL}	491,552	490,660	465,921	439,032	409,966	°C
Mat _{OL}	PAK 2MV.7					-
σ ^z _{dov}	143	152	169	175	179	MPa
σ _z < σ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	-
Namáhání na smyk						
A _τ	855,299	990,191	855,299	855,299	1320,254	mm ²
τ _z	15,361	68,926	92,589	99,366	87,748	MPa
Mat _k	15 320.9					-
τ ^z _{dov}	64	72	94	99	104	MPa
τ _z < τ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	-
Namáhání na otláčení						
A _p	309,375	1189,000	1031,250	1031,250	1409,375	mm ²
p _z	42,466	57,401	76,791	82,412	82,200	MPa
p ^z _{dov}	214,5	228	250,5	262,5	268,5	MPa
p _z < p ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	OK	-

Tabulka 61 – Hodnoty pevnostní kontroly vidličkového závěsu (část 2)

Stupeň	5 (ST)	6 (ST)	7 (ST)	8 (ST)	
T	25,5	28,05	34,284	39,998	mm
b ₁	17,5	19,25	13,2	15,4	mm
b ₂	0	0	14,4	16,8	mm
b ₃	13,75	15,125	9,6	11,2	mm
d _k	9,25	10,25	10,25	10,25	mm
n _{b1}	2	2	2	2	-
n _{b2}	0	0	1	1	-
n _{b3}	2	2	3	3	-
n _k	2	2	2	2	-
S _z	2657,491	3215,564	3167,275	4311,013	mm ²
ρ _{OL}	7850	7850	7850	7850	kg.m ⁻³
D _T	1159,000	1193,900	1201,432	1230,004	mm
t _T	26,008	28,415	30,439	35,129	mm
m _z	0,543	0,717	0,757	1,189	kg
O _z	37547,868	51132,118	54292,158	87312,081	N
O _{celk,z}	97910,371	130281,107	167488,353	256612,024	N
Namáhání na tah					
A _σ	1047,369	1248,827	1405,140	2020,161	mm ²
σ _z	93,482	104,323	119,197	127,026	MPa
t _{OL}	378,904	345,340	310,300	263,239	°C
Mat _{OL}	PAK 2MV.7				-
σ ^z _{dov}	186	191	201	205	MPa
σ _z < σ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	-
Namáhání na smyk					
A _τ	1075,210	1320,254	1980,381	1980,381	mm ²
τ _z	91,062	98,679	84,574	129,577	MPa
Mat _k	15 320.9				-
τ ^z _{dov}	109	116	123	133	MPa
τ _z < τ ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	-
Namáhání na otláčení					
A _p	1156,250	1409,375	1426,800	1664,600	mm ²
p _z	84,679	92,439	117,387	154,158	MPa
p ^z _{dov}	279	286,5	301,5	307,5	MPa
p _z < p ^z _{dov}	OK	OK	OK	OK	-

3.3 NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

Dominantním namáháním rozváděcích lopatek je ohyb vyvolaný rozdílem tlaků před a za rozváděcí lopatkou. Velký tlakový rozdíl je zapříčiněn zpracováním velkého tlakového spádu ve zmíněné části stroje. Rozváděcí lopatky jsou u VT části, díky bubnové koncepci rotoru, umístěny v nosičích rozváděcích lopatek, v ST části kombinovaného dílu jsou použita rozváděcí kola, viz obrázek 27. Na obrázku jsou vyznačeny rozměry nutné pro pevnostní kontrolu.



Obrázek 27 – Schématický nákres: a) Nosiče rozváděcí lopatky, b) Rozváděcího kola

Hodnoty odečtené z výkresu:

Vnější průměr rozváděcího kola (nosiče): D_{1R} [mm]

Vnitřní průměr rozváděcího kola (nosiče): D_{2R} [mm]

Délka ramene působící síly (od paty lopatky po stěnu nosiče): l_F [mm]

Délka tětiny rozváděcí lopatky pro novou šířku rozváděcí lopatky:

$$b'_r = b_r \cdot \frac{B'_r}{B_r} \quad [mm] \quad (3.52)$$

Kde: B'_r [mm] – nova šířka rozváděcí lopatky

Plocha průřezu lopatky pro novou šířku rozváděcí lopatky:

$$S'_r = S_r \cdot \left(\frac{B'_r}{B_r} \right)^2 \quad [mm^2] \quad (3.53)$$

Ohybový průřez modulu pro novou šířku rozváděcí lopatky:

$$W'_{r\min} = W_{r\min} \cdot \left(\frac{B'_r}{B_r} \right)^3 \quad [mm^3] \quad (3.54)$$

Rozteč pro novou šířku rozváděcí lopatky:

$$t'_r = t_{r_opt} \cdot b'_r \text{ [mm]} \quad (3.55)$$

Kde: $t_{r_opt} = 0,8$ – optimální poměrná rozteč volena v daném rozmezí (shodná u všech rozváděcích lopatek VT i ST části)

Počet rozváděcích lopatek pro novou šířku rozváděcí lopatky:

$$z'_r = \frac{\pi \cdot D_S}{t'_r} [-] \quad (3.56)$$

Počet rozváděcích lopatek pro novou šířku rozváděcí lopatky zaokrouhlený na nejbližší vyšší liché číslo a zohledňující parciální ostřík:

$$z_{ostrik} = z'_r \cdot \varepsilon [-] \quad (3.57)$$

Skutečná rozteč rozváděcích lopatek pro novou šířku rozváděcí lopatky:

$$t_r^{Skut} = \frac{\pi \cdot D_S}{z_{ostrik}} \text{ [mm]} \quad (3.58)$$

Rozdíl tlaků před a za rozváděcí lopatkou:

$$\Delta p = p_0 - p_1^{RL} \text{ [bar]} \quad (3.59)$$

Plocha, na kterou působí síla od přetlaku:

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{2R}^2 - D_{1R}^2) \text{ [mm}^2 \text{]} \quad (3.60)$$

Síla vyvolaná přetlakem působící na jednu lopatku:

$$F_{RL} = S_p \cdot \frac{\Delta p}{10} \cdot \frac{1}{z'_r} \text{ [N]} \quad (3.61)$$

Síla působící na lopatku v ose J_{Max} :

$$F_{J,Max} = F_{RL} \cdot \cos(\gamma_r) \text{ [N]} \quad (3.62)$$

Ohybový moment působící na jednu lopatku:

$$M_{RL} = F_{J,max} \cdot l_F \cdot 10^{-3} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.63)$$

Napětí v ohybu pro rozváděcí lopatku:

$$\sigma_o^{RL} = \frac{10^3 \cdot M_{RL}}{W'_{r\ min}} \text{ [MPa]} \quad (3.64)$$

Teplota rozváděcích lopatek:

$$t_{RL} = t_o - 50 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.65)$$

Dovolené napětí v ohybu pro rozváděcí lopatku:

$$\sigma_{o,dov}^{RL} = f(Mat_{RL}; t_{RL}) \text{ [MPa]} \quad (3.66)$$

Pevnostní kontrola na ohyb rozváděcích lopatek:

$$\sigma_o^{RL} \leq \sigma_{o,dov}^{RL} \text{ [MPa]} \quad (3.67)$$

Výpočet neodpovídá pro první stupeň VT i ST části, kde je konstrukční řešení odlišné oproti zbylým řadám. Z tohoto důvodu nebyly ve výpočtu uvedeny první stupně.

Tabulka 62 – Výsledky namáhání rozváděcích lopatek VT (2 až 8)

Stupeň	2	3	4	5	6	7	8	
D_{1R}	900	907	913	919	927	935	945	mm
D_{2R}	768	768	768	768	768	768	768	mm
B'_r	35	35	30	30	30	30	30	mm
l_F	51	54	57	60	64	68	73	mm
b'_r	87,5	87,5	75	75	75	75	75	mm
S'_r	801,64	801,64	588,96	588,96	588,96	588,96	588,96	mm ²
W'_{rmin}	1577,8	1577,8	993,6	993,6	993,6	993,6	993,6	mm ³
t'_r	70,0	70,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	mm
z'_r	37,475	37,609	44,035	44,192	44,401	44,611	44,872	-
z_{ostrik}	39	39	45	45	45	45	45	-
t'^{skut}_r	67,262	67,504	58,713	58,922	59,202	59,481	59,830	mm
Δp	11,732	10,769	9,872	9,038	8,247	7,514	6,822	bar
S_p	172926	182860	191437	200070	211669	223368	238134	mm ²
F_{RL}	5202,049	5049,092	4199,650	4018,380	3878,964	3729,601	3609,908	N
$F_{J,Max}$	4767,757	4627,569	3849,043	3682,906	3555,129	3418,236	3308,535	N
M_o	243,156	249,889	219,395	220,974	227,528	232,440	241,523	Nm
σ_o^{RL}	154,111	158,378	220,809	222,398	228,994	233,937	243,079	MPa
t_{RL}	491,653	476,070	460,420	444,714	428,961	413,155	397,306	°C
Mat_{RL}	X10CRMoV9-1							-
σ_{dov}^{RL}	208	220	244	254	260	268	272	MPa
$\sigma_o^{RL} < \sigma_{dov}^{RL}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

Tabulka 63 – Výsledky namáhání rozváděcích lopatek VT (9 až 14)

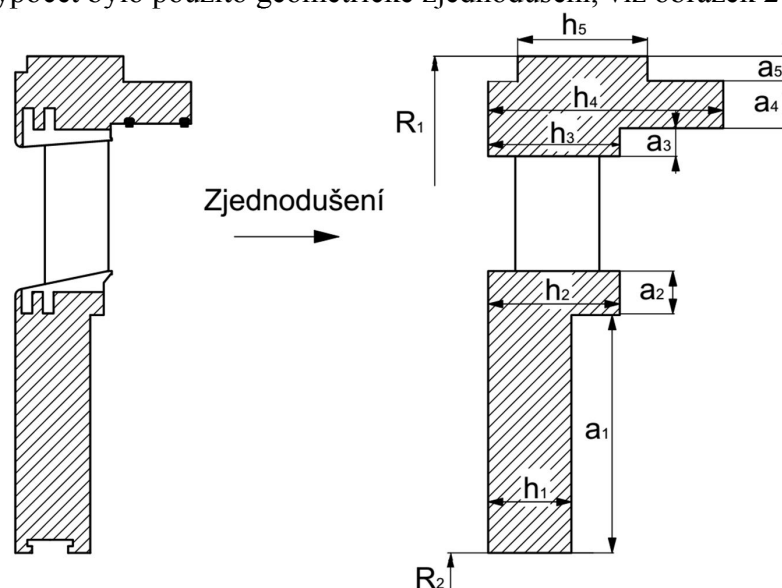
Stupeň	9	10	11	12	13	14	
D_{1R}	955	965	958	972	988	996	mm
D_{2R}	768	768	768	768	768	768	mm
B'_r	35	35	40	35	35	35	mm
l_F	78	83	79	87	95	99	mm
b'_r	87,5	87,5	100	87,5	87,5	87,5	mm
S'_r	801,64	801,64	1047,04	801,64	801,64	801,64	mm ²
W'_{rmin}	1577,8	1577,8	2355,2	1577,8	1577,8	1577,8	mm ³
t'_r	70,0	70,0	80,0	70,0	70,0	70,0	mm
z'_r	38,686	38,911	33,929	39,135	39,494	39,674	-
z_{ostrik}	39	39	35	41	41	41	-
t'^{skut}_r	69,437	69,840	77,552	66,816	67,429	67,736	mm
Δp	6,183	5,595	6,120	5,383	4,722	4,169	bar
S_p	253056	268136	257563	278785	303415	315881	mm ²
F_{RL}	4012,204	3846,942	4504,028	3660,426	3494,558	3212,019	N
$F_{J,Max}$	3677,246	3525,780	4128,010	3354,836	3202,815	2943,864	N
M_o	286,825	292,640	326,113	291,871	304,267	291,443	Nm
σ_o^{RL}	181,788	185,473	138,465	184,986	192,843	184,715	MPa
t_{RL}	381,414	365,491	349,721	330,589	311,428	292,235	°C
Mat_{RL}	X10CRMoV9-1						-
σ_{dov}^{RL}	274	278	280	283	286	289	MPa
$\sigma_o^{RL} < \sigma_{dov}^{RL}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

Tabulka 64 – Výsledky namáhání rozváděcích lopatek ST (2 až 8)

Stupeň	2	3	4	5	6	7	8	
D_{1R}	1300	1482	1544	1596	1647	1720	1780	mm
D_{2R}	788	788	788	800	800	800	800	mm
B'_r	60	65	60	60	60	60	60	mm
l_F	111	183	193	197	200	229	238	mm
b'_r	150	162,5	150	150	150	150	150	mm
S'_r	2355,8	2764,8	2355,8	2355,8	2355,8	2355,8	2355,8	mm ²
W'_{rmin}	7948,8	10106,2	7948,8	7948,8	7948,8	7948,8	7948,8	mm ³
t'_r	120,0	130,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	mm
z'_r	31,337	30,063	33,877	35,107	36,338	37,516	38,851	-
z_{ostrik}	33	31	35	37	37	39	39	-
t'_{rSkut}	113,954	126,069	116,149	113,862	117,852	115,433	119,542	mm
Δp	2,983	2,791	2,555	2,295	2,046	1,647	1,718	bar
S_p	839635	1237301	1384651	1497924	1627823	1820867	1985801	mm ²
F_{RL}	7588,790	11139,463	10107,660	9291,602	9001,363	7688,832	8749,110	N
$F_{J,Max}$	6955,241	10209,487	9263,824	8515,894	8249,885	7046,931	8018,692	N
M_o	772,032	1868,336	1787,918	1677,631	1649,977	1613,747	1908,449	Nm
σ_o^{RL}	97,126	184,870	224,929	211,055	207,576	203,018	240,093	MPa
t_{RL}	491,872	467,134	440,351	411,417	380,511	347,076	312,470	°C
Mat_{RL}	X10CRMov9-1							-
σ_{dov}^{RL}	208	234	256	269	276	281	286	MPa
$\sigma_o^{RL} < \sigma_{dov}^{RL}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

3.4 NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍCH KOL

U ST části bylo nutné zkontrolovat dovolené napětí a hlavně průhyb rozváděcích kol. Rozměry rozváděcích kol, byly zvoleny tak, aby splňovali doporučení konzultanta (maximální neměl přesáhnout průhyb 1,5 mm a u teplot vyšších než teplota tečení daného materiálu 1,1 mm). Jelikož se nepodařilo dohledat hodnotu teploty tečení, pro materiál rozváděcích kol byl z bezpečnostních důvodů zvolen maximální dovolený průhyb 1,1 mm u všech kol. Pro výpočet bylo použito geometrické zjednodušení, viz obrázek 28.



Obrázek 28 – Zjednodušení rozváděcích kol s rozměry pro výpočet

Geometrické rozměry rozváděcího kola:

Šířka rozváděcího kola 1:	h_1 [mm]
Šířka rozváděcího kola 2:	h_2 [mm]
Šířka rozváděcího kola 3:	h_3 [mm]
Šířka rozváděcího kola 4:	h_4 [mm]
Šířka rozváděcího kola 5:	h_5 [mm]
Výška rozváděcího kola 1:	a_1 [mm]
Výška rozváděcího kola 2:	a_2 [mm]
Výška rozváděcího kola 3:	a_3 [mm]
Výška rozváděcího kola 4:	a_4 [mm]
Výška rozváděcího kola 5:	a_5 [mm]
Vnější poloměr rozváděcího kola:	R_1 [mm]
Vnitřní poloměr rozváděcího kola:	R_2 [mm]

Kvadratický průřezový moment rozváděcího kola:

$$J = \frac{a_1 \cdot h_1^3}{12} + \frac{a_2 \cdot h_2^3}{12} + \frac{a_3 \cdot h_3^3}{12} + \frac{a_4 \cdot h_4^3}{12} + \frac{a_5 \cdot h_5^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (3.68)$$

Šířka ekvivalentní kruhové desky:

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J}{(R_2 - R_1)}} \text{ [mm]} \quad (3.69)$$

Součinitel pro výpočet namáhání rozváděcího kola – příloha č. 6:

$$\varphi = f\left(\frac{R_1}{R_2}; \frac{h_0}{R_2 - R_1}\right) [-] \quad (3.70)$$

Maximální napětí rozváděcího kola:

$$\sigma_{\max}^{RK} = \varphi \cdot \frac{\Delta p}{10} \cdot \left(\frac{R_2}{h_0}\right)^2 \text{ [MPa]} \quad (3.71)$$

Předpokládaná teplota rozváděcího kola:

$$t_{RK} = t_o - 50 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.72)$$

Dovolené napětí rozváděcího kola:

$$\sigma_{dov}^{RK} = f(\text{Mat}_{RK}; t_{RK}) \text{ [MPa]} \quad (3.73)$$

Součinitel pro výpočet maximálního průhybu rozváděcího kola – příloha č. 7:

$$\mu = f\left(\frac{R_1}{R_2}; \frac{h_0}{R_2 - R_1}\right) [-] \quad (3.74)$$

Modul pružnosti materiálu rozváděcích kol:

$$E = f(\text{Mat}_{RK}; t_{RK}) \text{ [MPa]} \quad (3.75)$$

Maximální průhyb rozváděcího kola:

$$y_{\max} = \mu \cdot \frac{\Delta p}{10} \cdot \frac{R_2^4}{E \cdot h_0^3} \text{ [mm]} \quad (3.76)$$

Dovolený průhyb rozváděcího kola:

$$y_{dov} = 0,002 \cdot R_2 \text{ [mm]} \quad (3.77)$$

Tabulka 65 – Parametry rozváděcích kol ST

Stupeň	2	3	4	5	6	7	8	
h_1	80	85	85	95	95	95	110	mm
h_2	93	98	98	108	108	108	123	mm
h_3	99	104	104	114	114	114	129	mm
h_4	169	174	179	184	189	194	221	mm
h_5	90	90	90	90	90	90	105	mm
a_1	80	100	100	109	141	144	164	mm
a_2	71	71	91	91	87	91	92	mm
a_3	20	20	20	19	19	19	20	mm
a_4	37	37	37	38	41	38	39	mm
a_5	20	22	22	32	29	37	46	mm
R_2	394	394	394	400	400	400	400	mm
R_1	724	815	846	874	906	936	968	mm
J	25810923 ,740	30055973 ,635	33041627 ,177	41225114 ,885	46255172 ,344	47423828 ,635	75379128 ,875	mm ⁴ 10 ⁶
h_0	97,909	94,975	95,727	101,435	103,167	102,017	116,778	mm
$h_0/(R_2-R_1)$	0,297	0,226	0,212	0,214	0,204	0,190	0,206	-
R_1/R_2	0,544	0,483	0,466	0,458	0,442	0,427	0,413	-
ϕ	1,950	1,980	2,050	2,050	2,130	2,170	2,200	-
$\sigma_{\max}^{\text{RK}}$	31,802	40,692	40,962	34,930	33,572	30,082	25,974	MPa
t_{RK}	491,872	467,134	440,351	411,426	380,502	347,085	286,000	°C
Mat _{RK}	15128.5							-
$\sigma_{\text{dov}}^{\text{RK}}$	98	121	123	126	128	132	134	MPa
$\sigma_{\text{dov}}^{\text{RK}} > \sigma_{\text{max x}}^{\text{RK}}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-
μ	1,190	1,210	1,220	1,260	1,300	1,340	1,370	-
E	173000	175000	176000	179000	179500	180000	182000	MPa
y_{\max}	0,601	0,994	1,036	0,903	0,907	0,886	0,713	mm
y_{dov}	1,456	1,630	1,692	1,748	1,811	1,872	1,936	mm
$y_{\text{dov}} > y_{\max}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-

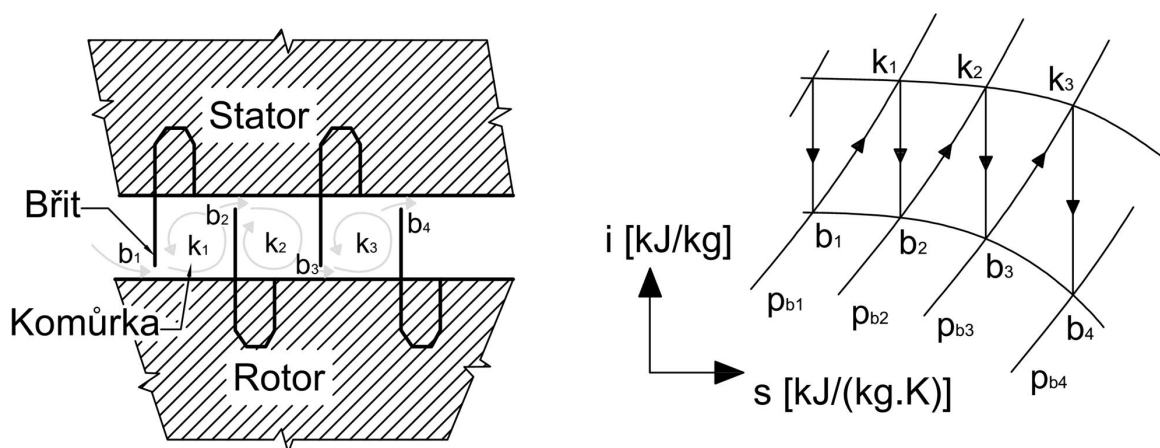
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Kapitola je věnována návrhu a výpočtu parních ucpávek, kritických otáček rotoru, radiálních (nosných) ložisek a pevnostním kontrolám rotoru na krut, spojky mezi VT-ST a NT dílem a vnější a vnitřní skříně kombinovaného dílu.

4.1 UCPÁVKY

Únik páry nebo nasávání okolního vzduchu patří k nežádoucím jevům vyskytujících se u parních turbín. K zabránění tohoto jevu slouží ucpávky, které lze rozdělit na dotykové (kontaktní) a bezdotykové. U parních turbín převažuje bezdotykové provedení, proto tato kapitola je věnována pouze tomuto druhu ucpávek. Bezdotykový typ dále dělíme na pravý a nepravý labyrint. U pravého labyrintu jsou břity umístěny jak na statoru, tak i na rotoru, naopak u nepravého labyrintu bývá břit umístěn pouze na statorové části.

Princip bezdotykových ucpávek znázorňuje obrázek níže. V prostoru mezi břitem a rotorem dochází k částečné přeměně energie plynu na kinetickou energii. Plyn dále pokračuje do prostoru mezi břity (komůrky), kde víří a tím dochází k tlakové ztrátě, zvýšení měrného objemu a zahlcení ucpávky. Ideální průběh v labyrintové ucpávce lze zobrazit také v i - s diagramu pomocí tzv. Fannovy křivky – v místě břitu dochází k izoentropické expanzi do komůrky, v komůrce pak k expanzi izobarické až po další břit. [7]



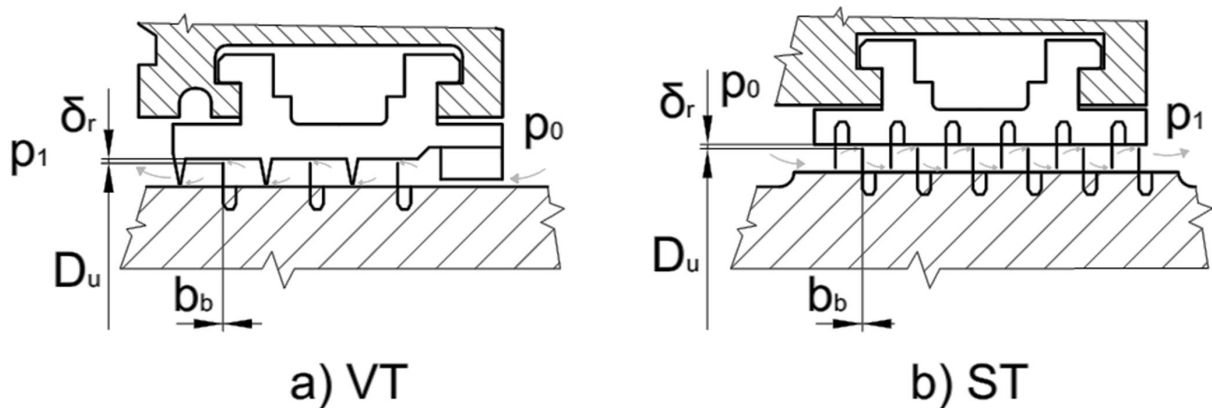
Obrázek 29 – Proudění plynu v ucpávce pravého labyrintu a Fannova křivka

V praxi existuje mnoho různých typů jak pravých, tak nepravých labyrintových ucpávek, jejichž průběh je daleko složitější než průběh popsany Fannovou křivkou. Pro reálné výpočty musíme použít opravné součinitele.

4.1.1 MEZISTUPŇOVÉ UCPÁVKY

Mezistupňové ucpávky slouží k utěsnění prostoru mezi rozváděcími koly ST části a nosiči rozváděcích lopatek ve VT části. Pára, která těmito ucpávkami unikne, nevykoná práci, a tudíž snižuje výkon turbíny. Pára, která se přesto dostane do hlavního proudu, ho negativně rozrušuje a zpomaluje. Z tohoto důvodu bývají oběžná kola, případně lopatky vybaveny patním těsněním. Skupinu břitů, viz obrázek 30, nazýváme kroužek. Na doporučení byly zvoleny dva druhy kroužků pro mezistupňové ucpávky s pravým labyrintem, u VT části se 6

(typ I) a u ST s 12 (typ D) břity na kroužek. Další typy parních ucpávek jsou vyobrazeny v příloze č. 9.



Obrázek 30 – a) Mezistupňová ucpávka VT části, b) Mezistupňová ucpávka ST části

Geometrické parametry potřebné k výpočtu:

Průměr spodního břitu ucpávky:

D_u [mm]

Počet břitů ucpávky na jeden kroužek:

z_b [-]

Tloušťka břitu ucpávky:

b_b [mm]

Radiální vůle ucpávky:

$$\delta_r = 0,85 \cdot \frac{D_u}{1000} + 0,25 \text{ [mm]} \quad (4.1)$$

Průtokový součinitel ucpávky – příloha č. 10:

$$\mu_u = f\left(\frac{\delta_r}{b_b}\right) [-] \quad (4.2)$$

Tlakový poměr před a za ucpávkou:

$$\pi_u = \frac{p_1}{p_0} [-] \quad (4.3)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_u^{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z_b + 1,25}} [-] \quad (4.4)$$

Podmínka pro podkritické proudění:

$$\pi_u^{krit} \leq \pi_u [-] \quad (4.5)$$

Průtočný průřez ucpávkou

$$S_u = \pi \cdot D_u \cdot \delta_r \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.6)$$

Hmotnostní tok ucpávkou pro podkritické proudění:

$$\dot{M}_u = \mu_u \cdot \frac{S_u}{10^6} \sqrt{\frac{10^5 \cdot (p_0^2 - p_1^2)}{p_0 \cdot v_0 \cdot z_b}} \text{ [kg / s]} \quad (4.7)$$

Tabulka 66 – Hodnoty mezistupňových ucpávek VT části (stupeň 2 až 8)

Stupeň	2	3	4	5	6	7	8	
D_u	748,0	748,0	748,0	748,0	748,0	748,0	748,0	mm
typ	I	I	I	I	I	I	I	-
z_b	6	6	6	6	6	6	6	-
b_b	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	mm
δ_r	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	mm
μ_u	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	-
π_u	0,917	0,916	0,916	0,915	0,914	0,913	0,912	-
π_u^{krit}	0,305	0,305	0,305	0,305	0,305	0,305	0,305	-
$\pi_u > \pi_u^{krit}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-
S_u	2081,551	2081,551	2081,551	2081,551	2081,551	2081,551	2081,551	mm ²
\dot{M}_u	6,248	5,754	5,292	4,861	4,454	4,075	3,719	kg/s

Tabulka 67 – Hodnoty mezistupňových ucpávek VT části (stupeň 9 až 14)

Stupeň	9	10	11	12	13	14	
D_u	748,0	748,0	748,0	748,0	748,0	748,0	mm
typ	I	I	I	I	I	I	-
z_b	6	6	6	6	6	6	-
b_b	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	mm
δ_r	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	mm
μ_u	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	-
π_u	0,911	0,910	0,890	0,889	0,888	0,885	-
π_u^{krit}	0,305	0,305	0,305	0,305	0,305	0,305	-
$\pi_u > \pi_u^{krit}$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	-
S_u	2081,551	2081,551	2081,551	2081,551	2081,551	2081,551	mm ²
\dot{M}_u	3,389	3,082	3,075	2,730	2,414	2,138	kg/s

Tabulka 68 – Hodnoty mezistupňových ucpávek ST části (stupeň 2 až 8)

Stupeň	2	3	4	5	6	7	8	
D_u	768	768	768	768	768	768	768	mm
typ	D	D	D	D	D	D	D	-
z_b	12	12	12	12	12	12	12	-
b_b	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	mm
δ_r	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	mm
μ_u	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	-
π_u	0,878	0,867	0,854	0,841	0,824	0,819	0,754	-
π_u^{krit}	0,225	0,225	0,225	0,225	0,225	0,225	0,225	-
$\pi_u > \pi_u^{krit}$	P	P	P	P	P	P	P	-
S_u	2178,225	2178,225	2178,225	2178,225	2178,225	2178,225	2178,225	mm ²
\dot{M}_u	0,920	0,832	0,739	0,645	0,555	0,451	0,407	kg/s

4.1.2 VNĚJŠÍ UCPÁVKY

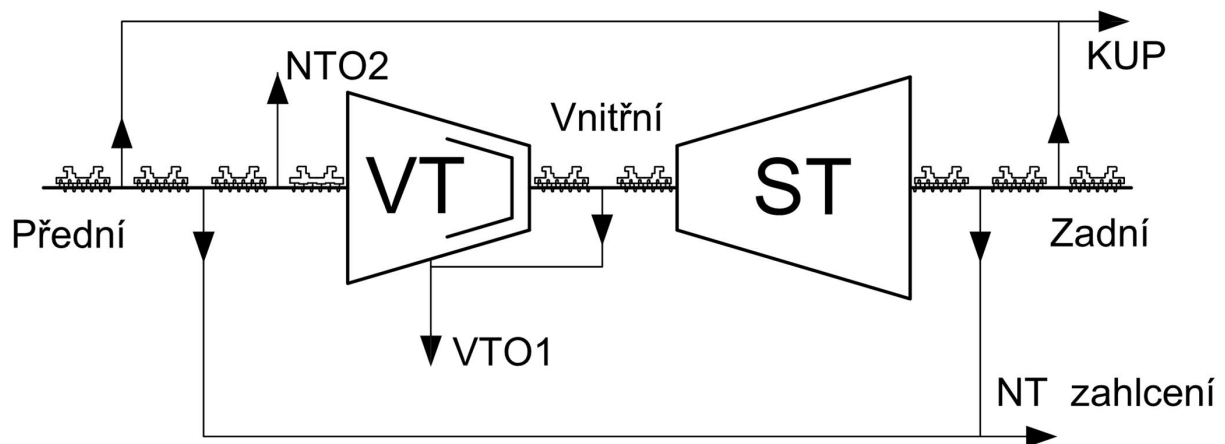
Vnější ucpávky obvykle slouží k těsnění prostoru mezi průtočnou částí a prostředím nacházejícím se ve strojně. Vnějšími ucpávkami, zejména u VT a ST dílů odchází energeticky vysoce kvalitní pára, proto je unikající médium přiváděno zpět do průtočné části nebo do regeneračních ohříváků, kde se podílí na ohřevu napájecí vody.

Vnější ucpávky se dělí na sekce složené z kroužků. Po každé sekci se pára odvádí do místa, kde ji lze nejlépe energeticky využít. Odvod z vnějších ucpávek určuje schéma zapojení ucpávkové páry (obrázek níže). V práci jsou navrženy tři vnější ucpávky (jako vnější počítána i ucpávka, jež těsní prostor mezi vstupy VT a ST částí).

Přední vnější ucpávka se skládá ze 4 sekcí. První sekce obsahuje 4 kroužky typu E a za ní je pára odváděna do NTO2. Druhá, třetí i čtvrtá sekce je složena z jednoho kroužku typu D. Po druhé sekci je pára odváděna k zahlcení NT ucpávek, směs páry a vzduchu mezi posledními dvěma sekcemi se odvádí do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP).

Vnitřní ucpávka se skládá pouze ze dvou sekcí, první sekce obsahuje 8, druhá 3 kroužky, obě typu D. Slouží k utěsnění prostorů mezi VT a ST částí. Touto ucpávkou odchází energeticky vysoce kvalitní pára, která je vyvedena prvním regeneračním odběrem. O množství uniklé páry vnitřní ucpávkou, které není zanedbatelné, byl ponížěn první regenerační odběr v kapitole SKUTEČNÉ MNOŽSTVÍ PÁRY PROUDÍCÍ PRŮTOČNÝM KANÁLEM.

Zadní ucpávka je složena ze tří sekcí, každá o jednom kroužku typu D. Po první sekci je pára odváděna na zahlcení NT ucpávek, po druhé směs do KUP.



Obrázek 31 – Schéma zapojení ucpávkové páry

Tlakový poměr před a za sekci:

$$\pi_{sek} = \frac{p_{out}}{p_{in}} [-] \quad (4.8)$$

Kde: p_{out} [bar] – tlak za sekci

p_{in} [bar] – tlak před sekci

Kritický tlakový poměr pro sekci:

$$\pi_{sek}^{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z_b \cdot n_k + 1,25}} [-] \quad (4.9)$$

Kde: n_k [-] – počet kroužků v jedné sekci

Podmínka pro kritické proudění:

$$\pi_{sek}^{krit} \leq \pi_{sek} [-] \quad (4.10)$$

Geometrické parametry potřebné k výpočtu:

Průměr spodního břitu ucpávky:	D_u [mm]
Počet břítů ucpávky na jeden kroužek:	z_b [-]
Tloušťka břitu ucpávky:	b_b [mm]

Pro radiální vůli δ_r , průtokový součinitel ucpávkou μ_u a průtočný průřez ucpávkou S_u , platí stejné vzorce jako v kapitole MEZISTUPŇOVÉ UCPÁVKY. Radiální vůle u první sekce přední ucpávky byla zvolena 0,4 mm na základě doporučení konzultanta (použit nástřík přípouštějící kontakt břitu).

Hmotnostní tok ucpávkou pro kritické proudění:

$$\dot{M}_{sek_i} = \mu_u \cdot S_u / 10^6 \sqrt{\frac{10^5 \cdot (p_{in}^2 - p_{out}^2)}{p_{out} \cdot v_{in} \cdot z_b \cdot n_k}} [kg / s] \quad (4.11)$$

Kde: v_{in} [m^3/kg] – měrný objem před sekci

Hmotnostní tok ucpávkou pro podkritické proudění:

$$\dot{M}_{sek_i} = \mu_u \cdot S_u / 10^6 \sqrt{\frac{10^5 \cdot p_{in}}{v_{in} \cdot (z_b \cdot n_k + 1,25)}} [kg / s] \quad (4.12)$$

Tabulka 69 – Hodnoty přední ucpávky

Sekce	I	II	II	IV	
p_{in}	31,506	3,257	1,05	1,013	bar
p_{out}	3,257	1,05	0,97	0,97	bar
v_{in}	0,112	1,085	3,365	0,834	m^3/kg
typ	E	D	D	D	-
z_b	6	12	12	12	-
n_k	4	1	1	1	-
π_{sek}	0,103	0,322	0,924	0,957	-
π_{sek}^{krit}	0,163	0,225	0,225	0,225	-
$\pi_{sek}^{krit} < \pi_{sek}$	Ano	Ne	Ne	Ne	-
D_u	584	584	584	584	mm
b_b	0,3	0,3	0,3	0,3	mm
δ_r	0,40	0,75	0,75	0,75	mm
μ_u	0,69	0,69	0,69	0,76	
S_u	733,876	1369,413	1369,413	1369,413	mm^2
\dot{M}_{sek_i}	0,453	0,067	0,003	0,010	kg/s

Tabulka 70 – Hodnoty vnitřní ucpávky

Sekce	I	II	
p_{in}	143,743	55,936	bar
p_{out}	55,936	25,176	bar
v_{in}	0,018	0,046	m ³ /kg
typ	D	D	-
z_b	12	12	-
n_k	7	3	-
π_{sek}	0,389	0,450	-
π_{sek}^{krit}	0,089	0,134	-
$\pi_{sek}^{krit} < \pi_{sek}$	Ne	Ne	-
D_u	708	708	mm
b_b	0,3	0,3	mm
δ_r	0,85	0,85	mm
μ_u	0,69	0,69	-
S_u	1894,614	1894,614	mm ²
$\dot{M}_{sek\ i}$	3,737	0,497	kg/s

Tabulka 71 – Hodnoty zadní ucpávky

Sekce	I	II	II	
p_{in}	4,800	1,050	1,013	bar
p_{out}	1,05	0,97	0,97	bar
v_{in}	0,604	2,766	0,834	m ³ /kg
typ	D	D	D	-
z_b	12	12	12	-
n_k	2	1	1	-
π_{sek}	0,219	0,924	0,957	-
π_{sek}^{krit}	0,163	0,225	0,225	-
$\pi_{sek}^{krit} < \pi_{sek}$	Ne	Ne	Ne	-
D_u	684	684	684	mm
b_b	0,3	0,3	0,3	mm
δ_r	0,60	0,83	0,83	mm
μ_u	0,70	0,76	0,76	-
S_u	1289,310	1786,553	1786,553	mm ²
$\dot{M}_{sek\ i}$	0,161	0,005	0,013	kg/s

Ztráta uvedená v této kapitole nebyla odečtena od výkonu turbosoustrojí, neboť bylo počítáno s únikem páry ucpávkami již při návrhu průtočného kanálu.

4.1.3 SKUTEČNÉ MNOŽSTVÍ PÁRY PROUDÍCÍ PRŮTOČNÝM KANÁLEM

Jeli známo množství páry uniklé ucpávkami, lze dopočítat skutečnou hodnotu proudící páry v jednotlivých částech turbíny. Tyto hodnoty jsou pak zpětně dosazeny jako hmotnostní tok \dot{m}_0 vstupující do jednotlivých stupňů v kapitole NAVRH PRŮTOČNÉHO KANÁLU. V práci bylo uvažováno zjednodušení v podobě zanedbání využití páry proudící mezistupňovou ucpávkou, tedy pára, která projde mezistupňovou ucpávkou, se nepodílí na vykonané práci daného stupně a to i u VT části. NT ucpávky zanedbáváme.

Rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 1. VT stupně:

$$\dot{m}_{o_VT1} = \dot{m}_1 - \dot{M}_{sek_I, vnitřní} [kg / s] \quad (4.13)$$

Obecná rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 2. až 10. VT stupně:

$$\dot{m}_{o_VTi} = \dot{m}_{o_VT1} - \dot{M}_{u_VTi} [kg / s] \quad (4.14)$$

Obecná rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 10. až 14. VT stupně:

$$\dot{m}_{o_VTi} = \dot{m}_{o_VT1} - (\dot{m}_{od1} - \dot{M}_{sek_I, vnitřní}) - \dot{M}_{u_VTi} [kg / s] \quad (4.15)$$

Rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 1. ST stupně:

$$\dot{m}_{o_ST1} = \dot{m}_3 - \dot{M}_{sek_I, přední} [kg / s] \quad (4.16)$$

Obecná rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 2. až 4. ST stupně:

$$\dot{m}_{o_STi} = \dot{m}_{o_ST1} - \dot{M}_{u_STi} [kg / s] \quad (4.17)$$

Obecná rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 5. až 7. ST stupně:

$$\dot{m}_{o_STi} = \dot{m}_{o_ST1} - \dot{m}_{od3} - \dot{M}_{u_STi} [kg / s] \quad (4.18)$$

Rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 8. ST stupně:

$$\dot{m}_{o_ST8} = \dot{m}_{o_ST1} - \dot{m}_{od3} - \dot{m}_{od4} - \dot{M}_{u_STi} [kg / s] \quad (4.19)$$

Rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 1. NT stupně:

$$\dot{m}_{o_NT1} = \frac{\dot{m}_5 - \dot{M}_{sek_I, přední} - \dot{M}_{sek_I, zadní}}{2} [kg / s] \quad (4.20)$$

Rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 2. až 3. NT stupně:

$$\dot{m}_{o_NT2-3} = \dot{m}_{o_NT1} - \frac{\dot{m}_{od5}}{2} [kg / s] \quad (4.21)$$

Rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 4. NT stupně:

$$\dot{m}_{o_NT4} = \dot{m}_{o_NT2-3} - \frac{\dot{m}_{od6}}{2} [kg / s] \quad (4.22)$$

Rovnice pro hmotnostní průtok páry vstupující do 5. NT stupně:

$$\dot{m}_{o_NT5} = \dot{m}_{o_NT4} - \frac{\dot{m}_{od7}}{2} [kg / s] \quad (4.23)$$

Tabulka 72 – Hmotnostní průtoky vstupující do jednotlivých stupňů

VT část								
Stupeň	1=R	2	3	4	5	6	7	
\dot{m}_{o_VTi}	204,793	198,544	199,039	199,501	199,932	200,339	200,718	kg/s
Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	
\dot{m}_{o_VTi}	201,074	201,404	201,710	188,252	188,600	188,914	189,190	kg/s
ST část								
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
\dot{m}_{o_STi}	176,576	175,656	175,744	175,837	166,010	166,100	166,204	157,422
								kg/s
NT díl								
Stupeň	1=10	2=9	3=8	4=7	5=6			
\dot{m}_{o_NTi}	68,621	71,725	75,194	75,194	79,083	kg/s		

4.2 NÁVRH POTRUBÍ

V práci byly navrženy tři základní typy potrubí: potrubí pro přívod a odvod páry z jednotlivých dílů turbíny, potrubí odvádějící páru z odběrů do regeneračních ohříváků a potrubí pro odvod ucpávkové páry a směsi vzduchu a páry.

Vnitřní průměr potrubí vychází z rovnice kontinuity, přičemž všechna potrubí byla navržena pro maximální rychlost proudícího média $w_{m_max} = 50$ m/s. Potrubí bylo voleno, aby rychlost proudění byla menší než maximální rychlost proudění. Potrubí byla vybrána dle jmenovité světlosti DN podle ČSN.

Vnitřní průměr potrubí:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_m \cdot v_m}{\pi \cdot n_{potr} \cdot w_{m_max}}} [m] \quad (4.24)$$

Kde: \dot{m}_m [kg/s] – hmotnostní tok proudícího média

v_m [m³/kg] – měrná hmotnost proudícího média

n_{potr} [-] – počet vývodů potrubí

Tabulka 73 – Vstupní a výstupní potrubí

Potrubí	VT _{in}	VT _{out}	ST _{in}	ST _{out}	
w_{m_max}	50	50	50	50	m/s
\dot{m}_m	4	2	4	2	kg/s
n_{potr}	208,529	185,484	176,314	166,730	-
v_m	0,022	0,081	0,134	0,517	m ³ /kg
d	0,169	0,438	0,388	1,048	m
Zvoleno	DN 200	DN 450	DN 400	DN 1200	-

Tabulka 74 – Potrubí pro regenerační odběry

Odběr	1	2	3	4	
w_{m_max}	50	50	50	50	m/s
n_{potr}	1	1	1	2	-
\dot{m}_m	17,205	13,798	9,921	8,826	kg/s
v_m	0,047	0,081	0,232	0,336	m ³ /kg
d	0,143	0,169	0,242	0,194	m
Zvoleno	DN 150	DN 200	DN 250	DN 200	-

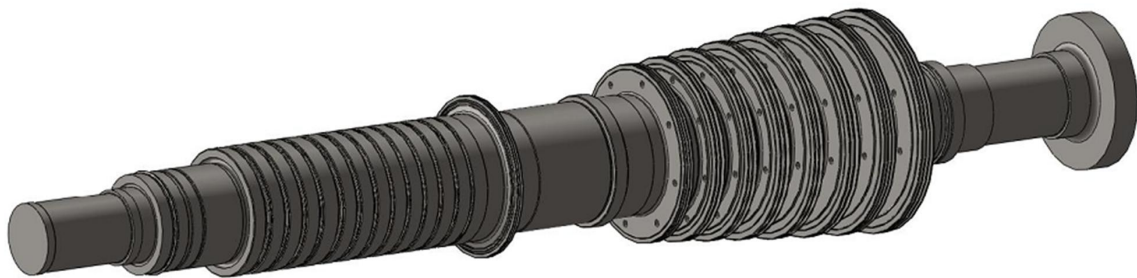
Tabulka 75 – Ucpávkové potrubí

Ucpávka	Přední			Zadní		
	do NTO2	NT – zahl.	KUP	NT – zahl.	KUP	
w_{m_max}	50	50	50	50	50	m/s
n_{potr}	2	1	1	2	1	
\dot{m}_m	0,453	0,067	0,013	0,018	3,702	kg/s
v_m	1,085	3,365	2,238	1,914	0,081	m ³ /kg
d	0,079	0,076	0,027	0,021	0,087	m
Zvoleno	DN 80	DN 80	DN 32	DN 25	DN 100	-

4.3 KRITICKÉ OTÁČKY ROTORU

Z bezpečnostního důvodu a také z hlediska klidného chodu, si konstrukce turbíny vyžaduje, aby pásmo kritických otáček rotoru leželo nejdále od provozní oblasti turbíny. Z hlediska kritických otáček lze rotory rozdělit do dvou skupin. Rotory pracující pod oblastí kritických otáček jsou nazývány tuhé. Naopak rotory pracující nad kritickými otáčkami, jsou označovány jako pružné (elastické).

Skutečné určení kritických otáček je velmi komplikované, do výpočtu se musí zahrnout nejen hmotnost a tuhost rotoru, ale také vliv ložisek, olejového filmu, ložiskových stojanů a další faktory. Zahrnutí těchto vlivů by bylo nad rámec diplomové práce. Výpočet je omezen pouze na orientační hodnotu prvních kritických otáček rotoru. Hmotnost rotoru byla odhadnuta podle modelu rotoru v programu SolidWorks. Hmotnost rotoru před předním nosným ložiskem byla zanedbána.



Obrázek 32 – Zjednodušený 3D model rotoru kombinovaného VT-ST dílu

Hmotnost rotoru:

$$G = m_{rot} + m_{lop} \text{ [kg]} \quad (4.25)$$

Kde: m_{rot} [kg] – přibližná hmotnost rotoru bez lopatek ($m_{rot} = 21545,660$ kg)

m_{Lop} [kg] – hmotnost oběžných lopatek ($m_{Lop} = 2351,196$ kg)

První kritické otáčky rotoru:

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_o}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L}}} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (4.26)$$

Kde: d_o [mm] – maximální průměr hřídele ($d_o = 760$ mm)

L [mm] – ložisková vzdálenost ($L = 634,5$ mm)

Tabulka 76 – Hodnoty výpočtu prvních kritických otáček rotoru

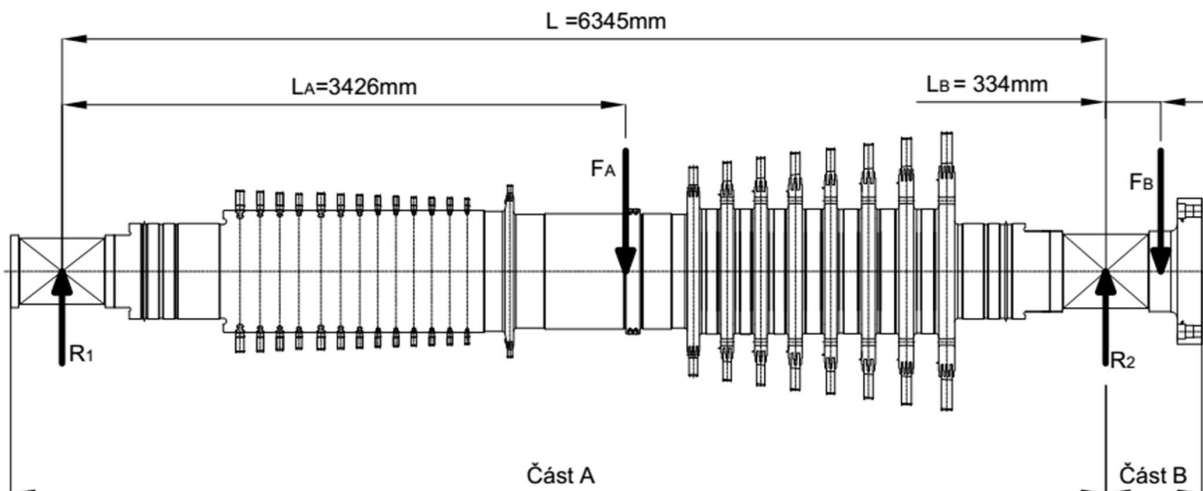
Symbol	G	n_k
Jednotka	kg	min^{-1}
Hodnota	23896,856	1753,358

Navrhované turbosoustrojí by mělo pracovat nad kritickými otáčkami (elastický rotor). Požadavkem konzultanta bylo dosáhnout prvních kritických otáček v rozmezí 1750 až 1800 otáček za minutu. Kontrola na požadované první kritické otáčky:

$$1750 \leq 1752,600 \leq 1800 \Rightarrow OK$$

4.4 NÁVRH RADIÁLNÍCH LOŽISEK

Výběr radiálních ložisek závisí na velikosti síly vyvolané hmotností rotoru. Z tohoto důvodu bylo nutné pomocí rovnic momentové a silové rovnováhy vypočítat síly působící na ložiska. Uvedené hmotnosti a vzdálenosti jednotlivých těžišť nutno brát jako hodnoty orientační (získané pomocí programu AutoCAD a Solidworks), které pro předběžný výpočet plně dostačují. Část rotoru před předním nosným ložiskem, kde bývá umístěno čerpadlo, byla zanedbána.



Obrázek 33 – Síly působící na rotor VT-ST dílu

Tíha působící na těžiště části A:

$$F_A = m_A \cdot g \text{ [N]} \quad (4.27)$$

Kde: $g \text{ [m/s}^2\text{]}$ – tíhové zrychlení ($g = 9,813 \text{ m/s}^2$)

$m_A \text{ [kg]}$ – hmotnost rotoru mezi radiálními ložisky ($m_A = 22051,196 \text{ kg}$)

Tíha působící na těžiště části B:

$$F_B = m_B \cdot g \text{ [N]} \quad (4.28)$$

Kde: $m_B \text{ [kg]}$ – hmotnost rotoru mezi zadním ložiskem a spojkou ($m_B = 1845,660 \text{ kg}$)

Podmínka momentové rovnováhy vztažená na přední ložisko (ložisko 1):

$$F_B \cdot (L + L_B) - L \cdot R_2 + F_A \cdot L_A = 0 \Rightarrow R_2 = \frac{F_B \cdot (L + L_B) + F_A \cdot L_A}{L} \text{ [Nm]} \quad (4.29)$$

Kde: $L \text{ [m]}$ – Ložisková vzdálenost ($L = 6,345 \text{ m}$)

$L_A \text{ [m]}$ – Vzdálenost těžiště části A od předního ložiska 1 ($L_A = 3,426 \text{ m}$)

$L_B \text{ [m]}$ – Vzdálenost těžiště části B od zadního ložiska 2 ($L_B = 0,334 \text{ m}$)

$R_2 \text{ [N]}$ – Síla působící na zadní ložisko

Podmínka silové rovnováhy:

$$-F_B - F_A + R_1 + R_2 = 0 \Rightarrow R_1 = F_B + F_A - R_2 \text{ [N]} \quad (4.30)$$

Kde: $R_1 \text{ [N]}$ – Síla působící na přední ložisko

Tabulka 77 – Síly působící na radiální ložiska

Symbol	F_A	F_B	R_2	R_1
Jednotka	N	N	N	N
Hodnota	216382,874	18111,000	135900,882	98592,992

Na základě doporučení konzultanta byla zvolena ložiska od firmy **WAUKESHA BEARINGS**. Z katalogového listu byl podle zatížení zvolen typ **TJB 400 – 280** jako přední a **TJB 450 – 315** jako zadní. Zvolená ložiska je nutné zkontrolovat na měrný tlak, který by měl ležet v rozmezí 0,8 až 2 MPa. [1]

Měrný tlak v předním ložisku:

$$p_{L1} = \frac{R_1}{b_{L1} \cdot d_{L1}} [MPa] \quad (4.31)$$

$$p_{L1} = \frac{98592,992}{400 \cdot 280} = 0,880 \text{ Mpa} \Rightarrow OK$$

Kde: b_{L1} [mm] – funkční délka předního ložiska

d_{L1} [mm] – průměr hřídele předního ložiska

Měrný tlak v zadním ložisku:

$$p_{L2} = \frac{R_2}{b_{L2} \cdot d_{L2}} [MPa] \quad (4.32)$$

$$p_{L2} = \frac{135900,882}{450 \cdot 315} = 1,213 \text{ Mpa} \Rightarrow OK$$

Kde: b_{L2} [mm] – funkční délka zadního ložiska

d_{L2} [mm] – průměr hřídele zadního ložiska

4.5 KONTROLA ROTORU NA KRUT

Výkon kombinovaného dílu se mechanicky vyvádí pomocí hřídele. Ta musí být v nejmenším místě průřezu zkontrolována na krut. Nejmenším místem rotoru je funkční plocha předního nosného ložiska o průměru 400 mm. Materiál rotoru byl podle doporučení konzultanta zvolen X14CrMoVNbN10. [7]

Zkratový výkon kombinovaného dílu:

$$M_{k,VT-ST} = k \cdot \frac{(P_{iVT} + P_{iST}) \cdot 60 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot n} [Nm] \quad (4.33)$$

Kde: k [-] – zkratový součinitel, určen pomocí přílohy č. 11 ($k=8$)

Modul průřezu v krutu:

$$W_h = \frac{\pi \cdot (d_{min} \cdot 10^{-3})^3}{16} [m^3] \quad (4.34)$$

Kde: d_{min} [mm] – minimální průměr rotoru ($d_{min} = 400$ mm)

Maximální napětí krutu v místě nejmenšího průměru rotoru:

$$\tau_k = \frac{M_{k,VT-ST}}{W_h} \cdot 10^{-6} \text{ [MPa]} \quad (4.35)$$

Dovolené napětí pro daný materiál:

$$\sigma_{dov} = 0,65 \cdot R_{p,02} \text{ [MPa]} \quad (4.36)$$

Kde: $R_{p,02}$ [MPa] – mez kluzu materiálu X14CrMoVNbN10 ($R_{p,02} = 700$ MPa)

Tabulka 78 – hodnoty pevnostní kontroly rotoru na krut

Symbol	$M_{k,VT-ST}$	W_h	τ_k	σ_{dov}
Jednotka	Nm	m ³	MPa	MPa
Hodnota	4315231,046	0,013	343,395	455

Koeficient bezpečnosti rotoru v krutu:

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\tau_k} [-] \quad (4.37)$$

$$k = \frac{455}{343,395} = 1,325 \Rightarrow OK$$

4.6 NÁVRH SPOJKY

Pevná spojka zajišťuje přenos točivého momentu mezi kombinovaným VT-ST a NT dílem. Působením přitlačných šroubů je vyvoláno tření na kotouče spojky, které přenáší točivý moment. Hlavy šroubů, ani matice nesmí vyčnívat nad povrch kotouče, snižuje se tak ventilační ztráta spojky a také rozprašování mazacího oleje. Materiál šroubů byl zvolen X19CrMoVNbN. [7]

Tahové předpětí šroubů:

$$\sigma_{t,D} = 0,5 \cdot R_{p,0,2} \text{ [MPa]} \quad (4.38)$$

$$\sigma_{t,D} = 0,5 \cdot 780 = 390 \text{ MPa}$$

Kde: $R_{p,02}$ [MPa] – mez kluzu materiálu X19CrMoVNbN

Minimální průměr šroubů:

$$d_{s_min} = \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot M_{k_VT-ST}}{\pi \cdot \sigma_{t,D} \cdot D_s \cdot (1 + f_{max}) \cdot n_s \cdot 10^3}} \text{ [m]} \quad (4.39)$$

$$d_{s_min} = \sqrt{\frac{8 \cdot 8 \cdot 4315231,046}{\pi \cdot 390 \cdot 745 \cdot (1 + 0,1) \cdot 8 \cdot 10^3}} = 0,062 \text{ m}$$

Kde: D_s [mm] – roztečný průměr šroubů

n_s [-] – počet šroubů na spojce

Z hlediska bezpečnosti byl zvolen větší průměr šroubů **M72**. Pevná spojka obsahuje 8 šroubů M72 na roztečném průměru 745 mm.

4.7 KONTROLA TLOUŠŤKY SKŘÍNĚ

Tloušťka skříně parní turbíny byla kontrolována na namáhání, vzniklé působením rozdílných teplot a tlaků mezi vnitřním a vnějším průměrem skříně. Výsledné namáhání bylo spočteno na střední průměr skříně. Při volbě tloušťky musí být zohledněno i technologické hledisko odlévání a tuhost skříně. Z těchto důvodů je reálná tloušťka skříně větší, než připouští níže uvedený výpočet. Materiál skříně byl zvolen ČSN 42 2747. Postup pevnostní kontroly byl proveden podle literatury [1]. Výpočet lze brát pouze jako orientační, detailní návrh skříní by byl nad rámec diplomové práce.

Vnější poloměr skříně:

$$R_{out,s} = R_{in,s} + s \text{ [mm]} \quad (4.40)$$

Kde: $R_{in,s}$ [mm] – vnitřní poloměr skříně

s [mm] – tloušťka skříně

Střední poloměr skříně:

$$R_{s,s} = R_{in,s} + \frac{s}{2} \text{ [mm]} \quad (4.41)$$

Vnitřní teplota skříně:

$$t_{in,s} = t_0 - 50 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.42)$$

Teplota na středním poloměru skříně:

$$t_{s,s} = t_{out,s} + (t_{in,s} - t_{out,s}) \cdot \frac{\ln \frac{R_{out,s}}{R_{s,s}}}{\ln \frac{R_{out,s}}{R_{in,s}}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.43)$$

Kde: $t_{out,s}$ [mm] – Teplota vnější skříně: a) v případě vnitřní skříně 451,099 °C – teplota za první sekci vnitřní ucpávky (teplota ve skutečnosti bude pravděpodobně nižší), b) v případě vnější skříně odhadnuta na 150°C

Pomocná souřadnice Y:

$$Y = \frac{R_{out,s}}{R_{in,s}} \text{ [-]} \quad (4.44)$$

Pomocná souřadnice y:

$$y = \frac{R_{s,s}}{R_{in,s}} \text{ [-]} \quad (4.45)$$

Tangenciální napětí od přetlaku:

$$\sigma_p = \frac{(p_{in,s} - p_{out,s})}{y^2} \cdot \frac{Y^2 + y^2}{Y^2 - 1} \cdot 10^{-1} \text{ [MPa]} \quad (4.46)$$

Kde: $p_{in,s} = p_{o,i}$ [bar] – tlak uvnitř skříně (dán tlakem na vstupu do stupně)

$p_{out,s}$ [bar] – tlak na vnější straně skříně a) u vnitřní skříně VT části roven tlaku za první sekci vnitřní ucpávky (31,506 bar), b) u vnější skříně uvažován atmosférický tlak (1,013 bar)

Radiální napětí od přetlaku:

$$\sigma_{rp} = -\frac{(p_{in,s} - p_{out,s})}{y^2} \cdot \frac{Y^2 - y^2}{Y^2 - 1} \cdot 10^{-1} [MPa] \quad (4.47)$$

Axiální napětí od přetlaku:

$$\sigma_{ap} = \frac{(p_{in,s} - p_{out,s})}{Y^2 - 1} \cdot 10^{-1} [MPa] \quad (4.48)$$

Tangenciální napětí od rozdílů teplot:

$$\sigma_{tt} = -\frac{\beta \cdot E \cdot (t_{in,s} - t_{out,s})}{2(1-\nu)} \cdot \left[\frac{\ln \frac{Y}{y} - 1}{\ln Y} + \frac{\left(\frac{Y}{y}\right)^2 + 1}{Y^2 - 1} \right] [MPa] \quad (4.49)$$

Kde: $\beta [K^{-1}]$ – Koeficient teplotní roztažnosti

$\nu [-]$ – Poissonova konstanta (uvažována 0,3)

$E [MPa]$ – Modul pružnosti – odečteno z přílohy č. 8

Radiální napětí od rozdílů teplot:

$$\sigma_{rt} = -\frac{\beta \cdot E \cdot (t_{in,s} - t_{out,s})}{2(1-\nu)} \cdot \left[\frac{\ln \frac{Y}{y}}{\ln Y} - \frac{\left(\frac{Y}{y}\right)^2 - 1}{Y^2 - 1} \right] [MPa] \quad (4.50)$$

Axiální napětí od rozdílů teplot:

$$\sigma_{at} = -\frac{\beta \cdot E \cdot (t_{in,s} - t_{out,s})}{2(1-\nu)} \cdot \left[\frac{2 \cdot \ln \frac{Y}{y} - 1}{\ln Y} + \frac{2}{Y^2 - 1} \right] [MPa] \quad (4.51)$$

Celkové tangenciální napětí:

$$\sigma_t = \sigma_{rp} + \sigma_{tt} [MPa] \quad (4.52)$$

Celkové radiální napětí:

$$\sigma_r = \sigma_{rp} + \sigma_{rt} [MPa] \quad (4.53)$$

Celkové axiální napětí:

$$\sigma_a = \sigma_{ap} + \sigma_{at} [MPa] \quad (4.54)$$

Smykové napětí na vnitřním poloměru:

$$\tau_{R_{in,s}} = \frac{|\sigma_a| - |\sigma_r|}{2} [MPa] \quad (4.55)$$

Smykové napětí na středním poloměru:

$$\tau_{R_{s,s}} = \frac{\sigma_t - |\sigma_r|}{2} [MPa] \quad (4.56)$$

Smykové napětí na vnějším poloměru:

$$\tau_{R_{out,s}} = \frac{\sigma_t}{2} [MPa] \quad (4.57)$$

Maximální napětí:

$$\tau_{s,Max} = Max(\tau_{R_{out,s}}; \tau_{R_{s,s}}; \tau_{R_{in,s}}) [MPa] \quad (4.58)$$

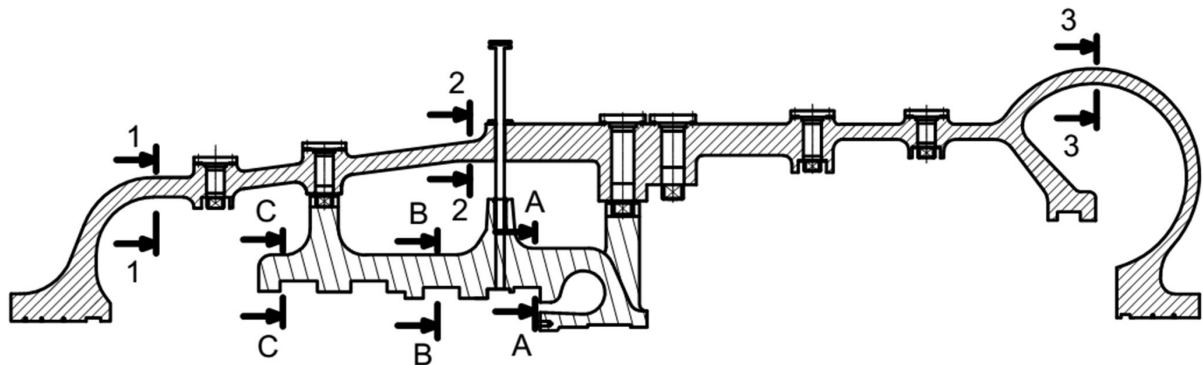
Dovolené napětí skříně:

$$\sigma_{s,dov} = f(Mat_{SK}; t_{s,s}) [MPa] \quad (4.59)$$

Pevnostní podmínka skříně:

$$\tau_{max,s} < \frac{\sigma_{dov,s}}{2} [MPa] \quad (4.60)$$

Kombinovaný VT-ST díl obsahuje vnější skříň a ve VT části z důvodu vysokého tlaku i vnitřní skříň. Vnitřní skříň končí za desátým stupněm VT části a jako vnější tlak na ni působí tlak za první sekci vnitřní ucpávky (tlak roven prvnímu odběru). Pevnostní kontrola vnitřní skříně byla provedena ve třech rovinách (A-A, B-B, C-C), vnější skříň pak prochází kontrolou rovněž ve třech rovinách (1-1, 2-2, 3-3) viz obrázek 34.



Obrázek 34 – Kontrolované roviny vnitřní VT a vnější skříně

Tabulka 79 – Pevnostní kontrola vnitřní skříně VT části

Rovina	A-A	B-B	C-C	
$p_{in,s}$	161,99	105,797	62,344	bar
$p_{out,s}$	55,963	55,963	55,963	bar
$R_{in,s}$	575	610	610	mm
s	180	120	120	mm
$R_{out,s}$	755	730	730	mm
$R_{s,s}$	665	670	670	mm
$t_{in,s}$	513,156	444,713	415,490	°C
$t_{out,s}$	451,099	451,099	451,099	°C
$t_{s,s}$	480,0215	448,049	434,154	°C
γ	1,313	1,197	1,197	-
γ	1,157	1,098	1,098	-
σ_{tp}	33,518	25,221	5,338	MPa
σ_{rp}	-4,232	-2,158	-0,079	MPa
σ_{ap}	14,643	11,532	2,629	MPa
β	0,000011	0,000011	0,000011	K ⁻¹
ν	0,3	0,3	0,3	-

Rovina	A-A	B-B	C-C	
E	183777,916	187076,875	188461,131	MPa
σ_{tt}	3,986	-0,278	-37,095	MPa
σ_{rt}	-5,999	0,418	0,657	MPa
σ_{at}	-2,013	0,140	-36,438	MPa
σ_t	37,504	24,943	-31,757	MPa
σ_r	-10,231	-1,740	0,577	MPa
σ_a	12,630	11,672	-33,809	MPa
$\tau_{R_{in,s}}$	1,200	4,966	16,616	MPa
$\tau_{R_{s,s}}$	13,636	11,602	-16,167	MPa
$\tau_{R_{out,s}}$	18,752	12,471	-15,878	MPa
$\tau_{s,max}$	18,752	12,471	16,616	MPa
$\sigma_{s,dov}$	103,191	135,305	145,137	MPa
$\sigma_{s,dov}/2$	51,596	67,653	72,568	MPa
$\tau_{max,s} < \sigma_{s,dov}/2$	OK	OK	OK	-

Tabulka 80 – Pevnostní kontrola vnější skříně kombinovaného VT-ST dílu

Rovina	1-1	2-2	3-3	
$p_{in,s}$	31,504	55,963	6,990	bar
$p_{out,s}$	1,013	1,013	1,013	bar
$R_{in,s}$	997	1164	1520	mm
s	90	80	70	mm
$R_{out,s}$	1087	1244	1590	mm
$R_{s,s}$	1042	1204	1555	mm
$t_{in,s}$	342,273	451,099	362,47	°C
$t_{out,s}$	150	150	150	°C
$t_{s,s}$	244,060	298,048	255,038	°C
Y	1,090	1,069	1,046	-
y	1,045	1,034	1,023	-
σ_{tp}	33,744	79,906	12,974	MPa
σ_{rp}	-1,426	-2,611	-0,289	MPa
σ_{ap}	16,159	38,648	6,343	MPa
β	0,000011	0,000011	0,000011	K ⁻¹
v	0,3	0,3	0,3	-
E	204303,574	200328,256	203525,610	MPa
σ_{tt}	4,437	5,244	2,548	MPa
σ_{rt}	-6,657	-7,868	-3,823	MPa
σ_{at}	-2,221	-2,624	-1,274	MPa
σ_t	38,181	85,150	15,522	MPa
σ_r	-8,083	-10,478	-4,111	MPa
σ_a	13,939	36,024	5,068	MPa
$\tau_{R_{in,s}}$	2,928	12,773	0,478	MPa
$\tau_{R_{s,s}}$	15,049	37,336	5,705	MPa
$\tau_{R_{out,s}}$	19,091	42,575	7,761	MPa
$\tau_{s,max}$	19,091	42,575	7,761	MPa
$\sigma_{s,dov}$	172,030	171,077	171,552	MPa
$\sigma_{s,dov}/2$	86,015	85,538	85,776	MPa
$\tau_{max,s} < \sigma_{s,dov}/2$	OK	OK	OK	-

5 NENÁVRHOVÉ STAVY

Jednou z podmínek diplomové práce bylo stanovit bilanční schéma při 100% a 75% výkonu. Zadáání také určuje dýzovou regulaci parní turbíny. Tento typ regulace spočívá v postupném zavírání jednotlivých skupin rozváděcích lopatek regulačního stupně, což vede k snížení hmotnostního průtoku. Změna hmotnostního průtoku má za následek změnu parametrů páry mezi jednotlivými stupni a v odběrech. V souvislosti s těmito změnami se musí měnit množství páry v jednotlivých odběrech nutné k požadovanému ohřátí napájecí vody. Výpočet byl proveden podle literatury [1].

Hodnotu tlaků za jednotlivými stupni udává tzv. parní kužel, vyjádřen obecnou rovnicí platící mezi jednotlivými stupni:

$$\left(\frac{m}{m_j}\right)^2 = \frac{T}{T_j} \cdot \frac{p^2 - p_k^2}{p_j^2 - p_{k,j}^2} [-] \quad (5.1)$$

Kde: m, m_j [kg/s] – množství hmotnostního průtoku při nenávrhovém/ jmenovitém stavu

T, T_j [K] – teplota při nenávrhovém/ jmenovitém stavu

p, p_j [bar] – tlak při nenávrhovém/ jmenovitém stavu

$p_k, p_{k,j}$ [bar] – tlak v kondenzátoru při nenávrhovém/ jmenovitém stavu

Rozdíl teplot mezi nenávrhovým a jmenovitým stavem lze vzhledem k jeho velikosti zanedbat ($T \approx T_j$). U kondenzačních turbín dosahují druhé mocniny tlaků v kondenzátoru zanedbatelných hodnot oproti druhým mocninám tlaků v odběrech. Z těchto důvodů lze výše uvedený vzorec zjednodušit na vztah:

$$\frac{m}{m_j} = \frac{p}{p_j} [-] \quad (5.2)$$

Pomocí vzorce 5.2 byly spočítány tlaky v jednotlivých regeneračních odběrech a v návaznosti na ně nové parametry v jednotlivých místech tepelného schématu pro 75% výkon. Do výpočtu byly také zahrnuty tyto podmínky:

- Rozměry a geometrie průtočného kanálu byly zachovány z návrhu pro 100% výkon
- Tlak v kondenzátoru byl uvažován jako neměnný
- Tlak a teplota admisní páry a teplota přehřívání byly uvažovány jako konstantní
- Termodynamická účinnost všech dílů byla snížena o 2%

Kompletní tepelné schéma pro 75% je uvedeno v příloze č. 2. Teplota napájecí vody a teplota odplynění byla dle zadání uvažována klouzává. Celkový hmotnostní průtok vstupující do prvního stupně kombinovaného dílu, při 75% výkonu je 154,532 kg/s.

6 POROVNÁNÍ S ÚLOHOU 3 A

Jedením z cílů zadání bylo porovnat měrnou spotřebu tepla a účinnost jednotlivých dílů s úlohou 3 a. Zejména v kapitole BILANČNÍ SCHEMA byly voleny volené parametry shodné s úlohou 3 a tak, aby byly úlohy mezi sebou porovnatelné. Aktuální práce je označována jako úloha 3 b.

Měrná spotřeba tepla

Jeden z cílů práce bylo určit měrnou spotřebu tepla navrhovaného turbosoustrojí, která je úzce spjata s účinností oběhu. Jedná se o bezrozměrnou veličinu (obrácená hodnota účinnosti oběhu) používanou k posuzování dokonalosti zařízení a při vzájemném posuzování zařízení. Výpočet byl vztažen na skutečný výkon na svorkách generátoru, který vyšel v průtočné části práce. Výpočet byl proveden podle literatury [3].

Měrná spotřeba tepla vztahovaná na svorky generátoru:

$$c_{t,gen} = \frac{1}{\eta_{gen}} = \left[\frac{(P_{i_VT} + P_{i_ST} + P_{i_NT}) \cdot \eta_G \cdot \eta_{mech}}{\dot{m}_1(i_1 - i_{VTO1_out}) + \dot{m}_3 \cdot (i_3 - i_2)} \right]^{-1} \quad [-] \quad (6.1)$$

Častěji se používá měrná spotřeba tepla vztahovaná na ekvivalent kJ a kWh:

$$c_{t,kJ/kWh} = 3600 \cdot c_{t,gen} \quad [kJ / kWh] \quad (6.2)$$

Termodynamická účinnost expanze mezi Vstupem do ST části a výstupem z NT dílu

Termodynamické účinnosti obou úloh jsou mezi sebou, díky rozdílné koncepci, těžko porovnatelné. Z tohoto důvodu byla vypočítána pro úlohu 3 b termodynamická účinnost expanze mezi vstupem do ST části a výstupem NT části.

Spád mezi vstupem do ST části a výstupem z NT dílu:

$$H_{ST-NT} = \sum_{i=1}^8 h_{už_STi} + \sum_{i=1}^{10} h_{už_NTi} \quad [kJ / kg] \quad (6.3)$$

Entalpie při izoentropické expanzi z ST vstupu na tlak odpovídající výstupu NT dílu:

$$i_{2,ST-NT1_iz} = f(s_{0_ST1}; p_{2_NT1}) \quad [kJ / kg] \quad (6.4)$$

Izoentropický spád imaginárního ST-NT dílu:

$$H_{ST-NT_iz} = H_{ST_iz} + 2 \cdot (i_{2,ST8_iz} - i_{2,ST-NT1_iz}) \quad [kJ / kg] \quad (6.5)$$

Vnitřní termodynamická účinnost NT dílu:

$$\eta_{Tdi_ST-NT} = \frac{H_{ST-NT}}{H_{ST-NTiz}} \quad [-] \quad (6.6)$$

Tabulka 81 – Měrná spotřeba tepla a termodynamická účinnost expanze mezi vstupem do ST a výstupem z NT

Symbol	$c_{t,gen}$	$c_{t,kJ/kWh}$	H_{ST-NT}	$i_{2,ST-NT_iz}$	H_{ST-NT_iz}	η_{Tdi_ST-NT}
Jednotka	-	kJ/kWh	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	-
Hodnota	2,338	8417,701	1696,345	2372,330	1904,007	0,8909

Tabulka 82 – Porovnání měrné spotřeby tepla a termodynamických účinností jednotlivých dílů

Úloha	$c_{t,kJ/kWh}$	$\eta_{Tdi VT}$	$\eta_{Tdi ST-NT}$
	kJ/kWh	-	-
3 b (VT-ST)	8417,701	0,8874	0,8909
3 a (NT-ST)	8453,523	0,8841	0,8787
Rozdíl	35,822	0,0033	0,0122

Veličiny porovnávané podle zadání práce vychází lépe pro kombinovaný VT-ST díl. Při porovnávání obou koncepcí by měly být zmíněny i ostatní klady a zápory, jako jsou konstrukční a projektová provedení. Hodnocení je vztaženo na kombinovaný VT-ST díl oproti NT-ST koncepci.

Výhody VT-ST koncepce:

- + Nižší měrná spotřeba tepla
- + Vyšší termodynamická účinnost
- + Koncept by byl vhodný i pro větší výkony
- + Kratší lopatky -> menší namáhání lopatek a závěsů

Nevýhody VT-ST koncepce:

- Vyšší počet řad -> větší axiální délka
- Investičně nákladnější stavební úpravy (podsklepení s kondenzátorem)
- Tlaková ztráta převáděcím potrubím mezi ST a NT částí
- Tlaková ztráta na výstupním hrdel NT dílu

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem kombinovaného VT-ST dílu pro fosilní elektrárnu o celkovém výkonu na svorkách generátoru 250 MW. První oddíl se věnuje výpočtu bilančního schématu. Zde byly voleny parametry, zejména tlakových ztrát, shodné nebo nejvíce podobné s úlohou 3 a. Odhadnuté termodynamické účinnosti se shodují s účinnostmi vypočtenými v termodynamické části práce s odchylkou přípustnou pro školní práci. Výstupem bilančního schématu jsou hmotnostní toky proudící jednotlivými částmi turbíny. Nejvyššího hmotnostního toku páry 208,529 kg/s dosahuje turbína na vstupu do VT části. Kompletní tepelné schéma pro 100% výkon je uvedeno v příloze č.1.

V druhé části byly provedeny termodynamické výpočty průtočného kanálu. Navržené turbosoustrojí bylo navrženo s 32 stupňů (14 VT, 8 ST a 2x5 NT), přičemž důraz byl kladen na výpočet VT a ST části. Dále oddíl obsahuje výpočty rychlostních trojúhelníků a volbu vhodných profilů lopatek. V této části byl také určen skutečný výkon turbosoustrojí, který o 130,342 kW převyšuje výkon navržený v bilančním schématu.

Pevnostní kontrole lopatek, závěsů a rozváděcích kol je věnována kapitola Pevnostní výpočet. Pro výpočet byly zvoleny materiály podle literatury [1] (příloha č. 4), případně materiály doporučené konzultantem (příloha č. 12). Kromě kontroly pevnosti se provedla také kontrola rozváděcích kol ST části na maximální dovolený průhyb.

Práce obsahuje i návrh přívodních a vyváděcích potrubí pro VT-ST díl a potrubí odvádějící páru z neregulovaných parních odběrů. DN potrubí byl volen pro maximální přípustnou rychlost 50 m/s.

Utěsnění turbíny se provedlo pomocí přední a zadní labyrintové ucpávky. Uniklá pára byla vyvedena navrženým potrubím ucpávkové páry s vhodně zvoleným průměrem. Pravý labyrint se použil u vnitřní ucpávky k těsnění prostoru mezi vstupem do VT a ST části. Pára uniklá touto ucpávkou se vyvádí prvním regeneračním odběrem. V práci byly také navrženy mezistupňové ucpávky těsnící prostor mezi rozváděcími koly (nosiči rozváděcích lopatek) a rotorem turbíny.

Pomocí programu SolidWorks byla orientačně stanovena hmotnost rotoru a na jejím základě spočteny kritické otáčky rotoru. Hmotnost rotoru se dále použila k výpočtu reakcí na ložiska. K získání vzdálenosti mezi ložisky a těžišti jednotlivých částí rotoru, byly použity automatické funkce programu AutoCAD. Na základě těchto parametrů se zvolila vhodná radiální ložiska od firmy Waukesha Bearings.

Byla provedena kontrola rotoru na krut v místě předního radiálního ložiska a také orientační kontrola tloušťky vnitřní a vnější skříně kombinovaného tělesa. Na základě výpočtu parního kužele se provedl výpočet bilančního schématu pro 75% výkon (schéma pro 75% výkon uvedeno v příloze č.2).

Závěr práce se věnuje porovnání s úlohou 3 a, kde byl pro stejné parametry navrhován ST-NT díl. Z porovnání vyplynulo, že koncepce VT-ST dílu dosahuje vyšší účinnosti a tudíž menší měrné spotřeby tepla. Další výhodou je kratší délka oběžných lopatek, což vede k menšímu namáhání oběžných lopatek a jejich závěsů, než u úlohy 3 a. Naopak nevýhodou je delší axiální délka turbosoustrojí spojená s vyšším počtem oběžných řad a vyšší stavební investiční náklady zapříčiněné podsklepením pro kondenzátor.

K práci byl vypracován podélný řez VT-ST dílu parní turbíny se základními rozměry. Práce byla průběžně konzultována s vedoucím diplomové práce a konzultantem ze společnosti DOOSAN ŠKODA POWER.

Výpočet lze brát za hrubý návrh kombinovaného VT-ST dílu. Protože se jedná o školní výpočet, byla v práci uvažována řada zjednodušení. Při reálném návrhu turbíny by musel výpočet obsahovat navíc závěrečný přepočít, jenž by zahrnoval všechny vlivy, zpřesňoval použité koeficienty (získané nejlépe měřením podobného typu parní turbíny) a eliminoval

některá zjednodušení. K dosažení reálného výpočtu by také přispěly moderní výpočtové softwary, které jsou dnes používány. V neposlední řadě má na výpočet vliv i nezkušenost výpočtáře.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY

- [1] ŠKOPEK, Jan. 2007. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3
- [2] FIEDLER, Jan. 2004. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 66 s. ISBN 80-214-2777-9
- [3] ŠKOPEK, Jan. 2010. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6
- [4] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. 1999. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 217 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1334-4
- [5] BEČVÁŘ, J. a kol.: *Tepelné turbíny* Praha: SNTL, 1968, 544 s
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Škrzení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01, [last updated 2013-03]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/skrzeni-plynu-a-par.html>
- [7] Firemní podklady DOOSAN ŠKODA POWER

SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE

Microsoft Office Excel 2010

Microsoft Office Word 2010

Doplněk programu Excel IAPWS IF97.dll

Autodesk AutoCAD 2013

SolidWorks 2012

SEZNAM OBRAZKŮ

Obrázek 1 – Tepelné schéma elektrárny	11
Obrázek 2 – Způsoby odvodu kondenzátu z regeneračních ohříváků	16
Obrázek 3 – Teploty VTO1.....	17
Obrázek 4 – Teploty VTO2.....	17
Obrázek 5 – Teploty v napájecí nádrži a odplyňováku	18
Obrázek 6 – Teploty NTO1	19
Obrázek 7-Teploty NTO2	20
Obrázek 8 – Teploty NTO3	20
Obrázek 9 - Teploty NTO4	21
Obrázek 10 – Expanzní čára VT části	23
Obrázek 11 – Expanzní čára ST tělesa.....	26
Obrázek 12 – Expanzní čára NT tělesa	29
Obrázek 13 – Určení entalpie indiferentního bodu	31
Obrázek 14 – Bilanční schéma VTO1 a VTO2	32
Obrázek 15 – Bilanční schéma NN.....	33
Obrázek 16 – Bilanční schéma NTO1 a NTO2 ohříváků.....	33
Obrázek 17 – Bilanční schéma NTO3 a NTO4 ohříváků.....	34
Obrázek 18 – Bilanční schéma VT-ST dílu a NT dílu turbíny	34
Obrázek 19 – Zjednodušený řez klasickým rovnotlakým stupněm.....	40
Obrázek 20 – Obecné schéma rychlostního trojúhelníku rovnotlakého stupně.....	56
Obrázek 21 – Nastavení lopatkové mříže	63
Obrázek 22 – Válcové a kuželové omezení průtočného kanálu	67
Obrázek 23 – Znázornění úhlu lambda na oběžné lopatce	68
Obrázek 24 - Schematicky znázorněná oběžná lopatka se závěsem a bandáží	69
Obrázek 25 – T – závěs s rozměry nutnými pro pevnostní kontrolu	76
Obrázek 26 – Dvojnohý a trojnohý vidličkový závěs se základními parametry pro pevnostní kontrolu.....	80
Obrázek 27 – Schématický náčrt: a) Nosiče rozváděcí lopatky, b) Rozváděcího kola.....	84
Obrázek 28 – Zjednodušení rozváděcích kol s rozměry pro výpočet.....	87
Obrázek 29 – Proudění plynu v ucpávce pravého labyrintu a Fannova křivka	90
Obrázek 30 – a) Mezistupňová ucpávka VT části, b) Mezistupňová ucpávka ST části	91
Obrázek 31 – Schéma zapojení ucpávkové páry	93
Obrázek 32 – Zjednodušený 3D model rotoru kombinovaného VT-ST dílu.....	98
Obrázek 33 – Síly působící na rotor VT-ST dílu	99
Obrázek 34 – Kontrolované roviny vnitřní VT a vnější skříně	104

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Parametry v kondenzátoru.....	12
Tabulka 2 – Parametry v napájecí nádrži	13
Tabulka 3- Hodnoty tlaků v NT větvi regenerace	13
Tabulka 4- Parametry kondenzačního čerpadla.....	13
Tabulka 5- Hodnoty tlaků VT části schématu.....	14
Tabulka 6- Parametry napájecího čerpadla	14

Tabulka 7 – Parametry za regulačním ventilem (parametry na vstupu do turbíny)	15
Tabulka 8 – Tlak a tlaková ztráta ve výstupním hrdle turbíny.....	15
Tabulka 9 – Poměr absolutních teplot VT a NT části regenerace	16
Tabulka 10 – parametry ve VT regeneraci	18
Tabulka 11 – Parametry napájecí nádrže, odplynovaku a tlak ve 3 odběru	19
Tabulka 12 – parametry v NT regeneraci.....	22
Tabulka 13 – Parametry odběrech VT části	24
Tabulka 14 – Parametry na vstupu do ST části před zavíracím ventilem ST části	25
Tabulka 15 – Parametry na vstupu do ST části před zavíracím ventilem ST části	25
Tabulka 16 – Parametry v odběrech ST části	27
Tabulka 17 – Parametry před NT dílem a před zavíracím ventilem NT dílu.....	28
Tabulka 18 – Parametry na výstupu z NT části	28
Tabulka 19 – Parametry v odběrech NT dílu.....	31
Tabulka 20 – Parametry výpočtu indiferentního bodu	32
Tabulka 21 – Relativní hmotnostní průtoky.....	35
Tabulka 22 – Přehled tepelných spádů turbíny	36
Tabulka 23 – Přehled měrných prací turbíny.....	37
Tabulka 24 – Přehled hmotnostních průtoků tepelného schématu	37
Tabulka 25 – Přehled hmotnostních průtoků v jednotlivých úsecích turbíny.....	38
Tabulka 26 – Předpokládaný výkon jednotlivých částí turbosoustrojí	39
Tabulka 27 – Průtočné parametry VT části (1 až 7 stupeň).....	45
Tabulka 28 – Průtočné parametry VT části (8 až 14 stupeň).....	46
Tabulka 29 – Parametry vnitřní termodynamické účinnosti VT části	48
Tabulka 30 - Průtočné parametry ST části (stupeň 1 až 4).....	49
Tabulka 31 – Průtočné parametry ST části (stupeň 5 až 8)	50
Tabulka 32 – Parametry vnitřní termodynamické účinnosti ST části a porovnání výkonu.....	52
Tabulka 33 - Průtočné parametry NT části	53
Tabulka 34 – Parametry vnitřní termodynamické účinnosti NT části a porovnání výkonu.....	55
Tabulka 35 – Hodnoty rychlostí v jednotlivých stupních VT části (stupeň 1 až 7).....	58
Tabulka 36 - hodnoty rychlostí v jednotlivých stupních VT části (stupeň 8 až 14).....	58
Tabulka 37 – hodnoty rychlostí v jednotlivých stupních ST části	59
Tabulka 38 – Parametry v lopatkové mříži VT části (1 až 7 stupeň)	61
Tabulka 39 – Parametry v lopatkové mříži VT části (8 až 14 stupeň)	62
Tabulka 40 – Parametry v lopatkové mříži ST části.....	62
Tabulka 41 – Parametry profilů rozváděcích lopatek VT části (1 až 7 stupeň).....	64
Tabulka 42 – Parametry profilů rozváděcích lopatek VT části (8 až 14 stupeň).....	64
Tabulka 43 – Parametry rozváděcích lopatek ST části	65
Tabulka 44 – Parametry oběžných lopatek VT části (1 až 7 stupeň).....	66
Tabulka 45 – Parametry oběžných lopatek VT části (8 až 14 stupeň).....	66
Tabulka 46 – Parametry oběžných lopatek ST části	66
Tabulka 47 – Skutečné délky a výstupní úhly oběžných lopatek VT části (stupeň 1 až 7).....	67
Tabulka 48 – Skutečné délky a výstupní úhly oběžných lopatek VT části (stupeň 8 až 14).....	68
Tabulka 49 – Skutečné délky a výstupní úhly oběžných lopatek ST části	68
Tabulka 50 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek VT části (1 až 7 stupeň)	71
Tabulka 51 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek VT části (8 až 14 stupeň)	71
Tabulka 52 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek ST části (stupeň 1 až 4).....	72

Tabulka 53 – Výsledky pevnostního ověření na ohyb oběžných lopatek ST části	72
Tabulka 54 – Tahové namáhání oběžných lopatek VT (1 až 7 stupeň)	74
Tabulka 55 – Tahové namáhání oběžných lopatek VT (8 až 14 stupeň)	74
Tabulka 56 – Tahové namáhání oběžných lopatek ST (1 až 4 stupeň)	75
Tabulka 57 – Tahové namáhání oběžných lopatek ST (5 až 8 stupeň)	75
Tabulka 58 – Hodnoty pevnostní kontroly T – závěsu VT části (stupeň 2 až 8)	78
Tabulka 59 – Hodnoty pevnostní kontroly T – závěsu VT části (stupeň 9 až 14)	79
Tabulka 60 – Hodnoty pevnostní kontroly vidličkového závěsu (část 1)	82
Tabulka 61 – Hodnoty pevnostní kontroly vidličkového závěsu (část 2)	83
Tabulka 62 – Výsledky namáhání rozváděcích lopatek VT (2 až 8)	86
Tabulka 63 – Výsledky namáhání rozváděcích lopatek VT (9 až 14)	86
Tabulka 64 – Výsledky namáhání rozváděcích lopatek ST (2 až 8)	87
Tabulka 65 – Parametry rozváděcích kol ST	89
Tabulka 66 – Hodnoty mezistupňových ucpávek VT části (stupeň 2 až 8)	92
Tabulka 67 – Hodnoty mezistupňových ucpávek VT části (stupeň 9 až 14)	92
Tabulka 68 – Hodnoty mezistupňových ucpávek ST části (stupeň 2 až 8)	92
Tabulka 69 – Hodnoty přední ucpávky	94
Tabulka 70 – Hodnoty vnitřní ucpávky	95
Tabulka 71 – Hodnoty zadní ucpávky	95
Tabulka 72 – Hmotnostní průtoky vstupující do jednotlivých stupňů	96
Tabulka 73 – Vstupní a výstupní potrubí	97
Tabulka 74 – Potrubí pro regenerační odběry	97
Tabulka 75 – Ucpávkové potrubí	97
Tabulka 76 – Hodnoty výpočtu prvních kritických otáček rotoru	98
Tabulka 77 – Síly působící na radiální ložiska	100
Tabulka 78 – hodnoty pevnostní kontroly rotoru na krut	101
Tabulka 79 – Pevnostní kontrola vnitřní skříně VT části	104
Tabulka 80 – Pevnostní kontrola vnější skříně kombinovaného VT-ST dílu	105
Tabulka 81 – Měrná spotřeba tepla a termodynamická účinnost expanze mezi vstupem do ST a výstupem z NT	107
Tabulka 82 – Porovnání měrné spotřeby tepla a termodynamických účinností jednotlivých dílů	108

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 – Lopatkový plán VT části	47
Graf 2 – Lopatkový plán ST části	51
Graf 3 – Lopatkový plán NT dílu	54
Graf 4 – Rychlostní trojúhelníky VT části	59
Graf 5 – Rychlostní trojúhelníky ST části	60

SEZNAM ZKRATEK

ID	Indiferentní bod
KČ	Kondenzační čerpadlo
Kot	Kotel
Mat	Materiál
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký regenerační ohřívák
NT	Nízkotlaký/á
OL	Oběžné lopatky
RL	Rozváděcí lopatky
ST	Středotlaký/á
VT	Vysokotlaký/á
VTO	Vysokotlaký regenerační ohřívák
ZV	Zavírací ventil

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

a	[m/s]	Rychlost zvuku
a ₁	[mm]	Výška 1 rozváděcího kola
a ₂	[mm]	Výška 2 rozváděcího kola
a ₃	[mm]	Výška 3 rozváděcího kola
a ₄	[mm]	Výška 4 rozváděcího kola
a ₅	[mm]	Výška 5 rozváděcího kola
a _{Celk}	[kJ/kg]	Měrná práce parní turbíny
a _{NT}	[kJ/kg]	Měrná práce NT dílu parní turbíny
a _{ST}	[kJ/kg]	Měrná práce ST části parní turbíny
a _{VT}	[kJ/kg]	Měrná práce VT části parní turbíny
b	[mm,cm]	Délka tětiny
B	[mm,cm]	Šířka lopatky
b _b	[mm]	Šířka bandáže
c	[m/s]	Absolutní rychlost
c _t	[-, kJ/kWh]	Měrná spotřeba tepla
D,d	[mm]	Průměr
d _o	[mm]	Maximální průměr hřídele rotoru
E	[MPa]	Modul pružnosti
F	[N]	Síla
F _{J,Max}	[N]	Síla působící na rozváděcí lopatku v ose J,Max
F _{RL}	[N]	Síla působící na jednu rozváděcí lopatku
G	[kg]	Hmotnost rotoru

g	[m ² /s]	Tíhové zrychlení
h	[kJ/kg]	Entalpický spád
H	[kJ/kg]	Celkový entalpický spád části nebo dílu turbíny
h ₁	[mm]	Šířka 1 rozváděcího kola
h ₂	[mm]	Šířka 2 rozváděcího kola
h ₃	[mm]	Šířka 3 rozváděcího kola
h ₄	[mm]	Šířka 4 rozváděcího kola
h ₅	[mm]	Šířka 5 rozváděcího kola
i	[kJ/kg]	Entalpie
i'	[kJ/kg]	Entalpie páry za regeneračními ohříváky
J	[mm ⁴ ,cm ⁴]	Kvadratický moment
k	[-]	Zkratový součinitel, koeficient bezpečnosti
L	[mm]	Délka lopatky
m	[kg/s]	Hmotnost
\dot{M}	[kg/s]	Hmotnostní průtok
Ma	[-]	Machovo číslo
m _b	[kg]	Hmotnost bandáže
M _K	[N.m]	Krouticí moment
M _O	[N.m]	Ohybový moment
m _{OL}	[kg]	Hmotnost oběžné lopatky
\dot{M}_{sek}	[kg/s]	Hmotnostní průtok sekcí ucpávek
m _{ST}	[-]	Poměr absolutních teplot před a za nízkotlakými regeneračními ohříváky
\dot{M}_U	[kg/s]	Hmotnostní průtok ucpávkami
m _{VT}	[-]	Poměr absolutních teplot před a za vysokotlakými regeneračními ohříváky
n	[-,min ⁻¹]	počet, otáčky rotoru
O	[N]	Odstředivá síla
p	[bar,MPa]	Tlak, otláčení
P	[kW]	Výkon
P _b	[kW]	Zadaný výkon na svorkách generátoru
P _i	[kW]	Výkon stupně
R	[mm]	Poloměr
R ₁	[N]	Reakce na přední radiální ložisko
R ₁	[mm]	Vnitřní poloměr rozváděcího kola
R ₂	[N]	Reakce na zadní radiální ložisko
R ₂	[mm]	Vnější poloměr rozváděcího kola
r _f	[-]	Re-heat faktro
R _p	[-]	Stupeň reakce na parním průměru
R _S	[-]	Stupeň reakce na středním průměru
s	[kJ//kg.K)]	Entropie
S,A	[mm ² ,cm ²]	Plocha
t,T	[°C,K, mm]	Teplota, vzdálenost od těžiště

T, t	[mm]	Rozteč
u	[m/s]	Obvodová rychlost
v	[m ³ /kg]	Měrný objem
v_b	[mm]	Výška bandáže
w	[m/s]	relativní rychlost
W	[mm ³ , cm ³]	Ohybový průřezový modul
x	[-]	Suchost páry
y	[mm]	průhyb
z	[-]	Počet
Z	[kJ/kg]	Energetická ztráta
z_O	[-]	Počet oběžných lopatek
$z_{Ostřík}$	[-]	Počet ostříknutých rozváděcích lopatek
z_r	[-]	Počet rozváděcích lopatek
α	[-]	Poměrný hmotnostní průtok
α_1	[°C]	Úhel absolutní rychlosti vstupující do rozváděcích lopatek
α_2	[°C]	Úhel absolutní rychlosti vystupující z rozváděcích lopatek
β_1	[°]	Vstupní úhel absolutní rychlosti do oběžných lopatek
β_2	[°]	Výstupní úhel absolutní rychlosti z oběžných lopatek
γ	[°]	Úhel nastavení lopatky
Δ	[°C, Mpa, kJ/kg]	Rozdíl
δ	[°C]	Nedohřev
δ_r	[mm]	Radiální vůle ucpávky
ε	[-]	Parciálnost ostříku
η	[-]	Účinnost
η^∞	[-]	Účinnost nekonečně dlouhé lopatky
η_{Tdi}	[-]	Termodynamická vnitřní účinnost
λ	[°]	úhel seřiznutí oběžných lopatek ST části
μ	[-]	Průtokový součinitel, součinitel rozváděcího kola
ξ_D	[-]	Poměrná ztráta odlišným průměrem kola
ξ_D	[-]	Poměrná ztráta odlišným průměrem kola
ξ_L	[-]	Poměrná ztráta konečnou délkou lopatky
ξ_p	[-]	Poměrná tlaková ztráta
ξ_p	[-]	Poměrná ztráta parciálním ostříkem
ξ_R	[-]	Poměrná ztráta rozvějířením
ξ_v	[-]	Poměrná ztráta ventilací
ξ_{Vent}	[-]	Poměrná ztráta Vlhkostí páry
ξ_{Vlh}	[-]	Poměrná ztráta odlišným průměrem kola
π	[-]	Poměr tlaku
ρ	[kg/m ³]	Hustota
σ	[MPa]	Tahové napětí
τ	[MPa]	Smykové napětí
φ	[-]	Rychlostní ztrátový součinitel rozváděcí lopatky
ψ	[-]	Rychlostní součinitel oběžných lopatek

ω [s⁻¹] úhlová rychlost

SEZNAM INDEXŮ

0	Parametry před rozváděcí lopatko
1	Parametry na vstupu do VT části, parametry za rozváděcí lopatkou
2	Parametry na výstupu z VT části, parametry za oběžnou lopatkou
3	Parametry na vstupu do ST části
4	Parametry na výstupu z ST části
5	Parametry na vstupu do NT dílu
6	Parametry na výstupu z NT dílu
'	Nová
∞	Nekonečně dlouhá lopatka
a	Admisní
Arm	Armatury
ax	Axiální složka
b	Bandáž
c, celk	Celkový/á
d	Dodatková voda
dov	Dovolené napětí
E	Parametry za posledním stupněm NT (rychlost)
ch1	Chladicí voda na vstupu do kondenzátoru
ch2	Chladicí voda na výstupu z kondenzátoru
i	Index symbolizující celé číslo (1,2,3,...)
in	Na vstupu do zařízení
iz	Izentropický/á
j	Index pro jmenovité parametry
k	Kondenzátor
k	Kroužek ucpávky
krit	Kritický/á
Lop	Lopatka/y
m	Médium
max	Maximální
o	Odplyňovák
o	Oběžný/á
od	Neregulovaný odběr z turbíny
Odplyn	Odplynění
OL1	Vstupní délka oběžné lopatky
OL2	Výstupní délka oběžné lopatky
Opt	Optimální parametr
out	Na výstupu ze zařízení

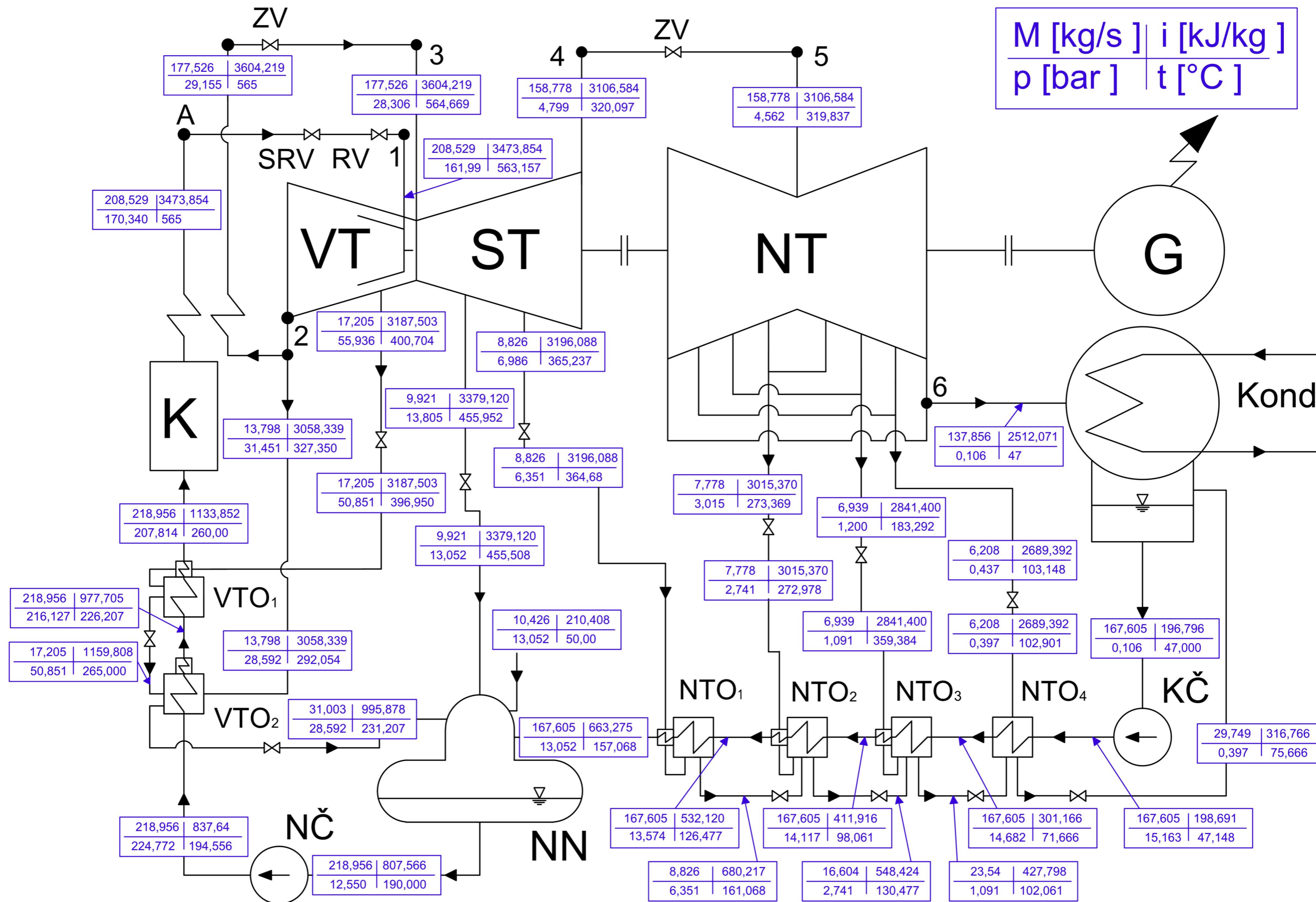
p	Parametr na patě lopatky
p	Tlak, přetlak
p	Index související s namáhání na otláčení
potr	Potrubí
r	Rozváděcí
Red	Redukovaná délka lopatky
Rot	Index značící pro hmotnost rotoru
s	Parametr na středním průměru lopatky
sat	Saturace tlaku
segm	Segmenty regulačního stupně
SG	Na svorkách generátoru
Skut	Skutečný parametr
Stup	Stupně, stupeň
Š	Parametr na špičce lopatky, šroubový/á
T	Totální ostřík
u	Obvodová složka, ucpávka/y
už	Užitečný/á
vyst.NT	Výstupní hrdlo NT dílu
z	Závěs
σ	Index parametr související s tahovým namáháním
τ	index související se smykovým namáháním

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1 – Tepelné schéma pro 100% výkon
- Příloha č. 2 – Tepelné schéma pro 75% výkon
- Příloha č. 3 – Vybrané charakteristiky profilů [1]
- Příloha č. 4 – Dovolené napětí vybraných materiálů v závislosti na teplotě [1]
- Příloha č. 5 – Součinitel odlehčení pro zborcené lopatky [1]
- Příloha č. 6 – Součinitel pro výpočet namáhání rozváděcího kola [1]
- Příloha č. 7 – Součinitel pro výpočet průhybu rozváděcího kola [1]
- Příloha č. 8 – Modul pružnosti vybraných materiálů [1]
- Příloha č. 9 – Typy parních ucpávek [7]
- Příloha č. 10 – Průtokový koeficient parních ucpávek [2]
- Příloha č. 11 – Zkratový součinitel [1]
- Příloha č. 12 – Tabulka dovoleného napětí materiálů, podle Doosan Škoda Power [7]

Příloha č. 13 – Podélný řez kombinovaného VT-ST dílu

Příloha č.1 - Tepelné schéma pro 100% výkon



PŘÍLOHA Č. 3 – VYBRANÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ [1]

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (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 (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 Č. 4 – DOVOLENÉ NAPĚTÍ VYBRANÝCH MATERIÁLU V ZÁVISLOSTI NA TEPLOTĚ [1]

*ident	název mater.	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→ T	E20	100	200	300	400	500	600	* poznámky až do konce		
00101	15 128.5	363	550	181	172	159	147	139	135	132	128	125	121	109	84	75	66	56	50	44		214	211	208	197	188	178	166	* plechy, výkovky i nad 400° C	
00102	11 523.1	304	400	152	132	118	103	93	87	62												210	210	208	197	188		* plechy, výkovky i do 400° C		
00103	422747.6	410	550	216	196	181	172	167	164	162	160	152	125	100	80	71	65	57	50	44		213	211	204	193	186	177	167	* odlitky i nad 400° C	
00104	422744.6	284	550	142	137	132	127	123	118	113	109	105	101	98	83	72	61	51	43	36		213	210	204	197	188	179	168	* odlitky i nad 400° C	
00105	422742.6	314	500	157	142	127	115	108	103	98	96	94	86	78	59							212	209	203	196	187	176	164	* odlitky i nad 400, do 500° C i do 8 tun	
00106	422713.5	245	400	123	113	98	83	69	59	49												212	208	202	193	184			* odlitky i do 400° C	
00107	422904.5	294	350	147	132	118	108	103														216	211	204	196	187			* korozivzd. (pro jaderné 220)	
00108	SN 422903.6	360	400	180	145	140	135	132	131	130												214	209	202	193	182			* korozivzd. (pro jaderné 1000)	
00109	422425	245	250	59	59	59	59	59														126	124	121	119				* slitina i do 250° C	
00201	15 128.5	274	550	220	214	207	196	172	172	172	172	153	133	133	133	86	86	59	59	59									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00202	15 335.3	392	550	314	229	282	267	251	251	212	212	172	172	172	133	94	94	94	94	94									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00203	17 021.2	274	400	220	204	188	180	172	172																				* tyče, st profily i do 400° C	
00204	422745	319	550	255	245	240	235	220	220	208	208	134	134	134	88	88	59	59	59										* přesné odlitky u starých strojů	
00205	SN 422903	360	400	284	231	223	216	208	208																				* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00206	422904	294	400	235	220	206	191	186	186	186																			* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00207	422905	245	400	196	180	169	161	153	153	153																			* rozv. lop. zalité v šedé litině (NT)	
00208	Alstih.C51R-J	441	550	353	328	309	279	258	258	231	231	147	147	147	115	88	88	88	88										* Alstihom, náhrada 15 335	
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									* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00303	16 236.6	539	550	216	201	186	167	157	155	152	142	132	123	108	93	86	78	72	65	57									* VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
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														* disky skládaných rotorů	
00306	16 444.6(,9)	735	420	294	279	255	230	216	196	176	147																		* disky svař. NT rotorů, běžně používaná	
00307	16 536.6	686	420	276	260	235	216	206	191	176	147																		* disky do šířky 500 mm	
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]

koliky

Rotov. kola

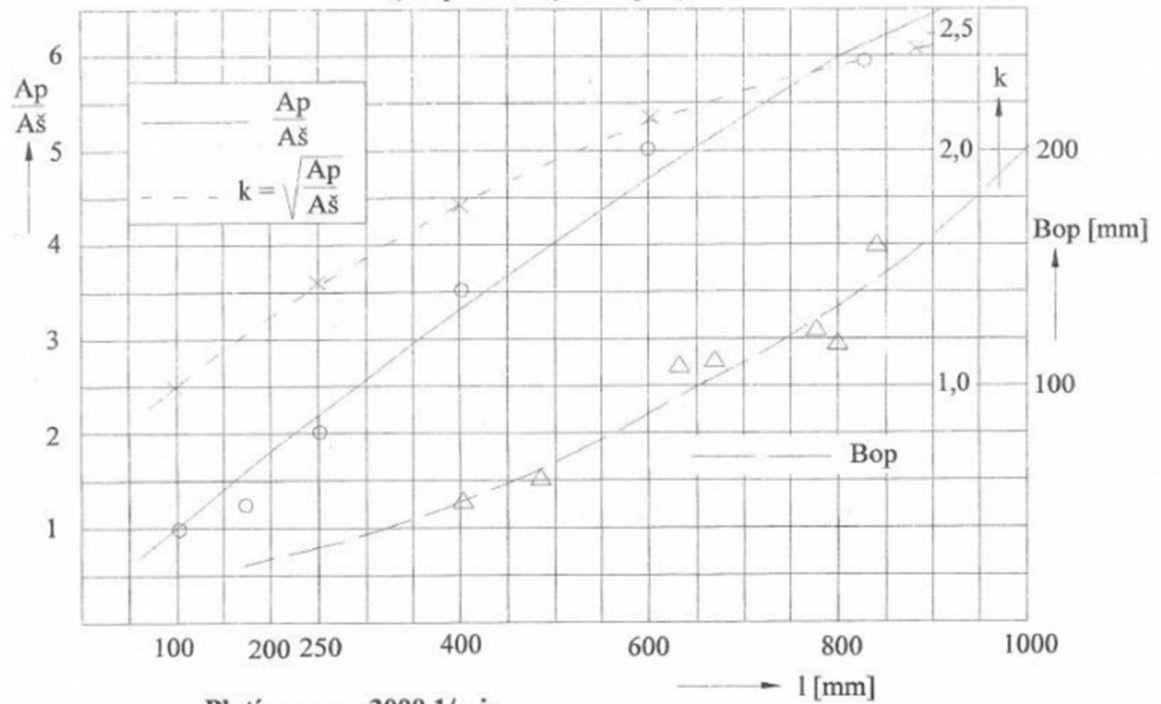
Rotov. lop.

Rotory

Ob. lop.

PŘÍLOHA Č. 5 - SOUČINTEL ODLEHČENÍ PRO ZBORCENÉ LOPATKY [1]

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

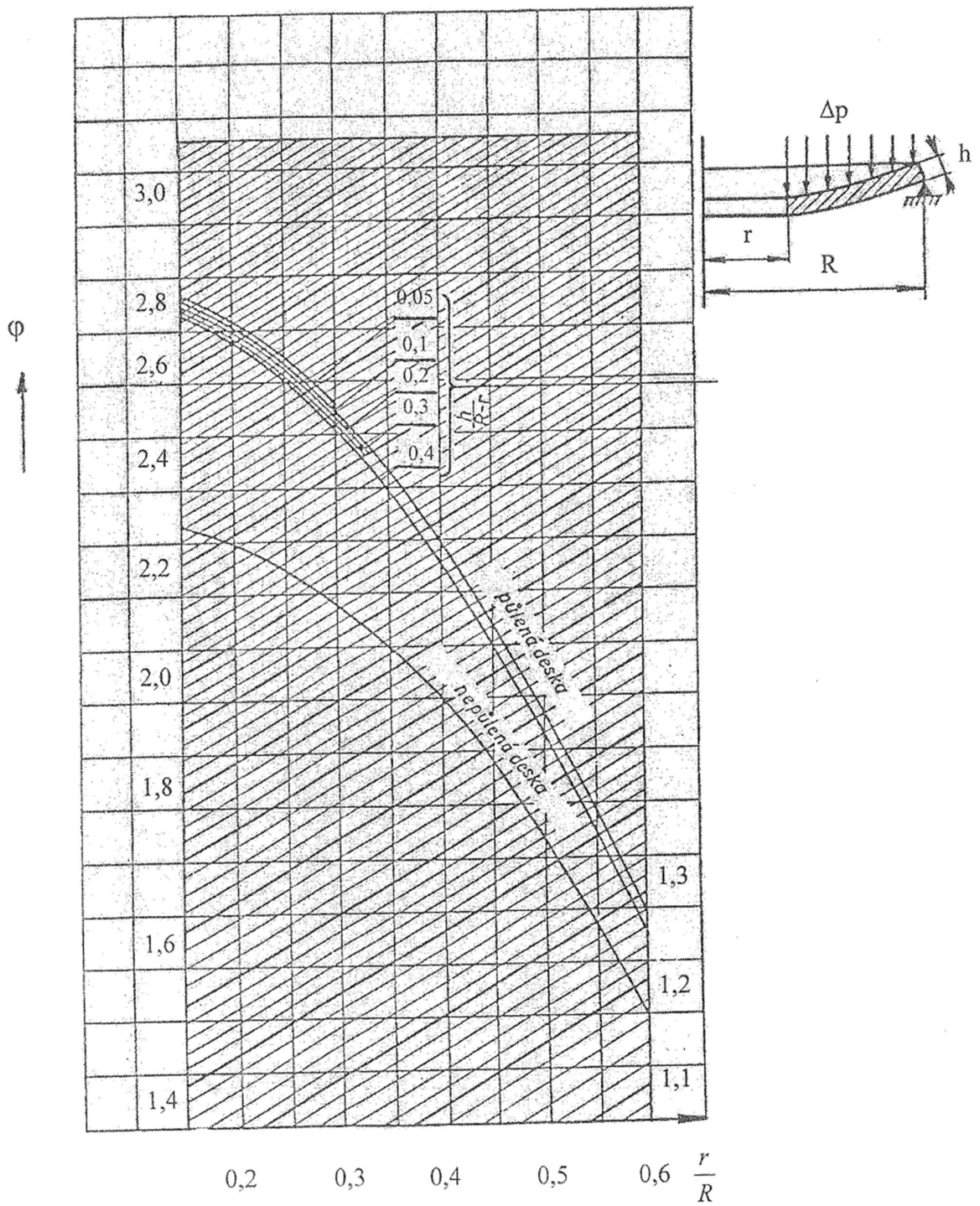


Platí pro $n = 3000$ 1/min

Pro jiné otáčky nutno přepočítat $k' \approx k \cdot \frac{D_s}{D'_s} \frac{u'^2}{u^2}$

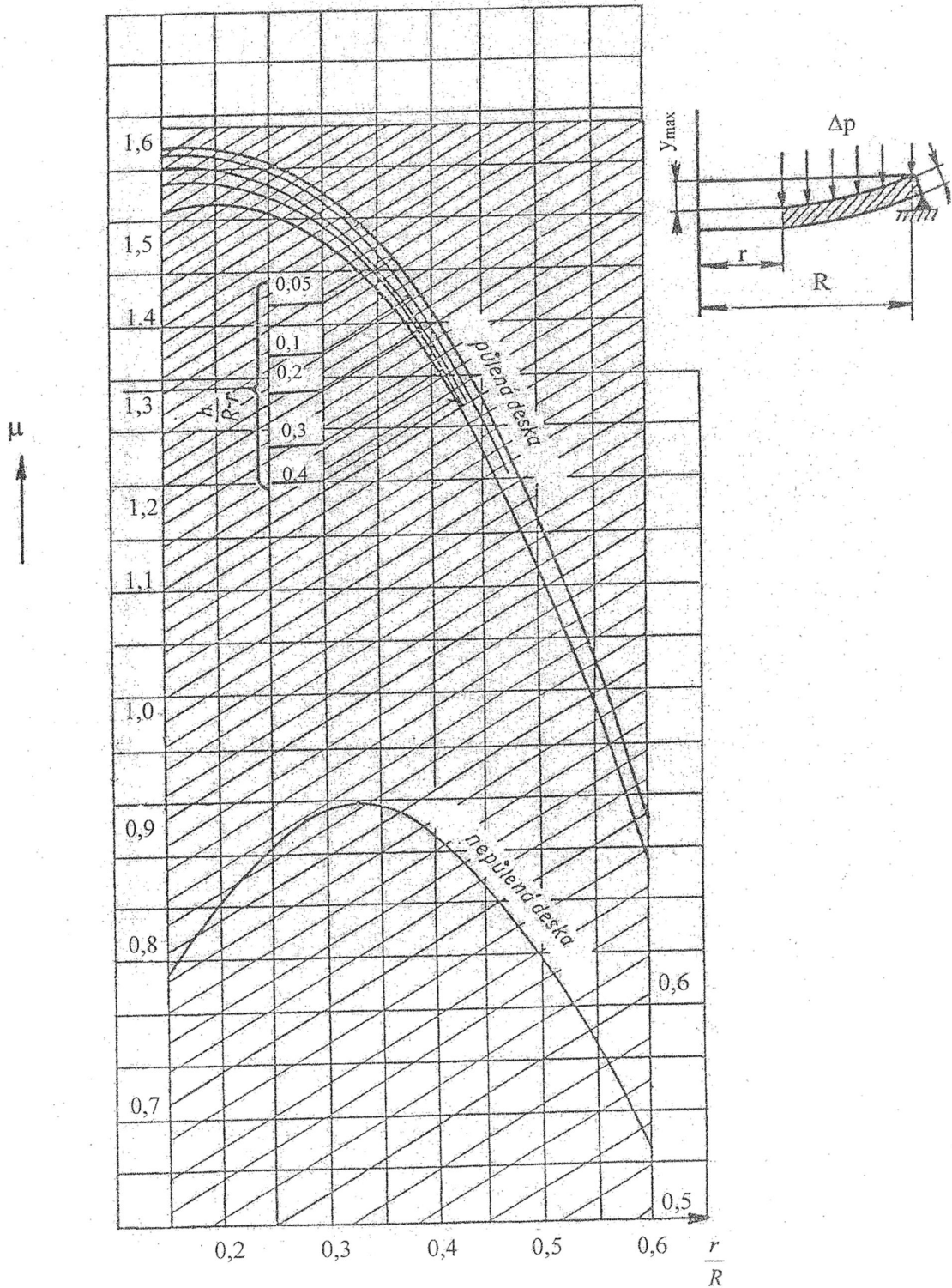
PŘÍLOHA Č. 6 – SOUČINTEL PRO VÝPOČET NAMÁHÁNÍ
ROZVÁDĚČÍHO KOLA [1]

Součinitel ϕ pro výpočet namáhání
rozdávěčího kola

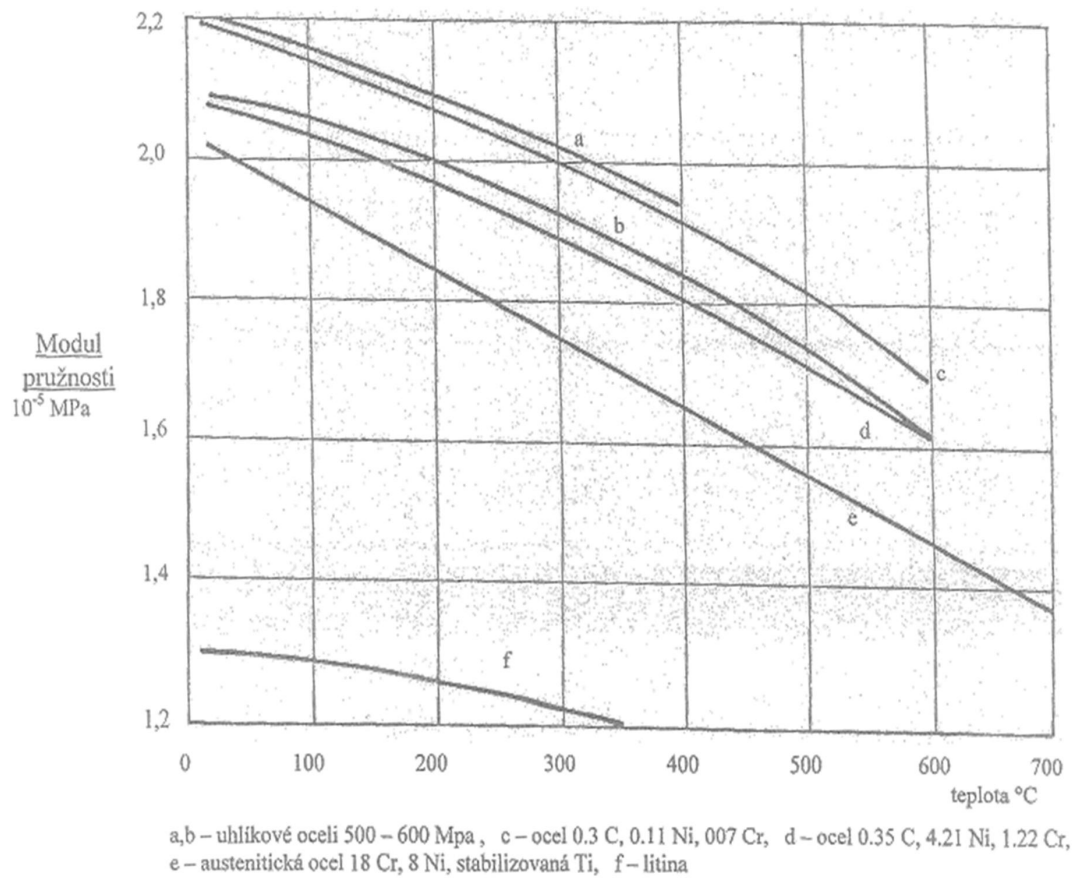


PŘÍLOHA Č. 7 – SOUČINITEL PRO VÝPOČET PRŮHYBU ROZVÁDĚJÍCÍHO KOLA [1]

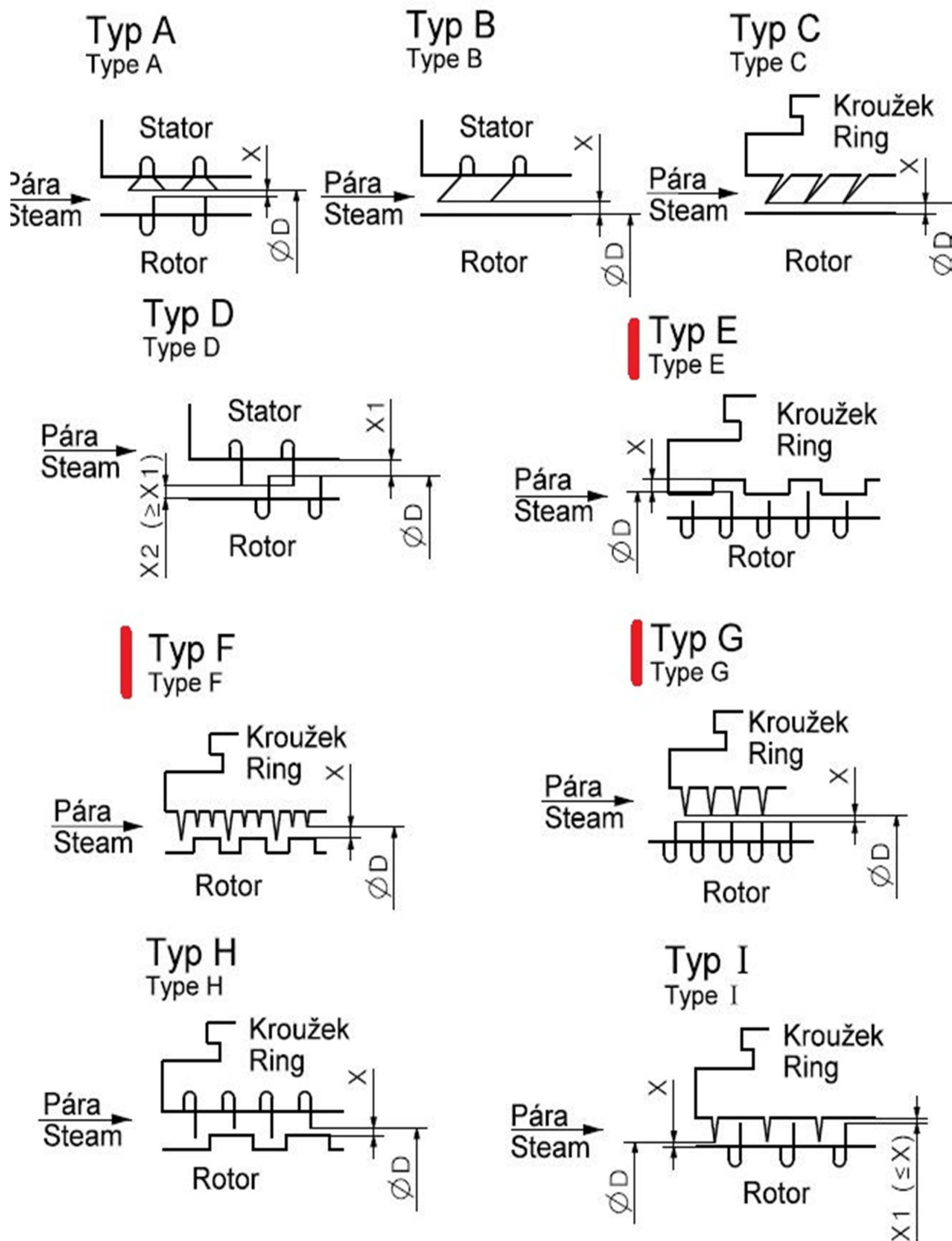
Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola



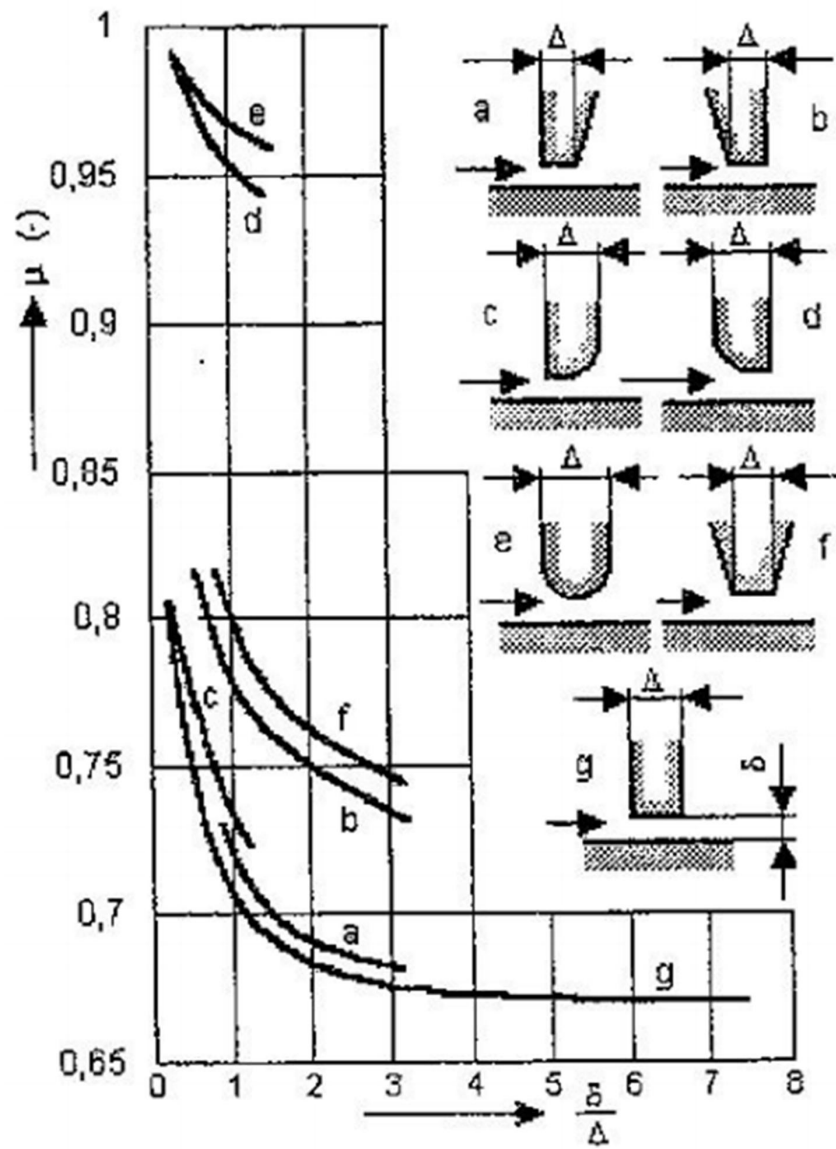
PŘÍLOHA Č. 8 – MODUL PRUŽNOSTI VYBRANÝCH MATERIÁLŮ [1]



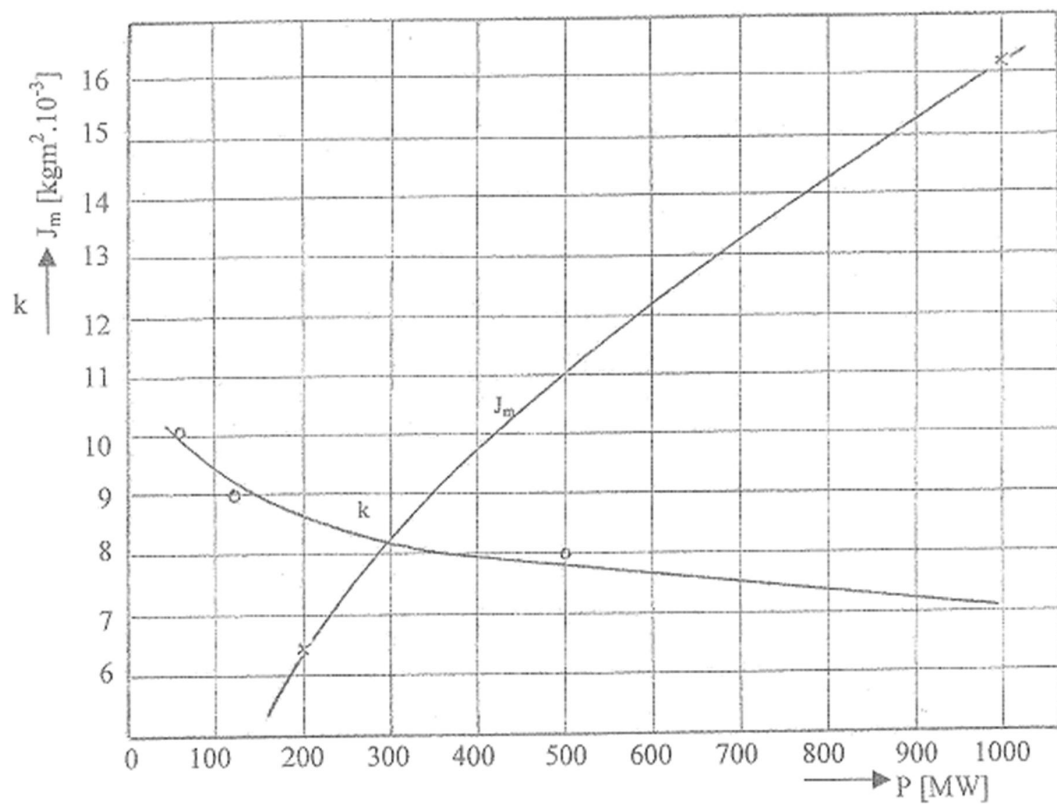
PŘÍLOHA Č. 9 – TYPY PARNÍCH UCPÁVEK [7]



PŘÍLOHA Č.10 - PRŮTOKOVÝ KOEFICIENT PARNÍCH UCPÁVEK [2]



PŘÍLOHA Č. 11 – ZKRATOVÝ SOUČINITEL [1]



PŘÍLOHA Č. 12 – TABULKA DOVOLENÉHO NAPĚTÍ MATERIÁLŮ PODLE DOOSAN ŠKODA POWER [7]

Materiál	Sgkm	Tmax	S20.100.200.300.350.375.400.420.440.460.480.500.510.520.530.540.550.560
Rozváděcí kola			
15 128.5	363.	550.	181.172.159.147.139.135.132.128.125.121.109. 84. 75. 66. 56. 50.44
11 523.1	304.	400.	152.132.118.103. 93. 87. 62.
422747.6	410.	550.	216.196.181.172.167.164.162.160.152.125.100. 80. 71. 65. 57. 50.44
X10CrMoV9-1	450.	600.	225.205.190.180.175.172.170.166.162.152.137.123.113.104. 94. 85.77.
422742.6	314.	500.	157.142.127.115.108.103. 98. 96. 94. 86. 78. 59.
422713.5	245.	400.	123.113. 98. 83. 69. 59. 49.
422904.5	294.	350.	147.132.118.108.103.
SN 422903.6	360.	400.	180.145.140.135.132.131.130.
422425	245.	250.	59. 59. 59. 59.
Rozváděcí lopatky			
15 335.3	392.	550.	314.299.282.267.259.255.251.235.219.204.188.172.156.141.125.110.94
X10CrMoV9-1	450.	600.	360.328.304.288.280.276.272.265.256.244.220.196.181.166.151.136.123.111
17 021.2	274.	400.	220.204.188.180.176.174.172.
Alsth.C51R-J	441.	550.	353.328.309.279.269.263.258.247.236.214.181.147.134.121.110. 99.88
422904	294.	400.	235.220.206.191.189.187.186.
422905	245.	400.	196.180.169.161.157.155.153.
SN 422903	360.	400.	284.231.223.216.212.210.208.
Rotory			
15 320.9	490.	550.	196.186.176.157.147.142.137.133.129.123.108. 83. 70. 59. 50. 42.35
16 236.6	539.	560.	216.201.186.167.157.155.152.142.132.123.108. 93. 86. 78. 72. 65.57.50
16 431.6	588.	500.	235.216.196.176.167.162.157.152.137.118. 98. 73.
16 431.9	637.	500.	255.235.216.196.186.181.176.172.137.118. 98. 73.
16 537.6	686.	500.	276.260.235.216.206.191.176.160.140.110. 80. 60.
16 444.6(.9)	735.	420.	294.279.255.230.216.196.176.147.
16 536.6	686.	500.	276.260.235.216.206.191.176.147.
16 536.6 a	314.	420.	314.299.276.245.230.206.176.147.
Oběžné lopatky			
R-M-AK1.6	490.	460.	196.186.172.157.137.123. 88. 69. 53. 37.
R-M-AK1.6 vyk	539.	420.	216.206.186.172.152.132. 98. 78.
R-M-AK2 MV.7	570.	550.	230.221.211.201.191.186.181.176.172.167.162.142.123.103. 88. 74.59
T 552	750.	100.	320.300.
R-M-AK2 NM	735.	560.	294.294.278.269.264.256.250.246.240.218.180.148.132.114.102. 89.76.67
Kolíky			
15 320.9	588.	550.	157.150.144.125.115.110.105.102. 99. 96. 82. 63. 52. 44. 37. 31.26
X19CrMoVNbN	780.	600.	180.168.156.150.146.142.138.135.132.128.123.110. 97. 84. 69. 57.43.34
R-M-AK2 NM	735.	560.	176.176.167.161.158.154.151.148.144.139.135.111. 99. 87. 77. 67.58.50