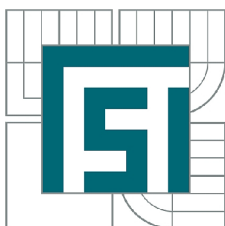


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA S PŘIHŘÍVÁNÍM CONDENSING STEAM TURBINE WITH SUPERHEATING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN URBÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Urbánek

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

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

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

Kondenzační parní turbina s přehříváním

v anglickém jazyce:

Condensing Steam Turbine with superheating

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu 45MW s přehříváním pro spalování biomasy a optimalizujte cyklus z pohledu přehřívacího tlaku. Návrh zpracujte pro následující parametry:

elektrický výkon na svorkách generátoru $P = 45 \text{ MW}$

tlak admisní páry $p_1 = 10 \text{ MPa}$

teplota admisní $t_1 = 540 \text{ °C}$

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

teplota přehřáté páry $t_1 = 540 \text{ °C}$

teplota odplynění $t_{odpl} \sim 150 \text{ °C}$

teplota napájecí vody $t_{NV} \sim 225 \text{ °C}$

teplota chladicí vody 28 °C

otáčky turbíny $n = 5500 \text{ min}^{-1}$

Cíle diplomové práce:

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

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

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

Spočítejte bilanční schémata pro 100% a 75% výkonu. Proveďte návrh ST-NT dílu turbíny se základními konstrukčními a pevnostními výpočty a nakreslete jeho podélný řez.

Účinnost převodovky volte 98,9 % resp. 98,6%, účinnost generátoru 98,43 % resp. 98,3% pro 100% resp. 75% výkonu.

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady DOOSAN ŠKODA, Siemens

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 2013/2014.

V Brně, dne 15.10.2013

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny s přihříváním pro spalování biomasy. Turbína je navržena jako dvoutělesová, s pěti neregulovanými odběry páry pro renerační ohřev napájecí vody. Cyklus turbíny je optimalizován z pohledu přihřívacího tlaku. Výstup turbíny je navržen dolů do vodou chlazeného kondenzátoru. Je vypracován výpočet tepelného schématu a návrh průtočného kanálu turbíny vysokotlakého i středo-nízkotlakého dílu. Dále je proveden podrobný výpočet středo-nízkotlakého dílu, zahrnující pevnostní kontrolu. Součástí práce je vypracování bilančních schémat pro 100 % a 75 % výkonu a nakreslení středo-nízkotlaké části turbíny v podélném řezu.

Summary

The thesis is focused on designing of condensing steam turbine with reheating for combustion of biomass. The turbine is developed to be tandem compound-regenerative with five uncontrolled extraction points. Optimization of reheating pressure is made in the turbine's cycle. The turbine outlet is constructed to lead down to the water cooled condenser. Thesis includes the calculation of heat cycle with the draft of flow channel of high pressure and middle-low pressure turbine. Detailed calculation of middle-low pressure turbine, including stress-strength analysis, is performed. The thesis provides an evaluation of flow scheme of 100 % and 75 % of generator's power output and the drawing of middle-low pressure turbine in longitudinal section.

Klíčová slova

Kondenzační parní turbína, přihřívání páry, bilanční schéma, průtočný kanál, akční stupeň, pevnostní výpočet

Keywords

Condensing steam turbine, steam reheating, heat diagram, flow channel, impulse stage, stress-strength analysis

URBÁNEK, M. *Kondenzační parní turbína s přihříváním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 76 s. Vedoucí doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně na základě odborných konzultací a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně, dne.: 30. 5. 2014

.....

Rád bych na tomto místě poděkoval panu Doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za vedení při vypracovávání této diplomové práce. Také bych rád poděkoval panu Ing. Ondřeji Štěpánkovi ze společnosti Škoda Doosan Power za poskytnuté rady a konzultace.

Bc. Martin Urbánek

Obsah

1	Úvod	3
2	Tepelné schéma turbíny	4
2.1	Popis zapojení turbíny	4
2.2	Schéma zapojení cyklu	5
3	Výpočet tepelného schématu	6
3.1	Volba termodynamické účinnosti turbíny	6
3.2	Volba teplot napájecí vody	6
3.3	Výpočet výměníků	7
3.3.1	Ohřívák VTO2	9
3.3.2	Ohřívák VTO1	9
3.3.3	Odplyňovák	10
3.3.4	Ohřívák NTO2	10
3.3.5	Ohřívák NTO1	11
3.3.6	Kondenzátor	11
3.4	Hmotnostní tok	12
3.5	Expanze v turbíně	14
3.6	Výkon turbíny	15
4	Optimalizace cyklu	18
5	Průtočná část turbíny	20
5.1	Návrh mnohostupňové turbíny	21
5.1.1	Stanovení počtu stupňů	22
5.2	Dýzová regulace	23
5.3	Výpočet stupně	23
5.3.1	Parametry páry před rozváděcí řadou lopatek	25
5.3.2	Parametry páry za rozváděcí řadou lopatek	25
5.3.3	Parametry páry za oběžnou řadou lopatek	26
5.3.4	Kontrola na kritické proudění	26
5.3.5	Výpočet rychlostních trojúhelníků	27
5.3.6	Termodynamická účinnost stupně	29
5.3.7	Vnitřní výkon	30
5.4	Nastavení výpočtu	30
5.4.1	VT díl turbíny	31
5.4.2	ST-NT díl turbíny	31
5.5	Vypočtené hodnoty VT díl	33
5.6	Vypočtené hodnoty ST-NT díl	35
5.7	Volba profilů lopatek	38
5.7.1	Rozváděcí lopatky	38
5.7.2	Oběžné lopatky	39
5.8	Shrnutí výsledků	39

6	Pevnostní návrh	40
6.1	Rozváděcí lopatky	42
6.2	Rozváděcí kola	43
6.3	Oběžné lopatky	45
6.3.1	Namáhání v ohybu	45
6.3.2	Namáhání od odstředivých sil	45
6.4	Závěsy	48
6.4.1	”T”Závěs	48
6.4.2	Vidličkový závěs	50
6.5	Kritické otáčky	54
7	Konstrukční výpočty	55
7.1	Vnější ucpávky	55
7.1.1	Přední ucpávky	55
7.1.2	Zadní ucpávky	58
7.2	Vnitřní ucpávky	58
7.3	Potrubí	58
8	Nenávrhové stavy	60
8.1	Bilanční schéma pro 100 % výkonu	61
8.2	Bilanční schéma pro 75 % výkonu	62
9	Výkres ST-NT dílu	63
10	Závěr	64
	Seznam použité literatury	65
	Seznam zkratk	66
	Seznam Příloh	68

1. Úvod

Moderní typ parní turbíny byl vynalezen v roce 1884 Sirem Charlesem Parsonsem. Od té doby došlo k mohutnému vývoji v této oblasti a do dnešní dnů se turbíny vyvinuly do početných variant a typů. Již od prvních typů turbín šlo především o dosažení co nejvyšší termodynamické účinnosti při zachování co nejlepších ekonomických podmínek. Z toho důvodu je i konstrukce parní turbíny, kterou se zabývá tato diplomová práce, velmi důležitá, neboť její konstrukce jakožto klíčového zařízení pro přeměnu energie z tepelné na mechanickou výrazným způsobem ovlivňuje účinnost celého parního oběhu a celkovou účinnost zařízení.

Ze zadání je znám výkon na svorkách generátoru, pro který má být turbína navržena, tlak a teplota admisní páry, teplota páry po přihřátí, tlaková ztráta mezi vysokotlakým a středo-nízkotlakým dílem turbíny, teplota napájecí vody, teplota odplynění, teplota chladicí vody a otáčky turbíny.

Pro zadané parametry je proveden výpočet kondenzační parní turbíny s přihříváním, který obsahuje návrh bilančního schématu turbíny s regenerací tepla. Dále je celý cyklus optimalizován a pro optimalizovaný cyklus je navrhnut průtočný kanál turbíny, jehož části jsou pevnostně ověřeny tak, aby vyhovovaly předepsaným technickým omezením. Součástí této diplomové práce je i vypracování a nakreslení bilančních schémat zapojení turbíny pro 100 % a 75 % výkonu na svorkách generátoru a vypracování výkresu středo-nízkotlaké části turbíny nakreslený v podélném řezu.

2. Tepelné schéma turbíny

Správné sestavení tepelného schématu je první krok k úspěšnému řešení problému. Sestavené schéma cyklu uvedené na obrázku 2.1 bylo sestaveno na základě konzultací ve společnosti Škoda Doosan Power, dále jen ŠDP. Turbína musí být navržena tak, aby byl na svorkách generátoru dosažen výkon $P_G = 45 \text{ MW}$, to znamená, že musí být dopočten hmotnostní průtok admisní páry.

2.1. Popis zapojení turbíny

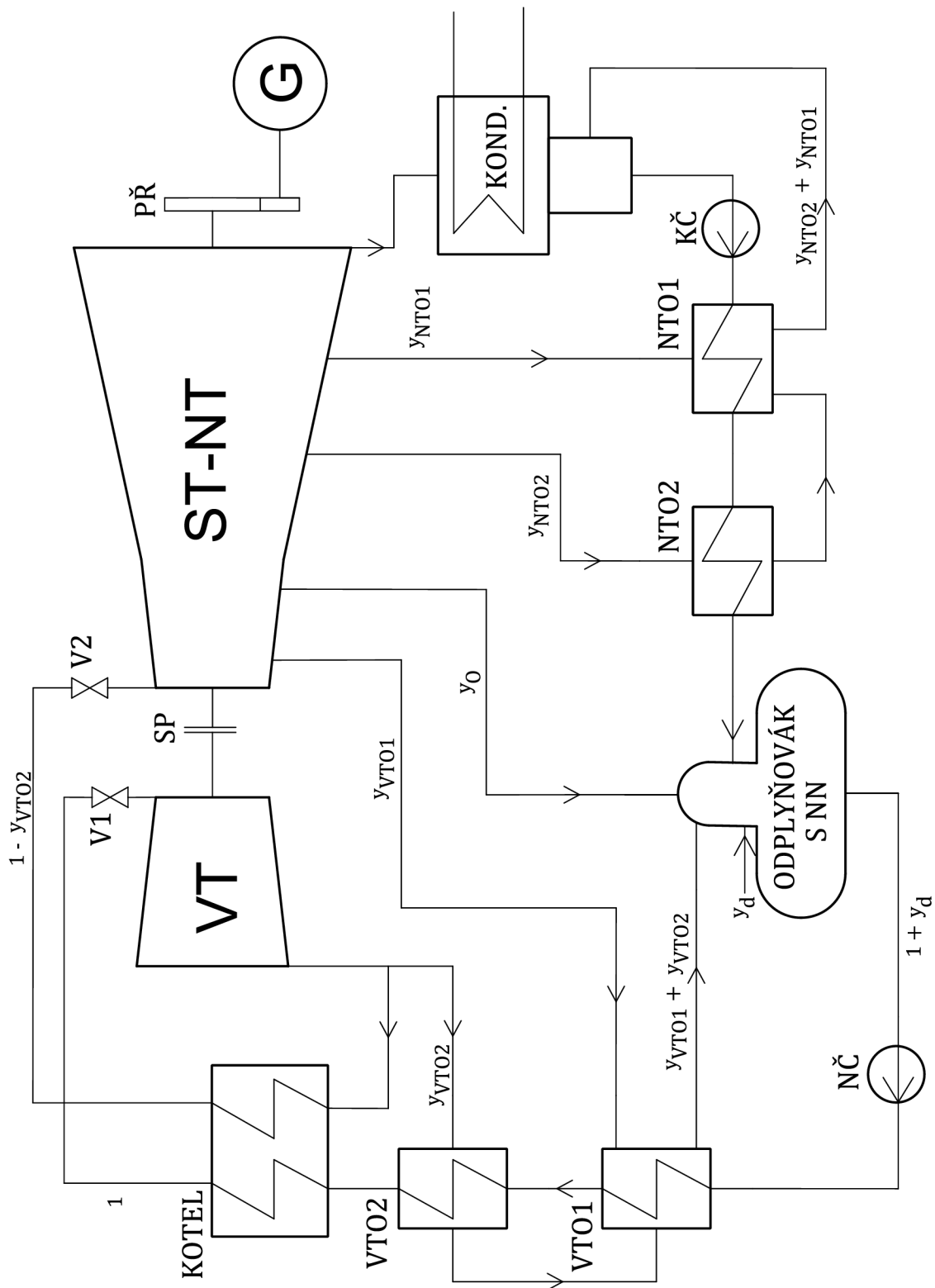
Tepelné schéma se skládá z vysokotlakého (dále jen VT) a středo-nízkotlakého (dále jen ST-NT) dílu turbíny, které jsou zapojeny spolu s kondenzátorem, odplyňovákem s napájecí nádrží, dvěma vysokotlakými ohříváky a dvěma nízkotlakými ohříváky. Na vhodných tlacích jsou vytvořeny odběry páry, pro výše zmíněné ohříváky a zbylá pára kondenzuje ve vodou chlazeném kondenzátoru. Pro dodržení potřebného tlaku v napájecí vodě jsou použity dvě čerpadla, kondenzační a napájecí. Mezi VT a ST-NT dílem je na hřídeli umístěna spojka a otáčky hřídele jsou redukovány v převodovce umístěné za ST-NT dílem. Z důvodu teplotní roztažnosti hřídele turbíny je před převodovkou umístěna pružná spojka. Hřídel přenáší práci, která je měněna v generátoru na elektrickou energii. V přívodních větvích vedoucích do VT a ST-NT dílu turbíny jsou umístěny uzavírací ventily.

Část páry vystupující z VT dílu je vedeno zpět do kotle, kde je pára přehřívána na zadanou teplotu, druhá část páry je vedena do posledního vysokotlakého ohříváku. V ohříváku pára kondenzuje na teplotu syté kapaliny a poté je odvedena kaskádováním do dalšího vysokotlakého ohříváku, kde se kondenzát míchá se zkondenzovanou parou přivezenou pro tento ohřívák z ST-NT dílu turbíny. Poté je kondenzát přivezen do napájecí nádrže s odplyňovákem. Do odplyňováku je pro účely odplynění přivezena pára z dalšího odběru a také je zde přivezen kondenzát z nízkotlakých ohříváků. Do odplyňováku je také zaveden přívod vody, jenž má za úkol nahradit ztráty netěsností celého systému, zejména kotle. Pára potřebná pro ohřátí napájecí vody v nízkotlakých ohřívácích je odvedena neregulovanými odběry ze zadní části ST-NT dílu a vzniklý kondenzát je kaskádován do kondenzátoru.

Ztráty jsou uvažovány v ohřívácích, v odplyňováku s napájecí nádrží, v přívodních potrubí do jednotlivých ohříváků a odplyňováku. Dále je uvažována tlaková ztráta mezi VT a ST-NT dílem při přehřívání, tlaková ztráta v jednotlivých uzavíracích ventilech a ztráty v převodovce a generátoru. Mechanická ztráta ve spojkách a ztráty v kondenzačním a napájecím čerpadle jsou zanedbány.

Celý návrh tepelného schématu je proveden na základě literatury [1].

2.2. Schéma zapojení cyklu



Obrázek 2.1: Schéma zapojení cyklu

3. Výpočet tepelného schématu

Výpočet tepelného schéma turbíny se skládá z výpočtu parametrů páry v jednotlivých odběrech a termodynamické účinnosti turbíny. Na jejich základě je stanoven hmotnostní průtok páry potřebný pro dosažení požadovaného výkonu. Známe je stav páry na vstupu do VT dílu turbíny a stav páry po přihřátí na vstupu do ST-NT dílu turbíny. Na výstupu z turbíny jsou známy teploty chladicí vody a koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru. Dále je zadána teplota napájecí vody, teplota odplynění, účinnosti generátoru a převodovky a otáčky turbíny.

Pro výpočet je nutné zvolit hodnotu termodynamické účinnosti VT a ST-NT dílu a teploty napájecí vody mezi jednotlivými ohříváky. U ST-NT dílu turbíny je nutné zvolit termodynamickou účinnost ve všech jednotlivých částech turbíny mezi odběry, neboť výpočet se provádí zvlášť pro každou část turbíny mezi jednotlivými ohříváky. Výpočet bilančního schématu je iteračně provázán s výpočtem průtočné části turbíny, kde termodynamická účinnost jednotlivých částí turbíny je iterována automaticky, kdežto teplota napájecí vody mezi ohříváky je nastavována ručně. Cílem výpočtu tepelného schématu je získat co nejpřesnější hodnotu množství páry vstupující do turbíny tak, aby byl dosažen výkon na generátoru $P_G = 45 \text{ MW}$.

Vzhledem k tomu, že v zadání nejsou nijak upřesněny podmínky provozu turbíny, je jmenovitý výkon na svorkách generátoru uvažován jako ekonomický výkon, tedy turbína je navržena na stoprocentní zatížení.

Pro výpočet tepelného schématu je potřeba určit tlaky v jednotlivých odběrech. Ty jsou přímo závislé na teplotě napájecí vody mezi jednotlivými ohříváky. Dále je potřeba zvolit účinnosti ohřátí, popřípadě odplynění a koncové teplotní rozdíly, ztráty v potrubí jsou voleny na základě konzultací.

Vzhledem k charakteru zadání je pro výpočet hmotnostního toku páry turbínou vhodné použít tzv. poměrné množství. To znamená, že celý výpočet energetických bilancí je spočten pro 1 kg pracovní látky a na konci výpočtu je celkové množství přepočítáno pro požadovaný výkon. Díky této metodě je výpočet jednodušší, neboť hned v začátku je odstraněna jedna neznámá - hmotnostní tok páry.

Výpočet poměrných odběrových množství je proveden od posledního vysokotlakého ohříváku, neboť energetická bilance tohoto ohříváku obsahuje pouze jednu neznámou.

Pro výpočet je použit Microsoft Excel s vloženými parními tabulkami Xsteam v2.6.

3.1. Volba termodynamické účinnosti turbíny

Navržená termodynamická účinnost slouží k výpočtu skutečné entalpie při expanzi páry v turbíně. Skutečná hodnota termodynamické účinnosti je získána iteračním výpočtem. První navržená hodnota je tedy pouze přibližná a výpočet nijak neovlivňuje, neboť po iteraci je ihned přepočítána. Hodnoty volené účinnosti, stejně jako hodnoty vypočtené účinnosti, jsou uvedeny v tabulce 3.1.

3.2. Volba teplot napájecí vody

Pro návrh turbíny s přihříváním dle zadaných parametrů je nutné zvolit teplotní rozdíl před a za přihříváky. Teplota napájecí vody je zadána jako $t_{NV} = 225 \text{ }^\circ\text{C}$ a teplota odply-

nění, tedy i teplota napájecí vody za odplynovákem, $t_o = 150^\circ C$. Teploty jsou voleny tak, aby bylo dosaženo pokud možno co nejrovnoměrnějšího ohřátí napájecí vody v ohřívácích. Volené teploty napájecí vody, stejně jako teploty napájecí vody získané z podrobného návrhu průtočného kanálu, jsou uvedeny v tabulce 3.2.

TERMODYNAMICKÁ ÚČINNOST TURBÍNY			
		Odhad	Výpočet
η_{tdi} VT turbína	[%]	86,5	83,872
η_{tdi} ST-NT turbína 1. část	[%]	85,5	86,688
η_{tdi} ST-NT turbína 2. část	[%]	85,5	89,277
η_{tdi} ST-NT turbína 3. část	[%]	89	90,319
η_{tdi} ST-NT turbína 4. část	[%]	85	90,988
η_{tdi} ST-NT turbína 5. část	[%]	77	76,100

Tabulka 3.1: Odhad a výpočet účinnosti

VOLBA A NASTAVENÍ TEPLOT NAPÁJECÍ VODY					
		Volené teploty	Ohřátí	Nastavené teploty	Ohřátí
t_{NV}	[°C]	225	-	220	-
t_{NV4}	[°C]	183,7	41,3	189	31
t_{NV3}	[°C]	150	33,7	150	39
t_{NV2}	[°C]	110,0	40,0	115	35
t_{NV1}	[°C]	73,8	36,2	92	23
t_{NV0}	[°C]	41	32,8	41	51

Tabulka 3.2: Odhady a výpočet teplot mezi ohříváky

3.3. Výpočet výměníků

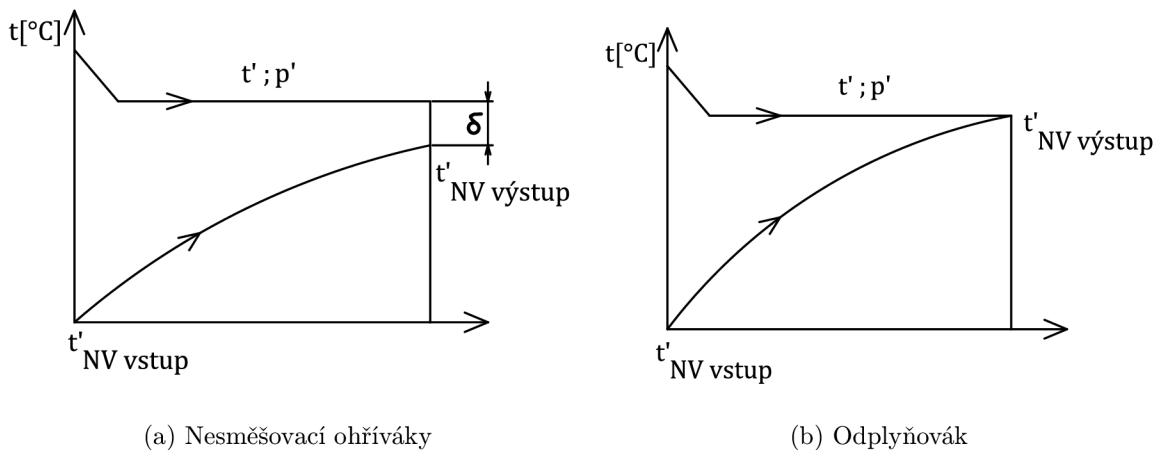
V této práci jsou použity dva typy výměníků. Prvním typem jsou klasické nesměšovací vysokotlaké a nízkotlaké ohříváky (dále jen VTO a NTO), jejichž konstrukční provedení není specifikováno. Druhým typem jsou směšovací ohříváky mezi které patří odplynovák s napájecí nádrží, a kondenzátor. Průběhy teplot v ohřívácích jsou uvedeny na obrázku 3.1.

Ze zadané teploty napájecí vody u posledního vysokotlakého ohříváku nebo u volených teplot napájecí vody u ostatních ohříváků a voleného koncového teplotního rozdílu, lze vypočítat teploty kapaliny na mezi sytosti. Jedná se o teplotu vody, která vzniká při předávání tepla z ohřívací páry. Obecně lze vyjádřit:

$$t' = t'_{NVvystup} + \delta \quad [^\circ C] \quad (3.1)$$

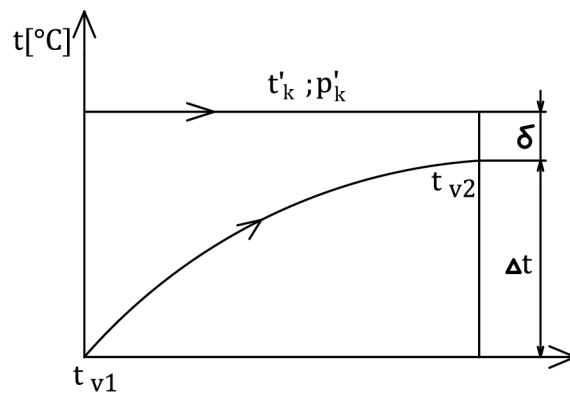
Tlak kapaliny na mezi sytosti je funkcí teploty a odpovídá tlaku páry před vstupem do ohříváku:

$$p' = f(t') \quad [MPa] \quad (3.2)$$



(a) Nesměšovací ohříváky

(b) Odplyňovák



(c) Kondenzátor

Obrázek 3.1: Průběhy teplot v ohřívácích

Skutečný tlak na výstupu z dané části turbíny je závislý na ztrátách v přívodním potrubí a tlaku na mezi sytosti:

$$p = (1 + Z \cdot 0,01) \cdot p' \quad [MPa] \quad (3.3)$$

Entalpie syté kapaliny je, stejně jako tlak, funkcí teploty na mezi sytosti:

$$i' = f(t') \quad [kJ/kg] \quad (3.4)$$

Další neznámou je entalpie napájecí vody vstupující a vystupující z ohříváku. Napájecí voda je uvažována jako sytá kapalina a proto lze její entalpii vyjádřit jako:

$$i'_{NV vstup} = f(t'_{NV vstup}) \quad [kJ/kg] \quad (3.5)$$

$$i'_{NV výstup} = f(t'_{NV výstup}) \quad [kJ/kg] \quad (3.6)$$

Další kroky výpočtu poměrného odběrového množství se liší v závislosti na umístění a typu ohříváku.

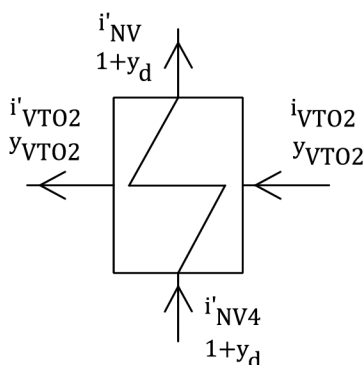
3.3.1. Ohřívák VTO2

Pro výpočet poměrného odběrového množství je nutno vyjádřit energetickou bilanci:

$$y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2} - i'_{VTO2}) \cdot \eta_{VTO2} = (1 + y_d) \cdot (i'_{NV} - i'_{NV4}) \quad (3.7)$$

Jedinou neznámou v rovnici je hledané poměrné odběrové množství y_{VTO2} , které lze vyjádřit jako:

$$y_{VTO2} = \frac{(1 + y_d) \cdot (i'_{NV} - i'_{NV4})}{(i_{VTO2} - i'_{VTO2}) \cdot \eta_{VTO2}} \quad [-] \quad (3.8)$$



Obrázek 3.2: Schéma ohříváku VTO2

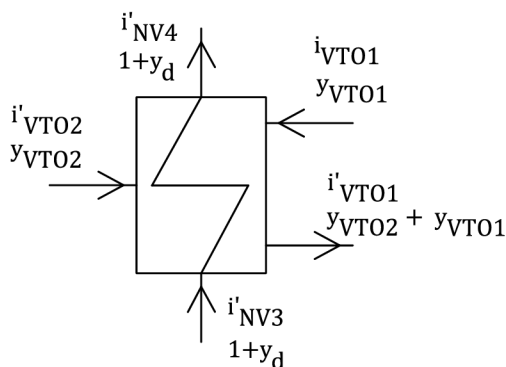
3.3.2. Ohřívák VTO1

Tak jako pro ohřívák VTO2, tak i pro ohřívák VTO1 je nutné vyjádřit energetickou bilanci:

$$\begin{aligned} (1 + y_d) \cdot i'_{NV3} + y_{VTO1} \cdot i_{VTO1} \cdot \eta_{VTO1} + y_{VTO2} \cdot i'_{VTO2} \cdot \eta_{VTO1} &= \\ = (1 + y_d) \cdot i'_{NV4} + (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot i'_{VTO1} \cdot \eta_{VTO1} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Opět je jedinou neznámou v rovnici poměrné odběrové množství y_{VTO1} :

$$y_{VTO1} = \frac{(1 + y_d) \cdot (i'_{NV4} - i'_{NV3}) - y_{VTO2} \cdot (i'_{VTO2} - i'_{VTO1}) \cdot \eta_{VTO1}}{(i_{VTO1} - i'_{VTO1}) \cdot \eta_{VTO1}} \quad [-] \quad (3.10)$$



Obrázek 3.3: Schéma ohříváku VTO1

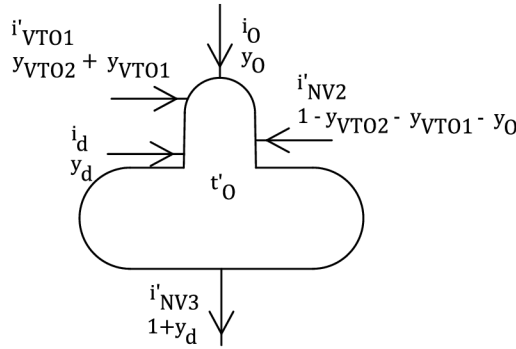
3.3.3. Odplyňovák

Odplyňovák s napájecí nádrží v systému slouží pro sběr napájecí vody a pro její odplynění. Zadaná teplota odplynění je teplota, při které napájecí voda dosáhne meze sytosti. Rovnice energetické bilance odplyňováku je:

$$y_O \cdot i_O + (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot i'_{VTO1} + (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O) \cdot i'_{NV2} + y_d \cdot i_d = (1 + y_d) \cdot i'_{NV3} \quad (3.11)$$

Úpravou lze vyjádřit poměrné odběrové množství y_O :

$$y_O = \frac{(1 - y_{VTO2} - y_{VTO1}) \cdot (i'_{NV3} - i'_{NV2}) + y_d \cdot (i'_{NV3} - i'_d) - (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot (i'_{VTO1} - i'_O) \cdot \eta_O}{(i_O - i'_{NV3}) \cdot \eta_O + (i'_{NV3} - i'_{NV2})} \quad [-] \quad (3.12)$$



Obrázek 3.4: Schéma odplyňováku

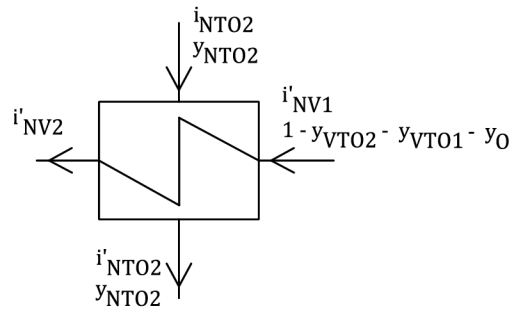
3.3.4. Ohřívák NTO2

Postup výpočtu u nízkotlakých ohříváků je stejný jako vysokotlakých. Energetická bilance je:

$$(1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O) \cdot (i'_{NV2} - i'_{NV1}) = y_{NTO2} \cdot (i_{NTO2} - i'_{NTO2}) \cdot \eta_{NTO2} \quad (3.13)$$

Z energetické bilance lze vyjádřit poměrné odběrové množství y_{NTO2} :

$$y_{NTO2} = \frac{(1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O) \cdot (i'_{NV2} - i'_{NV1})}{(i_{NTO2} - i'_{NTO2}) \cdot \eta_{NTO2}} \quad [-] \quad (3.14)$$



Obrázek 3.5: Schéma ohříváku NTO2

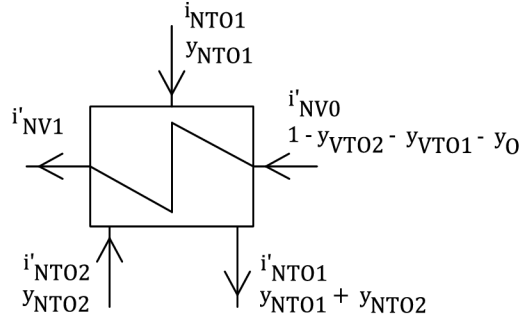
3.3.5. Ohřívák NTO1

Energetická bilance nízkotlakého ohříváku je:

$$\begin{aligned}
 & y_{NTO1} \cdot i_{NTO1} \cdot \eta_{NTO1} + (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O) \cdot i'_{NV0} + \\
 & + y_{NTO2} \cdot i'_{NTO2} \cdot \eta_{NTO1} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O) \cdot i'_{NV1} + \\
 & + (y_{NTO1} + y_{NTO2}) \cdot i'_{NTO1} \cdot \eta_{NTO1}
 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Po úpravě lze vyjádřit poměrné odběrové množství y_{NTO1} :

$$y_{NTO1} = \frac{(1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O) \cdot (i'_{NV1} - i'_{NV0}) - y_{NTO2} \cdot (i'_{NTO2} - i'_{NTO1}) \cdot \eta_{NTO1}}{(i_{NTO1} - i'_{NTO1}) \cdot \eta_{NTO1}} \quad [-] \quad (3.16)$$



Obrázek 3.6: Schéma ohříváku NTO1

3.3.6. Kondenzátor

Do kondenzátoru proudí chladicí voda o teplotě $t_{v1} = 28^\circ C$. Ohřev chladicí vody v kondenzátoru je volen $\Delta t = 10^\circ C$ a koncový teplotní rozdíl je volen $\delta = 4^\circ C$. Teplota ohřáté chladicí vody je:

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t \quad [^\circ C] \quad (3.17)$$

Teplota v kondenzátoru je:

$$t'_k = t_{v2} + \delta \quad [^\circ C] \quad (3.18)$$

K této teplotě lze nalézt tlak na mezi sytosti:

$$p'_k = f(t'_k) \quad [MPa] \quad (3.19)$$

Volba koncového teplotního rozdílu a ohřátí vody (provedena na základě konzultace v ŠDP) a výsledný tlak v kondenzátoru ($0,00778 MPa$) odráží, jaký typ paliva je spalován v kotli. Obecně platí, že čím dražší palivo je spalováno, tím nižší tlak v kondenzátoru je třeba volit. [4]

V tabulce 3.3 jsou uvedeny spočtené hodnoty pro výpočet ohříváků. Entalpie ohřívací páry je spočtena v kapitole 3.5.

BILANČNÍ VÝPOČET OHŘÍVÁKŮ								
Ohřívák VTO2			Ohřívák VTO1			Odplyňovák		
δ_{VTO2}	[°C]	5	δ_{VTO1}	[°C]	5	η_o	[-]	0,93
η_{VTO2}	[-]	0,98	η_{VTO1}	[-]	0,98	Z	[%]	10
Z	[%]	4,5	Z	[%]	4,5	t_o	[°C]	150
t'_{NV4}	[°C]	189	t'_{NV3}	[°C]	150	t'_{NV2}	[°C]	115
i'_{NV4}	[kJ/kg]	803,109	i'_{NV3}	[kJ/kg]	632,252	i'_{NV2}	[kJ/kg]	482,553
t'_{NV}	[°C]	220	t'_{NV4}	[°C]	189	i'_o	[kJ/kg]	632,252
i'_{NV}	[kJ/kg]	943,642	i'_{NV4}	[kJ/kg]	803,109	y_d	[-]	0,03
t'_{VTO2}	[°C]	225	t'_{VTO1}	[°C]	194	t_d	[°C]	50
i'_{VTO2}	[kJ/kg]	966,838	i'_{VTO1}	[kJ/kg]	825,440	i_d	[kJ/kg]	209,336
p'_{VTO2}	[MPa]	2,549	p'_{VTO1}	[MPa]	1,369	p'_o	[MPa]	0,476
p_{VTO2}	[MPa]	2,664	p_{VTO1}	[MPa]	1,430	p_o	[MPa]	0,524
y_{VTO2}	[-]	0,06776	y_{VTO1}	[-]	0,066014	y_o	[-]	0,047858
Ohřívák NTO2			Ohřívák NTO1			Kondenzátor		
δ_{NTO2}	[°C]	4	δ_{NTO1}	[°C]	4	δ_k	[°C]	3
η_{NTO2}	[-]	0,99	η_{NTO1}	[-]	0,99	Δt	[°C]	10
Z	[%]	4,5	Z	[%]	4,5	t_{v1}	[°C]	28
t'_{NV1}	[°C]	92	t'_{NV0}	[°C]	41	t_{v2}	[°C]	38
i'_{NV1}	[kJ/kg]	385,385	i'_{NV0}	[kJ/kg]	171,7202	t'_k	[°C]	41
t'_{NV2}	[°C]	115	t'_{NV1}	[°C]	92	p'_k	[MPa]	0,007787
i'_{NV2}	[kJ/kg]	482,5528	i'_{NV1}	[kJ/kg]	385,385			
t'_{NTO2}	[°C]	119	t'_{NTO1}	[°C]	96			
i'_{NTO2}	[kJ/kg]	499,5347	i'_{NTO1}	[kJ/kg]	402,2321			
p'_{NTO2}	[MPa]	0,192455	p'_{NTO1}	[MPa]	0,087771			
p_{NTO2}	[MPa]	0,201115	p_{NTO1}	[MPa]	0,091721			
y_{NTO2}	[-]	0,033246	y_{NTO1}	[-]	0,073297			

Tabulka 3.3: Bilanční výpočet výměníků

3.4. Hmotnostní tok

S vyjádřeními a vypočítanými poměrnými odběrovými množstvími lze spočítat reálný hmotnostní průtok páry potřebný pro dosažení zadaného výkonu. Hmotnostní tok turbínou lze vyjádřit pomocí rovnice (v [kg/s]):

$$m = \frac{P_G}{(H^{VT} + H_{1.část}^{ST-NT} + H_{2.část}^{ST-NT} + H_{3.část}^{ST-NT} + H_{4.část}^{ST-NT} + H_{5.část}^{ST-NT}) \cdot \eta_c} \quad (3.20)$$

Kde: P_G je požadovaný výkon na svorkách generátoru, H jsou spády na jednotlivé části turbíny, η_c je celková účinnost turbostrojů.

Celková účinnost turbostrojů η_c zahrnuje mechanickou účinnost turbíny η_m (ze společnosti ŠDP zadaný mechanické ztráty $Z_m = 340 \text{ kW}$, účinnost převodovky η_{Pr} , účinnost

generátoru η_G , ztráty vnitřními ucpávkami vyjádřené pomocí poměrné ztrátové účinnosti vnitřních ucpávek $\zeta_{u \text{ vnitřní}}$ (viz kapitola 7.2) a ztráty vnějšími ucpávkami vyjádřené pomocí poměrné ztrátové účinnosti vnějších ucpávek $\zeta_{u \text{ vnější}}$ (viz kapitola 7.1.1):

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_{P\dot{r}} \cdot \eta_G \cdot \zeta_{u \text{ vnitřní}} \cdot \zeta_{u \text{ vnější}} \quad [-] \quad (3.21)$$

Jednotlivé entalpické spády jsou (v $[kJ/kg]$):

$$H^{VT} = i_1 - i_2 \quad (3.22)$$

$$H_{1.část}^{ST-NT} = (1 - y_{VTO2}) \cdot (i_0 - i_{VTO1}) \quad (3.23)$$

$$H_{2.část}^{ST-NT} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1} - i_O) \quad (3.24)$$

$$H_{3.část}^{ST-NT} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O) \cdot (i_O - i_{NTO2}) \quad (3.25)$$

$$H_{4.část}^{ST-NT} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO2}) \cdot (i_{NTO2} - i_{NTO1}) \quad (3.26)$$

$$H_{5.část}^{ST-NT} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO2} - y_{NTO1}) \cdot (i_{NTO1} - i_2) \quad (3.27)$$

Po vypočtení celkového hmotnostního toku turbínou lze vypočítat hmotnostní toky v jednotlivých odběrech jako:

$$m_x = y_x \cdot m \quad [kg/s] \quad (3.28)$$

Kde: x – je index označení jednotlivých výměníků.

Hmotnostní toky páry v jednotlivých částech turbíny jsou (v $[kg/s]$):

$$M^{VT} = m \quad [kg/s] \quad (3.29)$$

$$M_{1.část}^{ST-NT} = m - m_{VTO2} \quad (3.30)$$

$$M_{2.část}^{ST-NT} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} \quad (3.31)$$

$$M_{3.část}^{ST-NT} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_O \quad (3.32)$$

$$M_{4.část}^{ST-NT} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_O - m_{NTO2} \quad (3.33)$$

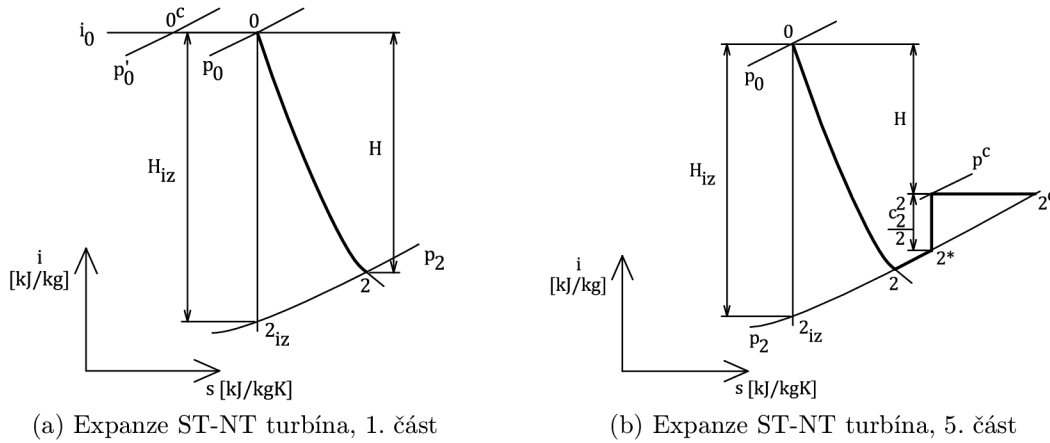
$$M_{5.část}^{ST-NT} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_O - m_{NTO2} - m_{NTO1} \quad (3.34)$$

HMOTNOSTNÍ TOKY PÁRY					
m	[kg/s]	39,031	M^{VT}	[kg/s]	39,031
m_{VTO2}	[kg/s]	2,645	$M_{1.část}^{ST-NT}$	[kg/s]	36,386
m_{VTO1}	[kg/s]	2,577	$M_{2.část}^{ST-NT}$	[kg/s]	33,809
m_O	[kg/s]	1,868	$M_{3.část}^{ST-NT}$	[kg/s]	31,941
m_{NTO2}	[kg/s]	1,298	$M_{4.část}^{ST-NT}$	[kg/s]	30,644
m_{NTO1}	[kg/s]	2,861	$M_{5.část}^{ST-NT}$	[kg/s]	27,783

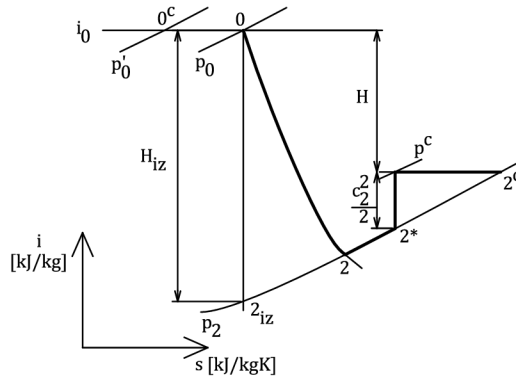
Tabulka 3.4: Hmotnostní tok páry turbínou

3.5. Expanze v turbíně

Při známých odběrových tlacích lze pomocí parních tabulek stanovit parametry páry na konci expanze v jednotlivých částech turbíny. Zadány jsou počáteční teploty a tlaky páry na vstupu do VT a ST-NT dílu. Pro jednoznačné určení stavu páry na vstupu (označen indexem 0) a výstupu (označen indexem 2) a pro potřebu dalších výpočtů je nutné určit entalpii, entropii, teplotu a měrný objem. Nakreslená expanzní čára je v obrázku č. 3.9 na straně č. 16.



Obrázek 3.7: $i - s$ diagram: expanze v částech ST-NT turbíny



Obrázek 3.8: $i - s$ diagram: expanze ve VT turbíně

Entalpii lze vyjádřit jako funkci tlaku a teploty:

$$i_0 = f(p_0; t_0) \quad [kJ/kg] \quad (3.35)$$

Entropii lze vyjádřit jako funkci tlaku a entalpie:

$$s_0 = f(p_0; i_0) \quad [kJ/kgK] \quad (3.36)$$

Teplotu lze vyjádřit jako funkci tlaku a entalpie:

$$t_0 = f(p_0; i_0) \quad [^\circ C] \quad (3.37)$$

Měrný objem lze vyjádřit jako funkci tlaku a entalpie:

$$v_0 = f(p_0; i_0) \quad [m^3/kg] \quad (3.38)$$

Pro entropii při izoentropické expanzi v turbíně platí:

$$s_{2iz} = s_0 \quad [kJ/kgK] \quad (3.39)$$

Pro entalpii při izoentropické expanzi v turbíně platí:

$$i_{2iz} = f(p_2; i_{2iz}) \quad [kJ/kg] \quad (3.40)$$

Pro výpočet entropie a entalpie po expanzi se zahrnutím ztrát je nutné vyjádřit izoentropický spád na jednotlivé části turbíny:

$$H_{iz} = i_0 - i_{2iz} \quad [kJ/kg] \quad (3.41)$$

Za použití termodynamické účinnosti η_{tdi} volené v kapitole 3.1, účinnosti volené v kapitole 3.1 a izoentropického spádu H_{iz} lze získat entalpii na konci expanze v jednotlivých částech turbíny se zahrnutím ztrát. Volená účinnost v kapitole 3.1 (hodnoty v tabulce 3.1) je pouze iniciační hodnota do výpočtu, od které výpočet začíná. Hodnoty uvedené v tabulkách 3.3, 3.5, 3.4 a 3.6 odpovídají vypočtené účinnosti uvedené v tabulce 3.1.

Skutečná entalpie na konci expanze:

$$i_2 = i_0 - H_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad [kJ/kg] \quad (3.42)$$

Skutečná entropie je funkcí tlaku na konci expanze a entalpie:

$$s_2 = f(p_2; i_2) \quad [kJ/kgK] \quad (3.43)$$

Teplota je funkcí tlaku a entalpie

$$t_2 = f(p_2; i_2) \quad [^\circ C] \quad (3.44)$$

Měrný objem je funkcí tlaku a entalpie:

$$v_2 = f(p_2; i_2) \quad [m^3/kg] \quad (3.45)$$

Tento výpočet je aplikován zvlášť na VT díl i na každou část ST-NT dílu. Výsledky expanze jsou uvedeny v tabulce 3.5.

3.6. Výkon turbíny

Celkový vnitřní výkon turbíny P_{Ti} je součtem vnitřního výkonu VT dílu P_{VTi} a ST-NT dílu P_{ST-NTi} . Zároveň se tento výkon musí rovnat celkovému součtu vnitřních výkonů jednotlivých stupňů v turbíně, spočtených při návrhu průtočného kanálu (pro ST - NT díl uvedené v tabulce 5.5, pro VT díl uvedené v tabulce: 5.2).

Celkový vnitřní výkon turbíny:

$$P_{Ti} = P_{VTi} + P_{ST-NTi} \quad [MW] \quad (3.46)$$

Vnitřní výkon VT dílu turbíny:

$$P_{VTi} = M^{VT} \cdot (i_0 - i_2) \quad [MW] \quad (3.47)$$

Vnitřní výkon ST-NT dílu turbíny:

$$P_{ST-NTi} = (m - m_{VTO2}) \cdot (i_0 - i_2) - m_{VTO1} \cdot (i_{VTO1} - i_2) - m_O \cdot (i_O - i_2) - m_{NTO2} \cdot (i_{NTO2} - i_2) - m_{NTO1} \cdot (i_{NTO1} - i_2) \quad [MW] \quad (3.48)$$

Celkový výkon na svorkách generátoru:

$$P_T = P_{VT} + P_{ST-NT} \quad [MW] \quad (3.49)$$

Celkový výkon na svorkách generátoru, podíl ST-NT turbíny:

$$P_{ST-NT} = P_{ST-NTi} \cdot \eta_c \quad [MW] \quad (3.50)$$

Celkový výkon na svorkách generátoru, podíl VT turbíny:

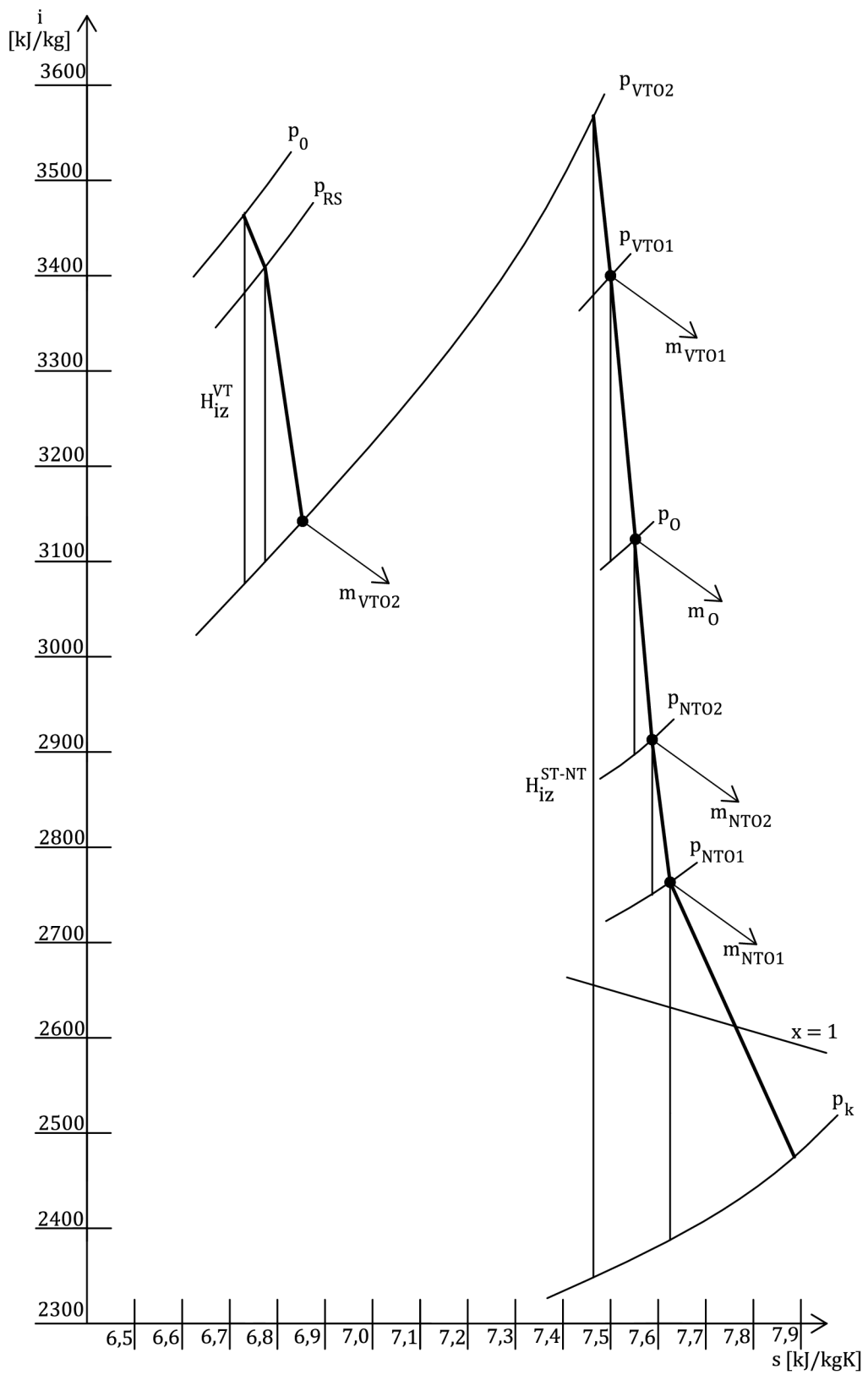
$$P_{VT} = P_{VTi} \cdot \eta_c \quad [MW] \quad (3.51)$$

EXPANZE V TURBÍNĚ							
Část turbíny		VT	ST-NT				
			1.	2.	3.	4.	5.
p_0'	[MPa]	10	2,3977	-	-	-	-
p_0	[MPa]	9,65	2,3618	1,4305	0,5237	0,2011	0,0917
t_0	[°C]	540	540,0	466,1	331,8	222,3	145,2
i_0	[kJ/kg K]	3476,9	3552,8	3400,6	3129,8	2915,5	2767,8
s_0	[kJ/kg K]	6,74	7,465	7,497	7,551	7,598	7,633
v_0	[m ³ /kg]	0,0364	0,157	0,235	0,528	1,127	2,088
Odběr		VTO2	VTO1	O	NTO2	NTO1	KOND.
p_2	[MPa]	2,664	1,4305	0,5237	0,2011	0,0917	0,0078
i_{2iz}	[kJ/kg]	3083,1	3377,2	3097,3	2892,6	2753,1	2385,7
s_{2iz}	[kJ/kgK]	6,743	7,465	7,497	7,551	7,598	7,633
i_2	[kJ/kg]	3146,6	3400,6	3129,8	2915,5	2767,8	2477,0
s_2	[kJ/kgK]	6,846	7,497	7,551	7,598	7,633	7,924
t_2	[°C]	360,1	466,1	331,8	222,3	145,2	41,0
v_2	[m ³ /kg]	0,1047	0,235	0,528	1,127	2,088	17,805
H_{iz}	[kJ/kg]	393,72	175,67	303,24	237,27	162,39	382,08

Tabulka 3.5: Expanze páry v částech turbíny

VÝKON TURBÍNY					
P_{VTi}	[MW]	12,889	P_{VT}	[MW]	12,332
P_{ST-NTi}	[MW]	34,145	P_{ST-NT}	[MW]	32,668
P_{Ti}	[MW]	47,034	P_T	[MW]	45

Tabulka 3.6: Výkon turbíny

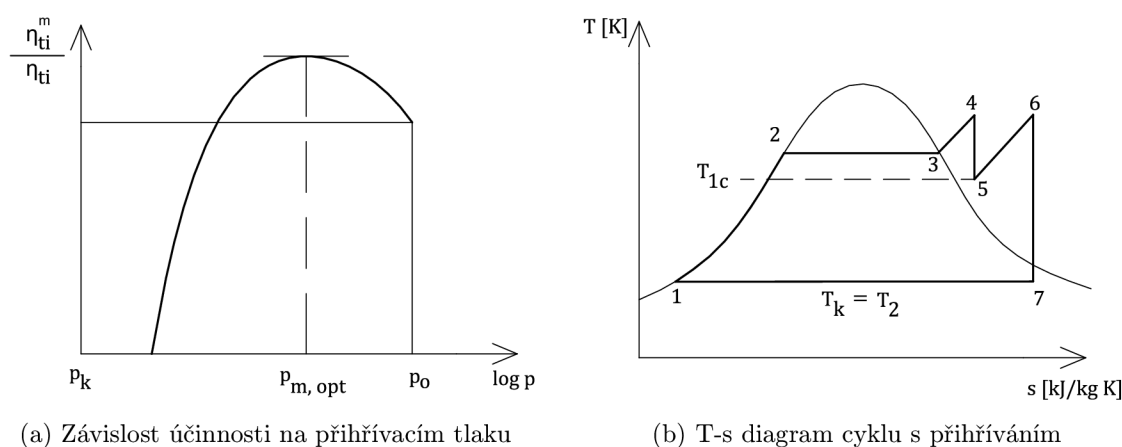


Obrázek 3.9: Expanzní čára turbíny

4. Optimalizace cyklu

Optimalizace cyklu z pohledu přehřívacího tlaku spočívá v určení maxima tepelné účinnosti cyklu v závislosti na přehřívacím tlaku. Optimalizace cyklu se provádí před samotným návrhem turbíny. Celá tato kapitola je vypracována na základě metod popsanych v literatuře [4].

Metoda, použitá pro účely této práce, spočívá v nahrazení zjednodušeného cyklu (není uvažována regenerace tepla) Carnotovým cyklem a následné porovnání poměru tepelné účinnosti Carnotova cyklu a tepelné účinnosti cyklu s přehříváním pro jednotlivé přehřívací tlaky.



Obrázek 4.1: Optimalizace cyklu[4]

Základní oběh se tedy nahradí Carnotovým cyklem, jehož teplota T_2 , při níž se z oběhu odvádí teplo, je stejná jako teplota v kondenzátoru T_K . Střední teplota, při níž se přivádí teplo do základního oběhu T_{1c} , se přibližně rovná teplotě na začátku přehřívání T_5 .

Tato rovnost je založena na uváze, že pokud chceme dosáhnout optimální účinnosti přehřívání, je nutné nalézt kompromis mezi vlivem přehřívací části oběhu na celkovou účinnost oběhu a účinností přehřívací části oběhu. Pokud by byl tedy uvažován nízký přehřívací tlak, vedlo by to k tomu, že vliv přehřívací části by byl velký, ale samotná účinnost přehřívání by byla malá. Stejně naopak, pokud by byl uvažován vysoký přehřívací tlak, vliv přehřívací části by byl malý a účinnost přehřívání by byla velká.

Tepelná účinnost Carnotova cyklu se vypočítá:

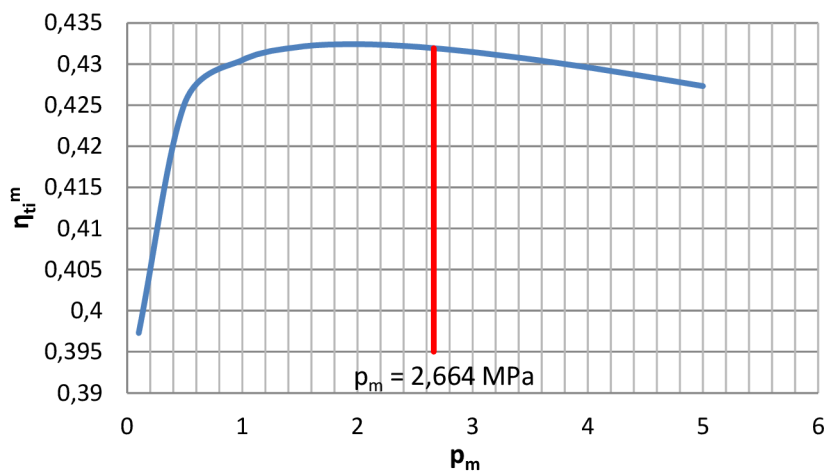
$$\eta_{ti} = \frac{T_{1c} - T_k}{T_{1c}} \quad [-] \quad (4.1)$$

Tepelná účinnost cyklu s přehříváním se vypočte jako celková vykonaná práce podělená celkovým dodaným teplem:

$$\eta_{ti}^m = \frac{l}{q} = \frac{i_6 - i_7 + i_4 - i_5}{i_4 - i_1 + i_6 - i_5} \quad [-] \quad (4.2)$$

Optimalizace cyklu v této práci je provedena opačným způsobem. Pro návrh cyklu v této práci jsou, po konzultaci se ŠDP, vybrány tři varianty přehřívacího tlaku a to pro teploty napájecí vody 220 °C, 225 °C a 230 °C, což odpovídá, se zahrnutím tlakových ztrát

v potrubí, přiřivacím tlakům 2,664 MPa, 2,922 MPa a 3,2 MPa. Z uvedených variant je následně vybrána ta, při které dosahuje cyklus nejlepší tepelnou účinnost. Při optimalizaci je zanedbán vliv regeneračních ohříváků, výsledky jsou shrnuty v tabulce 4.1.



Obrázek 4.2: Graf závislosti tepelné účinnosti cyklu na přiřivacím tlaku

OPTIMALIZACE CYKLU			
p_m	l	q	η_{Ti}^m
[MPa]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[%]
2,664	1629,431	3772,297	43,195
2,922	1616,391	3745,129	43,160
3,2	1602,893	3717,672	43,116

Tabulka 4.1: Výsledky optimalizace cyklu

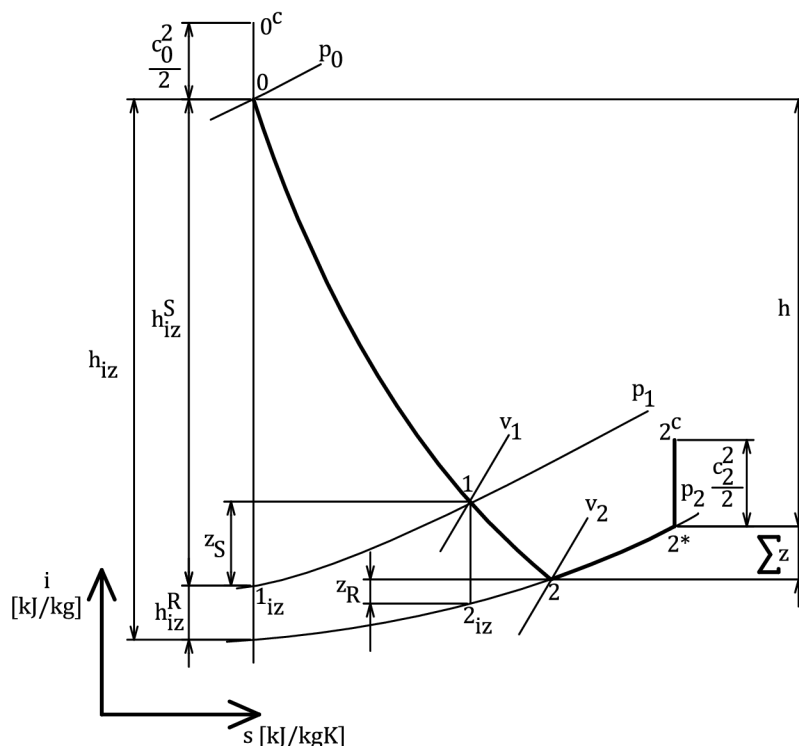
5. Průtočná část turbíny

Návrh průtočné části turbíny obsahuje návrh jednotlivých částí turbíny, návrh jednotlivých stupňů, stanovení termodynamické účinnosti jednotlivých stupňů a jednotlivých částí turbíny, stanovení vnitřního výkonu stupně, výpočet rychlostních trojúhelníků a výběr skutečných profilů lopatek dle vypočtených hodnot na základě katalogu.

Základní koncepce turbíny se liší pro VT díl a ST-NT díl. Těleso VT dílu je navrženo jako bubnové s konstantním patním průměrem, kdežto na těleso ST-NT dílu je použita disková koncepce. Vzhledem k tradici ve společnosti ŠDP jsou stupně navrženy jako rovnotlaké.

U rovnotlakých stupňů je pára urychlována ve satorové řadě lopatek, expanduje a její tlaková energie se mění na kinetickou energii. Kinetická energie je poté využita v rotorové řadě lopatek, kde je přeměněna na práci. U čistě rovnotlakého stupně je rozdíl tlaku před a za satorovou řadou lopatek roven nule a entalpický spád je zpracováván pouze v rotorové řadě.

Aby se snížily vysoké ztráty ve satorových řadách lopatek, používá se mírná reakce (do 0,06), čímž dojde ke zlepšení účinnosti stupně. Použitím mírné reakce je malá část tepelné a tlakové energie zpracována v rozváděcí řadě, díky čemuž vznikne nevelký tlakový rozdíl před a za rotorovou řadou.



Obrázek 5.1: $i - s$ diagram: expanze ve stupni

Základní výpočet stupně a zjištění rozměrů lopatek se řídí literaturou [2] a pro výpočet stupňů VT dílu a ST-NT dílu je stejný, s výjimkou regulačního stupně u VT dílu pracujícího s parciálním ostríkem. Výpočet prizmatických lopatek je proveden na středním poloměru s tím, že potřebné veličiny na patním průměru jsou doloženy. Výpočet

kroucených lopatek je proveden na patním poloměru. Pro každý stupeň je třeba volit základní charakteristiky. Jedná se o:

$(u/c_{iz})_P$ – Rychlostní poměr na patním průměru – u regulačního stupně volen $\approx 0,43$, u řadových stupňů VT dílu volen $\approx 0,48$, u řadových stupňů ST-NT dílu volen v rozmezí $0,46 - 0,5$.

D_S – Střední průměr stupně – volen dle konzultací poskytnutých společnostmi ŠDP.

α_1 – Úhel absolutní rychlosti proudu na výstupu z rozváděcích lopatek – u všech řadových stupňů volen v rozmezí $13^\circ - 18^\circ$, u posledních stupňů ST-NT dílu volen až 25° .

φ – Rychlostní součinitel pro dýzu – volen $\approx 0,97$.

ρ_P – Stupeň reakce na patě lopatky – volen v rozmezí $0,03 - 0,08$.

ε – Hodnota parciálního ostríku – u všech stupňů kromě regulačního volena = 1.

S takto volenými hodnotami lze pokračovat ve výpočtu základních rozměrů stupně. Další parametry jenž byly voleny, jsou zmíněny vždy u vzorce, ve kterých je s nimi počítáno.

5.1. Návrh mnohostupňové turbíny

Návrh je rozdělen mezi jednotlivé části, které jsou vymezeny odběry páry. Postup návrhu je společný pro každou část ST-NT dílu i pro VT díl turbíny. Z výpočtu tepelného schématu je dána termodynamická účinnost celé navrhované části (kapitola 3.1), hmotnostní průtok páry danou částí (kapitola 3.4), entalpický spád na danou část (kapitola 3.5) a ze zadání jsou známy otáčky turbíny.

Počet stupňů dané části je nutné na začátku výpočtu odhadnout, přičemž je jejich počet upřesněn po podrobném návrhu stupně.

Při expanzi se ztrátami v turbíně, je část ztrátové energie využita znovu v dalších stupních. Tento přírůstek tepelného spádu k celkovému izoentropickému spádu u mnohostupňové turbíny je znám jako „Reheat Faktor“, a jedna z možností jak ho stanovit je:

$$f = k \cdot (1 - \eta_{tdi}^{SC}) \cdot \frac{H_{iz}^{SC}}{419} \cdot \frac{z - 1}{z} \quad [-] \quad (5.1)$$

Kde: k – je experimentální konstanta, která nabývá hodnot: 0,2 pro expanzi v přehřáté páře a 0,14 – 0,18 pro expanzi z oblasti přehřáté do mokré páry, η^{SC} – je termodynamická účinnost počítané stupňové části, H_{iz}^{SC} – je izoentropický spád na počítanou část turbíny a z je počet stupňů v počítané části.

Při návrhu turbíny je nutné s touto znovuvyužitou energií počítat a proto celkový spád zpracovaný stupňovou částí turbíny (vyjádřený jako součet spádů zpracovaných v jednotlivých stupních) se musí rovnat:

$$\sum h_{iz} = (1 + f) \cdot H_{iz}^{SC} \quad [kJ/kg] \quad (5.2)$$

Jestliže počítaná část turbíny zahrnuje i regulační stupeň (v této práci pouze na VT dílu), vypočte se spád na stupňovou část pomocí:

$$H_{iz}^{SC} = H_{iz} - h_{iz}^{RS} \quad [kJ/kg] \quad (5.3)$$

V opačném případě, pokud počítaná část regulační stupeň nezahrnuje, je celkový izo-entropický spád na stupňovou část roven celkovému izoentropickému spádu zpracovaného danou částí turbíny:

$$H_{iz}^{SC} = H_{iz} \quad [kJ/kg] \quad (5.4)$$

Skutečný zpracovaný spád ve stupňové části turbíny je potom součtem užitečných spádů všech stupňů v dané části:

$$H^{SC} = \sum h \quad [kJ/kg] \quad (5.5)$$

Skutečný zpracovaný spád v celé počítané části turbíny se zahrnutím regulačního stupně je:

$$H = H^{SC} + h^{RS} \quad [kJ/kg] \quad (5.6)$$

Termodynamickou účinnost stupňové části dané části turbíny lze spočítat pomocí:

$$\eta_{tdi}^{SC} = \frac{H^{SC}}{H_{iz}^{SC}} \quad [-] \quad (5.7)$$

A podobně i termodynamickou účinnost celé dané části turbíny:

$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \quad [-] \quad (5.8)$$

V případě, že daná část nezahrnuje regulační stupeň, je termodynamická účinnost stupňové části rovna termodynamické účinnosti dané části turbíny:

$$\eta_{tdi}^{SC} = \eta_{tdi} \quad [-] \quad (5.9)$$

Výsledky návrhu uvedeném v této kapitole jsou uvedeny v tabulce 5.6.

5.1.1. Stanovení počtu stupňů

Při návrhu stupňové části turbíny je nutné zajistit, aby stupně zpracovaly daný entalpický spád $(1 + f) \cdot H_{iz}^{SC}$. Dosáhnout toho lze pomocí středního entalpického spádu na stupeň, který lze vypočítat pomocí:

$$h_{stř\ iz} = \frac{\sum h_{iz}}{z} \quad [kJ/kg] \quad (5.10)$$

Nyní lze vyjádřit optimální počet stupňů jako:

$$z_{opt} = \frac{(1 + f) \cdot H_{iz}^{SC}}{h_{stř\ iz}} \quad [-] \quad (5.11)$$

A rozdíl zpracovaného spádu oproti navržené hodnotě spádu:

$$\Delta = \sum h_{iz} - (1 + f) \cdot H_{iz}^{SC} \quad [kJ/kg] \quad (5.12)$$

Rozdíl ve spádu zpracovaného jedním stupněm je:

$$\Delta_{stupně} = \frac{\Delta}{z} \quad [kJ/kg] \quad (5.13)$$

Optimální počet stupňů z_{opt} a rozdíl zpracovaného spádu Δ ukazují, jak přesný je výpočet. V případě optimálního počtu stupňů je cílem získat celé číslo a v případě rozdílu zpracovaného spádů je cílem získat číslo pokud možno co nejbližší nule. Po zaokrouhlení optimálního počtu stupňů na celé číslo je získán skutečný počet stupňů dané části turbíny.

Při vlastním návrhu jednotlivých částí turbíny je nutné měnit teploty napájecí vody, rychlostní poměry $(u/c_{iz})_P$, úhly absolutní rychlosti na vstupu do rozváděcí lopatkové mříže α_1 a střední průměry stupňů D_s . Aby bylo docíleno toho, že stupňová část zpracuje daný entalpický spád byl u některých stupňů použit MS Excel Řešitel. Výsledky návrhu uvedeném v této kapitole jsou uvedeny v tabulce 5.6.

5.2. Dýzová regulace

Regulace turbíny je zadána jako dýzová. Při dýzové regulaci je pára pouštěna regulačními ventily do oddělených skupin statorových lopatek, neboli skupin dýz. Každá skupina dýz má vlastní regulační ventil a regulace se provádí tak, že se otevírají regulační ventily, aby docházelo ke škrcení vždy na jednom ventilu. Dýzová regulace dosahuje vyšší účinnosti, než regulace škrcením. Při dýzové regulaci je zařazen regulační stupeň před první řádový stupeň VT dílu. Regulační stupeň je v provedení A kolo. Širší konstrukční řešení skupin dýz vzhledem k tomu, že není požadován výkres VT dílu, je nad rámec této diplomové práce.[6]

5.3. Výpočet stupně

V této kapitole jsou vyjmenovány jednotlivé vzorce pro výpočet základních rozměrů a charakteristik stupně. Výpočet je iteračně provázaný a proto zde nejsou vzorce uvedeny v přesném sledu jak byly použity, ale jsou pouze vyjmenovány.

Přepočet rychlostního poloměru ze středního na patní průměr a naopak:

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_p = \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_s \cdot \frac{D_P}{D_S} \quad [-] \quad (5.14)$$

Přepočet reakce na středním průměru:

$$\rho_s = 1 - \left(\frac{D_P}{D_S}\right)^{2 \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1} \cdot (1 - \rho_p) \quad [-] \quad (5.15)$$

Vzorec pro přepočet stupně reakce na středním průměru je převzat z literatury [1]. U výpočtu prizmatických lopatek je uvažována reakce na patě lopatky jako konstantní po celé délce lopatky, u zkroucených lopatek se reakce řídí rovnicí uvedenou výše.

Obvodová rychlost na středním poloměru:

$$u_S = \pi \cdot D_S \cdot n \quad [m/s] \quad (5.16)$$

Obvodová rychlost na patním poloměru:

$$u_P = \pi \cdot D_P \cdot n \quad [m/s] \quad (5.17)$$

Patní průměr stupně:

$$D_P = D_S - l_{02} \quad [m] \quad (5.18)$$

Teoretická absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_S} \quad [m/s] \quad (5.19)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi \quad [m/s] \quad (5.20)$$

Kde: φ je rychlostní součinitel odečtený z přílohy č. 1 na straně č. 68.

Entalpický spád na stupeň:

$$h_{iz} = \frac{c_{iz}^2}{2} = \frac{c_{iz}^2}{2} \cdot \frac{u_S^2}{u_S^2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{u_S}{\frac{u_S}{c_{iz}}}\right) = \frac{\pi^2}{2} \cdot \left(\frac{n \cdot D_S}{\frac{u_S}{c_{iz}}}\right)^2 \quad [kJ/kg] \quad (5.21)$$

Entalpický spád na statorovou řadu lopatek:

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg] \quad (5.22)$$

Entalpický spád na rotorovou řadu lopatek:

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg] \quad (5.23)$$

Teoretická rychlost na výstupu z rozváděcí řady se zahrnutím reakce:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad [m/s] \quad (5.24)$$

Délka vstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$l_{01t} = \frac{M \cdot v_0}{\pi \cdot D_S \cdot c_0 \cdot \sin \alpha_0} \quad [m] \quad (5.25)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$l_{02t} = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D_S \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} \quad [m] \quad (5.26)$$

Délka vstupní hrany při totálním ostříku je dopočítána u druhého až osmého stupně ST-NT turbíny z důvodu dosažení plyného průtočného kanálu.

Skutečnou délku hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku l_{01} a l_{02} lze získat, pokud zaokrouhlíme na celé milimetry délku lopatky l_{01t} a l_{02t} spočtenou dle výše uvedených

vzorců.

Parciálnost:

$$\varepsilon = \frac{l_{02t}}{l_{02}} \quad [-] \quad (5.27)$$

Typ lopatkování je volen válcový, délka oběžné lopatky je dopočítána pomocí přesahu Δl , který je volen. Délka oběžných lopatek je:

$$l_{1,2} = l_{02} + \Delta l \quad [m/s] \quad (5.28)$$

S takto určenými základními parametry stupně, především entalpickým spádem, lze pokračovat výpočtem stavů páry, před statorovou řadou lopatek, mezi statorovou a rotorovou řadou lopatek a za rotorovou řadou lopatek. Indexování v kapitolách 5.3.1, 5.3.2, 5.3.3 je v souladu s $i - s$ diagramem 5.1.

5.3.1. Parametry páry před rozváděcí řadou lopatek

Pokud se jedná o první stupeň v turbíně (VT díl a ST-NT díl zvlášť), jsou parametry páry dány zadáním. Pro všechny ostatní stupně platí, že charakteristiky páry na vstupu do rozváděcích lopatek jsou stejné, jako charakteristiky páry předcházejícího stupně na výstupu z oběžných lopatek.

5.3.2. Parametry páry za rozváděcí řadou lopatek

Ztráty ve statorové lopatkové řadě:

$$z_S = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg] \quad (5.29)$$

Entalpie při izoentropické expanzi:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S \quad [kJ/kg] \quad (5.30)$$

Entropie při expanzi beze ztrát:

$$s_{1iz} = s_0 \quad [kJ/kgK] \quad (5.31)$$

Entalpie páry při expanzi se ztrátami:

$$i_1 = i_{1iz} + z_S \quad [kJ/kg] \quad (5.32)$$

Tlak v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou řadou lopatek:

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_{1iz}) \quad [MPa] \quad (5.33)$$

Entropie v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou řadou lopatek:

$$s_1 = f(p_1; i_1) \quad [kJ/kgK] \quad (5.34)$$

Měrný objem páry v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou řadou lopatek:

$$v_1 = f(p_1; i_1) \quad [m^3/kg] \quad (5.35)$$

Měrná suchost páry v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou řadou lopatek:

$$x_1 = f(p_1; i_1) \quad [-] \quad (5.36)$$

5.3.3. Parametry páry za oběžnou řadou lopatek

Ztráty v rotorové lopatkové řadě:

$$z_R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad [kJ/kg] \quad (5.37)$$

Rychlostní součinitel oběžných lopatek ψ , stejně jako teoretická relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek w_{2iz} jsou spočítány v kapitole 5.3.5

Entropie při expanzi beze ztrát:

$$s_{2iz} = s_1 \quad [kJ/kgK] \quad (5.38)$$

Tlak za oběžnou řadou lopatek:

$$p_2 = f(i_0 - h_{iz}; s_{1iz}) \quad [MPa] \quad (5.39)$$

Entalpie při izoentropické expanzi:

$$i_{2iz} = f(p_2; s_{2iz}) \quad [kJ/kg] \quad (5.40)$$

Entalpie páry při expanzi se ztrátami:

$$i_2 = i_{2iz} + z_R \quad [kJ/kg] \quad (5.41)$$

Měrný objem páry za oběžnou řadou lopatek:

$$v_2 = f(p_2; i_1) \quad [m^3/kg] \quad (5.42)$$

Měrná suchost páry za oběžnou řadou lopatek:

$$x_2 = f(p_2; i_2) \quad [-] \quad (5.43)$$

5.3.4. Kontrola na kritické proudění

Rozváděcí lopatky je nutné zkontrolovat na kritické proudění. Pokud je tlak $p_1 > p_{kr}$ nedochází ke kritickému proudění ve výstupním průřezu dýzy. Pokud je tlak $p_1 < p_{kr}$ ke kritickému proudění dochází a je nutné korigovat výstupní úhel α_1 . Jediný stupeň ve, kterém dochází ke kritickému proudění je 8. stupeň v ST-NT dílu. Volený úhel tohoto stupně je $\alpha_1 = 16^\circ$, korigovaný úhel vychází $\alpha_1 = 16, 51^\circ$.

Kritický tlak pro přehřátou vodní páru:

$$p_{kr} = 0, 546 \cdot p_0 \quad [MPa] \quad (5.44)$$

Přepočet úhlu α_1 :

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{v_1}{v_{kr}} \cdot \frac{c_{kr}}{c_1} \cdot \sin \alpha_{1p} \right) \quad [^\circ] \quad (5.45)$$

Kde: α_{1p} – je původní navržený úhel, c_{kr} – je kritická rychlost páry v kritickém průřezu dýzy, v_{kr} – je měrný objem páry v kritickém průřezu dýzy.

Kritický zpracovaný izoentropický entalpický spád:

$$h_{iz\ kr} = i_0 - i_{iz\ kr} \quad [kJ/kg] \quad (5.46)$$

Kde: $i_{iz\ kr}$ – je kritická entalpie páry beze ztrát. Lze ji vyjádřit jako funkci tlaku a entropie $i_{kr} = f(p_{kr}; s_0)$.

Kritická rychlost páry:

$$c_{kr} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{iz\ kr}} \quad [m/s] \quad (5.47)$$

Kritický objem:

$$v_{kr} = f(p_{kr}; i_{kr}) \quad [m^3/s] \quad (5.48)$$

Kde: i_{kr} – je kritická entalpie páry a lze ji vyjádřit za pomoci kritické rychlosti c_{kr} .

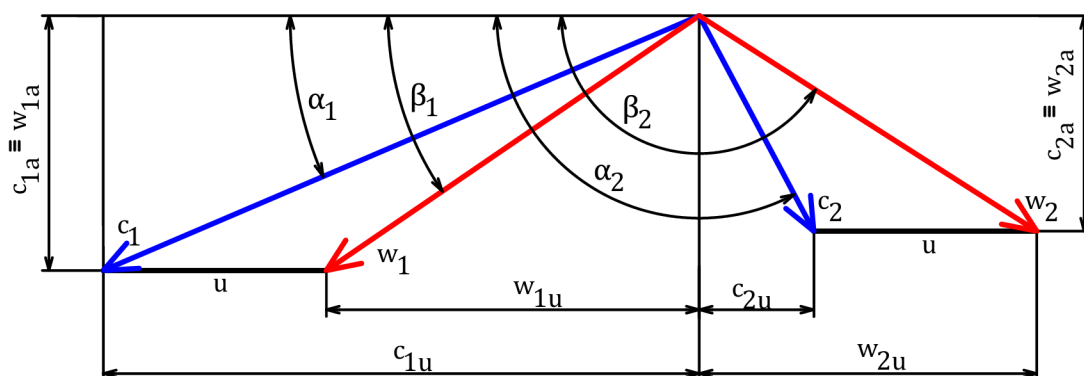
Kritická entalpie:

$$i_{kr} = h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_{kr}^2}{2} \quad [kJ/kg] \quad (5.49)$$

5.3.5. Výpočet rychlostních trojúhelníků

Rychlostní trojúhelníky slouží k zobrazení rychlostí páry ve stupni lopatkového stroje. U prizmatických lopatek je výpočet rychlostních trojúhelníků proveden na středním poloměru, neboť reakce je u prizmatických lopatek volena jako konstantní po celé výšce lopatky. U kroucených lopatek je výpočet proveden na patním poloměru, protože reakce se po délce lopatky mění v závislosti na rovnici (5.15) a výpočet na středním poloměru by nebyl přesný.

Výpočet rychlostních trojúhelníků se řídí literaturou [2] a indexování jednotlivých rychlostí a úhlů se řídí dle vzorového zobrazení rychlostních trojúhelníků:



Obrázek 5.2: Rychlostní trojúhelníky

Rychlostní trojúhelníky jsou spočteny pro 1. – 10. stupeň ST-NT dílu. Protože však nejsou známy úhly výstupních a vstupních rychlostí v posledních dvou modulových lopatkách, musí být vypočtené hodnoty brány pouze jako informativní a přibližné. Vyobrazení rychlostních trojúhelníků pro 1.– 8. stupeň ST-NT dílu je v příloze č. 8. na straně č. 75. Teoretická rychlost na výstupu z rozváděcí řady se zahrnutím reakce:

$$c_{1iz} = \sqrt{2000(1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad [m/s] \quad (5.50)$$

Rozdíl úhlu vstupní a výstupní absolutní rychlosti:

$$\Delta \alpha = \alpha_2 - \alpha_1 \quad [^\circ] \quad (5.51)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi \quad [m/s] \quad (5.52)$$

Relativní rychlost proudu vstupujícího do oběžné řady lopatek:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad [m/s] \quad (5.53)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti c_1 :

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad [m/s] \quad (5.54)$$

Axiální složka absolutní rychlosti c_1 :

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [m/s] \quad (5.55)$$

Obvodová složka relativní rychlosti w_1 :

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad [m/s] \quad (5.56)$$

Axiální složka absolutní rychlosti w_1 :

$$w_{1a} = c_{1a} \quad [m/s] \quad (5.57)$$

Úhel relativní rychlosti w_1 :

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \quad [^\circ] \quad (5.58)$$

Teoretická relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady při proudění beze ztrát:

$$w_{2iz} = \sqrt{2000 \cdot \rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad [m/s] \quad (5.59)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady se zahrnutím ztrát v oběžné lopatkové řadě:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} \quad [m/s] \quad (5.60)$$

Kde: ψ – je rychlostní součinitel odečtený z přílohy č. 1. na straně č. 68

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$\beta_2 = 180 - \arcsin \frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} \quad [^\circ] \quad (5.61)$$

Rozdíl úhlu vstupní a výstupní relativní rychlosti:

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1 \quad [^\circ] \quad (5.62)$$

Absolutní rychlost proudu na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad [m/s] \quad (5.63)$$

Obvodová složka relativní rychlosti w_2 :

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) \quad [m/s] \quad (5.64)$$

Obvodová složka relativní rychlosti c_2 :

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad [m/s] \quad (5.65)$$

Axiální složka absolutní rychlosti c_2 :

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin(180 - \beta_2) \quad [m/s] \quad (5.66)$$

Axiální složka absolutní rychlosti w_2 :

$$w_{2a} = c_{2a} \quad [m/s] \quad (5.67)$$

Úhel absolutní rychlosti c_2 :

$$\alpha_2 = 180 - \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} \quad [^\circ] \quad (5.68)$$

Snaha o dosažení co nejmenších ztrát vede k tomu, že úhel α_2 by měl být $\approx 90^\circ$, tedy že absolutní rychlost c_2 ze stupně by měla mít pokud možno axiální směr. V praxi a pro účely této práce se toleruje pokud je úhel α_2 v rozmezí $\approx 90^\circ \pm 20^\circ$.

5.3.6. Termodynamická účinnost stupně

V této kapitole je uveden jeden z možných výpočtů termodynamické účinnosti lopatky. Kapitola je zpracována na základě literatury [1].

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_\infty = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_s \quad [-] \quad (5.69)$$

Poměrná okrajová ztráta:

$$\xi_o = \frac{0,0029}{l_1} \cdot \eta_\infty \quad [-] \quad (5.70)$$

Poměrná ztráta okrajovým ostřikem:

$$\xi_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_S} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_s \quad [-] \quad (5.71)$$

Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$\xi_v = \frac{0,05}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_s^3 \quad [-] \quad (5.72)$$

Poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_r = 0,45 \cdot \frac{l_0}{D_S} \quad [-] \quad (5.73)$$

Poměrná ztráta vlivem průměru kola:

$$\xi_D = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_s \quad [-] \quad (5.74)$$

Poměrná ztráta vlhkostí:

$$\xi_x = 1 - x_2 \quad [-] \quad (5.75)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_\infty - \xi_o - \xi_p - \xi_v - \xi_r - \xi_D - \xi_x \quad [-] \quad (5.76)$$

5.3.7. Vnitřní výkon

Užitečný entalpický spád na stupeň:

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad [kJ/kg] \quad (5.77)$$

U posledního stupně je nutné počítat se ztrátou výstupní rychlostí. Užitečný entalpický spád se proto u posledního stupně spočítá jako:

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} - z_c \quad [kJ/kg] \quad (5.78)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad [kJ/kg] \quad (5.79)$$

U posledního stupně VT dílu turbíny je výstupní rychlost proudu páry dána geometrií oběžné lopatky posledního stupně. Vzhledem k tomu, že u ST-NT dílu není u posledního stupně geometrie lopatky známá dopočte se výstupní rychlost z rovnice kontinuity:

$$c_2 = \frac{v_2 \cdot M}{\pi \cdot (D_P + l_2) \cdot l_2} \quad [m/s] \quad (5.80)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = h \cdot M^{ST} \quad [MW] \quad (5.81)$$

Vnitřní výkon celé turbíny (nebo jednotlivých částí) lze vyjádřit jako součet jednotlivých výkonů:

$$P_i = \sum P_i^{ST} \quad [MW] \quad (5.82)$$

Pro celou turbínu musí platit, že součet vnitřních výkonů stupňů v celém tělese VT nebo ST-NT dílu, musí být roven výkonu získaném při výpočtu tepelného schématu podle rovnic 3.47 a 3.48.

5.4. Nastavení výpočtu

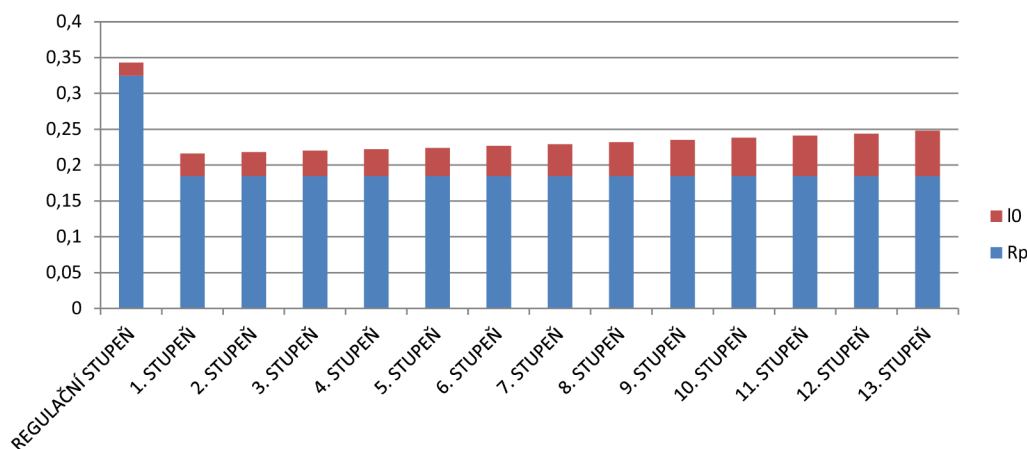
Výpočet je proveden zvlášť pro VT díl a zvlášť pro ST-NT díl turbíny. U VT dílu je primárním cílem získat vnitřní termodynamickou účinnost a vnitřní výkon. Podrobný návrh VT dílu, tedy návrh vnitřních trojúhelníků, výběr profilů lopatek a provedení pevnostní kontroly je nad rámec této diplomové práce. U ST-NT dílu je proveden podrobný návrh, včetně návrhu rychlostních trojúhelníků a pevnostního ověření. V této kapitole jsou uvedeny doporučení ze společnosti ŠDP dle kterých byl vypracovaný průtočný kanál.

5.4.1. VT díl turbíny

Směrnice pro nastavení jednotlivých stupňů jsou uvedeny v kapitole 5. Pro zadanou teplotu napájecí vody $t_{NV} = 225^{\circ}C$ vychází 12 řadových stupňů, nicméně po optimalizaci cyklu se teplota napájecí vody, v zájmu zlepšení tepelné účinnosti oběhu, změnila na $t_{NV} = 220^{\circ}C$. Tím je zvětšen i tepelný spád na VT díl a proto je řadových stupňů 13. Nastavení průtočného kanálu je:

- První stupeň VT dílu je regulační z důvodu dýzové regulace.
- Patní průměr regulačního stupně je $D_P = 0,65 m$ a délka rozváděcích lopatek je $l_0 = 18 mm$. Délka lopatek při totálním ostříku vychází pod hranici $15 mm$ a proto je zaveden parciální ostřík. Parciálnost ε je nastavena tak, aby vyšly požadované rozměry.
- Další řadové stupně jsou počítány s parciálním ostříkem rovným 1.
- Rotor VT dílu je proveden jako bubnový a tedy patní průměry řadových stupňů jsou konstantní na patním průměru $D_P = 0,37 m$.

K zobrazení výsledků slouží lopátkový plán, jenž je zjednodušeným zobrazením tvaru průtočného kanálu turbíny.



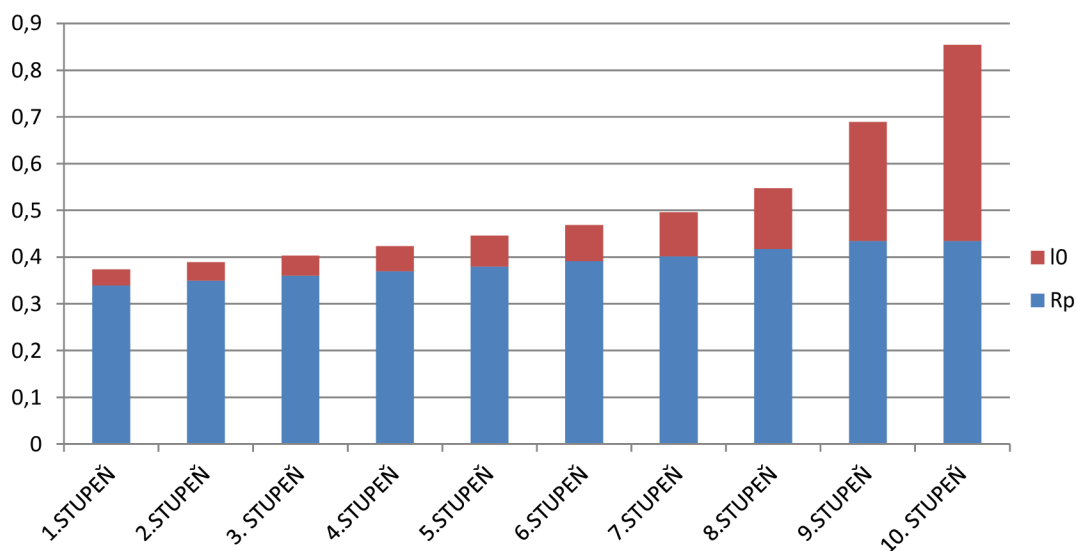
Obrázek 5.3: Lopátkový plán VT dílu

5.4.2. ST-NT díl turbíny

ST-NT díl turbíny je rozdělený na pět částí, přičemž každou část vymezuje odběr páry. Celkový počet stupňů ST-NT dílu je 10. První část turbíny obsahuje 2 stupně, druhá část obsahuje 3 stupně, třetí část obsahuje 2 stupně, čtvrtá část obsahuje 1 stupeň a poslední část obsahuje 2 stupně.

- ST-NT díl turbíny neobsahuje regulační stupeň, neboť není použit žádný regulovaný odběr.
- Koncepce rotoru je provedena jako disková.

- Patní průměry jednotlivých stupňů jsou od sebe stupňovány po cca 20 mm. U prvních stupňů po odběrech je možné použít větší skoky.
- Patní průměr prvního stupně je cca 0,68 a poslední dva stupně jsou modulové stupně ze společnosti ŠDP (modul 4). Tyto poslední dva stupně jsou duševním vlastnictvím společnosti společnosti ŠDP a proto geometrie ani pevnostní kontrola není u těchto stupňů počítána (v tabulce výsledků uvedeny přibližné rozměry). Zadány jsou pouze délka oběžné lopatky $l_2 = 470\text{ mm}$ u posledního stupně a $l_2 = 271\text{ mm}$ u předposledního stupně a jejich patní průměry $D_P = 0,87\text{ m}$.



Obrázek 5.4: Loptakový plán ST-NT dílu

5.5. Vypočtené hodnoty VT díl

VÝPOČET VT DÍLU													
Stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.
RS													
ZÁKLADNÍ PARAMETRY STUPNĚ													
$(u/C_{1z})_P$ [-]	0,438	0,486	0,487	0,487	0,486	0,487	0,487	0,485	0,486	0,487	0,486	0,486	0,485
$(u/C_{1z})_S$ [-]	0,45	0,527	0,53	0,533	0,535	0,538	0,542	0,543	0,547	0,552	0,557	0,559	0,568
u_P [m/s]	187,2	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6	106,6
u_S [m/s]	192,4	115,6	116,1	116,6	117,2	117,8	118,6	119,2	120,1	121,0	121,8	122,7	124,7
ρ_P [-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
ρ_S [-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,2196	0,2294	0,2390	0,2484	0,2576	0,2785
α_1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
ε [-]	0,5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
φ [-]	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
δ [-]	37,111	12,952	12,212	11,571	11	10,487	9,810	9,409	8,872	8,4	7,981	7,607	6,873
Typ lopatky	P	P	P	P	P	P	P	K	K	K	K	K	K
c_0 [m/s]	40	84,5	52,1	52,5	53,1	53,7	54,6	54,7	46,8	46,5	46,5	46,7	47,6
c_{1iz} [m/s]	427,5	219,4	219,0	218,8	219,1	218,9	218,9	219,6	219,5	219,1	218,7	219,5	219,5
c_1 [m/s]	410,4	210,6	210,2	210,1	210,3	210,2	210,2	210,8	210,8	210,4	210,0	210,7	210,8
h_{1z} [kJ/kg]	91,374	24,068	23,975	23,941	23,998	23,965	23,960	24,104	24,099	24,006	23,915	24,082	24,097
h_{1z}^S [kJ/kg]	86,805	22,865	22,776	22,744	22,798	22,767	22,762	22,899	22,894	22,805	22,719	22,878	22,893
h_{1z}^R [kJ/kg]	4,569	1,203	1,199	1,197	1,200	1,198	1,198	1,205	1,205	1,200	1,196	1,204	1,205
ZÁKLADNÍ ROZMĚRY STUPNĚ													
D_S [m]	0,668	0,4015	0,403	0,405	0,407	0,409	0,412	0,414	0,417	0,42	0,423	0,426	0,433
D_P [m]	0,65	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
R_P [m]	0,325	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185	0,185
l_{ot} [mm]	8,99	31,46	33,33	35,25	37,24	39,45	41,70	44,09	46,70	49,59	52,69	55,78	59,44
l_0 [mm]	18	31	33	35	37	39	42	44	47	50	53	56	59
Δl [mm]	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
$l_{1,2}$ [mm]	20	33	35	37	39	41	44	46	49	52	55	58	61

Tabulka 5.1: Zjednodušený návrh průtočného kanálu VT dílu, část 1.

Tabulka 5.2: Zjednodušený návrh průtočného kanálu VT dlu, část 2.

Stupeň		RS	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.
PARAMETRY PÁRY ZA ROZVÁDĚCÍ ŘADOU LOPATEK															
z_S	[kJ/kg]	7,16	1,89	1,88	1,88	1,88	1,88	1,88	1,89	1,89	1,88	1,87	1,89	1,88	1,89
i_1	[kJ/kg]	3397,2	3388,6	3368,7	3348,7	3328,5	3308,4	3288,1	3267,7	3247,3	3226,9	3206,5	3186,0	3165,6	3145,0
v_1	[m ³ /kg]	0,0446	0,0482	0,0511	0,0543	0,0577	0,0614	0,0654	0,0697	0,0743	0,0793	0,0847	0,0906	0,0970	0,1040
p_1	[MPa]	7,484	6,894	6,410	5,956	5,527	5,124	4,745	4,388	4,053	3,740	3,448	3,174	2,917	2,677
s_1	[kJ/kgK]	6,752	6,777	6,782	6,788	6,793	6,798	6,803	6,809	6,814	6,819	6,824	6,830	6,835	6,841
i_{1iz}	[kJ/kg]	3390,1	3386,7	3366,8	3346,8	3326,6	3306,5	3286,3	3265,8	3245,4	3225,0	3204,6	3184,1	3163,7	3143,1
s_{1iz}	[kJ/kgK]	6,743	6,774	6,780	6,785	6,790	6,795	6,801	6,806	6,811	6,816	6,822	6,827	6,832	6,838
x_1	[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
PARAMETRY PÁRY ZA OBĚŽNOU ŘADOU LOPATEK															
z_R	[kJ/kg]	4,586	0,767	0,750	0,735	0,726	0,708	0,698	0,977	0,980	0,971	0,959	0,972	0,957	0,969
i_{2iz}	[kJ/kg]	3392,6	3387,4	3367,5	3347,5	3327,3	3307,2	3286,9	3266,5	3246,1	3225,7	3205,3	3184,8	3164,4	3143,8
s_{2iz}	[kJ/kgK]	6,752	6,777	6,782	6,788	6,793	6,798	6,803	6,809	6,814	6,819	6,824	6,830	6,835	6,841
p_2	[MPa]	7,382	6,869	6,387	5,934	5,506	5,104	4,727	4,371	4,037	3,725	3,434	3,160	2,905	2,666
i_2	[kJ/kg]	3397,2	3388,2	3368,2	3348,2	3328,1	3307,9	3287,6	3267,5	3247,0	3226,6	3206,3	3185,8	3165,3	3144,8
v_2	[m ³ /kg]	0,0452	0,0483	0,0513	0,0545	0,0579	0,0616	0,0656	0,0699	0,0746	0,0796	0,0851	0,0910	0,0974	0,1045
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
TERMODYNAMICKÁ ÚČINNOST STUPNĚ															
η_n	[-]	0,9257	0,9323	0,9316	0,9309	0,9304	0,9296	0,9284	0,9281	0,9267	0,9249	0,9228	0,9220	0,9202	0,9177
ξ_o	[-]	0,1342	0,0819	0,0772	0,0730	0,0692	0,0658	0,0612	0,0585	0,0548	0,0516	0,0487	0,0461	0,0437	0,0409
ξ_b	[-]	0,0270	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ξ_v	[-]	0,0203	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ξ_r	[-]	0,0003	0,0027	0,0030	0,0034	0,0037	0,0041	0,0047	0,0051	0,0057	0,0064	0,0071	0,0078	0,0085	0,0095
ξ_D	[-]	0,0075	0,0158	0,0158	0,0159	0,0159	0,0159	0,0159	0,0159	0,0159	0,0160	0,0161	0,0160	0,0161	0,0161
ξ_x	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
η_{TDi}	[-]	0,7364	0,8319	0,8356	0,8387	0,8417	0,8439	0,8466	0,8486	0,8502	0,8509	0,8511	0,8521	0,8518	0,8511
VÝKON, UŽITEČNÝ SPÁD, A ENTALPIE V KONCOVÉM BODĚ EXPANZE															
h	[kJ/kg]	67,289	20,022	20,033	20,081	20,198	20,223	20,285	20,454	20,489	20,427	20,353	20,519	20,460	19,393
P_i	[kW]	2626,4	781,5	781,9	783,8	788,3	789,3	791,7	798,4	799,7	797,3	794,4	800,9	798,6	756,9
i_{2c}	[kJ/kg]	3413,1	3390,9	3370,9	3350,9	3330,7	3310,5	3290,2	3269,4	3248,9	3228,4	3208,1	3187,6	3167,2	3146,6
i_2^*	[kJ/kg]	3409,6	3389,6	3369,5	3349,4	3329,2	3309,0	3288,7	3268,3	3247,8	3227,4	3207,0	3186,5	3166,0	3145,5

5.6. Vypočtené hodnoty ST-NT díl

		VÝPOČET ST-NT DÍLU									
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
		ZÁKLADNÍ PARAMETRY STUPNĚ									
$(u/c_{iz})_P$	[-]	0,469	0,475	0,475	0,471	0,468	0,467	0,468	0,421	0,402	0,404
$(u/c_{iz})_S$	[-]	0,493	0,501	0,503	0,505	0,509	0,513	0,523	0,487	0,519	0,598
u_P	[m/s]	195,5	201,6	207,3	213,1	218,9	225,5	231,5	240,5	250,5	250,5
u_S	[m/s]	205,3	212,8	219,7	228,4	237,9	247,7	258,6	277,9	323,7	371,2
ρ_P	[-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,07	0,06	0,09
ρ_S	[-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,216	0,273	0,395	0,493
α_1	[°]	13	13	13	13	13	14	16	16	15	26
ε	[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
φ	[-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,96	0,96	0,96
δ	[-]	21,24	18,82	17,55	15,03	12,45	11,18	9,50	7,42	4,42	3,08
Typ lopatky		P	P	P	P	P	P	K	K	K	K
c_0	[m/s]	40	83,7	87,9	90,5	93,5	99,8	112,2	123,3	153,4	183,9
c_{1iz}	[m/s]	416,5	424,8	436,8	452,2	467,3	482,8	494,5	570,6	623,7	620,7
c_1	[m/s]	404,0	412,0	423,7	438,6	453,3	468,3	479,6	547,8	598,7	595,9
h_{iz}	[kJ/kg]	86,73	90,22	95,41	102,25	109,20	116,53	122,25	162,81	194,49	192,66
h_{iz}^S	[kJ/kg]	82,40	85,71	90,64	97,14	103,74	110,71	116,14	151,42	182,82	175,32
h_{iz}^R	[kJ/kg]	4,34	4,51	4,77	5,11	5,46	5,83	6,11	11,40	11,67	17,34
		ZÁKLADNÍ ROZMĚRY STUPNĚ									
D_S	[m]	0,713	0,739	0,763	0,793	0,826	0,86	0,898	0,965	1,124	1,289
D_P	[m]	0,679	0,7	0,72	0,74	0,76	0,783	0,804	0,835	0,87	0,87
R_P	[m]	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,392	0,402	0,418	0,435	0,435
R_S	[m]	0,357	0,37	0,382	0,397	0,413	0,43	0,449	0,483	0,562	0,6445
D_{Sv}	[m]	-	0,72	0,756	0,78	0,81	0,85	0,88	0,935	-	-
R_{Sv}	[m]	-	0,36	0,378	0,39	0,405	0,425	0,44	0,468	-	-
l_{01t}	[mm]	-	37,8	40,1	48,2	59,0	68,3	83,7	96,6	-	-
l_{01}	[mm]	-	38	40	48	59	68	84	97	-	-
l_{02t}	[mm]	33,6	39,3	43,5	52,7	66,4	76,9	94,5	130,0	254,4	418,7
l_{02}	[mm]	34	39	43	53	66	77	94	130	254	419
Δl	[mm]	4	5	6	7	8	8	10	15	17	51
$l_{1,2}$	[mm]	38	44	49	60	74	85	104	145	271	470
		PARAMETRY PÁRY PŘED ROZVÁDĚCÍ ŘADOU LOPATEK									
p_0	[bar]	23,62	18,56	14,28	10,66	7,64	5,21	3,35	2,001	0,911	0,288
s_0	[kJ/kgK]	7,465	7,481	7,497	7,515	7,533	7,553	7,575	7,600	7,637	7,699
i_0	[kJ/kg]	3552,8	3482,1	3404,4	3321,4	3231,5	3134,8	3031,8	2923,1	2779,6	2611,6
v_0	[m ³ /kg]	0,157	0,191	0,236	0,300	0,392	0,532	0,759	1,142	2,135	5,414

Tabulka 5.3: Návrh průtočného kanálu ST-NT dílu, část 1.

Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
PARAMETRY PÁRY ZA ROZVÁDĚCÍ ŘADOU LOPATEK											
z_s	[kJ/kg]	5,1	5,3	5,6	6,0	6,5	6,9	7,2	12,8	15,2	15,1
i_1	[kJ/kg]	3475,6	3398,3	3315,6	3226,2	3129,8	3026,0	2916,6	2776,9	2600,2	2434,5
v_1	[m ³ /kg]	0,188	0,232	0,294	0,384	0,520	0,737	1,104	2,004	5,011	15,947
p_1	[bar]	18,79	14,47	10,82	7,77	5,32	3,42	2,06	0,97	0,31	0,09
s_1	[kJ/kgK]	7,471	7,488	7,505	7,524	7,544	7,566	7,590	7,631	7,681	7,747
i_{1iz}	[kJ/kg]	3470,4	3392,9	3309,9	3220,2	3123,4	3019,1	2909,4	2764,1	2585,0	2419,4
s_{1iz}	[kJ/kgK]	7,465	7,481	7,497	7,515	7,533	7,553	7,575	7,600	7,637	7,699
x_1	[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	0,989	0,940
PARAMETRY PÁRY ZA OBĚŽNOU ŘADOU LOPATEK											
z_R	[kJ/kg]	3,7	3,7	3,8	4,1	4,2	4,0	4,5	7,3	9,2	6,3
i_{2iz}	[kJ/kg]	3471,2	3393,7	3310,7	3221,1	3124,3	3020,1	2910,4	2765,3	2588,5	2417,0
s_{2iz}	[kJ/kgK]	7,471	7,488	7,505	7,524	7,544	7,566	7,590	7,631	7,681	7,747
p_2	[MPa]	18,56	14,28	10,66	7,64	5,21	3,35	2,001	0,911	0,2876	0,0753
i_2	[kJ/kg]	3474,9	3397,4	3314,6	3225,2	3128,5	3024,1	2914,9	2772,6	2597,7	2423,3
v_2	[m ³ /kg]	0,190	0,235	0,298	0,390	0,529	0,753	1,132	2,117	5,381	17,948
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	0,989	0,937
VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ											
c_{1iz}	[m/s]	405,9	414	425,8	440,8	455,5	470,5	481,9	550,3	604,68	592,15
α_1	[°]	13	13	13	13	13	14	16	16,5	15	26
c_1	[m/s]	393,77	401,61	413,00	427,54	441,83	456,43	467,49	528,29	580,49	568,47
w_1	[m/s]	199,13	200,06	204,95	211,36	216,77	224,28	253,10	305,49	344,64	360,42
c_{1u}	[m/s]	383,67	391,31	402,42	416,58	430,51	442,87	449,38	506,49	560,71	510,93
w_{1u}	[m/s]	178,34	178,50	182,69	188,21	192,64	195,21	217,84	266,03	310,17	260,39
c_{1a}	[m/s]	88,58	90,34	92,91	96,18	99,39	110,42	128,86	150,18	150,24	249,20
w_{1a}	[m/s]	88,58	90,34	92,91	96,18	99,39	110,42	128,86	150,18	150,24	249,20
β_1	[°]	26,41	26,85	26,96	27,07	27,29	29,49	30,60	29,45	25,84	43,74
β_2	[°]	156,32	155,78	155,82	155,93	155,24	153,21	151,63	152,42	140,00	140,00
$\Delta\beta$	[°]	129,91	128,94	128,86	128,86	127,95	123,71	121,02	122,98	114,16	96,26
ψ	[-]	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,97
w_{2iz}	[m/s]	219,83	221,46	227,04	234,31	240,64	248,91	276,20	340,77	376,98	405,69
w_2	[m/s]	202,29	204,28	209,47	216,17	222,51	232,39	259,31	318,65	358,33	394,02
c_2	[m/s]	83,69	87,90	90,47	93,47	99,84	112,21	123,28	153,38	231,57	258,41
w_{2u}	[m/s]	185,25	186,30	191,09	197,37	202,06	207,44	228,16	282,45	274,50	301,84
c_{2u}	[m/s]	20,08	26,51	28,64	31,00	35,81	40,22	3,38	41,99	23,96	51,29
c_{2a}	[m/s]	81,25	83,80	85,81	88,18	93,20	104,75	123,23	147,52	230,33	253,27
w_{2a}	[m/s]	81,25	83,80	85,81	88,18	93,20	104,75	123,23	147,52	230,33	253,27
α_2	[°]	76,12	72,44	71,54	70,63	68,98	69,00	88,43	105,89	84,06	78,55

Tabulka 5.4: Návrh průtočného kanálu ST-NT dílu, část 2.

Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
TERMODYNAMICKÁ ÚČINNOST STUPNĚ											
η_n	[-]	0,9348	0,9350	0,9350	0,9349	0,9347	0,9344	0,9330	0,9344	0,9336	0,8991
ξ_o	[-]	0,0713	0,0616	0,0553	0,0452	0,0366	0,0319	0,0260	0,0187	0,0100	0,0055
ξ_D	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ξ_V	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ξ_r	[-]	0,0010	0,0013	0,0014	0,0020	0,0029	0,0036	0,0049	0,0082	0,0230	0,0475
ξ_D	[-]	0,0071	0,0065	0,0060	0,0052	0,0044	0,0036	0,0027	0	0	0
ξ_x	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0118	0,0633
η_{TDi}	[-]	0,8554	0,8656	0,8722	0,8825	0,8908	0,8953	0,8994	0,9075	0,8889	0,7827
VÝKON, UŽITEČNÝ SPÁD, A ENTALPIE V KONCOVÉM BODĚ EXPANZE											
h	[kJ/kg]	74,19	78,09	83,22	90,23	97,27	104,33	109,95	147,76	172,88	117,89
P_i	[kW]	2698,9	2841,0	2813,2	3050,2	3288,1	3331,9	3511,4	4527,0	4803,0	3275,2
i_{2c}	[kJ/kg]	3482,1	3404,4	3321,4	3231,5	3134,8	3031,8	2923,1	2779,6	2621,7	2477,0
i_2^*	[kJ/kg]	3478,6	3400,6	3317,3	3227,1	3129,8	3025,5	2915,5	2767,8	2594,9	2444,1

Tabulka 5.5: Návrh průtočného kanálu ST-NT dílu, část 3.

		NÁVRH MNOHOSTUPŇOVÉ TURBÍNY					
Část turbíny		VT	ST-NT				
			1.	2.	3.	4.	5.
z	[-]	13	2	3	2	1	2
M	[kg/s]	39,03065	36,38595	33,80938	31,94145	30,64384	27,78299
f	[-]	0,02149	0,00558	0,01035	0,00548	0	0,01526
h_{iz}^{RS}	[kJ/kg]	91,37	-	-	-	-	-
h^{RS}	[kJ/kg]	67,29	-	-	-	-	-
H_{iz}^{SC}	[kJ/kg]	302,35	175,67	303,24	237,27	162,39	382,08
$H_{iz}^{SC}(1+f)$	[kJ/kg]	308,85	176,65	306,38	238,57	162,39	387,90
H^{SC}	[kJ/kg]	262,94	152,28	270,73	214,30	147,76	290,76
H	[kJ/kg]	330,2263	152,28	270,73	214,30	147,76	290,76
η_{TDi}^{SC}	[-]	0,870	0,867	0,893	0,903	0,910	0,761
η_{TDi}	[-]	0,839	0,862	0,893	0,903	0,910	0,761
η_{TDi}^{RS}	[-]	0,736	-	-	-	-	-
$h_{stf\ iz}$	[kJ/kg]	24,018	88,476	102,287	119,391	162,813	193,574
z_{opt}	[-]	12,859	1,997	2,995	1,998	0,997	2,004
Δ	[kJ/kg]	3,382	0,305	0,479	0,210	0,424	-0,756
Δ/z	[kJ/kg]	0,260	0,153	0,160	0,105	0,424	-0,378

Tabulka 5.6: Návrh mnohostupňové turbíny

5.7. Volba profilů lopatek

Profily lopatek jsou vybrány dle tabulky profilů lopatek uvedených v příloze č. 2 na straně č. 69. Ne vždy se podařilo docílit toho, aby vypočtené hodnoty úhlů zapadaly do intervalů uvedených v tabulkách profilů, po konzultaci se společností ŠDP bylo rozhodnuto, že malé odchylky (cca 0,5 °C) pro účely této práce nevaří. Profily rozváděcích lopatek jsou vybrány na základě úhlů absolutních rychlostí a profily oběžných lopatek jsou vybrány na základě úhlů relativních rychlostí. U rozváděcích i oběžných profilů je nutné rozlišit typ proudění:

A – podzvukové proudění, pro Machovo číslo $Ma < 0,7 - 0,9$

B – transonické proudění, pro Machovo číslo $0,9 < Ma < 1,15$

C, D – nadzvukové, pro typ *C* je Machovo číslo $1,1 < Ma < 1,3$ a pro typ *D* (rozšiřující se Lavalovy dýzy) je Machovo číslo $Ma > 1,3 - 1,5$

5.7.1. Rozváděcí lopatky

Úhly absolutních rychlostí jsou známy z rychlostních trojúhelníků a Machova čísla lze vypočítat jako:

$$Ma = \frac{c_1}{a_1} \quad [-] \quad (5.83)$$

Rychlost zvuku a_1 je funkce tlaku a entalpie:

$$a_1 = f(p_1; i_1) \quad [m/s] \quad (5.84)$$

Výsledky jsou shrnuty v tabulce 5.7.

		VOLBA PROFILŮ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK							
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
α_1	[°]	13	13	13	13	13	14	16	16,5
$180 - \alpha_2$	[°]	90	103,88	107,56	108,46	109,37	111,02	111,0043	91,57
c_1	[m/s]	393,77	401,61	413	427,54	441,83	456,43	467,487	528,29
a_1	[m/s]	672,08	656,93	640,01	620,83	598,94	573,80	545,28	505,21
Ma	[-]	0,59	0,61	0,65	0,69	0,74	0,80	0,86	1,05
Typ proudění		A	A	A	A	A	A	A	B
Typ profilu		S-90-12A						S-90-18A	S-90-15B
t_{opt}	[-]	0,7	0,72	0,72	0,72	0,72	0,76	0,76	0,78
$b_{0,25}$	[mm]	62,5	62,5	62,5	62,5	62,5	62,5	47,1	52
$S_{0,25}$	[cm ²]	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	2,72	3,21
$W_{0,25}$	[cm ³]	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,333	0,413

Tabulka 5.7: Volba profilů rozváděcích lopatek

5.7.2. Oběžné lopatky

Úhly relativních rychlostí jsou známy z rychlostních trojúhelníků a Machova čísla lze vypočítat jako:

$$Ma = \frac{w_2}{a_2} \quad [-] \quad (5.85)$$

Rychlost zvuku a_2 je opět funkcí tlaku a entalpie:

$$a_2 = f(p_2; i_2) \quad [m/s] \quad (5.86)$$

Výsledky jsou shrnuty v tabulce v tabulce 5.8.

		VOLBA PROFILŮ OBĚŽNÝCH LOPATEK								
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	
β_1	[°]	26,41	26,85	26,96	27,07	27,29	29,49	30,60	29,45	
180 - β_2	[°]	23,68	24,22	24,18	24,07	24,76	26,79	28,37	27,58	
w_2	[m/s]	202,29	204,28	209,47	216,17	222,51	232,39	259,31	318,65	
a_2	[m/s]	671,95	656,75	639,81	620,60	598,63	573,33	544,84	503,91	
Ma	[-]	0,30	0,31	0,33	0,35	0,37	0,41	0,48	0,63	
Typ proudění		A	A	A	A	A	A	A	A	
Typ profilu		R-30-21A					R-35-25A			
t_{opt}	[-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,65	0,63	
$b_{0,25}$	[mm]	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	25,4	25,4	25,4	
$S_{0,25}$	[cm ²]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,62	1,62	1,62	
$W_{0,25}$	[cm ³]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,168	0,168	0,168	

Tabulka 5.8: Volba profilů oběžných lopatek

5.8. Shrnutí výsledků

Při výpočtu tepelného schématu a při výpočtu vnitřní části turbíny byla získána termodynamická účinnost jednotlivých částí turbíny a hmotnostní průtok admisní páry tak, aby bylo dosaženo výkonu 45 MW na svorkách generátoru. Hmotnostní průtok páry byl stanoven 39,031 kg/s, termodynamická účinnost celé ST-NT části 88,177 %, termodynamická účinnost VT části 83,872 % a účinnost celé turbíny 87,127 %.

Přesnost provedeného výpočtu lze ověřit porovnáním odběrových tlaků spočtených pomocí bilančního schématu a odběrových tlaků nastavených při výpočtu průtočné části turbíny. V tabulce 5.9 jsou uvedeny procentuální odchylky výpočtu. V případě poslední části ST-NT turbíny je odchylka největší (dosažení přesných hodnot pro nízké tlaky je obtížné). Odchylka dosahuje 3,2 % čemuž odpovídá tepelný spád cca 4 kJ/kg. Po konzultaci výsledků bylo zjištěno, že odchylka ve zpracovaném entalpickém spádu by neměla překročit 5 kJ/kg. Na základě této úvahy lze výpočet považovat za dostatečně přesný.

6. Pevnostní návrh

V této kapitole jsou rozebrány základní pevnostní výpočty potřebné pro návrh turbíny. Z pevnostního hlediska se ověřují samotné oběžné lopatky na ohybové napětí na patním profilu a na namáhání odstředivou silou. Dále je nutné ověřit závěsy lopatek na tahové napětí, smykové napětí a otláčení.

U rozváděcích lopatek je nutné ověřovat průhyb rozváděcích kol a namáhání na ohyb v patním průřezu. Celý pevnostní výpočet je založen na literatuře: [1]. Typy závěsů a jejich rozměry jsou voleny na základě konzultací a poskytnutých materiálů společností Škoda Doosan Power.

Profily oběžných lopatek jsou zvolené dle kapitoly 5.7. Pro výpočet dalších parametrů je nutné volit optimální poměrnou rozteč t_{opt} na základě přílohy č. 2 na straně č. 69 a s pomocí optimální poměrné rozteče a délky tětiny profilu b_0 lze spočítat rozteč lopatek:

$$t = t_{opt} \cdot b_0 \quad [mm] \quad (6.1)$$

S pomocí rozteče lopatek lze spočítat počet lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{t} \quad [-] \quad (6.2)$$

Skutečný počet lopatek z_{skut} je získán po zaokrouhlení počtu lopatek na celé číslo. Pak je nutné přepočítat rozteč lopatek na skutečnou rozteč lopatek pomocí:

$$t_{skut} = \frac{\pi \cdot D_s}{z_{skut}} \quad [mm] \quad (6.3)$$

Úhel nastavení profilu se spočte jako:

$$\gamma = \arccos \frac{B_{25}}{b_{025}} \quad [^\circ] \quad (6.4)$$

Další charakteristiky uvedené v příloze č. 2 na straně č. 69 potřebné pro pevnostní ověření jsou plocha profilu S_0 a ohybový průřezový modul profilu W_0 . Při výpočtu namáhání je velmi často třeba měnit nevyhovující šířku lopatky tak, aby nová šířka vyhovovala pevnostní kontrole. Přepočet charakteristik profilu je následující:

Přepočet plochy profilu:

$$S_0 = S_{025} \cdot \left(\frac{B_0}{B_{025}} \right)^2 \quad [cm^2] \quad (6.5)$$

Přepočet ohybového průřezového modulu profilu

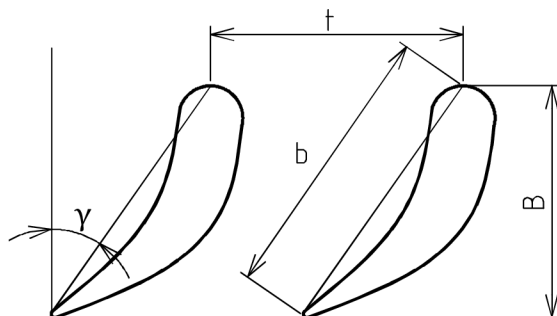
$$W_{0min} = W_{0min25} \cdot \left(\frac{B_0}{B_{025}} \right)^3 \quad [cm^3] \quad (6.6)$$

Délka tětiny profilu se vypočte jako:

$$b_0 = \frac{B_0}{\cos \gamma} \quad [mm] \quad (6.7)$$

Ostatní charakteristiky jsou přepočteny za pomoci nové šířky lopatky B nové délky tětiny profilu b na základě rovnic uvedených výše.

Výsledky jsou uvedeny v tabulce 6.1.



Obrázek 6.1: Základní rozměry profilu stupně

		PŘEPOČET ROZMĚRŮ PROFILŮ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK							
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
D_s	[m]	0,713	0,739	0,763	0,793	0,826	0,86	0,898	0,965
γ	[°]	66,422	66,422	66,422	66,422	66,422	66,422	57,941	61,264
t	[mm]	61,25	72	63	63	63	66,5	57,27	64,90
z	[-]	36,57	32,24	38,05	39,54	41,19	40,63	49,26	46,72
z_{skut}	[-]	37	32	38	40	41	41	49	47
t_{skut}	[mm]	60,5	72,6	63,1	62,3	63,3	65,9	57,6	64,5
B_0	[mm]	35	40	35	35	35	35	40	40
b_0	[mm]	87,5	100	87,5	87,5	87,5	87,5	75,36	83,2
S_0	[cm ²]	8,0164	10,47	8,0164	8,0164	8,0164	8,0164	6,9632	8,2176
W_0	[cm ³]	1,578	2,355	1,578	1,578	1,578	1,578	1,364	1,692

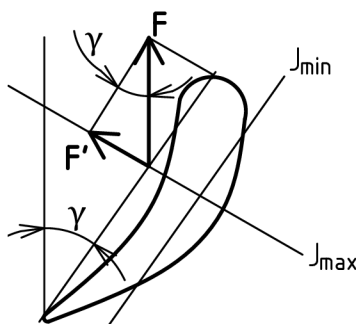
Tabulka 6.1: Přepočítání geometrie profilu rozváděcích lopatek

		PŘEPOČET ROZMĚRŮ PROFILU OBĚŽNÝCH LOPATEK							
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
D_s	[m]	0,713	0,739	0,763	0,793	0,826	0,86	0,898	0,965
γ	[°]	12,429	12,429	12,429	12,429	12,429	10,182	10,182	10,182
t	[mm]	12,288	12,288	12,288	12,288	15,36	15,24	19,812	25,603
z	[-]	182,29	188,94	195,07	202,74	168,94	177,28	142,4	118,41
z_{skut}	[-]	182	189	195	203	169	177	142	118
t_{skut}	[mm]	12,3	12,3	12,3	12,3	15,4	15,3	19,9	25,7
B_0	[mm]	20	20	20	20	25	25	30	40
b_0	[mm]	20,5	20,5	20,5	20,5	25,6	25,4	30,5	40,6
S_0	[cm ²]	1,184	1,184	1,184	1,184	1,85	1,62	2,3328	4,1472
W_0	[cm ³]	0,1198	0,1198	0,1198	0,1198	0,234	0,168	0,2903	0,6881

Tabulka 6.2: Přepočítání geometrie profilu oběžných lopatek

6.1. Rozváděcí lopatky

Rozváděcí lopatky je třeba kontrolovat na ohybové napětí v patním průřezu. Šířka lopatek je přepočtena na základě vztahů uvedených výše. Výpočet rozváděcích lopatek je proveden souběžně s výpočtem rozváděcích kol a jejich vykreslením ve výkresu. Lopatka je nejvíce namáhána na ohybový moment v ose maximálního momentu setrvačnosti J_{max} . Osa J_{max} pro zjednodušení svírá s osou J_{min} pravý úhel, a osa J_{min} je rovnoběžná s tětvou lopatky.



Obrázek 6.2: Rozklad sil na rozváděcí lopatku

Plocha na kterou působí přetlak:

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{2p}^2 - D_{1p}^2) \quad [m^2] \quad (6.8)$$

Kde: D_{1p} – je vnější průměr kola, D_{2p} – je vnitřní průměr kola. Oba průměry jsou určeny pomocí AutoCadu dle obrázku 6.3.

Tlakový rozdíl před a za rozváděcí lopatkou:

$$\Delta_p = p_1 - p_0 \quad [MPa] \quad (6.9)$$

Síla od přetlaku:

$$F_p = \Delta_p \cdot S_p \quad [kN] \quad (6.10)$$

Síla na jednu lopatku:

$$F = \frac{F_p}{z_{skut}} \quad [kN] \quad (6.11)$$

Síla na jednu lopatku v ose J_{max} :

$$F' = F \cdot \sin \gamma \quad [kN] \quad (6.12)$$

Maximální ohybový moment působící v patě lopatky:

$$M_{o max} = F' \cdot f \quad [Nm] \quad (6.13)$$

Ohybové napětí v patním průřezu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o max}}{W_0} \quad [MPa] \quad (6.14)$$

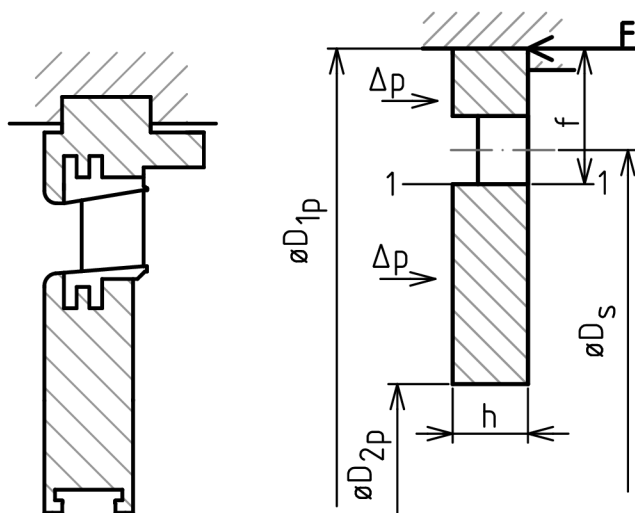
Maximální dovolené napětí je určeno na základě materiálu rozváděcích lopatek a na základě teploty podle tabulky v příloze č.3 na straně č. 71. Teplota rozváděcích lopatek je funkcí entropie a entalpie:

$$t^{RL} = f(s_0; i_0) - 50 \quad [^\circ] \quad (6.15)$$

Výsledky namáhání rozváděcích lopatek jsou uvedeny v tabulce 6.3

6.2. Rozváděcí kola

Rozváděcí kola je nutné kontrolovat na ohybové napětí a průhyb. Jsou uvažovány půlené desky a při výpočtu je zanedbána členitost kol dle obrázku 6.3. Koeficient pro namáhání v ohybu φ , koeficient pro průhyb μ , a modul pružnosti E jsou určeny z příloh č. 4 na straně č. 71, z přílohy č. 5. na straně č. 72 a z přílohy č. 6. na straně č. 73. Cílem výpočtu rozváděcích kol je získat jejich šířku h .



(a) Reálné rozváděcí kolo (b) Zjednodušené rozváděcí kolo

Obrázek 6.3: Rozváděcí kola a lopatky

Vnější poloměr kola:

$$R = \frac{D_{1p}}{2} \quad (6.16)$$

Vnitřní poloměr kola:

$$r = \frac{D_{2p}}{2} \quad (6.17)$$

Maximální napětí v rozváděcím kole je:

$$\sigma_{max} = \varphi \cdot \Delta_p \cdot \frac{R^2}{h^2} \quad [MPa] \quad (6.18)$$

Dovolené napětí v ohybu je určeno z přílohy č. 3 na straně č. 71 na základě voleného materiálu a teploty. Teplota rozváděcích kol je stejná jako teplota rozváděcích lopatek a je vyjádřena jako:

$$t^{RL} = f(s_0; i_0) - 50 \quad [^\circ] \quad (6.19)$$

Maximální průhyb je:

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta_p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3} \quad [mm] \quad (6.20)$$

Maximální dovolený průhyb je určen na základě vnějšího poloměru kola R :

$$y_{max DOV} = 0,002 \cdot R \quad [mm] \quad (6.21)$$

Výsledky namáhání rozváděcích kol jsou uvedeny v tabulce 6.4.

		VÝPOČET NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK							
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
D_{1p}	[m]	0,822	0,883	0,911	0,949	0,995	1,04	1,096	1,196
D_{2p}	[m]	0,566	0,442	0,442	0,442	0,442	0,442	0,442	0,442
S_p	[m ²]	0,279	0,459	0,498	0,554	0,624	0,696	0,790	0,970
Δp	[MPa]	0,482	0,409	0,346	0,289	0,232	0,179	0,129	0,103
F_p	[KN]	134,59	187,72	172,41	159,89	144,85	124,51	101,87	100,30
F	[KN]	3,64	5,87	4,54	4,00	3,53	3,04	2,08	2,13
F'	[KN]	3,33	5,38	4,16	3,66	3,24	2,78	1,76	1,87
f	[m]	0,07	0,0735	0,0775	0,087	0,101	0,1115	0,1325	0,1595
M_{max}	[Nm]	233,37	395,18	322,28	318,72	327,02	310,35	233,46	298,46
Materiál lopatek		15 335.3						15 128.5	
t^{RL}	[°]	489,8	455,8	418,0	377,3	332,7	284,3	232,0	176,2
σ_o	[MPa]	147,91	167,79	204,26	202,01	207,27	196,69	171,16	176,43
$\sigma_{o max}$	[MPa]	172	172	212	251	251	267	196	207

Tabulka 6.3: Výpočet dovoleného namáhání rozváděcích lopatek

		VÝPOČET NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍCH KOL							
Stupeň		2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	
Δp	[MPa]	0,482	0,346	0,289	0,232	0,179	0,129	0,103	
r	[m]	0,221	0,221	0,221	0,221	0,221	0,221	0,221	
R	[m]	0,4415	0,4555	0,4745	0,4975	0,52	0,548	0,598	
r/R	[-]	0,501	0,485	0,466	0,444	0,425	0,403	0,370	
φ	[-]	1,9	2	2,1	2,15	2,2	2,25	2,34	
h	[m]	55	50	50	50	45	45	45	
μ	[-]	1,15	1,2	1,2	1,25	1,3	1,35	1,46	
E	[GPa]	182	184,5	189	195	201	205	211	
Materiál rozv. kol		15 128.5							
t^{RL}	[°]	455,8	418,0	377,3	332,7	284,3	232,0	176,2	
σ_{max}	[MPa]	59,04	57,42	54,59	49,40	52,55	43,03	42,73	
$\sigma_{max DOV}$	[MPa]	121	128	132	134	147	147	159	
y_{max}	[mm]	0,696	0,775	0,743	0,729	0,928	0,840	1,004	
$y_{max DOV}$	[mm]	0,883	0,911	0,949	0,995	1,04	1,096	1,196	

Tabulka 6.4: Výpočet namáhání a průhybu rozváděcích kol

6.3. Oběžné lopatky

Oběžná lopatka je namáhána na ohyb v patě lopatky, od odstředivé síly hmoty lopatky a od odstředivé síly od bandáže.

6.3.1. Namáhání v ohybu

Cílem je vypočítat maximální ohybové napětí působící v patě lopatky. Ohybové napětí vzniká od ohybového momentu, jenž je největší právě na patě lopatky. Při provozu na lopatku působí síly jak v axiálním, tak obvodovém směru. Síla v obvodovém směru je vypočítána pomocí:

$$F_u = M \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{skut}} \quad [N] \quad (6.22)$$

Kde: M – je hmotnostní průtok páry, z_{skut} – je skutečný počet lopatek, c_{1u} , c_{2u} – jsou rychlosti v obvodovém směru.

Síla v axiálním směru je vypočítána pomocí:

$$F_a = \frac{M}{z_{skut}} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p \cdot l_2 \cdot t_{skut} \quad [N] \quad (6.23)$$

Kde: l_2 – je délka oběžné lopatky, t_{skut} – je skutečná rozteč lopatek.

První část této rovnice vyjadřuje sílu od změny hybnosti páry a druhá část vyjadřuje sílu od přetlaku. Rozdíl tlaků Δp je rozdíl tlaku před rozváděcí řadou lopatek a tlaku za rozváděcí řadou lopatek. Celková síla působící na lopatku pak bude:

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} \quad [N] \quad (6.24)$$

Maximální ohybový moment působící v patě lopatky:

$$M_{max} = F \cdot \frac{l_2}{2} \quad [Nm] \quad (6.25)$$

Maximální ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{0min}} \quad [MPa] \quad (6.26)$$

Maximální dovolené ohybové napětí σ_{oDOV} je voleno dle zvyklostí ŠDP ve velikosti 20 MPa pro prizmatické lopatky, a 16 MPa pro regulační stupeň a první stupeň po odběru.

6.3.2. Namáhání od odstředivých sil

Namáhání od odstředivých sil vzniká z důvodu rotačního pohybu lopatek. Celková odstředivá síla působící na lopatku se skládá z odstředivé síly samotné lopatky a odstředivé síly od bandáží. Při pevnostní kontrole jsou uvažovány otáčky při zásahu pojistného ventilu odvozené od daných otáček turbíny:

$$n' = 1,1 \cdot n \quad [1/s] \quad (6.27)$$

V závislosti na otáčkách je uvažována úhlová rychlost:

$$\omega' = 2 \cdot \pi \cdot n' \quad [1/s] \quad (6.28)$$

Odstředivá síla lopatky:

$$O_l = \rho \cdot S_0 \cdot l_2 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 \quad [kN] \quad (6.29)$$

Kde: S_0 – je plocha profilu na patním průměru.

Odstředivá síla od bandáže:

$$O_b = \rho \cdot \pi \cdot D_b \cdot B_0 \cdot b_0 \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega'^2 \cdot \frac{1}{z_{skut}} \quad [kN] \quad (6.30)$$

Kde: ρ – je hustota, D_b – je průměr bandáží (odečtem při tvorbě výkresu v Auto-Cadu), B_0 – je šířka lopatky a b_0 – je délka tětiny lopatky.

Celková odstředivá síla na jednu lopatku:

$$O_c = O_l + O_b \quad [kN] \quad (6.31)$$

Tahové napětí na patním průřezu lopatky:

$$\sigma_t = \frac{O_c}{S_0} \quad [MPa] \quad (6.32)$$

V případě, že uvažujeme odlehčenou lopatku (odlehčení vyjádřeno pomocí koeficientu odlehčení lopatky k) bude tahové napětí na patním průřezu lopatky rovno:

$$\sigma_t = \frac{O_c}{S_0} \cdot \frac{1}{k} \quad [MPa] \quad (6.33)$$

V případě prizmatických lopatek je $k = 1$. V případě kroucených odlehčených lopatek je $k \geq 1$. Při ověřování dovoleného napětí je nutné sjednotit ohybové napětí a tahovým podle rovnice:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t \quad [MPa] \quad (6.34)$$

Maximální dovolené napětí σ_{DOV} je závislé na teplotě, a je určeno z přílohy č. 3 na straně č. 71. Teplotu oběžných lopatek lze vyjádřit jako funkci:

$$t^{OL} = f(s_1; h_1) - 50 \quad [^\circ] \quad (6.35)$$

Výpočet geometrie oběžných lopatek a výsledky pevnostní kontroly oběžných lopatek jsou shrnuty v tabulkách 6.2 respektive 6.5.

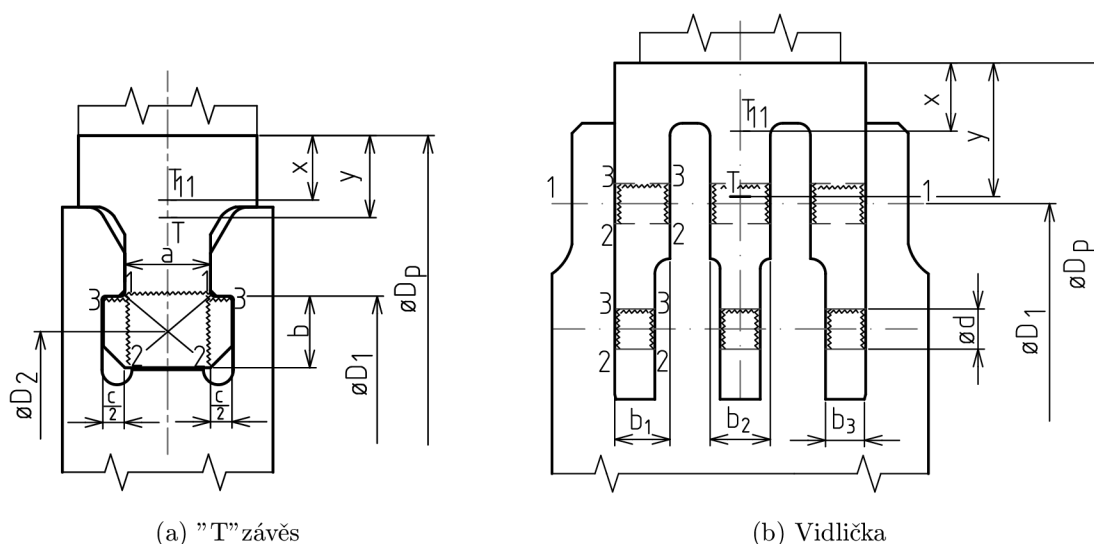
		VÝPOČET NAMÁHÁNÍ OBĚŽNÝCH LOPATEK								
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	
B_0	[mm]	20	20	20	20	25	25	30	40	
ρ_0	[kg/m ³]	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	
m	[kg]	0,04	0,04	0,05	0,06	0,11	0,11	0,19	0,47	
ω'	[1/s]	633,6	633,6	633,6	633,6	633,6	633,6	633,6	633,6	
b	[mm]	2	2	2	2	2	2	2	2	
D_b	[m]	0,753	0,785	0,814	0,855	0,902	0,947	1,004	1,112	
F_u	[N]	72,68	70,22	64,79	64,21	78,95	72,65	83,29	120,61	
F_a	[N]	12,23	11,74	10,98	11,14	13,16	11,24	12,65	21,67	
F	[N]	73,70	71,19	65,72	65,17	80,04	73,51	84,25	122,54	
M_{max}	[Nm]	1,40	1,57	1,61	1,95	2,96	3,12	4,38	8,74	
O_l	[kN]	5,05	9,48	10,90	13,87	17,82	18,66	34,32	91,42	
O_b	[kN]	0,62	1,01	1,05	1,12	1,19	1,25	2,11	4,15	
O_c	[kN]	5,67	10,49	11,95	14,98	19,01	19,91	36,43	95,57	
k	[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	
Materiál lopatek		PAK 2MV.7					P-AK 1. TD			
t^{OL}	[°C]	452,8	415,2	374,5	330,2	281,9	229,2	172,9	100,0	
σ_0	[MPa]	11,69	13,07	13,44	16,32	12,66	18,60	15,09	12,71	
σ_{DOV}	[MPa]	20	16	20	20	16	20	16	16	
σ_t	[MPa]	47,89	56,69	64,58	81,00	102,74	122,91	156,17	230,45	
σ_c	[MPa]	71,27	82,83	91,46	113,63	128,05	160,10	186,35	255,87	
σ_{DOV}	[MPa]	167	172	181	191	201	201	245	260	

Tabulka 6.5: Pevnostní kontrola oběžných lopatek

6.4. Závěsy

V této práci jsou použity dva typy závěsů a to je závěs typu "T" a závěs vidličkový. Závěsy jsou namáhány na tah, smyk a otláčení a to na vyznačených plochách. "T" závěs je namáhán na tah v místě nejužšího průřezu označeném rovinou 1 – 1. Na smyk jsou namáhané plochy 1–2 a na otláčení plochy 3–1. U vidličkového závěsu je situace rozdílná. Závěs je namáhán taktéž na tah v místě nejužšího průřezu označeném rovinou 1 – 1. Dále jsou namáhány jistící kolíky na smyk (plochy 3 – 2), a také na otláčení (plochy 3 – 3).

Vzdálenosti těžiště od patního průměru (veličiny označené x, y), plocha závěsu nad rovinou 1 – 1 značená S_{z11} a plocha celého závěsu S_z jsou zjištěny pomocí AutoCadu. Geometrické rozměry závěsů jsou zpracovány na základě materiálů poskytnutých společností ŠDP. Rozměry a plochy závěsů jsou vyznačeny na obrázku 6.4.



Obrázek 6.4: Typy závěsů oběžných lopatek

6.4.1. "T" Závěs

Pro výpočet dovoleného namáhání je potřeba určit rozteče v místě namáhání a velikosti namáhaných ploch.

Namáhání v tahu

Těžištní průměr plochy závěsu nad rovinou 1 – 1:

$$D_{T11} = D_p - 2 \cdot x \quad [m] \quad (6.36)$$

Rozteč plochy namáhané na tah:

$$t_{11} = \frac{\pi \cdot D_1}{z_{skut}} \quad [mm] \quad (6.37)$$

Těžištní rozteč závěsu nad rovinou 1 – 1:

$$t_{T11} = \frac{\pi \cdot D_{T11}}{z_{skut}} \quad [mm] \quad (6.38)$$

Plocha namáhaná na tah:

$$A_{11} = a \cdot t_{11} \quad [cm^2] \quad (6.39)$$

Hmotnost závěsu nad plochou 1 – 1:

$$m_{z11} = \rho \cdot S_{z11} \cdot t_{T11} \quad [kg] \quad (6.40)$$

Odstředivá síla hmoty závěsu nad plochou 1 – 1:

$$O_{z11} = m_{z11} \cdot \frac{D_{T11}}{2} \cdot w'^2 \quad [kN] \quad (6.41)$$

Celková odstředivá síla působící na plochu A_{11} :

$$O_{11} = O_l + O_b + O_{z11} \quad [kN] \quad (6.42)$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{O_{11}}{A_{11}} \quad [MPa] \quad (6.43)$$

Vypočtené tahové napětí nesmí být větší než dovolené napětí zjištěné v tabulce v příloze č. 3 na straně č. 71 v závislosti na teplotě. Teplota závěsu je stejná jako teplota oběžných lopatek a lze ji zjistit podle rovnice 6.35.

Namáhání na smyk

Rozteč plochy namáhané na smyk:

$$t_{12} = \frac{\pi \cdot D_2}{z_{skut}} \quad [mm] \quad (6.44)$$

Kde: D_2 – je průměr těžiště plochy 1-2-2-1. Je určen pomocí AutoCadu.

Plocha namáhaná na smyk:

$$A_{12} = b \cdot t_{12} \quad [cm^2] \quad (6.45)$$

Těžištní rozteč plochy namáhané na smyk:

$$t_{12} = \frac{\pi \cdot D_2}{z_{skut}} \quad [mm] \quad (6.46)$$

Hmotnost plochy závěsu 1 – 1 – 2 – 2:

$$m_{z1122} = \rho \cdot a \cdot b \cdot t_{12} \quad [kg] \quad (6.47)$$

Odstředivá síla plochy závěsu 1 – 1 – 2 – 2:

$$O_{z1122} = m_{z1122} \cdot \frac{D_2}{2} \cdot w'^2 \quad [kN] \quad (6.48)$$

Celková odstředivá síla působící na plochu A_{12} :

$$O_{12} = O_l + O_b + O_{z11} + O_{z1122} \quad [kN] \quad (6.49)$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{O_{12}}{2 \cdot A_{12}} \quad [MPa] \quad (6.50)$$

Maximální přípustné napětí lze odvodit z maximálního dovoleného napětí v tahu zjištěného z přílohy č. 3 na straně 71:

$$\tau_{DOV} = 0,6 \cdot \sigma_{DOV} \quad [MPa] \quad (6.51)$$

Otlačení

Těžištní průměr plochy celého závěsu:

$$D_T = D_p - 2 \cdot y \quad [m] \quad (6.52)$$

Těžištní rozteč celého závěsu:

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z_{skut}} \quad [mm] \quad (6.53)$$

Hmotnost celého závěsu:

$$m_z = \rho \cdot S_z \cdot t_T \quad [kg] \quad (6.54)$$

Odstředivá síla celého závěsu:

$$O_{zc} = m_z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot w'^2 \quad [kN] \quad (6.55)$$

Celková odstředivá síla od hmoty závěsu, bandáže a lopatky:

$$O_c = O_l + O_b + O_{zc} \quad [kN] \quad (6.56)$$

Plocha namáhaná na otlačení:

$$A_{13} = c \cdot t_{11} \quad [cm^2] \quad (6.57)$$

Otlačení:

$$p_{13} = \frac{O_c}{A_{13}} \quad [MPa] \quad (6.58)$$

Maximální dovolené otlačení lze spočítat z maximálního dovoleného napětí v tahu, odečteného z přílohy č. 3 na straně č. 71 podle:

$$p_{DOV} = 1,5 \cdot \sigma_{DOV} \quad [MPa] \quad (6.59)$$

Rozměry a geometrie "T" závěsů, stejně jako vypočtené namáhání a dovolené namáhání jsou shrnuty v tabulkách 6.7 respektive 6.6.

6.4.2. Vidličkový závěs

Vidličkový závěs se používá v případech, kdy obyčejný "T" závěs již nevyhovuje, tedy tam, kde působí značné odstředivé síly.

Namáhání v tahu

Rozteč v rovině 1 – 1:

$$t_{11} = \frac{\pi \cdot D_1}{z_{skut}} \quad [mm] \quad (6.60)$$

Kde: D_1 – je průměr osy prvního kolíku. Je odečten z výkresů závěsů poskytnutých společností ŠDP.

Velikost průřezu namáhaného na tah:

$$A_{11} = b_1 \cdot (t_{11} - d) \cdot n_{v1} + b_2 \cdot (t_{11} - d) \cdot n_{v2} \quad [cm^2] \quad (6.61)$$

Kde: n_{v1} – je počet krajních rozvidlení a n_{v2} je počet vnitřních rozvidlení.

Postup výpočtu hmotnosti části závěsu nad rovinou 1 – 1, m_{z11} a od ní vytvořené odstředivé síly O_{z11} je stejný jako pro "T" závěs. Celková síla působící na plochu A_{11} je:

$$O_{11} = O_l + O_b + O_{z11} \quad [kN] \quad (6.62)$$

Napětí v tahu lze vypočítat jako:

$$\sigma = \frac{O_{11}}{A_{11}} \quad [MPa] \quad (6.63)$$

Dovolené napětí v tahu se odečte z tabulky v příloze č. 3 na straně č. 71 v závislosti na teplotě, získané dle roviny 6.35.

Namáhání na smyk

Počet střížných ploch:

$$n_s = n_k \cdot n_v \quad [-] \quad (6.64)$$

Kde: n_k je počet kolíků, a n_v je počet rozvidlení.

Plocha namáhání ve stříhu:

$$A_{12} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [cm^2] \quad (6.65)$$

Kde: d – je průměr kolíku. Volen na základě doporučení ze společnosti ŠDP.

Postup výpočtu hmotnosti celého závěsu m_z a od ní vytvořené odstředivé síly O_{zc} je stejný jako pro "T" závěs (kapitola 6.4.1). Celková odstředivá síla způsobující namáhání ve smyku je:

$$O_c = O_l + O_b + O_{zc} \quad [kN] \quad (6.66)$$

Smykové napětí lze vyjádřit jako:

$$\tau = \frac{O_c}{A_{12} \cdot n_s} \quad [MPa] \quad (6.67)$$

Dovolené smykové napětí je odečteno z tabulky v příloze č. 3 na straně č. 71 pro danou teplotu oběžných lopatek. Dovolené napětí je v tabulce již uvedeno jako smykové, proto pro smyk není nutný přepočet.

Otlačení

Celková odstředivá síla způsobující namáhání na otlačení je stejná jako síla, způsobující namáhání ve smyku. Plocha namáhána na otlačení:

$$A_{13} = b_1 \cdot d \cdot n_{v1} + b_2 \cdot d \cdot n_{v2} + b_3 \cdot d \cdot (n_{v1} + n_{v2}) \quad [cm^2] \quad (6.68)$$

Kde: b_1 , b_2 a b_3 jsou šířky nožek, n_{v1} je počet krajních nožek a n_{v2} je počet vnitřních nožek.

Otlačení:

$$p_{13} = \frac{O_c}{A_{13}} \quad [MPa] \quad (6.69)$$

Vzhledem k tomu, že v tabulce v příloze č. 3 na straně č. 71 je pro kolíky uvedena hodnota maximálního dovoleného napětí ve smyku, je nutné toto napětí přepočítat na dovolené otlačení podle:

$$p_{max} = \frac{\tau_{max} \cdot 1,5}{0,6} \quad [MPa] \quad (6.70)$$

		NAMÁHÁNÍ ZÁVĚSŮ OBĚŽNÝCH LOPATEK							
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Typ závěsu		V	T	T	T	T	T	V	V
m_{z11}	[kg]	0,023	0,018	0,017	0,043	0,053	0,052	0,207	0,195
m_{z1122}	[kg]	-	0,006	0,006	0,010	0,012	0,012	-	-
m_z	[kg]	0,055	0,031	0,031	0,055	0,068	0,067	0,286	0,348
O_{z11}	[kN]	3,146	2,417	2,481	6,153	7,807	7,924	33,344	31,855
O_{11}	[kN]	8,816	14,751	16,321	21,137	26,813	27,835	69,776	127,43
O_{z1122}	[kN]	-	0,785	0,806	1,357	1,727	1,759	-	-
O_{12}	[kN]	-	15,536	17,127	22,494	28,540	29,594	-	-
O_{zc}	[kN]	7,139	4,264	4,373	7,908	10,042	10,201	42,904	54,998
O_c	[kN]	12,810	14,751	16,321	22,893	29,048	30,112	79,336	150,57
Materiál závěsu		PAK 2MV.7						P-AK 1. TD	
Materiál kolíku		15 320.9	-	-	-	-	-	15 320.9	
t^{OL}	[°C]	452,8	415,2	374,5	330,2	281,9	229,2	172,9	100,0
σ_{11}	[MPa]	118,45	117,23	130,13	165,92	170,26	179,27	240,07	256,19
σ_{DOV}	[MPa]	167	172	181	191	201	201	245	260
τ_{12}	[MPa]	-	93,43	103,31	106,72	109,51	115,15	-	-
τ_{DOV}	[MPa]	-	103,2	108,6	114,6	120,6	120,6	-	-
p_{13}	[MPa]	-	175,84	195,19	269,55	276,67	290,90	-	-
p_{DOV}	[MPa]	-	258	271,5	286,5	301,5	301,5	-	-
τ_k	[MPa]	54,37	-	-	-	-	-	131,53	149,78
τ_{DOV}	[MPa]	96	-	-	-	-	-	144	150
σ_{ot}	[MPa]	106,75	-	-	-	-	-	215,59	231,18
σ_{DOV}	[MPa]	240	-	-	-	-	-	360	375

Tabulka 6.6: Výpočet dovoleného namáhání závěsů oběžných lopatek

		ROZMĚRY ZÁVĚSŮ LOPATEK							
Stupeň		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Typ závěsu		V	T	T	T	T	T	V	V
B	[mm]	25	20	20	30	30	30	50	60
D ₁	[m]	0,649	0,672	0,692	0,686	0,706	0,729	0,748	0,787
t ₁₁	[mm]	11,2	14,0	13,9	10,6	13,1	12,9	16,5	21,0
a	[mm]	-	9	9	12	12	12	-	-
n _{v1}	[-]	3	-	-	-	-	-	2	2
n _{v2}	[-]	-	-	-	-	-	-	1	3
b ₁	[mm]	4	-	-	-	-	-	11	7,35
b ₂	[mm]	-	-	-	-	-	-	12	7,9
b ₃	[mm]	-	-	-	-	-	-	8	6,1
d	[mm]	5	-	-	-	-	-	8	8
D ₂	[mm]	-	666	686	681	701	724	-	-
t ₁₂	[mm]	-	13,9	13,8	10,5	13,0	12,9	-	-
b	[mm]	-	6	6	10	10	10	-	-
c	[mm]	-	6	6	8	8	8	-	-
x	[mm]	6	6	6	9,7	9,7	9,7	1,36	11
D _{T11}	[m]	0,667	0,688	0,708	0,721	0,741	0,764	0,801	0,813
t _{T11}	[mm]	11,5	11,4	11,4	11,2	13,8	13,6	17,7	21,6
S _{Z11}	[cm ²]	2,6	1,95	1,95	4,86	4,86	4,86	14,9	11,49
y	[m]	15	9,2	9,2	14,6	14,6	14,6	28	24
D _T	[m]	649	681,6	701,6	710,8	730,8	753,8	748	787
t _T	[m]	14,0	14,2	14,1	11,0	13,6	13,4	16,5	21,0
S _Z	[cm ²]	5	2,8	2,8	6,42	6,42	6,42	22	21,17
A ₁₁	[cm ²]	0,744	1,258	1,254	1,274	1,575	1,553	2,907	4,974
A ₁₂	[cm ²]	0,196	0,831	0,829	1,054	1,303	1,285	0,503	0,503
A ₁₃	[cm ²]	0,6	0,839	0,836	0,849	1,05	1,035	3,68	5,512

Tabulka 6.7: Rozměry závěsů oběžných lopatek

6.5. Kritické otáčky

Při návrhu rotoru je nutné kontrolovat kritické otáčky turbíny, respektive její vlastní frekvenci tak, aby nedošlo k rezonanci a havárii zařízení. Kritické otáčky musí být dostatečně vzdáleny od jmenovitých otáček a to dle podmínek: $n_{k*} = 0,7 \cdot n_j$ pro elastické rotory a $n_{k*} = (1,2 - 1,3) \cdot n_j$ pro tuhé rotory.

Ložisková vzdálenost L je určena pomocí AutoCadu. Maximální průměr hřídele d_o je průměr vnitřních labyrintových ucpávek, na doporučení z firmy ŠDP zvětšený o 15 mm , aby se zohlednila tuhost disků. Celková hmotnost rotující části je dána součtem hmoty samotného rotoru (zjištěno pomocí AutoCadu), hmoty závěsů a lopatek:

$$M_c = M_r + \sum M_z + \sum M_l \quad [kg] \quad (6.71)$$

Kritické otáčky n_k lze spočítat podle rovnice:

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_o}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{M_c}{L}}} \quad [1/min] \quad (6.72)$$

Výsledky kontroly na kritické otáčky jsou uvedeny v tabulce 6.8.

L_o	[m]	3,225
D_{\max}	[m]	438
V_r	[m ³]	0,6311
M_r	[kg]	4954,135
M_l	[kg]	186,5504
M_z	[kg]	160,1471
M_c	[kg]	5300,833
n_k	[1/min]	3412,266
n_{k*}	[1/min]	3850

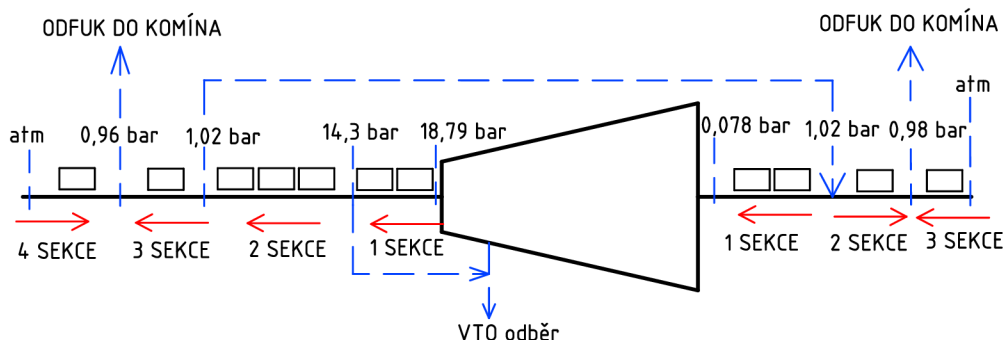
Tabulka 6.8: Výpočet kritických otáček

7. Konstrukční výpočty

Do konstrukční výpočtů je zařazen návrh vnitřních a zadních ucpávek a návrh a výběr normalizovaných typů potrubí. Celá tato kapitola je vypracována na základě literatury [1] a [2].

7.1. Vnější ucpávky

Vnější ucpávky které se dělí na přední a zadní a slouží k utěsnění rotoru turbíny. Systém řešení ucpávkových okruhů je znázorněn ve schématu ucpávkové páry na obrázku ??.



Obrázek 7.1: Schéma ucpávkové páry

Přední ucpávky se skládají ze čtyř sekcí. Pára za první ucpávkovou sekcí je odváděna do odběru do ohřívače VTO1. Pára za druhou ucpávkovou sekcí slouží k zahlcení předních ucpávek přičemž tlak za druhou sekcí je volen na doporučení ze společnosti ŠDP (0,96 bar pro komínovou větev a 1,02 bar pro ucpávkovou větev). Za třetí sekcí je pára vyfukována do komína. Je zde udržován mírný podtlak, a přes čtvrtou sekcí je tak nasáván okolní vzduch, což má výhodu v tom, že okolí strojovny není zahlceno unikající parou.

Zadní ucpávky se skládají ze tří sekcí. Za první sekcí je přiváděna ucpávková pára ze zadních ucpávek a dochází tak k zahlcení první sekce. Za druhou sekcí je udržován mírný podtlak a pára je vyfukována do komína spolu s okolním vzduchem pronikajícím přes třetí sekcí.

7.1.1. Přední ucpávky

Přední ucpávky jsou umístěny na straně vysokého tlaku turbíny, odpovídajícímu tlaku za první rozváděcí řadou lopatek. Přední ucpávky jsou s pravým labyrintem a každý ucpávkový segment má 8 břitů. Segmenty jsou typové, normalizované dle společnosti ŠDP. Cílem je stanovit množství páry unikající ucpávkami a ztrátový výkon. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 7.1. Rozdíl tlaků před a za ucpávkou:

$$\Delta p_u = p_1 - p_2 \quad [MPa] \quad (7.1)$$

V ucpávkách dochází ke škrcení páry. Měrný objem páry lze vyjádřit jako funkci tlaku a entalpie:

$$v_1 = f(p_1; h_1) \quad [m^3/kg] \quad (7.2)$$

Kde: h_1 – je entalpie páry za první rozváděcí řadou lopatek.

V poslední sekci je nasáván vzduch ze strojovny, jehož měrný objem je:

$$v_1 = \frac{r \cdot T}{p_{atm}} \quad [m^3/kg] \quad (7.3)$$

Kde: r – je plynová konstanta vzduchu ($r = 287,1 J/kg \cdot K$), T – je teplota vzduchu ve strojovně (volena $308,15 K$) a p_{atm} – je atmosférický tlak.

Radiální mezera:

$$\delta_r = 0,85 \cdot \frac{D_u}{1000} + 0,25 \quad [mm] \quad (7.4)$$

Skutečná radiální mezera je získána po zaokrouhlení vypočtené radiální mezery na celé desetiny milimetrů.

Průtočná plocha ucpávky:

$$S_u = \pi \cdot D_u \cdot \delta_r \quad [m] \quad (7.5)$$

Tlakový poměr:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad [-] \quad (7.6)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z+1,25}} \quad [-] \quad (7.7)$$

Výpočet hmotnostního průtoku páry při kritickém proudění a nekritickém proudění se liší. Hmotnostní tok ucpávkou pro kritické proudění je:

$$M_u = \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{1}{z+1,25} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \quad [kg/s] \quad (7.8)$$

Průtokový součinitel μ je odečten z přílohy č. 7 na straně č. 74. Hmotnostní průtok páry ucpávkou při nekritickém proudění je:

$$M_u = \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad [kg/s] \quad (7.9)$$

Ucpávkou prochází určité množství páry, jejíž energii nelze využít pro expanzi v průtočném kanále turbíny. Proto lze ztrátový výkon vyjádřit jako:

$$P_{z \text{ vnější}} = M_{u1} \cdot (i_1 - i_2) \quad [kW] \quad (7.10)$$

Kde: M_{u1} – označuje průtok páry první ucpávkovou sekcí, i_1 – označuje entalpii páry po expanzi v první rozváděcí řadě lopatek a i_2 – označuje koncovou entalpii páry na výstupu do kondenzátoru.

Pro snadné propojení vnějších ztrát ucpávkové páry s iteračním výpočtem je zaveden poměrná ztrátová ucpávková účinnost $\zeta_{u \text{ vnější}}$:

$$\zeta_{u \text{ vnější}} = 1 - \frac{P_{z \text{ vnější}}}{P_G} \quad [-] \quad (7.11)$$

		PŘEDNÍ VNĚJŠÍ UCPÁVKY			
		1. SEKCE	2. SEKCE	3. SEKCE	4. SEKCE
z	[-]	16	24	8	8
p ₁	[MPa]	1,879	1,43	0,102	0,101
p ₂	[MPa]	1,43	0,102	0,096	0,096
Δp _u	[MPa]	0,449	1,328	0,006	0,005
n	[-]	2	3	1	1
δ _r *	[mm]	0,605	0,605	0,482	0,482
δ _r	[mm]	0,6	0,6	0,5	0,5
D _u	[m]	0,418	0,418	0,273	0,273
S _u	[mm ²]	787	787	429	429
π	[-]	0,761	0,071	0,941	0,948
π _{krit}	[-]	0,197	0,163	0,270	0,270
Typ proudění		NEKRITICKÉ	KRITICKÉ	NEKRITICKÉ	NEKRITICKÉ
Δ	[mm]	0,3	0,3	0,3	0,3
δ _r /Δ	[-]	2	2	1,667	1,667
μ	[-]	0,76	0,76	0,78	0,78
M	[kg/s]	0,30483	0,28619	0,00685	0,01286
P _{z vnější}	[kW]	304,480			
ξ _{u vnější}	[-]	0,9932			

Tabulka 7.1: Výpočet předních vnějších ucpávek

		ZADNÍ VNĚJŠÍ UCPÁVKY		
		1. SEKCE	2. SEKCE	3. SEKCE
z	[-]	16	8	8
p ₁	[MPa]	0,102	0,102	0,101
p ₂	[MPa]	0,008	0,096	0,096
Δp _u	[MPa]	0,094	0,006	0,005
n	[-]	2	1	1
δ _r *	[mm]	0,497	0,497	0,497
δ _r	[mm]	0,5	0,5	0,5
D _u	[m]	0,29	0,29	0,29
S _u	[mm ²]	456	456	456
π	[-]	0,074	0,941	0,948
π _{krit}	[-]	0,197	0,270	0,270
Typ proudění		KRITICKÉ	NEKRITICKÉ	NEKRITICKÉ
Δ	[mm]	0,3	0,3	0,3
δ _r /Δ	[-]	1,667	1,667	1,667
μ	[-]	0,78	0,78	0,78
M	[kg/s]	0,015179	0,005143	0,009659

Tabulka 7.2: Výpočet zadních vnějších ucpávek

7.1.2. Zadní ucpávky

Zadní ucpávky jsou umístěny na straně vakua, a zabraňují přísávání okolního vzduchu do potrubí vedoucího do kondenzátoru. Provedení zadních ucpávek je s nepravým labyrintem, a každý segment má 8 břitů.

Výpočet průtoku ucpávkou je stejný jako u předních ucpávek. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 7.2

7.2. Vnitřní ucpávky

Vnitřní ucpávky slouží k utěsnění rozváděcích kol. V praxi se používají ucpávkové segmenty složené z pravých i nepravých labyrintů. Pro účely této práce jsou použity segmenty s pravým labyrintem s 8 břity. Na vnitřních ucpávkách nedochází ke kritickému proudění a hmotnostní průtok páry každou ucpávkou se stanoví dle algoritmu popsaného pro přední ucpávky. Pára proniká ucpávkovým prostorem a způsobuje ztráty na výkonu, jenž se vyjádří jako:

$$P_{zi} = M_{ui} \cdot (i_{1i} - i_{2i}) \quad [kW] \quad (7.12)$$

Kde: M_{ui} – označuje hmotnostní průtok ucpávkou i – tého stupně, i_{1i} a i_{2i} – označuje entalpii páry před a za rozváděcím kolem i – tého stupně.

Celkový ztrátový výkon vnitřních ucpávek je sumou jednotlivých dílčích ztrátových výkonů:

$$P_{z \text{ vnitřní}} = \sum P_{zi} \quad [kW] \quad (7.13)$$

Pro snadné propojení vnitřních ztrát ucpávkové páry s iteračním výpočtem je zaveden poměrná ztrátová ucpávková účinnost $\zeta_{u \text{ vnitřní}}$:

$$\zeta_{u \text{ vnitřní}} = 1 - \frac{P_{z \text{ vnitřní}}}{P_G} \quad [-] \quad (7.14)$$

Výsledky výpočtu vnitřních ucpávek jsou uvedeny v tabulce 7.3

7.3. Potrubí

Potrubí je navrženo pro maximální dovolenou rychlost páry $w = 50 \text{ m/s}$. Průměr potrubí je vyjádřen jako:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v}{\pi \cdot w}} \quad [m] \quad (7.15)$$

Kde: M – je hmotnost páry protékající potrubím, v – je měrný objem páry v potrubí.

Výsledky návrhu potrubí jsou uvedeny v tabulce 7.4.

		VNITŘNÍ UCPÁVKY								
Stupeň		2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
n	[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1
z	[-]	8	8	8	8	8	8	8	8	8
p ₁	[MPa]	1,856	1,428	1,066	0,764	0,521	0,335	0,200	0,091	0,029
p ₂	[MPa]	1,447	1,082	0,777	0,532	0,342	0,206	0,097	0,031	0,009
Δp _u	[MPa]	0,409	0,346	0,289	0,232	0,179	0,129	0,103	0,060	0,020
δ _r *	[mm]	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598
δ _r	[mm]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
D _u	[m]	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418
S _u	[mm ²]	787	787	787	787	787	787	787	787	787
π	[-]	0,780	0,758	0,729	0,696	0,657	0,615	0,483	0,341	0,298
π _{krit}	[-]	0,270	0,270	0,270	0,270	0,270	0,270	0,270	0,270	0,270
Typ proudění		NEKR.	NEKR.	NEKR.	NEKR.	NEKR.	NEKR.	NEKR.	NEKR.	NEKR.
Δ	[mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
δ _r /Δ	[-]	2	2	2	2	2	2	2	2	2
μ	[-]	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76
M	[kg/s]	0,3744	0,3042	0,2413	0,1841	0,1341	0,0919	0,0585	0,0268	0,0086
P _z	[kW]	29,240	25,319	21,771	17,908	13,992	10,101	8,647	4,639	1,012
ΣP _z	[kW]	132,630								
ξ _u vnitřní	[-]	0,9971								

Tabulka 7.3: Výpočet vnitřních ucpávek

		Přívodní potrubí	VTO1 Odběr	O Odběr	NTO2 Odběr	NTO1 Odběr	Hrdlo kondenzátoru
M	[kg/s]	36,379	2,576	1,868	1,297	2,860	27,778
v	[m ³ /kg]	0,157	0,235	0,528	1,127	2,088	17,803
w	[m/s]	50	50	50	50	50	120
S	[m ²]	0,114	0,012	0,020	0,029	0,119	4,121
d	[m]	0,381	0,124	0,158	0,193	0,390	-
Volené potrubí		2x DN 200	DN 150	DN 200	DN 200	DN 400	Svarek 1,7 x 2,5 m

Tabulka 7.4: Vybrané profily potrubí

8. Nenávrhové stavy

Jedním z cílů zadání je nakreslení tepelných schémat pro 100 % a 75 % výkonu, tedy pro výkony 45 MW a 33,75 MW na svorkách generátoru. Při změně hmotnostního průtoku páry dochází ke změně parametrů páry mezi jednotlivými stupni a v odběrech. V návaznosti na to se mění energetické bilance regeneračních ohříváků a tedy odběrová množství páry potřebná k ohřátí napájecí vody na požadované teploty. Výpočet je zpracován na základě literatury [1].

Cílem je tedy stanovit tlaky na konci expanze páry v jednotlivých částech turbíny a na to navazující tlaky v odběrech. Přepočítání tlaků lze vyjádřit pomocí vzorce:

$$\left(\frac{m}{m_j}\right)^2 = \frac{p^2 - p_k^2}{p_j^2 - p_{k,j}^2} \quad (8.1)$$

Kde: m – je celkový hmotnostní průtok páry pro nenávrhový výkon, m_j – je celkový hmotnostní průtok páry při jmenovitém provozu (100 % výkonu), p – je tlak pro nenávrhový výkon, p_j – je tlak pro jmenovitý výkon, p_k a $p_{k,j}$ je tlak v kondenzátoru pro nenávrhový výkon a jmenovitý výkon.

Vzhledem k tomu, že druhá mocnina tlaku v kondenzátoru je zanedbatelná oproti druhé mocnina tlaku v odběrech, lze vzorec zjednodušit na:

$$\frac{m}{m_j} = \frac{p}{p_j} \quad (8.2)$$

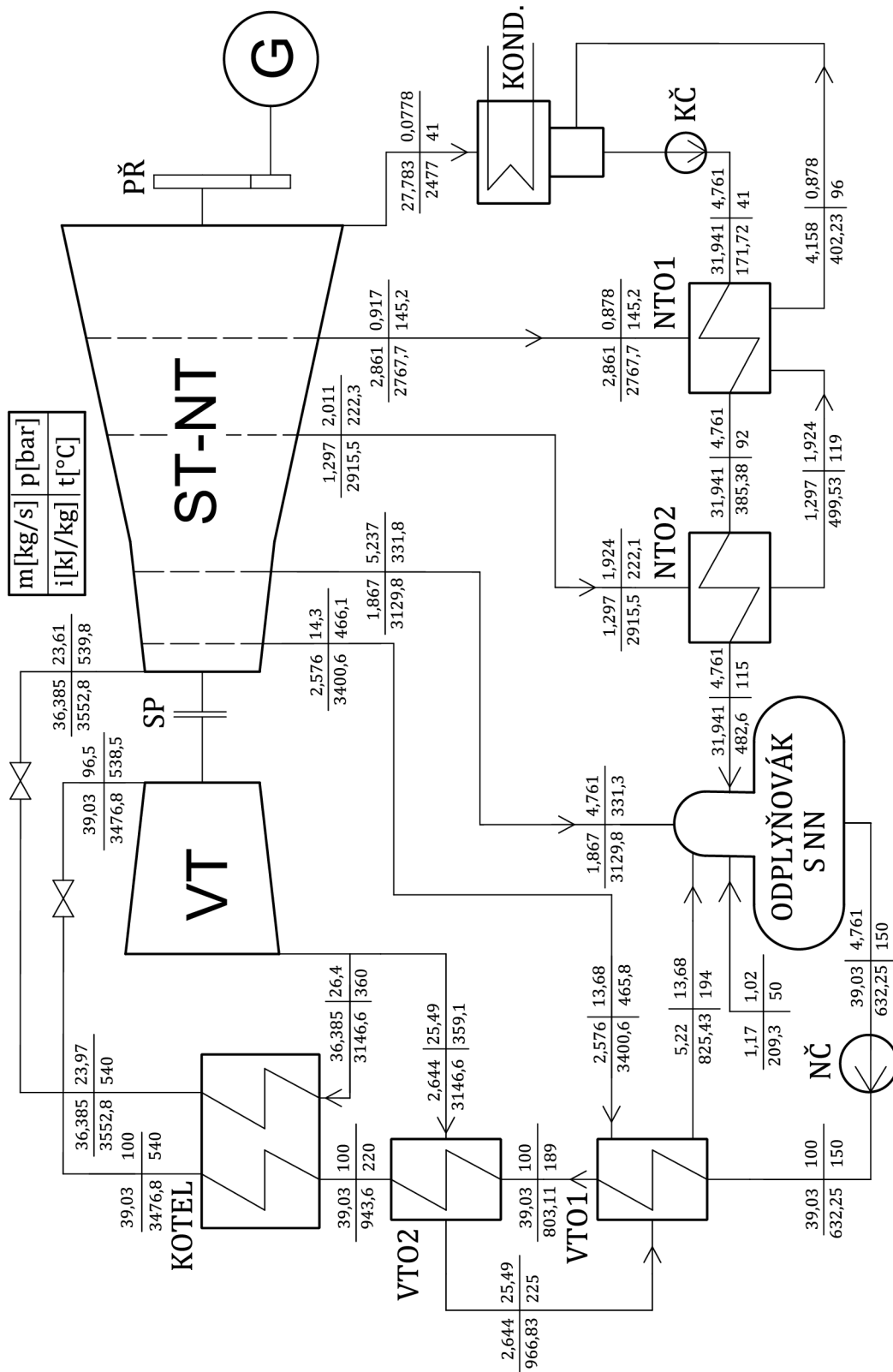
Pomocí tohoto vzorce jsou určeny tlaky v jednotlivých odběrech. Pro tyto nové tlaky jsou přepočteny parametry páry a v návaznosti na to je spočten nový celkový hmotnostní průtok páry turbínou.

Výpočet je proveden na základě těchto podmínek:

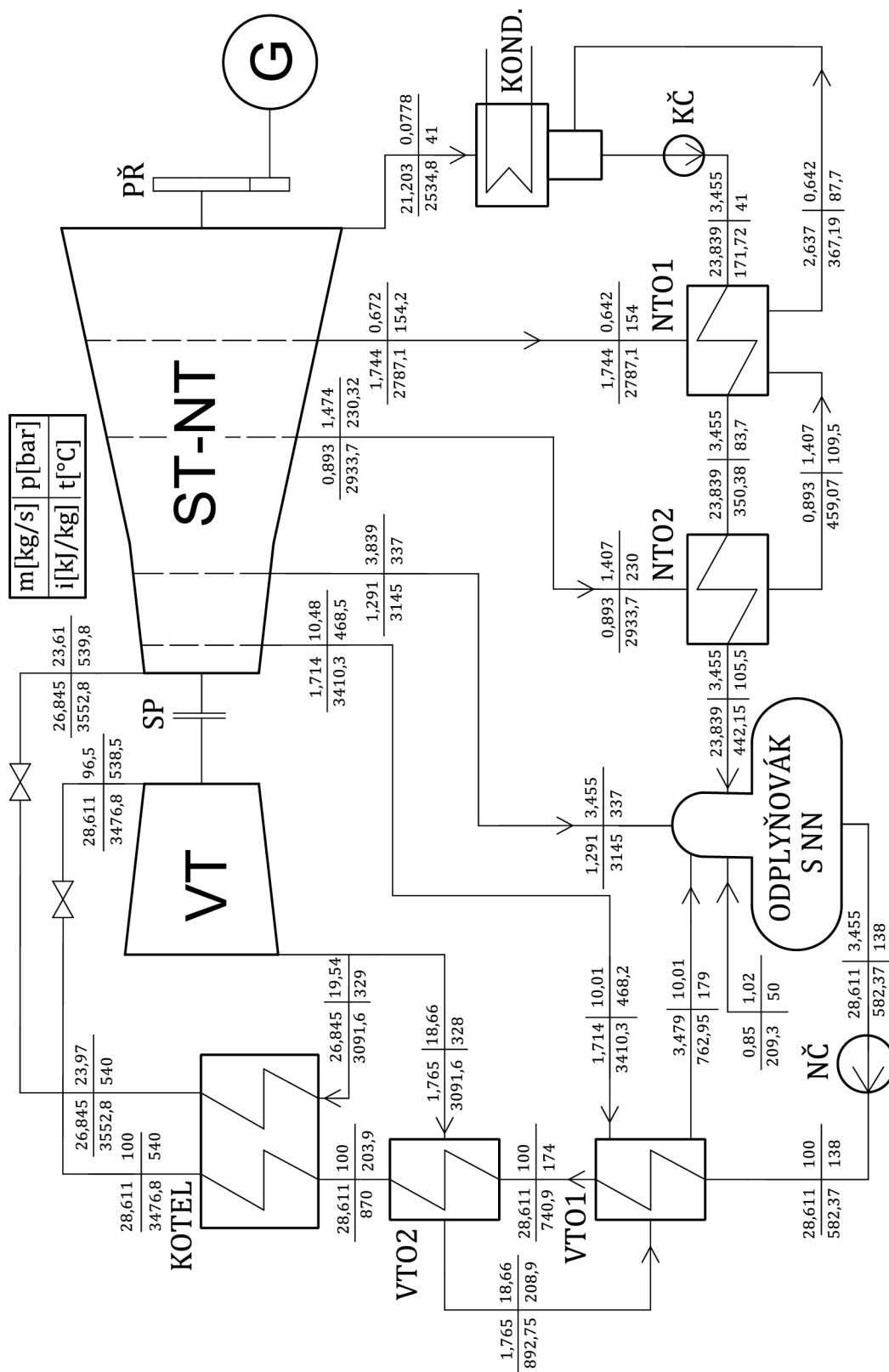
- Rozměry průtočného kanálu a geometrie lopatek je neměnná.
- Tlak v kondenzátoru je konstantní.
- Tlak a teplota admisní páry a teplota páry po přehřívání je konstantní.
- Účinnosti VT i ST-NT dílu jsou na doporučení ŠDP sníženy o 2,4 %.

Hmotnostní průtok admisní páry při 75 % zatížení je 28,661 kg/s. Teplota napájecí vody a teplota odplynění je uvažována klouzavá v závislosti na zatížení turbíny. Teplota napájecí vody pro 75 % zatížení je 203,9 °C a teplota odplynění je 138 °C. Bilanční schéma pro 75 % zatížení je vypracováno pro snížené účinnosti převodovky a generátoru dle zadání. Bilanční schémata jsou vyobrazeny v obrázku ?? a ??.

8.1. Bilanční schéma pro 100% výkonu



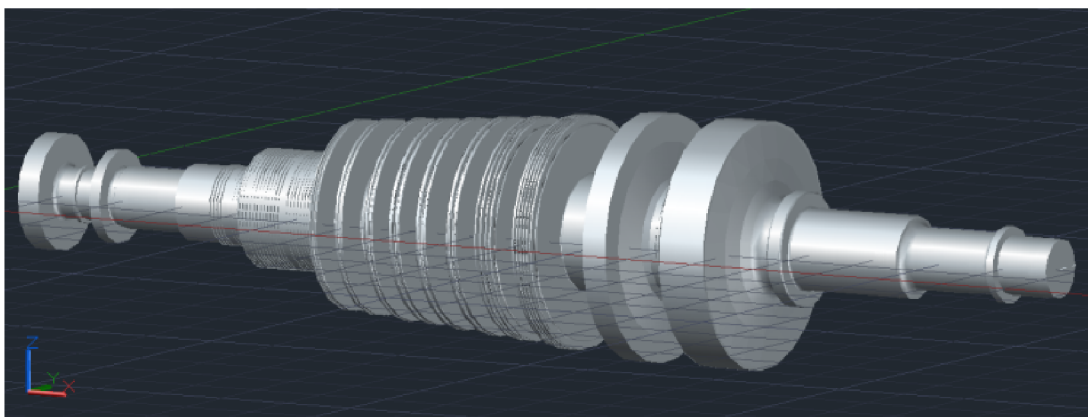
8.2. Bilanční schéma pro 75% výkonu



9. Výkres ST-NT dílu

Jedním z cílů této práce je nakreslit výkres ST-NT dílu turbíny v podélném řezu. V této kapitole jsou shrnuty doporučení z konzultací ve společnosti ŠDP a z konzultací s vedoucím práce, na jejichž základě byl výkres vypracován. Pro vytvoření výkresu byl použit program AutoCad. Výkres je proveden ve formátu A0 a přiložen k diplomové práci. V příloze č. 9 na straně č. 76 je uvedena zmenšená verze výkresu.

- Koncepce turbíny je zvolena jako dvouplášťová, z důvodu přetlaku a vysoké teploty páry na prvních stupních (23,7 bar a 540 °C).
- Tloušťka stěny je volena 50 mm, šířka usazení rozváděcích kol je volena 50 mm a šířka usazení nosičů rozváděcích kol 70 mm. Vše na základě konzultací se společností ŠDP.
- Na levé straně tělesa turbíny je na hřídeli umístěna pevná spojka pro připojení VT tělesa a radiálně axiální ložisko, společné jak pro VT díl tak pro ST-NT díl. Ložisko je navrženo jako radiálně axiální, aby zachytávalo axiální sílu způsobenou proudem páry.
- Na pravé straně tělesa turbíny je umístěno radiální ložisko a pružná lamelová spojka, jež má za úkol vyrovnávat axiální posuvy způsobené teplotní roztažností.
- Na doporučení společnosti ŠDP a z důvodu vytvoření plyného průtočného kanálu jsou rozváděcí lopatky provedeny jako sešikmené.
- Pára je přivedena do prvního stupně pomocí dvojice normalizovaných potrubí DN200. Odběrové potrubí do přehříváku VTO1 je zvoleno o průměru DN150, odběrové potrubí do odplynováku a ohříváku NTO2 je zvoleno o průměru DN200 a odběrové potrubí do ohříváku NTO1 je zvoleno DN400.
- Vývod páry do kondenzátoru je navrhnut jako svarek a je proveden směrem dolů.



Obrázek 9.1: 3D model ST-NT rotoru turbíny

10. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu s přehříváním pro zadaný výkon 45 MW na svorkách generátoru. Pro dosažení tohoto výkonu bylo nutné sestavit výpočet navrženého schématu zapojení turbíny a průtočného kanálu, jak pro VT část turbíny, tak pro ST-NT část turbíny, a na jeho základě stanovit hmotnostní tok admisní páry.

Hmotnostní tok admisní páry pro požadovaný výkon 45 MW na svorkách generátoru byl stanoven $39,031\text{ kg/s}$. Pro výkon $33,75\text{ MW}$, tedy pro 75% svorkového výkonu na generátoru, byl stanoven hmotnostní průtok $28,611\text{ kg/s}$.

Pro navržený hmotnostní tok při 100% zatížení dosahuje výkon na svorkách generátoru přesně 45 MW . Z toho $12,331\text{ MW}$ připadá na VT díl a $32,668\text{ MW}$ připadá na ST-NT díl. Vnitřní výkon turbíny byl stanoven $47,034\text{ MW}$, z toho $12,888\text{ MW}$ připadá na VT díl a $34,145\text{ MW}$ připadá na ST-NT díl.

Celková termodynamická účinnost turbíny byla stanovena $87,126\%$ a jednotlivé účinnosti VT s ST-NT částí turbíny byly stanoveny $83,872\%$ pro VT část turbíny a $88,176\%$ pro ST-NT část turbíny.

Iterační výpočet hmotnostního průtoku v sobě zahrnuje vnitřní ztráty jednotlivých stupňů, mechanické ztráty turbíny a převodovky, ztráty generátoru, ztráty vnitřními ucpávkami v ST-NT části turbíny a ztráty vnějšími ucpávkami ST-NT části turbíny. Výpočet nezahrnuje ztráty ucpávkama na VT dílu turbíny a další ztráty tepelného schématu. Proto lze usuzovat, že výsledný hmotnostní tok páry pro dosažení výkonu bude nepatrně vyšší, než je navržený hmotnostní průtok v této práci, právě díky nezahrnutí některých ztrát do výpočtu.

Další cílem této práce bylo ověřit navržené stupně na základní pevnostní výpočty tak, aby vyhovovaly daným technickým omezením. Přestože je pevnostní ověření jednotlivých částí stupně relativně složité, stále se jedná o zjednodušený výpočet. V praxi by bylo nutné použití specializovaných výpočetních programů.

Výkres ST-NT části v podélném řezu, přiložený k diplomové práci, je vypracován na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a na základě připomínek poskytnutých přiděleným konzultantem ze společnosti ŠDP. Hlavní účel výkresu je získání představy o celkové dispozici ST-NT části turbíny a k ní se vztahujícím příslušenství.

Výpočet a návrh turbíny je komplexní a dlouhodobý úkol, jenž vyžaduje použití vysoce specializovaných výpočetních a modelačních programů. Výpočet sestavený v této diplomové práci poskytuje dobrý a ucelený pohled na celkovou konstrukci turbíny, na návrh jednotlivých stupňů a průtočného kanálu a na celkové schéma zapojení turbíny. V praxi by mohl sloužit jako prvotní odhad rozměrů zařízení, parametrů turbíny a páry a to přesto, že obsahuje některá zjednodušení a tudíž ho lze chápat jako přibližný.

Seznam použité literatury

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1984, 607 s.
- [5] PAVELEK, Milan. *Termomechanika: tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. *Parní turbína v technologickém celku*, Transformační technologie, 2011-04, [last updated 2013-12]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <<http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>>.

Seznam symbolů a zkratek

Seznam symbolů

a	$[m/s]$	rychlost zvuku
A	$[m^2]$	plocha
b	$[mm]$	délka tětiny profilu, šířky nožek závěsů
c	$[m/s]$	rychlost proudu páry
d, D	$[m]$	průměr
E	$[GPa]$	modul pružnosti oceli
f	$[-]$	reheat faktor
f	$[m]$	rameno síly
F	$[kN]$	síla
h, H	$[kJ/kg]$	entalpický spád
h	$[mm]$	tloušťka rozváděcích kol
i	$[kJ/kg]$	měrná entalpie
l	$[kJ/kg]$	práce cyklu
l	$[m]$	délka lopatek
L	$[m]$	ložisková vzdálenost
m, M	$[kg/s]$	hmotnostní tok
M	$[kg]$	hmotnost
M	$[Nm]$	ohybový moment
Ma	$[-]$	Machovo číslo
n	$[1/min]$	otáčky
O	$[kN]$	odstředivá síla
p	$[MPa, bar]$	tlak
p	$[MPa]$	otlačení
P	$[MW]$	výkon
q	$[kJ/kg]$	měrné teplo
R	$[m]$	poloměr
s	$[kJ/kgK]$	měrná entropie
S	$[m^2]$	plocha
t, T	$[^{\circ}C, K]$	teplota
t	$[mm]$	rozteč
u	$[m/s]$	obvodová rychlost
v	$[m^3/kg]$	měrný objem
w	$[m/s]$	relativní rychlost páry
W	$[cm^3]$	ohybový průřezový modul
x	$[-]$	suchost páry
y	$[-]$	poměrné odběrové množství
z	$[-]$	počet stupňů
z	$[kJ/kg]$	absolutní hodnota ztrát
α	$[^{\circ}]$	úhel absolutní rychlosti
β	$[^{\circ}]$	úhel relativní rychlosti
γ	$[^{\circ}]$	úhel nastavení profilu

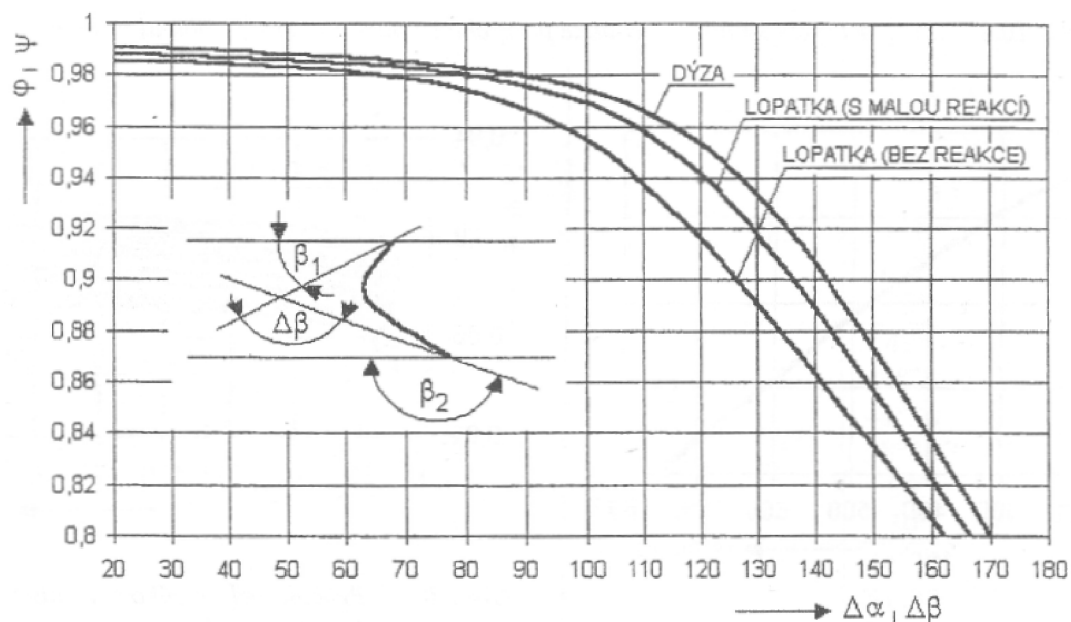
δ	[<i>m</i>]	radiální mezera
ε	[–]	parciálnost
ζ	[%]	poměrá ucpávková ztráta
η	[%]	účinnost
μ	[–]	průtokový součinitel, součinitel pro výpočet průhybu
ξ	[–]	poměrná ztráta
π	[–]	tlakový poměr
ρ	[<i>kg/m</i> ³]	hustota
ρ	[–]	reakce
σ	[<i>MPa</i>]	napětí
τ	[<i>MPa</i>]	smykové napětí
φ, ψ	[–]	rychlostní součinitele
ω	[–]	úhlová rychlost

Seznam zkratek

<i>KČ</i>	kondenzační čerpadlo
<i>KOND.</i>	kondenzátor
<i>NČ</i>	napájecí čerpadlo
<i>KR.</i>	kritický
<i>NEKR.</i>	nekritický
<i>NN</i>	napájecí nádrž
<i>NTO</i>	nízkotlaký ohřívák
<i>OL</i>	oběžné lopatky
<i>O</i>	oplyňovák
<i>R</i>	rotor, rotorové
<i>RK</i>	rozdávěcí kola
<i>RL</i>	rozdávěcí lopatky
<i>RS</i>	regulační stupeň
<i>S</i>	stator, statorové
<i>ST – NT</i>	středo-nízkotlaký
<i>ŠDP</i>	Škoda Doosan Power
<i>V</i>	vidličkový, vidlička
<i>VT</i>	vysokotlaký
<i>VTO</i>	vysokotlaký ohřívák

Seznam Příloh

Příloha 1.: Rychlostní součinitele φ a ψ [2]



Příloha 2.: Geometrie profilů lopatek[1]

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

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

α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

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

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

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

B (transonické) $0,9 < M < 1,15$

C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$

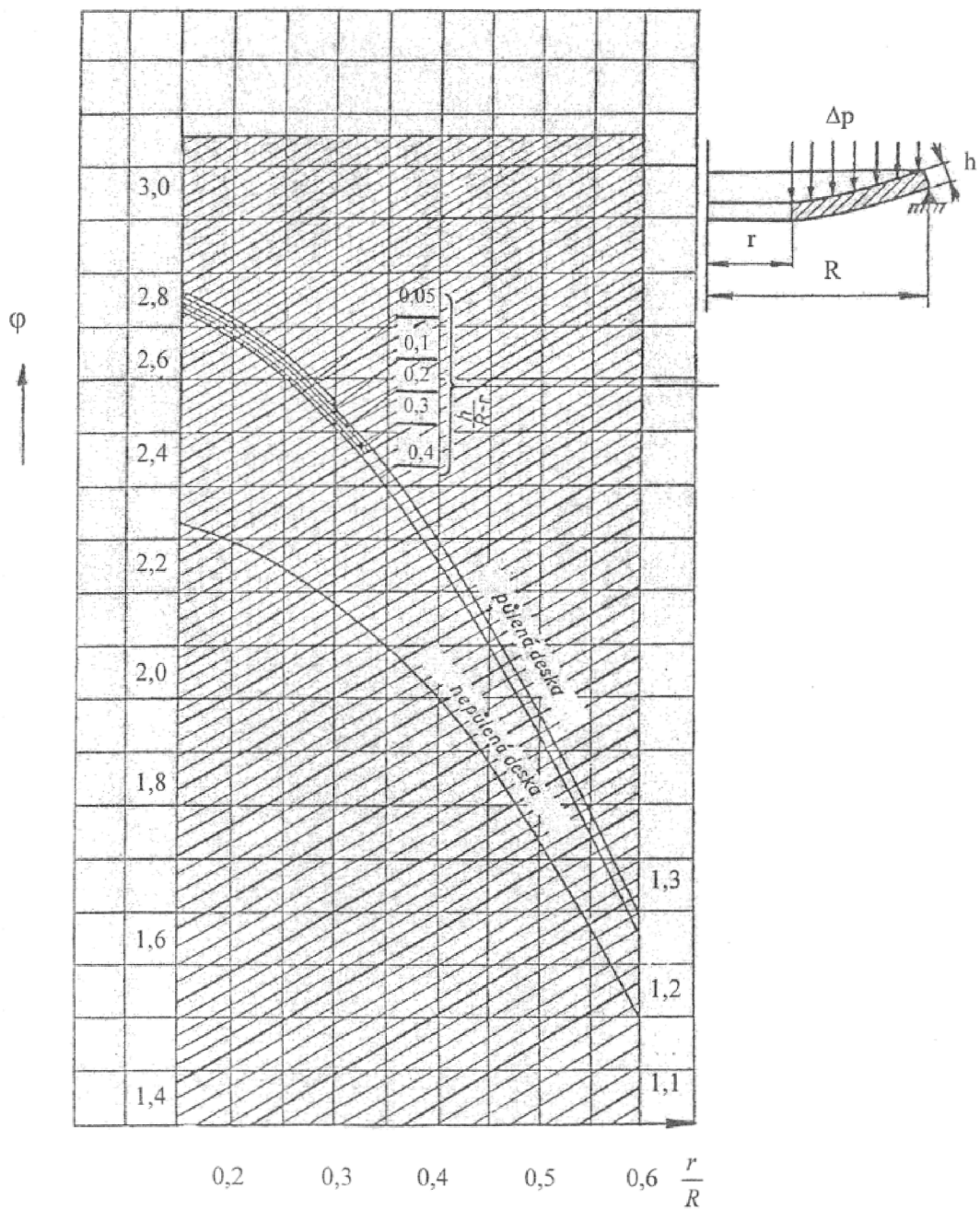
D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

Příloha 3.: Konstruktivní materiály a namáhání [1]

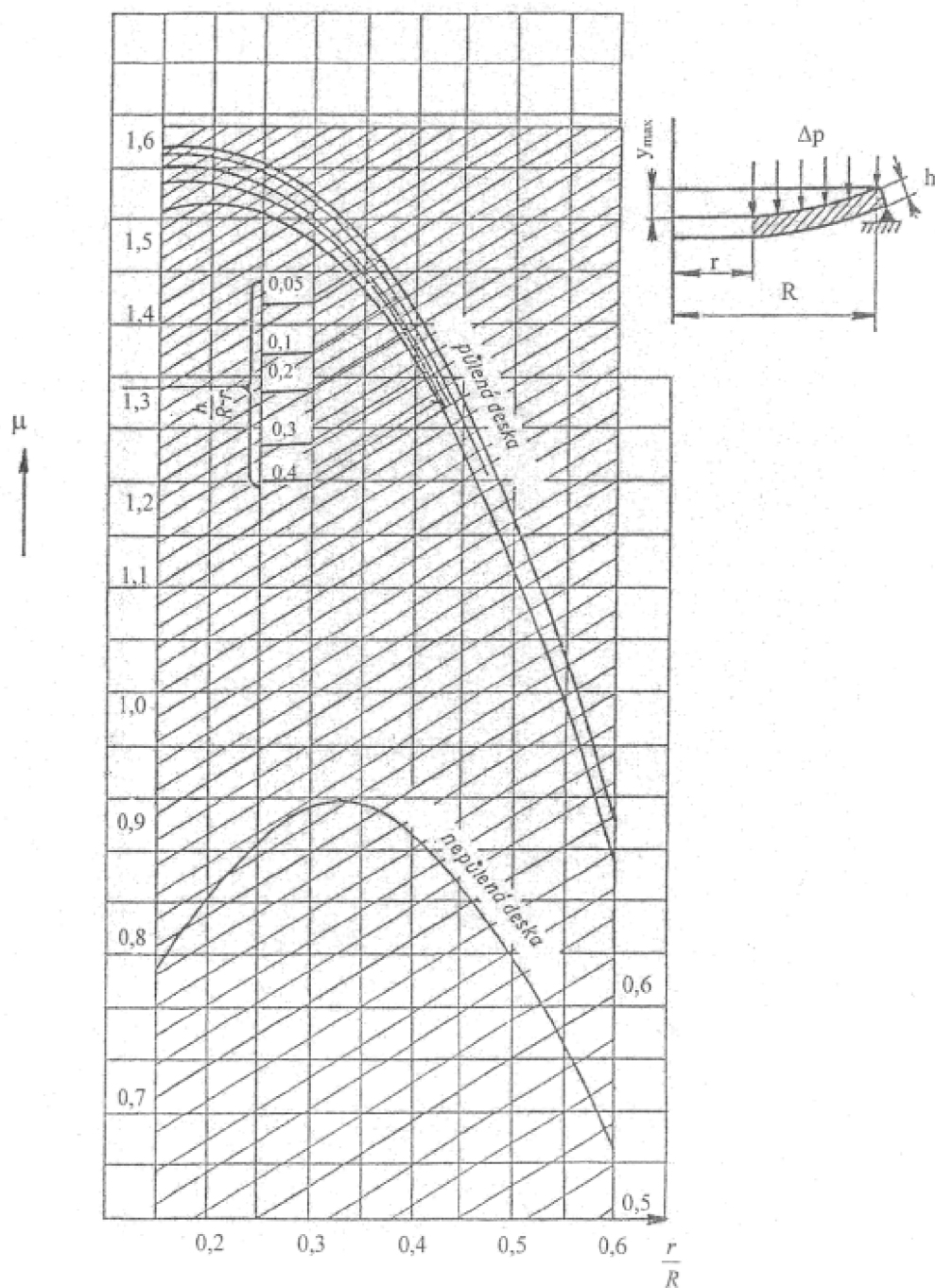
	*ident	název mater.	Sqkm	Tmax	S20.	100.	200.	300.	350.	375.	400.	420.	440.	460.	480.	500.	510.	520.	530.	540.	550.	→T	E20.	100.	200.	300.	400.	500.	600.	* poznámky až do konce			
Rozv. kola	00101	15 128. 5	363.	550.	181.	172.	159.	147.	139.	135.	132.	128.	125.	121.	109.	84.	75.	66.	56.	50.	44.		214.	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.															126.	124.	121.	119.				* slitina i do 250° C			
Rozv. lop.	00201	15 128.5	274.	550.	220.	214.	207.	196.	172.	172.	172.	153.	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.	251.	212.	212.	172.	172.	172.	133.	133.	94.	94.	94.									* tyče, vt profily i nad 400° C			
	00203	17 021.2	274.	400.	220.	204.	188.	180.	172.	172.	172.																			* tyče, st profily i do 400° C			
	00204	422745	319.	550.	255.	245.	240.	235.	220.	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.	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	Alsth. C51R-J	441.	550.	353.	328.	309.	279.	258.	258.	258.	231.	231.	147.	147.	147.	115.	115.	88.	88.	88.										* Alsthom, nahrada 15 335		
Rotory	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.														*			
	00306	16 444.6(.9)	735.	420.	294.	279.	255.	230.	216.	196.	176.	147.																		* disky skládaných rotorů			
	00307	16 536.6	686.	420.	276.	260.	235.	216.	206.	191.	176.	147.																		* disky svaf. NT rotorů, běžně používaná			
	00308	16 536.6 a	314.	420.	314.	299.	276.	245.	230.	206.	176.	147.																			* disky do šířky 500 mm		
Ob. lop.	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.																										
koliky	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]

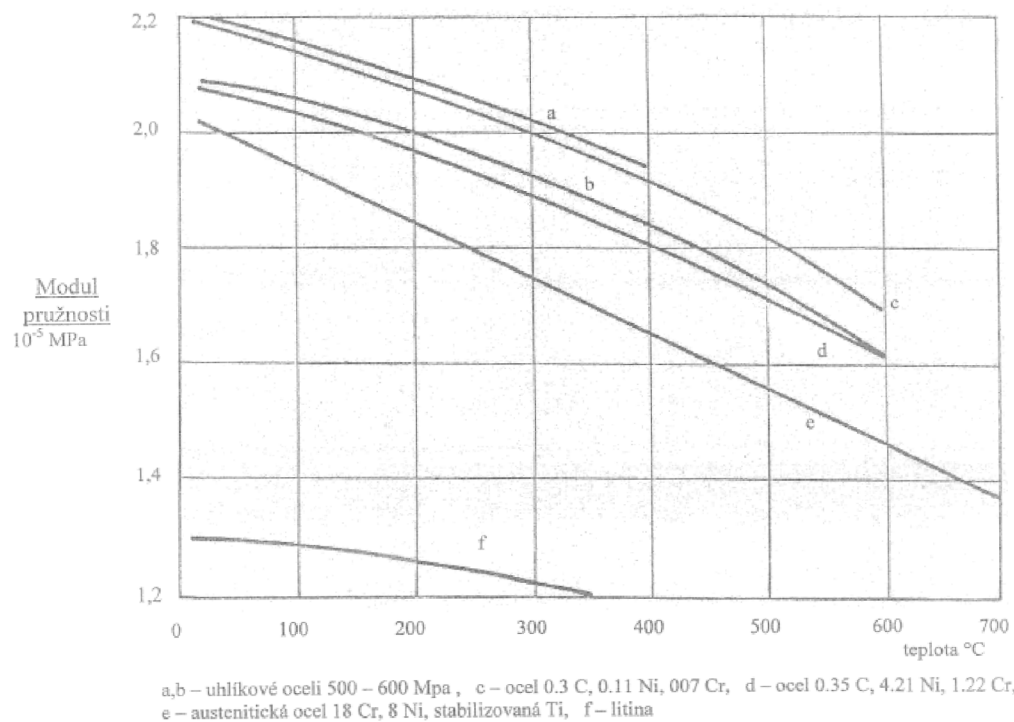
Příloha 4.: Součinitel φ pro výpočet namáhání rozdávěcího kola[1]



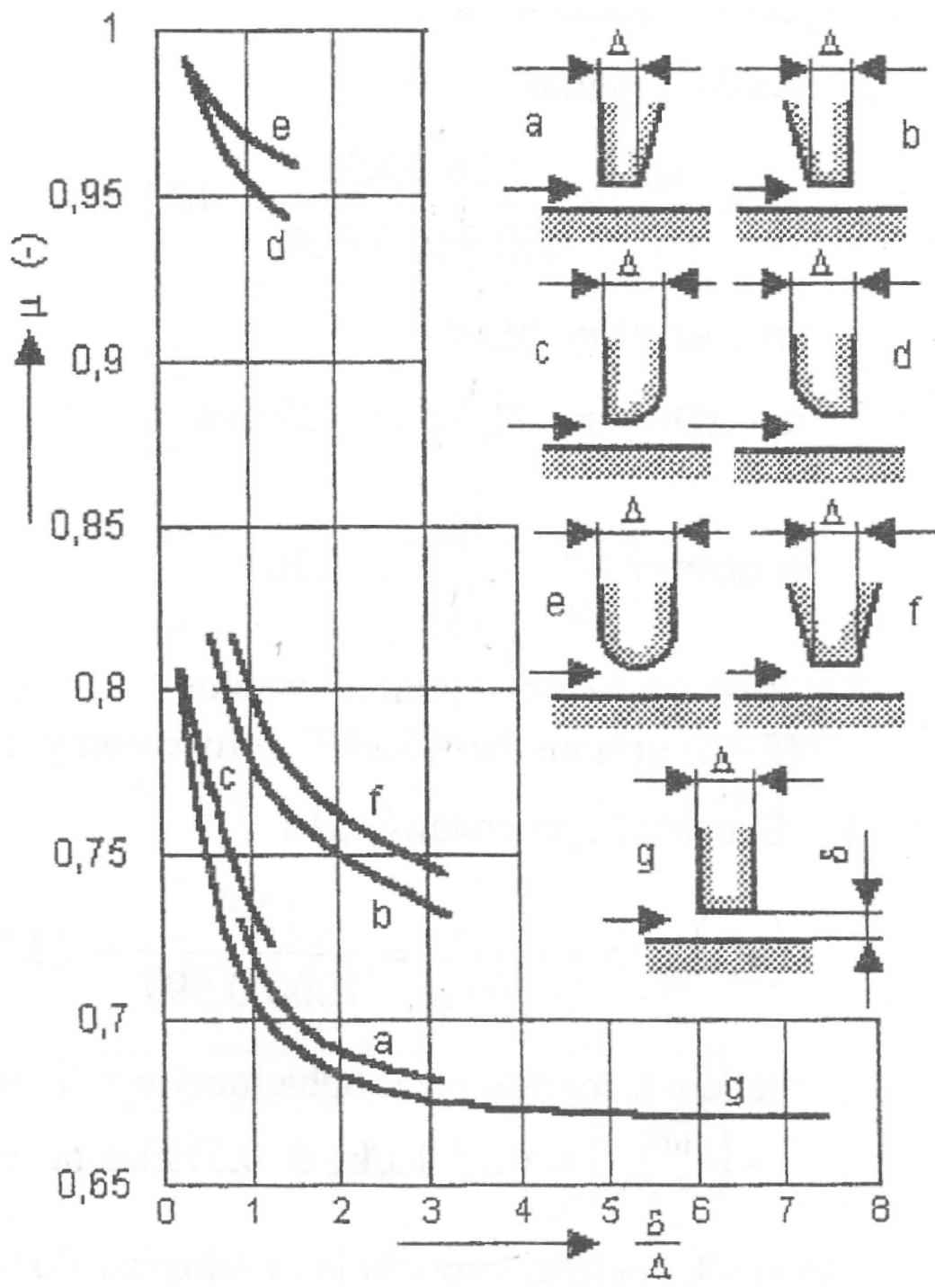
Příloha 5.: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcích kol[1]



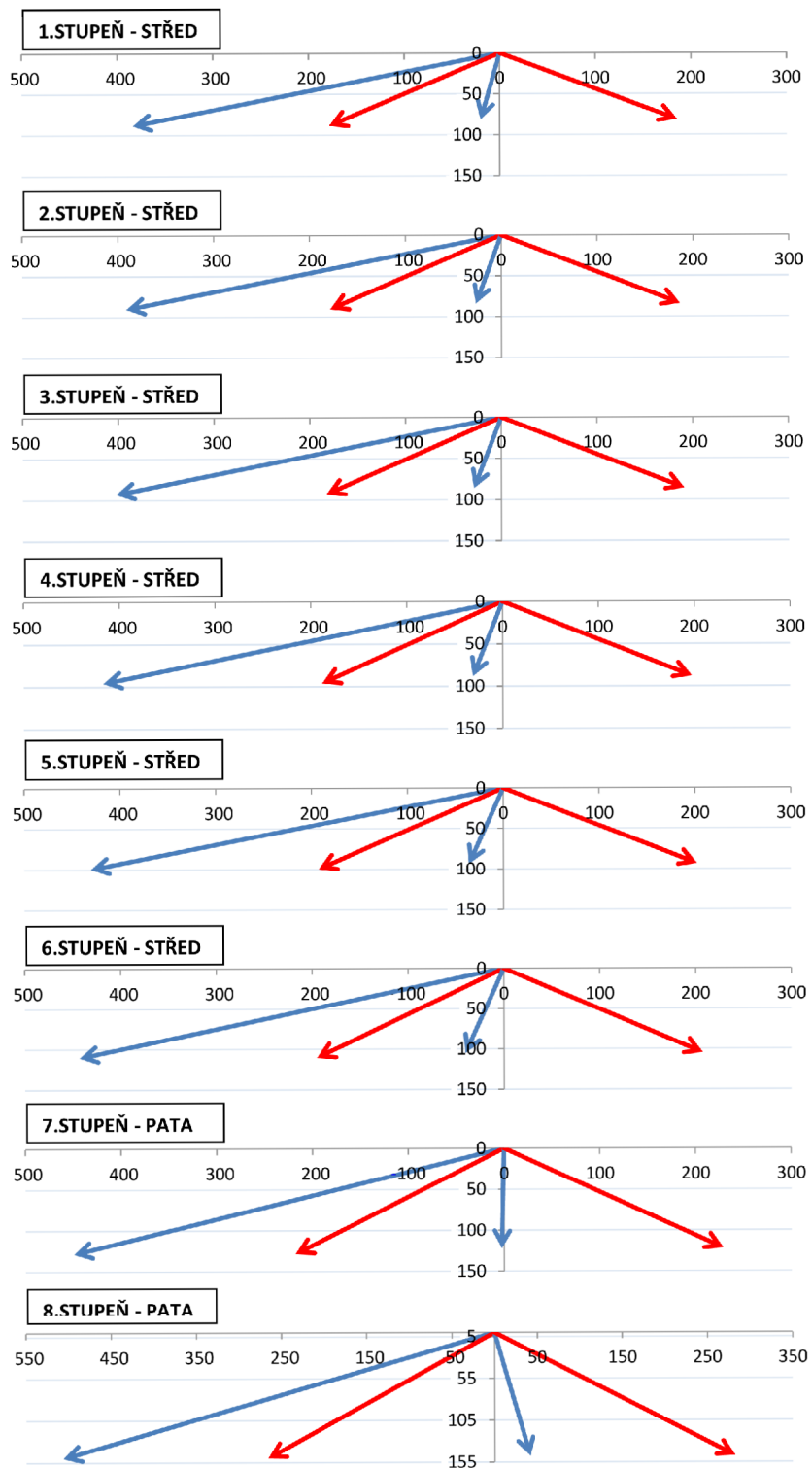
Příloha 6.: Závislost modulu pružnosti v tahu na teplotě[1]



Příloha 7.: Průtokový součinitel ucpávek[2]



Příloha 8.: Rychlostní trojúhelníky 1. – 8. stupně ST-NT dílu



Příloha 9.: Výkres ST-NT dílu v podélném řezu

