



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ USTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO FOSILNÍ ELEKTRÁRNU – ST NT DÍL
STEAM TURBINE FOR FOSSIL POWER PLANT – MP LP CASING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JAN TŘINÁCTÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Třináctý

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

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

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

Parní turbína pro fosilní elektrárnu - ST NT díl

v anglickém jazyce:

Steam Turbine for fossil power plant - MP LP casing

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte dvoutělesovou kondenzační parní turbínu s přehříváním páry o výkonu 250MW s vodou chlazeným kondenzátorem. Turbínu navrhněte s jednoproudým výstupem do kondenzátoru. Zpracujte konstrukční návrh kombinovaného ST NT dílu pro parametry:

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

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

teplota admisní $t_A = 565 \text{ °C}$

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

tepl. přehřáté páry 565°C , $t_{odpl} \sim 190\text{°C}$, $t_{NV} \sim 260\text{°C}$

tepl. chladicí vody $t_{chl.v.} = 33 \text{ °C}$

otáčky turbíny $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Cíle diplomové práce:

Regulace turbíny je dýzová. Parní turbínu navrhněte s axiálním výstupem do vodou chlazeného kondenzátoru. Množství admisní páry m_l stanovte tak, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu.

Regeneraci navrhněte se čtyřmi NT ohříváky, odplynovákem s napájecí nádrží a dvěma VT ohříváky. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny. Spočítejte bilanční schémata pro 100% a 75% výkon a porovnejte účinnost a měrnou spotřebu tepla jednotlivých dílů s úlohou 3b. Proveďte návrh STNT dílu turbíny se základními konstrukčními a pevnostními výpočty a nakreslete jeho podélný řez.

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady DOOSAN ŠKODA

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

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

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

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

Fiedler

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

V Brně, dne 10.11.2014



J. Pospíšil

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Ředitel ústavu

J. Katolický

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

Děkan

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny s přehříváním pro fosilní elektrárnu. Turbína je dvoutělesová. První těleso je tvořeno samostatným VT dílem. Druhé těleso tvoří kombinovaný ST-NT díl s axiálním výstupem páry do vodou chlazeného kondenzátoru. Systém regenerace napájecí vody se skládá ze dvou vysokotlakých ohříváků, čtyř nízkotlakých ohříváků a napájecí nádrže. V práci je vypracován návrh tepelného schématu a návrh průtočné části VT i ST-NT dílu. Dále je proveden detailní výpočet ST-NT dílu obsahující návrh průtočné části, výběr vhodných profilů lopatek a jejich pevnostní kontrolu. Rotor ST-NT tělesa je kontrolován na krut, je spočtena velikost kritických otáček rotoru. Provedena je bezpečnostní kontrola spojky a návrh radiálních ložisek. Pevnostní kontrola skříně ST-NT turbíny je provedena podle teorie tlustostěnných skořepin. Práce obsahuje vypočtené bilanční schémata pro 100 % a 75 %. Na závěr je porovnávána účinnost jednotlivých dílů turbíny s úlohou 3b spolu s měrnou spotřebou tepla. Práce obsahuje podélný řez ST-NT částí. Diplomová práce byla vypracována ve spolupráci s firmou Doosan Škoda Power.

Klíčová slova

Dvoutělesová kondenzační parní turbína, axiální výstup do kondenzátoru, ST-NT díl, bilanční výpočet, průtočný kanál, pevnostní výpočet, Doosan Škoda Power

ABSTRACT

This thesis describes the design of a condensing steam turbine with reheating for fossil power plant. The turbine is a double parts. The first casing is formed by a simple HP casing. The second casing is combined MP-LP casing with axial outlet of steam into the water-cooled condenser. Feedwater regeneration system consists of two high-pressure heaters, the four low-pressure heaters and feed tank. In thesis is includes the calculation of heat balance and the draft of flow channel of HP and MP-LP casing. Next is a detailed calculation of MP-LP casing with includes calculation of flowing part, selection of blade's profiles and its stress control. Rotor MP-LP casing is checked for torsion and computed size of the critical speed. Clutch is inspected by security check and draft radial bearings. Stress control casing is carried out according to the theory of thick shells. Work includes flow scheme for 100% and 75% performance. In the end is comparing the efficiency of the individual casing of the turbine with the work 3b together with the specific heat consumption. Work includes a longitudinal section of the MP-LP casing. This thesis has been developed in cooperation Škoda Power, Doosan.

Key words

Double casing condensing steam turbine, axial output to condenser, MP-LP casing, balance calculation, flow channel, strength calculation, Doosan Škoda Power

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TŘINÁCTÝ, J. *Parní turbína pro fosilní elektrárnu - ST NT díl*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 135 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Parní turbína pro fosilní elektrárnu – ST NT díl vypracoval samostatně, s pomocí mého vedoucího diplomové práce, literatury a ostatních zdrojů, které jsou uvedeny v seznamu zdrojů.

V Brně, dne 25. 5. 2015

.....
Jan Třinácý

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Václavovi Žižkovy ze společnosti Doosan Škoda Power za cenné rady, ochotu a čas, který mi věnoval. Rád bych také poděkoval svému vedoucímu, panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za vedení této diplomové práce a za jeho cenné rady, připomínky a konzultace. V neposlední řadě bych rád poděkoval své přítelkyni Anetě Urbančíkové a celé své rodině, která mi studium na vysoké škole umožnila, za jejich finanční a psychickou podporu během celé délky mého studia.

Obsah

Úvod	13
1 Parní turbína.....	14
1.1 Historie parních turbín	14
1.1.1 Lavalova turbína	15
1.1.2 Parsonsova turbína.....	15
1.2 Konstrukce akčního stupně parních turbín	16
2 Tepelný výpočet – návrh tepelného schématu.....	18
2.1 Průběh expanze v turbíně	18
2.2 Vstupní parametry tepelného výpočtu	19
2.2.1 Zadané parametry	19
2.2.2 Zvolené parametry	19
2.2.3 Zvolené účinnosti.....	20
2.3 Expanze VT dílu turbíny.....	20
2.3.1 Příruba VT dílu turbíny - admisní pára – bod A	21
2.3.2 Vstup do VT dílu – bod VT_{in}	21
2.3.3 Výstup z VT dílu – bod VT_{out}	22
2.4 Expanze ST-NT dílu turbíny.....	24
2.4.1 Příruba ST-NT dílu – bod A'	24
2.4.2 Vstup do ST-NT dílu – bod $ST-NT_{in}$	24
2.4.3 Výstup z ST-NT dílu – $ST-NT_{out}$	25
2.5 Parametry kondenzátoru	26
2.6 Parametry odplynováku a napájecí nádrže	27
2.7 Parametry kondenzátního a napájecího čerpadla.....	29
2.7.1 Kondenzátní čerpadlo.....	29
2.7.2 Napájecí čerpadlo.....	30
2.8 Návrh a výpočet systému regenerace	32
2.8.1. Vysokotlaká regenerace	32
2.8.1.1. VTO1	32
2.8.1.2. VTO2	34
2.8.2. Nízkotlaká regenerace	36
2.8.2.1. Výpočet indiferentního bodu	36
2.8.2.2. Napájecí nádrž	37
2.8.2.3. NTO4.....	39

2.8.2.4.	NTO3.....	40
2.8.2.5.	NTO2.....	42
2.8.2.6.	NTO1.....	43
2.9.	Tepelná bilance	45
2.9.1.	Tepelná bilance VTO1.....	46
2.9.2.	Tepelná bilance VTO2.....	46
2.9.3.	Tepelná bilance napájecí nádrže	47
2.9.4.	Tepelná bilance NTO4	47
2.9.5.	Tepelná bilance NTO3	48
2.9.6.	Tepelná bilance NTO2	48
2.9.7.	Tepelná bilance NTO1	49
2.10	Výpočet množství páry	50
2.10.1	Výpočet celkové účinnosti vnějších zařízení η_{celk_z}	50
2.10.2	Výpočet celkové práce turbíny a_{celk}	50
2.10.2.1	Výpočet měrné práce VT dílu turbíny a_{VT}	50
2.10.2.2	Výpočet měrné práce ST-NT dílu turbíny a_{ST-NT}	51
2.10.3	Množství páry na jednotlivých úsecích turbíny	52
2.10.4	Množství páry v jednotlivých odběrech	53
2.11	Tepelná účinnost cyklu.....	53
2.12	Výkon turbíny	54
3	Průtočná část turbíny.....	55
3.1	Základní parametry průtočného kanálu	55
3.1.1	Veličiny vstupující do výpočtu	56
3.1.2	Volené veličiny.....	56
3.1.3	Výpočtové vztahy průtočné části	57
3.1.4	Přehled parametrů průtočného kanálu VT dílu.....	60
3.1.5	Celkový skutečný výkon a účinnost VT dílu	63
3.1.6	Přehled parametrů průtočného kanálu ST-NT dílu	64
3.1.7	Celkový skutečný výkon a účinnost ST-NT dílu.....	67
3.1.8	Lopátkový plán ST-NT dílu	67
3.1.9	Tlakové odběry pro systém regenerace	68
3.2	Výpočet rychlostních trojúhelníků ST-NT tělesa	69
3.2.1	Volené veličiny.....	69
3.2.2	Vztahy pro výpočet rychlostních trojúhelníků.....	70

3.2.3	Přehled hodnot rychlostních trojúhelníků	71
3.2.4	Grafické znázornění rychlostních trojúhelníků.....	72
3.3	Parametry páry za lopatkovými řadami ST- NT tělesa	74
3.3.1	Parametry za rozváděcí lopatkovou řadou.....	74
3.3.2	Parametry za oběžnou lopatkovou řadou	75
3.4	Volba profilu lopatek ST-NT tělesa	77
3.4.1	Výpočet Machových čísel	77
3.4.2	Charakteristiky lopatkových mříží	78
3.5	Délky oběžných lopatek ST-NT dílu	82
4	Pevnostní výpočet ST-NT dílu	83
4.1	Namáhání oběžných lopatek.....	83
4.1.1	Ohybové namáhání oběžných lopatek	84
4.1.2	Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek.....	86
4.2	Namáhání závěsů oběžných lopatek	89
4.2.1	Rozvidlený závěs.....	89
4.3	Namáhání závěsů oběžných kol	93
4.4	Namáhání rozváděcích kol	95
4.5	Namáhání rozváděcích lopatek	98
5	Návrh a výpočet ucpávek	101
5.1	Vnitřní ucpávky ST-NT dílu	101
5.2	Vnější ucpávky ST -NT dílu.....	104
5.2.1	Přední ucpávka ST-NT dílu.....	104
5.2.2	Zadní ucpávka ST-NT dílu.....	108
5.3	Vnější ucpávky VT dílu	109
5.4	Skutečné množství páry konající práci	110
5.5	Potrubi k vnějším ucpávkám	111
6	Dimenzování potrubních tras	112
7	Kontrolní výpočet rotoru a spojky.....	113
7.1	Kontrola rotoru na krut	113
7.2	Kontrola spojky.....	114
7.3	Kritické otáčky rotoru ST-NT tělesa	115
8	Návrh radiálních ložisek ST-NT dílu	117
8.1	Reakce od hmotnosti v ložiscích.....	117
8.2	Výběr radiálních ložisek ST-NT dílu	118

9	Návrh a kontrola skříně ST-NT tělesa.....	119
10	Bilanční schéma při sníženém výkonu.....	123
11	Celková bilance výkonu turbosoustrojí.....	125
12	Porovnání koncepcí 3a a 3b	126
12.1	Konstrukční porovnání	126
	Závěr.....	127
	Seznam použitých podkladů	129
	Seznam použité literatury	129
	Internetové odkazy.....	129
	Použitý software.....	129
	Seznam zkratk a symbolů	130
	Seznam zkratk.....	130
	Seznam symbolů.....	130
	Seznam obrázků	131
	Seznam tabulek	132
	Seznam grafů.....	134
	Seznam příloh.....	135
	Přílohy	

Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout dvoutělesovou kondenzační parní turbínu a porovnat ji z prací 3b. Turbína se sestává ze dvou těles, vysokotlakého (VT) tělesa a kombinovaného středotlakého a nízkotlakého tělesa (ST-NT) jednoproudého provedení. Příhřev páry je realizován mezi VT a ST-NT tělesem. Diplomová práce obsahuje celkem dvanáct kapitol, které se zabývají návrhem parní turbíny.

V první části bude provedena stručná rešerše na téma parních turbín.

V druhé části bude proveden návrh tepelného schématu celého technologického celku. Při tepelném výpočtu budou určeny parametry páry a vody ve všech bodech tepelného schématu. Pro systém regenerace napájecí vody budou určeny odběry páry z těles turbíny. V tepelném výpočtu bude také stanoveno množství páry proudící jednotlivými úseky turbíny.

Třetí část diplomové práce se zabývá návrhem průtočného kanálu obou těles. Bude určena jejich termodynamická účinnost spolu s jejich výkony. Detailně bude zpracován návrh průtočné části ST-NT tělesa. V této části budou dále stanoveny rychlostní trojúhelníky ST-NT tělesa, parametry páry v jednotlivých bodech lopatkové mříže ST-NT dílu, délky rozváděcích i oběžných lopatek. Pro rozváděcí i oběžné lopatky budou vybrány vhodné lopatkové profily.

Čtvrtá část práce se zabývá pevnostním výpočtem ST-NT tělesa. Budou určeny šířky rozváděcích a oběžných lopatek. Dále budou vybrány vhodné závěsy oběžných lopatek a spočítáno namáhání rozváděcích kol.

Pátá část se bude věnovat ucpávkovému systému turbíny. Bude navržen vnější i vnitřní ucpávkový systém a budou spočteny úniky páry jednotlivými ucpávkami. Z uniklého množství páry budou následně stanoveny skutečné průtoky turbínou. Dále budou určeny velikosti přívodního potrubí a potrubí jednotlivých neregulovaných odběrů. Bude proveden kontrolní výpočet rotoru a spojky ST-NT tělesa. Rotor bude kontrolován na krut v místě nejmenšího průměru. Při výpočtu spojky bude určen typ spojky a náležitosti s tím souvisejí. Budou také vybrány vhodná radiální ložiska a bude provedena pevnostní kontrola skříně ST-NT tělesa.

V poslední části bude spočteno bilanční schéma pro 75% výkon turbosoustrojí, provedena celková tepelná bilance turbosoustrojí, při které bude určen celkový elektrický výkon na svorkách generátoru, účinnost celého cyklu a měrná spotřeba tepla.

Na závěr bude provedeno porovnání s prací 3b „Parní turbína pro fosilní elektrárnu“, která se zabývá návrhem kombinovaného VT-ST tělesa a byla vypracována zároveň s touto prací.

1 Parní turbína

Parní turbína je rotační stroj transformující tepelnou a tlakovou energii páry (entalpii) na mechanickou práci.

Turbína je nástupcem parního stroje, ale na rozdíl od parního stroje, který je strojem pístovým, a pracuje na základě periodické změny tlaku a teploty v uzavřeném objemu, turbína je strojem lopátkovým, který pracuje na základě kontinuální změny tlaku a teploty.

V turbíně dochází k přeměně entalpie na kinetickou energii páry, která poté svým silovým působením na plochy rotorových lopatek vytváří kroučící moment na hřídeli, čímž koná práci.

1.1 Historie parních turbín

Po celá staletí lidé přemýšleli jak přeměnit energii páry v mechanickou práci. Již v roce 120 před n. l. popisuje Heron zařízení, kde se pára vzniklá v kotlíku zavádí dutými trubkami do otočné koule, ze které vytéká zahnutými trubicemi a tím koulí otáčí. Toto zařízení, známé jako Heronova koule, však nemělo praktické využití a používáno bylo egyptskými kněžími jen k různým rituálům. [6]

Prvním významným vynálezem byla Brancova turbína, kterou v 17. století sestrojil Giovanni de Branca. Na zvláštním kotlíku s upevněnou nástavbou a úzkou trubicí (tzv. aeolipilou) přiváděl páru na Brancovo kolo. Turbína pracovala na akčním principu. Její výkon byl však příliš nízký a tak se neujala. V průběhu 18. a počátkem 19. století se parní turbíny nadále vyvíjely, jejich konstrukce byla založen na principu Segnerova kola, kde se využívalo reakčního účinku vytékajícího proudu páry. [5]

V roce 1765 pak James Watt sestrojil použitelný parní stroj a zahájil tak průmyslovou revoluci. Na přelomu 19. a 20. století však již výkon parního stroje na řadu poháněných strojů nestačil. Konstrukteři tak začali hledat nový typ pohonu. Ten přinesla až převratná konstrukce parních turbíny nezávisle na sobě vynalezená Gustavem de Laval a Charlesem Parsonsem. Jejich akční a reakční typ turbíny postupně začaly vytlačovat parní stroje. [5] Parní turbíny tak našly uplatnění v různých průmyslových odvětvích, kde sloužila jako pohon různých zařízení – dmychadel, čerpadel, kompresorů atd. Uplatnění našla zvláště v energetickém průmyslu, kde se stala základním pohonem elektrických generátorů. Jejich výkony a malé rozměry umožnili také rozvoj loďstva a to jak obchodního, tak válečného.

Výhody parních turbín oproti parnímu stroji [2]:

- Velká měrná práce – možnost realizovat stroj velkého výkonu a menších rozměrů
- Vysoké parametry páry (tlaku a teploty) na vstupu do turbíny
- Možnost regulovaných odběrů
- Možnost přihřívání po částečné expanzi
- Vyšší tepelná účinnost cyklu

Vývoj turbín však nadále pokračoval. Roku 1895 sestrojil americký inženýr Charles Curtis svou Curtisovu turbínu. Jednalo se o speciální akční turbínu, obsahující krom klasických rozváděcích a oběžných kanálů, ještě vratné kanály. To umožňuje zpracovat velké tepelné spády na stupeň. [2]

Lavalova, Parsonsova tak Curtisova turbína byla turbíny axiální, to znamená, že pára nimi protéká ve směru osy rotoru turbíny. Existují však i turbíny radiální, kde pára

proudí v rovině kolmé k ose otáčení rotoru. Nejvýznamnější z radiálních turbín byla Ljungström turbína zkonstruované roku 1912 švédskými bratry Ljungströmovými. [5]

Ve 20. století vývoje parních turbín nadále pokračoval spolu s technickým a technologickým pokrokem se zvyšoval také výkon a účinnost turbín. O rozvoj parních turbín se zasloužila řada inženýrů a konstruktérů. S Českých a Slovenských se o to nevýznamnější měrou zasloužil Aurel Stodola, který působil jako profesorem na TH Zürich. Jeho dílo Dampfturbinen zahrnovala kompletně problematiku parních turbín na tehdejší úrovni. [2]

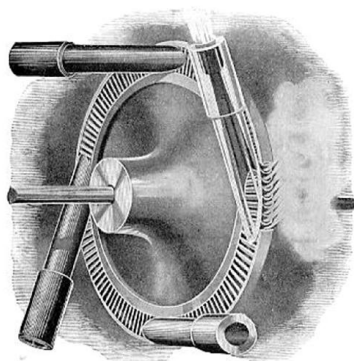
V dalším průběhu 20. Století bylo uskutečněno několik zásadních kroků ke zvýšení účinnosti jak parních turbín, tak celého tepelného oběhu a umožňuje navýšit výkon turbín. Jako příklad jmenujme přihřívání po částečné expanzi, neregulované odběry páry do systému regenerace ohřevu napájecí vody, či lopatky s proměnným stupněm reakce.

V současné době s rozvojem výpočetní techniky, nových materiálů a technologií výroby dosahují parní turbíny stále vyšších výkonů i účinností. Dá se předpokládat, že tento trend bude v nejbližších letech nadále pokračovat.

1.1.1 Lavalova turbína

Tuto parní turbínu sestrojil Gustav Patrik de Laval. Tento švédský konstruktér a inženýr roku 1883 spustil svou akční vysokootáčkovou turbínu o výkonu 27 kW . Pára zde vystupovala z jedné nebo několika rozváděcích dýz, kde dosahuje vysokých rychlostí a je vedena do oběžných (rotorových) lopatek na obvodu kola, které je nasazeno na hřídeli. Jednalo se o akční jednostupňovou turbínu, v níž celá expanze páry (entalpie se mění na kinetickou energii) probíhá jen ve statorových (rozdávěcích) dýzách. Byly zde také použity konvergentně – divergentní dýzy tzv. Lavalovy dýzy, které umožňují maximálně využít vysoké stupně expanze páry a tak maximálně využít entalpického spádu. Turbína však pracuje s vysokými obvodovými rychlostmi ($u = 350\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). [2], [5]

Lavalovy turbíny dosahovaly velmi vysokých otáček ($10\,000 - 26\,000\text{ min}^{-1}$), které byly mnohem vyšší než otáčky v té době běžně používaných strojů. To vedlo ke konstrukci pružného rotoru, který pracuje s otáčkami vyššími, než jsou jeho kritické otáčky (přejíždí rezonanční pásma). Kvůli vysokým otáčkám a omezeným schopnostem tehdejších převodovek však byly Lavalovy turbíny prakticky použitelné jen jako pohony strojů nižších výkonů (500 kW). [2], [5]



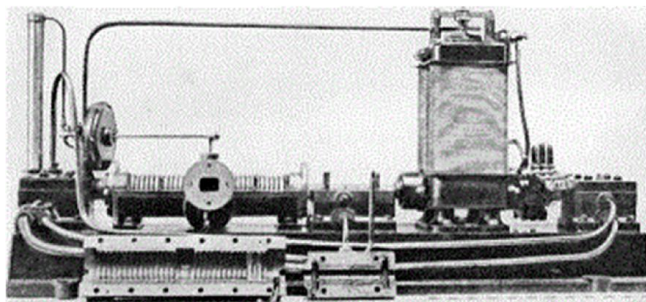
Obr. 1 Jednostupňová Lavalova turbína [5]

1.1.2 Parsonsova turbína

Parsonsova koncepce parní turbíny se od té Lavalovy podstatně lišila. Anglický inženýr Charles Algernon Parsons sestrojil svou reakční turbínu roku 1884. Její výkon činil $7,5\text{ kW}$ a otáčky $17\,000\text{ min}^{-1}$. Expanze v Parsonsově turbíně neprobíhala jen v rozváděcích (statorových) lopatkách, ale také v oběžných (rotorových) lopatkách, to

znamená, že proud páry se urychluje jak v rozváděcích, tak oběžných lopatkách. Kroutící moment tak není vyvozen pouze změnou směru jen proudu v oběžných lopatkách, ale také zrychlením proudu v nich. [2]

Expanze páry v Parsonsově turbíně neprobíhala jen v jedné skupině dýz (v jednom stupni), ale postupně v několika řadách turbínových stupňů řazených za sebou, z nichž každý se skládal z rozváděcích a oběžných lopatek, přičemž v každém stupni se zpracuje pouze část celkového tepelného spádu. To umožňovalo pracovat s menšími rychlostmi páry a také s menšími obvodovými rychlostmi oběžných lopatek. [5]



Obr. 2 Parsonsova turbína [10]

1.2 Konstrukce akčního stupně parních turbín

Podle principu přeměny energie rozlišujeme dva základní koncepce stupňů turbín:

- Akční (rovnotlakou) koncepci s $R \approx 0$
- Reakční (přetlakovou) koncepci s $R \approx 0,5$

O jaký typ stupně parní turbíny se jedná, nám určuje parametr nazývaný stupeň reakce. Stupeň reakce R je bezrozměrný parametr, který může nabývat hodnot 0 až 1. Jedná se o poměr tepelného spádu zpracovaném v oběžném kole (rotoru) k tepelnému spádu zpracovaného v celém stupni.

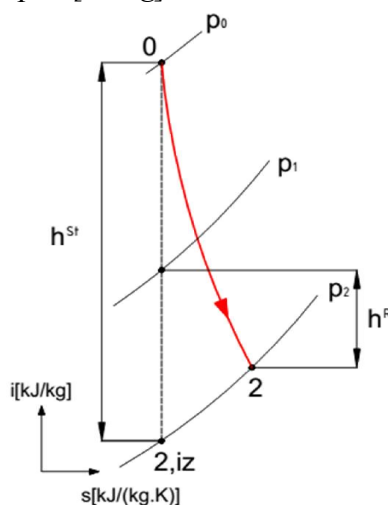
$$R = \frac{h^R}{h^{St}} [-] \quad (1)$$

Kde:

R je stupeň reakce [-]

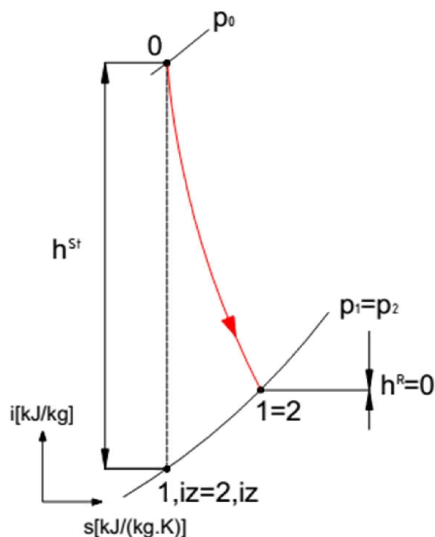
h^R tepelný spád oběžného kola (rotoru) [kJ/kg]

h^{St} tepelný spád celého stupně [kJ/kg]



Graf 1 Definice stupně reakce, dle [2]

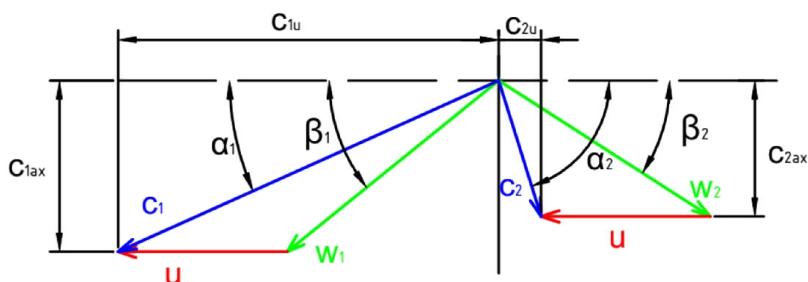
Ideální rovnotlaký stupeň má stupeň reakce roven nule ($R = 0$), neboť veškerý tepelný spád, mezi tlaky p_0 a p_2 , se zpracovává v rozváděcích lopatkách. Tlak p_1 , který je těsně za rozváděcími lopatkami je tedy stejný jako tlak za celým stupněm p_2 . [2]



Graf 2 Stupeň reakce rovnotlakého stupně

Ve skutečnosti však každý turbínový stupeň musí mít stupeň reakce větší než nula ($R > 0$). Kdyby byl opravdu stupeň reakce roven nule, nenastalo by ve stupni žádné proudění páry, neboť jeho hnací silou je tlakový spád Δp . Rovnotlaké stupně se tak navrhují se stupněm reakce $R = 0,05 - 0,25$. [5]

Princip vyvození kroučícího momentu je následující. Pára o určité entalpii expanduje z tlaku p_0 na tlak p_1 v rozváděcí dýze, kde se entalpie mění na kinetickou energii a urychluje tak proudící páru, která z rozváděcích lopatek vytéká značnou rychlostí c_1 . Jelikož se lopatky otáčí obvodovou rychlostí u , pára do nich vstupuje relativní rychlostí w_1 , která je dána geometrickým rozdílem celkové rychlosti c_1 a obvodové rychlosti u . Tvar oběžných lopatek je přitom zvolen tak, aby se tlak během průchodu páry oběžným kanálem neměnil ($p_1 = p_2$). Aby tomu tak bylo, musí být průřez oběžného kanálu konstantní, to znamená $S_1 = S_2$. Z tohoto důvodu se podstatně nemění ani relativní rychlost při průchodu oběžným kanálem ($w_1 \sim w_2$). Výstupní rychlost w_2 je oproti vstupní rychlosti w_1 menší jen o ztráty třením. Celková výstupní absolutní rychlost c_2 je určena relativní rychlostí w_2 a obvodovou rychlostí u , přičemž je značně nižší než vstupní absolutní rychlost c_1 . Při průchodu oběžným kanálem se tak přibližně nezměnil ani tlak a ani relativní rychlost páry. Silové působení na lopatky, které vytváří kroučící moment, je tak dáno pouze změnou směru proudu páry, tedy změnou směru jeho relativní rychlosti. [6]



Graf 3 Rychlostní trojúhelník akčního stupně, dle [2]

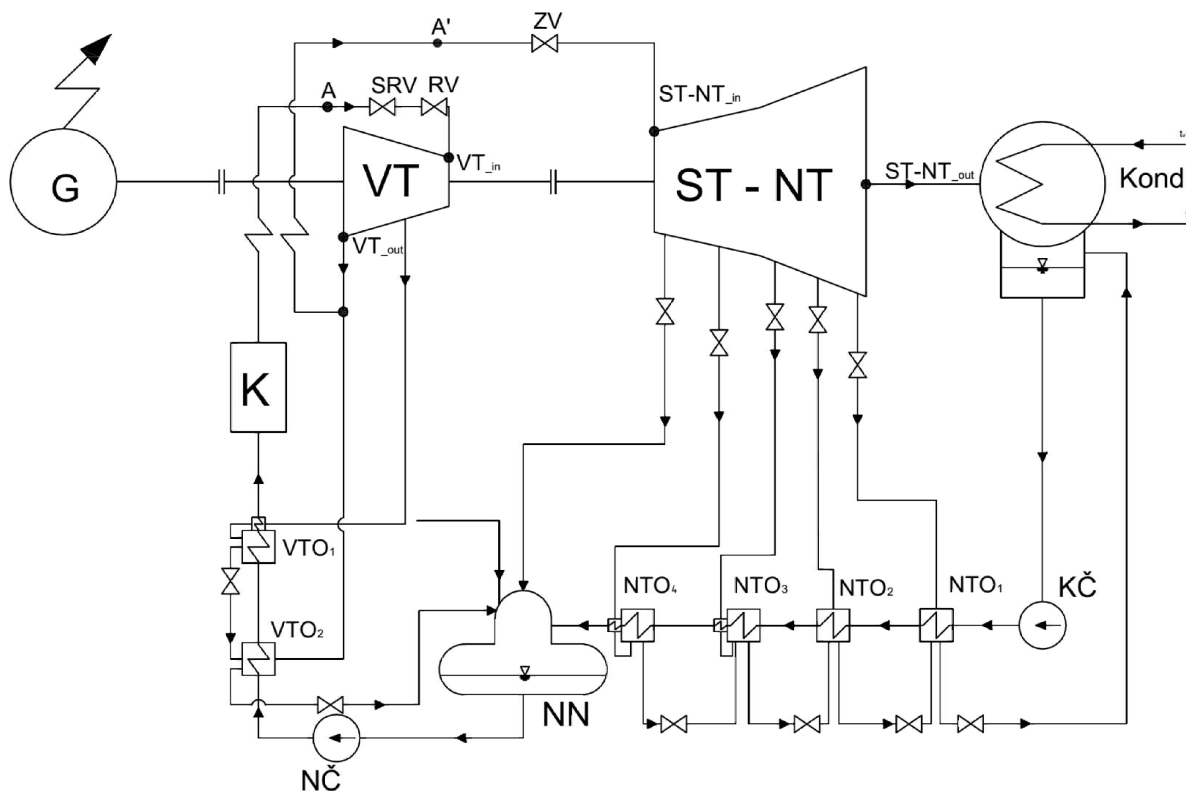
2 Tepelný výpočet – návrh tepelného schématu

Dříve než přistoupíme k výpočtu jednotlivých částí parní turbíny, musíme nejprve znát všechny parametry tepelného oběhu, v němž je parní turbína zapojena.

Parní turbína pracuje v Rankin – Clausiově cyklu. Tepelný cyklus, ve kterém je zapojena parní turbína o výkonu 250 MW se skládá z kotle, VT dílu parní turbíny, ST-NT dílu parní turbíny, vodou chlazeného kondenzátoru s axiálním vstupem páry a systému regenerace pro ohřev napájecí vody. Systém regenerace tvoří dva VT ohříváky, napájecí nádrž s odplynovákem a čtyři NT ohříváky. Přepouštění kondenzátu mezi jednotlivými ohříváky (VTO i NTO) se děje kaskádováním.

Pára vstupující do VT dílu turbíny je přehřátá. Mezi VT dílem a ST-NT dílem je zařazen přehřívák páry, který zvyšuje účinnost celého cyklu.

Schéma zapojení parní turbíny je znázorněno na *obr. 3*.

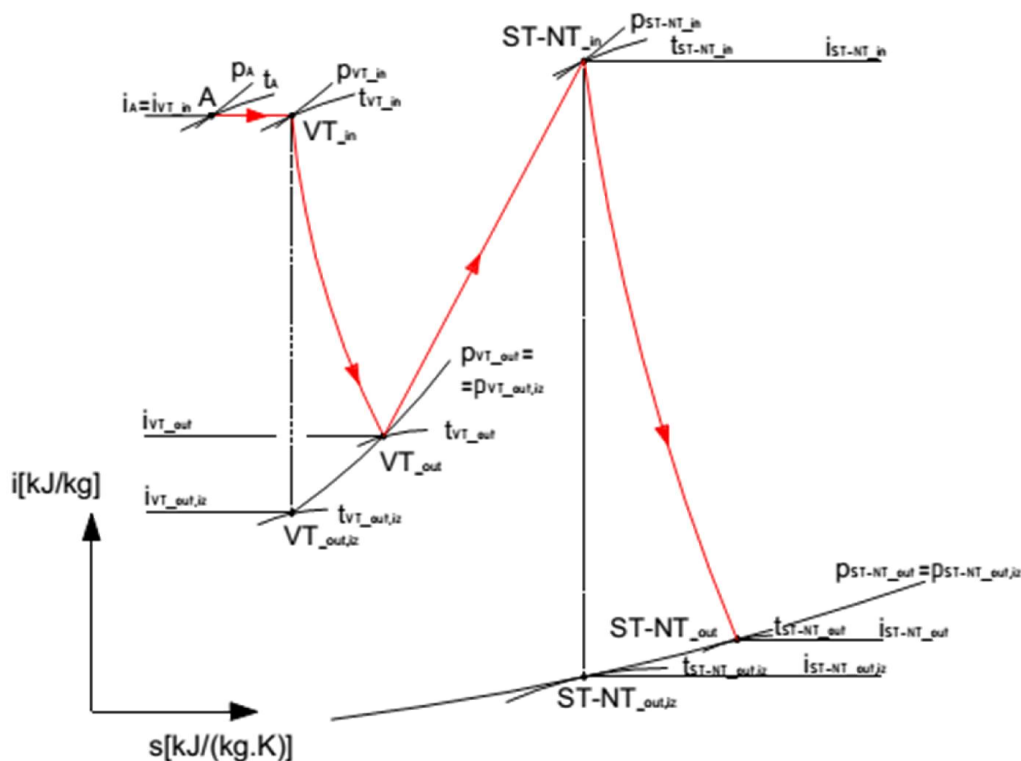


Obr. 3 Návrh tepelného schématu oběhu parní turbíny

2.1 Průběh expanze v turbíně

Ze zadání jsou dané parametry admisní páry na přírubě VT dílu parní turbíny před SRV (spouštěcí rychlozavěrný ventil) a RV (regulační ventily dýzové regulace).

V parní turbíně nejprve poklesne tlak admisní páry p_A , snížený o tlakovou ztrátu v SRV a RV na tlak p_{VT_in} . Entalpie se nemění, neboť pokles tlaku v SRV probíhá po izoentalpě (dochází zde ke škrcení). Pára následně expanduje ve VT díle turbíny až do tlaku p_{VT_out} . Po expanzi ve VT díle turbíny následuje přehřátí páry až na teplotu původní admisní páry. V ohříváku, přiváděcím potrubí a ZV (závěrný ventil) je však tlaková ztráta, proto tlak na vstupu do ST-NT dílu p_{ST-NT_in} je menší než tlak p_{VT_out} . V ST-NT dílu poté pokračuje expanze z tlaku p_{ST-NT_in} až do výstupního tlaku p_{ST-NT_out} . Pára poté přes přírubu výstupního hrdla proudí do kondenzátoru. Zjednodušenou expanzní čáru turbíny znázorňuje graf 4.



Graf 4 Zjednodušená expanzní čára turbíny

2.2 Vstupní parametry tepelného výpočtu

2.2.1 Zadané parametry

svorkový výkon generátoru
tlak admisní páry
teplota admisní páry
poměrná tlaková ztráta mezi VT a ST-NT částí
teplota přihřáté páry
teplota odplynění
teplota napájecí vody
teplota chladicí vody
otáčky turbíny
počet VTO ohříváku
počet NTO ohříváku

$P_b = 250 \text{ MW}$
 $p_A = 16,7 \text{ MPa}$
 $t_A = 565^\circ\text{C}$
 $\xi_{VT-ST} = 0,1$
 $t_R = 565^\circ\text{C}$
 $t_{odpl} \sim 190^\circ\text{C}$
 $t_{NV} \sim 260^\circ\text{C}$
 $t_{v1} = 33^\circ\text{C}$
 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$
 $Z_{VTO} = 2$
 $Z_{NTO} = 5(4xNTO + NN)$

2.2.2 Zvolené parametry

Pro předběžný výpočet tepelného schématu je zapotřebí volit celou řadu hodnot a parametrů. Tyto parametry byly voleny podle literatury [3] a [1].

poměrná tlaková ztráta RZV + RV $\xi_{RZV+RV} = 0,03$
poměrná tlaková ztráta ZV $\xi_{ZV} = 0,03$
parametr vystihující tlak. Ztrátu v hrdle ST-NT dílu $\xi_A = 0,6$
poměrná tlaková ztráta mezi VT dílem a kotlem $\xi_{VT-K} = 0,025$
poměrná tlaková ztráta přívaděcího potrubí $\xi_{K-RZV} = 0,02$
poměrná tlaková ztráta ohříváku (VTO i NTO) $\xi_{oh} = 0,04$

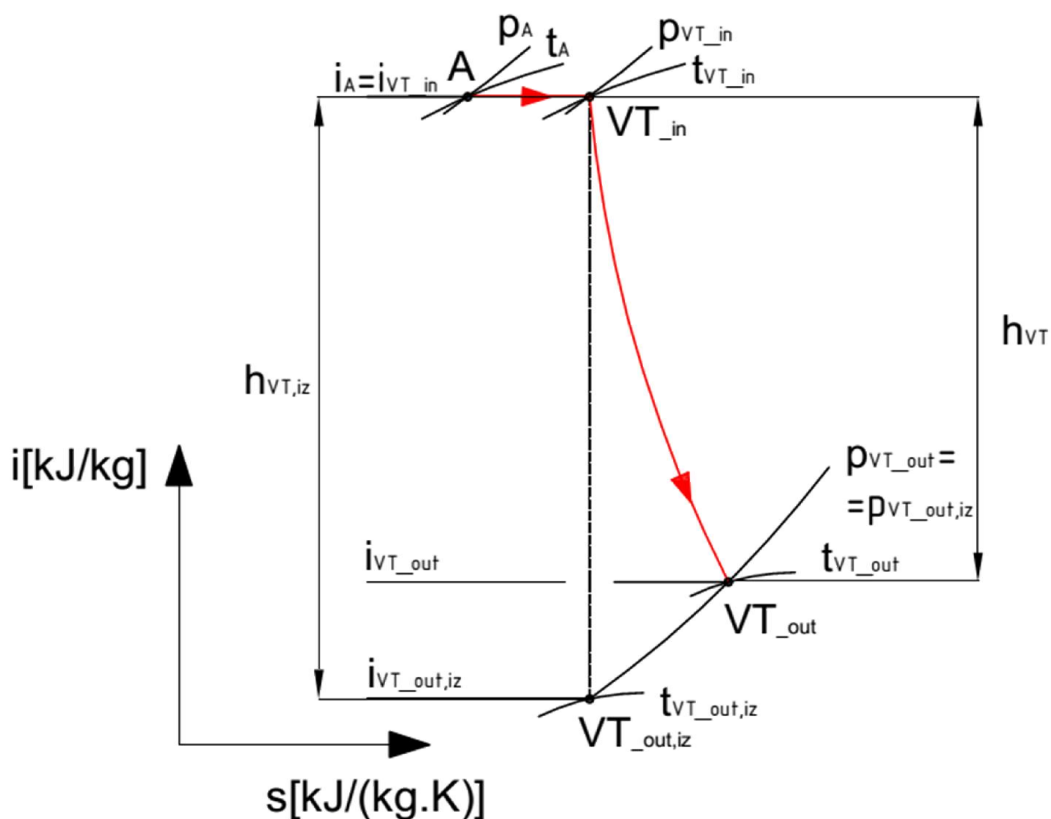
poměrná tlaková ztráta kotle	$\xi_{\text{kotel}} = 0,22$
poměrná tlaková ztráta v odběrovém potrubí	$\xi_{\text{od-VTO}} = \xi_{\text{od-NTO}} = 0,22$
měrná tepelná kapacita vody	$c_{\text{pw}} = 4,187 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
rychlost páry na výstupu z posledního NT stupně	$c_E = 120 \text{ m/s}$
teplotní rozdíl chladicí vody v kondenzátoru	$\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$
nedohřev v kondenzátoru	$\delta t_k = 4^\circ\text{C}$
poměrné množství dodatekové vody	$y_d = 0,05$
teplota dodatekové vody	$t_d = 50^\circ\text{C}$
nedohřev v VTO ohříváku	$\delta_{\text{VTO}} = 5^\circ\text{C}$
nedohřev v NTO ohříváku	$\delta_{\text{NTO}} = 4^\circ\text{C}$
nedohřev v napájecí nádrži	$\delta_{\text{NN}} = 0^\circ\text{C}$

2.2.3 Zvolené účinnosti

Jednotlivá zařízení tepelného schématu pracují se ztrátami, a proto je třeba volit jejich termodynamickou účinnost. Účinnosti jsou voleny podle literatury [3] a [1].

účinnost napájecího čerpadla	$\eta_{\text{NČ}} = 0,8$
účinnost kondenzátního čerpadla	$\eta_{\text{KČ}} = 0,8$
účinnost VTO ohříváku	$\eta_{\text{VTO}} = 0,98$
účinnost NTO ohříváku	$\eta_{\text{NTO}} = 0,99$
účinnost napájecí nádrže	$\eta_{\text{VTO}} = 0,97$
účinnost generátoru	$\eta_G = 0,985$
mechanická účinnost	$\eta_{\text{mech}} = 0,99$

2.3 Expanze VT dílu turbíny



Graf 5 Expanze ve VT díle turbíny

2.3.1 Příruba VT dílu turbíny - admisní pára – bod A

Tlak admisní páry p_A :

p_A – tlak admisní páry je dán ze zadání a činní 16,7 MPa

Teplota admisní páry t_A :

t_A – teplota admisní páry je dána ze zadání a činní 565 MPa

Entalpie admisní páry i_A :

$$i_A = f(p_A; t_A) [kJ/kg] \quad (2)$$

Entropie admisní páry s_A :

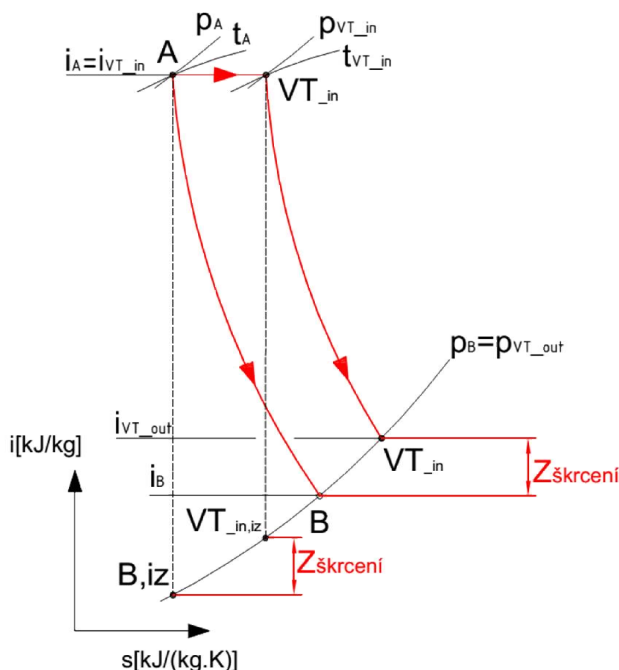
$$s_A = f(p_A; i_A) [kJ/(kg \cdot K)] \quad (3)$$

Tab. 1 Parametry admisní páry

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_A	16,7	[MPa]
t_A	565	[°C]
i_A	3473,854	[kJ/kg]
s_A	6,506	[kJ/(kg.K)]

2.3.2 Vstup do VT dílu – bod VT_{in}

Při vstupu admisní páry na VT díl turbíny dochází k tlakové ztrátě vlivem SRV a RV. Děj, který se ve ventilu odehrává, se nazývá škrcení, přičemž entalpie admisní páry se nemění $di = \theta$. Tento děj má vliv na expanzi, protože zkracuje entalpický spád (Graf 6).



Graf 6 Vliv škrcení v SRV

Tlak na vstupu do VT dílu p_{VT_in} :

$$p_{VT_in} = p_A \cdot (1 - \xi_{RZV+RV}) [MPa] \quad (4)$$

Entalpie na vstupu do VT dílu i_{VT_in} :

$$i_{VT_in} = i_A \text{ [kJ / kg]} \quad (5)$$

Teplota na vstupu do VT dílu t_{VT_in} :

$$t_{VT_in} = f(p_{VT_in}; i_{VT_in}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6)$$

Entropie na vstupu do VT dílu s_{VT_in} :

$$s_{VT_in} = f(p_{VT_in}; i_{VT_in}) \text{ [kJ / (kg} \cdot \text{K)}] \quad (7)$$

Měrný objem na vstupu do VT dílu v_{VT_in} :

$$v_{VT_in} = f(p_{VT_in}; i_{VT_in}) \text{ [m}^3 \text{ / kg]} \quad (8)$$

Tab. 2 Parametry na vstupu do VT

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{VT_in}	16,199	[MPa]
t_{VT_in}	563,157	[$^\circ\text{C}$]
i_{VT_in}	3473,854	[kJ/kg]
s_{VT_in}	6,519	[kJ/(kg.K)]
v_{VT_in}	0,022	[m ³ /kg]

2.3.3 Výstup z VT dílu – bod VT_out

Výstupní parametry páry z VT jsou zatím neznámé. Z tepelného schématu vyplývá, že tlak na výstupu z VT dílu p_{VT_out} bude shodný s tlakem odběrové páry p_{od2} proudícího do VTO2. Výstupní tlak p_{VT_out} bude tedy funkcí parametrů VTO2, které jsou vypočteny v 2. 8. 1. 2.

Izoentropická expanze VT dílu:

Tlak na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi $p_{VT_out,iz}$:

$$p_{VT_out,iz} = p_{od2} \text{ [MPa]} \quad (9)$$

Entropie na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi $s_{VT_out,iz}$:

$$s_{VT_out,iz} = s_1 \text{ [kJ / (kg} \cdot \text{K)}] \quad (10)$$

Entalpie na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi $i_{VT_out,iz}$:

$$i_{VT_out,iz} = f(p_{VT_out,iz}; s_{VT_out,iz}) \text{ [kJ / kg]} \quad (11)$$

Teplota na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi $t_{VT_out,iz}$:

$$t_{VT_out,iz} = f(p_{VT_out,iz}; s_{VT_out,iz}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (12)$$

Hodnota izoentropické expanze VT dílu $h_{VT,iz}$:

$$h_{VT,iz} = i_{VT_in} - i_{VT_out,iz} \text{ [kJ / kg]} \quad (13)$$

Tab. 3 Parametry izoentropické expanze VT

Parametr	Hodnota	Jednotka
$p_{VT_out,iz}$	3,145	[MPa]
$s_{VT_out,iz}$	6,519	[kJ/(kg.K)]
$i_{VT_out,iz}$	2993,156	[kJ/kg]
$t_{VT_out,iz}$	301,307	[$^\circ\text{C}$]
$h_{VT,iz}$	480,698	[kJ/kg]

Ze získané izoentropické expanze VT dílu turbíny $h_{VT,iz}$ lze při známé termodynamické účinnosti získat skutečnou expanzi VT dílu.

Podle [1] se odhadne vnitřní termodynamickou účinnost VT dílu $\eta_{TDI,VT}$ pomocí Přílohy 1.

$$\frac{p_A [MPa]}{P_b [MW]} = \frac{16,7}{250} = 0,0668 \Rightarrow \eta_{TDI,VT} = \boxed{0,864}$$

Skutečná expanze VT dílu:

Skutečný tepelný spád VT dílu h_{VT} :

$$h_{VT} = h_{VT,iz} \cdot \eta_{TDI,VT} [kJ / kg] \quad (14)$$

Tlak na výstupu z VT dílu p_{VT_out} :

$$p_{VT_out} = p_{VT_out,iz} [MPa] \quad (15)$$

Entalpie na výstupu z VT dílu i_{VT_out} :

$$i_{VT_out} = i_{VT_in} - h_{VT} [kJ / kg] \quad (16)$$

Entropie na výstupu z VT dílu s_{VT_out} :

$$s_{VT_out} = f(p_{VT_out}; i_{VT_out}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (17)$$

Teplota na výstupu z VT dílu t_{VT_out} :

$$t_{VT_out} = f(p_{VT_out}; i_{VT_out}) [^{\circ}C] \quad (18)$$

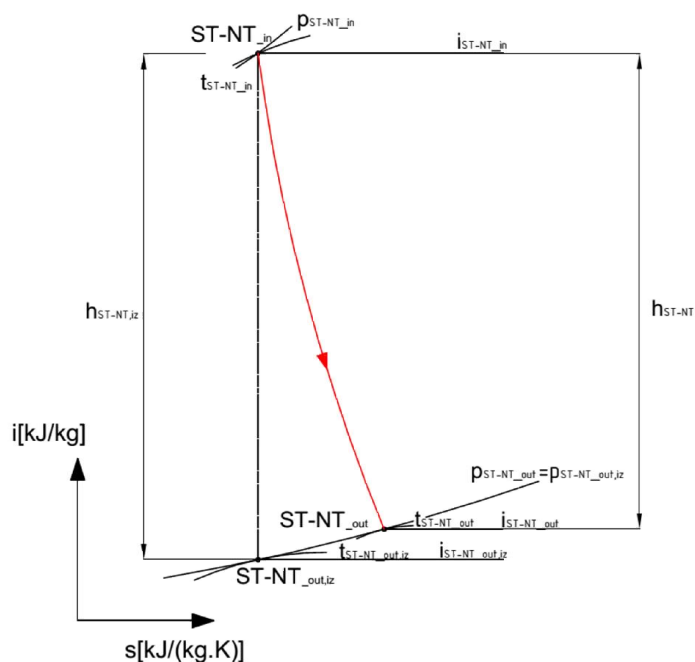
Měrný objem na výstupu z VT dílu v_2 :

$$v_{VT_out} = f(p_{VT_out}; i_{VT_out}) [m^3 / kg] \quad (19)$$

Tab. 4 Parametry reálné expanze VT

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{VT_out}	3,145	[MPa]
h_{VT}	415,323	[kJ/kg]
i_{VT_out}	3058,531	[kJ/kg]
s_{VT_out}	6,630	[kJ/(kg.K)]
t_{VT_out}	327,429	[$^{\circ}C$]
v_{VT_out}	0,082	[m ³ /kg]

2.4 Expanze ST-NT dílu turbíny



Graf 7 Expanze páry v ST-NT dílu

2.4.1 Příruba ST-NT dílu – bod A'

Po výstupu páry z VT dílu a před expanzí v ST-NT dílu dochází z důvodu zvýšení účinnosti a výkonu turbíny k přihřívání páry. V přihříváku dochází k přehřátí páry na teplotu t_R , přičemž tepelná ztráta v potrubí mezi přehřívákem a přírubou ST-NT dílem se neuvažuje.

Tlak na přírubě ST-NT dílu $p_{A'}$:

$$p_{A'} = p_{VT_out} \cdot (1 - \xi_{VT-ST}) \cdot (1 + \xi_{ZV}) [MPa] \quad (20)$$

Teplota na přírubě ST-NT dílu $t_{A'}$:

$$t_{A'} = t_R [^{\circ}C] \quad (21)$$

Entalpie na přírubě ST-NT dílu $i_{A'}$:

$$i_{A'} = f(p_{A'}, t_{A'}) [kJ/kg] \quad (22)$$

Entropie na přírubě ST-NT dílu $s_{A'}$:

$$s_{A'} = f(p_{A'}, i_{A'}) [kJ/(kg \cdot K)] \quad (23)$$

Tab. 5 Parametry na přírubě ST-NT

Parametr	Hodnota	Jednotka
$p_{A'}$	2,915	[MPa]
$t_{A'}$	565	[$^{\circ}C$]
$i_{A'}$	3604,219	[kJ/kg]
$s_{A'}$	7,445	[kJ/(kg.K)]

2.4.2 Vstup do ST-NT dílu – bod ST-NT_in

V důsledku škrcení v ZV (závěrném ventilu) nastává pokles tlaků, podobně jako na vstupu páry do VT dílu.

Tlak na vstupu do ST-NT dílu p_{ST-NT_in} :

$$p_{ST-NT_in} = p_{VT_out} \cdot (1 - \xi_{VT-ST}) [MPa] \quad (24)$$

Entalpie na vstupu do ST-NT dílu i_{ST-NT_in} :

$$i_{ST-NT_in} = i_{A'} [kJ / kg] \quad (25)$$

Teplota na vstupu do ST-NT dílu t_{ST-NT_in} :

$$s_{ST-NT_in} = f(p_{ST-NT_in}; i_{ST-NT_in}) [^{\circ}C] \quad (26)$$

Entropie na vstupu do ST-NT dílu s_{ST-NT_in} :

$$s_{ST-NT_in} = f(p_{ST-NT_in}; i_{ST-NT_in}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (27)$$

Měrný objem na vstupu do ST-NT dílu v_{ST-NT_in} :

$$v_{ST-NT_in} = f(p_{ST-NT_in}; i_{ST-NT_in}) [m^3 / kg] \quad (28)$$

Tab. 6 Parametry na vstupu do ST-NT

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{ST-NT_in}	2,831	[MPa]
i_{ST-NT_in}	3604,219	[kJ/kg]
t_{ST-NT_in}	564,669	[$^{\circ}C$]
s_{ST-NT_in}	7,445	[kJ/(kg.K)]
v_{ST-NT_in}	0,134	[m ³ /kg]

2.4.3 Výstup z ST-NT dílu – ST-NT_{out}

Výstupní tlak z ST-NT dílu p_{ST-NT_in} je závislí na tlaku kondenzace p_k (kapitola 2. 5). Výstupní tlak bývá obvykle větší o tlakovou ztrátu výstupního hrdla Δp_{zH} (zvyšování tlaku zkracuje expanzi). Koncepce axiálního výstupu páry do kondenzátoru však umožňuje dobře tvarovat difuzorové hrdlo výstupního tělesa, a proto je kondenzační tlak o něco vyšší než tlak na výstupu z ST-NT dílu.

Tlaková ztráta difuzorového hrdla Δp_{zH} :

$$\Delta p_{zH} = 0,038(\xi_4 - 1) \cdot \left(\frac{c_E}{100}\right)^2 \cdot p_k [MPa] \quad (29)$$

$$\Delta p_{zH} = -0,000233 MPa$$

Izoentropická expanze:

Tlak na výstupu z ST-NT dílu při izoentropické expanzi $p_{ST-NT_out,iz}$:

$$p_{ST-NT_out,iz} = p_k + \Delta p_{zH} [MPa] \quad (30)$$

Entropie na výstupu z ST-NT dílu při izoentropické expanzi $s_{ST-NT_out,iz}$:

$$s_{ST-NT_out,iz} = s_{ST-NT_in} [kJ / (kg \cdot K)] \quad (31)$$

Entalpie na výstupu z ST-NT dílu při izoentropické expanzi $i_{ST-NT_out,iz}$:

$$i_{ST-NT_out,iz} = f(p_{ST-NT_out,iz}; s_{ST-NT_out,iz}) [kJ / kg] \quad (32)$$

Teplota na výstupu z ST-NT dílu při izoentropické expanzi $s_{ST-NT_out,iz}$:

$$t_{ST-NT_out,iz} = f(p_{ST-NT_out,iz}; s_{ST-NT_out,iz}) [^{\circ}C] \quad (33)$$

Hodnota izoentropické expanze VT dílu $h_{ST-NT,iz}$:

$$h_{ST-NT,iz} = p_{ST-NT_in} - i_{ST-NT_out,iz} \quad [kJ / kg] \quad (34)$$

Tab. 7 Parametry izoentropické expanze ST-NT

Parametr	Hodnota	Jednotka
$p_{ST-NT_out,iz}$	0,0104	[MPa]
$s_{ST-NT_out,iz}$	7,445	[kJ/(kg.K)]
$i_{ST-NT_out,iz}$	2364,428	[kJ/kg]
$t_{ST-NT_out,iz}$	46,564	[°C]
$h_{ST-NT,iz}$	1239,791	[kJ/kg]

Odhad vnitřní termodynamické účinnosti ST-NT dílu (viz. Příloha 1):

$$\frac{p_A [MPa]}{P_b [MW]} = \frac{2,919}{250} = 0,012 \Rightarrow \eta_{TDI,ST-NT} = \boxed{0,873}$$

Skutečná expanze:

Skutečný tepelný spád ST-NT dílu h_{ST-NT} :

$$h_{ST-NT} = h_{ST-NT,iz} \cdot \eta_{TDI,ST-NT} \quad [kJ / kg] \quad (35)$$

Tlak na výstupu z ST-NT dílu p_{ST-NT_out} :

$$p_{ST-NT_out} = p_{ST-NT_out,iz} \quad [MPa] \quad (36)$$

Entalpie na výstupu z ST-NT dílu i_{ST-NT_out} :

$$i_{ST-NT_out} = i_{ST-NT_in} - h_{ST-NT} \quad [kJ / kg] \quad (37)$$

Entropie na výstupu z ST-NT dílu s_{ST-NT_out} :

$$s_{ST-NT_out} = f(p_{ST-NT_out}; i_{ST-NT_out}) \quad [kJ / (kg \cdot K)] \quad (38)$$

Teplota na výstupu z ST-NT dílu t_{ST-NT_out} :

$$t_{ST-NT_out} = f(p_{ST-NT_out}; i_{ST-NT_out}) \quad [°C] \quad (39)$$

Měrný objem na výstupu z ST-NT dílu v_{ST-NT_out} :

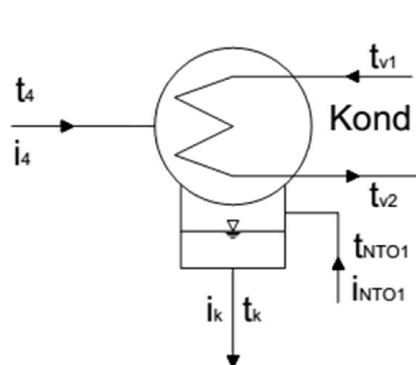
$$v_{ST-NT_out} = f(p_{ST-NT_out}; i_{ST-NT_out}) \quad [m^3 / kg] \quad (40)$$

Tab. 8 Parametry reálné expanze ST-NT

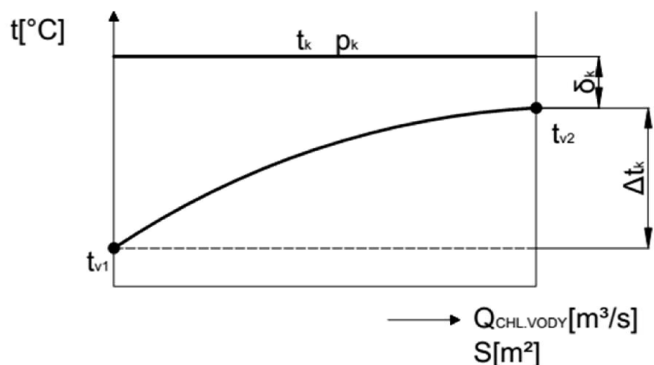
Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{ST-NT_out}	0,0104	[MPa]
h_{ST-NT}	1082,338	[kJ/kg]
i_{ST-NT_out}	2521,882	[kJ/kg]
s_{ST-NT_out}	7,937	[kJ/(kg.K)]
t_{ST-NT_out}	46,564	[°C]
v_{ST-NT_out}	13,773	[m ³ /kg]

2.5 Parametry kondenzátoru

Kondenzace je izobaricko-izotermický děj. Kondenzátor zařazený za ST-NT dílem má jednoproudý axiální vstup páry. Pára v něm předává zbytkové teplo chladicí vodě a kondenzuje zde při tlaku p_k a teplotě t_k . Pro výpočet je nutné volit teplotní rozdíl chladicí vody Δt_k a nedohřev kondenzátu δt_k (zvoleno pro dvoucestný kondenzátor).



Obr. 4 Veličiny kondenzátoru



Graf 8 Průběh kondenzace a ohřev chladicí vody

Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru t_{v2} :

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_k \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (41)$$

Teplota kondenzace páry t_k :

$$t_k = t_{v2} + \delta t_k \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (42)$$

Tlak kondenzace páry p_k :

$$p_k = f(t_k; x = 0) \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

Entalpie za kondenzátorem i_k :

$$i_k = f(t_k; x = 0) \quad [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (44)$$

Entropie za kondenzátorem s_k :

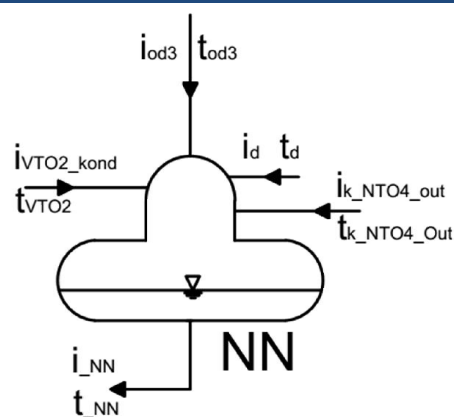
$$s_k = f(t_k; x = 0) \quad [\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (45)$$

Tab. 9 Parametry kondenzátoru

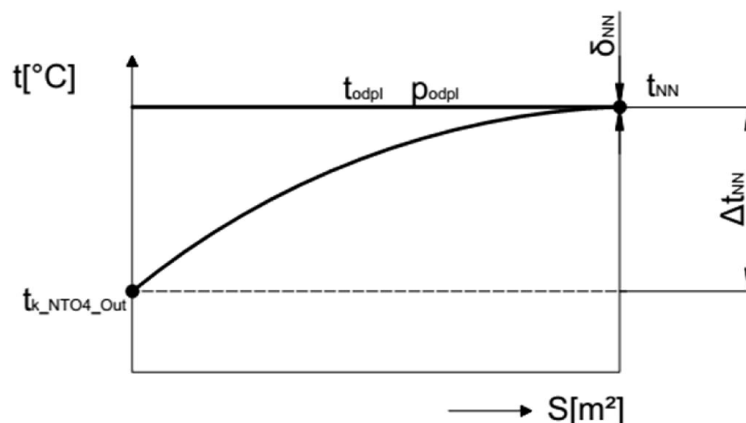
Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{v1}	33	[$^{\circ}\text{C}$]
Δt_k	10	[$^{\circ}\text{C}$]
t_{v2}	43	[$^{\circ}\text{C}$]
δt_k	4	[$^{\circ}\text{C}$]
t_k	47	[$^{\circ}\text{C}$]
p_k	0,011	[MPa]
i_k	196,796	[kJ/kg]
s_k	0,665	[kJ/(kg.K)]

2.6 Parametry odplyňováku a napájecí nádrže

Úkolem odplyňováku je zbavit napájecí vodu nežádoucích plynných složek (převážně vzduchu) před vstupem do napájecího čerpadla. Odplyňovák je součástí napájecí nádrže, která je posledním ohřívákem v systému nízkotlaké regenerace. Na rozdíl od všech ostatních ohříváků se však nejedná o výměník povrchový, ale směšovací.



Obr. 5 Napájecí nádrž a její parametry



Graf 9 Průběh teplot v napájecí nádrži

Odplyňovák:

Teplota odplynění t_{odpl} :

$$t_{odpl} = t_R \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (46)$$

Tlak odplynění p_{odpl} :

$$p_{odpl} = f(t_{odpl}; x = 1) \text{ [MPa]} \quad (47)$$

Entalpie odplynění i_{odpl} :

$$i_{odpl} = f(t_{odpl}; x = 1) \text{ [kJ/kg]} \quad (48)$$

Entropie odplynění s_{odpl} :

$$s_{odpl} = f(t_{odpl}; x = 1) \text{ [kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \quad (49)$$

Tab. 10 Parametry odplynění

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{odpl}	1,255	[MPa]
t_{odpl}	190	[°C]
i_{odpl}	2785,311	[kJ/kg]
s_{odpl}	6,506	[kJ/(kg.K)]

Napájecí nádrž - výstup:

Teplota za napájecí nádrží t_{NN} :

$$t_{NN} = t_{odpl} - \delta_{NN} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (50)$$

Tlak za napájecí nádrží p_{NN} :

$$p_{NN} = p_{odpl} \text{ [MPa]} \quad (51)$$

Entalpie za napájecí nádrží i_{NN} :

$$i_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) \text{ [kJ/kg]} \quad (52)$$

Entropie za napájecí nádrží s_{NN} :

$$s_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) \text{ [kJ/(kg}\cdot\text{K)]} \quad (53)$$

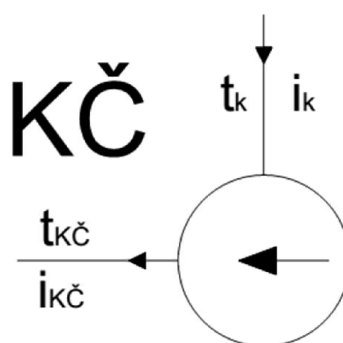
Tab. 11 Parametry na výstupu z napájecí nádrže

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{NN}	2,236	[MPa]
t_{NN}	190	[$^\circ\text{C}$]
i_{NN}	807,566	[kJ/kg]
s_{NN}	2,236	[kJ/(kg.K)]

2.7 Parametry kondenzátního a napájecího čerpadla

2.7.1 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo je zařazeno těsně za kondenzátor. Jeho úkolem je udržet tlak v napájecí nádrži na požadované hodnotě p_{odpl} , přičemž musí překonat pět tlakových ztrát (ζ_{oh}) v systému nízkotlaké regenerace. Důvodem navýšení tlaku kondenzátu je zabránění vniknutí vzduchu a jiných plynů do systému regenerace, a také snížení namáhání potrubních tras kondenzátu. Je třeba si uvědomit, že v kondenzátoru je hluboké vakuum, proto je přísávání plynů do systému regenerace přes různé netěsnosti velmi snadné. Dalším důvodem zvýšení tlaku kondenzátu je snížení namáhání potrubních tras od podtlaku. Proto je zapotřebí zvýšit tlak kondenzátu kondenzátním čerpadlem. Komprese v kondenzátním čerpadle neprobíhá beze ztrát, ty se tak projeví navýšením teploty kondenzátu o $\Delta t_{K\check{c}}$.



Obr. 6 Parametry kondenzátního čerpadla

Tlak na výstupu z kondenzátního čerpadla $p_{K\check{c}}$:

$$p_{K\check{c}} = p_{odpl} \cdot (1 + \zeta_{oh})^5 \text{ [MPa]} \quad (54)$$

$$p_{K\check{c}} = 1,527 \text{ MPa}$$

Izoentropická komprese:

Entropie na výstupu z kondenzátního čerpadla při izoentropickém ději $s_{KČ,iz}$:

$$s_{KČ,iz} = s_k \left[\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K}) \right] \quad (55)$$

Entalpie na výstupu z kondenzátního čerpadla při izoentropickém ději $i_{KČ,iz}$:

$$i_{KČ,iz} = f(p_{KČ}; s_{KČ,iz}) \left[\text{kJ} / \text{kg} \right] \quad (56)$$

Izoentropická komprese kondenzátního čerpadla $h_{KČ,iz}$:

$$h_{KČ,iz} = i_{KČ,iz} - i_k \left[\text{kJ} / \text{kg} \right] \quad (57)$$

Tab. 12 Parametry za kondenzátním čerpadlem při izoentropické kompresi

Parametr	Hodnota	Jednotka
$p_{KČ,iz}$	1,527	[MPa]
$s_{KČ,iz}$	0,665	[kJ/(kg.K)]
$i_{KČ,iz}$	198,312	[kJ/kg]
$h_{KČ,iz}$	1,516	[kJ/kg]

Skutečná komprese:

Skutečná komprese kondenzátního čerpadla $h_{KČ}$:

$$h_{KČ} = \frac{h_{KČ,iz}}{\eta_{KČ}} \left[\text{kJ} / \text{kg} \right] \quad (58)$$

Entalpie za kondenzátním čerpadlem $i_{KČ}$:

$$i_{KČ} = i_k + h_{KČ} \left[\text{kJ} / \text{kg} \right] \quad (59)$$

Teplota za kondenzátním čerpadlem $t_{KČ}$:

$$t_{KČ} = f(p_{KČ}; i_{KČ}) \left[^\circ\text{C} \right] \quad (60)$$

Tab. 13 Parametry na výstupu z kondenzátního čerpadla

Parametr	Hodnota	Jednotka
$p_{KČ}$	1,527	[MPa]
$h_{KČ}$	1,895	[kJ/kg]
$i_{KČ}$	198,691	[kJ/kg]
$t_{KČ}$	47,148	[°C]

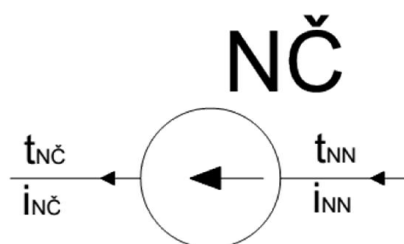
Ohřátí kondenzátu při kompresi $\Delta t_{KČ}$:

$$\Delta t_{KČ} = t_{KČ} - t_k \left[^\circ\text{C} \right] \quad (61)$$

$$\Delta t_{KČ} = 0,148 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.7.2 Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo slouží k dopravě napájecí vody, respektive páry vzniklé v kotli z napájecí vody, přes systém vysokotlaké regenerace, kotle, přiváděcího potrubí a RZV, až do turbíny. Napájecí čerpadlo nám tedy dodává požadovaný tlak admisní páry p_A na vstupu do VT tělesa turbíny.



Obr. 7 Parametry napájecího čerpadla

Tlak na výstupu z napájecího čerpadla $p_{NČ}$:

$$p_{NČ} = p_A \cdot (1 + \xi_{K-RZV}) \cdot (1 + \xi_{kotel}) \cdot (1 + \xi_{oh})^2 \text{ [MPa]} \quad (62)$$

$$p_{NČ} = 22,477 \text{ MPa}$$

Izoentropická komprese:

Entropie na výstupu z napájecího čerpadla při izoentropické kompresi $s_{NČ,iz}$:

$$s_{NČ,iz} = f(p_{odpl}; x = 0) \text{ [kJ / (kg \cdot K)]} \quad (63)$$

Entalpie na výstupu z napájecího čerpadla při izoentropické kompresi $i_{NČ,iz}$:

$$i_{NČ,iz} = f(p_{NČ}; s_{NČ,iz}) \text{ [kJ / kg]} \quad (64)$$

Izoentropická komprese napájecího čerpadla $h_{NČ,iz}$:

$$h_{NČ,iz} = i_{NČ,iz} - i_{odpl} \text{ [kJ / kg]} \quad (65)$$

Tab. 14 Parametry na výstupu z napájecího čerpadla při izoentropické kompresi

Parametr	Hodnota	Jednotka
$p_{NČ,iz}$	22,477	[MPa]
$s_{NČ,iz}$	2,236	[kJ/(kg.K)]
$i_{NČ,iz}$	831,625	[kJ/kg]
$h_{NČ,iz}$	24,059	[kJ/kg]

Skutečná komprese:

Skutečná komprese napájecího čerpadla $h_{NČ}$:

$$h_{NČ} = \frac{h_{NČ,iz}}{\eta_{NČ}} \text{ [kJ / kg]} \quad (66)$$

Entalpie za napájecím čerpadlem $i_{NČ}$:

$$i_{NČ} = i_{NN} + h_{NČ} \text{ [kJ / kg]} \quad (67)$$

Teplota za napájecím čerpadlem $t_{NČ}$:

$$t_{NČ} = f(p_{NČ}; i_{NČ}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (68)$$

Tab. 15 Parametry na výstupu z napájecího čerpadla

Parametr	Hodnota	Jednotka
$p_{NČ}$	22,477	[MPa]
$h_{NČ}$	30,074	[kJ/kg]
$i_{NČ}$	837,64	[kJ/kg]
$t_{NČ}$	194,555	[}^\circ\text{C]}]

Ohřátí kondenzátu při kompresi $\Delta t_{NČ}$:

$$\Delta t_{NC} = t_{NC} - t_{NV} [^{\circ}C] \quad (69)$$

$$\Delta t_{NC} = 4,555 \text{ } ^{\circ}C$$

2.8 Návrh a výpočet systému regenerace

V systému regenerace dochází k ohřátí kondenzátu z teploty t_k , až na teplotu napájecí vody t_{NV} , jdoucí do kotle. Tím dochází k zvýšení tepelné účinnosti celého tepelného cyklu. Regenerační ohřev napájecí vody se provádí za pomoci neregulovaných odběrů z turbíny v regeneračních ohřívácích. Všechny výměníky systému regenerace jsou konstruovány jako povrchové, pouze NN je provedena jako směšovací výměník. Ohříváky VTO1 NTO4 a NTO3 obsahují srážecí přehřátí, který se používá, pokud je odběrová pára příliš přehřátá. Systém regenerace se dělí na dvě části:

- Vysokotlakou: VTO1 - VTO2
- Nízkotlakou: NTO1 – NTO2 – NTO3 – NTO4 - NN

Poměrná tlaková ztráta byla zvolena u všech typů ohříváků stejná a to $\zeta_{oh} = 0,04$.

2.8.1. Vysokotlaká regenerace

Vysokotlaká regenerace zahrnuje dva VTO ohříváky ($z_{VTO} = 2$). V jednotlivých systémech regenerace (VTO i NTO) má být pro maximální zvýšení tepelné účinnosti dodržován konstantní poměr absolutních teplot za a před ohřívákem. Velikost ohřátí v jednotlivých ohřívácích bude tedy konstantní.

Velikost ohřátí ve VTO ohřívácích m_{VTO} :

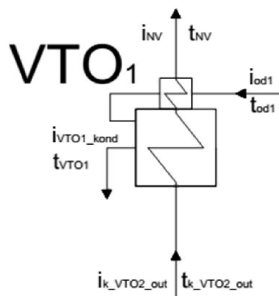
$$m_{VTO} = \frac{T_i}{T_{i-1}} = \frac{T_{NV}}{T_{k_VTO2_out}} = \frac{T_{k_VTO2_out}}{T_{NC}} = konst. \quad (70)$$

$$m_{VTO} = z_{VTO} \sqrt{\frac{T_{NV}}{T_{NC}}} \quad (71)$$

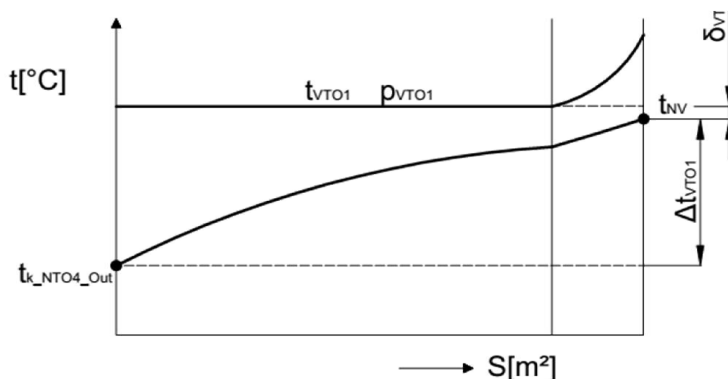
$$m_{VTO} = \sqrt[2]{\frac{(260 + 273,15)}{(194,555 + 273,15)}} = 1,068$$

2.8.1.1. VTO1

VTO1 je konstruovaný jako povrchový výměník. Vzhledem k vysokému přehřátí páry obsahuje VTO1 srážecí přehřátí.



Obr. 8 Parametry VTO1



Graf 10 Průběh teplot ve VTO1

Výstup kondenzátu z VTO1 – Napájecí voda

Teplota napájecí vody na výstupu z VTO1 t_{NV} :

$$t_{NV} - \text{teplota napájecí vody je dána ze zadání a činí } 260 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tlak napájecí vody na výstupu z VTO1 p_{NV} :

$$p_{NV} = p_{NC} \cdot (1 - \xi_{oh})^2 [\text{MPa}] \quad (72)$$

Entalpie napájecí vody na výstupu z VTO1 i_{NV} :

$$i_{NV} = f(p_{NV}; t_{NV}) [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (73)$$

Entropie napájecí vody na výstupu z VTO1 s_{NV} :

$$s_{NV} = f(p_{NV}; t_{NV}) [\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (74)$$

Tab. 16 Parametry na výstupu z VTO1

Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{NV}	260	[$^\circ\text{C}$]
p_{NV}	20,715	[MPa]
i_{NV}	1133,849	[kJ/kg]
s_{NV}	2,845	[kJ/(kg.K)]

Výstup odběrového kondenzátu z VTO1

Teplota kondenzace odběrové páry t_{VTO1} bude vyšší o nedohřev $\delta_{VTO} = 5$ než teplota napájecí vody na výstupu z VTO1 t_{NV} .

Teplota kondenzace páry z odběru O1 t_{VTO1} :

$$t_{VTO1} = t_{NV} + \delta_{VTO} [^\circ\text{C}] \quad (75)$$

Tlak kondenzace páry z odběru O1 p_{VTO1} :

$$p_{VTO1} = f(t_{VTO1}; x = 0) [\text{MPa}] \quad (76)$$

Entalpie po kondenzaci páry z odběru O1 i_{VTO1_kond} :

$$i_{VTO1_kond} = f(t_{VTO1}; x = 0) [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (77)$$

Tab. 17 Parametry kondenzace ve VTO1

Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{VTO1}	265	[$^\circ\text{C}$]
p_{VTO1}	5,085	[MPa]
i_{VTO1_kond}	1159,808	[kJ/kg]

Neregulovaný odběr O1

Tlak neregulovaného odběru páry p_{od1} bude větší oproti p_{VTO1} o tlakovou ztrátu odběrového potrubí ξ_{od-VTO} .

Tlak v místě neregulovaného z odběru O1 p_{od1} :

$$p_{od1} = p_{VTO1} \cdot (1 + \xi_{od-VTO}) [\text{MPa}] \quad (78)$$

Izoentropická entropie v místě neregulovaného odběru O1 $s_{od1,iz}$:

$$s_{od1,iz} = s_{VT_in} = [\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (79)$$

Izoentropická entalpie v místě neregulovaného odběru O1 $i_{od1,iz}$:

$$i_{od1,iz} = f(p_{od1}; s_{od1,iz}) [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (80)$$

Izoentropická expanze do místa neregulovaného odběru O1 $h_{od1,iz}$:

$$h_{od1,iz} = i_{VT_in} - i_{od1,iz} \quad [kJ / kg] \quad (81)$$

Expanze do místa neregulovaného odběru O1 h_{od1} :

$$h_{od1} = h_{od1,iz} \cdot \eta_{TDI,VT} \quad [kJ / kg] \quad (82)$$

Entalpie v místě neregulovaného odběru O1 i_{od1} :

$$i_{od1} = i_{VT_in} - h_{od1} \quad [kJ / kg] \quad (83)$$

Teplota v místě neregulovaného odběru O1 t_{od1} :

$$t_{od1} = f(p_{od1}; i_{od1}) \quad [^{\circ}C] \quad (84)$$

Měrný objem v místě neregulovaného odběru O1 v_{od1} :

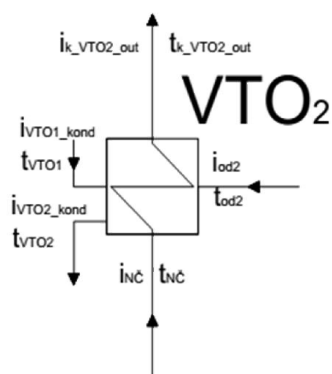
$$v_{od1} = f(p_{od1}; i_{od1}) \quad [m^3 / kg] \quad (85)$$

Tab. 18 Parametry neregulovaného odběru O1

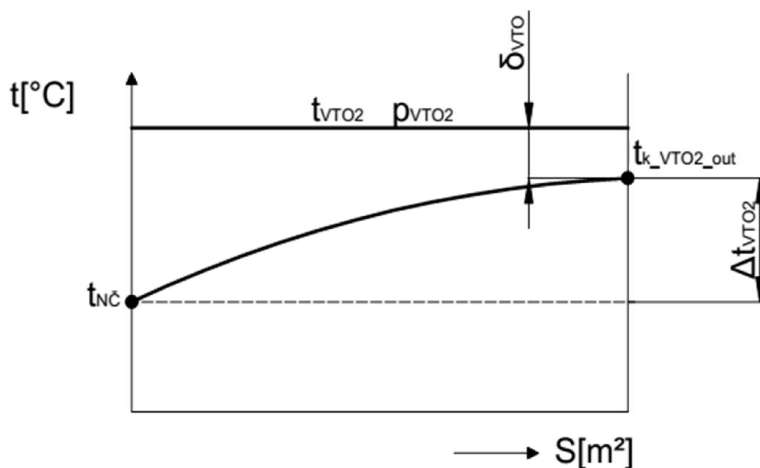
Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{od1}	5,594	[MPa]
$s_{od1,iz}$	6,519	[kJ/(kg.K)]
$i_{od1,iz}$	3142,583	[kJ/kg]
$h_{od1,iz}$	331,271	[kJ/kg]
h_{od1}	286,218	[kJ/kg]
i_{od1}	3187,636	[kJ/kg]
t_{od1}	400,757	[$^{\circ}C$]
v_{od1}	0,051	[m ³ /kg]

2.8.1.2. VTO2

Odběr pro VTO2 je veden z výstupu VT dílu turbíny, proto parametry na výstupu z VT dílu budou záviset na parametrech VTO2. Ohřívák je opět konstruován jako prostý povrchový výměník.



Obr. 9 Parametry VTO2



Graf 11 Průběh teplot ve VTO2

Výstup kondenzátu z VTO2

Teplota kondenzátu na výstupu z VTO2 $t_{k_VTO2_out}$:

$$t_{k_VTO2_out} = \frac{t_{NV} + 273,15}{m_{VTO}} - 273,15 \quad [^{\circ}C] \quad (86)$$

Tlak kondenzátu na výstupu z VTO2 $p_{k_VTO2_out}$:

$$p_{k_VTO2_out} = p_{NČ} \cdot (1 - \xi_{oh}) [MPa] \quad (87)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z VTO2 $i_{k_VTO2_out}$:

$$i_{k_VTO2_out} = f(p_{k_VTO2_out}; t_{k_VTO2_out}) [kJ / kg] \quad (88)$$

Tab. 19 Parametry na výstupu z VTO2

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{k_VTO2_out}$	226,207	[°C]
$p_{k_VTO2_out}$	21,578	[MPa]
$i_{k_VTO2_out}$	977,693	[kJ/kg]

Výstup odběrového kondenzátu z VTO2

Teplota kondenzace odběrové páry t_{VTO2} bude opět vyšší než teplota kondenzátu na výstupu z VTO2 $t_{k_VTO2_out}$ a to o nedohřev $\delta_{VTO} = 5^\circ C$.

Teplota kondenzace páry z odběru O2 t_{VTO2} :

$$t_{VTO2} = t_{k_VTO2_out} + \delta_{VTO} [^\circ C] \quad (89)$$

Tlak kondenzace páry z odběru O2 p_{VTO2} :

$$p_{VTO2} = f(t_{VTO2}; x = 1) [MPa] \quad (90)$$

Entalpie po kondenzaci páry z odběru O2 i_{VTO2_kond} :

$$i_{VTO2_kond} = f(t_{VTO2}; x = 0) [kJ / kg] \quad (91)$$

Tab. 20 Parametry kondenzace ve VTO2

Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{VTO2}	231,207	[°C]
p_{VTO2}	2,859	[MPa]
i_{VTO2_kond}	995,877	[kJ/kg]

Neregulovaný odběr O2

Tlak neregulovaného odběru páry p_{od2} bude větší oproti p_{VTO2} o tlakovou ztrátu odběrového potrubí ξ_{od-VTO} . Tlak neregulovaného odběru O2 p_{od2} je zároveň tlakem na výstupu z VT dílu turbíny p_{VT_out} .

Tlak v místě neregulovaného odběru O2 p_{od2} :

$$p_{od2} = p_{VT_out} = p_{VTO2} \cdot (1 + \xi_{od-VTO}) [MPa] \quad (92)$$

Izoentropická entropie v místě neregulovaného odběru O2 $s_{od2,iz}$:

$$s_{od2,iz} = s_{VT_in} [kJ / (kg \cdot K)] \quad (93)$$

Izoentropická entalpie v místě neregulovaného odběru O2 $i_{od2,iz}$:

$$i_{od2,iz} = f(p_{od2}; s_{od2,iz}) [kJ / kg] \quad (94)$$

Izoentropická expanze do místa neregulovaného odběru O2 $h_{od2,iz}$:

$$h_{od2,iz} = i_{VT_in} - i_{od2,iz} [kJ / kg] \quad (95)$$

Expanze do místa neregulovaného odběru O2 h_{od2} :

$$h_{od2} = h_{od2,iz} \cdot \eta_{TDI,VT} [kJ / kg] \quad (96)$$

Entalpie v místě neregulovaného odběru O2 i_{od2} :

$$i_{od2} = i_{VT_in} - h_{od2} [kJ / kg] \quad (97)$$

Teplota v místě neregulovaného odběru O2 t_{od2} :

$$t_{od2} = f(p_{od2}; i_{od2}) [^{\circ}\text{C}] \quad (98)$$

Měrný objem v místě neregulovaného odběru O2 v_{od2} :

$$v_{od2} = f(p_{od2}; i_{od2}) [m^3 / kg] \quad (99)$$

Tab. 21 Parametry neregulovaného odběru O2

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{od2}	3,145	[MPa]
$s_{od2,iz}$	6,519	[kJ/(kg.K)]
$i_{od2,iz}$	2993,156	[kJ/kg]
$h_{od2,iz}$	480,698	[kJ/kg]
h_{od2}	413,400	[kJ/kg]
i_{od2}	3060,454	[kJ/kg]
t_{od2}	328,216	[$^{\circ}\text{C}$]
v_{od2}	0,082	[m ³ /kg]

2.8.2. Nízkotlaká regenerace

Nízkotlaká regenerace zahrnuje čtyři NTO ohříváky a napájecí nádrž ($z_{NTO} = 5$). Velikost ohřátí ve všech ohřívácích nízkotlaké regenerace (včetně NN) je volena taktéž rovnoměrně. Nedohřev v každém z nízkotlakých ohříváků činí $\delta_{NTO} = 5^{\circ}\text{C}$.

Velikost ohřátí v NTO ohřívácích m_{NTO} :

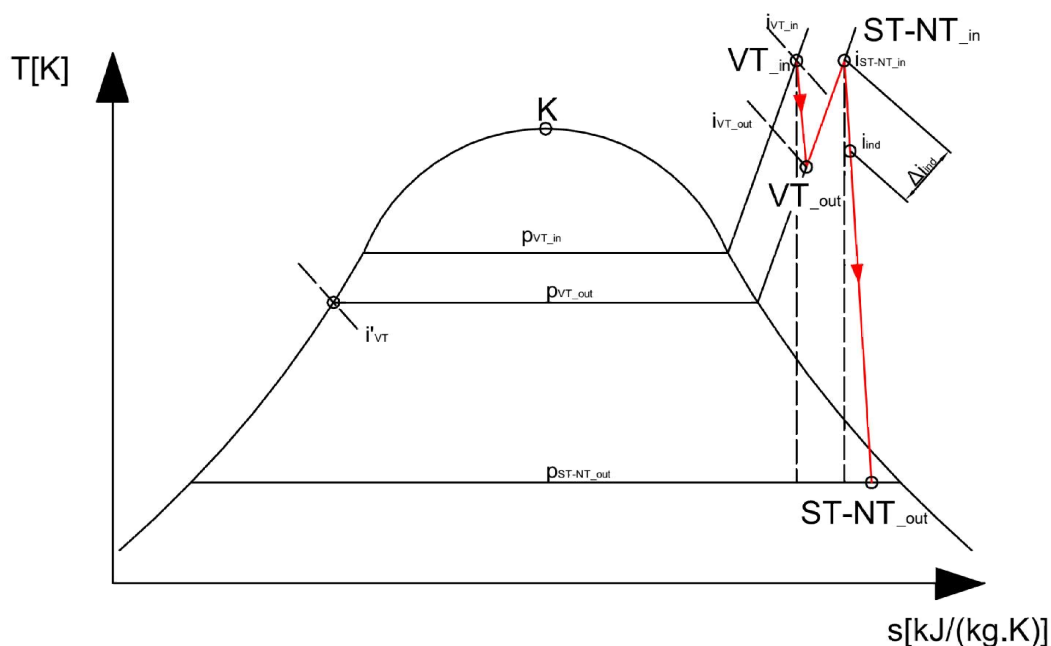
$$m_{NTO} = \frac{T_i}{T_{i-1}} = \frac{T_{NN}}{T_{k_NTO4_out}} = \dots = \frac{T_{k_NTO1_out}}{T_{KČ}} = konst. \quad (100)$$

$$m_{NTO} = z_{NTO} \sqrt{\frac{T_{NN}}{T_{KČ}}} \quad (101)$$

$$m_{NTO} = \sqrt[5]{\frac{(190 + 273,15)}{(47,148 + 273,15)}} = 1,077$$

2.8.2.1. Výpočet indiferentního bodu

Odběry je třeba volit tak, aby nebyla překročena hodnota indiferentního bodu. Při překročení této hodnoty, ohříváme napájecí vodu příliš kvalitní parou. Tato pára by mohla dále expandovat a vykonat práci, ale místo toho je odvedena do neregulovaného odběru a tam zbytečně maříme její entalpický potenciál. Proto je nutné volit všechny odběry pod indiferentním bodem.



Graf 12 Poloha indiferentního bodu [2]

Tepelná účinnost cyklu pouze z VT dílem:

Entalpie syté kapaliny při výstupním tlaku z VT dílu i'_{VT} :

$$i'_{VT} = f(p_{VT_out}; x = 0) [kJ / kg] \quad (102)$$

$$i'_{VT} = 1020,834 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Tepelná účinnost VT dílu η_{VT}^T :

$$\eta_{VT}^T = \frac{i_{VT_in} - i_{VT_out}}{i_{VT_in} - i'_{VT}} [-] \quad (103)$$

$$\eta_{VT}^T = 0,169 [-]$$

Výpočet indiferentního bodu:

Oblast příliš kvalitní páry pro regeneraci Δi_{ind} :

$$\Delta i_{ind} = \eta_{VT} \cdot (i_{ST-NT_in} - i_{VT_out}) [kJ / kg] \quad (104)$$

$$\Delta i_{ind} = 92,391 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Indiferentní bod i_{ind} :

$$i_{ind} = i_{ST-NT_in} - \Delta i_{ind} [kJ / kg] \quad (105)$$

$$i_{ind} = \underline{\underline{3511,828 \text{ kJ} / \text{kg}}}$$

2.8.2.2. Napájecí nádrž

Prvním nízkotlakým ohřívákem za systémem vysokotlaké regenerace je napájecí nádrž. Jelikož se jedná o směšovací výměník, je nedohřev napájecí nádrže $\delta_{NN} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$. Z ní jsou známy všechny parametry, které byly vypočteny v kapitole 2. 6.

Vrchní část napájecí nádrže tvoří odplyňovák, z jehož parametrů můžeme dopočítat hodnoty neregulovaného odběru O3.

Neregulovaný odběr O3

Tlak v místě neregulovaného odběru O3 p_{od3} :

$$p_{od3} = p_{odpl} \cdot (1 + \xi_{od-NTO}) \quad [MPa] \quad (106)$$

Izoentropická entropie v místě neregulovaného odběru O3 $s_{od3,iz}$:

$$s_{od3,iz} = s_{ST-NT_in} \quad [kJ / (kg \cdot K)] \quad (107)$$

Izoentropická entalpie v místě neregulovaného odběru O3 $i_{od3,iz}$:

$$i_{od3,iz} = f(p_{od3}; s_{od3,iz}) \quad [kJ / kg] \quad (108)$$

Izoentropická expanze do místa neregulovaného odběru O3 $h_{od3,iz}$:

$$h_{od3,iz} = i_{ST-NT_in} - i_{od3,iz} \quad [kJ / kg] \quad (109)$$

Expanze do místa neregulovaného odběru O3 h_{od3} :

$$h_{od3} = h_{od3,iz} \cdot \eta_{TDI,ST-NT} \quad [kJ / kg] \quad (110)$$

Entalpie v místě neregulovaného odběru O3 i_{od3} :

$$i_{od3} = i_{ST-NT_in} - h_{od3} \quad [kJ / kg] \quad (111)$$

Teplota v místě neregulovaného odběru O3 t_{od3} :

$$t_{od3} = f(p_{od3}; i_{od3}) \quad [^{\circ}C] \quad (112)$$

Měrný objem v místě neregulovaného odběru O3 v_{od3} :

$$v_{od3} = f(p_{od3}; i_{od3}) \quad [m^3 / kg] \quad (113)$$

Tab. 22 Parametry neregulovaného odběru O3

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{od3}	1,381	[MPa]
$s_{od3,iz}$	7,445	[kJ/(kg.K)]
$i_{od3,iz}$	3351,015	[kJ/kg]
$h_{od3,iz}$	253,205	[kJ/kg]
h_{od3}	221,048	[kJ/kg]
i_{od3}	3383,172	[kJ/kg]
t_{od3}	457,822	[$^{\circ}C$]
v_{od3}	0,241	[m ³ /kg]

Kontrola zda odběr 3 neleží za indiferentním bodem:

$$i_{ind} \geq i_{od3} \quad [kJ / kg] \quad (114)$$

$$3511,828 \geq 3383,172 \rightarrow OK$$

Dodatková voda

Do napájecí nádrže se také dodává dodatková voda, která má následující parametry.

Měrná tepelná kapacita dodatkové vody c_{pw} :

$$c_{pw} = 4,187 \quad kJ / (kg \cdot K) \quad (115)$$

Teplota dodatkové vody t_d :

$$t_d = 50^{\circ}C \quad (116)$$

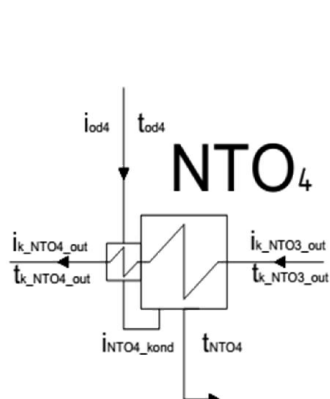
Entalpie dodatkové vody i_d :

$$i_d = f(p_{NN}, t_d) \quad [kJ / kg] \quad (117)$$

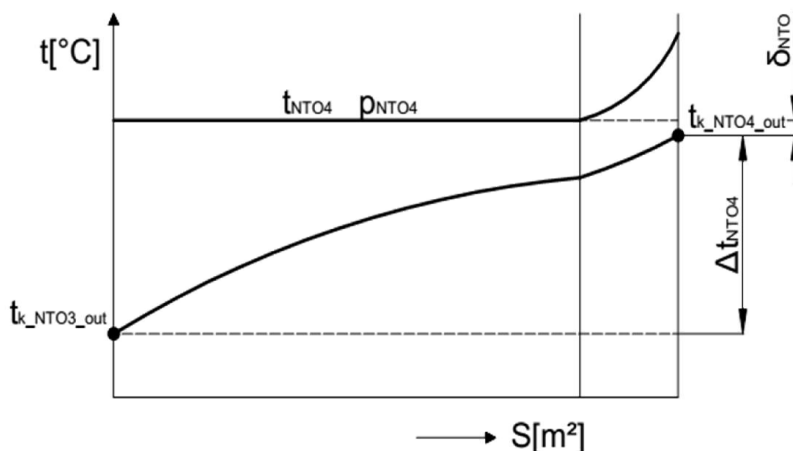
$$i_d = 209,350 \quad kJ / kg$$

2.8.2.3. NTO4

Do NTO4 pára proudí značně přehřátá (po předchozím přehřátí), proto NTO4 obsahuje srážecí přehřátí.



Obr. 10 Parametry NTO4



Graf 13 Průběh teplot ve NTO4

Výstup kondenzátu z NTO4

Teplota kondenzátu na výstupu z NTO4 $t_{k_NTO4_out}$:

$$t_{k_NTO4_out} = \frac{t_{NN} + 273,15}{m_{NTO}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (118)$$

tlak kondenzátu na výstupu z NTO4 $p_{k_NTO4_out}$:

$$p_{k_NTO4_out} = p_{odpl} \cdot (1 + \xi_{oh}) \text{ [MPa]} \quad (119)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO4 $i_{k_NTO4_out}$:

$$i_{k_NTO4_out} = f(p_{k_NTO4_out}; t_{k_NTO4_out}) \text{ [kJ/kg]} \quad (120)$$

Tab. 23 Parametry na výstupu z NTO4

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{k_NTO4_out}$	157,068	[$^\circ\text{C}$]
$p_{k_NTO4_out}$	1,305	[MPa]
$i_{k_NTO4_out}$	663,275	[kJ/kg]

Výstup odběrového kondenzátu z NTO4

Teplota kondenzace páry z odběru O4 t_{NTO4} :

$$t_{NTO4} = t_{k_NTO4_out} + \delta_{NTO} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (121)$$

tlak kondenzace páry z odběru O4 p_{NTO4} :

$$p_{NTO4} = f(t_{NTO4}; x = 1) \text{ [MPa]} \quad (122)$$

Entalpie po kondenzaci páry z odběru O4 i_{NTO4_kond} :

$$i_{NTO4_kond} = f(t_{NTO4}; x = 0) \text{ [kJ/kg]} \quad (123)$$

Tab. 24 Parametry kondenzace v NTO4

Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{NTO4}	161,068	[$^\circ\text{C}$]
p_{NTO4}	0,635	[MPa]
i_{NTO4_kond}	680,217	[kJ/kg]

Neregulovaný odběr O4

Tlak v místě neregulovaného odběru O4 p_{od4} :

$$p_{od4} = p_{NTO4} \cdot (1 + \xi_{od-NTO}) \quad [MPa] \quad (124)$$

Izoentropická entropie v místě neregulovaného odběru O4 $s_{od4,iz}$:

$$s_{od4,iz} = s_3 \quad [kJ / (kg \cdot K)] \quad (125)$$

Izoentropická entalpie v místě neregulovaného odběru O4 $i_{od4,iz}$:

$$i_{od4,iz} = f(p_{od4}; s_{od4,iz}) \quad [kJ / kg] \quad (126)$$

Izoentropická expanze do místa neregulovaného odběru O4 $h_{od4,iz}$:

$$h_{od4,iz} = i_{ST-NT_in} - i_{od4,iz} \quad [kJ / kg] \quad (127)$$

Expanze do místa neregulovaného odběru O4 h_{od4} :

$$h_{od4} = h_{od4,iz} \cdot \eta_{TDI,ST-NT} \quad [kJ / kg] \quad (128)$$

Entalpie v místě neregulovaného odběru O4 i_{od4} :

$$i_{od4} = i_{ST-NT_in} - h_{od4} \quad [kJ / kg] \quad (129)$$

Teplota v místě neregulovaného odběru O4 t_{od4} :

$$t_{od4} = f(p_{od4}; i_{od4}) \quad [^{\circ}C] \quad (130)$$

Měrný objem v místě neregulovaného odběru O4 v_{od4} :

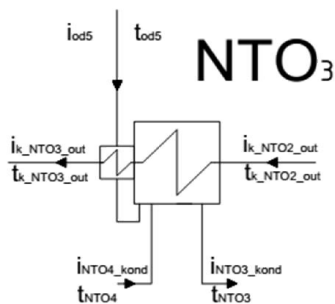
$$v_{od4} = f(p_{od4}; i_{od4}) \quad [m^3 / kg] \quad (131)$$

Tab. 25 Parametry neregulovaného odběru O4

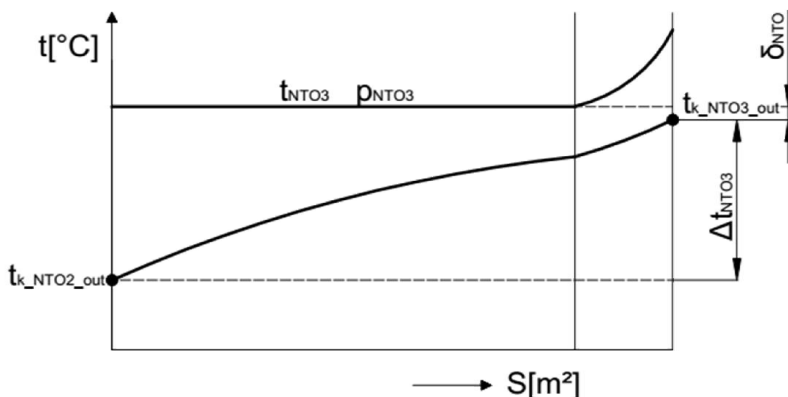
Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{od4}	0,699	[MPa]
$s_{od4,iz}$	7,445	[kJ/(kg.K)]
$i_{od4,iz}$	3145,129	[kJ/kg]
$h_{od4,iz}$	459,090	[kJ/kg]
h_{od4}	400,786	[kJ/kg]
i_{od4}	3203,434	[kJ/kg]
t_{od4}	368,739	[$^{\circ}C$]
v_{od4}	0,419	[m ³ /kg]

2.8.2.4. NTO3

Pára proudící do NTO3 je také ještě značně přehřátá, proto zařazujeme srážec.



Obr. 11 Parametry NTO3



Graf 14 Průběh teplot ve NTO3

Výstup kondenzátu z NTO3

Teplota kondenzátu na výstupu z NTO3 $t_{k_NTO3_out}$:

$$t_{NTO3_out} = \frac{t_{k_NTO4_out} + 273,15}{m_{NTO}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (132)$$

Tlak kondenzátu na výstupu z NTO3 $p_{k_NTO3_out}$:

$$p_{k_NTO3_out} = p_{k_NTO4_out} \cdot (1 + \xi_{oh}) \text{ [MPa]} \quad (133)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO3 $i_{k_NTO3_out}$:

$$i_{k_NTO3_out} = f(p_{k_NTO3_out}; t_{k_NTO3_out}) \text{ [kJ / kg]} \quad (134)$$

Tab. 26 Parametry na výstupu z NTO3

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{k_NTO3_out}$	126,477	[$^\circ\text{C}$]
$p_{k_NTO3_out}$	1,357	[MPa]
$i_{k_NTO3_out}$	532,120	[kJ/kg]

Výstup odběrového kondenzátu z NTO3

Teplota kondenzace páry z odběru O5 t_{NTO3} :

$$t_{NTO3} = t_{k_NTO3_out} + \delta_{NTO} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (135)$$

Tlak kondenzace páry z odběru O5 p_{NTO3} :

$$p_{NTO3} = f(t_{NTO3}; x = 1) \text{ [MPa]} \quad (136)$$

Entalpie po kondenzaci páry z odběru O5 i_{NTO3_kond} :

$$i_{NTO3_kond} = f(t_{NTO3}; x = 0) \text{ [kJ / kg]} \quad (137)$$

Tab. 27 Parametry kondenzace v NTO3

Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{NTO3}	130,477	[$^\circ\text{C}$]
p_{NTO3}	0,274	[MPa]
i_{NTO3_kond}	548,424	[kJ/kg]

Neregulovaný odběr O5

Tlak v místě neregulovaného odběru O5 p_{od5} :

$$p_{od5} = p_{NTO3} \cdot (1 + \xi_{od-NTO}) \text{ [MPa]} \quad (138)$$

Izoentropická entropie v místě neregulovaného odběru O5 $s_{od5,iz}$:

$$s_{od5,iz} = s_3 \text{ [kJ / (kg} \cdot \text{K)}]} \quad (139)$$

Izoentropická entalpie v místě neregulovaného odběru O5 $i_{od5,iz}$:

$$i_{od5,iz} = f(p_{od5}; s_{od5,iz}) \text{ [kJ / kg]} \quad (140)$$

Izoentropická expanze do místa neregulovaného odběru O5 $h_{od5,iz}$:

$$h_{od5,iz} = i_{ST-NT_in} - i_{od5,iz} \text{ [kJ / kg]} \quad (141)$$

Expanze do místa neregulovaného odběru O5 h_{od5} :

$$h_{od5} = h_{od5,iz} \cdot \eta_{TDI,ST-NT} \text{ [kJ / kg]} \quad (142)$$

Entalpie v místě neregulovaného odběru O5 i_{od5} :

$$i_{od5} = i_{ST-NT_in} - h_{od5} \quad [kJ / kg] \quad (143)$$

Teplota v místě neregulovaného odběru O5 t_{od5} :

$$t_{od5} = f(p_{od5}; i_{od5}) \quad [^{\circ}C] \quad (144)$$

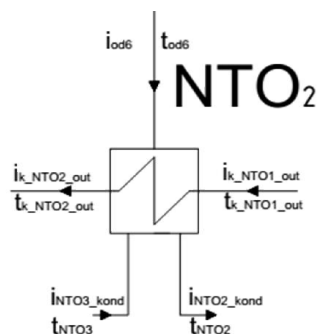
Měrný objem v místě neregulovaného odběru O5 v_{od5} :

$$v_{od5} = f(p_{od5}; i_{od5}) \quad [m^3 / kg] \quad (145)$$

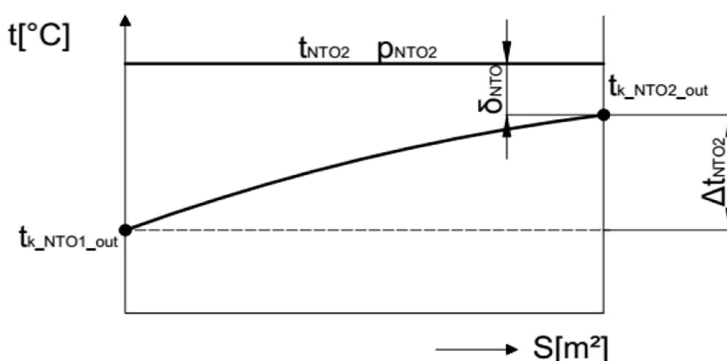
Tab. 28 Parametry neregulovaného odběru O5

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{od5}	0,302	[MPa]
$s_{od5,iz}$	7,445	[kJ/(kg.K)]
$i_{od5,iz}$	2931,425	[kJ/kg]
$h_{od5,iz}$	672,794	[kJ/kg]
h_{od5}	587,349	[kJ/kg]
i_{od5}	3016,870	[kJ/kg]
t_{od5}	274,107	[$^{\circ}C$]
v_{od5}	0,830	[m^3/kg]

2.8.2.5. NTO2



Obr. 12 Parametry NTO2



Graf 15 Průběh teplot ve NTO2

Výstup kondenzátu z NTO2

Teplota kondenzátu na výstupu z NTO2 $t_{k_NTO2_out}$:

$$t_{NTO2_out} = \frac{t_{k_NTO3_out} + 273,15}{m_{NTO}} - 273,15 \quad [^{\circ}C] \quad (146)$$

Tlak kondenzátu na výstupu z NTO2 $p_{k_NTO2_out}$:

$$p_{k_NTO2_out} = p_{k_NTO3_out} \cdot (1 + \xi_{oh}) \quad [MPa] \quad (147)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO2 $i_{k_NTO2_out}$:

$$i_{k_NTO2_out} = f(p_{k_NTO2_out}; t_{k_NTO2_out}) \quad [kJ / kg] \quad (148)$$

Tab. 29 Parametry na výstupu z NTO2

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{k_NTO2_out}$	98,061	[$^{\circ}C$]
$p_{k_NTO2_out}$	1,411	[MPa]
$i_{k_NTO2_out}$	411,916	[kJ/kg]

Výstup odběrového kondenzátu z NTO2

Teplota kondenzace páry z odběru O6 t_{NTO2} :

$$t_{NTO2} = t_{k_NTO2_out} + \delta_{NTO} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (149)$$

Tlak kondenzace páry z odběru O6 p_{NTO2} :

$$p_{NTO2} = f(t_{NTO2}; x = 1) \text{ [MPa]} \quad (150)$$

Entalpie po kondenzaci páry z odběru O6 i_{NTO2_kond} :

$$i_{NTO2_kond} = f(t_{NTO2}; x = 0) \text{ [kJ / kg]} \quad (151)$$

Tab. 30 Parametry kondenzace v NTO2

Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{NTO2}	102,061	[$^\circ\text{C}$]
p_{NTO2}	0,109	[MPa]
i_{NTO2_kond}	427,798	[kJ/kg]

Neregulovaný odběr O6

Tlak v místě neregulovaného odběru O6 p_{od6} :

$$p_{od6} = p_{NTO2} \cdot (1 + \xi_{od-NTO}) \text{ [MPa]} \quad (152)$$

Izoentropická entropie v místě neregulovaného odběru O6 $s_{od6,iz}$:

$$s_{od6,iz} = s_3 \text{ [kJ / (kg} \cdot \text{K)}]} \quad (153)$$

Izoentropická entalpie v místě neregulovaného odběru O6 $i_{od6,iz}$:

$$i_{od6,iz} = f(p_{od6}; s_{od6,iz}) \text{ [kJ / kg]} \quad (154)$$

Izoentropická expanze do místa neregulovaného odběru O6 $h_{od6,iz}$:

$$h_{od6,iz} = i_{ST-NT_in} - i_{od6,iz} \text{ [kJ / kg]} \quad (155)$$

Expanze do místa neregulovaného odběru O6 h_{od6} :

$$h_{od6} = h_{od6,iz} \cdot \eta_{TDI,ST-NT} \text{ [kJ / kg]} \quad (156)$$

Entalpie v místě neregulovaného odběru O6 i_{od6} :

$$i_{od6} = i_{ST-NT_in} - h_{od6} \text{ [kJ / kg]} \quad (157)$$

Teplota v místě neregulovaného odběru O6 t_{od6} :

$$t_{od6} = f(p_{od6}; i_{od6}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (158)$$

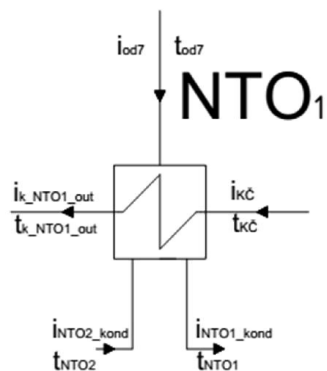
Měrný objem v místě neregulovaného odběru O6 v_{od6} :

$$v_{od6} = f(p_{od6}; i_{od6}) \text{ [m}^3 \text{ / kg]} \quad (159)$$

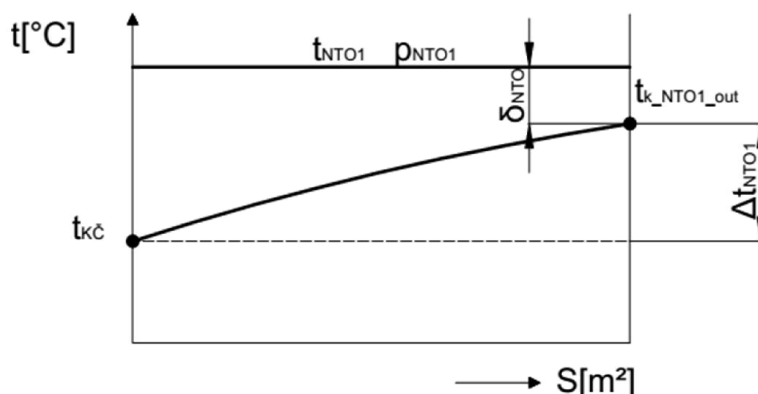
Tab. 31 Parametry neregulovaného odběru O6

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{od6}	0,120	[MPa]
$s_{od6,iz}$	7,445	[kJ/(kg.K)]
$i_{od6,iz}$	2740,699	[kJ/kg]
$h_{od6,iz}$	863,520	[kJ/kg]
h_{od6}	753,853	[kJ/kg]
i_{od6}	2850,366	[kJ/kg]
t_{od6}	187,810	[$^\circ\text{C}$]
v_{od6}	1,760	[m ³ /kg]

2.8.2.6. NTO1



Obr. 13 Parametry NTO1



Graf 16 Průběh teplot ve NTO1

Výstup kondenzátu z NTO1

Teplota kondenzátu na výstupu z NTO1 $t_{k_NTO1_out}$:

$$t_{NTO1_out} = \frac{t_{k_NTO2_out} + 273,15}{m_{NTO}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (160)$$

Tlak kondenzátu na výstupu z NTO1 $p_{k_NTO1_out}$:

$$p_{k_NTO1_out} = p_{k_NTO2_out} \cdot (1 + \xi_{oh}) \text{ [MPa]} \quad (161)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO1 $i_{k_NTO1_out}$:

$$i_{k_NTO1_out} = f(p_{k_NTO1_out}; t_{k_NTO1_out}) \text{ [kJ/kg]} \quad (162)$$

Tab. 32 Parametry na výstupu z NTO1

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{k_NTO1_out}$	71,666	[$^\circ\text{C}$]
$p_{k_NTO1_out}$	1,468	[MPa]
$i_{k_NTO1_out}$	301,166	[kJ/kg]

Výstup odběrového kondenzátu z NTO1

Teplota kondenzace páry z odběru O7 t_{NTO1} :

$$t_{NTO1} = t_{k_NTO1_out} + \delta_{NTO} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (163)$$

Tlak kondenzace páry z odběru O7 p_{NTO1} :

$$p_{NTO1} = f(t_{NTO1}; x = 1) \text{ [MPa]} \quad (164)$$

Entalpie po kondenzaci páry z odběru O7 i_{NTO1_kond} :

$$i_{NTO1_kond} = f(t_{NTO1}; x = 0) \text{ [kJ/kg]} \quad (165)$$

Tab. 33 Parametry kondenzace v NTO1

Parametr	Hodnota	Jednotka
t_{NTO1}	75,666	[$^\circ\text{C}$]
p_{NTO1}	0,040	[MPa]
i_{NTO1_kond}	316,766	[kJ/kg]

Neregulovaný odběr O7

Tlak v místě neregulovaného odběru O7 p_{od7} :

$$p_{od7} = p_{NTO1} \cdot (1 + \xi_{od-NTO}) \quad [MPa] \quad (166)$$

Izoentropická entropie v místě neregulovaného odběru O7 $s_{od7,iz}$:

$$s_{od7,iz} = s_3 \quad [kJ / (kg \cdot K)] \quad (167)$$

Izoentropická entalpie v místě neregulovaného odběru O7 $i_{od7,iz}$:

$$i_{od7,iz} = f(p_{od7}; s_{od7,iz}) \quad [kJ / kg] \quad (168)$$

Izoentropická expanze do místa neregulovaného odběru O7 $h_{od7,iz}$:

$$h_{od7,iz} = i_{ST-NT_in} - i_{od7,iz} \quad [kJ / kg] \quad (169)$$

Expanze do místa neregulovaného odběru O7 h_{od7} :

$$h_{od7} = h_{od7,iz} \cdot \eta_{TDI,ST-NT} \quad [kJ / kg] \quad (170)$$

Entalpie v místě neregulovaného odběru O7 i_{od7} :

$$i_{od7} = i_{ST-NT_in} - h_{od7} \quad [kJ / kg] \quad (171)$$

Teplota v místě neregulovaného odběru O7 t_{od7} :

$$t_{od7} = f(p_{od7}; i_{od7}) \quad [^{\circ}C] \quad (172)$$

Měrný objem v místě neregulovaného odběru O7 v_{od7} :

$$v_{od7} = f(p_{od7}; i_{od7}) \quad [m^3 / kg] \quad (173)$$

Tab. 34 Parametry neregulovaného odběru O7

Parametr	Hodnota	Jednotka
p_{od7}	0,044	[MPa]
$s_{od7,iz}$	7,445	[kJ/(kg.K)]
$i_{od7,iz}$	2571,341	[kJ/kg]
$h_{od7,iz}$	1032,878	[kJ/kg]
h_{od7}	901,703	[kJ/kg]
i_{od7}	2702,517	[kJ/kg]
t_{od7}	109,858	[$^{\circ}C$]
v_{od7}	4,026	[m ³ /kg]

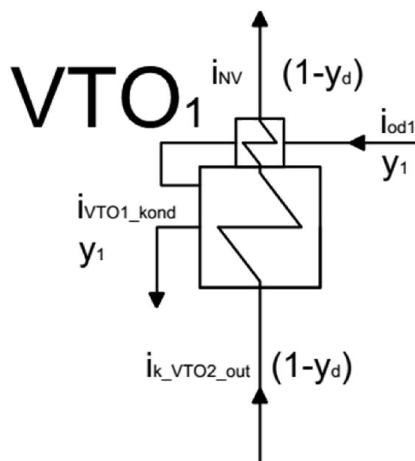
2.9. Tepelná bilance

Při výpočtu průtokového množství páry vstupujícího do turbíny se vychází z bilančních rovnic tepelné rovnováhy jednotlivých ohříváků. Nejprve sestavíme bilanční rovnice každého ze sedmi ohříváků a poté určíme poměrné množství páry v odběrech. Nakonec spočítáme množství páry procházející jednotlivými úseky VT i ST-NT dílu.

Poměrné množství dodatkové vody je zvoleno y_d :

$$y_d = 0,05$$

2.9.1. Tepelná bilance VTO1



Obr. 14 Schéma tepelné bilance VTO1

Rovnice tepelné rovnováhy:

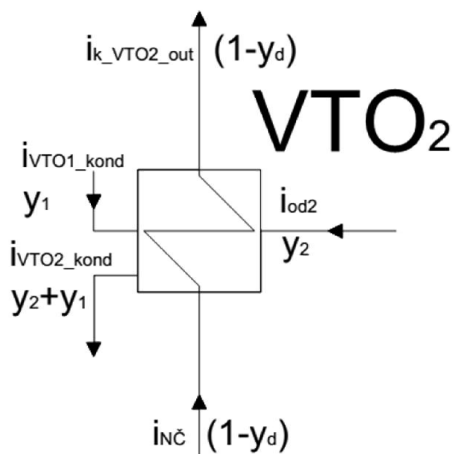
$$y_1 \cdot (i_{od1} - i_{VTO1_kond}) \cdot \eta_{VTO} = (1 + y_d) \cdot (i_{NV} - i_{k_VTO2_out}) \quad (174)$$

Poměrné množství páry do odběru O1 y_1 :

$$y_1 = \frac{(1 + y_d) \cdot (i_{NV} - i_{k_VTO2_out})}{(i_{od1} - i_{VTO1_kond}) \cdot \eta_{VTO}} [-] \quad (175)$$

$$y_1 = 0,083 [-]$$

2.9.2. Tepelná bilance VTO2



Obr. 15 Schéma tepelné bilance VTO2

Rovnice tepelné rovnováhy:

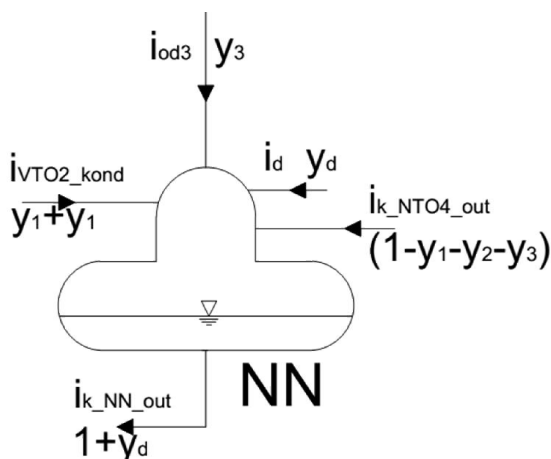
$$\left[y_1 \cdot (i_{VTO1_kond} - i_{VTO2_kond}) + y_2 \cdot (i_{od2} - i_{VTO2_kond}) \right] \cdot \eta_{VTO} = (1 + y_d) \cdot (i_{k_VTO2_out} - i_{NČ}) \quad (176)$$

Poměrné množství páry do odběru O2 y_2 :

$$y_2 = \frac{(1 + y_d) \cdot (i_{k_VTO2_out} - i_{NČ})}{\eta_{VTO} \cdot (i_{od2} - i_{VTO2_kond})} + \frac{y_1 \cdot (i_{VTO2_kond} - i_{VTO1_kond})}{(i_{od2} - i_{VTO2_kond})} [-] \quad (177)$$

$$y_2 = 0,066 [-]$$

2.9.3. Tepelná bilance napájecí nádrže



Obr. 16 Schéma tepelné bilance napájecí nádrže

Rovnice tepelné rovnováhy:

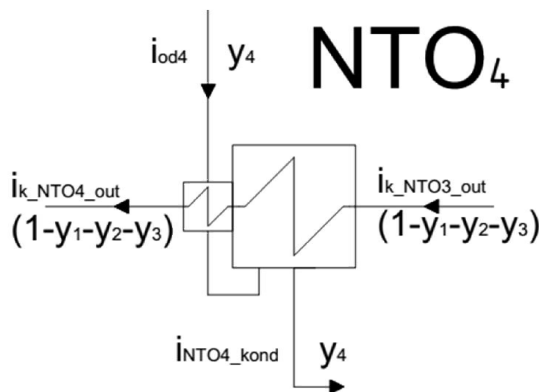
$$\begin{aligned} & \left[y_{3(NN)} \cdot (i_{od3} - i_{k_NN_out}) + (y_1 + y_2) \cdot (i_{VTO2_kond} - i_{NN}) \right] \cdot \eta_{NN} = \\ & = (1 - y_1 - y_2 - y_{3(NN)}) \cdot (i_{NN} - i_{k_NTO4_out}) + y_d \cdot (i_{NN} - i_d) \end{aligned} \quad (178)$$

Poměrné množství páry do odběru O3 $y_{3(NN)}$:

$$y_{3(NN)} = \frac{(1 - y_1 - y_2) \cdot (i_{NN} - i_{k_NTO4_out}) + y_d \cdot (i_{NN} - i_d)}{\eta_{NN} \cdot (i_{od3} - i_{k_NTO4_out})} \cdot \frac{(y_1 + y_2) \cdot (i_{VTO2_kond} - i_{NN})}{(i_{od3} - i_{k_NTO4_out})} [-] \quad (179)$$

$$y_{3(NN)} = 0,048 [-]$$

2.9.4. Tepelná bilance NTO4



Obr. 17 Schéma tepelné bilance NTO4

Rovnice tepelné rovnováhy:

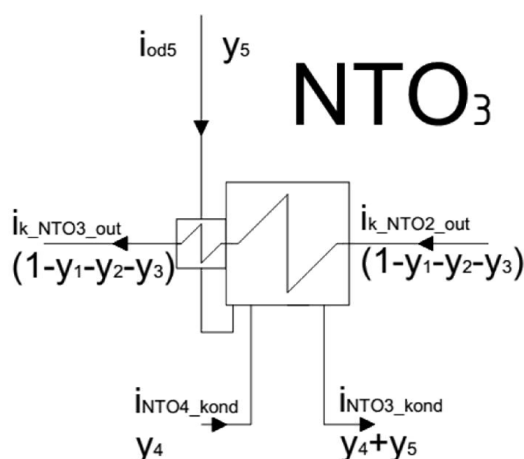
$$y_4 \cdot (i_{od4} - i_{NTO4_kond}) \cdot \eta_{NTO} = (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO4_out} - i_{k_NTO3_out}) \quad (180)$$

Poměrné množství páry do odběru O4 y_4 :

$$y_4 = \frac{(1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO4_out} - i_{k_NTO3_out})}{(i_{od4} - i_{NTO4_kond}) \cdot \eta_{NTO}} [-] \quad (181)$$

$$y_4 = 0,042 [-]$$

2.9.5. Tepelná bilance NTO3



Obr. 18 Schéma tepelné bilance NTO3

Rovnice tepelné rovnováhy:

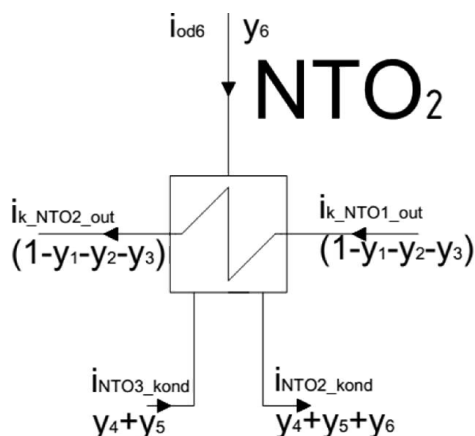
$$\begin{aligned} & \left[y_5 \cdot (i_{od5} - i_{NTO3_kond}) + y_4 \cdot (i_{NTO4_kond} - i_{NTO3_kond}) \right] \cdot \eta_{NTO} = \\ & = (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO3_out} - i_{k_NTO2_out}) \end{aligned} \quad (182)$$

Poměrné množství páry do odběru O5 y_5 :

$$y_5 = \frac{(1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO3_out} - i_{k_NTO2_out})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{od5} - i_{NTO3_kond})} - \frac{y_4 \cdot (i_{NTO4_kond} - i_{NTO3_kond})}{(i_{od5} - i_{NTO3_kond})} [-] \quad (183)$$

$$y_5 = 0,037 [-]$$

2.9.6. Tepelná bilance NTO2



Obr. 19 Schéma tepelné bilance NTO2

Rovnice tepelné rovnováhy:

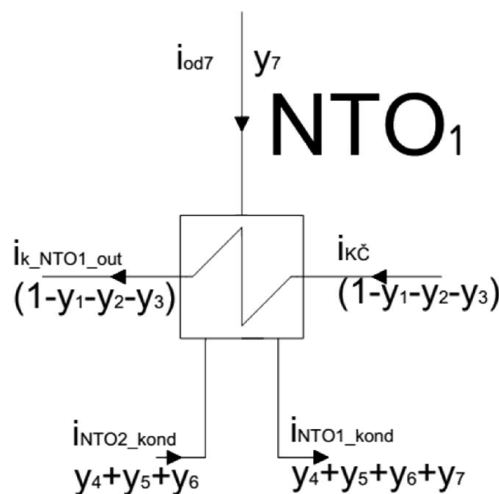
$$\begin{aligned} & \left[y_6 \cdot (i_{od6} - i_{NTO2_kond}) + (y_4 + y_5) \cdot (i_{NTO3_kond} - i_{NTO2_kond}) \right] \cdot \eta_{NTO} = \\ & = (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO2_out} - i_{k_NTO1_out}) \end{aligned} \quad (184)$$

Poměrné množství páry do odběru O7 y_6 :

$$y_6 = \frac{(1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO2_out} - i_{k_NTO1_out})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{od6} - i_{NTO2_kond})} - \frac{(y_5 + y_4) \cdot (i_{NTO3_kond} - i_{NTO2_kond})}{(i_{od6} - i_{NTO2_kond})} [-] \quad (185)$$

$$y_6 = 0,033 [-]$$

2.9.7. Tepelná bilance NTO1



Obr. 20 Schéma tepelné bilance NTO1

Rovnice tepelné rovnováhy:

$$\left[y_7 \cdot (i_{od7} - i_{NTO1_kond}) + (y_6 + y_5 + y_4) \cdot (i_{NTO2_kond} - i_{NTO1_kond}) \right] \cdot \eta_{NTO} = (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO1_out} - i_{KČ}) \quad (186)$$

Poměrné množství páry do odběru O7 y_7 :

$$y_7 = \frac{(1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{k_NTO1_out} - i_{KČ})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{od7} - i_{NTO1_kond})} - \frac{(y_6 + y_5 + y_4) \cdot (i_{NTO2_kond} - i_{NTO1_kond})}{(i_{od7} - i_{NTO1_kond})} [-] \quad (187)$$

$$y_7 = 0,030 [-]$$

Tab. 35 Přehled neregulovaných odběrů

Zařízení	Odběr	hodnota	Jednotka
VTO1	y_1	0,083	[-]
VTO2	y_2	0,066	[-]
NN	y_3	0,048	[-]
NN	y_d	0,050	[-]
NTO4	y_4	0,042	[-]
NTO3	y_5	0,037	[-]
NTO2	y_6	0,033	[-]
NTO1	y_7	0,029	[-]

2.10 Výpočet množství páry

Výpočet množství páry vstupujícího na turbínu \dot{M}_p :

$$\dot{M}_p = \frac{P_b}{a_{celk} \cdot \eta_{celk_z}} [kg / s] \quad (188)$$

Kde:

\dot{M}_p je množství páry vstupující do turbíny [kg/s]

P_b svorkový výkon generátoru [kW]

a_{celk} je celková práce turbíny [kJ/kg]

η_{celk_z} je celková účinnost vnějších zařízení (ložiska, spojky a generátor) [-]

Dosažením hodnot z kapitol 2. 10. 1 a 2. 10. 2:

$$\dot{M}_p = \frac{250\,000}{1221,628 \cdot 0,97515} [kg / s]$$

$$\dot{M}_p = \underline{\underline{209,860 \text{ kg / s}}}$$

2.10.1 Výpočet celkové účinnosti vnějších zařízení η_{celk_z}

Celková účinnost vnějších zařízení se vypočítá pomocí jednoduchého vztahu η_{celk_z} :

$$\eta_{celk_z} = \eta_G \cdot \eta_{mech} [-] \quad (189)$$

$$\eta_{celk_z} = \underline{\underline{0,97515}} [-]$$

Kde:

η_G účinnost generátoru [-]

η_{mech} účinnost ložisek a spojek [-]

2.10.2 Výpočet celkové práce turbíny a_{celk}

Celková měrná práce turbíny se skládá z celkové měrné práce VT a ST-NT dílu.

$$a_{celk} = a_{VT} + a_{ST-NT} [kJ / kg] \quad (190)$$

Kde:

a_{VT} celková měrná práce VT dílu turbíny [kJ/kg]

a_{ST-NT} celková měrná práce ST-NT dílu turbíny [kJ/kg]

Dosažením z kapitol 2. 10. 2. 1 a 2. 10. 2. 2:

$$a_{celk} = 404,671 + 816,957 [kJ / kg]$$

$$a_{celk} = \underline{\underline{1221,628 \text{ kJ / kg}}}$$

2.10.2.1 Výpočet měrné práce VT dílu turbíny a_{VT}

Celková měrná práce VT dílu turbíny se skládá ze dvou entalpických spádů h_{VT1} a h_{VT2} oddělených odběrem O1. Měrná práce, kromě entalpického spádu, závisí také na množství páry procházející jednotlivými částmi turbíny.

Tepelný spád první části VT dílu h_{VT1} :

$$h_{VT1} = i_{VT_in} - i_{od1} [kJ / kg] \quad (191)$$

Tepelný spád druhé části VT dílu h_{VT2} :

$$h_{VT2} = i_{od1} - i_{od2} [kJ / kg] \quad (192)$$

Celková měrná práce VT dílu a_{VT} :

$$a_{VT} = h_{VT1} + (1 - y_1) \cdot h_{VT2} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (193)$$

Tab. 36 Měrná práce VT dílu

Parametr	Hodnota	Jednotka
h_{VT1}	286,218	[kJ/kg]
h_{VT2}	129,105	[kJ/kg]
a_{VT}	404,671	[kJ/kg]

2.10.2.2 Výpočet měrné práce ST-NT dílu turbíny a_{ST-NT}

Entalpické spády mezi jednotlivými odběry ST-NT dílu jsou uvedeny níže.

Tepelný spád první části ST-NT dílu h_{ST-NT1} :

$$h_{ST-NT1} = i_{ST-NT_in} - i_{od3} \quad [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (194)$$

Tepelný spád druhé části ST-NT dílu h_{ST-NT2} :

$$h_{ST-NT2} = i_{od3} - i_{od4} \quad [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (195)$$

Tepelný spád třetí části ST-NT dílu h_{ST-NT3} :

$$h_{ST-NT3} = i_{od4} - i_{od5} \quad [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (196)$$

Tepelný spád čtvrté části ST-NT dílu h_{ST-NT4} :

$$h_{ST-NT4} = i_{od5} - i_{od6} \quad [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (197)$$

Tepelný spád páté části ST-NT dílu h_{ST-NT5} :

$$h_{ST-NT5} = i_{od6} - i_{od7} \quad [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (198)$$

Tepelný spád šesté části ST-NT dílu h_{ST-NT6} :

$$h_{ST-NT6} = i_{od7} - i_{ST-NT_out} \quad [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (199)$$

Tab. 37 Tepelné spády mezi odběry v ST-NT dílu

Parametr	Hodnota	Jednotka
h_{ST-NT1}	221,048	[kJ/kg]
h_{ST-NT2}	179,738	[kJ/kg]
h_{ST-NT3}	186,564	[kJ/kg]
h_{ST-NT4}	166,504	[kJ/kg]
h_{ST-NT5}	147,850	[kJ/kg]
h_{ST-NT6}	180,635	[kJ/kg]

Vzorec pro výpočet měrné práce ST-NT dílu je značně nepřehledný a složitý. Proto se pro přehlednější výpočet zavádí následující substituce (tab. 38).

Tab. 38 Substituce

Veličina	Substituce	Hodnota	Jednotka
Y_A	$Y_A = (1 - y_1)$	0,917	[-]
Y_B	$Y_B = (1 - y_1 - y_2)$	0,851	[-]
Y_C	$Y_C = (1 - y_1 - y_2 - y_3)$	0,804	[-]
Y_D	$Y_D = (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4)$	0,762	[-]
Y_E	$Y_E = (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5)$	0,724	[-]
Y_F	$Y_F = (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6)$	0,691	[-]
Y_G	$Y_G = (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7)$	0,661	[-]

Výsledná měrná práce ST-NT dílu a_{ST-NT} :

$$a_{ST-NT} = Y_B \cdot h_{ST-NT1} + Y_C \cdot h_{ST-NT2} + Y_D \cdot h_{ST-NT3} + Y_E \cdot h_{ST-NT4} + Y_F \cdot h_{ST-NT5} + Y_G \cdot h_{ST-NT6} \quad [kJ / kg] \quad (200)$$

$$a_{ST-NT} = 816,957 \quad [kJ / kg]$$

2.10.3 Množství páry na jednotlivých úsecích turbíny

Při známém množství páry na vstupu do turbíny je možné dopočítat zbylé hmotnostní průtoky procházející jednotlivými částmi VT i ST-NT dílu. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 39.

Množství páry procházející prvním úsekem VT dílu \dot{M}_{VT1} :

$$\dot{M}_{VT_I} = \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (201)$$

Množství páry procházející druhým úsekem VT dílu \dot{M}_{VT2} :

$$\dot{M}_{VT_II} = Y_A \cdot \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (202)$$

Množství páry procházející prvním úsekem ST-NT dílu \dot{M}_{ST-NT_I} :

$$\dot{M}_{ST-NT_I} = Y_B \cdot \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (203)$$

Množství páry procházející druhým úsekem ST-NT dílu \dot{M}_{ST-NT_II} :

$$\dot{M}_{ST-NT_II} = Y_C \cdot \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (204)$$

Množství páry procházející třetím úsekem ST-NT dílu \dot{M}_{ST-NT_III} :

$$\dot{M}_{ST-NT_III} = Y_D \cdot \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (205)$$

Množství páry procházející čtvrtým úsekem ST-NT dílu \dot{M}_{ST-NT_IV} :

$$\dot{M}_{ST-NT_IV} = Y_E \cdot \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (206)$$

Množství páry procházející pátým úsekem ST-NT dílu \dot{M}_{ST-NT_V} :

$$\dot{M}_{ST-NT_V} = Y_F \cdot \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (207)$$

Množství páry procházející šestým úsekem ST-NT dílu \dot{M}_{ST-NT_VI} :

$$\dot{M}_{ST-NT_VI} = Y_G \cdot \dot{M}_p \quad [kg / s] \quad (208)$$

Tab. 39 Množství páry na jednotlivých úsecích turbíny

Veličina	Hodnota	Jednotky
VT		
M_{VT_I}	209,860	[kg /s]
M_{VT_II}	192,545	[kg /s]
ST-NT		
M_{ST-NT_I}	178,654	[kg /s]
M_{ST-NT_II}	168,669	[kg /s]
M_{ST-NT_III}	159,813	[kg /s]
M_{ST-NT_IV}	151,989	[kg /s]
M_{ST-NT_V}	145,031	[kg /s]
M_{ST-NT_VI}	138,813	[kg /s]

2.10.4 Množství páry v jednotlivých odběrech

V tab. 40 je uvedeno množství páry pro regenerační ohřev.

$$\begin{aligned} &\text{Množství páry pro regenerační ohřívák VTO1 } \dot{M}_{VTO1} : \\ &\dot{M}_{VTO1} = y_1 \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (209)$$

$$\begin{aligned} &\text{Množství páry pro regenerační ohřívák VTO2 } \dot{M}_{VTO2} : \\ &\dot{M}_{VTO2} = y_2 \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (210)$$

$$\begin{aligned} &\text{Množství páry pro napájecí nádrž } \dot{M}_{NN} : \\ &\dot{M}_{NN} = y_3 \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (211)$$

$$\begin{aligned} &\text{Množství páry pro regenerační ohřívák NTO4 } \dot{M}_{NTO4} : \\ &\dot{M}_{NTO4} = y_4 \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (212)$$

$$\begin{aligned} &\text{Množství páry pro regenerační ohřívák NTO3 } \dot{M}_{NTO3} : \\ &\dot{M}_{NTO3} = y_5 \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (213)$$

$$\begin{aligned} &\text{Množství páry pro regenerační ohřívák NTO2 } \dot{M}_{NTO2} : \\ &\dot{M}_{NTO2} = y_6 \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (214)$$

$$\begin{aligned} &\text{Množství páry pro regenerační ohřívák NTO1 } \dot{M}_{NTO1} : \\ &\dot{M}_{NTO1} = y_7 \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (215)$$

$$\begin{aligned} &\text{Množství dodatečné vody } \dot{M}_{DOD} : \\ &\dot{M}_{DOD} = y_d \cdot \dot{M}_p \text{ [kg / s]} \end{aligned} \quad (216)$$

Tab. 40 Množství páry v odběrech

Veličina	Hodnota	Jednotky
M_{VTO1}	17,315	[kg /s]
M_{VTO2}	13,891	[kg /s]
M_{NN}	9,985	[kg /s]
M_{NTO4}	8,856	[kg /s]
M_{NTO3}	7,824	[kg /s]
M_{NTO2}	6,958	[kg /s]
M_{NTO1}	6,218	[kg /s]
M_{DOD}	10,493	[kg /s]

2.11 Tepelná účinnost cyklu

Při výpočtu tepelné účinnosti cyklu není zahrnut vliv regeneračních ohříváků. Proto tepelná účinnost je jen přibližná.

Přibližná tepelná účinnost cyklu η^T_{cyklu} :

$$\begin{aligned} \eta^T_{\text{cyklu}} &= \frac{P_A \cdot 1000}{\dot{M}_{VT_I} \cdot (i_{VT_in} - i_{NV}) + \dot{M}_{ST-NT_I} \cdot (i_{ST-NT_in} - i_{VT_out})} [-] \\ \eta^T_{\text{cyklu}} &= \underline{42,476[\%]} \end{aligned} \quad (217)$$

2.12 Výkon turbíny

Při známém množství páry procházející turbínou, můžeme výpočtem ověřit, zda průtočná množství a jednotlivé entalpické spády turbíny, budou odpovídat požadovanému elektrickému výkonu 250 MW.

VT

Výkon jednotlivých částí VT dílu P_{VT_i} :

$$P_{VT_i} = \dot{M}_{VT_i} \cdot h_{VTi} [MW] \quad (218)$$

Celkový výkon VT dílu P_{VT_celk} :

$$P_{VT_celk} = P_{VT_I} + P_{VT_II} [MW] \quad (219)$$

ST-NT

Výkon jednotlivých částí ST-NT dílu P_{ST-NT_i} :

$$P_{ST-NT_i} = \dot{M}_{ST-NT_i} \cdot h_{ST-NTi} [MW] \quad (220)$$

Celkový výkon ST-NT dílu P_{ST-NT_celk} :

$$P_{ST-NT_celk} = P_{ST-NT_I} + P_{ST-NT_II} + P_{ST-NT_III} + P_{ST-NT_IV} + P_{ST-NT_V} + P_{ST-NT_VI} [MW] \quad (221)$$

Celkový mechanický výkon

Celkový mechanický výkon turbosoustrojí P_{celk} :

$$P_{celk} = P_{VT_celk} + P_{ST-NT_celk} [MW] \quad (222)$$

Tab. 41 Výkon turbíny

Veličina	Hodnota	Jednotky
VT		
P_{VT_I}	60,066	[MW]
P_{VT_II}	24,859	[MW]
P_{VT_celk}	84,924	[MW]
ST-NT		
P_{ST-NT_I}	39,491	[MW]
P_{ST-NT_II}	30,316	[MW]
P_{ST-NT_III}	29,815	[MW]
P_{ST-NT_IV}	25,307	[MW]
P_{ST-NT_V}	21,443	[MW]
P_{ST-NT_VI}	25,074	[MW]
P_{ST-NT_celk}	171,447	[MW]
CELKOVÝ VÝKON		
P_{celk}	256,371	[MW]

Celkový mechanický výkon turbosoustrojí vypočtený z tepelné bilance činí 256,371 MW. Teno výkon turbíny odpovídá požadovanému výkonu na svorkách generátoru, který činí 250 MW. Řada dějů, počítaných v tepelném výpočtu je idealizovaných a neodpovídají zcela realitě. Řada parametrů, které vstupují do tepelného výpočtu, je volených a jejich hodnota bude upřesněna až v následující kapitole.

Skutečný výkon turbosoustrojí bude upřesněn a uveden až v následující kapitole.

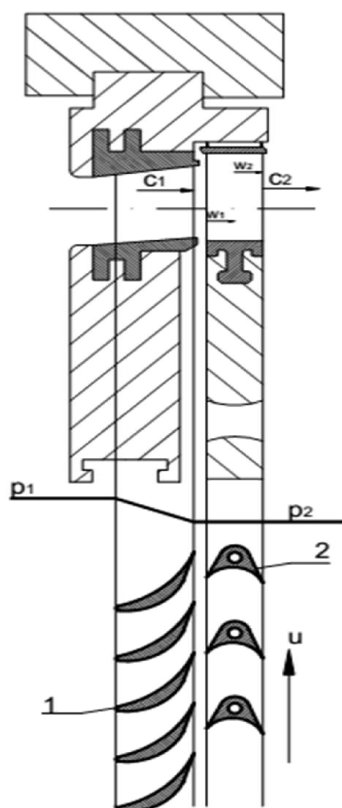
3 Průtočná část turbíny

Návrhem průtočné části začíná vlastní výpočet turbíny. Hodnoty vypočtené z tepelné bilance cyklu slouží jako okrajové podmínky vstupující do výpočtu VT a ST-NT dílu turbíny. Návrh průtočné části má zásadní vliv na účinnost turbíny. V průtočné části dochází k transformaci tepelné energie na energii mechanickou.

Tato kapitola obsahuje návrh jednotlivých průtočných částí turbíny, návrh stupňů, stanovení termodynamických účinností jednotlivých částí turbíny, stanovení účinností jednotlivých stupňů, stanovení vnitřního výkonu stupně, výpočet rychlostních trojúhelníků, výpočet ztrát v lopatkové mříži a stanovení profilů rozváděcích a oběžných lopatek.

VT těleso je navrženo jako bubnové, tj. s konstantním patním průměrem. Pro ST-NT těleso turbosoustrojí je použita disková koncepce.

Lopatkování turbíny je podle tradice DŠP navrženo jako akční (rovnotlaké), tomu budou odpovídat i volené parametry a výpočetní metody.



Obr. 21 Průtočná část rovnotlakého stupně (1 – rozváděcí lopatky; 2 – oběžné lopatky), dle [2]

3.1 Základní parametry průtočného kanálu

V této kapitole jsou vypočteny základní parametry průtočného kanálu, jako jsou délky rozváděcích lopatek, průměry lopatkování, účinnost jednotlivých stupňů VT a ST-NT dílu, zpracovaný entalpický spád na každý stupeň a další.

Při návrhu průtočného kanálu se také volí celá řada veličin a parametrů, které ovlivňují průběh expanze v turbíně. Tyto hodnoty je vhodné volit tak, aby účinnost jednotlivých stupňů turbíny byla pokud možno co nejvyšší.

Stupeň reakce pro výpočet základních parametrů průtočného kanálu je volen nulový, a to jak na patním průměru ($R_p = 0$) tak na středním průměru ($R_s = 0$) lopatkování. V pozdějších kapitolách bude pro zpřesnění výpočtu ST-NT dílu zaveden nenulový stupeň reakce R_p (kap. 3.2).

3.1.1 Veličiny vstupující do výpočtu

Do výpočtu průtočného kanálu vstupují následující veličiny:

n provozní otáčky turbíny [min^{-1}]

- ze zadání je hodnota otáček $n = 3000 min^{-1}$

h_{VT_i}/h_{ST-NT_i} entalpický spád jednotlivých částí turbíny [kJ/kg]

- vypočteno v předešlé kapitole

\dot{M}_i hmotnostní průtok páry jednotlivými částmi turbíny dílu [kg/s]

- **VT**

Hmotnostní průtok páry na jednotlivé stupně VT dílu je od vypočteného toku zmenšen o ztrátový tok přední vnější ucpávkou VT dílu \dot{M}_{uVT1} .

$$\dot{M}_i = \dot{M}_{VTi} - (\dot{M}_{uVT1}) \quad [kg / s] \quad (223)$$

- **ST-NT**

Hmotnostní tok na jednotlivé stupně ST-NT dílu je od vypočteného toku zmenšen o ztrátové toky vnějšími ucpávkami VT tělesa, přední vnější ucpávkou ST-NT tělesa a ztrátové toky vnějšími ucpávkami ST-NT tělesa.

$$\dot{M}_i = \dot{M}_{ST-NT_i} - (\dot{M}'_{uVT1} + \dot{M}_{uVT2} + \dot{M}_{uST-NT1} + \dot{M}_{u_i}) \quad [kg / s] \quad (224)$$

Hodnoty hmotnostních toků procházející jednotlivými úseky VT i ST-NT tělesa jsou určeny v kapitole 5. 4.

Parametry páry na vstupu do jednotlivých částí:

- Tlak: p_0 [MPa]
- Teplota: t_0 [$^{\circ}C$]
- Entalpie: i_0 [kJ/kg]
- Entropie: s_0 [$kJ/(kgK)$]
- Měrný objem: v_0 [m^3/kg]
- Suchost: x_0 [-]

3.1.2 Volené veličiny

Pro výpočet průtočného kanálu je nutné zvolit tyto veličiny:

D_p patní průměr lopatkování [m]

- Pro VT díl je voleno jednotné $D_p = 800 mm$ (vyjma regulačního stupně)
- Pro ST-NT díl je D_p volí v rozmezí: 1050 až 1940 mm (dle DŠP)

$\left(\frac{u}{c_{1_iz}}\right)_p$ rychlostní poměr na patním průměru [-]

- $\left(\frac{u}{c_{1_iz}}\right)_p$ pro akční lopatkování volí v rozmezí: 0,45 až 0,51 (dle DŠP)

φ rychlostní ztrátový součinitel rozváděcích (statorových) lopatek [-]

- Zvoleno $\varphi = 0,98$ [-]

α_l výstupní úhel absolutní rychlosti z rozváděcí (statorové) lopatky [$^{\circ}$]

- *Voleno v rozmezích $\alpha_1 = 13 - 15^\circ$ (dle DŠP)*
- n_{skup} počet lopatkových skupin regulačního stupně (jen pro VT díl) [-]
- *Voleno $n_{skup} = 4$ [-]*

3.1.3 Výpočtové vztahy průtočné části

Výpočet průtočné části se provádí iteračně a to za pomoci vztahů z [1].

Střední průměr lopatkování D_s :

$$D_s = D_p + L_{ztot} \quad [m] \quad (225)$$

Obvodová rychlost na střední průměru lopatkování u_s :

$$u_s = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (226)$$

Obvodová rychlost na patním průměru lopatkování u_p :

$$u_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (227)$$

Rychlostní poměr na středním průměru $\left(\frac{u}{c_{1_{iz}} } \right)_s$:

$$\left(\frac{u}{c_{1_{iz}} } \right)_s = \left(\frac{u}{c_{1_{iz}} } \right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} \quad [-] \quad (228)$$

Izoentropická střední rychlost proudu páry na výstupu z rozváděcí lopatky $c_{1_{iz}}$:

$$c_{1_{iz}} = \frac{u_s}{\left(\frac{u}{c_{1_{iz}} } \right)_s} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (229)$$

Skutečná střední rychlost proudu páry na výstupu z rozváděcí lopatky c_1 :

$$c_1 = c_{1_{iz}} \cdot \varphi \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (230)$$

Izoentropický spád zpracovaný ve stupni h_{iz} :

$$h_{iz} = \frac{c_{1_{iz}}^2}{2000} \quad [kJ / kg] \quad (231)$$

Izoentropický spád zpracovaný ve stupni h_{iz} :

$$h_{iz} = \frac{c_1^2}{2000} \quad [kJ / kg] \quad (232)$$

Izoentropická hodnota entalpie za rozváděcí lopatkou $i_{1_{iz}}$:

$$i_{1_{iz}} = i_0 - h_{iz} \quad [kJ / kg] \quad (233)$$

Entalpická ztráta v rozváděcí (statorové) lopatce Z_{STAT} :

$$Z_{STAT} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \quad [kJ / kg] \quad (234)$$

Skutečná hodnota entalpie za rozváděcí lopatkou i_1 :

$$i_1 = i_{1_{iz}} - Z_{STAT} \quad [kJ / kg] \quad (235)$$

Parametry páry za rozváděcí lopatkou při nulovém stupni reakce $R_s = 0$:

$$p_1 = p_0 [MPa] \quad (236)$$

$$t_1 = f(p_1; i_1) [^{\circ}C] \quad (237)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (238)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) [m^3 / kg] \quad (239)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) [-] \quad (240)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku L_T :

$$L_T = \frac{\dot{M}_i \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} [m] \quad (241)$$

Optimální délka rozváděcí lopatky L_{opt} :

$$L_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s\right) \cdot D_s \cdot L_T}{1,26 \cdot n_{skup} + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s^2}} [m] \quad (242)$$

Parciálnost rozváděcí lopatky ε :

$$\varepsilon = \frac{L_T}{L_{opt}} \quad (243)$$

$\varepsilon \geq 1 \rightarrow$ *Totální ostřík*

$\varepsilon < 1 \rightarrow$ *Parciální ostřík*

Redukovaná délka rozváděcí lopatky ε :

$$L_{red} = \frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s \cdot \frac{1}{L_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{skup}}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s + 14,97 \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s^3} [m] \quad (244)$$

Zaokrouhlená délka výstupní hrany rozváděcí lopatky L_1^{RL} :

$$L_{red} < L_T \rightarrow L_T = L_1^{RL} [m] \quad (245)$$

$$L_{red} > L_T \rightarrow L_{opt} = L_1^{RL} [m] \quad (246)$$

Určení typu lopatky:

$$\frac{L_1^{RL}}{D_s} \leq 1 \rightarrow \textit{válcová lopatka} [V] \quad (247)$$

$$\frac{L_1^{RL}}{D_s} > 1 \rightarrow \textit{zborcená lopatka} [Z] \quad (248)$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky η_{∞} :

$$\eta_{\infty} = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}\right)_s [-] \quad (249)$$

Poměrná ztráta okrajová a netěsností v bandáži lopatek, pro těsněný stupeň z_L :

$$z_L = \frac{0,0029}{L_1^{RL}} \cdot \eta_\infty [-] \quad (250)$$

Poměrná ztráta rozvějířením z_{ROZ} :

$$z_{ROZ} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{L_1^{RL}}{D_s} \right)^2 [-] \quad (251)$$

Poměrná ztráta třením páry o disk z_{VEN} :

$$z_{VEN} = 0,003 \cdot \frac{D_s}{L_1^{RL}} \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}_s \right)^3 [-] \quad (252)$$

Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek (pro $\varepsilon < 1$) z_{VEN_P} :

$$z_{VEN_P} = \frac{0,0543}{\sin \alpha} \cdot \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right) \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}_s \right)^3 [-] \quad (253)$$

Poměrná ztráta parciálností lopatek (pro $\varepsilon < 1$) z_{parc} :

$$z_{parc} = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{L_1^{RL}}{\varepsilon} \cdot \frac{u}{c_{1_{iz}}}_s [-] \quad (254)$$

Poměrná ztráta odlišným průměrem kola (pro $D_s < 1$ m) z_{D-kola} :

$$z_{D-kola} = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \left(\frac{u}{c_{1_{iz}}}_s \right) [-] \quad (255)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry z_X :

$$z_X = 1 - x_0 [-] \quad (256)$$

Vnitřní termodynamická účinnost reálného stupně η_{TDI} :

$$\eta_{TDI} = \eta_\infty - (Z_{STAT} + Z_L + Z_{ROZ} + Z_{VEN} + Z_X) [-] \quad (257)$$

Entalpický spád stupně h :

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{TDI} [kJ / kg] \quad (258)$$

Vnitřní výkon stupně P_{st} :

$$P_{st} = \dot{M}_i \cdot h [kW] \quad (259)$$

Izoentropická entalpie na výstupu ze stupně (oběžné lopatky) $i_{2_{iz}}$:

$$i_{2_{iz}} = i_0 - h_{iz} [kJ / kg] \quad (260)$$

Parametry páry za oběžnou lopatkou při nulovém stupni reakce $R_s = 0$:

$$p_2 = f(i_{2_{iz}}; s_0) [MPa] \quad (261)$$

$$i_2 = i_0 - h [kJ / kg] \quad (262)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) [^\circ C] \quad (263)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (264)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) [m^3 / kg] \quad (265)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) [-] \quad (266)$$

3.1.4 Přehled parametrů průtočného kanálu VT dílu

Koncepce VT dílu je zvolena jako bubnová. Všechny řadové stupně VT tělesa (vyjma regulačního stupně) mají stejný patní průměr a to 800 mm. VT díl se sestává z jedno regulačního a třinácti řadových stupňů. VT těleso je rozděleno jedním neregulovaným odběrem. Ten je umístěn za 9. řadovým stupněm.

Tab. 42 Základní parametry průtočné části VT dílu (RS až 6. stupeň)

ÚSEK		VT-I						
Stupeň	[-]	RS	1	2	3	4	5	6
M_i	[kg/s]	208,693	208,693	208,693	208,693	208,693	208,693	208,693
p_0	[MPa]	16,199	14,033	12,729	11,526	10,452	9,468	8,560
t_0	[°C]	563,157	540,683	524,852	508,958	493,525	478,172	462,777
i_0	[kJ/kg]	3473,85	3435,67	3407,82	3379,79	3352,51	3325,31	3297,99
s_0	[kJ/kg.K]	6,519	6,533	6,539	6,545	6,551	6,557	6,563
v_0	[m ³ /kg]	0,022	0,024	0,026	0,029	0,031	0,033	0,036
x_0	[-]	1	1	1	1	1	1	1
D_p	[m]	1	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
D_s	[m]	1,035	0,837	0,840	0,844	0,847	0,851	0,855
u_s	[m.s ⁻¹]	162,567	131,464	131,931	132,531	133,105	133,704	134,360
u_p	[m.s ⁻¹]	157,080	125,664	125,664	125,664	125,664	125,664	125,664
$(u/c_{1, iz})_p$	[-]	0,5	0,49	0,49	0,498	0,5	0,5	0,5
$(u/c_{1, iz})_s$	[-]	0,517	0,513	0,514	0,525	0,530	0,532	0,535
$c_{1, iz}$	[m.s ⁻¹]	314,159	256,457	256,457	252,337	251,327	251,327	251,327
ϕ	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_1	[m.s ⁻¹]	307,876	251,327	251,327	247,290	246,301	246,301	246,301
h_{iz}	[kJ/kg]	49,348	32,885	32,885	31,837	31,583	31,583	31,583
$i_{1, iz}$	[kJ/kg]	3424,50	3402,78	3374,94	3347,95	3320,92	3293,73	3266,41
Z_{STAT}	[kJ/kg]	1,954	1,302	1,302	1,261	1,251	1,251	1,251
i_1	[kJ/kg]	3422,55	3401,48	3373,64	3346,7	3319,68	3292,48	3265,16
p_1	[MPa]	14,033	12,729	11,526	10,452	9,468	8,560	7,725
v_1	[m ³ /kg]	0,024	0,026	0,029	0,031	0,033	0,036	0,039
t_1	[°C]	535,818	522,477	506,636	491,313	476,011	460,649	445,244
x_1	[-]	1	1	1	1	1	1	1
α_1	[°]	13	13	13	13	13	13	13
ϵ	[-]	0,643	1	1	1	1	1	1
Ostřík	[-]	P	T	T	T	T	T	T
L_T	[m]	0,022	0,037	0,040	0,044	0,047	0,051	0,055
L_{opt}	[m]	0,035	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
L_{red}	[m]	0,027	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
L_1^{RL}	[m]	0,035	0,037	0,040	0,044	0,047	0,051	0,055
L_1^{RL}/D_s	[m]	0,034	0,044	0,048	0,052	0,056	0,060	0,065
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
η_∞	[-]	0,934	0,934	0,934	0,933	0,932	0,931	0,931
$Z_{VEN P}$	[-]	0,019	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Z_{D-kola}	[-]	0,000	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004
Z_{parc}	[-]	0,051	0	0	0	0	0	0
Z_L	[-]	0,078	0,073	0,068	0,062	0,057	0,053	0,049
Z_{ROZ}	[-]	0,001	0,001	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002
Z_{VEN}	[-]	0,012	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,007
Z_X	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_{tdi}	[-]	0,774	0,847	0,852	0,857	0,861	0,865	0,869
h	[kJ/kg]	38,182	27,844	28,034	27,282	27,196	27,323	27,437
P_{st}	[kW]	7968,37	5810,84	5850,43	5693,54	5675,63	5702,18	5725,91
p_2	[MPa]	14,0328	12,7292	11,5263	10,4517	9,4677	8,5603	7,7247
t_2	[°C]	540,683	524,852	508,958	493,525	478,172	462,777	447,343
$i_{2, iz}$	[kJ/kg]	3424,51	3402,79	3374,94	3347,96	3320,93	3293,73	3266,41
i_2	[kJ/kg]	3435,67	3407,82	3379,79	3352,51	3325,32	3297,99	3270,56
s_2	[kJ/kg.K]	6,533	6,539	6,545	6,551	6,557	6,563	6,569
v_2	[m ³ /kg]	0,024	0,026	0,029	0,031	0,033	0,036	0,039
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1

Tab. 43 Základní parametry průtočné části VT dílu (7. až 13. stupeň)

ÚSEK		VT-I			VT-II			
Stupeň	[-]	7	8	9	10	11	12	13
M_i	[kg/s]	208,693	208,693	208,693	191,378	191,378	191,378	191,378
p_0	[MPa]	7,725	6,956	6,251	5,605	4,882	4,237	3,661
t_0	[°C]	447,343	431,876	416,381	400,866	381,636	362,354	343,031
i_0	[kJ/kg]	3270,55	3243,01	3215,4	3187,7	3153,3	3118,74	3084,02
s_0	[kJ/kg.K]	6,569	6,575	6,580	6,586	6,593	6,600	6,607
v_0	[m ³ /kg]	0,039	0,043	0,047	0,051	0,057	0,064	0,072
x_0	[-]	1	1	1	1	1	1	1
D_p	[m]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
D_s	[m]	0,860	0,865	0,871	0,865	0,873	0,881	0,885
u_s	[m.s ⁻¹]	135,080	135,871	136,741	135,944	137,091	138,391	138,959
u_p	[m.s ⁻¹]	125,664	125,664	125,664	125,664	125,664	125,664	125,664
$(u/c_{1, iz})_p$	[-]	0,5	0,5	0,5	0,45	0,45	0,45	0,45
$(u/c_{1, iz})_s$	[-]	0,537	0,541	0,544	0,487	0,491	0,496	0,498
$c_{1, iz}$	[m.s ⁻¹]	251,327	251,327	251,327	279,253	279,253	279,253	279,253
φ	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_1	[m.s ⁻¹]	246,301	246,301	246,301	273,668	273,668	273,668	273,668
h_{iz}	[kJ/kg]	31,583	31,583	31,583	38,991	38,991	38,991	38,991
$i_{1, iz}$	[kJ/kg]	3238,97	3211,44	3183,81	3148,71	3114,31	3079,75	3045,03
Z_{STAT}	[kJ/kg]	1,251	1,251	1,251	1,544	1,544	1,544	1,544
i_1	[kJ/kg]	3237,72	3210,19	3182,56	3147,17	3112,77	3078,20	3043,49
p_1	[MPa]	6,956	6,251	5,605	4,882	4,237	3,661	3,151
v_1	[m ³ /kg]	0,043	0,047	0,051	0,057	0,064	0,072	0,081
t_1	[°C]	429,802	414,327	398,827	379,186	359,957	340,679	321,362
x_1	[-]	1	1	1	1	1	1	1
α_1	[°]	13	13	13	13	13	13	14
ε	[-]	1	1	1	1	1	1	1
Ostřík	[-]	T	T	T	T	T	T	T
L_T	[m]	0,060	0,065	0,071	0,065	0,073	0,081	0,085
L_{opt}	[m]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
L_{red}	[m]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
L_1^{RL}	[m]	0,060	0,065	0,071	0,065	0,073	0,081	0,085
L_1^{RL}/D_s	[m]	0,070	0,075	0,081	0,076	0,083	0,092	0,096
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
η_∞	[-]	0,930	0,929	0,928	0,934	0,935	0,935	0,935
$Z_{VEN P}$	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Z_{D-kola}	[-]	0,004	0,004	0,004	0,003	0,003	0,003	0,003
Z_{parc}	[-]	0	0	0	0	0	0	0
z_L	[-]	0,045	0,041	0,038	0,041	0,037	0,033	0,032
z_{ROZ}	[-]	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,004	0,005
z_{VEN}	[-]	0,007	0,006	0,006	0,005	0,004	0,004	0,004
z_X	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_{tdi}	[-]	0,872	0,875	0,877	0,882	0,887	0,890	0,892
h	[kJ/kg]	27,537	27,622	27,692	34,399	34,569	34,714	34,766
P_{st}	[kW]	5746,74	5764,55	5779,17	6583,27	6615,65	6643,57	6653,38
p_2	[MPa]	6,9564	6,2511	5,6048	4,8821	4,2365	3,6614	3,1505
t_2	[°C]	431,876	416,381	400,866	381,636	362,354	343,031	323,704
$i_{2, iz}$	[kJ/kg]	3238,97	3211,44	3183,81	3148,71	3114,31	3079,75	3045,03
i_2	[kJ/kg]	3243,02	3215,4	3187,7	3153,3	3118,74	3084,02	3049,26
s_2	[kJ/kg.K]	6,575	6,580	6,586	6,593	6,600	6,607	6,614
v_2	[m ³ /kg]	0,043	0,047	0,051	0,057	0,064	0,072	0,081
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1

3.1.5 Celkový skutečný výkon a účinnost VT dílu

Celkový vnitřní výkon VT dílu P_{VT} :

$$P_{VT} = \sum_{i=1}^n P_{VT_i} [MW] \quad (267)$$

Celkový zpracovaný spád VT dílem H_{VT} :

$$H_{VT} = \sum_{i=1}^l H_{VT_i} [kJ/kg] \quad (268)$$

Izoentropický spád jednotlivých úseků VT dílu H_{izVT} :

$$H_{izVT} = i_{0i} - i_{2,izi} [kJ/kg] \quad (269)$$

Kde:

i_{0i} je entalpie na vstupu do daného úseku $[kJ/kg]$

$i_{2,izi}$ je izoentropická entalpie na výstupu z daného úseku $[kJ/kg]$

Vnitřní termodynamická účinnost jednotlivých úseků VT dílu η_{idi}^{VT} :

$$\eta_{idi}^{VT} = \frac{H_{VT}}{H_{izVT}} \cdot 100 [\%] \quad (270)$$

U mnohastupňových turbín dochází k částečnému využití tepla, vzniklého při průchodu páry stupněm, v dalších stupních turbíny. Teplota při reálné expanzi se ztrátami je vyšší, než teplota při izoentropické expanzi a entropie je také vyšší. V důsledku rostoucí entropie se izobary od sebe navzájem vzdalují, proto připadá na další stupeň turbíny vyšší tepelná spád. Tento přírůstek tepelné energie se nazývá součinitel znovu využitelného tepla tzv. reheat factor r_f . [9]

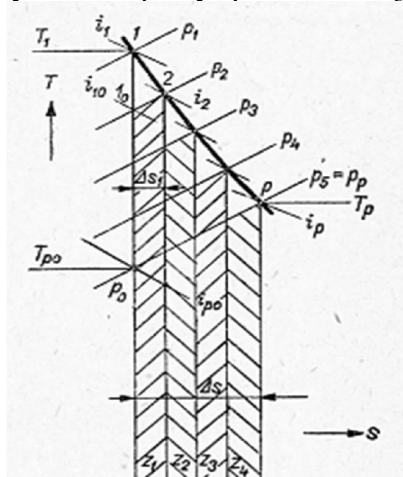
Reheat factor VT dílu r_f^{VT} :

$$r_f^{VT} = \frac{\sum_{i=RS}^{13} h_i - \sum H_{izVT}}{\sum H_{izVT}} [-] \quad (271)$$

Kde:

$\sum_{i=RS}^{13} h_i$ je součet izoentropických stupňových spádů VT dílu $[kJ/kg]$

$\sum H_{izVT}$ je celkový izoentropický spád VT dílu $[kJ/kg]$



Graf 17 Znárodnění reheat factoru [9]

V tab. 44 jsou uvedeny výkony jednotlivých úseků, jejich vnitřní účinnost, zpracovaný spád a hodnoty reheat factoru. Na závěr jsou shrnuty tyto hodnoty pro celý VT.

Tab. 44 Celkové parametry VT dílu

ÚSEK		VT-I	VT-II	Σ VT
P_{VT}	[MW]	59,717	26,495	86,213
H_{VT}	[kJ/kg]	286,150	138,448	424,598
i_{0i}	[kJ/kg]	3473,854	3187,704	3473,854
$i_{2_{iz}}$	[kJ/kg]	3143,134	3032,602	2993,577
$H_{VT_{iz}}$	[kJ/kg]	330,720	155,102	480,277
η_{tdi}^{VT}	[%]	86,5	89,3	88,407
r_f^{VT}	[-]	0,01732	0,00556	-

Celkový výkon a i zbylé parametry VT dílu nejsou úplně přesné, neboť ve výpočtu nejsou zahrnuty ztráty vnitřními ucpávkami VT dílu. Výpočet vnitřních ucpávek VT dílu je nad rámec této diplomové práce.

Celková termodynamická účinnost VT dílu je 88,407% což je o 2,007% více než je odhadovaná termodynamická účinnost v tepelném výpočtu. Po konzultaci byla dohodnuta podmínka, pokud bude odchylka odhadované termodynamické účinnosti menší než 3% není nutné tepelnou bilanci znova přepočítávat.

3.1.6 Přehled parametrů průtočného kanálu ST-NT dílu

Průtočná část ST-NT dílu je diskové koncepce. Při použití této koncepce jsou oběžné lopatky jednotlivých stupňů umístěny na tzv, oběžných discích, přičemž patní průměr lopatek se směrem dozadu zvětšuje (vyjma posledních dvou modulových stupňů). ST-NT těleso se sestává z třinácti lopatkových stupňů, mezi kterými rozmístěno pět neregulovaných odběrů, které nám rozdělují ST-NT těleso na šest částí.

Poslední dva stupně ST-NT tělesa jsou modulové a jejich konstrukce i parametry vychází z doporučení společnosti DŠP.

Tab. 45 Základní parametry průtočné části ST-NT dílu (1. až 7. stupeň)

ÚSEK		ST-NT-I				ST-NT-II		
Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
M_i	[kg/s]	177,073	176,152	176,249	176,345	166,399	166,527	166,595
p_0	[MPa]	2,831	2,445	2,086	1,754	1,452	1,185	0,936
t_0	[°C]	564,669	541,462	516,774	490,547	462,724	433,726	401,170
i_0	[kJ/kg]	3604,21	3555,64	3504,28	3450,05	3392,91	3333,78	3267,91
s_0	[kJ/kg.K]	7,445	7,452	7,461	7,470	7,480	7,490	7,502
v_0	[m ³ /kg]	0,134	0,151	0,172	0,198	0,231	0,272	0,329
x_0	[-]	1	1	1	1	1	1	1
D_p	[m]	1,075	1,105	1,135	1,165	1,185	1,25	1,35
D_s	[m]	1,175	1,212	1,251	1,292	1,317	1,388	1,499
u_s	[m.s ⁻¹]	184,569	190,381	196,507	202,947	206,874	218,027	235,462
u_p	[m.s ⁻¹]	168,861	173,573	178,285	182,998	186,139	196,350	212,058
$(u/c_{1,iz})_p$	[-]	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,509
$(u/c_{1,iz})_s$	[-]	0,557	0,559	0,562	0,566	0,567	0,566	0,565
$c_{1,iz}$	[m.s ⁻¹]	331,099	340,339	349,579	358,819	364,979	384,999	416,616
φ	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_1	[m.s ⁻¹]	324,477	333,532	342,588	351,643	357,680	377,299	408,284
h_{iz}	[kJ/kg]	54,813	57,915	61,103	64,376	66,605	74,112	86,784
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	3549,41	3497,73	3443,17	3385,67	3326,30	3259,67	3181,12
Z_{STAT}	[kJ/kg]	2,171	2,293	2,420	2,549	2,638	2,935	3,437
i_1	[kJ/kg]	3547,24	3495,44	3440,75	3383,12	3323,67	3256,73	3177,69
p_1	[MPa]	2,445	2,086	1,754	1,452	1,185	0,936	0,699
v_1	[m ³ /kg]	0,152	0,172	0,198	0,231	0,272	0,329	0,416
t_1	[°C]	537,700	512,783	486,309	458,216	429,019	395,909	356,461
x_1	[-]	1	1	1	1	1	1	1
α_1	[°]	13	13	13	13	13,5	14	14
ε	[-]	1	1	1	1	1	1	1
Ostřík	[-]	T	T	T	T	T	T	T
L_T	[m]	0,099	0,106	0,115	0,127	0,131	0,137	0,149
L_1^{RL}	[m]	0,100	0,107	0,116	0,127	0,131	0,138	0,149
L_1^{RL}/D_s	[m]	0,085	0,088	0,093	0,098	0,99	0,099	0,099
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
η_∞	[-]	0,923	0,922	0,921	0,919	0,919	0,919	0,919
z_{parc}	[-]	0	0	0	0	0	0	0
z_L	[-]	0,027	0,025	0,023	0,021	0,020	0,019	0,018
z_{ROZ}	[-]	0,004	0,004	0,004	0,005	0,005	0,005	0,005
z_{VEN}	[-]	0,006	0,006	0,006	0,006	0,005	0,005	0,005
z_X	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_{tdi}	[-]	0,886	0,887	0,888	0,888	0,888	0,889	0,891
h	[kJ/kg]	48,574	51,370	54,229	57,138	59,129	65,873	77,311
P_{st}	[kW]	8601,16	9048,92	9557,81	10075,98	9842,34	10969,7	12879,5
p_2	[MPa]	2,4454	2,0856	1,7538	1,4517	1,1847	0,9355	0,6989
t_2	[°C]	541,462	516,774	490,547	462,724	433,726	401,170	362,621
$i_{2,iz}$	[kJ/kg]	3549,41	3497,73	3443,17	3385,67	3326,30	3259,67	3181,12
i_2	[kJ/kg]	3555,65	3504,28	3450,05	3392,91	3333,78	3267,91	3190,6
s_2	[kJ/kg.K]	7,452	7,461	7,470	7,480	7,490	7,502	7,517
v_2	[m ³ /kg]	0,151	0,172	0,198	0,231	0,272	0,329	0,415
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1

Tab. 46 Základní parametry průtočné části ST-NT dílu (8. až 13. stupeň)

ÚSEK		ST-NT-III		ST-NT-IV		ST-NT-V	ST-NT-VI
Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
M_i	[kg/s]	157,775	157,900	150,188	149,821	143,017	137,057
p_0	[MPa]	0,699	0,471	0,303	0,198	0,120	0,044
t_0	[°C]	362,621	312,557	260,509	216,877	171,449	90,427
i_t	[kJ/kg]	3190,59	3091,22	2989,2	2904,78	2817,89	2664,36
s_0	[kJ/kg.K]	7,517	7,535	7,555	7,583	7,625	7,707
v_0	[m ³ /kg]	0,415	0,568	0,806	1,132	1,691	3,805
x_0	[-]	1	1	1	1	1	1
D_p	[m]	1,37	1,39	1,44	1,49	1,94	1,88
D_s	[m]	1,538	1,614	1,737	1,882	2,435	2,981
u_s	[m.s ⁻¹]	241,588	253,498	272,686	295,624	382,489	468,254
u_p	[m.s ⁻¹]	215,199	218,341	226,195	234,049	304,734	295,310
$(u/c_{1, iz})_p$	[-]	0,46	0,46	0,51	0,51	0,504	0,45
$(u/c_{1, iz})_s$	[-]	0,516	0,534	0,615	0,644	0,633	0,714
$c_{1, iz}$	[m.s ⁻¹]	467,824	474,654	443,519	458,919	604,632	656,244
φ	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_1	[m.s ⁻¹]	458,468	465,161	434,649	449,741	592,539	643,119
h_{iz}	[kJ/kg]	109,430	112,648	98,355	105,303	182,790	215,328
$i_{1, iz}$	[kJ/kg]	3081,17	2978,57	2890,84	2799,48	2635,1	2449,03
Z_{STAT}	[kJ/kg]	4,333	4,461	3,895	4,170	7,238	8,527
i_1	[kJ/kg]	3076,83	2974,11	2886,95	2795,31	2627,86	2440,51
p_1	[MPa]	0,471	0,303	0,198	0,120	0,044	0,010
v_1	[m ³ /kg]	0,570	0,809	1,130	1,681	3,813	14,031
t_1	[°C]	305,581	253,080	207,992	160,122	78,035	46,664
x_1	[-]	1	1	1	1	0,995	0,939
α_1	[°]	14	14	14	14	14,07	16,87
ε	[-]	1	1	1	1	1	1
Ostřík	[-]	T	T	T	T	T	T
L_T	[m]	0,167	0,224	0,295	0,391	0,495	1,101
L_1^{RL}	[m]	0,168	0,224	0,296	0,392	0,495	1,101
L_1^{RL}/D_s	[m]	0,109	0,139	0,171	0,208	0,203	0,369
V/Z	[-]	Z	Z	Z	Z	Z	Z
η_∞	[-]	0,934	0,931	0,886	0,858	0,869	0,765
z_{parc}	[-]	0	0	0	0	0	0
z_L	[-]	0,016	0,012	0,009	0,006	0,005	0,002
z_{ROZ}	[-]	0,006	0,010	0,015	0,022	0,021	0,068
z_{VEN}	[-]	0,004	0,003	0,004	0,004	0,004	0,003
z_X	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_{tdi}	[-]	0,908	0,906	0,858	0,826	0,840	0,691
h	[kJ/kg]	99,376	102,022	84,425	86,959	153,498	148,864
P_{st}	[kW]	15678,9	16109,2	12679,6	13021,64	21952,90	20401,62
p_2	[MPa]	0,4711	0,3024	0,1982	0,1204	0,0438	0,0104
t_2	[°C]	312,564	260,500	216,872	171,438	90,419	46,661
$i_{2, iz}$	[kJ/kg]	3081,18	2978,59	2890,84	2799,49	2635,05	2449,02
i_2	[kJ/kg]	3091,24	2989,21	2904,77	2817,83	2664,34	2515,49
s_2	[kJ/kg.K]	7,535	7,555	7,583	7,625	7,707	7,915
v_2	[m ³ /kg]	0,568	0,807	1,131	1,691	3,807	13,671
x_2	[-]	1	1	1	1	1	0,971

3.1.7 Celkový skutečný výkon a účinnost ST-NT dílu

Celkový vnitřní výkon ST-NT dílu P_{ST-NT} :

$$P_{ST-NT} = \sum_{i=I}^{VI} P_{ST-NT_i} [MW] \quad (272)$$

Celkový zpracovaný spád ST-NT dílem H_{ST-NT} :

$$H_{ST-NT} = \sum_{i=III}^{VIII} H_{ST-NT} [kJ / kg] \quad (273)$$

Izoentropický spád jednotlivých úseků ST-NT dílu $H_{iz_{ST-NT}}$:

$$H_{iz_{ST-NT}} = i_{0i} - i_{2,iz} [kJ / kg] \quad (274)$$

Vnitřní termodynamická účinnost jednotlivých úseků ST-NT dílu η_{tdi} :

$$\eta_{tdi}^{ST-NT} = \frac{H_{ST-NT}}{H_{iz_{ST-NT}}} \cdot 100 [\%] \quad (275)$$

Reheat factor VT dílu r_f^{ST-NT} :

$$r_f^{ST-NT} = \frac{\sum_{i=1}^{13} h_i - \sum H_{iz_{ST-NT}}}{\sum H_{iz_{ST-NT}}} [-] \quad (276)$$

Kde:

$\sum_{i=1}^{13} h_i$ je součet izoentropických stupňových spádů ST-NT dílu $[kJ/kg]$
 $\sum H_{iz_{ST-NT}}$ je celkový izoentropický spád turbíny $[kJ/kg]$

Tab. 47 Celkové parametry ST-NT dílu

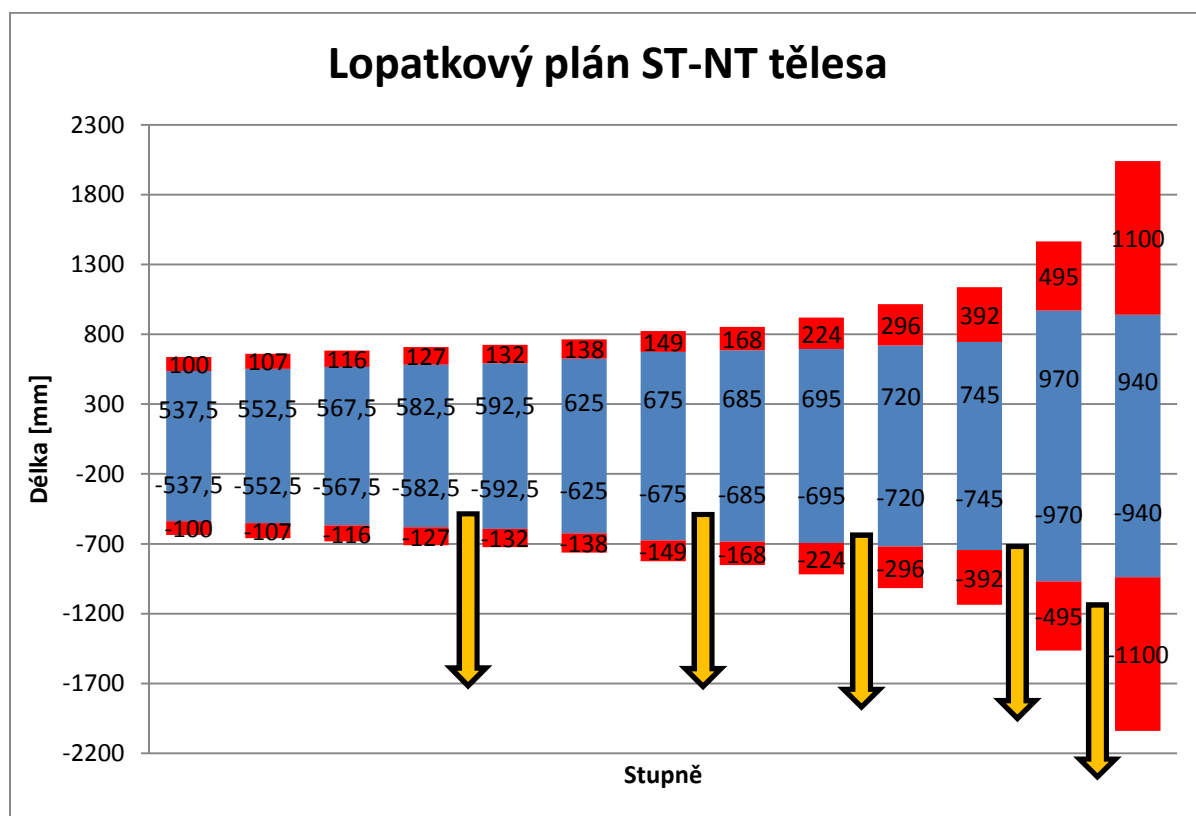
ÚSEK		ST-NT-I	ST-NT-II	ST-NT-III	ST-NT-IV	ST-NT-V	ST-NT-VI	Σ ST-NT
P_{ST-NT}	[MW]	37,283	33,691	31,788	25,701	21,952	20,401	170,819
H_{ST-NT}	[kJ/kg]	211,311	202,313	201,397	171,341	153,498	148,855	1088,715
i_{0i}	[kJ/kg]	3604,219	3392,908	3190,596	2989,198	2817,889	2664,360	3604,219
$i_{2,iz}$	[kJ/kg]	3367,482	3166,810	2969,511	2787,108	2635,064	2449,034	2365,110
$H_{ST,iz}$	[kJ/kg]	236,737	226,098	221,085	202,090	182,826	215,325	1239,109
η_{tdi}^{ST}	[%]	89,3	89,5	91,1	84,8	84,0	69,1	87,867
r_f^{ST-NT}	[-]	0,0062	0,00641	0,00415	0,00732	0	0	-

Odchylka od odhadované tepelné účinnosti ST-NT tělesa od skutečné hodnoty činí 0,567%. Turbínu tedy není nutné přepočítávat neboť odchylka nepřesáhla 3%.

3.1.8 Lopatkový plán ST-NT dílu

Grafické znázornění průtočného kanálu ST-NT dílu je zobrazuje Graf 18. V grafu jsou znázorněny patní průměry jednotlivých stupňů a délky výstupní hrany rozváděcích lopatek. Při návrhu bylo nutné dodržet požadované parametry páry v neregulovaných odběrech, a také dodržovat postupné a plynulé rozšíření průtočného kanálu. Na doporučení, podle DŠP, byl ST-NT díl navržen na co největší možný počet stupňů. Původním záměrem bylo vytvořit turbínu, která bude obsahovat alespoň čtrnáct stupňů. Po konzultaci ve společnosti DŠP a při použití posledních dvou modulových stupňů byla průtočná část ST-NT tělesa zkrácena na třináct stupňů. Kvůli velkému odsazení mezi 11. a 12. stupněm (450 mm) je nutné na rozváděcí kolo 12. stupně umístit vodící mezikus, jinak by hrozilo odtržení proudu páry a vznik vírů, což by mělo za následek zhoršení

termodynamické účinnosti celého ST-NT dílu. V Grafu 18 jsou též znázorněny neregulované odběry páry, které se nacházejí za 4., 7., 9., 11. a 12 stupněm.



Graf 18 Lopatkový plán ST- NT tělesa

3.1.9 Tlakové odběry pro systém regenerace

Přesnost výpočtu lze ověřit porovnáním odběrových tlaků vypočtených v tepelné bilanci a odběrových tlaků určených při návrhu průtočné části turbíny. V tab. 48 jsou uvedeny procentuální odchylky v odběrech a nevyužitý entalpický spád. Zásadním požadavkem při návrhu průtočné části je to, aby tlak v odběru vypočtený z průtočné části nebyl nižší než tlak v odběru vypočtený z tepelné bilanci. Tato podmínka bude splněna, pokud budou odchylky tlaků záporné.

Nevyužitý entalpický spád ΔH :

$$\Delta H = i_{2od} - i'_{od}(p_{od}; s_{2od}) [kJ / kg] \quad (277)$$

Tab. 48 Celkové parametry ST-NT dílu

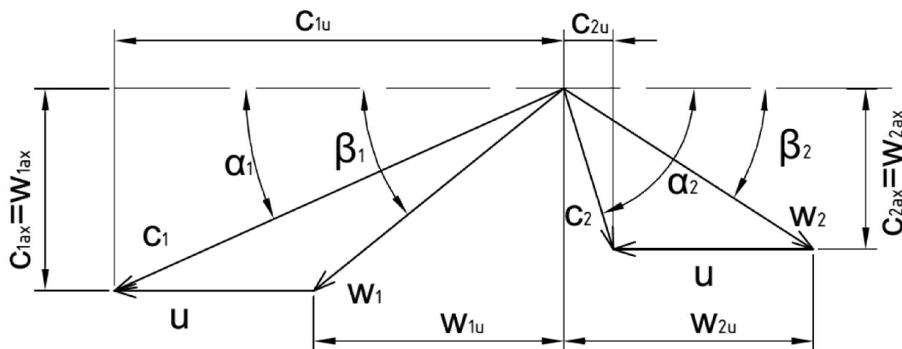
Těleso		VT		ST-NT				
ODBĚR		O1	O2	O3	O4	O5	O6	O7
Δp_{od}	[%]	-0,199	-0,173	-5,155	-0,061	-0,291	-0,286	-0,228
Δt_{od}	[%]	-0,027	1,138	-1,071	1,657	4,964	8,717	17,695
Δi_{od}	[%]	-0,002	0,303	-0,288	0,401	0,917	1,141	1,413
ΔH	[kJ/kg]	0,565	0,451	16,765	0,18	0,709	0,569	0,384

Z Tab. 48 je patrné že největší nevyužitý entalpický spád je v první části ST-NT dílu. Odchylka $16,765 \text{ kJ/kg}$ je poměrně velká. Pára z odběru O3 se používá pro odplynění napájecí vody, které je termické. Tím že jsme nad požadovanými hodnotami odplynění, můžeme zaručit, že požadovaná teplota odplynění 190°C bude dodržena (tlak bude případně seškrcen).

3.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků ST-NT tělesa

Průchod páry turbínovým stupněm je charakterizován pomocí rychlostních trojúhelníků. Rychlostní trojúhelník se skládá ze dvou složek rychlostí, a to obvodové (u) a relativní (w) rychlosti, které dohromady tvoří absolutní (c) rychlost páry. Prostorové uspořádání jednotlivých rychlostí vyjadřují úhly α a β , které vyjadřují odklon absolutní (α) a relativní (β) rychlosti na rovinu kolmou na axiální směr proudění.

Rychlostní trojúhelníky vždy vyjadřují rychlostní poměry za rozváděcí a oběžnou lopatkou. Přičemž rychlostní poměry za rozváděcí lopatkou jsou označeny indexem 1 a poměry za oběžnou lopatkou indexem 2.



Graf 19 Rychlostní trojúhelník a jeho značení, dle [2]

Pára nejprve vstupuje do lopatkového kanálu turbíny rychlostí c_0 , které je zhruba rovná rychlosti na přírubě turbíny (kolem $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). Poté je urychlena v lopatkové mříži rozváděcích lopatek na rychlost c_1 . Hodnota vstupní rychlosti před rozváděcí řadou c_0 je oproti výstupní rychlosti z rozváděcí řady c_1 zanedbatelně malá a proto ji lze při výpočtech zanedbat. Vektorovým rozdílem celkové výstupní rychlosti c_1 a obvodové rychlosti u , dostaneme relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatky w_1 . Relativní rychlost w_1 je obrazem absolutní rychlosti c_1 při uvažování statického souřadného systému rotoru a je také rychlostí, která vstupuje na oběžnou lopatku. V mezilopatkovém kanálu oběžné řady je nyní třeba uvažovat drobnou expanzi páry. Tuto expanzi v oběžné řadě vyjadřujeme pomocí stupně reakce R_s , případně R_p . Po průchodu oběžnou řadou předá pára část své energie, vystupuje z oběžné lopatky relativní rychlostí w_2 . Vektorovým součinem obvodové rychlosti u a relativní rychlosti w_2 pak získáme absolutní rychlost vystupující proudu páry z lopatkového stupně c_2 .

Zborčené lopatky jsou charakteristické tím, že mají proměnný stupeň reakce R_x , který se mění po výšce lopatky (v každém bodě lopatky je jiný stupeň reakce). Pro jednoduchost však budeme uvažovat pouze reakci na patě lopatky R_p . Toto zjednodušení je pro následující výpočet dostačující.

3.2.1 Volené veličiny

Stupeň reakce na patním průměru lopatkování R_p :

- Voleno v rozmezí $R_p = 0,03$ až $0,06$ [-]

Výstupní úhel relativní rychlosti s oběžné lopatky β_2 :

$$\beta_2 = \arcsin \frac{\dot{M} \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot L_2^{OL}} [^\circ] \quad (278)$$

-délka oběžné lopatky L_2^{OL} je vypočtena v kapitole 3. 5

3.2.2 Vztahy pro výpočet rychlostních trojúhelníků

Stupeň reakce na středním průměru lopatkování R_s :

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s} \right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p) [-] \quad (279)$$

Absolutní rychlost proudu páry na výstupu z rozváděcí lopatky c_1 :

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000(1 - R_s) \cdot h_{iz}} [m \cdot s^{-1}] - \text{Válcové lopatky} \quad (280)$$

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000(1 - R_p) \cdot h_{iz}} [m \cdot s^{-1}] - \text{Zborčené lopatky} \quad (281)$$

Axiální složka absolutní výstupní rychlosti z rozváděcí lopatky c_{1ax} :

$$c_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 [m \cdot s^{-1}] \quad (282)$$

Obvodová (radiální) složka absolutní výstupní rychlosti z rozváděcí lopatky c_{1u} :

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 [m \cdot s^{-1}] \quad (283)$$

Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatky w_{1ax} :

$$w_{1ax} = c_{1ax} [m \cdot s^{-1}] \quad (284)$$

Obvodová (radiální) složka relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatky w_{1u} :

$$w_{1u} = c_{1u} - u_s [m \cdot s^{-1}] - \text{Válcové lopatky} \quad (285)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_p [m \cdot s^{-1}] - \text{Zborčené lopatky} \quad (286)$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatky w_1 :

$$w_1 = \sqrt{w_{1ax}^2 + w_{1u}^2} [m \cdot s^{-1}] \quad (287)$$

Výstupní úhel relativní rychlosti z rozváděcí lopatky β_1 :

$$\beta_1 = \arccos \left(\frac{w_{1u}}{w_1} \right) [^\circ] \quad (288)$$

Ztrátový rychlostní součinitel oběžných lopatek Ψ :

$$\Psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \quad (289)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatky w_2 :

$$w_2 = \Psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_s \cdot h_{iz}} [m \cdot s^{-1}] - \text{Válcové lopatky} \quad (290)$$

$$w_2 = \Psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_p \cdot h_{iz}} [m \cdot s^{-1}] - \text{Zborčené lopatky} \quad (291)$$

Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky w_{2ax} :

$$w_{2ax} = w_2 \cdot \sin \beta_2 [m \cdot s^{-1}] \quad (292)$$

Obvodová (radiální) složka relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky w_{2u} :

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 [m \cdot s^{-1}] \quad (293)$$

Obvodová (radiální) složka absolutní výstupní rychlosti z rozváděcí lopatky c_{2u} :

$$c_{2u} = w_{2u} - u_s [m \cdot s^{-1}] - \text{Válcové lopatky} \quad (294)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u_p \left[m \cdot s^{-1} \right] - \text{Zborcené lopatky} \quad (295)$$

Axiální složka absolutní výstupní rychlosti z rozváděcí lopatky c_{2ax} :

$$c_{2ax} = w_{2ax} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (296)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatky c_2 :

$$c_2 = \sqrt{c_{2ax}^2 + c_{2u}^2} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (297)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti z oběžné lopatky α_2 :

$$\alpha_2 = \arccos \left(\frac{c_{2u}}{c_2} \right) [^\circ] \quad (298)$$

Vstupní úhel absolutní rychlosti do rozváděcí lopatky α_0 :

$$\alpha_0 = \alpha_{2_{i-1}} [^\circ] \quad (299)$$

3.2.3 Přehled hodnot rychlostních trojúhelníků

Tab. 49 Rychlostní trojúhelníky ST-NT dílu (1. až 7. stupeň)

ÚSEK		ST-NT-I				ST-NT-II		
Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
D_p	[m]	1,075	1,105	1,135	1,165	1,185	1,25	1,35
D_s	[m]	1,175	1,212	1,251	1,292	1,316	1,388	1,499
R_p	[-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
α_1	[°]	13	13	13	13	13,5	14	14
φ	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
h_{iz}	[kJ/kg]	54,813	57,915	61,103	64,376	66,605	74,112	86,784
R_s	[-]	0,182	0,188	0,195	0,205	0,207	0,207	0,207
u_s	[m.s ⁻¹]	184,569	190,381	196,507	202,947	206,717	218,027	235,462
u_p	[m.s ⁻¹]	168,861	173,573	178,285	182,998	186,139	196,350	212,058
c_1	[m.s ⁻¹]	293,407	300,589	307,305	313,567	318,527	336,042	363,647
c_{1ax}	[m.s ⁻¹]	66,002	67,618	69,129	70,537	74,359	81,296	87,974
c_{1u}	[m.s ⁻¹]	285,887	292,885	299,429	305,530	309,726	326,060	352,846
w_{1ax}	[m.s ⁻¹]	66,002	67,618	69,129	70,537	74,359	81,296	87,974
w_{1u}	[m.s ⁻¹]	101,318	102,504	102,922	102,584	103,009	108,033	117,383
w_1	[m.s ⁻¹]	120,920	122,798	123,983	124,494	127,043	135,204	146,691
β_1	[°]	33,082	33,411	33,888	34,513	35,824	36,962	36,850
ψ	[-]	0,888	0,888	0,889	0,889	0,893	0,896	0,896
β_2	[°]	25,499	25,353	25,268	25,016	25,874	26,601	26,643
w_2	[m.s ⁻¹]	165,123	170,396	176,029	181,948	186,649	198,143	214,586
w_{2ax}	[m.s ⁻¹]	71,084	72,963	75,139	76,941	81,452	88,723	96,226
w_{2u}	[m.s ⁻¹]	149,040	153,984	159,186	164,879	167,938	177,170	191,801
c_{2u}	[m.s ⁻¹]	-35,529	-36,396	-37,321	-38,068	-38,778	-40,857	-43,662
c_{2ax}	[m.s ⁻¹]	71,084	72,963	75,139	76,941	81,452	88,723	96,226
c_2	[m.s ⁻¹]	79,468	81,537	83,897	85,844	90,212	97,678	105,669
α_2	[°]	116,557	116,511	116,413	116,324	115,459	114,726	114,406

Tab. 50 Rychlostní trojúhelníky ST-NT dílu (8. až 13. stupeň)

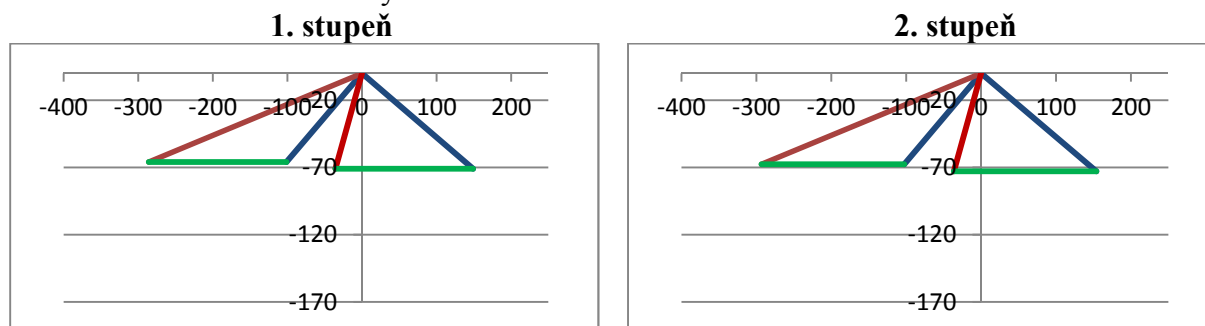
ÚSEK		ST-NT-III		ST-NT-IV		ST-NT-V	ST-NT-VI
Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
V/Z	[-]	Z	Z	Z	Z	Z	Z
D _p	[m]	1,37	1,39	1,44	1,49	1,94	1,88
D _s	[m]	1,538	1,614	1,737	1,882	2,435	2,981
R _p	[-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
α ₁	[°]	14	14	14	14	14,07	16,87
φ	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
h _{iz}	[kJ/kg]	109,430	112,648	98,355	105,303	182,790	215,328
R _s	[-]	0,223	0,272	0,323	0,381	0,373	0,600
u _s	[m.s ⁻¹]	241,588	253,498	272,686	295,624	382,489	468,254
u _p	[m.s ⁻¹]	215,199	218,341	226,195	234,049	304,734	295,310
c ₁	[m.s ⁻¹]	451,538	458,130	428,079	442,943	583,584	633,399
c _{1ax}	[m.s ⁻¹]	109,237	110,832	103,562	107,158	141,873	183,813
c _{1u}	[m.s ⁻¹]	438,126	444,522	415,363	429,786	566,076	606,141
w _{1ax}	[m.s ⁻¹]	109,237	110,832	103,562	107,158	141,873	183,813
w _{1u}	[m.s ⁻¹]	222,927	226,181	189,169	195,737	261,341	310,831
w ₁	[m.s ⁻¹]	248,252	251,876	215,661	223,150	297,367	361,114
β ₁	[°]	26,105	26,105	28,699	28,699	28,496	30,598
ψ	[-]	0,880	0,880	0,888	0,888	0,877	0,889
β ₂	[°]	28,006	28,060	30,306	30,248	24,263	29,045
w ₂	[m.s ⁻¹]	229,730	233,046	203,360	210,398	276,572	336,698
w _{2ax}	[m.s ⁻¹]	107,871	109,624	102,621	105,988	113,651	163,465
w _{2u}	[m.s ⁻¹]	202,829	205,653	175,569	181,752	252,142	294,354
c _{2u}	[m.s ⁻¹]	-12,370	-12,688	-50,626	-52,296	-52,593	-0,956
c _{2ax}	[m.s ⁻¹]	107,871	109,624	102,621	105,988	113,651	163,465
c ₂	[m.s ⁻¹]	108,578	110,356	114,429	118,188	125,230	163,468
α ₂	[°]	96,542	96,602	116,258	116,263	114,833	90,335

3.2.4 Grafické znázornění rychlostních trojúhelníků

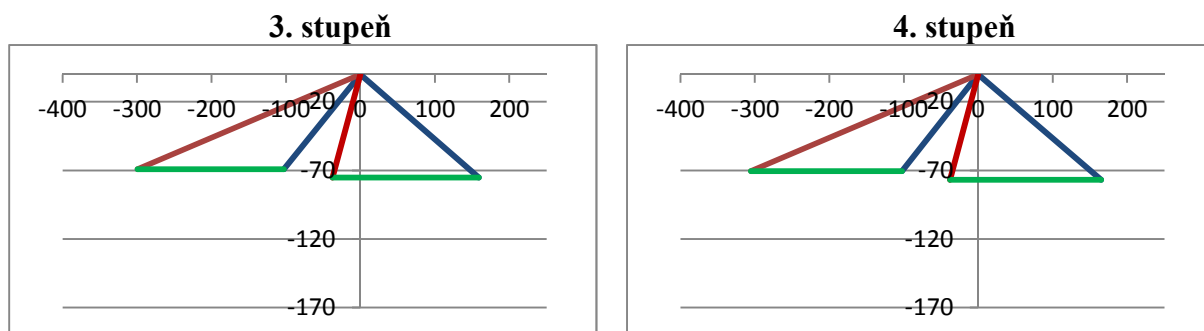
Následující grafy znázorňují rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů. Na levé straně jsou znázorněny rychlosti v rozváděcí lopatce. Na pravé se nacházejí parametry oběžné lopatky. Pro válcové lopatky jsou znázorněny rychlostní trojúhelníky platné na středním průměru lopatkování, pro zborčené zase na patním průměru lopatkování.

Značení grafů je následující:

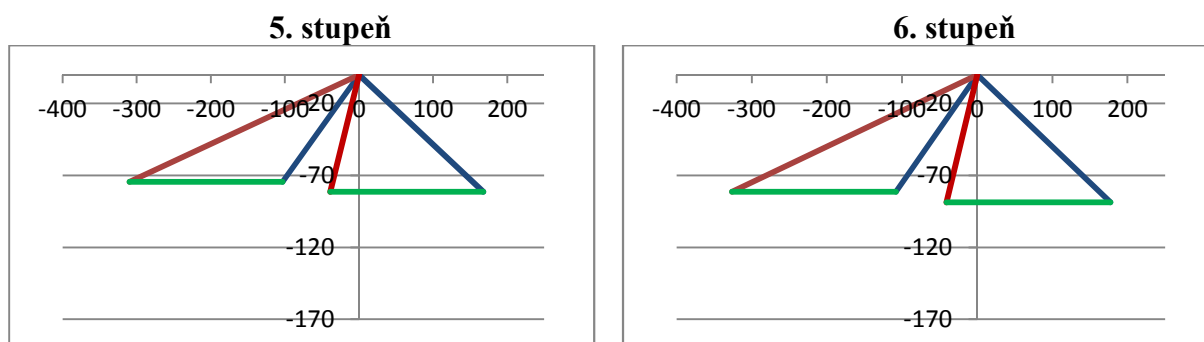
- Modrá – relativní rychlost w
- Zelená – obvodová rychlost u
- Červená – absolutní rychlost c



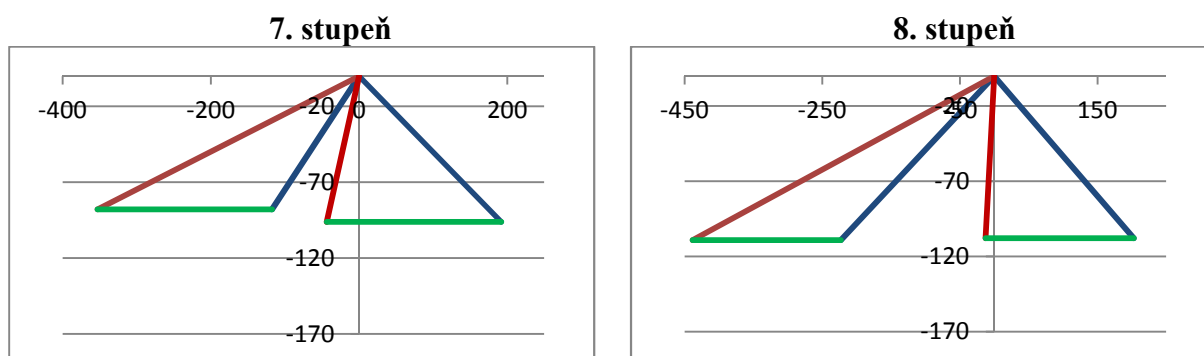
Graf 20 Rychlostní trojúhelníky 1. a 2. stupně



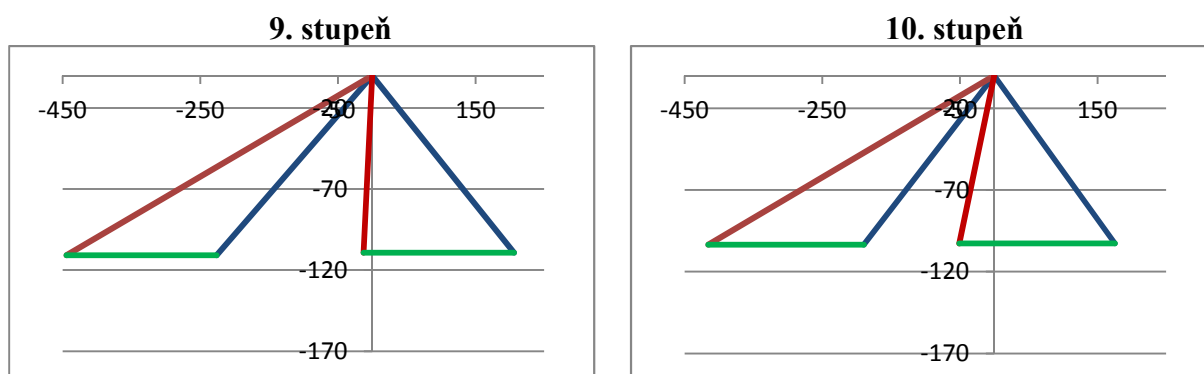
Graf 21 Rychlostní trojúhelníky 3. a 4. stupně



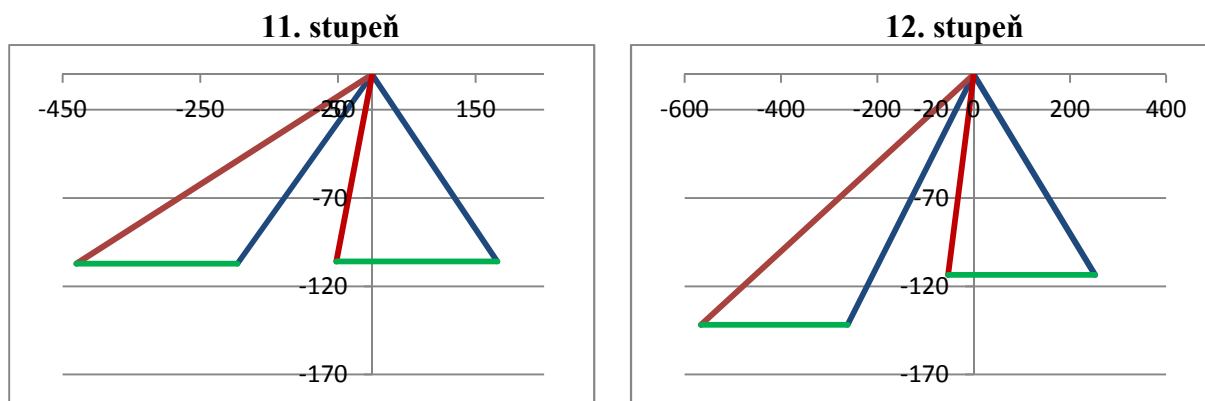
Graf 22 Rychlostní trojúhelníky 5. a 6. stupně



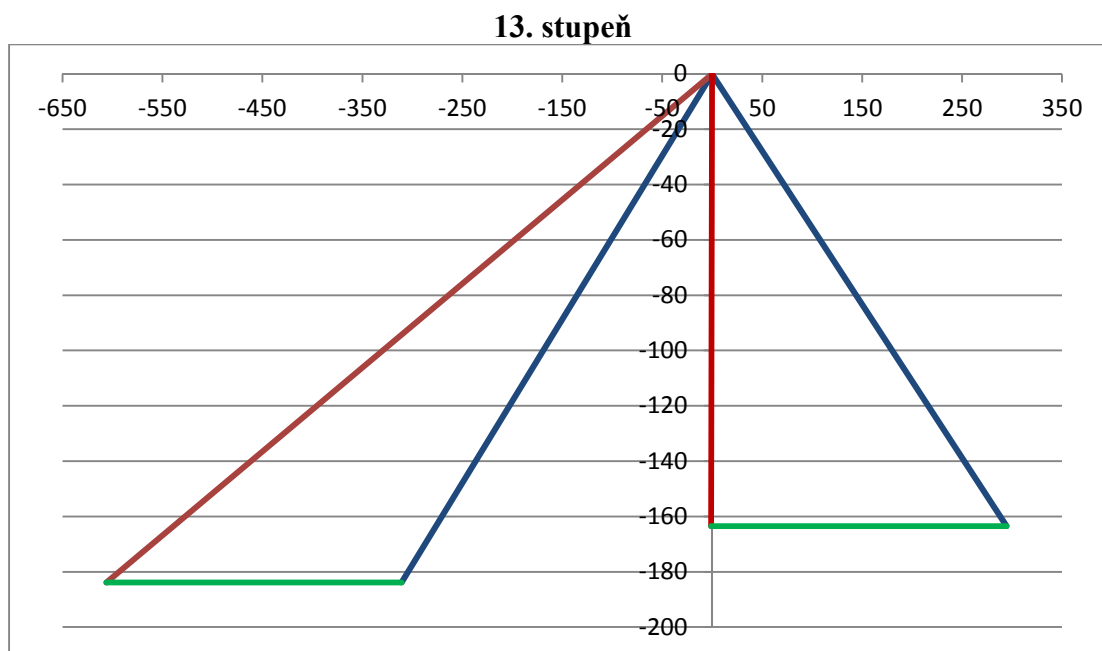
Graf 23 Rychlostní trojúhelníky 7. a 8. stupně



Graf 24 Rychlostní trojúhelníky 9. a 10. stupně



Graf 25 Rychlostní trojúhelníky 11. a 12. stupně



Graf 26 Rychlostní trojúhelník 13. stupně

3.3 Parametry páry za lopatkovými řadami ST- NT tělesa

Pro zpřesnění parametrů páry za rozváděcí i oběžnou lopatkovou řadou, je nutné znát energetické ztráty při průchodu páry mezilopatkovými kanály. Tyto energetické ztráty vycházejí ze stupně reakce pro daný stupeň, ztrátových rychlostních součinitelů a rychlostních trojúhelníků.

3.3.1 Parametry za rozváděcí lopatkovou řadou

Izoentropický spád v rozváděcích lopatkách h_{iz}^{RL} :

$$h_{iz}^{RL} = (1 - R_s) \cdot h_{iz} \quad [kJ / kg] \quad \text{- Válcové lopatky} \quad (300)$$

$$h_{iz}^{RL} = (1 - R_p) \cdot h_{iz} \quad [kJ / kg] \quad \text{- Zborcené lopatky} \quad (301)$$

Energetické ztráty v rozváděcí lopatkové mříži Z^{RL} :

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (302)$$

Izoentropická entalpie za rozváděcí lopatkovou mříží $i_{1,iz}^{RL}$:

$$i_{1,iz}^{RL} = i_0 - h_{iz}^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (303)$$

Skutečná entalpie za rozváděcí lopatkovou mříží i_1^{RL} :

$$i_1^{RL} = i_{1,iz}^{RL} + Z^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (304)$$

Zbylé parametry za rozváděcí lopatkovou mříží:

$$p_1^{RL} = f(i_{1,iz}^{RL}, s_0) [MPa] \quad (305)$$

$$t_1^{RL} = f(i_1^{RL}; p_1^{RL}) [^{\circ}C] \quad (306)$$

$$s_1^{RL} = f(i_1^{RL}; p_1^{RL}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (307)$$

$$v_1^{RL} = f(i_1^{RL}; p_1^{RL}) [m^3 / kg] \quad (308)$$

$$x_1^{RL} = f(i_1^{RL}; p_1^{RL}) [-] \quad (309)$$

3.3.2 Parametry za oběžnou lopatkovou řadou

Izoentropický spád v oběžných lopatkách h_{iz}^{OL} :

$$h_{iz}^{OL} = R_s \cdot h_{iz} \quad [kJ / kg] \quad - \text{Válcové lopatky} \quad (310)$$

$$h_{iz}^{OL} = R_p \cdot h_{iz} \quad [kJ / kg] \quad - \text{Zborcené lopatky} \quad (311)$$

Energetické ztráty v oběžné lopatkové mříži Z^{OL} :

$$Z^{OL} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000} \quad [kJ / kg] \quad (312)$$

Izoentropická entalpie za oběžnou lopatkovou mříží $i_{2,iz}^{OL}$:

$$i_{2,iz}^{OL} = i_1^{RL} - h_{iz}^{OL} \quad [kJ / kg] \quad (313)$$

Skutečná entalpie za oběžnou lopatkovou mříží i_2^{OL} :

$$i_2^{OL} = i_{2,iz}^{OL} + Z^{RL} \quad [kJ / kg] \quad (314)$$

Zbylé parametry za oběžnou lopatkovou mříží:

$$p_2^{OL} = f(i_{2,iz}^{OL}; s_1^{RL}) [MPa] \quad (315)$$

$$t_2^{OL} = f(i_2^{OL}; p_2^{OL}) [^{\circ}C] \quad (316)$$

$$s_2^{OL} = f(i_2^{OL}; p_2^{OL}) [kJ / (kg \cdot K)] \quad (317)$$

$$v_2^{OL} = f(i_2^{OL}; p_2^{OL}) [m^3 / kg] \quad (318)$$

$$x_2^{OL} = f(i_2^{OL}; p_2^{OL}) [-] \quad (319)$$

Souhrn parametrů za lopatkovými řadami je uveden v Tab. 51. Odchylka od hodnot vypočtených v kapitole 3. 1. 6 je dána rozdílnou metodikou výpočtu.

Tab. 51 Parametry páry za lopatkovými mřížemi (1. až 7. řada)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
ROZVÁDĚCÍ LOPATKY								
h_{iz}^{RL}	[kJ/kg.K]	44,819	47,040	49,165	51,189	52,821	58,790	68,846
$i_{1,iz}^{RL}$	[kJ/kg.K]	3559,40	3508,60	3455,11	3398,86	3340,09	3274,99	3199,06
Z^{RL}	[kJ/kg.K]	1,775	1,863	1,947	2,027	2,092	2,328	2,726
i_1^{RL}	[kJ/kg.K]	3561,18	3510,47	3457,06	3400,88	3342,18	3277,32	3201,79
p_1^{RL}	[MPa]	2,512	2,150	1,815	1,510	1,237	0,983	0,744
t_1^{RL}	[°C]	544,218	519,866	494,054	466,726	437,963	405,948	368,342
s_1^{RL}	[kJ/kg.K]	7,447	7,455	7,463	7,472	7,482	7,494	7,507
v_1^{RL}	[m ³ /kg]	0,148	0,168	0,192	0,223	0,262	0,315	0,394
x_1^{RL}	[-]	1	1	1	1	1	1	1
OBĚŽNÉ LOPATKY								
h_{iz}^{OL}	[kJ/kg.K]	9,995	10,876	11,938	13,186	13,784	15,322	17,938
$i_{2,iz}^{OL}$	[kJ/kg.K]	3551,18	3499,59	3445,12	3387,70	3328,40	3262	3183,85
Z^{OL}	[kJ/kg.K]	1,552	1,596	1,618	1,622	1,638	1,805	2,127
i_2^{OL}	[kJ/kg.K]	3552,73	3501,19	3446,74	3389,32	3330,0	3263,80	3185,98
p_2^{OL}	[MPa]	2,445	2,086	1,754	1,452	1,185	0,936	0,699
t_2^{OL}	[°C]	540,159	515,381	489,039	461,073	431,983	399,238	360,418
s_2^{OL}	[kJ/kg.K]	7,449	7,457	7,465	7,475	7,485	7,496	7,510
v_2^{OL}	[m ³ /kg]	0,151	0,172	0,198	0,230	0,271	0,328	0,413
x_2^{OL}	[-]	1	1	1	1	1	1	1

Tab. 52 Parametry páry za lopatkovými mřížemi (8. až 13. řada)

Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
V/Z	[-]	Z	Z	Z	Z	Z	Z
ROZVÁDĚCÍ LOPATKY							
h_{iz}^{RL}	[kJ/kg.K]	106,147	109,269	95,404	102,144	177,306	208,868
$i_{1,iz}^{RL}$	[kJ/kg.K]	3084,45	2981,95	2893,79	2802,64	2640,58	2455,49
Z^{RL}	[kJ/kg.K]	4,203	4,327	3,778	4,045	7,021	8,271
i_1^{RL}	[kJ/kg.K]	3088,65	2986,28	2897,57	2806,68	2647,60	2463,76
p_1^{RL}	[MPa]	0,477	0,307	0,201	0,122	0,045	0,011
t_1^{RL}	[°C]	311,379	259,134	213,334	165,893	82,109	47,582
s_1^{RL}	[kJ/kg.K]	7,524	7,543	7,562	7,592	7,645	7,733
v_1^{RL}	[m ³ /kg]	0,559	0,793	1,108	1,643	3,589	12,782
x_1^{RL}	[-]	1	1	1	1	1	0,948
OBĚŽNÉ LOPATKY							
h_{iz}^{OL}	[kJ/kg.K]	3,283	3,379	2,951	3,159	5,484	6,460
$i_{2,iz}^{OL}$	[kJ/kg.K]	3085,37	2982,9	2894,62	2803,52	2642,12	2457,30
Z^{OL}	[kJ/kg.K]	6,967	7,180	4,905	5,256	10,188	13,629
i_2^{OL}	[kJ/kg.K]	3092,34	2990,08	2899,53	2808,78	2652,31	2470,93
p_2^{OL}	[MPa]	0,471	0,303	0,198	0,120	0,044	0,010
t_2^{OL}	[°C]	313,098	260,939	214,251	166,886	84,344	46,668
s_2^{OL}	[kJ/kg.K]	7,536	7,556	7,572	7,604	7,674	7,776
v_2^{OL}	[m ³ /kg]	0,568	0,807	1,125	1,673	3,739	13,404
x_2^{OL}	[-]	1	1	1	1	1	0,952

3.4 Volba profilu lopatek ST-NT tělesa

Při volbě profilu lopatek hraje zásadní roli typ proudění v mezilopátkovém kanálu. Typ proudění v jednotlivých stupních charakterizuje Machovo číslo Ma . Proto je nezbytně nutné před volbou profilu lopatky nejprve spočítat Machova čísla za jednotlivými lopátkovými mřížemi.

Podle velikosti Machova čísla rozlišujeme čtyři základní typy profilů lopatek, které jsou uvedeny v následující tabulce: [1]

Tab. 53 Typy lopatek

Typ lopatky	PROUDĚNÍ	Ma_{\min}	Ma_{\max}
A	PODZVUKOVÉ	0,7	0,9
B	TRANSONICKÉ	0,9	1,15
C	NADZVUKOVÉ	1,1	1,3
D	VYSOCE NADZVUKOVÉ- LAVALOVY DÝZY	1,3	1,5

Profily lopatek jsou volené na základě katalogu normalizovaných profilů z literatury [1] (vyjma posledních dvou modulových stupňů). Jednotlivé profily jsou voleny na základě výpočtu typu proudění v mezilopátkovém kanálu, rychlostních parametrech a také na základě pevnostních požadavků.

Volba vhodného profilu je velmi důležitá, neboť při nevhodném výběru, by nedocházelo k očekávanému proudění kanálem a proud páry by se zpomaloval. Také by mohlo dojít k odtrhávání proudu páry od profilu, což by mělo za následek zvýšení energetických ztrát nad přípustnou mez.

3.4.1 Výpočet Machových čísel

Machovo číslo nám představuje poměr hodnoty rychlosti páry k hodnotě rychlosti zvuku v daném prostředí. Machovo číslo nám charakterizuje druh proudění.

Výpočet rychlosti zvuku a :

$$a_{pp} = f(p_i; i_i) [m \cdot s^{-1}] \quad \text{- Přehřátá pára} \quad (320)$$

$$a_{mp} = a_0 + x_i \cdot (a_1 - a_0) [m \cdot s^{-1}] \quad \text{- Mokrá pára} \quad (321)$$

Kde:

a_0 je rychlost zvuku v syté kapalině:

$$a_0 = f(p_i; x = 0) [m \cdot s^{-1}] \quad (322)$$

a_1 je rychlost zvuku v syté páře:

$$a_1 = f(p_i; x = 1) [m \cdot s^{-1}] \quad (323)$$

x_i je suchost páry v daném místě:

$$x = f(p_i; i_i) [-] \quad (324)$$

Výpočet Machova čísla Ma :

$$Ma_{RL} = \frac{c_1}{a_{RL}} [-] \quad \text{- za rozváděcí lopatkou} \quad (325)$$

$$Ma_{OL} = \frac{w_2}{a_{OL}} [-] \quad \text{- za oběžnou lopatkou} \quad (326)$$

Tab. 54 Typy lopatek (1. až 7. stupeň)

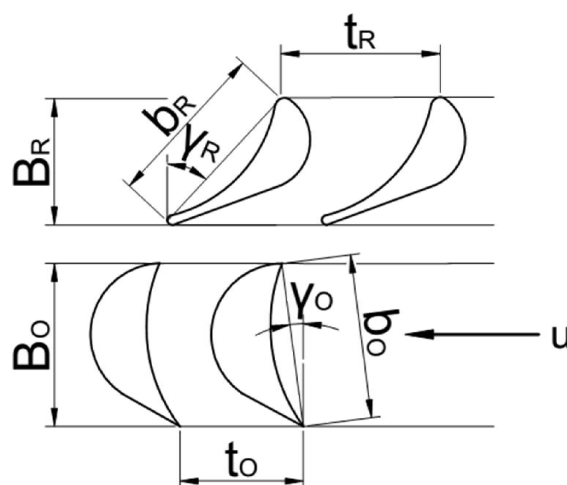
Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
a_{RL}	[m/s]	687,399	677,912	667,676	656,620	644,719	631,122	614,639
a_{OL}	[m/s]	685,835	676,153	665,669	654,305	642,210	628,226	611,095
Ma_{RL}	[-]	0,427	0,443	0,460	0,478	0,494	0,532	0,592
Ma_{OL}	[-]	0,176	0,182	0,186	0,190	0,198	0,215	0,240
Typ RL	[-]	A	A	A	A	A	A	A
Typ OL	[-]	A	A	A	A	A	A	A

Tab. 55 Typy lopatek (8. až 13. stupeň)

Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
V/Z	[-]	Z	Z	Z	Z	Z	Z
a_{RL}	[m/s]	588,480	563,077	539,531	513,689	463,092	498,477
a_{OL}	[m/s]	589,382	564,069	540,080	514,321	514,321	464,771
Ma_{RL}	[-]	0,767	0,814	0,793	0,848	1,260	1,271
Ma_{OL}	[-]	0,421	0,447	0,399	0,434	0,434	0,640
Typ RL	[-]	A	A	A	A	C	C
Typ OL	[-]	A	A	A	A	A	A

3.4.2 Charakteristiky lopatkových mříží

Na základě vypočtených Machových čísel za lopatkovými mříže byl zvolen typ lopatek pro jednotlivé lopatkové řady ST-NT dílu.



Obr. 22 Charakteristické rozměry profilů lopatek, dle [1]

Pro pevnostní výpočet rozváděcích a oběžných lopatek je nutné znát charakteristiky jednotlivých lopatkových profilů. Charakteristiky uvedené v katalogu jsou platné pro jednotnou šířku lopatky 2,5 cm. Charakteristiky lopatkových profilů budou později přepočítány na skutečné šířky lopatek. Charakteristiky profilů rozváděcích lopatek jsou značeny indexem R, oběžných indexem O. Profily lopatek jsou voleny z Přílohy 2. [1]

Šířka profilu lopatky B :

$$B_R [cm]$$

$$B_O [cm]$$

Délka tětiny profilu b :

$$b_R [cm]$$

$$b_O [cm]$$

Úhel nastavení profilu v lopatkové mříži γ :

$$\gamma_R = \arccos\left(\frac{B_R}{b_R}\right) [^\circ] \quad (327)$$

$$\gamma_O = \arccos\left(\frac{B_O}{b_O}\right) [^\circ] \quad (328)$$

Plocha profilu na patním průměru S_0 :

$$S_0 [cm^2]$$

Minimální kvadratický moment na patním průměru J_{0min} :

$$J_{0min} [cm^4]$$

Minimální ohybový průřezový modul W_{0min} :

$$W_{0min} [cm^3]$$

Optimální poměrná rozteč lopatek t_{opt} :

$$t_{opt} [-]$$

Přibližná rozteč lopatek t :

$$t_R = t_{opt} \cdot b_R [cm] \quad (329)$$

$$t_O = t_{opt} \cdot b_O [cm] \quad (330)$$

Počet lopatek z :

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_s \cdot 100}{t_R} [-] \quad (331)$$

$$z_O = \frac{\pi \cdot D_s \cdot 100}{t_O} [-] \quad (332)$$

Zaokrouhlený počet lopatek z_{zaok} :

$$z_{R_zaok} = f(z_R; liche) \quad (333)$$

$$z_{O_zaok} = f(z_O; sude) \quad (334)$$

Počet rozváděcích lopatek se obvykle zaokrouhluje na celé liché číslo nahoru, kdežto počet oběžných lopatek se zaokrouhluje na celé sudé číslo nahoru (neplatí pro poslední dva modulové stupně). Toto řešení se uplatňuje z důvodů zabránění tlakových pulzací při průchodu páry průtočným kanálem. Optimálně by neměl být počet rozváděcích a oběžných lopatek soudělný, tj. neměl by mít žádného společného dělitele. Toto uspořádání snižuje vibrace tělesa turbíny.

Skutečná rozteč lopatek t_{skut} :

$$t_{R_skut} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot 100}{z_{R_zaok}} [cm] \quad (335)$$

$$t_{O_skut} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot 100}{z_{O_zaok}} [cm] \quad (336)$$

Volené charakteristiky profilů rozváděcích lopatek jsou uvedeny v Tab. 56. Charakteristiky profilů oběžných lopatek obsahuje Tab. 57.

Tab. 56 Charakteristiky profilů rozváděcích lopatek (1. až 7. stupeň)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
Typ RL	[-]	A	A	A	A	A	A	A
α_0	[°]	90	116,56	116,51	116,41	116,32	115,46	114,73
α_1	[°]	13	13	13	13	13,5	14	14
Profil	[-]	S-90-12A						
α_1	[°]	10 až 14						
α_0	[°]	70 až 120						
Ma_{opt}	[-]	do 0,85						
b_R	[cm]	6,25						
S_0	[cm ²]	4,09						
J_{0min}	[cm ⁴]	0,591						
W_{0min}	[cm ³]	0,575						
B_R	[cm]	2,5						
t_{opt}	[-]	0,8						
Y_R	[°]	66,422						
t_R	[cm]	5						
z_R	[-]	73,827	76,152	78,603	81,179	82,687	87,211	94,185
z_{R_zaok}	[-]	75	77	79	83	83	89	95
t_{R_zaok}	[cm]	4,922	4,945	4,975	4,890	4,981	4,899	4,957

Tab. 57 Charakteristiky profilů rozváděcích lopatek (8. až 13. stupeň)

Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
Typ RL	[-]	A	A	A	A	C	C
α_0	[°]	114,406	96,542	96,602	116,258	116,263	114,833
α_1	[°]	14	14	14	14	14,07	16,87
Profil	[-]	S-90-12A				M7	M7
α_1	[°]	10 až 14				-	-
α_0	[°]	70 až 120				-	-
Ma_{opt}	[-]	do 0,85				-	-
b_R	[cm]	6,25				-	-
S_0	[cm ²]	4,09				-	-
J_{0min}	[cm ⁴]	0,591				-	-
W_{0min}	[cm ³]	0,575				-	-
B_R	[cm]	2,5				-	-
t_{opt}	[-]	0,8				-	-
Y_R	[°]	66,422				-	-
t_R	[cm]	5				-	-
z_R	[-]	66,422	66,422	66,422	66,422	-	-
z_{R_zaok}	[-]	5,000	5,000	5,000	5,000	-	-
t_{R_zaok}	[cm]	96,635	101,411	109,139	118,250	-	-

Parametry rozváděcích lopatek Modulu 7 nejsou v práci uvedeny.

Tab. 58 Charakteristiky profilů oběžných lopatek (1. až 7. stupeň)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
Typ OL	[-]	A	A	A	A	A	A	A
β_1	[°]	33,08	33,41	33,89	34,51	35,82	36,96	36,85
β_2	[°]	25,5	25,35	25,27	25,02	25,87	26,60	26,64
Profil	[-]	R-35-25A						
β_1	[°]	30 až 50						
β_2	[°]	22 až 28						
Ma_{opt}	[-]	do 0,85						
b_o	[cm]	2,54						
S_o	[cm ²]	1,62						
J_{0min}	[cm ⁴]	0,131						
W_{0min}	[cm ³]	0,168						
B_o	[cm]	2,5						
t_{opt}	[-]	0,6						
γ_o	[°]	10,182						
t_o	[cm]	1,524						
z_o	[-]	242,2	249,84	257,88	266,33	271,28	286,12	285,23
z_o_{zaok}	[-]	244	250	258	268	272	288	286
t_o_{zaok}	[cm]	1,513	1,523	1,523	1,515	1,520	1,514	1,647

Tab. 59 Charakteristiky profilů oběžných lopatek (8. až 13. stupeň)

Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
Typ OL	[-]	A	A	A	A	A	A
β_1	[°]	26,11	26,11	28,7	28,7	28,7	28,5
β_2	[°]	28,01	28,09	30,31	30,25	30,25	24,26
Profil	[-]	R-30-21A				M7	M7
β_1	[°]	25 až 40				-	-
β_2	[°]	19 až 24				-	-
Ma_{opt}	[-]	do 0,90				-	-
b_o	[cm]	2,56				-	-
S_o	[cm ²]	1,85				-	-
J_{0min}	[cm ⁴]	0,205				-	-
W_{0min}	[cm ³]	0,234				-	-
B_o	[cm]	2,5				-	-
t_{opt}	[-]	0,65				-	-
γ_o	[°]	12,429				-	-
t_o	[cm]	1,664				-	-
z_o	[-]	290,371	304,719	327,753	355,317	-	-
z_o_{zaok}	[-]	292	306	328	356	-	-
t_o_{zaok}	[cm]	1,655	1,657	1,663	1,661	-	-

Výstupní úhly relativní rychlosti β_2 pro zborčené lopatky s profilem R-30-21A neleží v požadovaném rozmezí, které je pro daný profil uvedeno. Z katalogu profilů, který byl k vypracování práce poskytnut, však není vhodnější profil, než více zmíněný profil R-30-21A, jehož charakteristiky jsou nejbližší vypočteným hodnotám.

Skutečné parametry oběžných lopatek Modulu 7 byli společností DŠP dodány a budou uvedeny později.

3.5 Délky oběžných lopatek ST-NT dílu

V kapitole 3. 1. 4 je vypočtena délka výstupní hrany rozváděcí lopatky. Délka vstupní hrany rozváděcí lopatky je z důvodu zachování plynulosti průtočného kanálu mírně zkrácena.

Délky oběžných lopatek jsou oproti vypočteným délkám rozváděcím lopatek zvětšeny o přesah ΔL . Délka oběžné lopatky je určena na její radiále (těžnice lopatky). Průtočný kanál je volen jako válcový, to znamená, že vstupní i výstupní délka rozváděcí lopatky je konstantní. Oběžné lopatky jsou těsněné integrální bandáží, což nám umožní vytvořit nenulový úhel λ na špičce a tím pádem i na patě lopatky. Toto řešení nám umožní plynulejší průtočný kanál. Přesah ΔL byl zvolen podle doporučení společnosti DŠP.

Délka oběžné lopatky L^{OL} :

$$L^{OL} = L_1^{RL} + \Delta L \quad (337)$$

Tab. 60 Délky oběžných lopatek (1. až 7. stupeň)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
L_1^{RL}	[mm]	100	107	116	127	131	138	149
ΔL	[mm]	2	2	2	3	3	3	3
L^{OL}	[mm]	102	109	118	130	134	141	152
λ	[°]	0	5	5	1	7	5	4

Tab. 61 Délky oběžných lopatek (8. až 13. stupeň)

Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
V/Z	[-]	Z	Z	Z	Z	Z	Z
L_1^{RL}	[mm]	168	225	296	392	495	1101
ΔL	[mm]	4	5	6	8	120	99
L^{OL}	[mm]	172	229	302	400	615	1200
λ	[°]	4	5	5	9	-	-

4 Pevnostní výpočet ST-NT dílu

Pevnostní výpočet se zabývá dimenzováním rozváděcích a oběžných lopatek, rozváděcích kol a závěsu oběžných lopatek a kol tak, aby odolaly kombinovanému namáhání působícímu na ST-NT těleso turbosoustrojí. Pevnostním výpočtem je nutné ověřit, zda navrhované rozměry a profily jednotlivých částí splní dovolené hodnoty namáhání. Nevyhovující výsledné hodnoty namáhání mohou mít za následek změnu průtočného kanálu. V této kapitole jsou také voleny materiály, ze kterých jsou vyrobeny jednotlivé komponenty. Výpočet vychází z literatury [1] a podkladů dodaných společností DŠP.

4.1 Namáhání oběžných lopatek

Namáhání oběžných lopatek je dvojí. Ohybem, který je vyvolán obvodovou silou odpovídající vnitřnímu výkonu stupně a tahem působícím v patním průřezu lopatky, který je vyvolán odstředivou silou rotujících hmot nacházejících se nad patním průřezem, tj. bandáží nacházející se na špičce lopatky, listem lopatky případně tlumícím drátem (neuvažujeme). [1]

Hodnoty vypočítané v kapitole 3. 4. 2 jsou vztaženy na šířku lopatky $B_o = 2,5 \text{ cm}$. Pokud hodnoty dovoleného namáhání oběžných lopatek nebudou pro tuto šířku vyhovovat, je nutné zvolit větší šířku lopatky. Orientačně lze novou šířku profilu lopatky odhadnout z Přílohy 3. Nové charakteristiky lopatkových profilů i nová zvolená šířka lopatky budou značeny s apostrofem - '. Nové charakteristiky profilů se počítají podle následujících vzorců:

Nová šířka profilu lopatky B'_o :

$$B'_o [\text{cm}]$$

Nová délka tětiny profilu b'_o :

$$b'_o = b_o \cdot \frac{B'_o}{B_o} [\text{cm}] \quad (338)$$

Nová plocha profilu na patním průměru S'_o :

$$S'_o = S_o \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o} \right)^2 [\text{cm}^2] \quad (339)$$

Nový minimální kvadratický moment na patním průměru $J'_{0\min}$:

$$J'_{0\min} = J_{0\min} \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o} \right)^4 [\text{cm}^4] \quad (340)$$

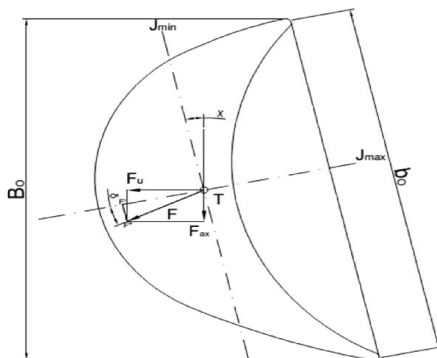
Nový minimální ohybový průřezový modul na patním průměru $W'_{0\min}$:

$$W'_{0\min} = W_{0\min} \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o} \right)^3 [\text{cm}^3] \quad (341)$$

Novou rozteč profilu, úhel nastavení profilu a skutečný počet lopatek je určen analogicky jako v kapitole 3. 4. 2.

4.1.1 Ohybové namáhání oběžných lopatek

Pro zjednodušení uvažujeme, že maximální osa momentu setrvačnosti J_{max} leží čistě v obvodovém směru (lze předpokládat u akčního lopatkování, kde je úhel $\delta \sim 0$). Za těchto předpokladů je minimální osa setrvačnosti J_{min} rovnoběžná s tětvou profilu b_o a výsledná síla působící na lopatku má čistě obvodový směr. Sílu pak nemusíme rozkládat ani do hlavních os setrvačnosti (působí kolmo na osu J_{min}). [1]



Obr. 23 Síla působící na profil lopatky, dle [1]

Kroutící moment působící na celý stupeň $M_{k,ST}$:

$$M_{k,ST} = \frac{P_{ST}}{\omega} = \frac{P_{ST} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} [N \cdot m] \quad (342)$$

Obvodová síla působící na celý stupeň $F_{u,ST}$:

$$F_{u,ST} = \frac{2 \cdot M_{k,ST}}{D_s} [N] \quad \text{- Válcové lopatky} \quad (343)$$

$$F_{u,ST} = \frac{2 \cdot M_{k,ST}}{D_p} [N] \quad \text{- Zborcené lopatky} \quad (344)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku $F_{u,lop}$:

$$F_{u,lop} = \frac{F_{u,ST}}{z_{O_zaok}} [N] \quad (345)$$

Poloměr oběžné lopatky R^{OL} :

$$R^{OL} = \frac{L^{OL}}{2} [m] \quad (346)$$

Ohybový moment působící na jednu lopatku $M_{o,lop}$:

$$M_{o,lop} = F_{u,lop} \cdot R^{OL} [N \cdot m] \quad (347)$$

Ohybové napětí působící na jednu lopatku σ_0 :

$$\sigma_0 = \frac{M_{o,lop}}{W_{0min}} [MPa] \quad (348)$$

Hodnoty dovoleného napětí v ohybu pro jednotlivé stupně jsou voleny na základě doporučení od společnosti DŠP.

Dovolené ohybové napětí pro řadové stupně:

$$\sigma_{0,dov} = 20 MPa$$

Dovolené ohybové napětí pro první a poslední stupeň a stupně před odběrem:

$$\sigma_{0,dov} = 16 \text{ MPa}$$

Tab. 62 Namáhání oběžných lopatek na ohyb (1. až 7. stupeň)

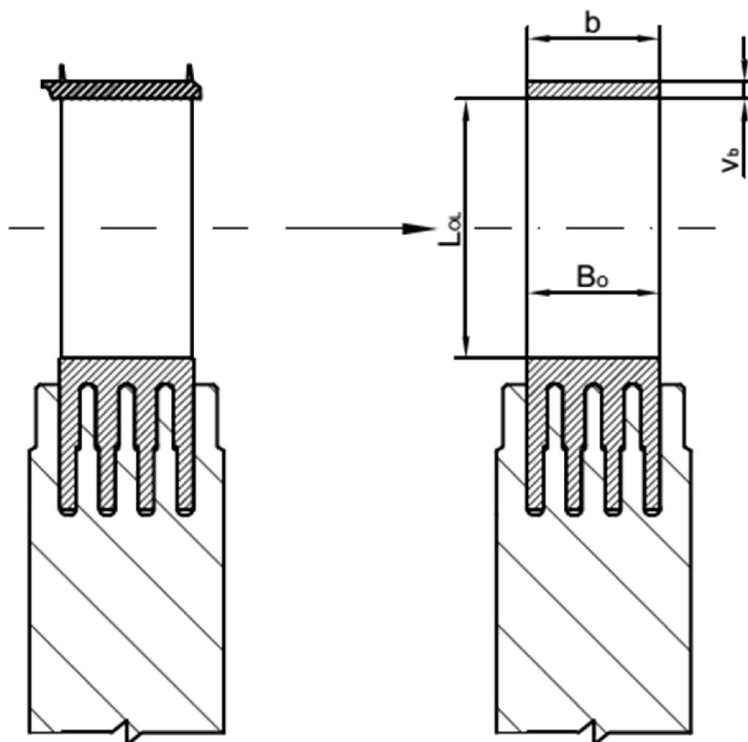
Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
Profil	[-]	R-35-25A						
B' ₀	[cm]	5	5	5,5	5,5	5,5	6	7
b' ₀	[cm]	5,08	5,08	5,588	5,588	5,588	6,096	7,112
S' ₀	[cm ²]	6,48	6,48	7,841	7,841	7,841	9,331	12,7
J' _{0min}	[cm ⁴]	2,096	2,096	3,069	3,069	3,069	4,346	8,052
W' _{0min}	[cm ³]	1,344	1,344	1,789	1,789	1,789	2,322	3,688
t' _{opt}	[-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,65
γ' ₀	[°]	10,182	10,182	10,182	10,182	10,182	10,182	10,182
t' ₀	[cm]	3,048	3,048	3,353	3,353	3,353	3,658	4,623
z' _{0 zaok}	[-]	122	126	118	122	124	120	102
t' _{0 zaok}	[cm]	3,026	3,022	3,331	3,327	3,334	3,634	4,617
P _{st}	[kW]	8601,16	9048,9	9557,81	10075,9	9842,34	10969,71	12879,52
R ^{OL}	[m]	0,051	0,0545	0,059	0,065	0,067	0,0705	0,076
M' _{k,st}	[N.m]	27378,3	28803,6	30423,5	32072,9	31329,1	34917,7	40996,8
F' _{u,st}	[N]	46601,4	47530,7	48638,7	49648,4	47612,7	50313,6	54698,9
F' _{u,lop}	[N]	381,979	377,228	412,192	406,954	383,973	419,28	536,263
M' _{o,lop}	[N.m]	19,481	20,559	24,319	26,452	25,726	29,559	40,756
σ' ₀	[MPa]	14,5	15,3	13,6	14,8	14,3	12,7	11,1
σ' _{0,dov}	[MPa]	16	20	20	16	20	20	16

Tab. 63 Namáhání oběžných lopatek na ohyb (8. až 13. stupeň)

Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V
Profil	[-]	R-30-21A				M7	M7
B' ₀	[cm]	7	7,5	7,5	7,5	14,28	33,94
b' ₀	[cm]	7,168	7,680	7,680	7,680	15,977	36,565
S' ₀	[cm ²]	14,504	16,650	16,650	16,650	48,28	85,32
J' _{0min}	[cm ⁴]	12,600	16,605	16,605	16,605	-	-
W' _{0min}	[cm ³]	5,137	6,318	6,318	6,318	25,15	54,23
t' _{opt}	[-]	0,650	0,650	0,650	0,650	0,41	0,25
γ' ₀	[°]	12,429	12,429	12,429	12,429	26,647	21,843
t' ₀	[cm]	4,659	4,992	4,992	4,992	6,593	9,234
z' _{0 zaok}	[-]	104	102	110	120	71	66
t' _{0 zaok}	[cm]	4,646	4,971	4,958	4,927	6,593	9,234
P _{st}	[kW]	15678,993	16109,244	12679,558	13021,649	21952,911	20401,881
R ^{OL}	[m]	0,086	0,115	0,151	0,200	0,307	0,600
M' _{k,st}	[N.m]	49907,78	51277,32	40360,29	41449,2	69878,3	64941,2
F' _{u,st}	[N]	72858,08	73780,31	56055,96	55636,5	93796,36	66949,7
F' _{u,lop}	[N]	700,558	723,336	509,600	463,638	1321,075	1014,389
M' _{o,lop}	[N.m]	60,248	82,868	76,946	92,725	406,163	608,550
σ' ₀	[MPa]	11,7	13,1	12,2	14,7	15,9	11,2
σ' _{0,dov}	[MPa]	20	16	20	16	16	16

4.1.2 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek

Tahové namáhání se kontroluje na patním průměru oběžných lopatek. Na plochu patního průměru působí odstředivá síla vyvolaná rotujícími hmotami nacházejícími se nad tímto průměrem. Tato síla není vyvolána pouze hmotností oběžné lopatky, ale také hmotností její bandáže nacházející se na špičce lopatky. Pro pevnostní kontrolu se uvažuje s otáčkami o 10 % vyššími, než jsou jmenovité otáčky turbíny. Tato hodnota představuje maximální možnou odchylku od provozního stavu pro regulaci otáček.



Obr. 24 Rozměry oběžné lopatky a bandáže

Oběžná lopatka

Hmotnost oběžné lopatky m_{lop} :

$$m_{lop} = \rho \cdot S_0 \cdot L^{OL} \text{ [kg]} \quad (349)$$

- ve výpočtu je uvažována hustota oceli $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$

Otáčky turbíny navýšené o 10 % n' :

$$n' = 1,1 \cdot n \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (350)$$

Úhlová rychlost pro otáčky navýšené o 10 % ω' :

$$\omega' = \frac{2 \cdot \pi \cdot n'}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (351)$$

Odstředivá síla od hmotnosti oběžné lopatky O_{lop} :

$$O_{lop} = m_{lop} \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 \text{ [N]} \quad (352)$$

Bandáž oběžné lopatky

Šířka bandáže b :

$$b = B_0 \text{ [cm]}$$

Výška bandáže v_b :

$$v_b \approx \frac{b}{10} [cm] \quad (353)$$

Střední průměr bandáže D_b :

$$D_b = D_s + L^{ol} + v_b [m] \quad (354)$$

Hmotnost bandáže m_b :

$$m_b = \rho \cdot \frac{\pi \cdot D_b}{z_{OL,zaok}} \cdot b \cdot v_b [kg] \quad (355)$$

- bandáž je z oceli, proto $\rho = 7850 \text{ kg.m}^3$

Odstředivá síla od hmotnost bandáže O_b :

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2 [N] \quad (356)$$

Napětí v tahu

Celková odstředivá síla působící na lopatku $O_{(lop+b)}$:

$$O_{(lop+b)} = O_{lop} + O_b [N] \quad (357)$$

Součinitel odlehčení pro zborčené lopatky k :

- pro válcové lopatky $k = 1$
- pro zborčené lopatky k odečteno z Přílohy 3

Celkové napětí v tahu σ_t :

$$\sigma_t = \frac{O_{(lop+b)}}{S_0} \cdot \frac{1}{k} [MPa] \quad (358)$$

Celkové napětí

Celkové (kombinované) napětí působící na patu oběžné lopatky nesmí překročit maximální dovolené napětí. To je dáno typem materiálu (Příloha 4), z kterého je lopatka vyrobena a povrchovou teplotou oběžné lopatky, která bude určena níže. Poslední dva stupně jsou modulové. Tyto stupně jsou vyrobeny ze speciálního materiálu, dodaného firmou Böhler [2W]

Celkové (kombinované) napětí na patě lopatky σ_{celk} :

$$\sigma_{celk} = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t [MPa] \quad (359)$$

Povrchová teplota oběžné lopatky t_p^{OL} :

$$t_p^{OL} = t_1^{RL} - 50 [^\circ C] \quad (360)$$

Dovolené celkové napětí na patě lopatky $\sigma_{celk,dov}$:

$$\sigma_{celk,dov} = f(\text{materiál}; t_p^{OL}) [MPa] \quad (361)$$

Tab. 64 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek (1. až 7. stupeň)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V	V
D_s	[m]	1,175	1,212	1,251	1,292	1,316	1,388	1,499
ρ	[kg/m ³]	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850
m_{lop}	[kg]	0,519	0,554	0,726	0,800	0,825	1,033	1,515
n'	[min ⁻¹]	3300	3300	3300	3300	3300	3300	3300
ω'	[m.s ⁻¹]	345,575	345,575	345,575	345,575	345,575	345,575	345,575
O_{lop}	[N]	36403,1	40126,2	54253,1	61729,3	64810,6	85599,4	135644
b	[cm]	5	5	5,5	5,5	5,5	6	7
v_b	[cm]	0,5	0,5	0,55	0,55	0,55	0,6	0,7
D_b	[m]	1,282	1,326	1,3745	1,4275	1,4555	1,535	1,658
m_b	[kg]	0,065	0,065	0,087	0,087	0,088	0,114	0,196
O_b	[N]	4959,42	5137,26	7131,94	7440,33	7610,32	10409,1	19446,4
$O_{(lop+b)}$	[N]	41362,5	45263,5	61385	69169,6	72420,9	96008,5	155090
k	[-]	1	1	1	1	1	1	1
σ_t	[MPa]	63,831	69,851	78,289	88,218	92,364	102,890	122,111
σ_{celk}	[MPa]	92,820	100,445	105,479	117,792	121,127	128,345	144,213
t_1^{RL}	[°C]	544,218	519,866	494,054	466,726	437,963	405,948	368,342
t_p^{OL}	[°C]	494,218	469,866	444,054	416,726	387,963	355,948	318,342
Materiál	[-]	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7
$\sigma_{celk,dov}$	[MPa]	142	162	167	176	181	186	264

Tab. 65 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek (8. až 13. stupeň)

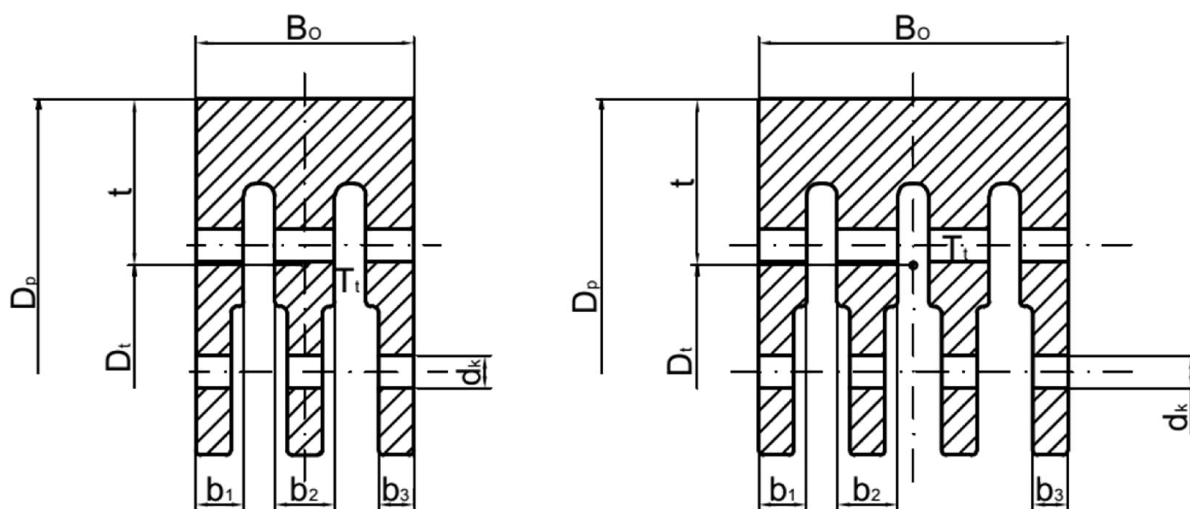
Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V
D_s	[m]	1,538	1,614	1,736	1,882	1,882	2,435
ρ	[kg/m ³]	7850	7850	7850	7850	7850	7850
m_{lop}	[kg]	1,958	2,995	3,947	5,228	23,304	80,360
n'	[min ⁻¹]	3300	3300	3300	3300	3300	3300
ω'	[m.s ⁻¹]	345,575	345,575	345,575	345,575	345,575	345,575
O_{lop}	[N]	179844,6	288615,8	409141,5	587497,6	2618870,6	11684116
b	[cm]	7	7,5	7,5	7,5	14,28	33,94
v_b	[cm]	0,7	0,75	0,75	0,75	1,428	3,394
D_b	[m]	1,717	1,851	2,045	2,289	2,511	3,669
m_b	[kg]	0,200	0,252	0,258	0,265	1,779	15,791
O_b	[N]	20454	27812,2	31506,3	36182	266702,7	3459364,9
$O_{(lop+b)}$	[N]	200298,6	316428	440647,8	623679,7	2885573,26	15143481
k	[-]	1,2	1,38	1,55	1,78	2,25	2,6
σ_t	[MPa]	115,082	137,715	170,744	210,440	265,633	682,655
σ_{celk}	[MPa]	138,540	163,948	195,102	239,792	297,932	705,099
t_1^{RL}	[°C]	311,379	259,134	213,339	165,904	82,094	47,585
t_p^{OL}	[°C]	261,379	209,134	163,339	115,904	32,094	20
Materiál	[-]	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	P-AK 1 TD	P-AK 1 TD	T-552	T-671
$\sigma_{celk,dov}$	[MPa]	191	201	245	245	300^[2W]	724^[2W]

4.2 Namáhání závěsů oběžných lopatek

Závěsy oběžných lopatek slouží k uchycení lopatek v oběžných kolech. Závěsy jsou jednou z nejvíce namáhaných částí turbíny. Jsou namáhány na tah, smyk a otláčení. V této práci jsou použity dva typy rozvidlených závěsů a stromečkový závěs. Pro první až jedenáctý stupeň je použit rozvidlený závěs, který je s oběžným kolem spojen kolíky. Samotný závěs je vyroben ze stejného materiálu jako oběžný lopatka. Pro poslední dva stupně MODULU 7 je použit nspecifikovaný stromečkový závěs, který odolává největšímu zatížení. Jejich výpočet tato práce nezahrnuje, neboť tyto závěsy jsou duševním vlastnictvím společnosti DŠP. Rozvidlené závěsy byly přepočítány na základě podkladů poskytnutých společností DŠP.

4.2.1 Rozvidlený závěs

Pro 1. a 3. až 11. stupeň je použit rozvidlený závěs ze čtyřmi nožkami. Pro 2. stupeň byl zvolen závěs ze třemi nožkami.



Obr. 25 Rozměry rozvidleného závěsu, dle [11]

Šířka závěsu B_z :

$$B_z = B_o \text{ [cm]}$$

Těžištní průměr závěsu D_t :

$$D_t = D_p - 2 \cdot t \text{ [m]} \quad (362)$$

- t je vzdálenost těžiště závěsu od paty lopatky (určená z AutoCadu) [mm]

Těžištní rozteč závěsu T_t :

$$T_t = \frac{\pi \cdot D_t}{z'_o} \text{ [m]} \quad (363)$$

Objem děr kolíků V_d :

$$V_d = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot (n_{v1} \cdot b_1 + n_{v2} \cdot b_2 + (n_{v1} + n_{v2}) \cdot b_3) \text{ [m}^3\text{]} \quad (364)$$

- n_{z1} je počet vnějších rozvidlení [-]

- n_{z2} je počet vnitřních rozvidlení [-]

Hmotnost rozvidleného závěsu m_z :

$$m_z = \rho_z \cdot (S_z \cdot T_t - V_d) \text{ [kg]} \quad (365)$$

Odstředivá síla vyvolaná hmotností závěsu O_z :

$$O_z = m_z \cdot \frac{D_t}{2} \cdot \omega'^2 [N] \quad (366)$$

Celková odstředivá síla působící na závěs $O_{celk,z}$:

$$O_{celk,z} = (O_{top} + O_b) \cdot \frac{1}{k} + O_z [N] \quad (367)$$

Tahové namáhání rozvidleného závěsu

Plocha závěsu namáhaná na tah A_σ :

$$A_\sigma = (T_t - d_k) \cdot (n_{v1} \cdot b_1 + n_{v2} \cdot b_2 + b_3 \cdot (n_{v1} + n_{v2})) [m^2] \quad (368)$$

Tahové namáhání závěsu σ_z :

$$\sigma_z = \frac{O_{celk,z}}{A_\sigma} [MPa] \quad (369)$$

Dovolené tahové namáhání závěsu $\sigma_{z,dov}$:

$$\sigma_{z,dov} = \sigma_{celk,dov} [MPa] \quad (370)$$

Smykové namáhání rozvidleného závěsu – namáhání kolíků

Počet střížných ploch kolíků n_τ :

$$n_\tau = 2 \cdot n_k \cdot (n_{v1} + n_{v2}) [-] \quad (371)$$

- n_k je počet kolíků [-]

Plocha kolíků namáhaná na smyk A_{τ_k} :

$$A_{\tau_k} = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} [m^2] \quad (372)$$

Smykové namáhání kolíků τ_{z_k} :

$$\tau_{z_k} = \frac{O_{celk,z}}{A_{\tau_k} \cdot n_\tau} [MPa] \quad (373)$$

Teplota kolíku t_{kol} :

$$t_{kol} = t_p^{OL} [^\circ C] \quad (374)$$

Dovolené smykové namáhání kolíků $\tau_{k,dov}$:

$$\tau_{k,dov} = f(\text{materiál}; t_{kol}) [MPa] \quad (375)$$

- materiál kolíků je zvolen z Přílohy 4

Otlačení rozvidleného závěsu

Plocha závěsu namáhaná na otlačení A_p :

$$A_p = b_1 \cdot d_k \cdot n_{v1} + b_2 \cdot d_k \cdot n_{v2} + b_3 \cdot d_k \cdot (n_{v1} + n_{v2}) [m^2] \quad (376)$$

Namáhání otlačením závěsu p_z :

$$p_z = \frac{O_{celk,z}}{A_p} [MPa] \quad (377)$$

Dovolené namáhání na otlačení závěsu $p_{z,dov}$:

$$p_{z,dov} = 1,5 \cdot \sigma_{z,dov} [MPa] \quad (378)$$

Tab. 66 Pevnostní namáhání rozvidlených závěsů (1. až 6. stupeň)

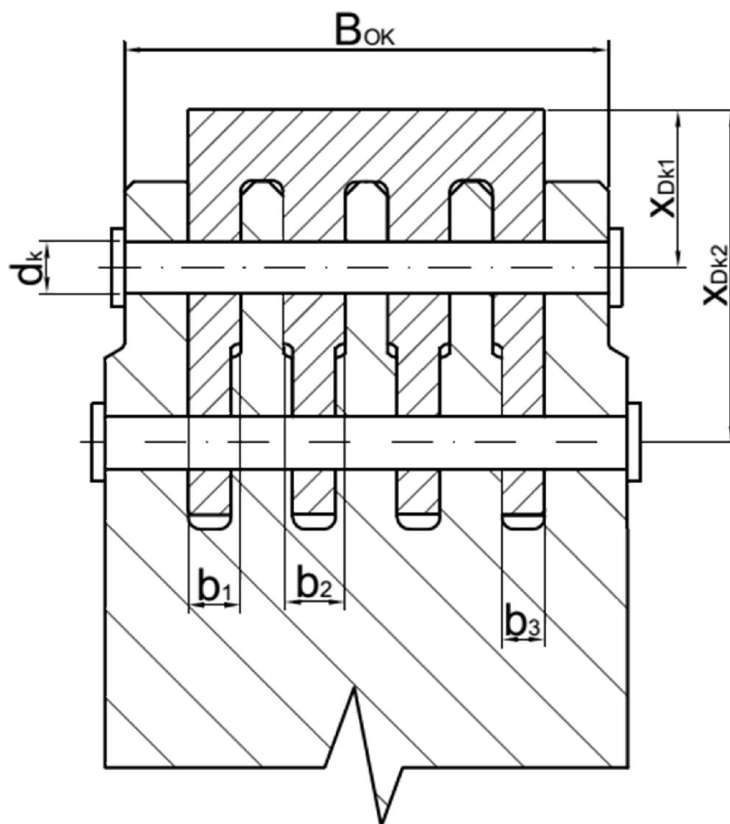
Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6
$n_{prstů}$	[-]	4	3	4	4	4	4
D_p	[m]	1,075	1,105	1,135	1,165	1,185	1,25
B_z	[cm]	5	5	5,5	5,5	5,5	6
t	[mm]	24,240	28,570	26,664	26,664	26,664	29,088
n_k	[-]	2	2	2	2	2	2
n_{v1}	[-]	2	2	2	2	2	2
n_{v2}	[-]	2	1	2	2	2	2
b_1	[mm]	7,333	11,	8,067	8,067	8,067	8,8
b_2	[mm]	8	11	8,8	8,8	8,8	9,6
b_3	[mm]	6	8	6	6,6	6,6	7,2
d_k	[mm]	10	10	10	10	10	12
D_t	[m]	1,027	1,048	1,082	1,112	1,132	1,192
T_t	[m]	0,026	0,026	0,029	0,029	0,029	0,031
S_z	[m ²]	0,001804	0,002199	0,002183	0,002183	0,002183	0,002598
V_d	[mm ³]	4,29	4,47	4,72	4,72	4,72	7,419
m_z	[kg]	0,368	0,487	0,487	0,487	0,487	0,487
O_z	[N]	0,341	0,416	0,456	0,453	0,454	0,578
$O_{celk,z}$	[N]	62241,46	71283,12	90862,15	99268,98	103113,9	137144,8
A_σ	[m ²]	0,000898	0,000919	0,001130	0,001120	0,001123	0,001260
σ_z	[MPa]	69,282	77,548	80,381	88,628	91,839	108,876
$\sigma_{z,dov}$	[MPa]	142	162	167	176	181	186
n_T	[-]	16	12	16	16	16	16
A_{Tk}	[mm ²]	78,539	78,54	78,54	78,54	78,54	113,1
T_{zk}	[MPa]	49,530	75,634	72,306	78,996	82,055	75,789
Materiál k.	[-]	15 320.9	15 320.9	15 320.9	15 320.9	15 320.9	15 320.9
t_{kol}	[°C]	494,218	469,866	444,054	416,726	387,963	355,948
$T_{k,dov}$	[MPa]	63	82	96	102	105	110
A_p	[m ²]	0,000546	0,00057	0,000601	0,000601	0,000601	0,000787
p_z	[MPa]	113,856	125,058	151,101	165,081	171,475	174,219
$p_{z,dov}$	[MPa]	213	243	250,5	264	271,5	279

Tab. 67 Pevnostní namáhání rozvidlených závěsů (7. až 11. stupeň)

Stupeň	[-]	7	8	9	10	11
$n_{prstů}$	[-]	4	4	4	4	4
D_p	[m]	1,350	1,370	1,390	1,440	1,490
B_z	[cm]	7	7	7,5	7,5	7,5
t	[mm]	33,936	33,936	36,360	36,360	36,360
n_k	[-]	2	2	2	2	2
n_{v1}	[-]	2	2	2	2	2
n_{v2}	[-]	2	2	2	2	2
b_1	[mm]	10,267	10,267	11	11	11
b_2	[mm]	11,2	11,2	12	12	12
b_3	[mm]	8,4	8,4	9	9	9
d_k	[mm]	13	13	15	15	16
D_t	[m]	1,282	1,302	1,317	1,367	1,417
T_t	[m]	0,039	0,039	0,041	0,039	0,037
S_z	[m ²]	0,003536	0,003536	0,004059	0,004059	0,004618
V_d	[mm ³]	10,158	10,158	13,541	14,491	16,487
m_z	[kg]	1,016	1,012	1,186	1,130	1,216
O_z	[N]	77807,40	78686,06	93322,44	92294,77	102883,4
$O_{celk,z}$	[N]	232897,9	245601,5	322572,5	376542,9	453291,3
A_σ	[m ²]	0,002027	0,002015	0,002138	0,001972	0,001731
σ_z	[MPa]	114,879	121,860	150,882	190,940	261,934
$\sigma_{z,dov}$	[MPa]	264	191	201	245	300
n_T	[-]	16	16	16	16	16
A_{Tk}	[mm ²]	132,732	132,732	165,13	176,715	201,062
T_{zk}	[MPa]	109,665	115,647	122,090	133,175	140,905
Materiál k.	[-]	15 320.9	15 320.9	15 320.9	15 320.9	15 320.9
t_{kol}	[°C]	318,342	261,379	209,134	163,335	115,893
$T_{k,dov}$	[MPa]	115	125	125	144	144
A_p	[m ²]	0,000995	0,000995	0,001189	0,00123	0,001312
p_z	[MPa]	234,084	246,852	271,297	306,132	345,496
$p_{z,dov}$	[MPa]	396	286,5	301,5	367,5	450

4.3 Namáhání závěsů oběžných kol

Rozvidlené závěsy oběžných kol jsou kontrolovány v místě drážek pojistných kolíků na tahové namáhání vyvolané odstředivou silou.



Obr. 26 Rozměry závěsu oběžných kol

Šířka závěsu oběžného kola B_{OK} :

B_{OK} [cm] - odečteno z výkresu

Kontrola závěsu v místě 1. kolíku

Roztečný průměr 1. kolíku D_{k1} :

$$D_{k1} = D_p - x_{DK1} \text{ [m]} \quad (379)$$

Plocha na oběžném kole namáhaná na tah v místě 1. kolíku $A_{1k,\sigma}$:

$$A_{1k,\sigma} = \left(\frac{\pi \cdot D_{k1}}{z'_O} \right) \cdot (B_{OK} - n_{v1} \cdot b_1 - n_{v2} \cdot b_2) \text{ [m}^2\text{]} \quad (380)$$

Napětí v tahu v místě 1. kolíku $\sigma_{1,k}$:

$$\sigma_{1,k} = \frac{O_{celk,z}}{A_{1k,\sigma}} \text{ [MPa]} \quad (381)$$

Kontrola závěsu v místě 2. kolíku

Roztečný průměr 2. kolíku D_{k2} :

$$D_{k2} = D_p - x_{DK2} \text{ [m]} \quad (382)$$

Plocha na oběžném kole namáhaná na tah v místě 2. kolíku $A_{2k,\sigma}$:

$$A_{2k,\sigma} = \left(\frac{\pi \cdot D_{k2}}{z'_o} \right) \cdot (B_{OK} - (n_{v1} + n_{v2}) \cdot b_3) [m^2] \quad (383)$$

Napětí v tahu v místě 2. kolíku $\sigma_{2,k}$:

$$\sigma_{2,k} = \frac{O_{celk,z}}{A_{2k,\sigma}} [MPa] \quad (384)$$

Teplota oběžného kola t_{OK} :

$$t_{OK} = t_{kol} [^{\circ}C] \quad (385)$$

Dovolené napětí v tahu $\sigma_{k,dov}$:

$$\sigma_{k,dov} = f(\text{materiál}; t_{OK}) [MPa] \quad (386)$$

Vzhledem k parametřům páry a použití modulových lopatek MODULU 7 na posledních dvou řadách, bylo na doporučení společnosti DŠP použit svařovaný rotor s materiály **16 537.6** a **X14CrMoVNB10**. Na oběžná kola se závěsem je použit materiál **16 537.6**, jehož dovolené hodnoty namáhání najdeme v Příloze 8.

Tab. 68 Pevnostní namáhání závěsů oběžných kol (1. až 6. stupeň)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6
$n_{prstů}$	[-]	4	3	4	4	4	4
B_{OK}	[cm]	6,8	6,7	7,48	7,48	7,48	8,16
x_{DK1}	[m]	24	24	26,4	26,4	26,4	28,8
x_{DK2}	[m]	44	44	48,4	48,4	48,4	52,8
D_{k1}	[m]	1,051	1,081	1,1086	1,1386	1,1586	1,2212
D_{k2}	[m]	1,031	1,061	1,0866	1,1166	1,1366	1,1972
$A_{1k,\sigma}$	[m ²]	0,001010	0,000916	0,001212	0,001204	0,001205	0,001432
$A_{2k,\sigma}$	[m ²]	0,001805	0,001560	0,002164	0,002151	0,002154	0,002557
σ_{1k}	[MPa]	61,601	77,786	74,964	82,445	85,539	95,752
σ_{2k}	[MPa]	34,476	45,671	41,990	46,156	47,872	53,623
t_{OK}	[[°] C]	494,218	469,866	444,054	416,726	387,963	355,948
Materiál	[-]	16 537.6	16 537.6	16 537.6	16 537.6	16 537.6	16 537.6
$\sigma_{k,dov}$	[MPa]	66,349	100,759	131,667	158,721	181,571	201,090

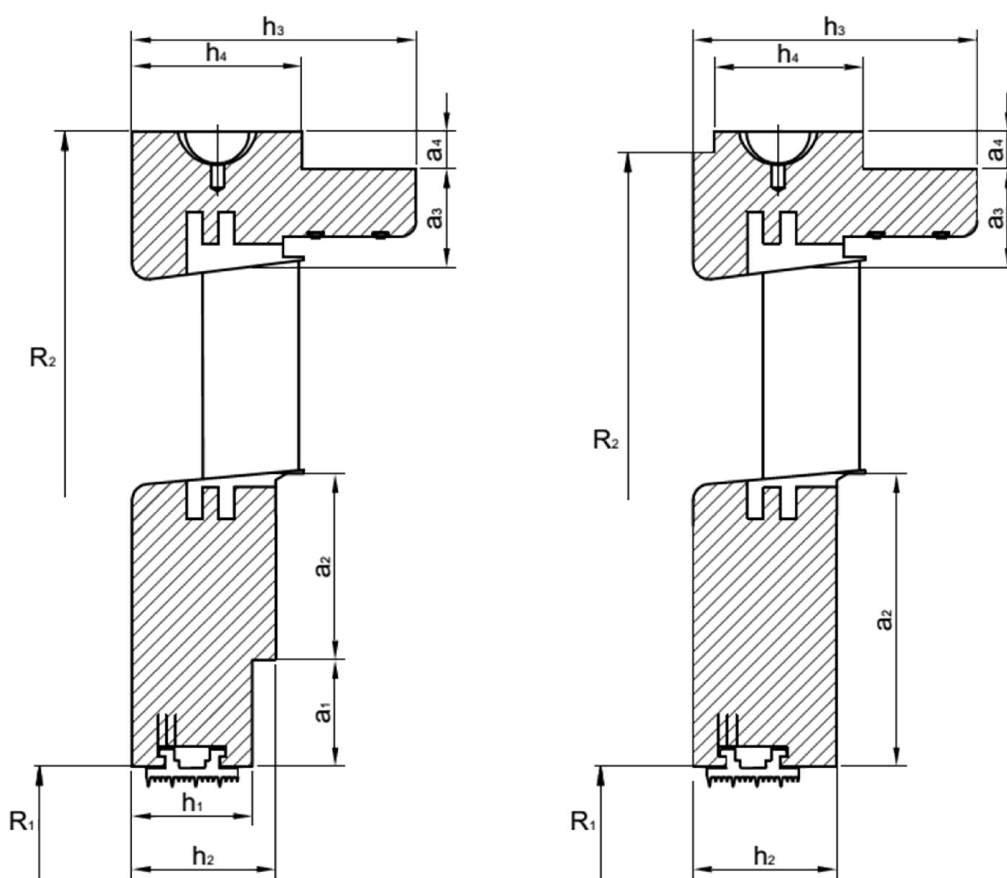
Tab. 69 Pevnostní namáhání závěsů oběžných kol (7. až 11. stupeň)

Stupeň	[-]	7	8	9	10	11
$n_{prstů}$	[-]	4	4	4	4	4
B_{OK}	[cm]	9,52	9,52	10,2	10,2	10,2
x_{DK1}	[m]	33,6	33,6	36	36	36
x_{DK2}	[m]	61,6	61,6	66	66	66
D_{k1}	[m]	1,3164	1,3364	1,354	1,404	1,454
D_{k2}	[m]	1,2884	1,3084	1,324	1,374	1,424
$A_{1k,\sigma}$	[m ²]	0,002119	0,00211	0,002335	0,002246	0,002132
$A_{2k,\sigma}$	[m ²]	0,003777	0,003763	0,004159	0,004003	0,003803
σ_{1k}	[MPa]	109,901	116,400	138,125	167,688	212,646
σ_{2k}	[MPa]	61,649	65,274	77,551	94,074	119,206
t_{OK}	[[°] C]	318,342	261,379	209,134	163,335	115,893
Materiál	[-]	16 537.6	16 537.6	16 537.6	16 537.6	16 537.6
$\sigma_{k,dov}$	[MPa]	217,368	231,808	238,488	242,713	248,754

4.4 Namáhání rozváděcích kol

Rozváděcí kola představují nosiče rozváděcích lopatek. Jedná se o kruhovou desku, po vnější obvodě uchycenou v drážkách nosičů rozváděcích kol. Rozváděcí kola jsou namáhána na ohyb, silou vyvolanou rozdílem tlaků před a za rozváděcím kolem. Výpočet namáhání rozváděcích kol je značně složitý a neurčitý. Tato komplikace je způsobena vlivem zeslabení desky rozváděcími lopatkami a pūlením rozváděcího kola horizontální rovinou. [1], [9]

Výpočet rozváděcího kola je možný více způsoby. V této práci je uveden výpočet podle Taylora, kdy je rozváděcí kolo uvažováno jako pūlená deska. Členitost rozváděcího kola je potom nahrazena ekvivalentní šířkou kruhové desky h_0 , která je dána součtem kvadratických momentů jednotlivých částí rozváděcího kola. U takto definovaných rozváděcích kol je potom kontrolováno maximální ohybové napětí a maximální průhyb kola. Výpočet posledních dvou rozváděcích kol pro modulové stupně není v práci proveden.



Obr. 27 Rozměry rozváděcích kol

Kvadratický moment průřezu rozváděcího kola J :

$$J = \sum_{i=1}^4 \frac{a_i \cdot h_i^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (387)$$

Ekvivalentní šířka kruhové desky h_0 :

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J}{R_2 - R_1}} \text{ [mm]} \quad (388)$$

Tlaková diference mezi rozváděcím kolem Δp :

$$\Delta p = p_0 - p_1^{RL} [MPa] \quad (389)$$

Součinitel φ pro výpočet namáhání rozváděcího kola:

$$\varphi = f\left(\frac{R_1}{R_2}; \frac{h_0}{R_2 - R_1}\right) [-] \quad (390)$$

- určeno z diagramu viz. Příloha 5

Maximální ohybové namáhání rozváděcího kola σ_{\max} :

$$\sigma_{\max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{R_2}{h_0}\right)^2 [MPa] \quad (391)$$

Povrchová teplota rozváděcího kola t_p^{RK} :

$$t_p^{RK} = t_0 - 50 [^\circ C] \quad (392)$$

- t_0 je teplota na vstupu do rozváděcí lopatky určena v kapitole 3. 1. 4[$^\circ C$]

Maximální ohybové namáhání je určeno na základě povrchové teploty rozváděcího kola a materiálu, z kterého je rozváděcí kolo vyrobeno. Materiál je vybrán z katalogu (Příloha 4).

Maximální dovolené ohybové namáhání rozváděcího kola $\sigma_{\max, \text{dov}}$:

$$\sigma_{\max, \text{dov}} = (\text{materiál}; t_p^{RK}) [MPa] \quad (393)$$

Součinitel μ pro výpočet namáhání rozváděcího kola:

$$\mu = f\left(\frac{R_1}{R_2}; \frac{h_0}{R_2 - R_1}\right) [-] \quad (394)$$

- určeno z diagramu viz. Příloha 6

Youngův modul pružnosti v tahu E :

$$E = f(\text{mat}; t_p^{RK}) [MPa] \quad (395)$$

- určeno z diagramu viz. Příloha 7, křivka b

Maximální průhyb rozváděcího kola y_{\max} :

$$y_{\max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{R_2^4}{E \cdot h_0^3}\right) [mm] \quad (396)$$

Maximální dovolený průhyb rozváděcího kola $y_{\max, \text{dov}}$:

$$y_{\max, \text{dov}} = 0,002 \cdot R_2 [mm] \quad (397)$$

Pokud je překročena teplota creepu materiálu, volí se $y_{\max, \text{creep}}$:

$$y_{\max, \text{creep}} = 1,1 [mm]$$

Tab. 70 Pevnostní namáhání rozváděcích kol (1. až 6. stupeň)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6
p_0	[MPa]	2,831	2,445	2,086	1,754	1,452	1,185
p_1^{RL}	[MPa]	2,512	2,150	1,815	1,510	1,237	0,983
a_1	[mm]	-	76,5	76,5	76,5	76,5	76,5
a_2	[mm]	-	58,8	73,8	88,8	98,4	130,86
a_3	[mm]	-	57,3	58,3	71,12	71,2	71,84
a_4	[mm]	-	33,5	33,5	33,5	33,5	33,5
h_1	[mm]	-	75	75	75	75	75
h_2	[mm]	-	89,5	89,5	89,5	89,5	89,5
h_3	[mm]	-	177	172	186	186	191
h_4	[mm]	-	106	106	106	86	106
J	[mm ⁴]	-	36005756	35144791	49456808	48523978	55546678
R_2	[mm]	-	737,000	762,000	798,100	815,000	842,650
R_1	[mm]	-	415,450	415,450	415,450	415,450	415,450
h_0	[mm]	-	110,349	106,764	115,754	113,376	115,985
Δp	[MPa]	0,318	0,296	0,271	0,244	0,215	0,201
R_1/R_2	[-]	-	0,564	0,545	0,521	0,510	0,493
$h_0/(R_2-R_1)$	[-]	-	0,343	0,308	0,303	0,284	0,272
φ	[-]	-	1,42	1,4	1,61	1,57	1,6
σ_{max}	[MPa]	-	18,721	19,291	18,661	17,453	17,006
t_p^{RK}	[°C]	514,66	491,462	466,774	440,547	412,724	383,726
Materiál	[-]	-	42 2747.6	42 2747.6	42 2747.6	42 2747.6	42 2747.6
$\sigma_{max,dov}$	[MPa]	-	83	98	152	160	162
μ	[-]	-	0,82	0,81	0,9	0,92	0,98
E	[MPa]	-	170000	175000	180000	182500	197500
y_{max}	[mm]	-	0,313	0,347	0,319	0,328	0,323
$y_{max,dov}$	[mm]	-	1,474	1,524	1,596	1,630	1,685
$y_{max,creep}$	[mm]	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1

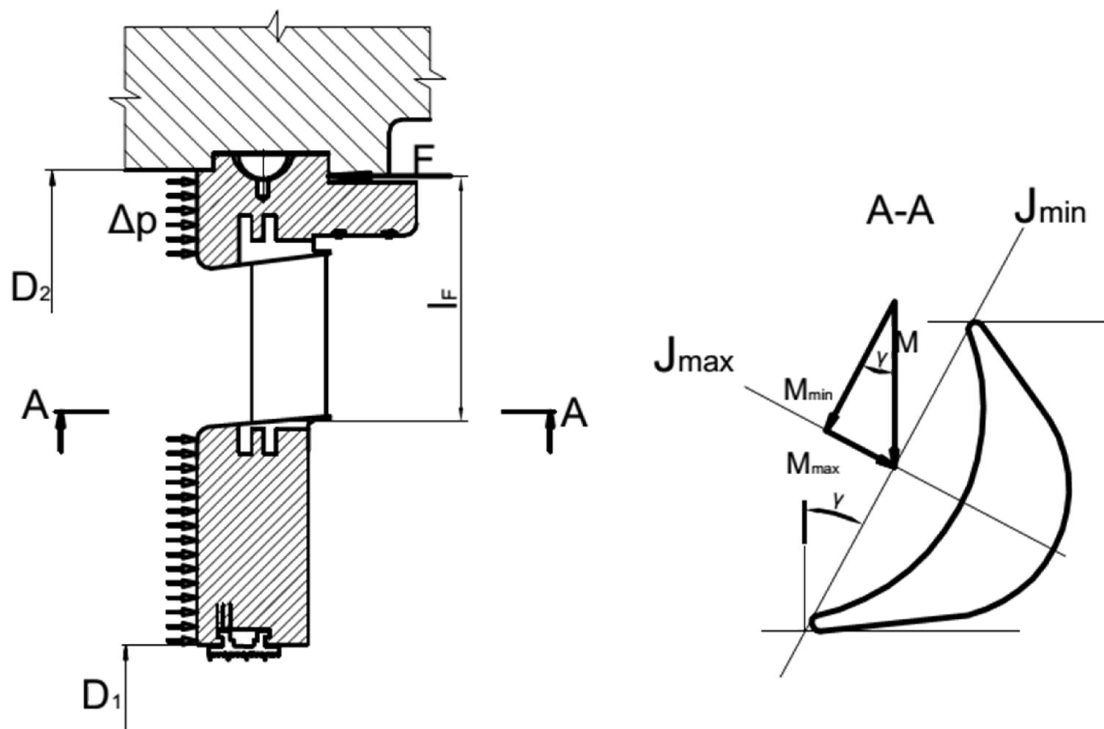
Tab. 71 Pevnostní namáhání rozváděcích kol (7. až 11. stupeň)

Stupeň	[-]	7	8	9	10	11
p_0	[MPa]	0,936	0,699	0,471	0,303	0,198
p_{1}^{RL}	[MPa]	0,744	0,477	0,307	0,201	0,122
a_1	[mm]	76,5	76,5	76,5	76,5	0
a_2	[mm]	171,61	187,8	198,5	220,72	317,52
a_3	[mm]	83,71	80,45	93,5	95,72	112,7
a_4	[mm]	33,5	38,5	38,5	38,5	38,5
h_1	[mm]	95	95	105	105	0
h_2	[mm]	109,5	109,5	119,5	119,5	99,5
h_3	[mm]	222	222	231	231	231
h_4	[mm]	126	106	136	116	136
J	[mm ⁴]	106149103	103184943	139721597	142099283	149900858
R_2	[mm]	925,110	948,650	988,100	1113,320	1243,740
R_1	[mm]	415,450	415,450	415,450	415,450	415,450
h_0	[mm]	135,708	132,425	143,060	134,689	129,499
Δp	[MPa]	0,192	0,222	0,164	0,102	0,076
R_1/R_2	[-]	0,449	0,438	0,420	0,373	0,334
$h_0/(R_2-R_1)$	[-]	0,266	0,248	0,250	0,193	0,156
φ	[-]	1,72	1,84	1,92	2	2,14
σ_{max}	[MPa]	15,346	20,954	15,056	13,910	14,958
t_p^{RK}	[°C]	351,170	312,621	262,557	210,509	121,465
Materiál	[-]	42 2747.6	42 2747.6	42 2747.6	42 2747.6	42 2747.6
$\sigma_{max,dov}$	[MPa]	164	167	172	172	181
μ	[-]	1,06	1,16	1,22	1,28	1,32
E	[MPa]	198000	198500	199000	199500	207000
y_{max}	[mm]	0,301	0,452	0,328	0,411	0,532
$y_{max,dov}$	[mm]	1,850	1,897	1,976	2,227	2,487
$y_{max,creep}$	[mm]	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1

Vzhledem k tomu, že neznáme přesně teplotu creepu pro materiál **42 2747.6**, byly rozváděcí kola navrženy tak, odolaly ohybovému namáhání i za předpokladu, že bude teplota creepu překročena.

4.5 Namáhání rozváděcích lopatek

Rozváděcí lopatky jsou stejně jako rozváděcí kola namáhány na ohyb. Tlakový rozdíl před a za rozváděcím kolem vyvolává reakční sílu, která působí v místě uložení oběžného kola. Tato síla pak vyvolává ohybové namáhání rozváděcí lopatky na patním průměru (viz obr. 28). Stejně jako při výpočtu oběžných lopatek vycházíme z charakteristik zvolených profilů platných pro šířku $B_R = 2,5 \text{ cm}$ (viz. kapitola 3. 4. 2). V případě nevyhovující šířky, bude šířka profilů upravena a charakteristiky přepočítány na novou šířku. Nové charakteristiky i šířka profilu budou značeny apostrofem - '. Pevnostní výpočet posledních dvou modulových řad rozváděcích lopatek není v práci uveden.



Obr. 28 Namáhání rozváděcích lopatek

Plocha, na kterou působí tlaková diference A :

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) [m^2] \quad (398)$$

Síla působící na jednu rozváděcí lopatku F :

$$F = \frac{A \cdot \Delta p}{z'_{R_zaok}} [N] \quad (399)$$

Síla působící na jednu rozváděcí lopatku převedená do hlavní osy setrvačnosti $F_{J_{\max}}$:

$$F_{J_{\max}} = F \cdot \sin \gamma'_R [N] \quad (400)$$

Ohybový moment působící na jednu rozváděcí lopatku M_O :

$$M_O = F_{J_{\max}} \cdot l_F [N \cdot m] \quad (401)$$

Ohybové napětí působící na rozváděcí lopatku σ_O :

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_{0\min}} [MPa] \quad (402)$$

Teplota povrchu rozváděcí lopatky t_p^{RL} :

$$t_p^{RL} = t_p^{RK} [^\circ C] \quad (403)$$

Na základě povrchové teploty rozváděcí lopatky a zvoleného materiálu lopatky můžeme určit maximální dovolené ohybové napětí rozváděcí lopatky. Z důvodu vysokého zatížení je použit materiál **X10CrMoV9-1**, jehož maximální hodnoty namáhání jsou odečteny z Přílohy 8.

Dovolené ohybové napětí rozváděcí lopatky $\sigma_{O,dov}$:

$$\sigma_{O,dov} = f(\text{materiál}; t_p^{RL}) [MPa] \quad (404)$$

Tab. 72 Pevnostní namáhání rozváděcích lopatek (1. až 6. stupeň)

Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6
V/Z	[-]	V	V	V	V	V	V
Profil	[-]	S-90-12A					
B'_R	[cm]	5,5	6	6	6	6	6
b'_R	[cm]	13,75	15	15	15	15	15
S'_0	[cm ²]	19,7956	23,5584	23,5584	23,5584	23,5584	23,5584
W'_{0min}	[cm ³]	6,123	7,949	7,949	7,949	7,949	7,949
t'_{opt}	[-]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
γ'_R	[°]	66,422	66,422	66,422	66,422	66,422	66,422
$z'_{R\ zaok}$	[-]	35,000	33,000	33,000	35,000	35,000	37,000
$t'_{R\ zaok}$	[cm]	10,547	11,538	11,909	11,597	11,812	11,785
D_2	[mm]	1291	1407	1457	1529,2	1563	1618,3
D_1	[mm]	1055	830,9	830,9	830,9	830,9	830,9
A	[m ²]	0,435	1,013	1,125	1,294	1,376	1,515
Δp	[MPa]	0,318	0,296	0,271	0,244	0,215	0,201
F	[N]	3954,029	9068,87	9222,079	9016,991	8460,656	8243,134
F_{Jmax}	[N]	3623,927	8311,76	8452,175	8264,209	7754,320	7554,957
I_F	[m]	100	163,9	174,3	195,3	202,8	209,55
M_O	[N.m]	362,393	1362,29	1473,214	1614,000	1572,576	1583,141
σ_O	[MPa]	59,189	171,384	185,338	203,050	197,838	199,167
t^{RL}_p	[°C]	514,669	491,462	466,774	440,547	412,724	383,726
Materiál	[-]	X10CrMoV9-1					
$\sigma_{O,dov}$	[MPa]	166	181	220	244	265	272

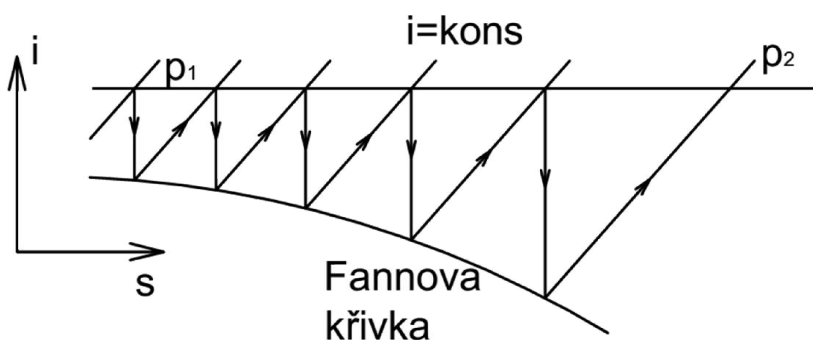
Tab. 73 Pevnostní namáhání rozváděcích lopatek (7. až 11. stupeň)

Stupeň	[-]	7	8	9	10	11
V/Z	[-]	V	Z	Z	Z	Z
Profil	[-]	S-90-12A				
B'_R	[cm]	7	7	7,5	7,5	7,5
b'_R	[cm]	17,5	17,5	18,75	18,75	18,75
S'_0	[cm ²]	32,0656	32,0656	36,81	36,81	36,81
W'_{0min}	[cm ³]	12,622	12,622	15,525	15,525	15,525
t'_{opt}	[-]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
γ'_R	[°]	66,422	66,422	66,422	66,422	66,422
$z'_{R\ zaok}$	[-]	35,000	35,000	35,000	37,000	41,000
$t'_{R\ zaok}$	[cm]	13,455	13,805	14,487	14,749	14,421
D_2	[mm]	1783,22	1820,3	1899,2	2149,64	2410,48
D_1	[mm]	830,9	830,9	830,9	830,9	830,9
A	[m ²]	1,955	2,060	2,291	3,087	4,021
Δp	[MPa]	0,192	0,222	0,164	0,102	0,076
F	[N]	10725,889	13062,1	10757,838	8493,074	7432,162
F_{Jmax}	[N]	9830,439	11971,6	9859,721	7784,031	6811,689
I_F	[m]	224,5	246	298,75	376,5	479,55
M_O	[N.m]	2206,934	2945,03	2945,592	2930,688	3266,545
σ_O	[MPa]	174,843	233,318	189,732	188,772	210,405
t^{RL}_p	[°C]	351,170	312,621	262,557	210,509	121,465
Materiál	[-]	X10CrMoV9-1				
$\sigma_{O,dov}$	[MPa]	276	280	288	288	304

5 Návrh a výpočet ucpávek

K omezení úniku páry jak z turbíny do vnějšího prostředí strojovny (vnější ucpávky), tak mezi rotorem a státorem turbíny (vnitřní ucpávky) slouží ucpávkové kroužky. V dnešní době jsou nejrozšířenějším typem ucpávky bezdotykové, labyrintové.

Unikající pára protéká přes radiální mezeru δ_r a expanduje z tlaku p_1 na tlak p_2 . Při proudění labyrintovou ucpávkou se předpokládá, že veškerá energie, kterou pára získala expanzí v radiální mezeře, se před vstupem do další mezery úplně zmaří, přičemž je kinetická energie páry přeměněna na energii tepelnou (ztráty). Entalpie páry při průchodu ucpávkou se nemění, jedná se tedy o izoentalpický děj. Postupnou expanzí v jednotlivých komůrkách se zvětšuje měrný objem páry a s ním se zvětšuje i rychlost. Rychlost se zvětšuje do té doby, dokud není dosaženo kritické rychlosti nebo požadovaného tlaku p_2 . Průběh expanze páry v labyrintových ucpávkách je znázorněn tzv. Fannovou křivkou (Graf 27). [1], [9]



Graf 27 Fannova křivka, dle [1]

Výpočet množství uniklé páry je důležitý z hlediska určení skutečného výkonu turbíny, neboť pára unikající ucpávkami nekoná práci a je tedy ztrátová.

Typů labyrintových ucpávek je mnoho. Základní dělení je na ucpávku s pravým a nepravým labyrintem, případně kombinovanou ucpávku. Všechny tyto typy labyrintových ucpávek byli při práci použity.

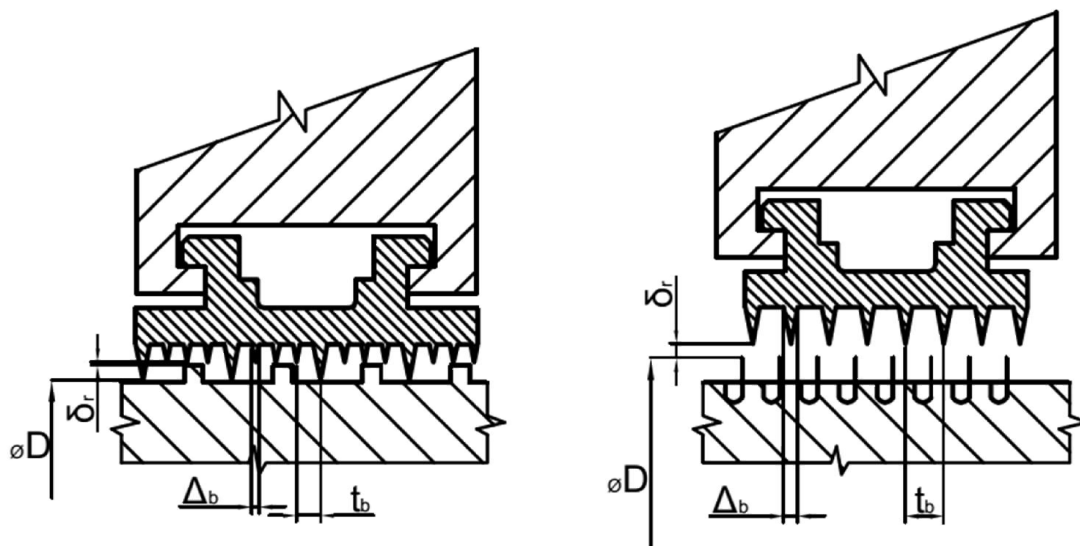
5.1 Vnitřní ucpávky ST-NT dílu

Vnitřní ucpávky těsní prostor před a za oběžným kolem. Ucpávky jsou uchyceny v obvodových drážkách na spodní straně rozváděcích kol. V práci jsou použity dva typy unifikovaných vnitřních ucpávek, dodané společností DŠP.

Pro utěsnění 2. až 10. stupně je použita ucpávka typu F. Tuto ucpávku tvoří kombinovaný labyrint skládající se z 12 břitů (vždy jeden velký, po kterém následují tři malé). Výpočet kombinované ucpávky by byl značně složitý, proto považujeme ucpávku typu F za pravý labyrint s 8 břity. Ucpávka typu F je znázorněna na obr. 29.

Pro utěsnění posledních tří stupňů je použita ucpávka typu G. Tato ucpávka je tvořena nepravým labyrintem. Ucpávka se skládá z 8 břitů. Tato ucpávka je použita kvůli velkému relativnímu axiálnímu posuvu v zadní části ST-NT dílu. Ucpávka typu G je znázorněna na obr. 29.

Výpočet je proveden na základě vzorců odvozených profesorem A. Stodolou. [1], [4]



Obr. 29 Vnitřní ucpávky (vlevo - typ F; vpravo – typ G), dle [11]

Radiální mezera ucpávky δ_r :

δ_r [mm] - volena na základě doporučení

Průtočný průřez ucpávky A_u :

$$A_u = \pi \cdot D_u \cdot \delta_r \quad [m^2] \quad (405)$$

- D_u je průměr hradeb/břítů ucpávky [mm]

Tlakový poměr π :

$$\pi = \frac{p_1}{p_0} \quad [-] \quad (406)$$

- p_0 je tlak před rozváděcím kolem (před ucpávkou) [MPa]

- p_1 je tlak za rozváděcím kolem (za ucpávkou) [MPa]

Kritický tlakový poměr π_{kr} :

$$\pi_{kr} = \frac{0,82}{\sqrt{z+1,25}} \quad [-] \quad (407)$$

- z je počet břítů ucpávky [-]

Podmínka kritického proudění na posledním břitu:

$$\pi \leq \pi_{kr}$$

Šířka břitu ucpávky Δ_b :

Δ_b [mm] - volena na základě doporučení

Průtokový součinitel ucpávky μ_u :

$$\mu_u = f(\delta_r; \Delta_b) \quad [-] \quad (408)$$

- určeno z Přílohy 9 (křivka f)

Pravý labyrint

Hmotnostní průtok pravým labyrintem při podkritickém proudění \dot{M}_u :

$$\dot{M}_u = \mu_u \cdot A_u \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} \quad [kg/s] \quad (409)$$

- v_0 je měrný objem před rozváděcím kolem (před ucpávkou) [m³.kg⁻¹]

Hmotnostní průtok pravým labyrintem při kritickém proudění \dot{M}_u :

$$\dot{M}_u = \mu_u \cdot A_u \cdot \sqrt{\frac{1}{1,25+z} \cdot \frac{p_0}{v_0}} \text{ [kg / s]} \quad (410)$$

Nepravý labyrint

Parametr k_u sloužící k přepočtu ucpávky na nepravý labyrint:

$$k_u = \sqrt{\frac{z}{(1-q) \cdot z + q}} \text{ [-]} \quad (411)$$

$$q = 1 - \frac{1}{\left(1 + 16,6 \cdot \frac{\delta_r}{t_b}\right)} \text{ [-]} \quad (412)$$

Hmotnostní průtok nepravým labyrintem při podkritickém proudění \dot{M}_u :

$$\dot{M}_u = k_u \cdot \mu_u \cdot A_u \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} \text{ [kg / s]} \quad (413)$$

Hmotnostní průtok pravým labyrintem při kritickém proudění \dot{M}_u :

$$\dot{M}_u = k_u \cdot \mu_u \cdot A_u \cdot \sqrt{\frac{1}{1,25+z} \cdot \frac{p_0}{v_0}} \text{ [kg / s]} \quad (414)$$

Ztrátový výkon mezistupňové ucpávky P_{uz} :

$$P_{uz} = \dot{M}_u \cdot h \text{ [kW]} \quad (415)$$

Tab. 74 Parametry mezistupňových ucpávek (2. až 7. stupeň)

Stupeň	[-]	2	3	4	5	6	7
Typ	[-]	F	F	F	F	F	F
z	[-]	8	8	8	8	8	8
p ₀	[MPa]	2,445	2,086	1,754	1,452	1,185	0,936
v ₀	[m ³ .kg ⁻¹]	0,151	0,172	0,198	0,230	0,271	0,328
p ₁	[MPa]	2,150	1,815	1,510	1,237	0,983	0,744
π	[-]	0,879	0,870	0,861	0,852	0,830	0,795
π _{kr}	[-]	0,496	0,508	0,522	0,538	0,546	0,552
Proud.	[-]	NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.
D _u	[mm]	812,5	812,5	812,5	812,5	812,5	812,5
δ _r	[mm]	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
A _r	[mm ²]	1786,781	1786,781	1786,781	1786,781	1786,781	1786,781
Δ _b	[mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
μ _u	[-]	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76
q	[mm]	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934
k _u	[-]	2,342	2,342	2,342	2,342	2,342	2,342
M _u	[kg.s ⁻¹]	0,920	0,824	0,727	0,632	0,560	0,493
h	[kJ/kg]	51,370	54,229	57,138	59,129	65,873	77,311
P _{uz}	[kW]	47,280	44,672	41,568	37,355	36,885	38,081

Tab. 75 Parametry mezistupňových ucpávek (8. až 13. stupeň)

Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
Typ	[-]	F	F	F	G	G	G
z	[-]	8	8	8	8	8	8
p ₀	[MPa]	0,699	0,471	0,303	0,198	0,120	0,044
v ₀	[m ³ .kg ⁻¹]	0,413	0,568	0,807	1,125	1,673	3,738
p ₁	[MPa]	0,477	0,307	0,201	0,122	0,045	0,011
π	[-]	0,682	0,651	0,663	0,617	0,376	0,250
π _{Kr}	[-]	0,534	0,570	0,618	0,642	0,643	0,690
Proud.	[-]	NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.	KRITICKÉ	KRITICKÉ	KRITICKÉ
D _u	[mm]	812,5	812,5	812,5	812,5	935,8	935,8
δ _r	[mm]	0,7	0,7	0,7	0,9	0,9	0,9
A _r	[mm ²]	1786,781	1786,781	1786,781	2297,290	2645,912	2645,912
Δ _b	[mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
μ _u	[-]	0,76	0,76	0,76	0,75	0,75	0,75
q	[mm]	0,934	0,934	0,934	0,955	0,955	0,955
k _u	[-]	2,342	2,342	2,342	2,469	2,469	2,469
M _u	[kg.s ⁻¹]	0,456	0,332	0,220	0,587	0,432	0,174
h	[kJ/kg]	99,376	102,020	84,396	86,915	153,498	148,880
P _{uz}	[kW]	45,350	33,855	18,564	51,005	66,329	25,961

Celkový ztrátový výkon ST-NT dílu vnitřní ucpávkou je potom dán součtem jednotlivých ztrátových výkonů.

Celkový ztrátový výkon vnitřními ucpávkami $P_{uz,celk}$:

$$P_{uz,celk} = \sum_{i=1}^n P_{uz,i} [kW] \quad (416)$$

$$P_{uz,celk} = 486,905 kW$$

Vypočtené množství páry, které uniká jednotlivými mezistupňovými ucpávkami, nekoná práci a je tedy ztrátové. Proto je nutné jej nezahrnovat do výpočtu průtočného kanálu ST-NT dílu. Tento předpoklad je nutný provést pro každý stupeň zvlášť, protože pára, která nekoná práci v daném stupni, ji může vykonávat v následujícím.

5.2 Vnější ucpávky ST -NT dílu

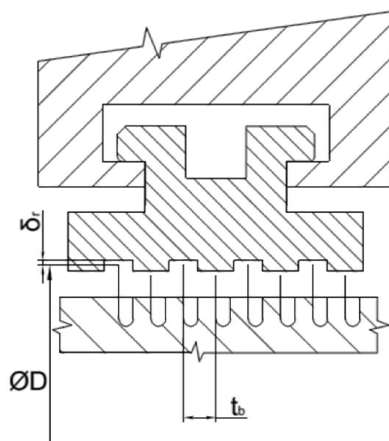
Vnější ucpávky zabraňují úniku páry do okolí, případně zabraňují nasávání vzduchu do tělesa turbíny. Podle umístění ucpávky na turbíně dělím vnější ucpávky na přední a zadní. Přední ucpávka zabraňuje úniku páry z turbíny do strojovny. Naopak zadní ucpávka nacházející se v nízkotlaké části turbíny zabraňuje vstupu vzduchu do tělesa turbíny. Typy ucpávek použitých pro vnější ucpávky byly dodány společností DŠP.

5.2.1 Přední ucpávka ST-NT dílu

Přední ucpávka ST-NT dílu se skládá s pěti ucpávkových sekcí. Každá sekce se skládá z určitého počtu ucpávkových kroužků, segmentů.

Na první sekci, která těsní největší tlak, je použito čtyř segmentů ucpávky typu E. Tato ucpávka je tvořena pravým labyrintem, který se skládá z 8 rotorových břitů, proti kterým jsou hradby se žárovým nástřikem. Tato koncepce ucpávky umožňuje menší radiální vůle (v případě kontaktu rotor/stator si břity vybrousí v nástřiku drážku) a tím i zmenší množství unikající páry přední ucpávkou. Pára, která ucpávkou projde je vedena

do potrubí proudícího do NN, jelikož uvažujeme tlakovou ztrátu v ucpávkovém potrubí je tlak za ucpávkou oproti tlaku v odběru proudícího do NN navýšen o 8%.

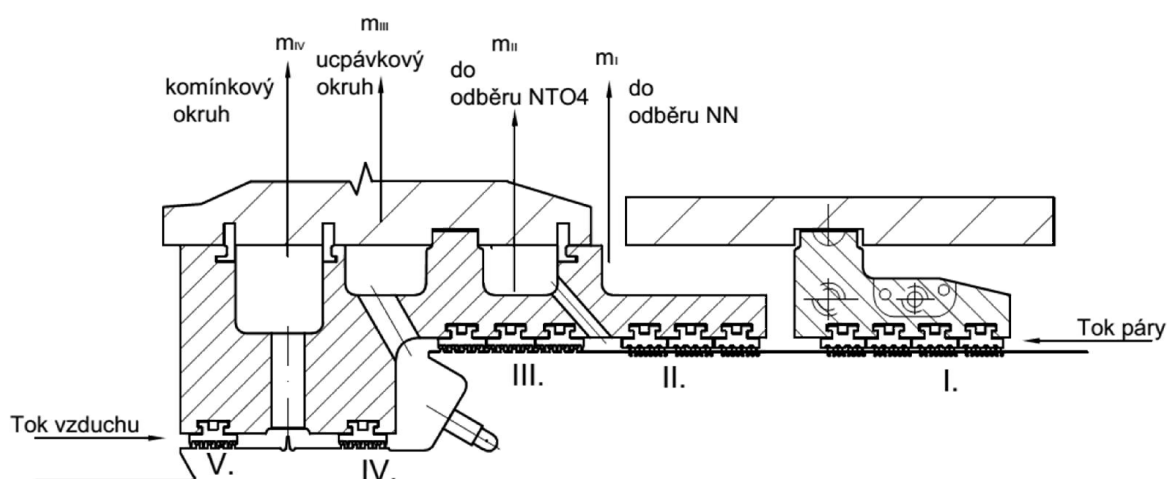


Obr. 30 Vnější přední ucpávka typu E, dle [11]

Druhou sekci přední ucpávky tvoří tři segmenty typu E. Pára proudící touto ucpávkou je pak následně vedena do NTO4. Tlak za ucpávkou je nutno opět navýšit oproti tlaku v odběru o 8%.

Zbylé sekce přední ucpávky jsou tvořeny segmentovými ucpávkami typu F, které tvoří kombinovaný labyrint o 8 břítech. Třetí ucpávkovou sekci tvoří tři segmentové ucpávky tohoto typu. Pára po průchodu druhou sekci je seškrčena na tlak 0,1 MPa a je vedena do ucpávkového okruhu.

Čtvrtá i pátá sekce přední ucpávky je tvořena jedním ucpávkovým kroužkem typu F. Pára která projde čtvrtou sekci je společně se vzduchem, který prochází pátou ucpávkovou sekci vedena do tzv. komínkového okruhu. V komínkovém okruhu je trvale udržován podtlak 0,098 MPa. Tím je zaručeno, že pára nebude unikat do strojovny, naopak je dovnitř přisáván vzduch a vzniklá parovzdušná směs je poté vedena do kondenzátoru komínkové páry (KUP).



Obr. 31 Přední ucpávka ST-NT dílu

I. sekce

Tlak na vstupu do první sekce přední ucpávky p_{u0I} :

$$p_{u0I} = p_{1I}^{RL} \text{ [MPa]} \quad (417)$$

- p_{1I}^{RL} je tlak za prvním rozváděcím kolem [MPa]

Měrný objem na vstupu do první sekce přední ucpávky v_{u0I} :

$$v_{u0I} = v_{1I}^{RL} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (418)$$

- v_{1I}^{RL} je měrná objem za prvním rozváděcím kolem [$m^3 \cdot kg^{-1}$]

Tlak na výstupu z první sekce přední ucpávky p_{u1I} :

$$p_{u1I} = (1 + 0,08) \cdot p_{od3} [MPa] \quad (419)$$

- p_{od3} je tlak ve třetím odběru do NN [MPa]

II. sekce

Tlak na vstupu do druhé sekce přední ucpávky p_{u0II} :

$$p_{u0II} = p_{u1I} [MPa] \quad (420)$$

Měrný objem na vstupu do druhé sekce přední ucpávky v_{u0II} :

$$v_{u0II} = \frac{p_{u0I} \cdot v_{u0I}}{p_{u0II}} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (421)$$

Tlak na výstupu z druhé sekce přední ucpávky p_{u1II} :

$$p_{u1II} = (1 + 0,08) \cdot p_{od4} [MPa] \quad (422)$$

- p_{od4} je tlak ve čtvrtém odběru do NTO4 [MPa]

III. sekce

Tlak na vstupu do třetí sekce přední ucpávky p_{u0III} :

$$p_{u0III} = p_{u1II} [MPa] \quad (423)$$

Měrný objem na vstupu do třetí sekce přední ucpávky v_{u0III} :

$$v_{u0III} = \frac{p_{u0II} \cdot v_{u0II}}{p_{u0III}} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (424)$$

Tlak na výstupu z třetí sekce přední ucpávky p_{u1III} :

$$p_{u1III} = 0,1 MPa$$

IV. sekce

Tlak na vstupu do čtvrté sekce přední ucpávky p_{u0IV} :

$$p_{u0IV} = p_{u1III} [MPa] \quad (425)$$

Měrný objem na vstupu do čtvrté sekce přední ucpávky v_{u0IV} :

$$v_{u0IV} = \frac{p_{u0III} \cdot v_{u0III}}{p_{u0IV}} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (426)$$

Tlak na výstupu z čtvrté sekce přední ucpávky p_{u1IV} :

$$p_{u1IV} = 0,098 MPa$$

V. sekce (vzduch)

Tlak na vstupu do páté sekce přední ucpávky p_{u0V} :

$$p_{u0V} = p_{atm} [MPa] \quad (427)$$

- p_{atm} je atmosférický tlak, $p_{atm} = 0,101 MPa$

Měrný objem na vstupu do páté sekce přední ucpávky v_{u0V} :

$$v_{u0V} = \frac{r \cdot T_{stroj}}{p_{u0V}} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (428)$$

- r je měrná plynová konstanta vzduchu, $r = 287,1 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- T_{stroj} je teplota ve strojně, $T_{stroj} = 308,15 \text{ K}$ ($30 \text{ }^\circ\text{C}$)

Tlak na výstupu z páte sekce přední ucpávky p_{uIV} :

$$p_{uIV} = 0,098 \text{ MPa}$$

Parametry přední ucpávky ST-NT dílu jsou počítány stejným způsobem jako parametry vnitřní ucpávek s pravým labyrintem a jsou uvedeny v Tab. 73.

Tab. 76 Parametry přední ucpávky ST-NT dílu

Sekce	[-]	I	II	III	IV	V
Typ	[-]	E	E	F	F	F
z	[-]	32	24	24	8	8
n_s	[-]	2,512	1,568	0,755	0,100	0,101
p_{u0}	[MPa]	0,148	0,237	0,492	3,714	0,876
v_{u0}	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	1,568	0,755	0,100	0,098	0,098
p_{u1}	[MPa]	2,512	1,568	0,755	0,100	0,101
π	[-]	0,624	0,481	0,133	0,980	0,970
π_{kr}	[-]	0,336	0,356	0,386	0,731	0,729
Proudění	[-]	NEKRIT.	NEKRIT.	KRITICKÉ	NEKRIT.	NEKRIT.
D_u	[mm]	714,3	714,3	714,3	537,3	537,3
δ_r	[mm]	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6
A_r	$[\text{mm}^2]$	1122,020	1122,020	1346,424	1012,787	1012,787
Δ_b	[mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
μ_u	[-]	0,705	0,76	0,76	0,76	0,76
M_u	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,450	0,393	0,252	0,00888	0,0224
Medium	[-]	PÁRA	PÁRA	PÁRA	PÁRA	VZDUCH

Množství páry unikající přední labyrintovou ucpávkou $\dot{M}_{uST-NT1}$:

$$\dot{M}_{uST-NT1} = \dot{M}_{ul} \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (429)$$

$$\dot{M}_{uST-NT1} = 0,450 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry unikající přední labyrintovou ucpávkou ST-NT dílu představuje ztrátu. Pára která neprotéká průtočnou částí turbíny nemůže konat práci, proto je nutné při výpočtu průtočné části ST-NT dílu odečíst ztrátový tok přední ucpávkou od vypočteného množství páry vstupující do průtočné části.

Ztrátový výkon přední labyrintovou ucpávkou $P_{uzST-NT1}$:

$$P_{uzST-NT1} = \dot{M}_{uST-NT1} \cdot (i_{ST-NTin} - i_{ST-NTout}) \left[\text{kW} \right] \quad (430)$$

Kde:

$\dot{M}_{uST-NT1}$ je množství páry unikající přední ucpávkou $[\text{kg}/\text{s}]$

$i_{ST-NTin}$ entalpie na vstupu do ST-NT dílu $[\text{kJ}/\text{kg}]$

$i_{ST-NTout}$ entalpie na výstupu z ST-NT dílu $[\text{kJ}/\text{kg}]$

$$P_{uzST-NT1} = 0,450 \cdot (3604,22 - 2515,48) \left[\text{kW} \right]$$

$$P_{uzST-NT1} = 490,39 \text{ kW}$$

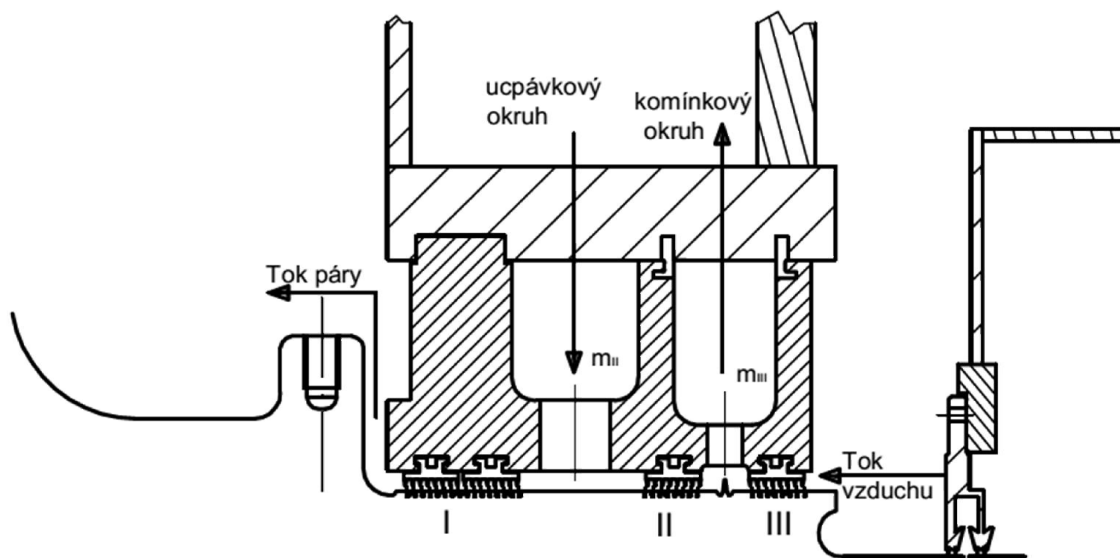
5.2.2 Zadní ucpávka ST-NT dílu

Zadní část ST-NT dílu pracuje již ve značném podtlaku. Aby nedocházelo k nasávání vzduchu ze strojovny do tělesa turbíny, je nutné použít zadní ucpávku, která je trvale zahlcována parou z ucpávkového okruhu.

Zadní ucpávka je tvořena ze tří sekcí, přičemž v každé z nich je použit ucpávkový kroužek typu G z 8 břity, což je typ labyrintové ucpávka s nepravým labyrintem.

Pára z ucpávkového okruhu je vedena mezi první a druhou sekci, kde pak proudí do obou směrů. První sekce, která je tvořena dvěma segmenty tedy zabraňuje vstupu ucpávkové páry do turbíny. Přesto je určité množství zahlcovací páry přisáváno do výstupního hrdla tělesa turbíny.

Druhá a třetí sekce zadní ucpávky je tvořena jedním ucpávkovým kroužkem. Pára, která projde druhou sekci je společně se vzduchem proudícím ze strojovny, který prochází třetí ucpávkovou sekci vedena do komínkového okruhu.



Obr. 32 Zadní ucpávka ST-NT dílu

I. sekce

Tlak na vstupu do první sekce zadní ucpávky p_{v0I} :

$$p_{v0I} = 0,1 \text{ MPa}$$

Měrný objem na vstupu do první sekce zadní ucpávky v_{v0I} :

$$v_{v0I} = \frac{p_{v0II} \cdot v_{v0II}}{p_{v1I}} \left[m^3 \cdot kg^{-1} \right] \quad (431)$$

Tlak na výstupu z první sekce zadní ucpávky p_{v1I} :

$$p_{v1I} = p_{2XIII}^{OL} \left[\text{MPa} \right] \quad (432)$$

- p_{2XIII}^{OL} je tlak na výstupu z poslední oběžné lopatky [MPa]

II. sekce

Tlak na vstupu do druhé sekce zadní ucpávky p_{v0II} :

$$p_{v0II} = p_{v0I} \left[\text{MPa} \right] \quad (433)$$

Měrný objem na vstupu do druhé sekce zadní ucpávky v_{v0II} :

$$v_{v0II} = v_{u0III} \left[m^3 \cdot kg^{-1} \right] \quad (434)$$

Tlak na výstupu z druhé sekce zadní ucpávky p_{vII} :

$$p_{vII} = 0,098 \text{ MPa}$$

III. sekce (vzduch)

Tlak na vstupu do třetí sekce zadní ucpávky p_{v0III} :

$$p_{v0III} = p_{atm} [\text{MPa}] \quad (435)$$

Měrný objem na vstupu do třetí sekce zadní ucpávky v_{v0III} :

$$v_{v0III} = \frac{r \cdot T_{stroj}}{p_{v0IV}} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (436)$$

- r je měrná plynová konstanta vzduchu, $r = 287,1 \text{ J/(kg.K)}$

- T_{stroj} je teplota ve strojovně, $T_{stroj} = 308,15 \text{ K}$ ($30 \text{ }^\circ\text{C}$)

Tlak na výstupu z třetí sekce zadní ucpávky p_{vIII} :

$$p_{vI} = 0,098 \text{ MPa}$$

Parametry zadní ucpávky ST-NT dílu jsou počítány stejným způsobem jako parametry vnitřní ucpávek s nepravým labyrintem a jsou uvedeny v Tab. 74.

Tab. 77 Parametry zadní ucpávky ST-NT dílu

Sekce	[-]	I	II	III
Typ	[-]	G	G	G
z	[-]	16	8	8
n_s	[-]	2	1	1
p_{u0}	[MPa]	0,755	0,755	0,101
v_{u0}	[m ³ .kg ⁻¹]	28,596	3,714	0,876
p_{u1}	[MPa]	0,010	0,098	0,098
π	[-]	0,014	0,130	0,970
π_{kr}	[-]	0,368	0,385	0,729
Proudění	[-]	KRITICKÉ	KRITICKÉ	NEKRITICKÉ
D_u	[mm]	796,2	796,2	796,2
δ_r	[mm]	0,9	0,9	0,9
A_r	[mm ²]	2251,202	2251,202	2251,202
Δ_b	[mm]	0,3	0,3	0,3
μ_u	[-]	0,76	0,76	0,76
q	[mm]	0,918	0,918	0,918
k_u	[-]	2,678	2,254	2,254
M_u	[kg.s ⁻¹]	0,179	0,571	0,112
Medium	[-]	PÁRA	PÁRA	VZDUCH

5.3 Vnější ucpávky VT dílu

Pro zpřesnění výpočtu VT i ST-NT dílu je třeba odhadnout uniky páry vnějšími ucpávkami VT dílu. Na základě práce 3b byly odhadnuty uniky páry VT dílem, odhady vyházejí z použitých typů ucpávkových kroužků a průměrů, na kterých by bylo možno ucpávky ve VT dílu použít. Od ztrátových průtoků ucpávkami VT tělesa vypočtených v práci 3b se odhadnuté ztrátové toky liší.

Ztrátový průtok přední ucpávkou VT dílu \dot{M}_{uVT1} :

$$\dot{M}_{uVT1} = 1,167 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pára procházející vnější ucpávkou VT dílu však není zcela zmařena, neboť ji můžeme nechat expandovat na přihřívací tlak, zavést do přihříváku a posléze do průtočné části ST-NT dílu.

Úbytek páry pro ST-NT díl přední ucpávkou VT dílu \dot{M}'_{uVT1} :

$$\dot{M}'_{uVT1} = 0,468 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ztrátový průtok zadní ucpávkou VT dílu \dot{M}'_{uVT2} :

$$\dot{M}'_{uVT2} = 0,662 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro přesnější určení úniku páry vnějším ucpávkami VT dílu, by bylo nutné navrhnu ucpávkový systém VT tělesa turbíny. To je však nad rámec této práce.

5.4 Skutečné množství páry konající práci

Nyní jsou již známé veškeré ztrátové toky a úniky páry v ST-NT tělese a úniky vnějším ucpávkami VT dílu. Po odečtení veškerých ztrátových toků od hodnot hmotnostních toků páry proudících na jednotlivé úseky VT a ST-NT dílu můžeme určit skutečné množství páry procházející tělesy turbíny a konající práci.

Skutečný hmotnostní průtok jednotlivými částmi turbíny \dot{M}_i :

VT

$$\dot{M}_i = \dot{M}_{VT_i} - (\dot{M}'_{uVT1}) \text{ [kg / s]} \quad (437)$$

ST-NT

$$\dot{M}_i = \dot{M}_{ST-NT_i} - (\dot{M}'_{uVT1} + \dot{M}'_{uVT2} + \dot{M}'_{uST-NT1} + \dot{M}'_{u_i}) \text{ [kg / s]} \quad (438)$$

Tab. 78 Skutečný průtok páry VT tělesem

Úsek	[-]	VT-I	VT-II
M_{VTi}	[kg.s ⁻¹]	209,86	192,545
M_{uVT1}	[kg.s ⁻¹]	1,167	1,167
M_i	[kg.s ⁻¹]	208,63	191,378

Pro přesnější určení množství páry, která koná práci ve VT dílu by bylo nezbytné spočítat ztrátové průtoky mezistupňovými ucpávkami VT, to však není v této práci provedeno.

Tab. 79 Skutečný průtok páry ST-NT tělesem (1. až 7. stupeň)

Úsek	[-]	ST-NT-I				ST-NT-II		
Stupeň	[-]	1	2	3	4	5	6	7
M_i	[kg.s ⁻¹]	177,073	176,152	176,249	176,345	166,456	166,527	166,595

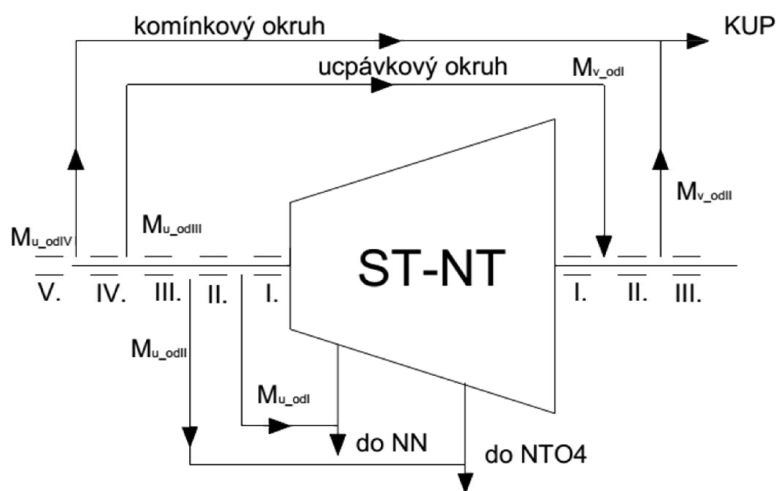
Tab. 80 Skutečný průtok páry ST-NT tělesem (8. až 13. stupeň)

Úsek	[-]	ST-NT-III		ST-NT-IV		ST-NT-V	ST-NT-VI
Stupeň	[-]	8	9	10	11	12	13
M_i	[kg.s ⁻¹]	157,775	157,900	150,188	149,821	143,017	137,057

Výsledné hmotnostní toky páry je nyní nutné dosadit do výpočtu průtočné části VT i ST-NT dílu v kapitole 3. 1. 1.

5.5 Potrubí k vnějším ucpávkám

Potrubní trasy jsou dimenzovány na 1,8 násobek vypočteného množství páry. Toto zvětšení průměru potrubí je provedeno proto, že předpokládáme opotřebení ucpávek za provozu turbíny a tím u zvětšení množství unikající páry. Všechny potrubní trasy jsou dimenzovány na maximální rychlost proudění páry $c_{u_od} = 50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 33 Schéma zapojení ucpávkové páry

Přední ucpávka

Množství ucpávkové páry proudící do odběru O3 (NN) M_{u_odI} :

$$M_{u_odI} = (M_{uI} - M_{uII}) \cdot 1,8 \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (439)$$

Množství ucpávkové páry proudící do odběru O4 (NTO4) M_{u_odII} :

$$M_{u_odII} = (M_{uII} - M_{uIII}) \cdot 1,8 \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (440)$$

Množství ucpávkové páry proudící do ucpávkového okruhu M_{u_odIII} :

$$M_{u_odIII} = (M_{uIII} - M_{uIV}) \cdot 1,8 \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (441)$$

Množství parovzdušné směsi proudící do komínkového okruhu M_{u_odIV} :

$$M_{u_odIV} = (M_{uIV} + M_{uV}) \cdot 1,8 \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (442)$$

Zadní ucpávka

Množství ucpávkové páry proudící z ucpávkového okruhu M_{v_odI} :

$$M_{v_odI} = M_{u_odIII} \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (443)$$

Množství parovzdušné směsi proudící do komínkového okruhu M_{v_odII} :

$$M_{v_odII} = (M_{vII} + M_{vIII}) \cdot 1,8 \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (444)$$

Výpočet průměrů potrubí

Průměr ucpávkového potrubí d_{u_od} :

$$d_{u_od} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{u/v_od} \cdot v_{u_od}}{\pi \cdot c_{u_od}}} \left[\text{mm} \right] \quad (445)$$

- v_{u_od} měrný objem v místě odběru ucpávkové páry $[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

Tab. 81 Ucpávkové potrubí ST- NT dílu

Ucpávka		PŘEDNÍ				ZADNÍ	
Sekce	[-]	I	II	III	IV	II	II
$M_{u/v_{od}}$	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	0,104	0,454	0,445	0,056	0,445	0,282
$v_{u_{od}}$	$[\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	0,237	0,492	3,714	4,666	3,714	4,666
$c_{u_{od}}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	50	50	50	50	50	50
$d_{u_{od}}$	$[\text{mm}]$	26	76	206	82	206	183
DN	[mm]	DN40	DN80	2xDN150	DN100	2xDN150	DN200

6 Dimenzování potrubních tras

Při dimenzování potrubních tras se vychází z rovnice kontinuity. Dále musí být splněn předpoklad, že maximální rychlost v potrubí nepřekročí hodnotu $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Potrubí neregulovaných odběrů páry se dimenzuje tzv. prostřídane. Tato koncepce, kdy jsou jednotlivé odběry vedeny střídavě jedním potrubím ležícím v podélné ose turbíny a dvěma potrubími ležících mimo tuto osu nám umožňuje snadnější montáž a demontáž odběrových potrubí.

Průřez potrubí A_{od} :

$$A_{od} = \frac{\dot{M}_{od} \cdot v_{od}}{c_{od}} [\text{m}^2] \quad (446)$$

Kde:

\dot{M}_{od} je hmotnostní tok do odběru/přívodního hrdla $[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$

v_{od} je měrný objem v místě odběru/přívodního hrdla $[\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$

c_{od} je rychlost páry v místě odběru/přívodního hrdla; $c_{od} = 50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Průměr potrubí d_{od} :

$$d_{od} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{od}}{\pi}} [\text{mm}] \quad (447)$$

Tab. 82 Dimenzování potrubních tras

Potrubí	Vstup	NN	NTO4	NTO3	NTO2	NTO1	
\dot{M}_{od}	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	177,073	9,985	8,856	7,824	6,958	6,218
c_{od}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	0,134	0,230	0,328	0,807	1,673	3,738
v_{od}	$[\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	50	50	50	50	50	50
A_{od}	$[\text{m}^2]$	0,476	0,046	0,058	0,126	0,233	0,465
d_{od}	$[\text{mm}]$	779	242	272	400	545	770
DN	[mm]	2xDN400	DN250	2xDN150	DN400	2xDN300	2xDN400

Výpočet rozměrů výstupního difuzorového hrdla je nad rámec této práce. Rozměry hrdla byly dodány společností DŠP.

7 Kontrolní výpočet rotoru a spojky

Rotor ST-NT tělesa parní turbíny je tvořen dvěma částmi, které jsou k sobě navzájem svařeny mezi 11. a 12. stupněm. Přední část rotoru je tvořena materiálem **16 537.6**. Zadní část rotoru je vyrobena z materiálu **X14CrMoVNbN10**. V místě svaru těchto dvou materiálů je předem vytvořena dutina, která umožňuje jejich vzájemné svaření.

7.1 Kontrola rotoru na krut

Kontrola rotoru na krut se provádí v místě nejmenšího průměru na straně rotoru, odkud se vyvádí výkon. Krouticí moment se zde vyvádí přes spojku na VT díl a generátor turbosoustrojí. Hřídel ST-NT tělesa je tak právě zde nejvíce namáhána na krut.

Krouticí moment ST-NT dílu M_k :

$$M_k = \frac{P_{ST-NT} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} [kN \cdot m] \quad (448)$$

Kde:

P_{ST-NT} je celkový výkon ST-NT dílu [kW] (vypočteno v kapitole 3. 1. 7)
 n jsou otáčky turbosoustrojí úseku [min^{-1}]

$$M_k = \frac{170817,386 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3000} [N \cdot m]$$

$$M_k = 543728,627 [N \cdot m]$$

Modul průřezu v krutu W_k :

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{minh}^3}{16} [m^3] \quad (449)$$

Kde:

d_{minh} je minimální průměr hřídele u spojky [m] (odečteno z výkresu)

$$W_k = \frac{\pi \cdot 0,4^3}{16} [m^3]$$

$$W_k = 0,01256 m^3$$

Maximální napětí v krutu působící na hřídel τ_h :

$$\tau_h = \frac{M_k}{W_k} [MPa] \quad (450)$$

$$\tau_h = \frac{543728,627}{0,01256 \cdot 10^6} [MPa]$$

$$\tau_h = 43,268 MPa$$

Maximální dovolené napětí v kruhu $\tau_{h,dov}$:

$$\tau_{h,dov} = 0,65 \cdot R_{p,02} [MPa] \quad (451)$$

Kde:

$R_{p,02}$ je mez kluzu pro materiál **16 537.6** [MPa] (z Přílohy 8)

$$R_{p,02} = 686 MPa$$

$$\tau_{h,dov} = 0,65 \cdot 686 [MPa]$$

$$\tau_{h,dov} = 445,9 MPa$$

Výpočet bezpečnosti k_k :

$$k_k = \frac{\tau_{h,dov}}{\tau_h} [-] \quad (452)$$

$$k_k = \frac{445,9}{43,268} [-]$$

$$k_k = 10,3 [-]$$

Bezpečná hodnota bezpečnosti pro hřídel rotoru při kontrole na krut se pohybuje kolem 10. Takto vysoká hodnota je zvolena z důvodu vysokého zatížení turbíny v případě náhlého odpojení generátoru od turbíny. V takovém případě turbína pracuje bez zatížení a namáhání na krut je několikanásobně větší než obvykle.

Podmínka bezpečnosti hřídele:

$$k_k > 10$$

$$10,51 > 10$$

Z podmínky bezpečnosti vyplývá, že hřídel o průměru $0,4 \text{ m}$ vyhovuje kontrole na krut.

7.2 Kontrola spojky

ST-NT těleso je spojena s VT tělesem turbíny přes pevno spojku. Tento druh spojky je konstrukčně jednoduchý a spolehlivý. V místě spoje je působením přitlačných šroubů vyvoláno značné tření, které přenáší jak kroucí tak ohybový moment. Přenos kroucího a ohybového momentu pouze třením však klade vysoké nároky na materiál šroubů a jejich množství. Z těchto důvodů byly šrouby zvoleny z materiálu **X19CrMoVNbN**, jehož charakteristiky najdeme v Příloze 8.

Tab. 83 Vlastnosti materiálu X19CrMoVNbN

R_{p0,2}	[MPa]	780
T_{zk,dov}	[MPa]	507
σ_{ptah}	[MPa]	390

Tahové přepjetí šroubu σ_{ptah} :

$$\sigma_{ptah} = R_{p0,2} \cdot 0,5 [MPa] \quad (453)$$

Maximální dovolené smykové napětí šroubu $\tau_{zk,dov}$:

$$\tau_{zk,dov} = R_{p0,2} \cdot 0,65 [MPa] \quad (454)$$

Minimální průměr šroubu $d_{šroub}^{\min}$:

$$d_{šroub}^{\min} = \sqrt{\frac{8 \cdot M_k \cdot k_{pk}}{\pi \cdot \sigma_{ptah} \cdot f \cdot n_{šroub} \cdot D_{šroub}^{roz}}} [m] \quad (455)$$

Kde:

M_k je kroucí moment hřídel ST-NT dílu [N.m]

k_{pk} je součinitel bezpečnosti proti prokluzu, voleno $k_{pk} = 2 [-]$

σ_{ptah} je tahové přepjetí šroubu [MPa]

f je součinitel tření, voleno $f = 0,2 [-]$

$n_{šroub}$ počet šroubů, voleno $n_{šroub} = 10 [-]$

$D_{šroub}^{roz}$ je roztečný průměr šroubů, voleno $D_{šroub}^{roz} = 0,69 \text{ m}$

$$d_{\text{šroub}}^{\min} = \sqrt{\frac{8 \cdot 543728,627 \cdot 2}{\pi \cdot 390 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 10 \cdot 0,69}} [m]$$

$$d_{\text{šroub}}^{\min} = 0,0717 m$$

Na základě minimálního průměru šroubu bylo zvolen šroub M 72 x 10.

Průměr šroubu M 72 $d_{\text{šroub}}$:

$$d_{\text{šroub}} = 0,072 m$$

Zkratové napětí šroubu $\tau_{\text{šroub}}^{\text{zk}}$:

$$\tau_{\text{šroub}}^{\text{zk}} = \frac{8 \cdot M_k \cdot k_z}{\pi \cdot (d_{\text{šroub}})^2 \cdot n_{\text{šroub}} \cdot D_{\text{šroub}}^{\text{roz}}} [MPa] \quad (456)$$

Kde:

k_z je zkratový součinitel generátoru, voleno $k_z = 8 [-]$ (z Přílohy 10)

$$\tau_{\text{šroub}}^{\text{zk}} = \frac{8 \cdot 543728,627 \cdot 8}{\pi \cdot (0,072)^2 \cdot 10 \cdot 0,69} \cdot 10^{-6} [MPa]$$

$$\tau_{\text{šroub}}^{\text{zk}} = 309,67 MPa$$

Kontrola šroubu na střihi:

$$\tau_{\text{šroub}}^{\text{zk}} < \tau_{\text{zk,dov}} [MPa]$$

$$309,67 MPa < 507 MPa$$

Z kontroly spojky vyplývá, že zvolená pevná spojka, která obsahuje 10 x M 72 šroubů z materiálu X19CrMoVNbN, vyhovuje.

7.3 Kritické otáčky rotoru ST-NT tělesa

Pro bezpečný a klidný chod turbíny je nutné ji provozovat v určitém pásmu otáček, která jsou dostatečně vzdáleny od vlastních kritických otáček turbíny. Podle toho zda leží hodnota kritických otáček nad či pod provozními otáčkami rotoru turbíny rozlišujeme dva typy rotoru. Pokud je hodnota provozních otáček rotoru menší, než hodnota kritických otáček, mluvíme o tzv. tuhém rotoru. Koncepce tuhého rotoru se využívá zejména pro bubnové rotory s přetlakovým lopatkováním. V našem případě, kdy je použita pro ST-NT těleso použita disková koncepce s přetlakovým lopatkováním se však zcela jistě bude jednat o koncepci tzv. elastického rotoru, jehož provozní otáčky leží nad kritickými otáčkami rotoru. [9]

Hodnota kritických otáček elastických rotorů by měla ležet v rozmezí 70 – 50 % provozních otáček. Určení kritických otáček rotoru je značně komplikované. Výpočet vychází ze základní pohybové rovnice, přičemž ho však ovlivňuje celá řada faktorů. U více tělesových turbín, kdy jsou jejich rotory spojeny pevnou spojkou a uloženy na více ložiscích je výpočet ještě komplikovanější, neboť se rotory vzájemně ovlivňují.

Pro určení hmotnosti rotoru ST-NT tělesa byl v programu SolidWorks 2012 zhotoven model rotoru ST-NT části, který je zobrazen v Příloze 11.

Celková hmotnost lopatkování ST-NT tělesa $m_{(lop+b+z)}$:

$$m_{(lop+b+z)} = \sum_{i=1}^{13} \left(\left[\frac{m_{lop-i} + m_{b-i}}{k_i} + m_{z-i} \right] \cdot z'_{o-i} \right) [kg] \quad (457)$$

Kde:

m_{lop} je hmotnost lopatky [kg]

m_b je hmotnost bandáže lopatky [kg]
 m_z je hmotnost závěsu lopatky [kg]
 z'_o je skutečný počet oběžných lopatek ve stupni [-]
 k je součinitel odlehčení pro zborčené lopatky [-]

Hmotnost hřídele rotoru ST-NT tělesa $m_{(lop+b+z)}$:

$$m_h \text{ [kg]}$$

-určeno v programu SolidWorks při uvažované hustotě $\rho = 7850 \text{ kg.m}^{-3}$

Celková hmotnost rotoru ST-NT tělesa G :

$$G = m_h + m_{(lop+b+z)} \text{ [kg]} \quad (458)$$

Orientační výpočet kritických otáček elastického rotoru n_k :

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_{\max}}{L}\right)^2}{\sqrt{G}} \text{ [min}^{-1}] \quad (459)$$

Kde:

d_{\max} je maximální průměr hřídele rotoru [mm]
 L je ložisková vzdálenost [mm]

Maximální povolená hodnota kritických otáček $n_{k,dov}$:

$$n_{k,dov} = 0,7 \cdot n \text{ [min}^{-1}] \quad (460)$$

Tab. 84 Kritické otáčky rotoru ST-NT tělesa

$m_{(lop+b+z)}$	[kg]	5538,41
m_h	[kg]	41325,28
G	[kg]	46863,69
d_{\max}	[mm]	920
L	[m]	6,45
n_k	[min ⁻¹]	1790,1
$n_{k,dov}$	[min ⁻¹]	2100

Z výpočtu vyplývá, že hodnota kritických otáček ST-NT tělesa je menší než hodnota provozních otáček. Výpočet je však proveden pouze orientačně, protože výpočet je dostatečně přesný pouze pro jedno tělesovou turbínu. Pro přesnější výpočet by bylo nezbytné znát vlastnosti rotoru VT tělesa, případně rotoru generátoru, které jsou přes spojky zapojeny do turbosoustrojí a použít přesnější výpočtový model. Pro orientační výpočet je však tento postup dostačující.



Obr. 34 Model rotoru ST-NT tělesa

8 Návrh radiálních ložisek ST-NT dílu

8.1 Reakce od hmotnosti v ložiscích

Pro výpočet radiálních ložisek je nutné znát reakce, které v ložiscích působí. K tomu je zapotřebí rozdělit rotor ST-NT dílu na dvě části.

Síla od hmotnosti části rotoru (část A) před předním ložiskem m_I :

$$F_I = m_I \cdot g [N] \quad (461)$$

Kde:

g je tíhové zrychlení, $g = 9,80665 \text{ m.s}^{-1}$
 m_I je hmotnost části A rotoru [kg], určeno v programu SolidWorks

Síla od hmotnosti části rotoru (část B) za předním ložiskem m_{II} :

$$F_{II} = m_{II} \cdot g [N] \quad (462)$$

Kde:

m_{II} je hmotnost části B rotoru [kg], určeno v programu SolidWorks

Podmínka momentové rovnováhy:

$$L_{II} \cdot F_{II} = L_I \cdot F_I + L \cdot R_B [N \cdot m] \quad (463)$$

Kde:

L_I je vzdálenost těžiště části A rotoru od předního ložiska [m],
určeno orientačně v programu SolidWorks

L_{II} je vzdálenost těžiště části B rotoru od předního ložiska [m],
určeno orientačně v programu SolidWorks

L je ložisková vzdálenost [m]

R_B je reakce v zadním ložisku [N.m]

Reakce od hmotnosti v zadním ložisku R_B :

$$R_B = \frac{L_{II} \cdot F_{II} - L_I \cdot F_I}{L} [N] \quad (464)$$

Podmínka silové rovnováhy:

$$F_I + F_{II} - R_B - R_A = 0 [N] \quad (465)$$

Kde:

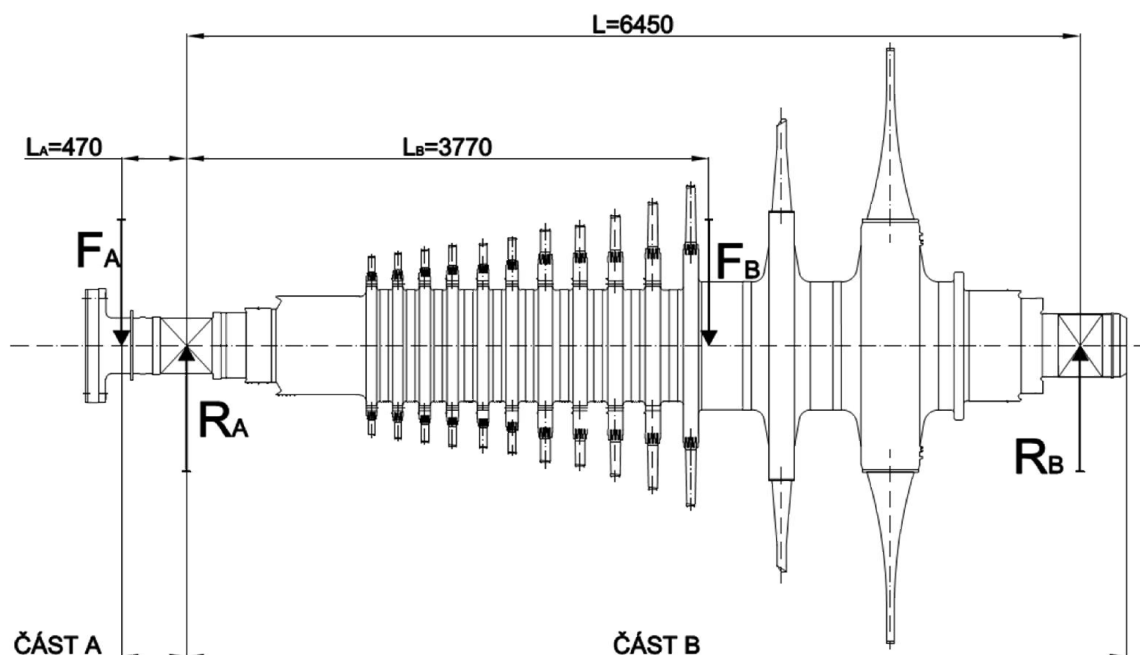
R_A je reakce v předním ložisku [N.m]

Reakce v předním ložisku R_B :

$$R_A = F_I + F_{II} - R_B [N] \quad (466)$$

Tab. 85 Reakce v radiálních ložiscích ST-NT dílu

Ložisko		Přední	Zadní
m_i	[kg]	1208,25	45639,12
F_i	[N]	11848,88	447566,87
L	[m]	6,45	
L_i	[m]	0,47	3,77
R_i	[kN]	198,685	260,741



Obr. 35 Reakce v radiálních ložiscích

8.2 Výběr radiálních ložisek ST-NT dílu

Radiální ložiska jsou volena jako segmentová. Při volbě ložisek se díváme především na dva parametry. Jedním z nich je průměr hřídele rotoru, na kterém je ložisko umístěno a druhým je měrný tlak v ložisku. Průměr hřídele předního ložiska je dán výpočtem rotoru na krut. Průměr hřídele zadního ložiska je svázán s modulovou řadou MODUL 7. Měrný tlak v obou ložiscích by se měl pohybovat kolem hodnoty $1,7 \text{ MPa} \pm 10\%$.

Ložiska byla na doporučení společnosti DŠP vybrána z katalogu firmy Waukesha Bearings a Dover Company. Rozměry ložisek jsou uvedeny v Příloze 12.

Měrný tlak v ložisku R_b :

$$p_{\text{lož}_i} = \frac{R_i}{d_i \cdot B_i} [\text{MPa}] \quad (467)$$

Kde:

R_i je reakce v ložisku [kN]

B_i je šířka segmentu ložiska [mm]

d_i je průměr hřídele, na kterém je ložisko umístěno [mm]

Tab. 86 Radiální ložiska ST-NT dílu

Ložisko			Zadní	Zadní
			Waukesha TJB 400 280	Waukesha TJB 450 315
Průměr hřídele	d_i	[mm]	400	450
Šířka segmentu	B_i	[mm]	280	315
Měrný tlak	$p_{\text{lož}_i}$	[MPa]	1,77	1,84

Z hodnoty měrného tlaku vyplývá, že obě ložiska vyhovují. Pro přesnější určení výkonu turbosoustrojí by bylo ještě zapotřebí, zjistit přesné hodnoty ztrátového výkonu obou ložisek. Ten však v katalogu uveden není, a proto se musíme spokojit s prostým odhadem jejich účinnosti uvedeném v kapitole 2.

9 Návrh a kontrola skříně ST-NT tělesa

Na závěr konstrukčních výpočtů je nutné provést pevnostní kontrolu skříně ST-NT tělesa turbíny. Pro výpočet je nutné navrhnout tloušťku skříně a poté ji zkontrolovat podle teorie tlustostěnných tlakových nádob o vnitřním poloměru r_1 a vnějším poloměru r_2 . Skříň je namáhána vnitřním přetlakem a napětím vyvolaným tepelným pnutím materiálu. Pro skříň byl vybrán materiál **42 2747.6**, jehož vlastnosti jsou uvedeny v Příloze 4.

Pro výpočet jsou použity vztahy ze zdroje [1].

Tloušťka tělesa s :

$$s[m]$$

- volena, tloušťka tělesa není konstantní

Střední poloměr skříně r_s :

$$r_s = \frac{r_1 + r_2}{2} [m] \quad (468)$$

Kde:

r_1 je vnitřní poloměr skříně $[m]$, určeno z výkresu

r_2 je vnější poloměr skříně $[m]$, určeno za pomoci volené tloušťky s

Substituce pro přehlednější výpočet:

$$Y = \frac{r_2}{r_1} [-] \quad (469)$$

$$y = \frac{r_s}{r_1} [-] \quad (470)$$

Talková diference mezi tlakem v tělese a tlakem okolí Δp :

$$\Delta p = p_1 - p_{atm} [MPa] \quad (471)$$

Kde:

p_1 je tlak uvnitř tělesa $[MPa]$

p_{atm} je atmosférický tlak $[MPa]$

Namáhání od přetlaku

Tangenciální namáhání od přetlaku σ_{tp} :

$$\sigma_{tp} = \frac{\Delta p}{y^2} \cdot \frac{Y^2 + y^2}{Y^2 - 1} [MPa] \quad (472)$$

Radiální namáhání od přetlaku σ_{rp} :

$$\sigma_{rp} = -\frac{\Delta p}{2} \cdot \frac{Y^2 - y^2}{Y^2 - 1} [MPa] \quad (473)$$

Axiální namáhání od přetlaku σ_{ap} :

$$\sigma_{ap} = \frac{\Delta p}{Y^2 - 1} [MPa] \quad (474)$$

Přídavné namáhání od rozdílu teplot

Tepelná diference mezi teplotou v tělese a teplotou okolí ΔT :

$$\Delta T = T_1 - T_2 [K] \quad (475)$$

Kde:

T_1 je teplota uvnitř tělesa $[^\circ C]$

T_2 je teplota ve strojně $[^\circ C]$

Střední teplota stěny T_s :

$$T_s = T_2 + \Delta T \cdot \frac{\ln \frac{r_2}{r_s}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} [^{\circ}C] \quad (476)$$

Tangenciální složka přidavného namáhání od rozdílů teplot σ_{iT} :

$$\sigma_{iT} = -\frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T}{2 \cdot (1-\nu)} \cdot \left(\frac{\ln \frac{Y}{y} - 1}{\ln Y} + \frac{\left(\frac{Y}{y}\right)^2 + 1}{Y^2 - 1} \right) [MPa] \quad (477)$$

Kde:

E je Youngův modul pružnosti v tahu [MPa], určeno z Přílohy 7.
 β je koeficient tepelné roztažnosti, $\beta = 1,2 \cdot 10^{-5}$ [-]
 ν je Poissonova konstanta, $\nu = 0,3$ [-]

Radiální složka přidavného namáhání od rozdílů teplot σ_{rT} :

$$\sigma_{rT} = -\frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T}{2 \cdot (1-\nu)} \cdot \left(\frac{\ln \frac{Y}{y}}{\ln Y} - \frac{\left(\frac{Y}{y}\right)^2 - 1}{Y^2 - 1} \right) [MPa] \quad (478)$$

Axiální složka přidavného namáhání od rozdílů teplot σ_{aT} :

$$\sigma_{aT} = -\frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T}{2 \cdot (1-\nu)} \cdot \left(\frac{2 \cdot \ln \frac{Y}{y} - 1}{\ln Y} + \frac{2}{Y^2 - 1} \right) [MPa] \quad (479)$$

Výsledné tahové namáhání

Výsledné tangenciální namáhání σ_t :

$$\sigma_t = \sigma_{tp} + \sigma_{iT} [MPa] \quad (480)$$

Výsledné radiální namáhání σ_r :

$$\sigma_r = \sigma_{rp} + \sigma_{rT} [MPa] \quad (481)$$

Výsledné axiální namáhání σ_a :

$$\sigma_a = \sigma_{ap} + \sigma_{aT} [MPa] \quad (482)$$

Smykové namáhání

Smykové namáhání na vnitřním poloměru τ_{r1} :

$$\tau_{r1} = \frac{|\sigma_a| - |\sigma_r|}{2} [MPa] \quad (483)$$

Smykové namáhání na středním poloměru τ_s :

$$\tau_{rs} = \frac{\sigma_t - |\sigma_r|}{2} [MPa] \quad (484)$$

Smykové namáhání na vnějším poloměru τ_{r2} :

$$\tau_{r2} = \frac{\sigma_t}{2} [MPa] \quad (485)$$

Maximální smykové napětí τ_{\max} :

$$\tau_{\max} = \max(\tau_{r1}; \tau_s; \tau_{r2}) [MPa] \quad (486)$$

Splnění Guestovy pevnostní podmínky:

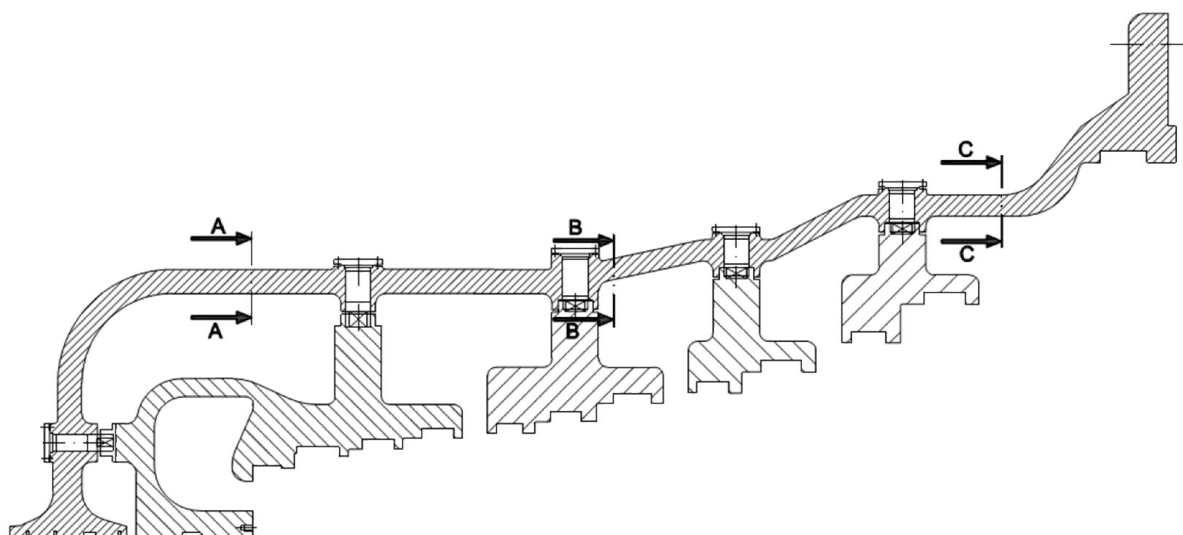
$$\tau_{\max} \leq \frac{\sigma_D}{2} [MPa] \quad (487)$$

Kde:

σ_D je dovolené napětí [MPa], určeno z Přílohy 13

U ST-NT tělesa je kontrola skříně provedena ve třech řezech:

- Před 1. stupněm (řez A-A.)
- Před 7. stupněm (řez B-B.)
- Před 12. stupněm (řez C-C.)



Obr. 36 Pevnostní kontrola skříně ST-NT tělesa

Tab. 87 Pevnostní kontrola skříně ST-NT tělesa

ŘEZ		ŘEZ A-A	ŘEZ B-B	ŘEZ C-C
p_1	[MPa]	2,83	0,935	0,12
p_{atm}	[MPa]	0,101		
Δp	[MPa]	2,73	0,835	0,019
Materiál	[-]	42 2747.6		
r_1	[m]	1,261	1,315	1,895
s	[m]	0,8	0,7	0,7
r_2	[m]	1,341	1,385	1,965
r_s	[m]	1,301	1,35	1,93
T_1	[°C]	564,67	401,17	171,56
T_2	[°C]	40		
ΔT	[K]	524,67	361,17	143,56
T_s	[°C]	298,3	218,24	105,12
σ_D	[MPa]	167	177,551	195
Y	[-]	1,063	1,053	1,037
y	[-]	1,032	1,026	1,018
σ_{tp}	[MPa]	43,004	15,671	0,530
σ_{rp}	[MPa]	-0,693	-0,211	-0,0049
σ_{ap}	[MPa]	20,851	7,635	0,261
E	[MPa]	191000	198000	208000
ν	[-]	0,3		
β	[-]	$1,2 \cdot 10^{-5}$		
σ_{tT}	[MPa]	8,797	5,294	1,418
σ_{rT}	[MPa]	-13,198	-7,942	-2,126
σ_{aT}	[MPa]	-4,401	-2,648	-0,709
σ_t	[MPa]	51,801	20,966	1,948
σ_r	[MPa]	-13,890	-8,154	-2,131
σ_a	[MPa]	16,450	4,987	-0,448
T_{r1}	[MPa]	1,280	-1,583	-0,842
T_{rs}	[MPa]	18,955	6,406	-0,092
T_{r2}	[MPa]	25,900	10,483	0,974
T_{max}	[MPa]	25,900	10,483	0,974
$\sigma_D/2$	[MPa]	83,5	87	97,5

Tloušťka skříně ST-NT tělesa je mírně předimenzovaná. Výsledné hodnoty namáhání by vydržela i stěna o tloušťce 55 mm. Avšak výroba tlakové nádoby o takto malé tloušťce by byla značně složitá. Skříň by se především problematicky odlévala a odlitek by pravděpodobně nedosahoval požadovaných kvalit. Proto byly použity tloušťky uvedené v Tab 87.

Pevnostní kontrola výstupního hrdla ST-NT tělesa není v práci provedena.

10 Bilanční schéma při sníženém výkonu

Pro výpočet bilančního schématu pro 75 % výkonu je nutné vycházet ze zadaného typu regulace. V diplomové práci je uvažován princip dýzové (skupinové) regulace a klouzavá teplota napájecí vody a odplynění, to znamená, že z měnícím se výkonem se mění i jejich teplota.

Se snížením výkonu dochází ke snížení průtoku páry jednotlivými stupni turbíny. S průtočným množstvím páry je úzce spjat i tlak za jednotlivými stupni turbíny, který se mění podle tzv. Parního kužele. Ten je charakterizován následujícím vztahem.

$$\left(\frac{\dot{M}_{new}}{\dot{M}}\right)^2 = \frac{T_2}{T_{2_new}} \cdot \frac{p_{2_new}^2 - p_{k_new}^2}{p_2^2 - p_k^2} \quad (488)$$

Kde:

\dot{M}_{new} je nový průtok stupněm při sníženém výkonu [kg/s]

T_{2_new} je nová teplota za stupněm při sníženém výkonu [°C]

p_{2_new} je nový tlak za stupněm při sníženém výkonu [MPa]

p_{k_new} je nový tlak v kondenzátoru sníženém výkonu [MPa]

Vzhledem k tomu, že druhá mocnina tlaků v kondenzátoru je oproti druhé mocnině tlaků na výstupu ze stupně zanedbatelně malá můžeme vztah zjednodušit na:

$$\frac{\dot{M}_{new}}{\dot{M}} = \frac{p_{2_new}}{p_2} \quad (489)$$

Pomocí tohoto vzorce můžeme zjistit tlaky v jednotlivých regeneračních odběrech při sníženém výkonu. Potom můžeme za následujících předpokladů dopočítat zbylé parametry bilančního schématu:

- Tlak v kondenzátoru je neměnný (konstantní)
- Průtočný kanál a rozměry lopatek jsou neměnné
- Tlak a teplota admisní páry je konstantní
- Teplota přihřátí je konstantní
- Účinnost VT i ST-NT dílu byla na doporučení společnosti DŠP snížena o 2%

Parametry bilančního schématu při sníženém výkonu jsou uvedeny v Tab. 89.

Tab. 88 Bilanční schéma při sníženém provozu

Výkon		100%	75%
P	[MW]	250	187,5
Odběry-Tlaky			
p_{od1}	[MPa]	5,594	4,045
p_{od2}	[MPa]	3,145	2,314
p_{od3}	[MPa]	1,381	1,084
p_{od4}	[MPa]	0,699	0,568
p_{od5}	[MPa]	0,302	0,254
p_{od6}	[MPa]	0,120	0,106
p_{od7}	[MPa]	0,044	0,041
Odběry-Průtoky			
M_{VTO1}	[kg/s]	17,315	10,527
M_{VTO2}	[kg/s]	13,891	8,794
M_{NN}	[kg/s]	9,985	6,920
M_{NTO4}	[kg/s]	8,856	5,950
M_{NTO3}	[kg/s]	7,824	5,331
M_{NTO2}	[kg/s]	6,958	4,799
M_{NTO1}	[kg/s]	6,218	4,331
M_{DOD}	[kg/s]	10,493	7,648
Průtoky turbínou			
M_{VT I}	[kg/s]	209,860	152,960
M_{VT II}	[kg/s]	192,545	142,433
M_{ST-NT I}	[kg/s]	178,654	133,639
M_{ST-NT II}	[kg/s]	168,669	126,718
M_{ST-NT III}	[kg/s]	159,813	120,768
M_{ST-NT IV}	[kg/s]	151,989	115,437
M_{ST-NT V}	[kg/s]	145,031	110,638
M_{ST-NT VI}	[kg/s]	138,813	106,305
Klouzavé teploty			
t_{odpl}	[°C]	190	179,23
t_{NV}	[°C]	260	240,55

Bilanční schémata pro 100% výkon je uvedeno v příloze 13. Bilanční schéma pro 75% výkon je uvedeno v příloze 14.

11 Celková bilance výkonu turbosoustrojí

Bilance výkonu je provedena pro nominální provozní stav turbíny. Do celkové bilance výkonu turbíny je nutno započítat i ztráty vnitřními a vnějšími ucpávkami, jenž byli zanedbány v tepelném výpočtu.

Celkový výkon na turbíny P_T :

$$P_T = P_{VT} + P_{ST-NT} [MW] \quad (490)$$

Celkový výkon na svorkách generátoru P_G :

$$P_G = P \cdot \eta_G \cdot \eta_{mech} [MW] \quad (491)$$

Rozdíl mezi požadovaným a skutečným výkonem na svorkách generátoru ΔP :

$$\Delta P = P_G - P_A [MW] \quad (492)$$

Procentuální rozdíl mezi požadovaným a skutečným výkonem na svorkách generátoru $\Delta P_{\%}$:

$$\Delta P_{\%} = \left(1 - \frac{P_A}{P_G}\right) \cdot 100 [\%] \quad (493)$$

Teplo přivedené na VT díl $q_{1př}$:

$$q_{1př} = i_{VT_in} - i_{NV} [kJ / kg] \quad (494)$$

Teplo přivedené na ST-NT díl $q_{2př}$:

$$q_{2př} = i_{ST-NT_in} - i_{VT_out} [kJ / kg] \quad (495)$$

Celkový přivedený tepelný výkon $Q_{př}$:

$$Q_{př} = \dot{M}_{VT_in} \cdot q_{1př} + \dot{M}_{ST-NT_in} \cdot q_{2př} [MW] \quad (496)$$

Tepelná účinnost cyklu η^T :

$$\eta^T = \frac{P_G}{Q_{př}} \cdot 100 [\%] \quad (497)$$

Celková měrná spotřeba tepla c_q :

$$c_q = \frac{3600}{\eta^T} [kJ / kWh] \quad (498)$$

Tab. 89 Celková bilance výkonu a tepelné účinnosti

P_{ST-NT}	[MW]	170,818
P_{VT}	[MW]	86,213
P_T	[MW]	257,031
P_G	[MW]	250,644
P_a	[MW]	250,000
ΔP	[MW]	0,644
$\Delta P_{\%}$	[%]	+0,258
$q_{1př}$	[kJ/kg]	2340,005
$q_{2př}$	[kJ/kg]	545,689
$Q_{př}$	[MW]	588,563
η_T	[%]	42,586
c_q	[kJ/kWh]	8453,523

12 Porovnání koncepcí 3a a 3b

Jedním z požadavků zadání bylo porovnat termodynamickou účinnost jednotlivých dílů a měrnou spotřebu tepla s prací 3b. Při návrhu tepelného schématu byly voleny, stejné či podobné koeficienty jako v práci 3b (pokud to bylo možné). Ačkoliv jsou si tepelná schémata obou prací podobná, konstrukční a technologické odlišnosti obou koncepcí způsobí rozdíly v hodnotách výkonu i účinnosti. Porovnání účinností jednotlivých dílů a měrné spotřeby tepla s prací 3b je uvedeno v Tab. 90.

Tab. 90 Porovnání koncepcí 3a a 3b

ÚLOHA		3a	3b	ROZDÍL
c_q	[kJ/kWh]	8453,523	8417,701	-35,822
η_{tdi}^{VT}	[%]	88,407	88,740	-0,333
η_{tdi}^{ST-NT}	[%]	87,867	89,090	-1,233

Z tabulky vyplývá, že účinnost i měrná spotřeba tepla vychází příznivěji pro koncepci s kombinovaným VT-ST dílem a dvou Proudým NT dílem (úloha 3a). Tento fakt je dán především koncepcí samostatného dvou Proudého NT dílu, která z hlediska termodynamické účinnosti vychází lépe, než jednoproudá koncepce NT dílu plynule navazující na ST díl a tvořící kombinovaný ST-NT díl.

12.1 Konstrukční porovnání

Krom porovnání měrné spotřeby tepla a termodynamických účinností můžeme oba koncepty porovnat ještě s konstrukčního hlediska.

ST-NT koncepce

Výhody:

- + Absence talkové ztráty převáděcího potrubí mezi ST a NT částí
- + Difuzorové hrdlo umožní, dosáhnou minimálního tlaku za poslední lopatkovou řadou a ne až v kondenzátoru
- + Koncepce axiálního výstupu do kondenzátoru nepotřebuje podsklepení turbíny
- + Menší počet řad lopatkování

Nevýhody:

- Jednoproudá koncepce způsobí větší namáhání oběžných lopatek NT části
- Horší termodynamická účinnost

VT-ST koncepce

Výhody:

- + Kratší lopatky v NT části
- + Ověřená konstrukce
- + Lepší termodynamická účinnost

Nevýhody:

- Tlaková ztráta převáděcím potrubím mezi ST a NT částí
- Podsklepení vyžaduje velké stavební úpravy
- Tlaková ztráta mezi výstupním potrubím a kondenzátorem
- Větší počet řad -> větší axiální délka

V práci byly pro poslední stupně ST-NT dílu použity největší modulové lopatky, které má společnost DŠP k dispozici, proto lze předpokládat, že požadovaný elektrický výkon 250 MW bude pro tuto koncepci limitní.

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést návrh a výpočet dvoutělesové kondenzační parní turbíny s přihříváním. Tato diplomová práce byla vytvořena současně s diplomovou prací „Parní turbína pro fosilní elektrárnu“ (úloha 3b) a zabývá se koncepcí samotného VT dílu a kombinovaného jednoproudého ST-NT dílu.

Tepelným výpočtem byly určeny parametry páry a vody v jednotlivých bodech tepelného schématu. Dále pak byly vypočteny hmotnostní toky v jednotlivých částech turbíny (bez ztrát ucpávkami) a také v regeneračních odběrech. Hmotnostní tok páry vstupující na VT díl nabývá hodnoty $209,860 \text{ kg/s}$. Hmotnostní tok páry vstupující na ST-NT díl činí $178,654 \text{ kg/s}$. Na závěr první části byl stanoven teoretický výkon turbosoustrojí odpovídající požadovanému elektrickému výkonu 250 MW .

Následující část práce se věnuje návrhu průtočného kanálu jak VT, tak i ST-NT dílu. Jsou zde vypočteny parametry průtočného kanálu a určeny délky rozváděcích lopatek obou těles. Při známých parametrech průtočného kanálu jsou určeny skutečné hodnoty termodynamické účinnosti jednotlivých těles a mechanické výkony obou těles. Termodynamická účinnost VT tělesa je $88,407\%$, mechanický výkon VT tělesa činí $86,213 \text{ MW}$. Termodynamická účinnost ST-NT tělesa dosahuje hodnoty $87,867\%$, přičemž mechanický výkon ST-NT tělesa je $170,818 \text{ MW}$. Práce se dále detailně věnuje návrhu kombinovaného jednoproudého ST-NT dílu. ST-NT díl se skládá celkově z třinácti řad, mezi kterými je umístěno pět neregulovaných odběrů systému regenerace. Prvních sedm řad tvoří válcové lopatky, dalších šest řad je pak tvořeno zborcenými lopatkami, neboť jejich délka je již příliš dlouhá. Z katalogu profilů lopatek (Příloha 2) jsou určeny jednotlivé profily lopatek (rozváděcích i oběžných) pro první až jedenáctý stupeň. Poslední dva stupně jsou modulové a jejich parametry byly dodány společností DŠP.

Pevnostní kontrola ST-NT tělesa zahrnuje pevnostní výpočet oběžných a rozváděcích lopatek, rozváděcích kol, závěsů oběžných lopatek a závěsů oběžných kol. Souběžně s pevnostním výpočtem byl vypracován podélný řez ST-NT části, ze kterého vychází jednotlivé rozměry rozváděcích kol a závěsů. Materiály používané pro oběžné a rozváděcí lopatky, rozváděcí kola a materiál rotoru byly zvoleny z Přílohy 4 a z Přílohy 8. Materiály oběžných lopatek pro poslední dva modulové stupně byly zvoleny na doporučení DŠP od firmy Böhler.

Výpočet ucpávek zahrnuje návrh vnějších i vnitřních ucpávek ST-NT dílu. Výpočet ztrátového hmotnostního toku vnější přední ucpávky ST-NT dílu, vnitřních ucpávek ST-NT dílu a odhad ztrátového toku vnějších VT ucpávek, nám zásadně ovlivňuje návrh průtočné části, neboť zmenšuje hmotnostní průtok turbínou.

Další částí tvoří konstrukční výpočty. Je proveden kontrolní výpočet rotoru a návrh spojky. Spojka byla zvolena jako pevná s deseti šrouby M72. Dále pak jsou spočítány kritické otáčky rotoru. Rotor je diskové koncepce, tudíž výpočet byl proveden podle teorie elastického rotoru. Hodnota kritických otáček rotoru činí $1790,1 \text{ ot/min}$. Další kapitolou je výběr vhodných radiálních ložisek. Ložiska byla na doporučení DŠP vybrána z katalogu firmy Waukesha. Zvolená radiální ložiska jsou segmentového typu. V práci je provedena i pevnostní kontrola skříně ST-NT tělesa. Tloušťka skříně není konstantní a je rozdělena na dvě části, první část má tloušťku 70 mm a druhá 80 mm .

V předposlední části práce je spočtena tepelná bilance pro 75% provoz a celkový bilance turbosoustrojí. Celkový skutečný výkon turbosoustrojí činí $250,644 \text{ MW}$, což je o $0,258\%$ více než je požadovaných 250 MW . Celková tepelná účinnost celého cyklu činí $42,585\%$. Této účinnosti odpovídá měrná spotřeba tepla $8453,523 \text{ kJ/kWh}$.

Závěrečná část práce obsahuje porovnání s prací 3b. Z porovnání vyplývá, že koncepce kombinovaného VT-ST s dvouproudým NT dílem je oproti koncepci s VT dílem a jednoproudým kombinovaným ST-NT dílem hospodárnější, neboť měrná spotřeba tepla práce 3b je oproti této práci menší o $35,822 \text{ kJ/kWh}$. Pro dlouhodobý provoz by byla zřejmě lepší koncepce 3b s kombinovaným VT-ST dílem, tato varianta by však byla investičně nákladnější a zahrnovala by i více stavebních prací a úprav.

K práci je přiložen výkres podélného řezu ST-NT tělesa, který byl vypracován na základě spolupráce s konzultantem ve společnosti DŠP a konzultací s vedoucím diplomové práce. Výkres je zobrazen v Příloze 15.

Výpočet parní turbíny provedený v této práci poskytuje ucelený pohled na průtočnou část, celkovou konstrukci ST-NT dílu a bilanční schéma zapojení. Pro přesné stanovení jednotlivých rozměrů turbíny by byl zapotřebí rozsáhlejší a přesnější výpočet jednotlivých částí turbíny. K tomu by bylo zapotřebí znát přesněji některé koeficienty, odstranit zjednodušující předpoklady a v neposlední řadě použít specializovaný software. Diplomovou práci je však možné brát jako prvotní odhad jednotlivých rozměrů turbíny.

Seznam použitých podkladů

Seznam použité literatury

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbíny - tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2007. str. 160.
- [2] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [3] KRBEK, J. POLESNÝ, B. FIEDLER, J. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1334-4.
- [4] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [5] ŠČEGLJAJEV, Andrej Vlad. *Parní turbíny. Teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. 1. svazek*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 367 s.
- [6] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny*. 1. vyd. Praha, 1955, 498 s.
- [7] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny*. 2. vyd. Praha, 1956, 646 s.
- [8] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. 1. vyd. Brno: Vysoké Učení technické. 1987, 268 s
- [9] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. 1968. 1. vyd, česky. SNTL Praha. 544 s.
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. Transformační technologie [online]. Dostupné z: www.transformacni-technologie.cz
- [11] Interní literatura společnosti DŠP

Internetové odkazy

- [1W] Waukesha Bearings: Waukesha Bearings' Company Literature | Waukesha Bearings [online]. *Katalog radiálních ložisek 2015*. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: <http://www.waukbearing.com/en/technical-resources/company-literature/>
- [2W] Bohler Brand Site [online]. 2010 [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: <http://www.bohlersteel.com/>

Použitý software

- [1S] Doplněk programu Microsoft Excel – X Steam v2.6
- [2S] Microsoft Word 2010
- [3S] Autodesk AutoCAD 2013
- [4S] SolidWorks 2012

Seznam zkratk a symbolů

Seznam zkratk

DŠP	DOOSAN ŠKODA POWER
RZV	Rychlozávěrný ventil
RV	Regulační ventil
ZV	Závěrný ventil
NN	Napájecí nádrž
NČ	Napájecí čerpadlo
KČ	Kondenzátní čerpadlo
VTO	Vysokotlaký regenerační ohřívák
NTO	Nízkotlaký regenerační ohřívák
VT	Vysokotlaký
VT-ST	Vysokotlaký - středotlaký
ST-NT	Středotlaký - nízkotlaký
NT	Nízkotlaký

Seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
p	[MPa]	Tlak
t	[°C]	Teplota
i	[kJ/kg]	Entalpie
s	[kJ/(kg.K)]	Entropie
v	[m ³ /kg]	Měrný objem
x	[-]	Suchost
R	[-]	Stupeň reakce
h	[kJ/kg]	Tepelný spád
a	[kJ/kg]; [m.s ⁻¹]	Měrná práce, rychlost zvuku
P	[MW]	Výkon
M	[kg/s]	Hmotnostní tok páry/vody
ξ	[-]	Poměrná tlaková ztráta
δ	[°C]	Nedohřev tepelného výměníku
δ _r	[mm]	Radiální mezera ucpávky
η	[-];[%]	Účinnost
y	[-];[mm]	Poměrné množství páry; průhyb
m	[kg]	Hmotnost
m _{VTO, NTO}	[-]	Velikost ohřátí ve VTO/NTO
u	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost
c	[m.s ⁻¹]	Absolutní rychlost
w	[m.s ⁻¹]	Relativní rychlost
ω	[m.s ⁻¹]	Úhlová rychlost
φ	[-]	Rychlostní ztrátový součinitel rozváděcích lopatek
ψ	[-]	Rychlostní ztrátový součinitel oběžných lopatek
α	[°]	Úhel absolutní rychlosti v lopatkové mříži
β	[°]	Úhel relativní rychlosti v lopatkové mříži
n	[min ⁻¹]	Otáčky
n _{skup}	[-]	Počet skupin dýzové regulace
d	[m]	Průměr
D	[m]	Průměr lopatkování

Symbol	Jednotka	Význam
L	[m]	Délka lopatky; meziložisková vzdálenost
ΔL	[mm]	Přesah oběžné lopatky
Z	[kJ/kg]	Entalpická ztráta
z	[-]	Poměrná ztráta; počet lopatek
ε	[-]	Parciálnost stupně
r_f	[-]	Reheat factor
Ma	[-]	Machovo číslo
B	[cm]	Šířka lopatky
b	[cm]	Délka tětivy profilu
γ	[°]	Úhel nastavení profilu
S_0	[cm ²]	Plocha profilu na patním průměru
J	[cm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
W_o	[cm ³]	Modul průřezu v ohybu
W_k	[m ³]	Modul průřezu v krutu
t_{opt}	[-]	Optimální poměrná rozteč lopatek
λ	[°]	Úhel na špičce/patě oběžné lopatky
M_k	[N.m]	Krouticí moment
F	[N]	Síla
O	[N]	Odstředivá síla
σ	[MPa]	Ohybové napětí
τ	[MPa]	Smykové namáhání
T	[m]	Těžištní rozteč
V	[m ³]	Objem
k	[-]	Součinitel odlehčení
k_k	[-]	Bezpečnost
A	[m ²]	Plocha
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
M_o	[N.m]	Ohybový moment
π	[-]	Ludolfovo číslo; tlakový poměr
μ	[-]	Průtokový součinitel ucpávky
Δ_b	[mm]	Šířka břitu ucpávky
G	[kg]	Celková hmotnost rotoru
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
s	[m]	Tloušťka skříně
r	[m]	Poloměr skříně
q	[kJ/kg]	Přivedené teplo
Q	[MW]	Tepelný výkon
c_q	[kJ/kWh]	Měrná spotřeba tepla

Seznam obrázků

<i>Obr. 1 Jednostupňová Lavalova turbína [5]</i>	15
<i>Obr. 2 Parsonsova turbína [10]</i>	16
<i>Obr. 3 Návrh tepelného schématu oběhu parní turbíny</i>	18
<i>Obr. 4 Veličiny kondenzátoru</i>	27
<i>Obr. 5 Napájecí nádrž a její parametry</i>	28
<i>Obr. 6 Parametry kondenzátního čerpadla</i>	29
<i>Obr. 7 Parametry napájecího čerpadla</i>	31
<i>Obr. 8 Parametry VTO1</i>	32
<i>Obr. 9 Parametry VTO2</i>	34

Obr. 10 Parametry NTO4.....	39
Obr. 11 Parametry NTO3.....	40
Obr. 12 Parametry NTO2.....	42
Obr. 13 Parametry NTO1.....	44
Obr. 14 Schéma tepelné bilance VTO1	46
Obr. 15 Schéma tepelné bilance VTO2	46
Obr. 16 Schéma tepelné bilance napájecí nádrže	47
Obr. 17 Schéma tepelné bilance NTO4.....	47
Obr. 18 Schéma tepelné bilance NTO3.....	48
Obr. 19 Schéma tepelné bilance NTO2.....	48
Obr. 20 Schéma tepelné bilance NTO1	49
Obr. 21 Průtočná část rovnotlakého stupně (1 – rozváděcí lopatky; 2 – oběžné lopatky)[2] .	55
Obr. 22 Charakteristické rozměry profilů lopatek, dle [1]	78
Obr. 23 Síla působící na profil lopatky, dle [1]	84
Obr. 24 Rozměry oběžné lopatky a bandáže	86
Obr. 25 Rozměry rozvidleného závěsu, dle [11]	89
Obr. 26 Rozměry závěsu oběžných kol	93
Obr. 27 Rozměry rozváděcích kol	95
Obr. 28 Namáhání rozváděcích lopatek.....	99
Obr. 29 Vnitřní ucpávky (vlevo - typ F; vpravo – typ G), dle [11]	102
Obr. 30 Vnější přední ucpávka typu E, dle [11]	105
Obr. 31 Přední ucpávka ST-NT dílu.....	105
Obr. 32 Zadní ucpávka ST-NT dílu	108
Obr. 33 Schéma zapojení ucpávkové páry	111
Obr. 34 Model rotoru ST-NT tělesa	116
Obr. 35 Reakce v radiálních ložiscích	118
Obr. 36 Pevnostní kontrola skříně ST-NT tělesa.....	121

Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry admisní páry.....	21
Tab. 2 Parametry na vstupu do VT	22
Tab. 3 Parametry izoentropické expanze VT	22
Tab. 4 Parametry reálné expanze VT.....	23
Tab. 5 Parametry na přírubě ST-NT.....	24
Tab. 6 Parametry na vstupu do ST-NT.....	25
Tab. 7 Parametry izoentropické expanze ST-NT.....	26
Tab. 8 Parametry reálné expanze ST-NT.....	26
Tab. 9 Parametry kondenzátoru.....	27
Tab. 10 Parametry odplynění.....	28
Tab. 11 Parametry na výstupu z napájecí nádrže	29
Tab. 12 Parametry za kondenzátním čerpadlem při izoentropické kompresi	30
Tab. 13 Parametry na výstupu z kondenzátního čerpadla	30
Tab. 14 Parametry na výstupu z napájecího čerpadla při izoentropické kompresi.....	31
Tab. 15 Parametry na výstupu z napájecího čerpadla	31
Tab. 16 Parametry na výstupu z VTO1	33
Tab. 17 Parametry kondenzace ve VTO1	33
Tab. 18 Parametry neregulovaného odběru O1.....	34
Tab. 19 Parametry na výstupu z VTO2	35
Tab. 20 Parametry kondenzace ve VTO2.....	35

Tab. 21 Parametry neregulovaného odběru O2.....	36
Tab. 22 Parametry neregulovaného odběru O3.....	38
Tab. 23 Parametry na výstupu z NTO4.....	39
Tab. 24 Parametry kondenzace v NTO4.....	39
Tab. 25 Parametry neregulovaného odběru O4.....	40
Tab. 26 Parametry na výstupu z NTO3.....	41
Tab. 27 Parametry kondenzace v NTO3.....	41
Tab. 28 Parametry neregulovaného odběru O5.....	42
Tab. 29 Parametry na výstupu z NTO2.....	42
Tab. 30 Parametry kondenzace v NTO2.....	43
Tab. 31 Parametry neregulovaného odběru O6.....	43
Tab. 32 Parametry na výstupu z NTO1.....	44
Tab. 33 Parametry kondenzace v NTO1.....	44
Tab. 34 Parametry neregulovaného odběru O7.....	45
Tab. 35 Přehled neregulovaných odběrů.....	49
Tab. 36 Měrná práce VT dílu.....	51
Tab. 37 Tepelné spády mezi odběry v ST-NT dílu.....	51
Tab. 38 Substituce.....	51
Tab. 39 Množství páry na jednotlivých úsecích turbíny.....	52
Tab. 40 Množství páry v odběrech.....	53
Tab. 41 Výkon turbíny.....	54
Tab. 42 Základní parametry průtočné části VT dílu (RS až 6. stupeň).....	61
Tab. 43 Základní parametry průtočné části VT dílu (7. až 13. stupeň).....	62
Tab. 44 Celkové parametry VT dílu.....	64
Tab. 45 Základní parametry průtočné části ST-NT dílu (1. až 7. stupeň).....	65
Tab. 46 Základní parametry průtočné části ST-NT dílu (8. až 13. stupeň).....	66
Tab. 47 Celkové parametry ST-NT dílu.....	67
Tab. 48 Celkové parametry ST-NT dílu.....	68
Tab. 49 Rychlostní trojúhelníky ST-NT dílu (1. až 7. stupeň).....	71
Tab. 50 Rychlostní trojúhelníky ST-NT dílu (8. až 13. stupeň).....	72
Tab. 51 Parametry páry za lopatkovými mřížemi (1. až 7. řada).....	76
Tab. 52 Parametry páry za lopatkovými mřížemi (8. až 13. řada).....	76
Tab. 53 Typy lopatek.....	77
Tab. 54 Typy lopatek (1. až 7. stupeň).....	78
Tab. 55 Typy lopatek (8. až 13. stupeň).....	78
Tab. 56 Charakteristiky profilů rozváděcích lopatek (1. až 7. stupeň).....	80
Tab. 57 Charakteristiky profilů rozváděcích lopatek (8. až 13. stupeň).....	80
Tab. 58 Charakteristiky profilů oběžných lopatek (1. až 7. stupeň).....	81
Tab. 59 Charakteristiky profilů oběžných lopatek (8. až 13. stupeň).....	81
Tab. 60 Délky oběžných lopatek (1. až 7. stupeň).....	82
Tab. 61 Délky oběžných lopatek (8. až 13. stupeň).....	82
Tab. 62 Namáhání oběžných lopatek na ohyb (1. až 7. stupeň).....	85
Tab. 63 Namáhání oběžných lopatek na ohyb (8. až 13. stupeň).....	85
Tab. 64 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek (1. až 7. stupeň).....	88
Tab. 65 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek (8. až 13. stupeň).....	88
Tab. 66 Pevnostní namáhání rozvidlených závěsů (1. až 6. stupeň).....	91
Tab. 67 Pevnostní namáhání rozvidlených závěsů (7. až 11. stupeň).....	92
Tab. 68 Pevnostní namáhání závěsů oběžných kol (1. až 6. stupeň).....	94
Tab. 69 Pevnostní namáhání závěsů oběžných kol (7. až 11. stupeň).....	94
Tab. 70 Pevnostní namáhání rozváděcích kol (1. až 6. stupeň).....	97

Tab. 71 Pevnostní namáhání rozváděcích kol (7. až 11. stupeň)	98
Tab. 72 Pevnostní namáhání rozváděcích lopatek (1. až 6. stupeň)	100
Tab. 73 Pevnostní namáhání rozváděcích lopatek (7. až 11. stupeň)	100
Tab. 74 Parametry mezistupňových ucpávek (2. až 7. stupeň)	103
Tab. 75 Parametry mezistupňových ucpávek (8. až 13. stupeň)	104
Tab. 76 Parametry přední ucpávky ST-NT dílu	107
Tab. 77 Parametry zadní ucpávky ST-NT dílu	109
Tab. 78 Skutečný průtok páry VT tělesem	110
Tab. 79 Skutečný průtok páry ST-NT tělesem (1. až 7. stupeň).....	110
Tab. 80 Skutečný průtok páry ST-NT tělesem (8. až 13. stupeň).....	110
Tab. 81 Ucpávkové potrubí ST- NT dílu	112
Tab. 82 Dimenzování potrubních tras.....	112
Tab. 83 Vlastnosti materiálu X19CrMoVNbN	114
Tab. 84 Kritické otáčky rotoru ST-NT tělesa	116
Tab. 85 Reakce v radiálních ložiscích ST-NT dílu.....	117
Tab. 86 Radiální ložiska ST-NT dílu	118
Tab. 87 Pevnostní kontrola skříně ST-NT tělesa.....	122
Tab. 88 Bilanční schéma při sníženém provozu.....	124
Tab. 89 Celková bilance výkonu a tepelné účinnosti	125
Tab. 90 Porovnání koncepcí 3a a 3b.....	126

Seznam grafů

Graf 1 Definice stupně reakce, dle [2]	16
Graf 2 Stupeň reakce rovnotlakého stupně	17
Graf 3 Rychlostní trojúhelník akčního stupně, dle [2]	17
Graf 4 Zjednodušená expanzní čára turbíny.....	19
Graf 5 Expanze ve VT díle turbíny	20
Graf 6 Vliv škrcení v SRV.....	21
Graf 7 Expanze páry v ST-NT dílu	24
Graf 8 Průběh kondenzace a ohřev chladicí vody	27
Graf 9 Průběh teplot v napájecí nádrži.....	28
Graf 10 Průběh teplot ve VTO1	32
Graf 11 Průběh teplot ve VTO2	34
Graf 12 Poloha indiferentního bodu [2]	37
Graf 13 Průběh teplot ve NTO4	39
Graf 14 Průběh teplot ve NTO3	40
Graf 15 Průběh teplot ve NTO2	42
Graf 16 Průběh teplot ve NTO1	44
Graf 17 Znázornění reheat factoru [9]	63
Graf 18 Lopatkový plán ST- NT tělesa.....	68
Graf 19 Rychlostní trojúhelník a jeho značení, dle [2]	69
Graf 20 Rychlostní trojúhelníky 1. a 2. stupně.....	72
Graf 21 Rychlostní trojúhelníky 3. a 4. stupně.....	73
Graf 22 Rychlostní trojúhelníky 5. a 6. stupně.....	73
Graf 23 Rychlostní trojúhelníky 7. a 8. stupně.....	73
Graf 24 Rychlostní trojúhelníky 9. a 10. stupně.....	73
Graf 25 Rychlostní trojúhelníky 11. a 12. stupně.....	74
Graf 26 Rychlostní trojúhelník 13. stupně	74
Graf 27 Fannova křivka, dle [1]	101

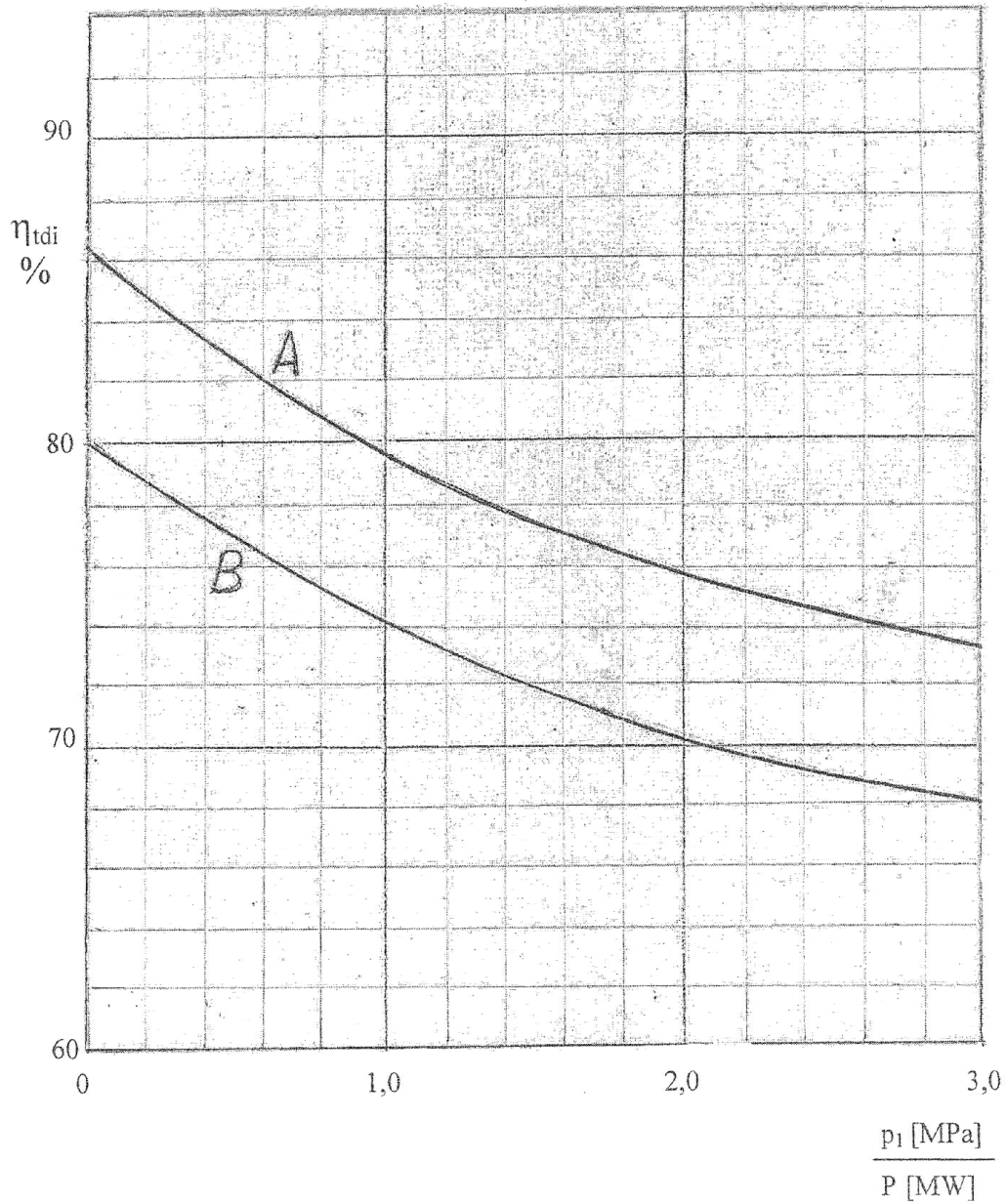
Seznam příloh

- Příloha 1: Odhad vnitřní termodynamické účinnosti turbíny [1]*
- Příloha 2: Katalog profilů rozváděcích a oběžných lopatek [1]*
- Příloha 3: Součinitel odlehčení a přibližná šířka lopatky [1]*
- Příloha 4: Konstrukční materiály [1]*
- Příloha 5: Součinitel φ pro výpočet namáhání rozváděcího kola [1]*
- Příloha 6: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola [1]*
- Příloha 7: Diagram určení Youngova modulu pružnosti v tahu [1]*
- Příloha 8: Katalog materiálů [11]*
- Příloha 9: Průtokový součinitel [4]*
- Příloha 10: Zkratový součinitel elektrického generátoru [1]*
- Příloha 11: Model rotoru ST-NT tělesa turbíny*
- Příloha 12: Výběr z katalogu radiálních ložisek od firmy Waukesha [1W]*
- Příloha 13: Bilanční schéma pro 100% výkon*
- Příloha 14: Bilanční schéma pro 75% výkon*
- Příloha 15: Podélný řez ST-NT dílu*

Přílohy

Příloha 1: Odhad vnitřní termodynamické účinnosti turbíny [1]

Křivka A platí pro dvoutělesové a bohatě vyložené turbíny
B pro levnější turbíny s Curtisovým stupněm



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

α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	$J_{0, min}$ (cm ⁴)	$W_{0, min}$ (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 38	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _k	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A _k	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B _k	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

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

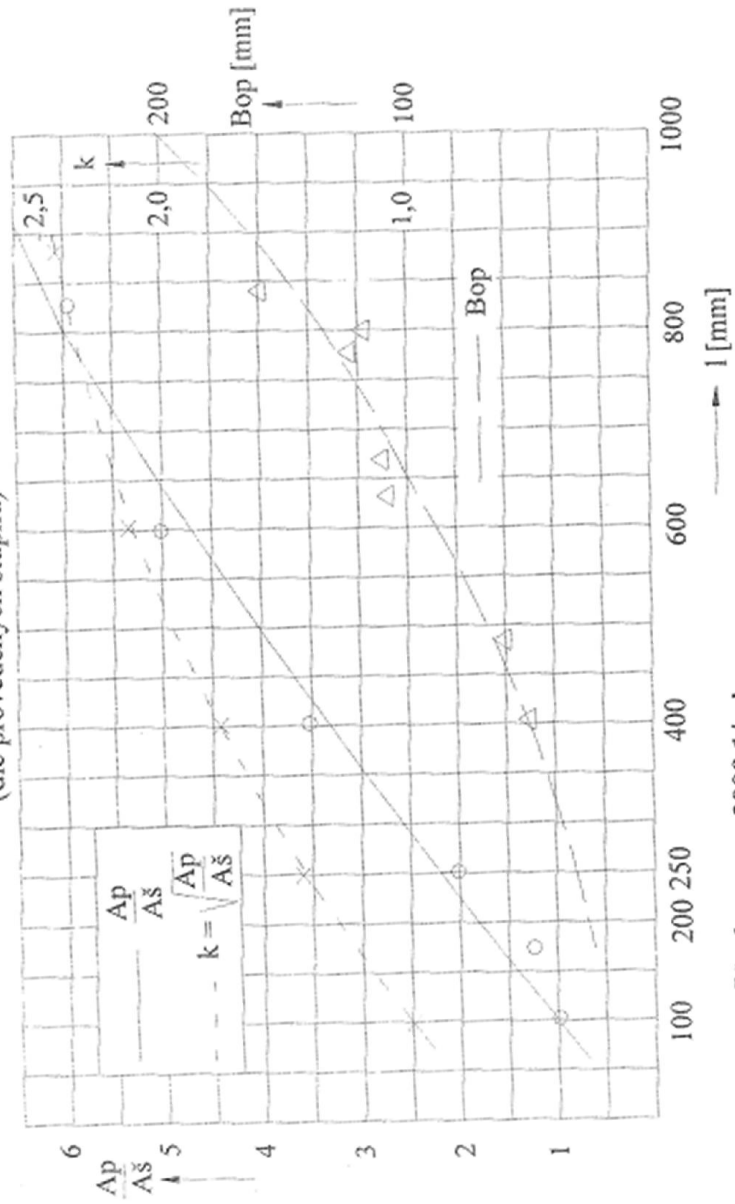
B (transonické) $0,9 < M < 1,15$

C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$

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

Příloha 3: Součinitel odlehčení a přibližná šířka lopatky [1]

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



Platí pro $n = 3000$ 1/min

Pro jiné otáčky nutno přepočítat $k' \approx k \cdot \frac{D_s}{D'} \cdot \frac{u^2}{u'^2}$

Příloha 4: Konstrukční materiály [1]

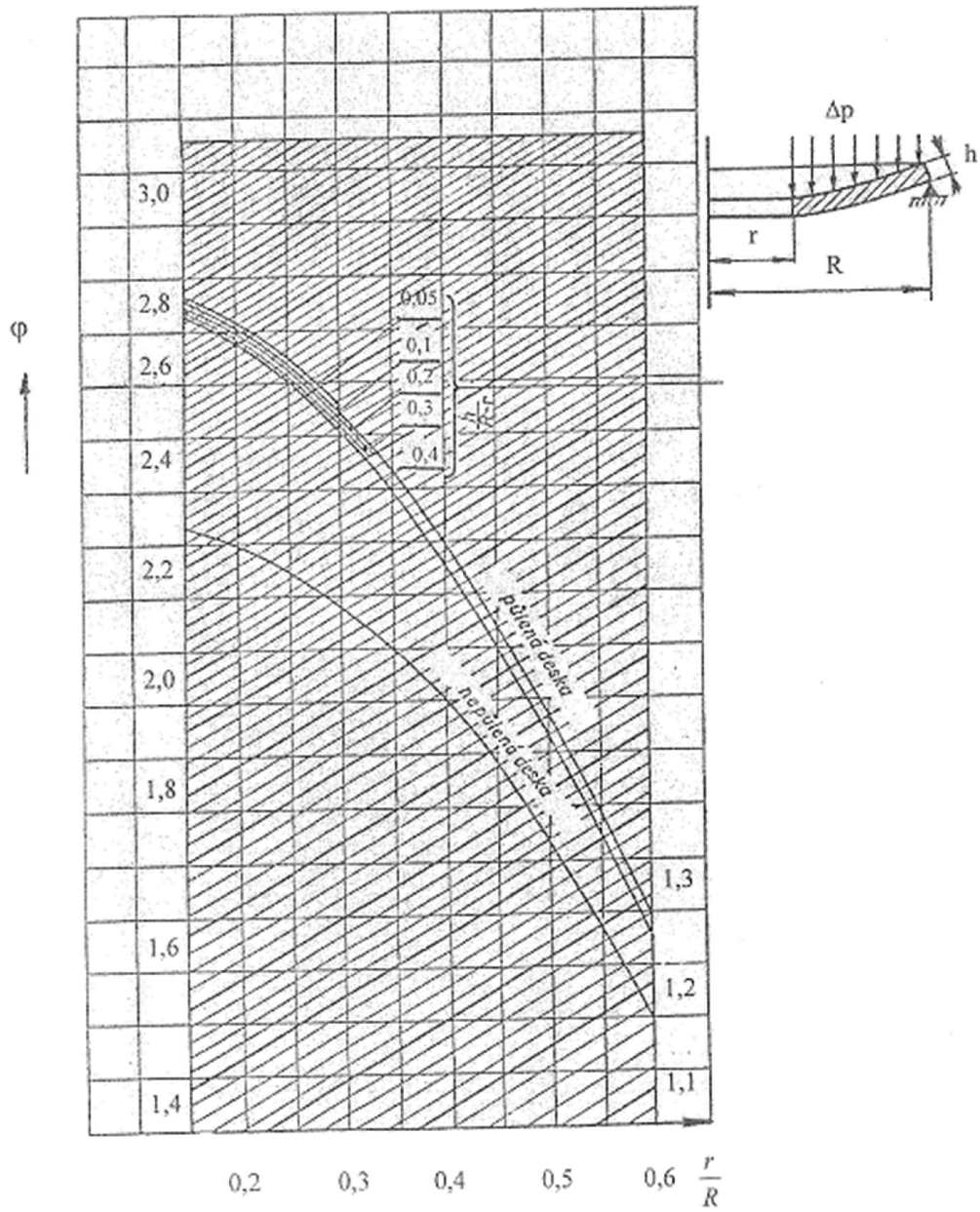
*ident.	název materi.	Sqkm	Tmax	520.	100.	200.	300.	375.	400.	420.	440.	460.	480.	500.	510.	520.	530.	540.	550.	→T	E20.	100.	200.	300.	400.	500.	600.	poznámky až do konce	
00101	15 128.5	363.	550.	181.	172.	159.	147.	139.	135.	132.	128.	125.	121.	109.	84.	75.	66.	56.	50.	44.	214.	211.	208.	197.	188.	178.	166.	* plechy, výkrovy i nad 400° C	
00102	11 523.1	304.	400.	152.	152.	118.	103.	99.	87.	62.											210.	210.	208.	197.	188.			* plechy, výkrovy 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 do 400° C	
00106	422713.5	245.	400.	123.	113.	98.	83.	69.	59.	49.											212.	208.	202.	193.	184.			* odlitky i do 400° C	
00107	422904.5	294.	350.	147.	132.	118.	108.	103.													216.	211.	204.	196.	187.			* korozivzd. (pro jaderné 220)	
00108	SN 422903.6	360.	400.	180.	145.	140.	135.	132.	131.	130.											214.	209.	202.	193.	182.			* korozivzd. (pro jaderné 1000)	
00109	422425	245.	250.	59.	59.	59.	59.	59.													126.	124.	121.	119.				* slitina i do 250° C	
00201	15 128.5	274.	550.	220.	214.	207.	196.	172.	172.	172.	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.	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.	208.	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. lep. zalité v šedé litině (NT)	
00208	Alsthl.C51R-1	441.	550.	353.	328.	309.	279.	258.	258.	258.	231.	231.	147.	147.	115.	115.	88.	88.	88.									* Alsthlom, nahraza 15. 335	
00301	15 335.9	490.	550.	196.	186.	176.	157.	147.	142.	137.	133.	129.	123.	113.	103.	98.	93.	88.	82.	76.								* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
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 více namáhané a teplejší	
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.													* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00305	16 431.9	637.	500.	255.	235.	216.	196.	186.	181.	176.	172.	137.	118.	98.	73.													* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
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 svaz. NT rotorů, běžně používaná	
00308	16 536.6 a	314.	420.	314.	299.	276.	245.	230.	206.	176.	147.																	* disky do šířky 500 mm	
00401	PAK 1.6	490.	460.	196.	186.	172.	157.	137.	123.	88.	69.	53.	37.																
00402	PAK 1.6 vyřk.	539.	420.	216.	206.	186.	172.	152.	132.	98.	78.																		
00403	PAK 2MV.7	570.	550.	230.	221.	211.	201.	191.	186.	181.	176.	172.	167.	162.	142.	123.	103.	88.	74.	59.									
00404	P-AK 1 TD	686.	200.	275.	260.	245.																							
00501	15 320.9	588.	550.	157.	150.	144.	125.	115.	110.	105.	102.	99.	96.	82.	63.	52.	44.	37.	31.	26.									

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

koliky

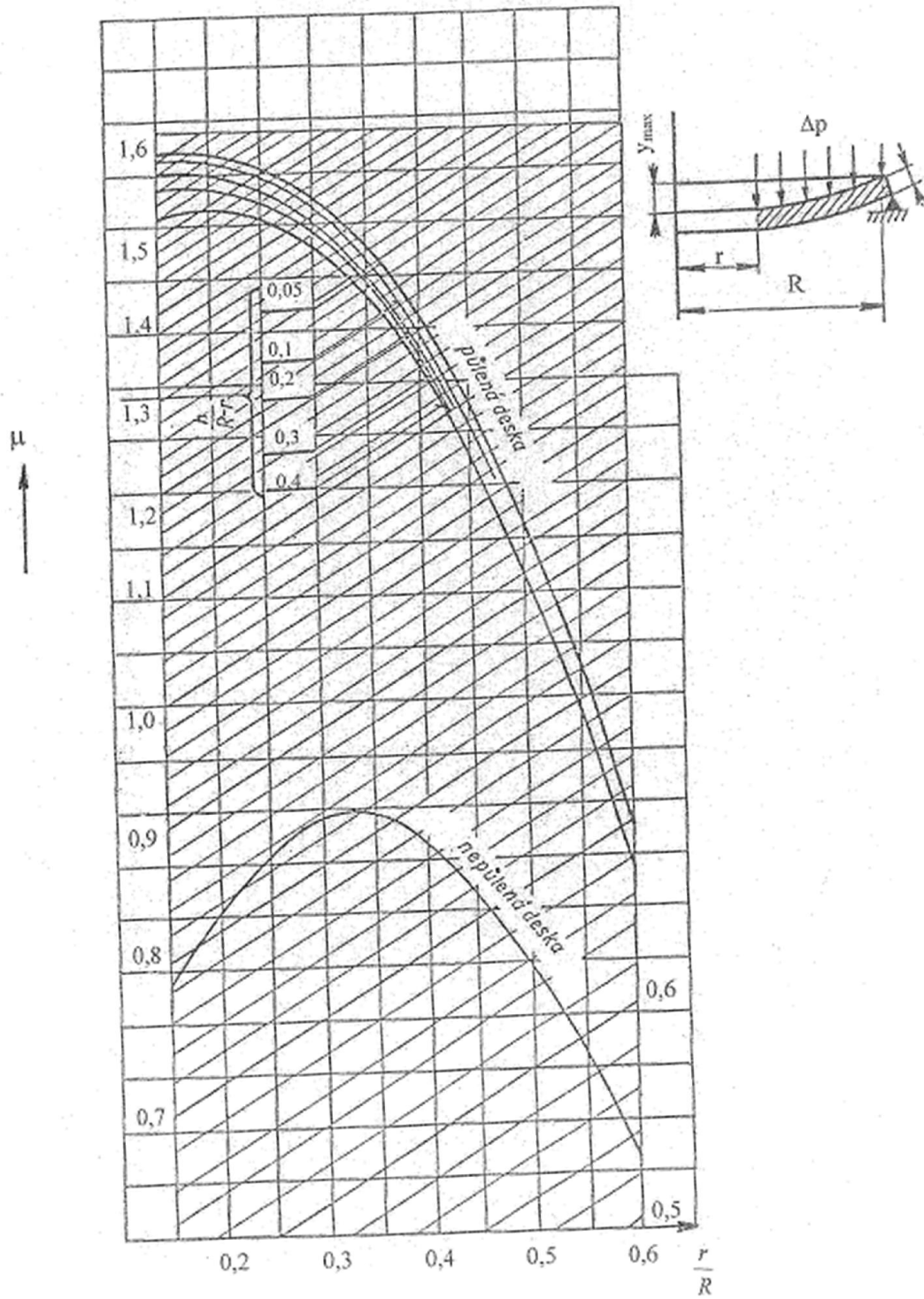
Příloha 5: Součinitel ϕ pro výpočet namáhání rozváděcího kola [1]

Součinitel ϕ pro výpočet namáhání rozváděcího kola



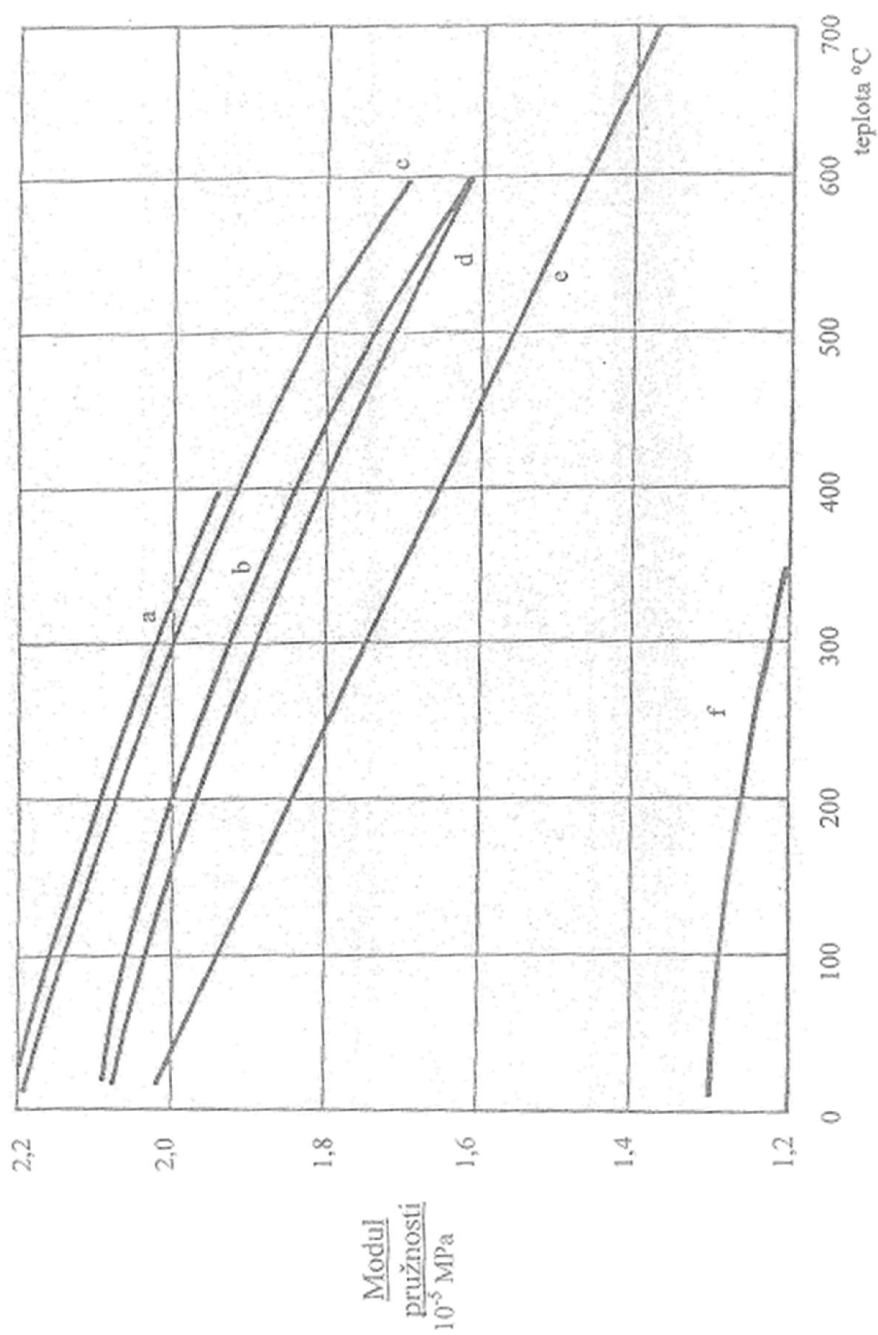
Příloha 6: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola [1]

Součinitel μ pro výpočet průhybu
rozdávěcího kola



Příloha 7: Diagram určení Youngova modulu pružnosti v tahu [1]

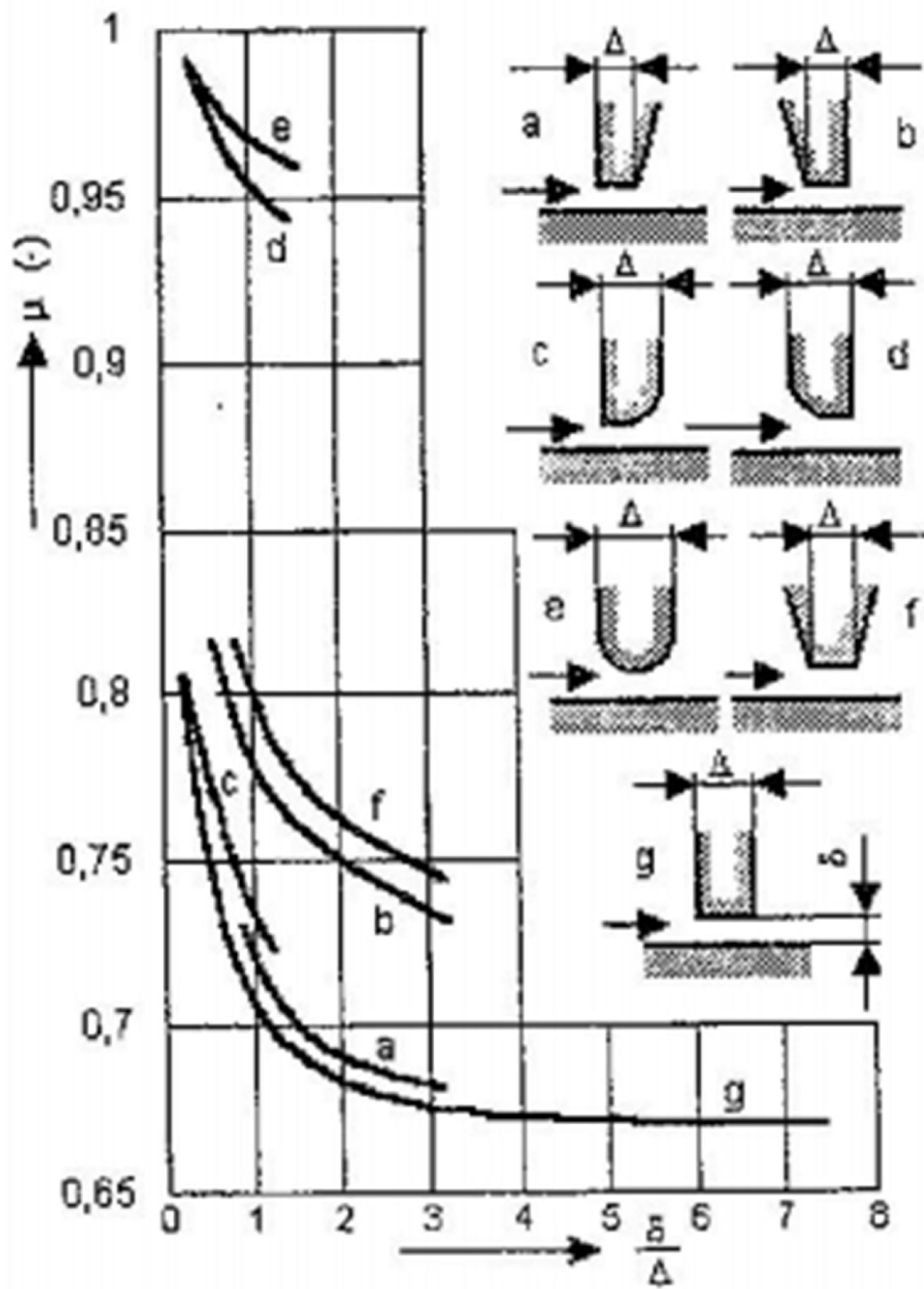
Závislost modulu pružnosti v tahu na teplotě



Příloha 8: Katalog materiálů [11]

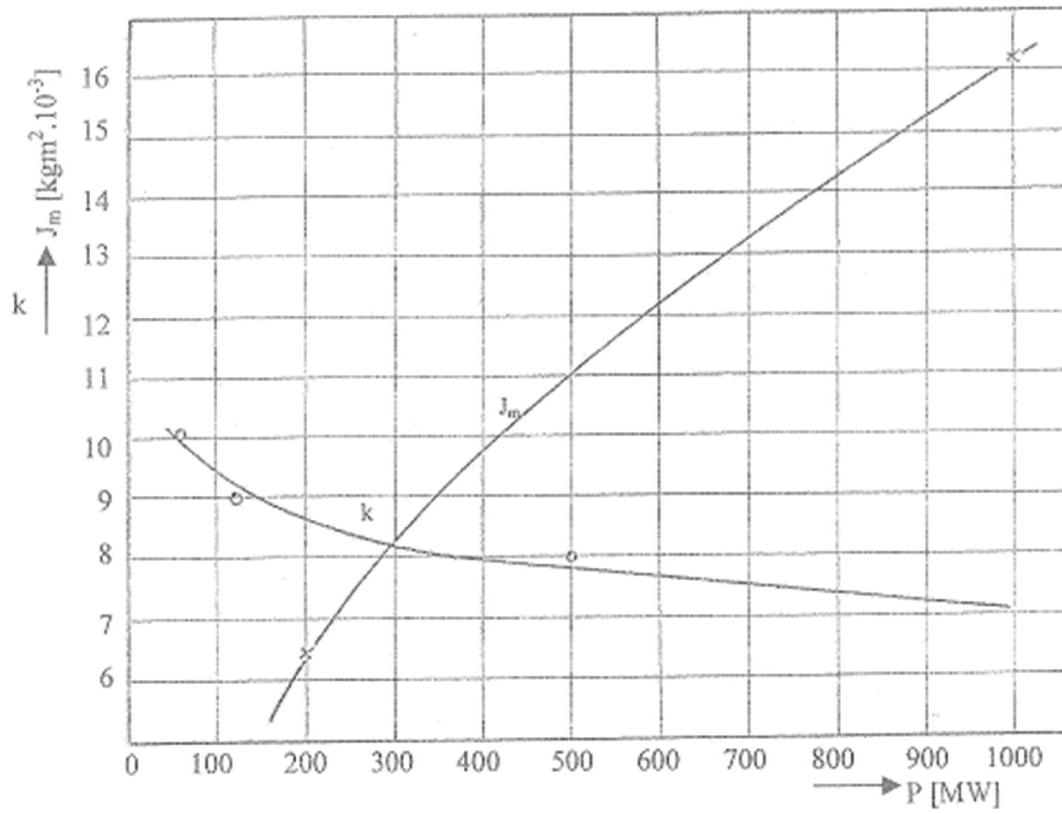
Materiál	Sgkm	Tmax	S20.100.200.300.350.375.400.420.440.460.480.500.510.520.530.540.550.560
Rozváděcí kola			
15 128.5	363.	550.	181.172.159.147.139.135.132.128.125.121.109. 84. 75. 66. 56. 50.44
11 523.1	304.	400.	152.132.118.103. 93. 87. 62.
422747.6	410.	550.	216.196.181.172.167.164.162.160.152.125.100. 80. 71. 65. 57. 50.44
X10CrMoV9-1	450.	600.	225.205.190.180.175.172.170.166.162.152.137.123.113.104. 94. 85.77.
422742.6	314.	500.	157.142.127.115.108.103. 98. 96. 94. 86. 78. 59.
422713.5	245.	400.	123.113. 98. 83. 69. 59. 49.
422904.5	294.	350.	147.132.118.108.103.
SN 422903.6	360.	400.	180.145.140.135.132.131.130.
422425	245.	250.	59. 59. 59. 59.
Rozváděcí lopatky			
15 335.3	392.	550.	314.299.282.267.259.255.251.235.219.204.188.172.156.141.125.110.94
X10CrMoV9-1	450.	600.	360.328.304.288.280.276.272.265.256.244.220.196.181.166.151.136.123.111
17 021.2	274.	400.	220.204.188.180.176.174.172.
Alsth.C51R-J	441.	550.	353.328.309.279.269.263.258.247.236.214.181.147.134.121.110. 99.88
422904	294.	400.	235.220.206.191.189.187.186.
422905	245.	400.	196.180.169.161.157.155.153.
SN 422903	360.	400.	284.231.223.216.212.210.208.
Rotory			
15 320.9	490.	550.	196.186.176.157.147.142.137.133.129.123.108. 83. 70. 59. 50. 42.35
16 236.6	539.	560.	216.201.186.167.157.155.152.142.132.123.108. 93. 86. 78. 72. 65.57.50
16 431.6	588.	500.	235.216.196.176.167.162.157.152.137.118. 98. 73.
16 431.9	637.	500.	255.235.216.196.186.181.176.172.137.118. 98. 73.
16 537.6	686.	500.	276.260.235.216.206.191.176.160.140.110. 80. 60.
16 444.6(9)	735.	420.	294.279.255.230.216.196.176.147.
16 536.6	686.	500.	276.260.235.216.206.191.176.147.
16 536.6 a	314.	420.	314.299.276.245.230.206.176.147.
Oběžné lopatky			
R-M-AK1.6	490.	460.	196.186.172.157.137.123. 88. 69. 53. 37.
R-M-AK1.6 vyk	539.	420.	216.206.186.172.152.132. 98. 78.
R-M-AK2 MV.7	570.	550.	230.221.211.201.191.186.181.176.172.167.162.142.123.103. 88. 74.59
T 552	750.	100.	320.300.
R-M-AK2 NM	735.	560.	294.294.278.269.264.256.250.246.240.218.180.148.132.114.102. 89.76.67
Kolíky			
15 320.9	588.	550.	157.150.144.125.115.110.105.102. 99. 96. 82. 63. 52. 44. 37. 31.26
X19CrMoVNbN	780.	600.	180.168.156.150.146.142.138.135.132.128.123.110. 97. 84. 69. 57.43.34
R-M-AK2 NM	735.	560.	176.176.167.161.158.154.151.148.144.139.135.111. 99. 87. 77. 67.58.50

Příloha 9: Průtokový součinitel [4]



Příloha 10: Zkratový součinitel elektrického generátoru [1]

**Hmotový moment setrvačnosti a zkratový
součinitel elektrických generátorů**
(pro $n = 50 \text{ l/s}$)



Příloha 11: Model rotoru ST-NT tělesa turbíny



Příloha 12: Výběr z katalogu radiálních ložisek od firmy Waukesha [1W]

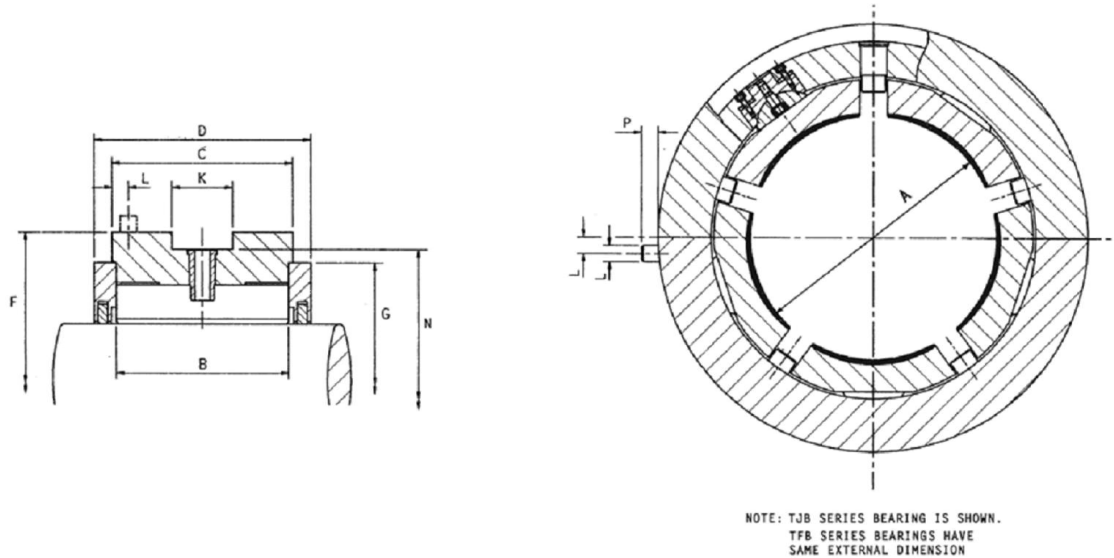


Table 4

b/d = 0.7		Nom. Shaft Diameter	Pad Width		Width						
Size		A	B	C	D	F Dia	G Dia	K	L	N Dia	P
TJB TFB	300-210	300	210	220	264	525	450	74	20	489	14
TJB TFB	350-245	350	245	256	304	593	512	86	25	551	18
TJB TFB	400-280	400	280	291	345	684	577	98	25	636	18
TJB TFB	450-315	450	315	327	385	752	640	110	30	698	21
TJB TFB	500-350	500	350	362	425	838	713	123	30	778	21
TJB TFB	550-385	550	385	398	467	904	776	135	35	838	25
TJB TFB	600-420	600	420	433	506	997	841	147	40	925	28
TJB TFB	650-455	650	455	469	546	1065	905	159	40	987	28
TJB TFB	700-490	700	490	504	586	1159	971	172	45	1075	32
TJB TFB	750-525	750	525	540	627	1225	1033	184	50	1135	35