



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO BIOMASOVOU ELEKTRÁRNU

STEAM TURBINE FOR BIOMASS POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Ingr

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Adam Ingr**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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 biomasovou elektrárnu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu s nízkotlakou regenerací, topným výměníkem a vodním kondenzátorem do biomasového bloku pro následující parametry:

jmenovitý výkon PT v zadaném kondenzačním i topném režimu: 6,5 MWe,

teplota admisní páry: 485,0 °C,

tlak admisní páry: 67,0 bar(a),

teplotní spád topné vody v letním a zimním režimu: 40/60 a 70/90 °C,

tepelný výkon v zimním a letním režimu: 4,5 MWt,

teplota odplynění: 135,0 °C,

teplota chladicí vody: 25,0 °C.

Další nspecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

Diplomovou práci zpracujte v rozsahu:

- 1) návrh tepelného schématu,
- 2) termodynamický návrh průtočných kanálů turbíny,
- 3) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá termodynamickým výpočtem kondenzační parní turbíny s regulovaným odběrem pro topný výměník do bloku biomasové elektrárny. Jmenovitý výkon parní turbíny je 6,5 MW a jmenovitý výkon topného výměníku 4,5 MW. Na začátku práce je rozebráno tepelné schéma a vliv regenerace tepla na konstrukci turbíny. Pozornost byla věnována také bilančním rovnicím jednotlivých zařízení tepelného schématu a výpočtu hmotnostního průtoku páry. Následuje termodynamický výpočet turbíny doplněný o výpočty mechanického namáhání. Výpočet je rozdělený na předběžný návrh a detailní výpočet. Na konec je sestavena provozní charakteristika navržené turbíny a spotřební diagram.

Klíčová slova

Parní turbína, Regulovaný odběr, Přetlakové lopatkování, Tepelné schéma, Topný výměník, Nízkotlaká regenerace, Spotřební diagram

ABSTRACT

This master's thesis deals with thermodynamic calculation of condensing steam turbine with controlled extraction point for heat exchanger, into biomass power plant block. Rated output of steam turbine is 6.5 MW and rated output of heat exchanger is 4.5 MW. At the beginning of the thesis is explained the heat scheme and the effect of heat regeneration on the design of turbine. Attention was also paid to the heat equation of individual thermal diagram devices and the calculation of the steam mass flow rate. The next part is focused on thermodynamic calculation of the turbine, followed by mechanical stress calculations. The calculation is divided into preliminary design and detailed calculation. At the end, the performance analysis of the designed turbine is made.

Key words

Steam turbine, Controlled extraction point, Reaction blading, Thermal scheme, Heat exchanger, Regenerative cycle, Consumption diagram

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

INGR, Adam. *Parní turbína pro biomasovou elektrárnu*. Brno, 2019, 95 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116472>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík, PhD.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Parní turbína pro biomasovou elektrárnu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
24. květen 2019

Bc. Adam Ingr

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu Ing. Petrovi Kracíkovi, PhD. za cenné připomínky, rady a ochotu mi objasnit všechny problémy, se kterými jsem se během vypracování závěrečné práce setkal. Následně své přítelkyni, která mě zásobovala jídlem, kávou a neuvěřitelným množstvím morální podpory, když se blížil termín odevzdání. A také své rodině a přátelům, kteří mi připomínali, že během studia vysoké školy se dá žít i normální život.

OBSAH

ÚVOD.....	10
1 Tepelné schéma	11
1.1 Jednotlivé zařízení tepelného schématu.....	11
1.2 Návrh tepelného schématu.....	13
1.2.1 Návrh nízkotlaké regenerace tepla	14
1.2.2 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – předběžný návrh	15
1.2.3 i-s diagram expanze páry v turbíně – předběžný návrh	18
1.3 Bilance jednotlivých zařízení a výpočet hmotnostního průtoku páry.....	19
1.3.1 Výpočet hmotnostního průtoku páry.....	22
2 Návrh průtočných kanálů turbíny	26
2.1 Volba typu lopatkování a otáček turbíny	26
2.2 Průtočný kanál V – předběžný návrh.....	26
2.2.1 Průtočný kanál V – hlavní rozměry.....	26
2.2.2 Průtočný kanál V – termodynamická účinnost	30
2.3 Průtočné kanály turbíny – předběžný návrh	32
2.3.1 Regulační stupeň – předběžný návrh	38
2.3.2 Shrnutí výsledků předběžného návrhu	40
2.4 Detailní výpočet.....	41
2.4.1 Optimalizace rozměrů	41
2.4.2 Volba profilů lopatek	42
2.4.3 Regulační stupeň – rychlosti páry	44
2.4.4 Regulační stupeň – termodynamická účinnost.....	48
2.4.5 Průtočný kanál V – výpočet lopatkování metodou (c_a/u).....	50
2.4.6 Výpočet řadového stupně	54
2.4.7 Přehled výpočtových hodnot stupňové části turbíny.....	59
3 Mechanické namáhání a pevnostní výpočty.....	66
3.1 Namáhání tahem	66
3.2 Namáhání ohybem	67
4 Provozní charakteristika vybraných veličin	72
4.1 Provoz při jmenovitém výkonu.....	72
4.2 Provoz mimo výpočtové stavy.....	75
4.3 Spotřební diagram.....	80
ZÁVĚR.....	81
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	82
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	83
SEZNAM OBRÁZKŮ	86
SEZNAM TABULEK	87
SEZNAM PŘÍLOH	88

ÚVOD

Průmyslovou revoluci a s ní spojenou industrializací měst lze považovat za počátek moderní historie. Značné zásluhy přitom můžeme dát parnímu stroji, který nahradil potřebu lidské síly. S rozvojem měst a elektrifikací téměř exponenciálně stoupala potřeba generovat elektrickou energii. Parní stroje byly postupně nahrazeny parními turbínami, které jsou pro výrobu elektrické energie mnohem efektivnější. V průběhu minulého století prošly parní turbíny značným vývojem, a i přes to nelze říci, že jsou na konci svých možností. S nárůstem výpočetního výkonu počítačů je možné vytvářet kvalitnější modely proudění a lépe definovat tvary profilů lopatek. Navíc zásluhou kvalitnějších materiálů je možné provozovat nadkritické bloky pracující s vysokou účinností cyklu. I přes politický tlak, na omezení výroby elektrické energie z fosilních zdrojů, stále budou vznikat nové zařízení využívající k provozu parní cyklus. Nové elektrárny na zemní plyn, biomasu, jaderné nebo, pokud někdy bude v provozu fúzní reaktor, stále budou pro přeměnu tepelné energie na mechanickou používat parní turbínu.

V této práci je navržena kondenzační parní turbína do biomasového bloku s topným výměníkem. Práce je rozdělena na čtyři kapitoly a podstatnou částí zahrnuje termodynamický návrh průtočných kanálů turbíny doplněný o kontrolu mechanického namáhání lopatek. Tepelné schéma obsahuje popis funkce nízkotlaké regenerace tepla a její vliv na konstrukci turbíny. Nakonec je sestavena provozní charakteristika turbíny.

Celý výpočet byl proveden v programu MS Excel 2016, doplněný o elektronické parní tabulky X Steam Tables [8].

1 Tepelné schéma

Základní tepelné schéma zařízení s parní turbínou, je navrženo tak, aby pracovní látka pracovala v uzavřeném oběhu. Otevřený oběh je používán v případech, když je pracovním médiem vzduch (např. spalovací motory, spalovací turbína a podobně). Z důvodu vysokých nároků na kvalitu vody v kotli – páry v turbíně, prochází voda náročnou chemickou úpravou a je výhodné její znovupoužití. Nejjednodušší schéma obsahuje parní kotel, turbínu, kondenzátor, kondenzátní čerpadlo, napájecí nádrž a napájecí čerpadlo [1]. Za účelem zvyšování účinnosti cyklu jsou pak do schématu přidána další zařízení.

Výpočet parametrů tepelného schématu se skládá z předběžného návrhu a detailního výpočtu. V předběžném návrhu není znám hmotnostní průtok páry turbínou, termodynamická účinnost lopatkování a tedy, ani parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny. Některé hodnoty jsou na základě literatury a v ní doporučených hodnot, odhadnuty. V detailním výpočtu je již známa geometrie průtočného kanálu a původní odhady jsou nahrazeny vypočtenými hodnotami. Celý návrh je proveden pro plně kondenzační režim při požadovaném jmenovitém výkonu. Návrh je poté kontrolován při odběrovém režimu, který musí splňovat.

1.1 Jednotlivé zařízení tepelného schématu

V této podkapitole budou stručně popsány funkce jednotlivých zařízení tepelného schématu, který je uveden na obrázku 1.1.

Parní turbína

Parní turbína – tepelná turbína, je rotační tepelný stroj, pracující na základě kontinuální změny tepelné a tlakové energie (entalpie) na kinetickou energii proudícího plynu. Silou působením plynu na profil lopatky vzniká kroutící moment na hřídeli, který je přes spojku a převodovku přiveden na generátor elektrické energie, nebo použit pro pohon jiného stroje (např. kompresor, čerpadlo apod.). Spojení tepelné turbíny a dalšího stroje se pak nazývá turbosoustrojí (např. v automobilovém průmyslu turbína-kompresor – turbokompresor, nebo v energetice spojení turbína-generátor – turbogenerátor).

Kondenzátor

Dle zadání je použit vodní kondenzátor. Páre proudící z turbíny je v kondenzátoru odebíráno zbytkové teplo, které je odváděno chladicí vodou, která je ochlazována buď v chladicí věži nebo vodou z blízké řeky. Alternativou ke kondenzátoru chlazeném vodou je chlazení vzduchem. Způsob chlazení ovlivňuje teplotu kondenzace a tím pádem tlak páry za turbínou.

Nízkotlaká regenerace tepla

Regenerační ohřev kondenzátu a napájecí vody je jeden ze způsobů zvyšování účinnosti parního cyklu neboli Carnotizace parního oběhu. Při Carnotizaci parního oběhu je cílem zvýšit střední teplotu přiváděného tepla do cyklu nebo snížit střední teplotu odváděného tepla z cyklu a tím dosáhnout vyšší termodynamické účinnosti cyklu. Základní tepelné schéma je rozšířeno o systém nízkotlaké regenerace tepla, tedy o nízkotlaké ohříváky (dále jen NTO) mezi kondenzátním čerpadlem a napájecí nádrží. Tyto ohříváky odebírají část páry z neregulovaných odběrů turbíny (dále jen NERO) v průběhu expanze, čímž se sice sníží výkon turbíny, ale odvedené teplo je předáno kondenzátu, a tak se tedy i sníží množství tepla potřebné pro ohřev napájecí vody [2]. Vysokotlaká regenerace funguje obdobným způsobem, ale vysokotlaké ohříváky ohřívají vodu mezi napájecí nádrží a kotlem. Vysokotlaká regenerace

používá při požadované vyšší teplotě napájecí vody do kotle od cca 160 °C, což je přibližná konstrukční (pevnostní) hranice při návrhu napájecí nádrže.

Topný výměník

Cílem této práce je návrh parní turbíny s topným výměníkem (dále jen TV), do kterého bude proudit pára z regulovaného odběru turbíny. Parní turbína je tedy teoreticky rozdělena na dvě části – vysokotlakou (dále jen VT část turbíny) před odběrem páry a nízkotlakou (dále jen NT část turbíny), která končí kondenzátorem. Provoz turbíny je poté možný v kondenzačním nebo topném režimu. Plný topný režim je omezen minimálním množstvím páry pro NT část turbíny, které je potřebné pro pokrytí primárně ventilačních ztrát a dovoleného namáhání jednotlivých lopatkových řad.

Dále je zadáním dán požadavek na možnost regulace výkonu TV, čehož bude dosaženo pomocí regulační clony umístěné za odběrem. Při konstantním elektrickém výkonu a různých požadavcích na ohřev vody v TV se bude měnit množství páry NT částí turbíny, čehož bude dosaženo právě regulační clonou – jakožto škrtícím prvkem.

Provoz turbíny v letním a zimním režimu se liší teplotním spádem topné vody na TV. V teplotě mohou horkovody vést i desítky kilometrů a transportem média o nižší teplotě je dosaženo menší tepelné ztráty v horkovodech. Na konstrukci turbíny má tato skutečnost takový vliv, že je požadován jiný tlak páry v odběru podle teploty topné vody na výstupu z TV. Řešením by mohl být druhý regulovaný odběr, ale vzhledem k velikosti elektrického i topného výkonu by to neúměrně zvýšilo cenu turbíny, která by byla konstrukčně mnohem náročnější. Proto bude použit pouze jeden regulovaný odběr pro zimní i letní režim a základní návrh odběru pro TV bude proveden pro zimní režim.

Napájecí nádrž s odplyňovací nástavbou

Napájecí nádrž slouží jako zásobárna vody pro kotel a zároveň jako zařízení, ve kterém dochází k termickému odplynění kondenzátu. Odplynění je nutné, aby byla dodržena předepsaná kvalita napájecí vody. Při termickém odplynění je kapalina udržována na mezi sytosti, při které dochází k vyloučení nerozpustných plynů (brýdy) z kapaliny, především kyslíku a oxidu uhličitého, které mají negativní vliv na ostatní zařízení v parním oběhu (např. koroze kovových materiálů) a současně zhoršují přestup tepla na teplosměnných plochách. Odplyňovací nástavba potřebuje k provozu přívod páry, který je realizován formou NERO z turbíny. V případě nižšího tlaku páry z NERO než je potřebné pro odplynění (např. při najíždění turbosoustrojí nebo za provoz při nízkém průtoku páry do TG), je v tepelném schématu redukcí chladicí stanice (dále jen RSCH), která zastoupí funkci odběru na turbíně.

Kondenzátní a napájecí čerpadlo

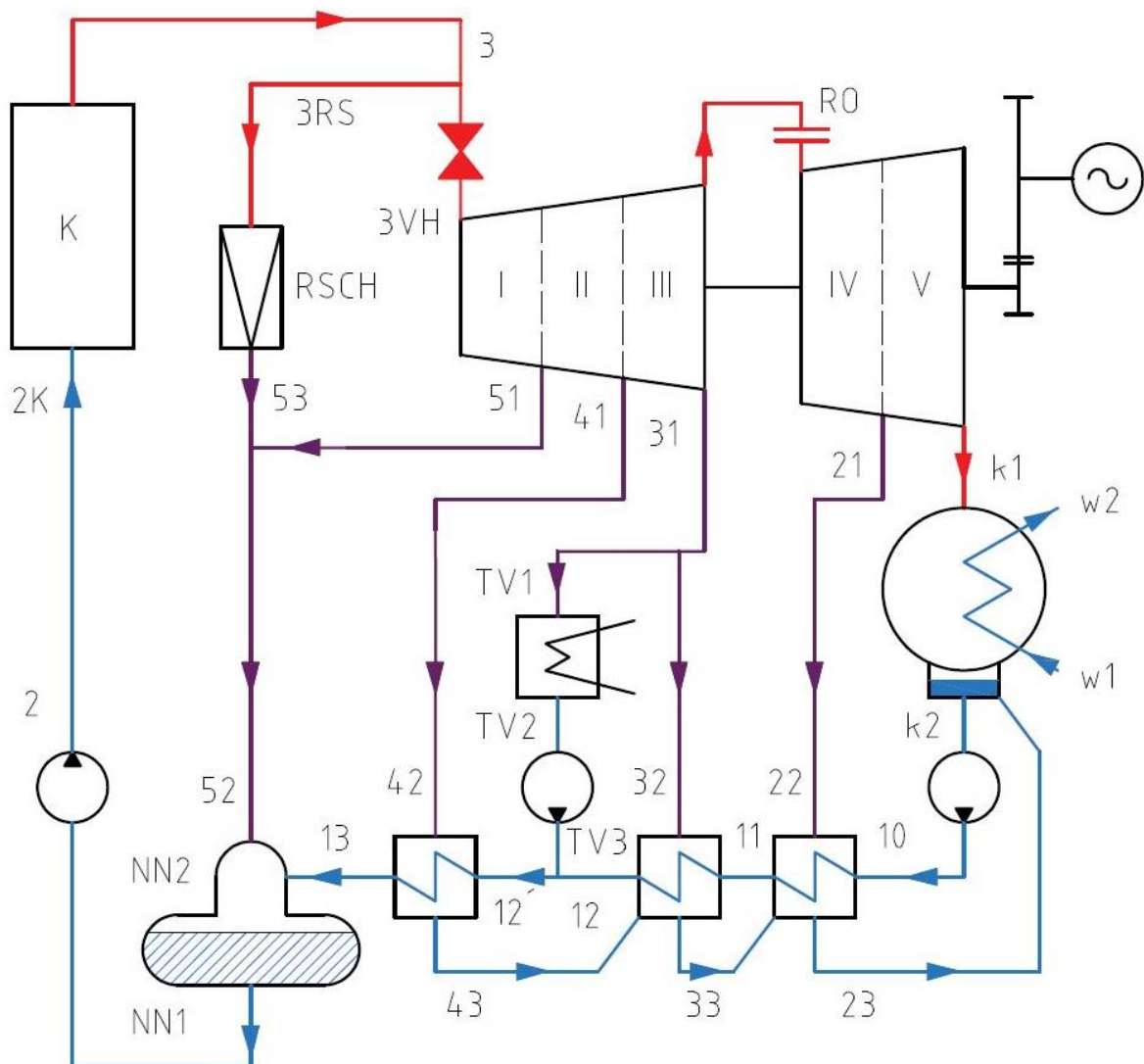
Kondenzátní čerpadlo musí překonat rozdíl tlaků mezi kondenzátorem a napájecí nádrží, včetně tlakových ztrát v NTO. Napájecí čerpadlo dále překonává rozdíl tlaků mezi napájecí nádrží a kotlem, včetně tlakových ztrát kotle, případně vysokotlaké regenerace tepla.

1.2 Návrh tepelného schématu

Tepelné schéma (obr. 1.1) bylo navrženo, aby plně vyhovělo zadaným parametrům (tab. 1.1), doplněno o zvolené parametry doporučené literaturou. Pro určení veškerých funkčně na sobě závislých parametrů je použit program X Steam tables v 2.6 pro MS Excel [8].

Tabulka 1.1 Zadané parametry tepelného schématu

teplota admisní páry	t_3	[°C]	485,5
tlak admisní páry	p_3	[bar(a)]	67,0
jmenovitý výkon v kondenzačním i topném režimu	P_e	[MW _e]	6,5
teplotní spád topné vody v letním a zimním režimu	Δt_{TV}	[°C]	20,0
teplota výstupní vody z TV v letním režimu	t_{TVout}^S	[°C]	60,0
teplota výstupní vody z TV v zimním režimu	t_{TVout}^W	[°C]	90,0
tepelný výkon v zimním i letním režimu	Q_t	[MW _t]	4,5
teplota odplynění	t_{NN}	[°C]	135,0
teplota chladicí vody	t_{win}	[°C]	25,0



Obr. 1.1 Tepelné schéma

1.2.1 Návrh nízkotlaké regenerace tepla

Teplota v kondenzátoru je dána teplotou chladicí vody a nedohřevem kondenzátoru. Bližší informace o konstrukci kondenzátoru nejsou známy, a tak jsou hodnoty ohřátí chladicí vody a nedohřev kondenzátoru, voleny dle literatury. Tím je získána teplota v kondenzátoru a celková hodnota ohřátí kondenzátu v nízkotlaké regeneraci.

Tabulka 1.2 Zvolené parametry kondenzátoru [3]

ohřátí chladicí vody	Δt_K	[°C]	10,0
nedohřev kondenzátoru	δ_k	[°C]	5,0
teplota výstupní vody z kondenzátoru	t_{Wout}	[°C]	35,0
kondenzační teplota v kondenzátoru	t_{k2}	[°C]	40,0
tlak v kondenzátoru	p_{k2}	[kPa]	7,38

Výpočet parametrů kondenzátu:

$$t_{Wout} = t_{Win} + \Delta t_K = 25 + 10 = 35, \text{ x } ^\circ\text{C} \quad (1.1)$$

$$t_{K2} = t_{Wout} + \delta_K = 35 + 5 = 40, \text{ x } ^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

$$p_{k2} = p_{sat}(t_{K2}) = p_{sat}(40 \text{ } ^\circ\text{C}) = 7,38 \text{ kPa} \quad (1.3)$$

$$i_{k2} = i_{sat}^L(t_{K2}) = i_{sat}^L(40 \text{ } ^\circ\text{C}) = 167,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.4)$$

Průměrné ohřátí v jednom NTO je 30,0 až 40,0 °C [3]. I přes malý význam není ve výpočtu zanedbáno ohřátí kondenzátu v kondenzačním čerpadle. Celkový počet NTO byl zvolen tři a výstupní teplota druhého NTO je zvolena tak, aby byl ohřívák připojen na stejný odběr páry jako topný výměník. Tlaky v odběrech turbíny jsou tedy stanoveny na základě v předběžném návrhu stanoveny z nedohřevu jednotlivých ohříváků a tlakové ztráty v potrubí.

V detailním výpočtu jsou tlaky v odběrech, vyjma regulovaného odběru, vypočteny při návrhu průtočného kanálu turbíny, a tím i stanovené nové hodnoty ohřátí kondenzátu v jednotlivých NTO, které se navíc mění podle průtoku páry turbínou. Tlak v regulovaném odběru pro TV zůstává zvolený podle požadovaného nedohřevu TV a clonou by měl být udržován. Tabulka 1.3 obsahuje zvolené parametry, které byly použity v předběžném návrhu. Tyto parametry se mění v závislosti na hmotnostním průtoku páry turbínou (viz kapitola 4 Provozní charakteristika vybraných veličin).

Tabulka 1.3 Parametry nízkotlaké regenerace – předběžný návrh [3]

nedohřev všech NTO		δ_{NTO}	[°C]	2,5
NTO 1	výstupní teplota	$t_{NTO1out'}$	[°C]	70,0
	ohřátí kondenzátu	$\Delta t_{NTO1'}$	[°C]	30,0
	tlak v odběru 21	$p_{21'}$	[bar(a)]	0,386
NTO 2	výstupní teplota	$t_{NTO2out'}$	[°C]	90,0
	ohřátí kondenzátu	$\Delta t_{NTO2'}$	[°C]	20,0
	tlak v odběru 31	$p_{31'}$	[bar(a)]	0,847
NTO 3	výstupní teplota	$t_{NTO2out'}$	[°C]	120,0
	ohřátí kondenzátu	$\Delta t_{NTO2'}$	[°C]	30,0
	tlak v odběru 41	$p_{41'}$	[bar(a)]	2,324

Výpočet tlaků v odběrech turbíny:

$$p'_{21} = p_{\text{sat}}(t'_{\text{NTO2out}} + \delta_{\text{NTO}}) = p_{\text{sat}}(72,5 \text{ °C}) = 0,386 \text{ bar(a)} \quad (1.5)$$

$$p'_{31} = p_{\text{sat}}(t'_{\text{NTO2out}} + \delta_{\text{NTO}}) = p_{\text{sat}}(92,5 \text{ °C}) = 0,847 \text{ bar(a)} \quad (1.6)$$

$$p'_{31} = p_{\text{sat}}(t'_{\text{NTO2out}} + \delta_{\text{NTO}}) = p_{\text{sat}}(122,5 \text{ °C}) = 2,324 \text{ bar(a)} \quad (1.7)$$

Výpočet kondenzátního čerpadla:

$$p_{\text{NN}} = p_{\text{sat}}(t_{\text{NN}}) = p_{\text{sat}}(135 \text{ °C}) = 3,13 \text{ bar(a)} \quad (1.8)$$

$$i_{10} = i_{k2} + \frac{i_{10iz} - i_{k2}}{\eta_{\text{KČ}}} = 167,54 + \frac{167,81 - 167,54}{0,92} = 167,84 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.9)$$

$$t_{10} = t(p_{\text{NN}}; i_{10}) = 40,02 \text{ °C} \quad (1.10)$$

$$\Delta t_{\text{KČ}} = t_{10} - t_{k2} = 40,02 - 40 = 0,02 \text{ °C} \quad (1.11)$$

V detailní výpočtu je tlak v odběru dán lopatkováním. Ohřev v NTO se poté dopočte se zahrnutím odhadu tlakové ztráty v potrubí:

Výpočet NTO 1 (pro ostatní ohříváky je výpočet analogický):

$$p_{\text{NTO1}} = p_{21} \cdot (1 - \Delta p_{\text{NTO}}) = 0,284 \cdot (1 - 0,02) = 0,278 \text{ bar(a)} \quad (1.12)$$

$$t_{\text{NTO1}} = t_{\text{sat}}(p_{\text{NTO1}}) = 67,39 \text{ °C} \quad (1.13)$$

$$t_{11} = t_{\text{NTO1}} - \delta_{\text{NTO1}} = 67,39 - 2,50 = 64,89 \text{ °C} \quad (1.14)$$

1.2.2 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – předběžný návrh

Pro nízkotlakou regeneraci tepla a topný výměník jsou na turbíně celkem 3 odběry, z toho jeden regulovaný clonou. Čtvrtý odběr turbíny je určen pro termické odplynění v napájecí nádrži a tlak v odběru byl zvolen jako tlak v napájecí nádrži, ke kterému bylo připočteno dle doporučení literatury +0,5 bar [3]. Pokud tlak páry v odběru klesne pod tuto hranici, začne být pára pro odplynění odebírána z RSCH. V tu chvíli by turbína z odběru začala odebírat páru, a proto jsou v odběrech instalovány zpětné klapky. Pro toto sestavení bylo vytvořeno tepelné schéma (obrázek 1.1 a příloha 1)

Průtočný kanál turbíny je tímto rozdělen na 5 částí (kuželů) – I, II, III, IV a V, s různými hmotnostními průtoky páry a různou termodynamickou účinností. První kužel je později v kapitole 2 – Návrh průtočných kanálů turbíny, rozdělen na regulační stupeň a dva další kužely Ia a Ib. Výpočet zahrnuje tlakovou ztrátu ve vstupním a výstupním hrdle turbíny. Hodnoty byly zvoleny podle literatury [3] (viz. tabulka 1.4). V předběžném návrhu nejsou známy termodynamické účinnosti lopatkování jednotlivých kuželů. Hodnoty musí být odhadnuty, aby bylo možné sestavit i-s diagram expanze v turbíně. Tyto odhady jsou v detailním výpočtu nahrazeny výpočtem. Tabulka 1.5 uvádí původní odhady předběžného návrhu včetně popisu výpočtu parametrů páry v odběrech.

Tabulka 1.4 Tlaková ztráta vstupního a výstupního hrdla turbíny [3]

tlaková ztráta vstupního hrdla	$\Delta p_{3\text{VH}}$	[-]	0,02
tlaková ztráta výstupního hrdla	Δp_{k1}	[-]	0,02

Tabulka 1.5 Parametry páry v odběrech turbíny – předběžný návrh

tlaková ztráta potrubí z odběru		Δp_{51}	[-]	0,02
I	tlak v odběru 51	p_{51}'	[bar(a)]	3,706
	izoentalpický spád	$h_{iz}^{I'}$	[kJ·kg ⁻¹]	700,3
	termodynamická účinnost	$\eta^{I'}$	[-]	0,77
	entalpický spád	$h^{I'}$	[kJ·kg ⁻¹]	539,2
	koncový bod expanze	i_{51}'	[kJ·kg ⁻¹]	2839,3
II	tlak v odběru 41	p_{41}'	[bar(a)]	2,324
	izoentalpický spád	$h_{iz}^{II'}$	[kJ·kg ⁻¹]	92,2
	termodynamická účinnost	$\eta^{II'}$	[-]	0,80
	entalpický spád	$h^{II'}$	[kJ·kg ⁻¹]	73,8
	koncový bod expanze	i_{41}'	[kJ·kg ⁻¹]	2765,5
III	tlak v odběru 31	p_{31}'	[bar(a)]	0,847
	izoentalpický spád	$h_{iz}^{III'}$	[kJ·kg ⁻¹]	175,3
	termodynamická účinnost	$\eta^{III'}$	[-]	0,82
	entalpický spád	$h^{III'}$	[kJ·kg ⁻¹]	143,7
	koncový bod expanze	i_{31}'	[kJ·kg ⁻¹]	2621,8
Regulovaný odběr	tlak za regulační clonou	p_{RO}'	[bar(a)]	0,762
	entalpie za regulační clonou	i_{RO}'	[kJ·kg ⁻¹]	2621,8
IV	tlak v odběru 21	p_{21}'	[bar(a)]	0,388
	izoentalpický spád	$h_{iz}^{IV'}$	[kJ·kg ⁻¹]	106,8
	termodynamická účinnost	$\eta^{IV'}$	[-]	0,86
	entalpický spád	$h^{IV'}$	[kJ·kg ⁻¹]	91,8
	koncový bod expanze	i_{21}'	[kJ·kg ⁻¹]	2529,9
V	tlak na výstupu z turbíny	p_{k1}'	[bar(a)]	0,075
	izoentalpický spád	$h_{iz}^{V'}$	[kJ·kg ⁻¹]	228,0
	termodynamická účinnost	$\eta^{V'}$	[-]	0,82
	entalpický spád	$h^{V'}$	[kJ·kg ⁻¹]	186,7
	koncový bod expanze	i_{k1}'	[kJ·kg ⁻¹]	2343,0

Výpočet tlakových ztrát vstupního a výstupního hrdla:

$$p_{3VH} = p_3 \cdot (1 - \Delta p_{VH}) = 67,00 \cdot (1 - 0,02) = 65,66 \text{ bar(a)} \quad (1.15)$$

$$p_{k1} = \frac{p_{k2}}{(1 - \Delta p_{k1})} = \frac{0,074}{(1 - 0,02)} = 0,075 \text{ bar(a)} \quad (1.16)$$

Regulační clona funguje jako škrťací prvek, a i v kondenzačním režimu, kdy je plně otevřená, je nutné počítat s tlakovou ztrátou Δp_{RO} . Tlaková ztráta plně otevřené regulační clony Δp_{RO} je odhadnuta ve výši 0,1 [-].

Výpočet tlaku za regulační clonou – předběžný návrh:

$$p'_{RO} = p'_{31} \cdot (1 - \Delta p_{RO}) = 0,847 \cdot (1 - 0,1) = 0,762 \text{ bar(a)} \quad (1.17a)$$

Výpočet tlaku v odběru 51:

$$p'_{51} = \frac{p_{NN} + 0,5}{(1 - \Delta p_{51})} = \frac{3,132 + 0,5}{(1 - 0,02)} = 3,706 \text{ bar(a)} \quad (1.17b)$$

Průběh expanze páry v kuželu I (pro ostatní kužely je výpočet analogický):

$$i_3 = i_{3VH} = i(p_3, t_3) = 3378,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.18)$$

$$s_{3VH} = s(p_{3VH}, i_{3VH}) = 6,785 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.19)$$

$$i_{51iz} = i(p_{51}, s_{3VH}) = 2678,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.20)$$

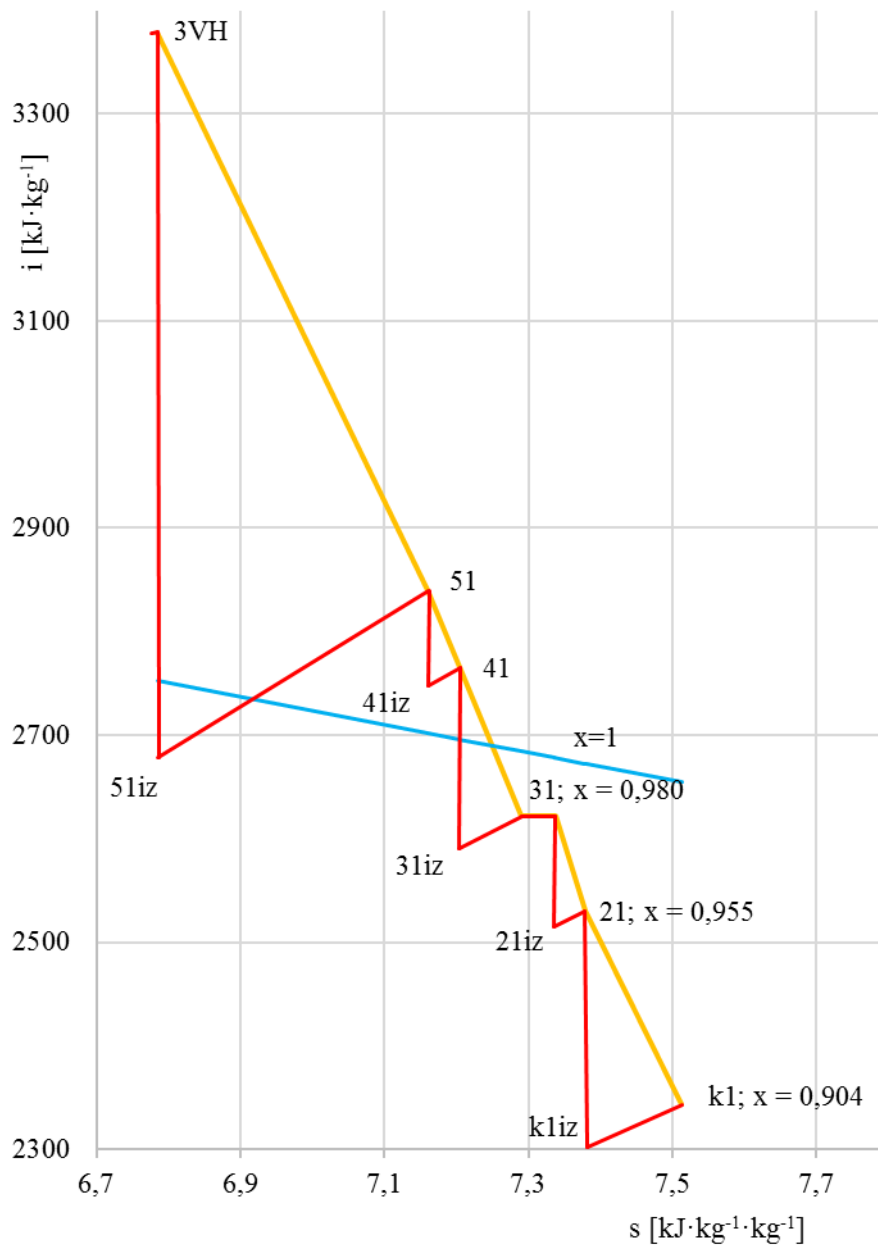
$$h_{51iz} = i_3 - i_{51iz} = 3378,5 - 2678,2 = 700,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.20)$$

$$h_{51} = h_{51iz} \cdot \eta_{51} = 700,3 \cdot 0,77 = 539,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.21)$$

$$i_{51} = i_3 - h_{51} = 3378,5 - 539,2 = 2839,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.22)$$

1.2.3 i-s diagram expanze páry v turbíně – předběžný návrh

Obrázek 1.2 zobrazuje i-s diagram sestavený podle tabulky 1.5. V předběžném návrhu není bráno v potaz rozdělení kužele I na dílčí části.



Obr. 1.2 i-s diagram expanze páry v turbíně – předběžný návrh

1.3 Bilance jednotlivých zařízení a výpočet hmotnostního průtoku páry

V podkapitole 1.2 je sestaveno tepelné schéma zapojení parní turbíny. Ze zadání jsou známy parametry admisní páry a požadavek elektrického výkonu turbíny. Aby bylo možné začít s návrhem průtočného kanálu turbíny, je zapotřebí znát hmotnostní průtok páry turbínou. Sestavením bilančních hmotnostních a energetických rovnic se získá soustava rovnic, ze které se vypočte požadované množství páry pro jmenovitý výkon.

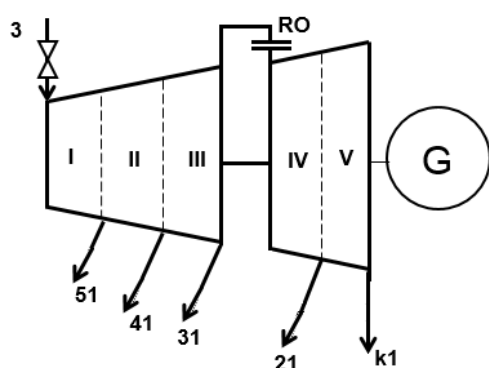
Hmotnostní bilance:

$$\Sigma \dot{m}_{VSTUP} = \Sigma \dot{m}_{VÝSTUP} \quad (1.23)$$

Energetická bilance:

$$\Sigma(\dot{m} \cdot i)_{VSTUP} = \Sigma(\dot{m} \cdot i)_{VÝSTUP} \quad (1.24)$$

Bilance turbíny



Hmotnostní bilance

$$\begin{aligned} M_3 &= M_{51} + M_{41} + M_{31} + M_{21} + M_{k1}; \\ M_{k1} &= M_3 - M_{51} - M_{41} - M_{31} - M_{21} \end{aligned} \quad (1.25)$$

Obr. 1.3 Bilance turbíny

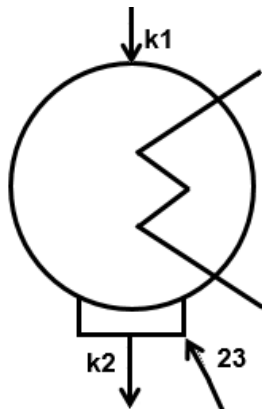
Energetická bilance

$$\begin{aligned} M_3 \cdot (i_3 - i_{51}) + (M_3 - M_{51}) \cdot (i_{51} - i_{41}) + (M_3 - M_{51} - M_{41}) \cdot (i_{41} - i_{31}) + \\ (M_3 - M_{51} - M_{41} - M_{31}) \cdot (i_{31} - i_{21}) + \\ (M_3 - M_{51} - M_{41} - M_{31} - M_{21}) \cdot (i_{21} - i_{k1}) = \frac{P_e}{\eta_G \cdot \eta_M} \end{aligned} \quad (1.26)$$

$$\begin{aligned} M_3 \cdot (i_3 - i_{k1}) - M_{51} \cdot (i_{51} - i_{k1}) - M_{41} \cdot (i_{41} - i_{k1}) - M_{31} \cdot (i_{31} - i_{k1}) - \\ M_{21} \cdot (i_{21} - i_{k1}) = \frac{P_e}{\eta_G \cdot \eta_M} \end{aligned}$$

kde η_G je účinnost generátoru, hodnota zvolena 0,97 [-] pomocí [3]
 η_M je mechanická účinnost turbíny, hodnota zvolena 0,95 [-] pomocí [3]

Bilance kondenzátoru



Obr. 1.4 Bilance kondenzátoru

Hmotnostní bilance

$$M_{23} = M_{41} + M_{31} + M_{21} - M_{TV} \quad (1.27a)$$

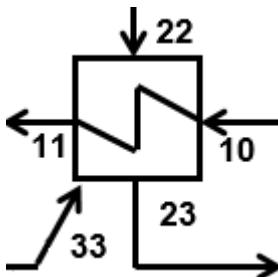
$$M_{k2} = M_{k1} + M_{23}$$

$$M_{k2} = (M_3 - M_{51} - M_{41} - M_{31} - M_{21}) + (M_{41} + M_{31} + M_{21} - M_{TV}) \quad (1.27b)$$

$$M_{k2} = M_3 - M_{51} - M_{TV}$$

Energetická bilance kondenzátoru není pro výpočet hmotnostního průtoku páry potřebná. Navíc by bylo zapotřebí zahrnout vlastnosti chladicí vody.

Bilance NTO 1



Obr. 1.5 Bilance NTO 1

Hmotnostní bilance

$$M_{10} = M_{k2} \quad (1.28a)$$

$$M_{11} = M_{10} \quad (1.28b)$$

$$M_{22} = M_{21} \quad (1.28c)$$

$$M_{33} = M_{41} + M_{31} - M_{TV} \quad (1.28d)$$

$$M_{23} = M_{21} + M_{33} \quad (1.28e)$$

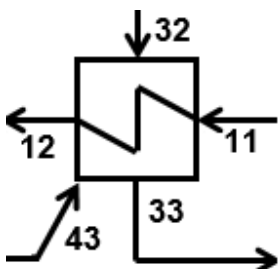
$$M_{21} + M_{33} + M_{10} = M_{11} + M_{22} \quad (1.28e)$$

$$M_{21} + (M_{41} + M_{31} - M_{TV}) + M_{k2} = M_{k2} + [M_{21} + (M_{41} + M_{31} - M_{TV})]$$

Energetická bilance

$$M_{22} \cdot i_{22} + M_{33} \cdot i_{33} + M_{10} \cdot i_{10} = M_{11} \cdot i_{11} + M_{23} \cdot i_{23} \quad (1.29)$$

Bilance NTO 2



Obr. 1.6 Bilance NTO 1

Hmotnostní bilance

$$M_{43} = M_{41} \quad (1.30a)$$

$$M_{11} = M_{12} \quad (1.30b)$$

$$M_{32} = M_{31} - M_{TV} \quad (1.30c)$$

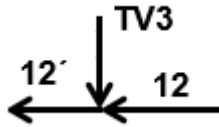
$$M_{33} = M_{43} + M_{32} \quad (1.30d)$$

$$(M_{31} - M_{TV}) + M_{41} + M_{k2} = (M_{41} + M_{31} - M_{TV}) + M_{k2} \quad (1.30e)$$

Energetická bilance

$$M_{32} \cdot i_{32} + M_{43} \cdot i_{43} + M_{11} \cdot i_{11} = M_{33} \cdot i_{33} + M_{12} \cdot i_{12} \quad (1.31)$$

Bilance přečerpávání kondenzátu z TV



Hmotnostní bilance

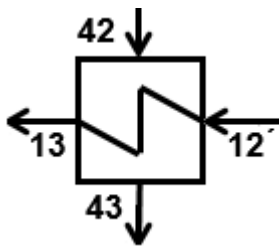
$$M'_{12} = M_{12} + M_{TV} \quad (1.32)$$

$$M'_{12} = M_{k2} + M_{TV}$$

Obr. 1.7 Bilance
přečerpávání kondenzátu
Energetická bilance

$$M'_{12} \cdot i'_{12} = M_{12} \cdot i_{12} + M_{TV} \cdot i_{TV3} \quad (1.33)$$

Bilance NTO 3



Hmotnostní bilance

$$M_{42} = M_{41} \quad (1.34a)$$

$$M_{43} = M_{41} \quad (1.34b)$$

$$M'_{12} = M_{13}$$

Obr. 1.8 Bilance NTO 3

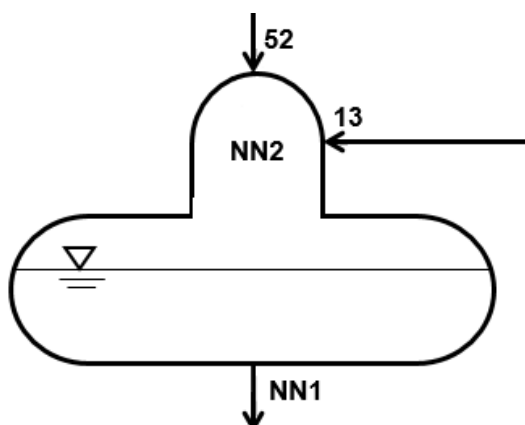
$$M_{41} + M'_{12} = M_{43} + M_{13} \quad (1.34c)$$

$$M_{41} + (M_{k2} + M_{TV}) = M_{43} + (M_{k2} + M_{TV})$$

Energetická bilance

$$M_{42} \cdot i_{42} + M'_{12} \cdot i'_{12} = M_{43} \cdot i_{43} + M_{13} \cdot i_{13} \quad (1.35)$$

Bilance napájecí nádrže



Hmotnostní bilance

$$M_{NN1} = M_3 \quad (1.36a)$$

$$M_{52} = M_{51} \quad (1.36b)$$

$$M_{NN1} = M_{52} + M_{13} \quad (1.36c)$$

$$M_3 = M_{51} + M_{13}$$

Obr. 1.9 Bilance napájecí nádrže

Energetická bilance

$$M_{NN1} \cdot i_{NN1} = M_{52} \cdot i_{52} + M_{13} \cdot i_{13} \quad (1.37)$$

1.3.1 Výpočet hmotnostního průtoku páry

Výpočet hmotnostního průtoku je z důvodu kombinace kaskádování a přečerpávání kondenzátů poměrně složitá soustava rovnic. Návrh průtočného kanálu je prováděn pro kondenzační režim, a proto dojde ke zjednodušení:

$$M_{TV} = 0; M'_{12} = M_{12}; i'_{12} = i_{12} \quad (1.38a), (1.38b), (1.38c)$$

Při zanedbání tepelné ztráty potrubí lze psát rovnice:

$$i_{52} = i_{51}; i_{42} = i_{41}; i_{32} = i_{31}; i_{22} = i_{21} \quad (1.39a), (1.39b), (1.39c), (1.39d)$$

Hmotnostní průtok páry v odběru 51 po dosazení rovnic 1.36 a 1.39 do rovnice 1.37:

$$\begin{aligned} M_{NN1} \cdot i_{NN1} &= M_{51} \cdot i_{51} + M_{13} \cdot i_{13} \\ M_3 \cdot i_{NN1} &= M_{51} \cdot i_{51} + M_{k2} \cdot i_{13} \\ M_{51} \cdot i_{51} &= M_3 \cdot i_{NN1} - (M_3 - M_{51}) \cdot i_{13} \\ M_{51} \cdot (i_{51} - i_{13}) &= M_3 \cdot (i_{NN1} - i_{13}) \\ M_{51} &= M_3 \cdot \frac{(i_{NN1} - i_{13})}{(i_{51} - i_{13})} \end{aligned} \quad (1.40)$$

Hmotnostní průtok páry v odběru 41 po dosazení rovnic 1.34, 1.38 a 1.39 do rovnice 1.35:

$$\begin{aligned} M_{41} \cdot i_{41} + M_{12} \cdot i_{12} &= M_{43} \cdot i_{43} + M_{13} \cdot i_{13} \\ M_{41} \cdot i_{41} + (M_3 - M_{51}) \cdot i_{12} &= M_{41} \cdot i_{43} + (M_3 - M_{51}) \cdot i_{13} \\ M_{41} \cdot (i_{41} - i_{43}) &= (M_3 - M_{51}) \cdot (i_{13} - i_{12}) \\ M_{41} &= (M_3 - M_{51}) \cdot \frac{i_{13} - i_{12}}{i_{41} - i_{43}} \end{aligned} \quad (1.41)$$

Hmotnostní průtok páry v odběru 31 po dosazení rovnic 1.30 a 1.38, 1.39 do rovnice 1.31:

$$\begin{aligned} M_{32} \cdot i_{31} + M_{43} \cdot i_{43} + M_{11} \cdot i_{11} &= M_{33} \cdot i_{33} + M_{12} \cdot i_{12} \\ M_{31} \cdot i_{31} + M_{41} \cdot i_{43} + M_{k2} \cdot i_{11} &= (M_{31} + M_{41}) \cdot i_{33} + M_{k2} \cdot i_{12} \\ M_{31} \cdot i_{31} + M_{41} \cdot i_{43} + (M_3 - M_{51}) \cdot i_{11} &= (M_{31} + M_{41}) \cdot i_{33} + (M_3 - M_{51}) \cdot i_{12} \\ M_{31} \cdot (i_{31} - i_{33}) &= (M_3 - M_{51}) \cdot (i_{12} - i_{11}) - M_{41} \cdot (i_{43} - i_{33}) \\ M_{31} &= (M_3 - M_{51}) \cdot \frac{i_{12} - i_{11}}{i_{31} - i_{33}} - M_{41} \cdot \frac{i_{43} - i_{33}}{i_{31} - i_{33}} \end{aligned} \quad (1.42)$$

Hmotnostní průtok páry v odběru 21 po dosazení rovnic 1.28 a 1.38, 1.39 do rovnice 1.29:

$$M_{21} \cdot i_{21} + M_{33} \cdot i_{33} + M_{10} \cdot i_{10} = M_{11} \cdot i_{11} + M_{23} \cdot i_{23}$$

$$M_{21} \cdot i_{21} + (M_{41} + M_{31}) \cdot i_{33} + M_{k2} \cdot i_{10} = M_{k2} \cdot i_{11} + (M_{41} + M_{31} + M_{21}) \cdot i_{23}$$

$$M_{21} \cdot (i_{21} - i_{23}) = M_{k2} \cdot (i_{11} - i_{10}) - (M_{41} + M_{31}) \cdot (i_{33} - i_{23}) \quad (1.43)$$

$$M_{21} \cdot (i_{21} - i_{23}) = (M_3 - M_{51}) \cdot (i_{11} - i_{10}) - (M_{41} + M_{31}) \cdot (i_{33} - i_{23})$$

$$M_{21} = (M_3 - M_{51}) \cdot \frac{i_{11} - i_{10}}{i_{21} - i_{23}} - (M_{41} + M_{31}) \cdot \frac{i_{33} - i_{23}}{i_{21} - i_{23}}$$

Soustava rovnic 1.26, 1.29, 1.31, 1.34 a 1.37 obsahuje dohromady 5 neznámých

$$NP = \{M_3, M_{51}, M_{41}, M_{31}, M_{21}\}$$

Hmotnostní průtoky páry v odběrech lze vyjádřit jako závislost na m_3 .

$$A_{51} = \frac{i_{NN1} - i_{13}}{i_{51} - i_{13}} \quad (1.44a) \quad M_{51} = A_{51} \cdot M_3 \quad (1.44b)$$

$$A_{41} = (1 - A_{51}) \cdot \frac{i_{13} - i_{12}}{i_{41} - i_{43}} \quad (1.45a) \quad M_{41} = A_{41} \cdot M_3 \quad (1.45b)$$

$$A_{31} = (1 - A_{51}) \cdot \frac{i_{12} - i_{11}}{i_{31} - i_{33}} - A_{41} \cdot \frac{i_{43} - i_{33}}{i_{31} - i_{33}} \quad (1.46a) \quad M_{31} = A_{31} \cdot M_3 \quad (1.46b)$$

$$A_{21} = (1 - A_{51}) \cdot \frac{i_{11} - i_{10}}{i_{21} - i_{23}} - (A_{41} + A_{31}) \cdot \frac{i_{33} - i_{23}}{i_{21} - i_{23}} \quad (1.47a) \quad M_{21} = A_{21} \cdot M_3 \quad (1.47b)$$

Dosazení do rovnice 1.26:

$$M_3 \cdot (i_3 - i_{k1}) - A_{51} \cdot M_3 \cdot (i_{51} - i_{k1}) - A_{41} \cdot M_3 \cdot (i_{41} - i_{k1}) -$$

$$A_{31} \cdot M_3 \cdot (i_{31} - i_{k1}) - A_{21} \cdot M_3 \cdot (i_{21} - i_{k1}) = \frac{P_e}{\eta_G \cdot \eta_M}$$

(1.48)

$$M_3 = \frac{P_e}{\eta_G \cdot \eta_M} \cdot [(i_3 - i_{k1}) - A_{51} \cdot (i_{51} - i_{k1}) - A_{41} \cdot (i_{41} - i_{k1}) - A_{31} \cdot (i_{31} - i_{k1}) - A_{21} \cdot (i_{21} - i_{k1})]^{-1}$$

Tabulka 1.6 Entalpie kondenzátu ohřivaného v NTO – předběžný návrh [3]

entalpie [kJ·kg ⁻¹]	i_{10}	167,8	i_{11}	293,3
	i_{12}	377,3	i_{13}	504,0
	i_{23}	314,1	i_{33}	398,1
	i_{43}	525,2	i_{NN1}	567,8

Výpočet hmotnostního průtoku páry – předběžný návrh (hodnoty podle tab. 1.6):

$$A_{51} = \frac{i_{NN1} - i_{13}}{i_{51} - i_{13}} = \frac{567,8 - 504,0}{2839,3 - 504,0} = 0,0273 [-] \quad (1.49)$$

$$A_{41} = (1 - A_{51}) \cdot \frac{i_{13} - i_{12}}{i_{41} - i_{43}} = (1 - 0,0273) \cdot \frac{504,0 - 377,3}{2765,5 - 525,2} = 0,0550 [-] \quad (1.50)$$

$$A_{31} = (1 - A_{51}) \cdot \frac{i_{12} - i_{11}}{i_{31} - i_{33}} - A_{41} \cdot \frac{i_{43} - i_{33}}{i_{31} - i_{33}} =$$

$$(1 - 0,0273) \cdot \frac{377,3 - 293,3}{2621,8 - 398,1} - 0,0550 \cdot \frac{525,2 - 398,1}{2621,8 - 398,1} = 0,0336 [-] \quad (1.51)$$

$$A_{21} = (1 - A_{51}) \cdot \frac{i_{11} - i_{10}}{i_{21} - i_{23}} - (A_{41} + A_{51}) \cdot \frac{i_{33} - i_{23}}{i_{21} - i_{23}} =$$

$$(1 - 0,0273) \cdot \frac{293,3 - 167,8}{2529,9 - 314,1} - (0,0550 + 0,0336) \cdot \frac{403,9 - 311,7}{2529,9 - 314,1} = 0,0517 [-] \quad (1.52)$$

$$M_3 = \frac{6500}{0,97 \cdot 0,95} \cdot [(3378,5 - 2343,0) - 0,0273 \cdot (2839,3 - 2343,0) -$$

$$0,0550 \cdot (2765,5 - 2343,0) - 0,0336 \cdot (2621,8 - 2343,0) -$$

$$0,0517 \cdot (2529,9 - 2343,0)]^{-1} =$$

$$\frac{7053,7}{1035,5 - 13,6 - 23,2 - 9,4 - 9,7} = 7,20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.53)$$

$$M_{51} = A_{51} \cdot M_3 = 0,0273 \cdot 7,20 = 0,20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.54)$$

$$M_{41} = A_{41} \cdot M_3 = 0,0550 \cdot 7,20 = 0,40 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.55)$$

$$M_{31} = A_{31} \cdot M_3 = 0,0336 \cdot 7,20 = 0,24 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.56)$$

$$M_{21} = A_{21} \cdot M_3 = 0,0517 \cdot 7,20 = 0,37 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.57)$$

$$M_{k1} = M_3 - M_{51} - M_{41} - M_{31} - M_{21} =$$

$$= 7,20 - 0,20 - 0,40 - 0,24 - 0,37 = 5,99 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.58)$$

Aby bylo možné vytvořit provozní charakteristiku, je potřeba počítat výkon turbíny pro různé množství páry. Výpočet probíhá obdobně:

$$\alpha_1 = \frac{m_{51}}{m_3} \quad (1.59a) \quad \alpha_2 = \frac{m_{41}}{m_3} \quad (1.59b)$$

$$\alpha_3 = \frac{m_{31}}{m_3} \quad (1.59c) \quad \alpha_4 = \frac{m_{21}}{m_3} \quad (1.59d)$$

$$M_3 \cdot (i_3 - i_{51}) + (M_3 - M_{51}) \cdot (i_{51} - i_{41}) + (M_3 - M_{51} - M_{41}) \cdot (i_{41} - i_{31}) +$$

$$(M_3 - M_{51} - M_{41} - M_{31}) \cdot (i_{31} - i_{21}) +$$

$$(M_3 - M_{51} - M_{41} - M_{31} - M_{21}) \cdot (i_{21} - i_{k1}) = a_T \quad (1.60)$$

$$(i_3 - i_{51}) + (1 - \alpha_1) \cdot (i_{51} - i_{41}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (i_{41} - i_{31}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (i_{31} - i_{21}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4) \cdot (i_{21} - i_{k1}) = a_T \quad (1.60)$$

$$P_e = \frac{a_T \cdot M_3}{\eta_G \cdot \eta_M} \quad (1.61)$$

Tabulka 1.7 obsahuje parametry páry vypočtené v předběžném návrhu. Po dosazení do rovnic 1.59-61 se získá hodnota měrné práce turbíny a poté elektrický výkon. Parametry jsou závislé na hmotnostním průtoku páry, a proto je nutné při sestavování provozní charakteristiky (kapitola 4), při různých průtocích páry, vždy přepočítat veškeré parametry. Tyto výpočty jsou ale zautomatizované pomocí MS Excel.

Tabulka 1.7 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – předběžný návrh

		tlak [bar(a)]		enthalpie [kJ·kg ⁻¹]
vstupu do turbíny	$p_{3VH'}$	65,66	$i_{3VH'}$	3378,5
odběru 51	$p_{51'}$	3,706	$i_{51'}$	2839,3
odběru 41	$p_{41'}$	2,324	$i_{41'}$	2765,5
odběru 31	$p_{31'}$	0,847	$i_{31'}$	2621,8
za regulační clonou	$p_{RO'}$	0,762	$i_{RO'}$	2621,8
odběru 21	$p_{21'}$	0,386	$i_{21'}$	2529,9
výstupu z turbíny	$p_{k1'}$	0,075	$i_{k1'}$	2343,0
		teplota [°C]		hmotnostní průtok [t·hod ⁻¹]
vstupu do turbíny	$t_{3VH'}$	484,3	$M_{3VH'}$	25,920
odběru 51	$t_{51'}$	188,9	$M_{51'}$	0,708
odběru 41	$t_{41'}$	149,5	$M_{41'}$	1,426
odběru 31	$t_{31'}$	95,0	$M_{31'}$	0,870
za regulační clonou	$t_{RO'}$	92,2	$M_{RO'}$	22,916
odběru 21	$t_{21'}$	75,0	$M_{21'}$	1,341
výstupu z turbíny	$t_{k1'}$	40,4	$M_{k1'}$	21,575

2 Návrh průtočných kanálů turbíny

Návrh průtočných kanálů navazuje na návrh tepelného schéma. Z důvodu předem neznámé termodynamické účinnosti lopatkování je výpočet rozdělen na předběžný návrh a poté detailní výpočet, ve kterém jsou původní odhady nahrazeny výpočty. Při návrhu parní turbíny s odběry je turbína rozdělena na několik částí, s různými hmotnostními průtoky páry. Při návrhu tepelného schématu byla již turbína rozdělena na 5 částí – I, II, III, IV a V. Následně je průtočný kanál I rozdělen, z důvodu velkého entalpického spádu, na regulační stupeň a dva dílčí kužely Ia a Ib, které budou mít stejný hmotnostní průtok páry, ale různé patní průměry lopatkování. Výpočet regulačního stupně je trochu odlišný od výpočtu řadového stupně, proto i jemu bude věnována samostatná podkapitola.

2.1 Volba typu lopatkování a otáček turbíny

Typ lopatkování není předmětem zadání práce, proto je možnost výběru mezi přetlakovým (reakčním) a rovnotlakým (akčním) typem lopatkování. Bylo vybráno přetlakové lopatkování s rovnotlakých regulačním stupněm. Přetlakový typ lopatkování proti rovnotlakému vykazuje menší pokles termodynamické účinnosti při nevýpočtových stavech [5] a v současné době je u energetických zařízení kladen velký důraz na schopnost regulace výkonu. Na druhou stranu, není u něj možné provést parciální ostřík a z tohoto důvodu je první, regulační, stupeň rovnotlaký (A-kolo). Dále je to tradiční typ lopatkování pro brněnské výrobce parních turbín.

U turbosoustrojí velkých výkonů se volí otáčky turbíny stejné jako otáčky generátoru, aby se nemusela instalovat převodovka schopná přenášet takové výkony. Otáčky generátoru jsou standartně 1500 nebo 3000 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$, aby generovaná frekvence odpovídala frekvenci elektrické sítě (50 Hz). U turbín malých výkonů je naopak výhodné použít převodovku a zvýšit otáčky turbíny. Tímto se zmenší rozměry turbíny – střední průměry lopatkování a zároveň zmenší počet lopatkových řad. Je ale důležité kontrolovat mechanické namáhání rotorových lopatek v tahu a ohybu (kapitola 3 Mechanické namáhání a pevnostní výpočty).

Otáčky turbíny nejsou dány zadáním úkolu a volba otáček turbíny je tedy plně v rukou výpočtáře. Pro předběžný návrh byly zvoleny otáčky turbíny 9000 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Při detailním návrhu posledního stupně (podkapitola 2.4 Detailní výpočet), byla při návrhu průtočného kanálu provedena kontrola namáhání v tahu a otáčky turbíny musely být sníženy na 8760 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Průběh předběžného návrhu je tedy popsán při těchto otáčkách (8760 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$).

2.2 Průtočný kanál V – předběžný návrh

Cílem předběžného návrhu je určit hlavní rozměry průtočného kanálu a počet stupňů turbíny. Výpočet začíná posledním stupněm a od konce turbíny se postupuje k prvnímu stupni lopatkování. Předběžný návrh lopatkování je proveden podle [5].

V podpodkapitole 2.2.1 Průtočný kanál V – hlavní rozměry je postup předběžného návrhu popsán důkladněji. U následujících průtočných kanálů, z důvodu značného rozsahu výpočtu, je postup popsán zjednodušeně.

2.2.1 Průtočný kanál V – hlavní rozměry

V předběžném návrhu je zvoleno střední Parsonsovo číslo (definice Parsonsova čísla je například v [5]) pro daný průtočný kanál a pokles prvního a posledního stupně. Dále je nutno volit výstupní úhly ze statorových lopatek α_1 , délku první lopatky v řadě, a pro určení poměru (c_a/u) ještě rychlostní součinitel ϕ . Parametry páry jsou určeny v předběžném návrhu tepelného schématu (kapitola 1.2 Návrh tepelného schématu).

Tabulka 2.1 Parametry páry pro průtočný kanál V – předběžný návrh [3]

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M_{k1}	5,99		
tlak	[bar(a)]	p_{21}	0,386	p_{k1}	0,075
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i_{21}	2529,9	i_{k1}'	2343,0
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v_{21}	3,9395	v_{k1}'	17,3082
tepelný spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	$h_{iz}^{(V)}$	228,0		

Ze zvoleného Parsonsova čísla a zvoleného výstupního úhlu ze statorových lopatek se určí poměr (c_a/u) :

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2(\alpha_1)} \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \frac{c_a}{u} - 1}$$

$$Pa \cdot \left(\frac{\lambda}{\sin^2(\alpha_1)} \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \frac{c_a}{u} - 1 \right) = 1 \quad (2.1)$$

$$Pa \cdot \frac{\lambda}{\sin^2(\alpha_1)} \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + Pa \cdot \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \frac{c_a}{u} - Pa = 1$$

$$Pa \cdot \frac{\lambda}{\sin^2(\alpha_1)} \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + Pa \cdot \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \frac{c_a}{u} - (Pa + 1) = 0$$

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \quad (2.2)$$

Jedná se o kvadratickou rovnici řešitelnou pomocí:

$$a_{Pa} = Pa \cdot \frac{\lambda}{\sin^2(\alpha_1)} \quad (2.3) \quad b_{Pa} = Pa \cdot \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \quad (2.4)$$

$$c_{Pa} = -(Pa + 1) \quad (2.5) \quad D_{Pa} = b_{Pa}^2 - 4 \cdot a_{Pa} \cdot c_{Pa} \quad (2.6)$$

Na intervalu $Pa \in \mathbb{R}^+$ je vždy $\sqrt{D_{Pa}} > b_{Pa}$, proto je pro výpočet kladné hodnoty $\left(\frac{c_a}{u}\right)$ použit vztah:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right) = \frac{-b_{Pa} + \sqrt{D_{Pa}}}{2 \cdot a_{Pa}} \quad (2.7)$$

Tabulka 2.2 Předběžný návrh průtočného kanálu V – Parsonsova čísla

		první stupeň		poslední stupeň	
střední Parsonsovo číslo	[-]	Pa_s^V	0,65		
rychlostní součinitel	[-]	φ^V	0,95		
pokles Pa_s	[-]	k_1^V	0,06	k_n^V	0,09
Parsonsovo číslo	[-]	Pa_1^V	0,611	Pa_n^V	0,592
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α_1^V	26	α_n^V	30
poměr (c_a/u)	[-]	$(c_a/u)_1^V$	0,595	$(c_a/u)_n^V$	0,713

Výpočet pro první stupeň (pro poslední stupeň je výpočet obdobný):

$$Pa_1^V = (1 - k_1^V) \cdot Pa_s^V = (1 - 0,06) \cdot 0,65 = 0,611 \quad (2.8)$$

$$\lambda^V = \frac{1}{(\varphi^V)^2} - 1 = 0,108 \quad (2.9a)$$

$$a_{Pa}^V = Pa_1^V \cdot \frac{\lambda^V}{\sin^2(\alpha_1^V)} = 0,611 \cdot \frac{0,108}{\sin^2(26)} = 0,343 \quad (2.9b)$$

$$b_{Pa}^V = Pa_1^V \cdot \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1^V} = 0,611 \cdot \frac{2}{\operatorname{tg} 26} = 2,505 \quad (2.9c)$$

$$c_{Pa}^V = -(Pa_1^V + 1) = -(0,611 + 1) = -1,611 \quad (2.9d)$$

$$D_{Pa}^V = (b_{Pa}^V)^2 - 4 \cdot a_{Pa}^V \cdot c_{Pa}^V = 2,505^2 - 4 \cdot 0,343 \cdot (-1,611) = 8,485 \quad (2.9f)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1^V = \frac{-b_{Pa}^V + \sqrt{D_{Pa}^V}}{2 \cdot a_{Pa}^V} = \frac{-2,505 + \sqrt{8,485}}{2 \cdot 0,343} = 0,595 \quad (2.9g)$$

Délka lopatky l_1 je navržena 0,125 m. Výpočet středního průměru lopatkování na vstupu:

$$D_1^V = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{M_{k1} \cdot v_{21}}{n \cdot l_1^V \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1^V}} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{5,99 \cdot 3,9395}{146 \cdot 0,125 \cdot 0,595}} = 0,4696 \text{ m} \quad (2.10)$$

Střední průměr na výstupu ze stupně se vypočítá pomocí vztahu:

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot (l/D)_n \cdot n}} \quad (2.11)$$

Pro výpočet středního průměru lopatkování posledního stupně je nutno zvolit meridiální profil průtočného kanálu. Návrh průtočného kanálu je proveden pro konstantní patní průměr a proto je poměr $(l/D)_n$ vyjádřen pomocí rovnice 2.12.

$$D_1 - l_1 = D_n - l_n$$

$$\frac{D_1 - l_1}{D_n} = \frac{D_n}{D_n} - \left(\frac{l}{D}\right)_n \Rightarrow \left(\frac{l}{D}\right)_n = \frac{l_1 - D_1 + D_n}{D_n} \quad (2.12)$$

Dosazením rovnice 2.12 do 2.11 a následnou úpravou se získá kubická rovnice, pro jejíž řešení byl vybrán postup dle [7].

$$D_n^3 = \frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot \frac{l_1 - D_1 + D_n}{D_n} \cdot n}$$

$$D_n^2 = \frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot (l_1 - D_1 + D_n) \cdot n}$$

$$D_n^2 \cdot (l_1 - D_1 + D_n) = \frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot n} \quad (2.13)$$

$$l_1 \cdot D_n^2 - D_1 \cdot D_n^2 + D_n^3 = \frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot n}$$

$$D_n^3 + (l_1 - D_1) \cdot D_n^2 - \frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot n} = 0$$

$$a = 1 \quad (2.14a) \quad b = (l_1 - D_1) \quad (2.14b)$$

$$c = 0 \quad (2.14c) \quad d = -\frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot n} \quad (2.14d)$$

$$f = \frac{(3c/a) - (b^2/a^2)}{3} = \frac{-(b^2/a^2)}{3} \quad (2.14e)$$

$$g = \frac{(2b^3/a^3) - (9bc/a^2) + (27d/a)}{27} = \frac{(2b^3/a^3) + (27d/a)}{27} \quad (2.14f)$$

$$h = (g^2/4) + (g^3/27) \quad (2.14g)$$

když $h > 0$, rovnice má pouze jeden kořen v intervalu reálných čísel.

$$R = -(g/2) + \sqrt{h} \quad (2.15a) \quad S = \sqrt[3]{R} \quad (2.15b)$$

$$T = -(g/2) - \sqrt{h} \quad (2.15c) \quad U = \sqrt[3]{T} \quad (2.15d)$$

$$D_n = (S + U) - \left(\frac{b}{3a}\right) \quad (2.16)$$

Výpočet byl proveden v MS Excel a číselné dosazování do rovnic 2.14 až 2.16 není z důvodu značného rozsahu provedeno. Výsledná hodnota středního průměru lopatkování posledního stupně je uvedena v tabulce 2.6:

Tabulka 2.3 Předběžný návrh průtočného kanálu V – hlavní rozměry

		první stupeň		poslední stupeň	
délka lopatky	[m]	l_1^V	0,1250	l_n^V	0,2686
střední průměr	[m]	D_{s1}^V	0,4696	D_{sn}^V	0,6132
obvodová rychlost na D_s	$[m \cdot s^{-1}]$	u_1^V	215,4	u_n^V	281,3
poměr (l/D)	[-]	$(l/D)_1^V$	0,27	$(l/D)_n^V$	0,45
patní průměr	[m]	D_p^V	0,3446		
obvodová rychlost na D_p	$[m \cdot s^{-1}]$	u_p^V	158,1		
střední obvodová rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$	u_s^V	248,3		

Pro nezkrucované listy lopatek by poměr (l/D) neměl překročit $1/7$ [5]. Z toho vyplývá, že všechny stupně kuželu V budou se zakrucovanými lopatkami. Další omezení je, že obvodová rychlost na vnitřním průměru lopatkování by neměla přesáhnout $200 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [5]. Tato podmínka je splněna s dostatečnou rezervou a pro detailní návrh je možné patní průměr ještě zvětšit. Určení počtu stupňů lopatkování:

$$z^V = \frac{Pa_s^V \cdot h_{iz}^V}{(u_s^V)^2} = \frac{0,65 \cdot 228,0}{248,3^2} = 2,40 \rightarrow 2 \quad (2.17)$$

2.2.2 Průtočný kanál V – termodynamická účinnost

V rámci předběžného návrhu se stanoví termodynamická účinnost pro celý průtočný kanál.

Pro výpočet poměrné ztráty radiální mezerou je zvolna doporučená hodnota tolerance radiální vůle v lopatkování x $0,3 \text{ mm}$ [5]. Vypočtené hodnoty jsou zaokrouhlovány na desetiny milimetru. Výpočet poměrné ztráty radiální vůlí:

$$k_1^V = \frac{D_{v1}^V}{1000} + x = \frac{D_{s1}^V + l_1^V}{1000} + x = \frac{469,6 + 125}{1000} + 0,3 = 0,9 \text{ mm} \quad (2.18a)$$

$$k_n^V = \frac{D_{vn}^V}{1000} + x = \frac{D_{sn}^V + l_n^V}{1000} + x = \frac{613,2 + 268,6}{1000} + 0,3 = 1,2 \text{ mm} \quad (2.18b)$$

$$\xi_{k1}^V = \frac{0,3 + k_1^V}{l_1^V} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,9}{125} \cdot 4,5 = 0,043 \quad (2.18c)$$

$$\xi_{kn}^V = \frac{0,3 + k_n^V}{l_n^V} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,2}{268,6} \cdot 4,5 = 0,025 \quad (2.18d)$$

$$\xi_k^V = \frac{\xi_{k1}^V + \xi_{kn}^V}{2} = \frac{0,043 + 0,025}{2} = 0,034 \quad (2.18e)$$

Výpočet poměrné ztráty rozvějířením:

$$\xi_{v1}^V = \left(\frac{l_1^V}{D_{s1}^V} \right)^2 = \left(\frac{125}{469,6} \right)^2 = 0,071 \quad (2.19a)$$

$$\xi_{vn}^V = \left(\frac{l_n^V}{D_{sn}^V} \right)^2 = \left(\frac{268,6}{613,2} \right)^2 = 0,192 \quad (2.19b)$$

$$\xi_v^V = \frac{\xi_{v1}^V + \xi_{vn}^V}{2} = \frac{0,071 + 0,192}{2} = 0,131 \quad (2.19c)$$

Výpočet poměrné ztráty vlhkostí páry:

$$x_{21} = x(p_{21}; i_{21}) = 0,955 \quad (2.20a)$$

$$x_{k1} = x(p_{k1}; i_{k1}) = 0,904 \quad (2.20b)$$

$$\xi_x^V = 1 - \frac{x_{21} + x_{k1}}{2} = 1 - \frac{0,955 + 0,904}{2} = 0,071 \quad (2.20c)$$

Obvodovou účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku lze pro předběžný návrh stanovit jako funkční závislost na Parsonsovu číslu [4].

pro $Pa \in \langle 0,3; 1,2 \rangle$

$$\eta_{\infty} = 0,468089 + 1,46679 \cdot Pa - 1,41229 \cdot Pa^2 + 0,415374 \cdot Pa^3 \quad (2.21)$$

$$\eta_{\infty}^V = 0,46809 + 1,46679 \cdot 0,65 - 1,41229 \cdot 0,65^2 + 0,415374 \cdot 0,65^3 = 0,939 \quad (2.22)$$

Termodynamická účinnost stupňové části:

$$\eta_{tdi}^{S\check{c},V} = \eta_{\infty}^V \cdot (1 - \xi_k^V - \xi_v^V - \xi_x^V) = 0,939 \cdot (1 - 0,034 - 0,131 - 0,071) = 0,717 \quad (2.22)$$

Součinitel zpětného využití ztrát je stanoven pomocí empirického vztahu [5]:

$$f^V = k^V \cdot (1 - \eta_{tdi}^{S\check{c},V}) \cdot \frac{h_{iz}^V}{419} \cdot \frac{z^V - 1}{z^V} \quad (2.23)$$

kde $\eta_{tdi}^{S\check{c}}$ je vnitřní termodynamická účinnost stupňové části

k [-] je experimentální konstanta:

0,2 pro expanzi v přehřáté páře

0,12 pro expanzi v oblasti syté páry

0,14 – 0,18 pro expanzi z oblasti přehřáté do mokré páry

$$f^V = 0,12 \cdot (1 - 0,717) \cdot \frac{228,0}{419} \cdot \frac{2 - 1}{2} = 0,0092 \quad (2.24)$$

Termodynamická účinnost průtočného kanálu V – předběžný návrh, bez ztráty výstupní rychlostí.

$$\eta_{tdi}^V = \eta_{tdi}^{S\check{c},V} \cdot (1 + f) = 0,717 \cdot (1 + 0,0092) = 0,724 \quad (2.22)$$

Ztráta výstupní rychlostí [5]:

$$c_{an}^V = \frac{M_{k1} \cdot v_{k1}}{\pi \cdot D_{sn}^V \cdot l_n^V} = \frac{5,99 \cdot 17,308}{\pi \cdot 0,6132 \cdot 268,6} = 200,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.25a)$$

$$c_{2n}^V = c_{an}^V \cdot \sqrt{[\cotg(\alpha_n^V) - (u/c_a)_n^V]^2 + 1} = \quad (2.25b)$$

$$200,5 \cdot \sqrt{[\cotg(30) - (281,3/200,5)]^2 + 1} = 211,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$z_c^V = \frac{(c_{2n}^V)^2}{2} = 22,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.25c)$$

Entalpický spád průtočného kanálu V (předběžný návrh):

$$h^V = h_{iz}^V \cdot \eta_{tdi}^V - z_c^V = h_{iz}^V \cdot \eta_{tdi}^V - z_c^V = 228,0 \cdot 0,724 - 22,3 = 142,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.26a)$$

$$i_{k1} = i_{21} - h^V = 2387,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.26b)$$

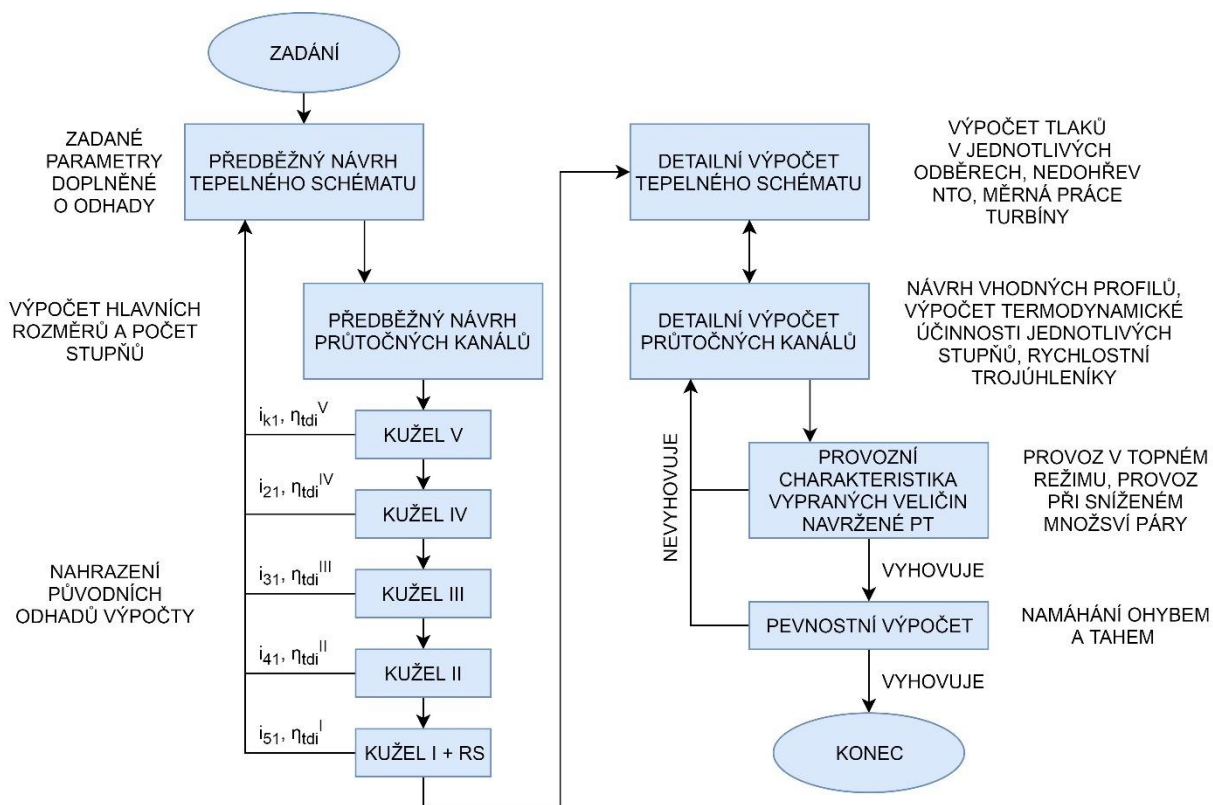
$$P_i^V = h^V \cdot M^V = 142,7 \cdot 5,99 = 854,8 \text{ kW} \quad (2.26c)$$

2.3 Průtočné kanály turbíny – předběžný návrh

V podkapitole 2.2 proběhl předběžný návrh průtočného kanálu V a vypočtená termodynamická účinnost (rovnice 2.22) byla dosazena do tepelného schématu (se zahrnutím ztráty výstupní rychlosti). Tímto byl nahrazen původní odhad termodynamické účinnosti kanálu a získány nové parametry páry (entalpie a měrný objem na konci expanze, hmotnostní průtok).

Pro průtočné kanály IV – I je výpočet obdobný jako pro kanál V. Výpočet je proto popsán pouze zjednodušeně, formou tabulek vypočtených hodnot (tabulka 2.6 až 2.10). Jakmile je dokončen předběžný návrh průtočného kanálu I, tak jsou k dispozici předběžné hodnoty hlavních rozměrů a počet stupňů celé turbíny. Kužel I je, z důvodu velkého entalpického spádu, pro výpočet rozdělen na 2 díly s různými patními průměry, a regulační stupeň (dále jen RS). Tlak za RS je pro účely předběžného výpočtu navržen tak, aby bylo na RS zpracováno 25 % celkového tepelného spádu turbíny. Tlak za prvním průtočným kanálem Ia je navržen tak, aby byl počet stupňů podobný s průtočným kanálem Ib.

Veškeré rozměry jsou poté během detailního výpočtu volně upravovány tak, aby bylo dosaženo rovnoměrnému zatížení stupňů a vyhovělo se mezím mechanického namáhání (viz obr. 2.1)



Obr. 2.1 Diagram průběhu výpočtu

Tabulka 2.6 Průtočný kanál IV – předběžný návrh

Parametry páry – předběžný návrh

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^{IV}	6,49		
tlak	[bar(a)]	p ₃₁	0,762	p ₂₁	0,386
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i ₃₁	2597,0	i ₂₁ '	2510,1
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v ₃₁	2,1209	v ₂₁ '	3,9042
tepelný spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ^{IV}	105,6		

Hlavní rozměry – předběžný návrh

		první stupeň		poslední stupeň	
střední Parsonsovo číslo	[-]	Pa ₁ ^{IV}	0,8		
Parsonsovo číslo	[-]	Pa ₁ ^{IV}	0,752	Pa _n ^{IV}	0,728
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α ₁ ^{IV}	22	α _n ^{IV}	25
poměr (c _a /u)	[-]	(c _a /u) ₁ ^{IV}	0,438	(c _a /u) _n ^{IV}	0,512
délka lopatky	[m]	l ₁ ^{IV}	0,1200	l _n ^{IV}	0,1587
střední průměr	[m]	Ds ₁ ^{IV}	0,4265	Ds _n ^{IV}	0,4652
obvodová rychlost na D _s	[m·s ⁻¹]	u ₁ ^{IV}	195,6	u _n ^{IV}	213,4
poměr (l/D)	[-]	(l/D) ₁ ^{IV}	0,28	(l/D) _n ^{IV}	0,34
patní průměr	[m]	D _p ^{IV}	0,3065		
obvodová rychlost na D _p	[m·s ⁻¹]	u _p ^{IV}	140,6		
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u _s ^{IV}	204,5		
celkový počet stupňů	[-]	z ^{IV}	2		

Termodynamická účinnost – předběžný návrh

Poměrná ztráta	radiální mezerou	ξ _k ^{IV}	[-]	0,038
	rozvějířením	ξ _v ^{IV}	[-]	0,098
	vlhkostí páry	ξ _x ^{IV}	[-]	0,038
obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku		η _∞ ^{IV}	[-]	0,950
součinitel zpětného využití ztrát		f ^{IV}	[-]	0,0021
termodynamická účinnost průtočného kanálu		η _{tdi} ^{IV}	[-]	0,823
ztráta výstupní rychlostí		z _c ^{IV}	[kJ·kg ⁻¹]	-
entalpický spád průtočného kanálu		h ^{IV}	[kJ·kg ⁻¹]	87,0
vnitřní výkon skupiny skupiny stupňů		P ₁ ^{IV}	[kW]	564,3
koncový bod expanze		i ₂₁	[kJ·kg ⁻¹]	2510,1

Tabulka 2.7 Průtočný kanál III – předběžný návrh

Parametry páry – předběžný návrh

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^{III}	6,74		
tlak	[bar(a)]	p ₄₁	2,324	p ₃₁	0,847
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i ₄₁	2742,4	i ₃₁ '	2597,0
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v ₄₁	0,7992	v ₃₁ '	1,9177
tepelný spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ^{III}	172,6		

Hlavní rozměry – předběžný návrh

		první stupeň		poslední stupeň	
střední Parsonsovo číslo	[-]	Pa ₁ ^{III}	0,7		
Parsonsovo číslo	[-]	Pa ₁ ^{III}	0,658	Pa _n ^{III}	0,637
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α ₁ ^{III}	15	α _n ^{III}	20
poměr (c _a /u)	[-]	(c _a /u) ₁ ^{III}	0,314	(c _a /u) _n ^{III}	0,433
délka lopatky	[m]	l ₁ ^{III}	0,0850	l _n ^{III}	0,1225
střední průměr	[m]	D _{s1} ^{III}	0,3742	D _{sn} ^{III}	0,4117
obvodová rychlost na D _s	[m·s ⁻¹]	u ₁ ^{III}	171,6	u _n ^{III}	188,8
poměr (l/D)	[-]	(l/D) ₁ ^{III}	0,23	(l/D) _n ^{III}	0,30
patní průměr	[m]	D _p ^{III}	0,2892		
obvodová rychlost na D _p	[m·s ⁻¹]	u _p ^{III}	132,6		
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u _s ^{III}	180,2		
celkový počet stupňů	[-]	z ^{III}	4		

Termodynamická účinnost – předběžný návrh

Poměrná ztráta	radiální mezerou	ξ _k ^{III}	[-]	0,045
	rozvějířením	ξ _v ^{III}	[-]	0,070
	vlhkostí páry	ξ _x ^{III}	[-]	0,045
obvodová účinnost pro nekonečné dlouhou lopatku		η _∞ ^{III}	[-]	0,945
součinitel zpětného využití ztrát		f ^{III}	[-]	0,0067
termodynamická účinnost průtočného kanálu		η _{tdi} ^{III}	[-]	0,842
ztráta výstupní rychlostí		z _c ^{III}	[kJ·kg ⁻¹]	-
entalpický spád průtočného kanálu		h ^{III}	[kJ·kg ⁻¹]	145,4
vnitřní výkon skupiny skupiny stupňů		P _i ^{III}	[kW]	979,3
koncový bod expanze		i ₃₁	[kJ·kg ⁻¹]	2597,0

Tabulka 2.8 Průtočný kanál II – předběžný návrh

Parametry páry – předběžný návrh

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^{II}	7,15		
tlak	[bar(a)]	p ₅₁	3,706	p ₄₁	2,324
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i ₅₁	2819,1	i ₄₁ '	2742,4
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v ₅₁	0,5501	v ₄₁ '	0,7992
tepelný spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ^{II}	90,1		

Hlavní rozměry – předběžný návrh

		první stupeň		poslední stupeň	
střední Parsonsovo číslo	[-]	Pa _s ^{II}	0,72		
Parsonsovo číslo	[-]	Pa ₁ ^{II}	0,677	Pa _n ^{II}	0,655
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α ₁ ^{II}	14	α _n ^{II}	15
poměr (c _a /u)	[-]	(c _a /u) ₁ ^{II}	0,288	(c _a /u) _n ^{II}	0,315
délka lopatky	[m]	l ₁ ^{II}	0,0750	l _n ^{II}	0,0915
střední průměr	[m]	D _{s1} ^{II}	0,3556	D _{sn} ^{II}	0,3721
obvodová rychlost na D _s	[m·s ⁻¹]	u ₁ ^{II}	163,1	u _n ^{II}	170,7
poměr (l/D)	[-]	(l/D) ₁ ^{II}	0,21	(l/D) _n ^{II}	0,25
patní průměr	[m]	D _p ^{II}	0,2806		
obvodová rychlost na D _p	[m·s ⁻¹]	u _p ^{II}	128,7		
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u _s ^{II}	166,9		
celkový počet stupňů	[-]	z ^{II'}	2		

Termodynamická účinnost – předběžný návrh

Poměrná ztráta	radiální mezerou	[-]	ξ _k ^{II}	0,052
	rozvějířením	[-]	ξ _v ^{II}	0,052
	vlhkostí páry	[-]	ξ _x ^{II}	0,052
obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku		[-]	η _∞ ^{II}	0,947
součinitel zpětného využití ztrát		[-]	f ^{II}	0,0034
termodynamická účinnost průtočného kanálu		[-]	η _{tdi} ^{II}	0,851
ztráta výstupní rychlostí		[kJ·kg ⁻¹]	z _c ^{II}	–
entalpický spád průtočného kanálu		[kJ·kg ⁻¹]	h ^{II}	76,7
vnitřní výkon skupiny skupiny stupňů		[kW]	P _i ^{II}	548,2
koncový bod expanze		[kJ·kg ⁻¹]	i ₄₁	2742,4

Tabulka 2.9 Průtočný kanál Ib – předběžný návrh

Parametry páry – předběžný návrh

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^l	7,35		
tlak	[bar(a)]	p _{1a}	9,995	p ₅₁	3,706
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i _{1a}	3010,0	i ₅₁ '	2742,4
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v _{1a}	0,2484	v ₅₁ '	0,5016
tepelný spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ^{1a}	220,0		

Hlavní rozměry – předběžný návrh

		první stupeň		poslední stupeň	
střední Parsonsovo číslo	[-]	Pa _s ^{lb}	0,7		
Parsonsovo číslo	[-]	Pa ₁ ^{lb}	0,658	Pa _n ^{lb}	0,637
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α ₁ ^{lb}	13	α _n ^{lb}	14
poměr (c _a /u)	[-]	(c _a /u) ₁ ^{lb}	0,271	(c _a /u) _n ^{lb}	0,298
délka lopatky	[m]	l ₁ ^{lb}	0,0450	l _n ^{lb}	0,0763
střední průměr	[m]	D _{S1} ^{lb}	0,3224	D _{Sn} ^{lb}	0,3537
obvodová rychlost na D _s	[m·s ⁻¹]	u ₁ ^{lb}	147,9	u _n ^{lb}	162,2
poměr (l/D)	[-]	(l/D) ₁ ^{lb}	0,14	(l/D) _n ^{lb}	0,22
patní průměr	[m]	D _p ^{lb}	0,2774		
obvodová rychlost na D _p	[m·s ⁻¹]	u _p ^{lb}	127,2		
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u _s ^{lb}	155,1		
celkový počet stupňů	[-]	z ^{lb} '	6		

Termodynamická účinnost – předběžný návrh

Poměrná ztráta	radiální mezerou	[-]	ξ _k ^{lb}	0,064
	rozvějířením	[-]	ξ _v ^{lb}	0,033
	vlhkostí páry	[-]	ξ _x ^{lb}	0,064
obvodová účinnost pro nekonečné dlouhou lopatku		[-]	η _∞ ^{lb}	0,945
součinitel zpětného využití ztrát		[-]	f ^{lb}	0,0155
termodynamická účinnost průtočného kanálu		[-]	η _{tdi} ^{lb}	0,867
ztráta výstupní rychlostí		[kJ·kg ⁻¹]	z _c ^{lb}	–
entalpický spád průtočného kanálu		[kJ·kg ⁻¹]	h ^{lb}	190,8
vnitřní výkon skupiny skupiny stupňů		[kW]	P _i ^{lb}	1402,2
koncový bod expanze		[kJ·kg ⁻¹]	i ₅₁	2819,1

Tabulka 2.10 Průtočný kanál Ia – předběžný návrh

Parametry páry – předběžný návrh

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^I	7,35		
tlak	[bar(a)]	p _{RS}	22,400	p _{Ia}	9,995
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i _{RS}	3193,9	i _{Ia} '	2742,4
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v _{RS}	0,1294	v _{Ia} '	0,1911
tepelný spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ^{Ia}	213,8		

Hlavní rozměry – předběžný návrh

		první stupeň		poslední stupeň	
střední Parsonsovo číslo	[-]	Pa _s ^{Ia}	0,7		
Parsonsovo číslo	[-]	Pa ₁ ^{Ia}	0,658	Pa _n ^{Ia}	0,637
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α ₁ ^{Ia}	12	α _n ^{Ia}	12
poměr (c _a /u)	[-]	(c _a /u) ₁ ^{Ia}	0,249	(c _a /u) _n ^{Ia}	0,254
délka lopatky	[m]	l ₁ ^{Ia}	0,0300	l _n ^{Ia}	0,0504
střední průměr	[m]	D _{S1} ^{Ia}	0,2970	D _{S_n} ^{Ia}	0,3174
obvodová rychlost na D _s	[m·s ⁻¹]	u ₁ ^{Ia}	136,2	u _n ^{Ia}	145,6
poměr (l/D)	[-]	(l/D) ₁ ^{Ia}	0,10	(l/D) _n ^{Ia}	0,16
patní průměr	[m]	D _p ^{Ia}	0,2670		
obvodová rychlost na D _p	[m·s ⁻¹]	u _p ^{Ia}	122,5		
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u _s ^{Ia}	140,9		
celkový počet stupňů	[-]	z ^{Ia} '	8		

Termodynamická účinnost – předběžný návrh

poměrná ztráta	radiální mezerou	[-]	ξ _k ^{Ia}	0,088
	rozvějířením	[-]	ξ _v ^{Ia}	0,018
	vlhkostí páry	[-]	ξ _x ^{Ia}	0,088
obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku		[-]	η _∞ ^{Ia}	0,945
součinitel zpětného využití ztrát		[-]	f ^{Ia}	0,0201
termodynamická účinnost průtočného kanálu		[-]	η _{tdi} ^{Ia}	0,862
ztráta výstupní rychlostí		[kJ·kg ⁻¹]	z _c ^{Ia}	-
entalpický spád průtočného kanálu		[kJ·kg ⁻¹]	h ^{Ia}	184,4
vnitřní výkon skupiny skupiny stupňů		[kW]	P _i ^{Ia}	1351,6
koncový bod expanze		[kJ·kg ⁻¹]	i _{Ia}	3009,5

2.3.1 Regulační stupeň – předběžný návrh

Hmotnostní průtok páry turbínou je regulovaný dýzovou regulací. Alternativou by mohla být regulace škrcením, ale dochází při něm ke zmenšení tepelného spádu turbíny, a tedy ztrátě účinnosti cyklu [7]. Jako provedení regulačního stupně je A-kolo. Postup výpočtu je proveden podle [5].

$$h_{iz}^{RS'} = 0,25 \cdot h_{iz}^T = 0,25 \cdot (i_3 - i_{iz,k1}^T) = 0,25 \cdot (i_3 - i(p_{k1}; s_{3VH})) = 0,25 \cdot (3378,48 - i(0,075; 6,7848)) = 0,25 \cdot 1263,2 = 315,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.27)$$

$$p_{RS2}' = p(i_3 - h_{RS2}'; s_{3VH}) = p(3378,48 - 315,8; 6,7848) = 22,4 \text{ bar(a)} \quad (2.28)$$

Průměr regulačního stupně bývá dán unifikací konstrukce nebo výpočtem. V předběžném návrhu je použit výpočet středního průměru, který je v detailním výpočtu optimalizován. Absolutní rychlost páry na vstupu je vybrána z doporučených hodnot literaturou $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$c_{1iz}' = \sqrt{2 \cdot h_{iz}^{RS'} + c_0^2} = \sqrt{2000 \cdot 315,8 + 30^2} = 801,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.29)$$

Poměr (u/c_{iz}) byl vybrán z doporučených hodnot literaturou 0,45

$$D_s^{RS''} = \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^{RS} \cdot \frac{c_{1iz}'}{\pi \cdot n} = 0,45 \cdot \frac{794,7}{\pi \cdot 147} = 0,7744 \text{ m} \quad (2.30a)$$

$$u_s^{RS''} = \pi \cdot D_s^{RS''} \cdot n = \pi \cdot 0,7744 \cdot 147 = 357,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.30b)$$

Obvodová rychlost na středním průměru lopatkování by neměla překročit $260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Střední průměr lopatkování byl tedy změněn na 550 mm.

$$u_s^{RS} = \pi \cdot D_s^{RS} \cdot n = \pi \cdot 0,550 \cdot 147 = 252,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.31a)$$

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^{RS'} = \frac{252,3}{794,7} = 0,315 \quad (2.31b)$$

Tlakový poměr v dýze je potřebný pro kontrolu, zda v dýze dochází ke kritickému proudění:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_{3VH} = 0,546 \cdot 65,66 = 36,58 \text{ bar(a)} \quad (2.32)$$

$$p_{RS2}' < p_{krit} \Rightarrow \text{dochází ke kritickému proudění}$$

Pro stanovení ztráty ve statoru je potřeba znát rychlostní součinitel statoru. Pro předběžný návrh je vybrána hodnota součinitele $\varphi^{RS'}$ 0,95 [-].

$$z_0^{RS'} = (1 - (\varphi^{RS'})^2) \cdot h_{iz}^{RS'} = (1 - 0,95^2) \cdot 315,8 = 42,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.33)$$

Výstupní úhel z rozváděcí je zvolen 12° . Délka výstupní hrany při totálním ostříku:

$$i_{RS1}' = i_3 - h_{iz}^{RS'} + z_0^{RS'} = 3378,5 - 315,8 + 42,6 = 3105,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.34a)$$

$$v_1^{RS'} = v(p_{RS2}'; i_{RS1}') = v(22,4; 3105,3) = 0,120 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.34b)$$

$$l_{0t}^{RS'} = \frac{M^I \cdot v_1^{RS'}}{\pi \cdot D_s^{RS} \cdot c'_{1iz} \cdot \varphi^{RS'} \cdot \sin(\alpha_1^{RS})} = \frac{7,35 \cdot 0,120}{\pi \cdot 550 \cdot 801,8 \cdot 0,95 \cdot \sin(12)} = 3,28 \text{ mm} \quad (2.35)$$

Pro výpočet optimální délky rozváděcí lopatky je vybrán dělený parciální ostřík ($s_1 = 2$). Experimentální konstanta (c/a) je pro A-kolo 0,1469 [-] a (b/a) 0,0398 [-].

$$\delta^{RS'} = \left(\frac{c}{a}\right) \frac{\left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)^{RS'}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot (D_s^{RS})^{0,5}} = 0,1469 \cdot \frac{0,315}{\left(\frac{8760}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,55^{0,5}} = 0,0403 \quad (2.36a)$$

$$\alpha^{RS'} = \sqrt{\frac{D_s^{RS}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta^{RS} \cdot D_s^{RS}}} = \sqrt{\frac{0,550}{0,398 \cdot 2 + 0,0403 \cdot 0,550}} = 2,324 \quad (2.36b)$$

$$l_{opt}^{RS'} = \alpha^{RS'} \cdot \sqrt{l_{0t}^{RS'}} = 2,324 \cdot \sqrt{0,328} = 1,332 \text{ cm} = 13,32 \text{ mm} \quad (2.36c)$$

$$l_{opt}^{RS'} = 13,32 \text{ mm} \Rightarrow l_o^{RS'} = 13 \text{ mm}$$

Výpočet redukované délky lopatky, tedy délka lopatky, při níž je s plným ostříkem stejná účinnost jako při parciálním ostříku.

$$L_{red}^{RS'} = \frac{l_o^{RS'}}{1 + \left(\frac{l_o^{RS'}}{l_{opt}^{RS'}}\right)^2 - \delta^{RS} \cdot l_o^{RS'}} = \frac{1,3}{1 + \left(\frac{1,3}{1,332}\right)^2 - 0,0403 \cdot 1,3} = 0,68 \text{ cm} \quad (2.37a)$$

$$\varepsilon' = \frac{l_{0t}^{RS'}}{l_o^{RS'}} = \frac{3,28}{13} = 0,252 \quad (2.37b)$$

Pro výpočet termodynamické účinnosti stupně je nutné stanovit hodnotu redukované účinnosti regulačního stupně η_u a součinitel ztráty třetím a ventilací k . Obě hodnoty jsou odečtené z grafů uvedených v literatuře [4].

$$\eta_u^{RS'} = 0,58 \text{ [-]} \quad (2.38a)$$

$$k^{RS'} = 1,2 \text{ [-]} \quad (2.38b)$$

$$Z_5^{RS'} = \frac{k^{RS'}}{M^I \cdot v_1^{RS'}} = \frac{1,2}{7,35 \cdot 0,120} = 1,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.38c)$$

$$\xi_5^{RS'} = \frac{Z_5^{RS'}}{h_{1z}^{RS'}} = \frac{1,37}{315,8} = 0,004 \quad (2.38d)$$

$$\eta_{tdi}^{RS'} = \eta_u^{RS'} - \xi_5^{RS'} = 0,58 - 0,004 = 0,576 \quad (2.38e)$$

koncový bod expanze ve stupni a vnitřní výkon

$$i'_{RS2} = i_{3VH} - h_{iz}^{RS'} \cdot \eta_{tdi}^{RS'} = 3378,5 - 315,8 \cdot 0,576 = 3193,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.39)$$

$$P_1^{RS'} = M^I \cdot h_{iz}^{RS'} \cdot \eta_{tdi}^{RS'} = 7,35 \cdot 315,8 \cdot 0,576 = 1359,6 \text{ kW} \quad (2.40)$$

2.3.2 Shrnutí výsledků předběžného návrhu

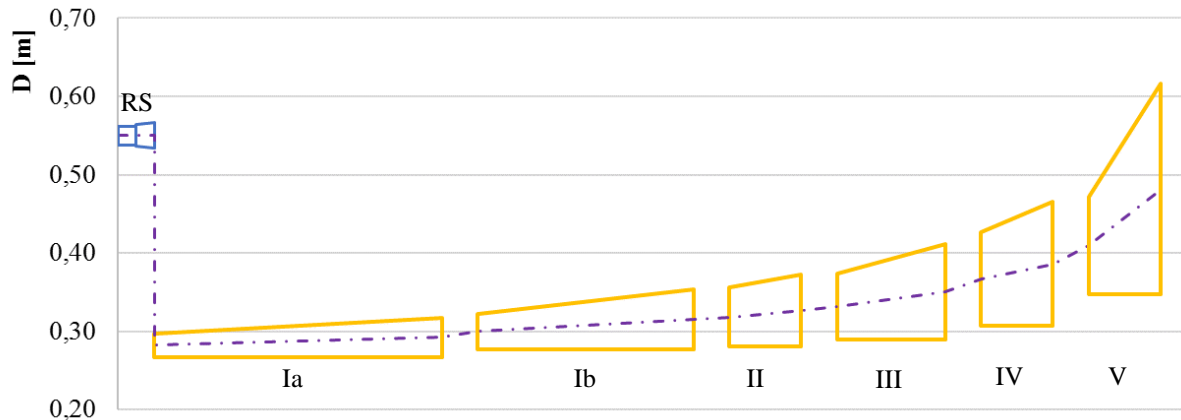
Výsledky předběžných návrhů průtočných kanálů jsou shrnuty v tabulce 2.11. Náčrt mediálního průřezu turbínou je v obr. 2.2.

Tabulka 2.11 Předběžný návrh – výsledky

		V	IV	III	II	Ib	Ia	RS	
n	[ot·s ⁻¹]	146							
M	[kg·s ⁻¹]	6,10	6,49	6,74	7,15	7,35	7,35	7,35	
p ₀	[bar(a)]	0,386	0,762	2,324	3,706	9,995	22,400	65,660	
i ₀	[kJ·kg ⁻¹]	2510,1	2597,0	2742,4	2819,1	3010,0	3193,9	3378,5	
p ₂	[bar(a)]	0,075	0,386	0,847	2,324	3,706	9,995	22,400	
h _{iz}	[kJ·kg ⁻¹]	226,0	105,6	172,6	90,1	220,0	213,8	315,8	
η _{tdi}	[-]	0,618	0,823	0,842	0,851	0,867	0,862	0,600	
h	[kJ·kg ⁻¹]	139,6	87,0	145,4	76,7	190,8	184,4	189,5	
i ₂	[kJ·kg ⁻¹]	2370,5	2510,1	2597,0	2742,4	2819,1	3009,5	3189,0	
P _i	[kW]	852,2	564,3	979,3	548,2	1402,2	1354,7	1392,3	
							ΣP _i	[kW]	7093,1
l ₁	[m]	0,1250	0,1200	0,0850	0,0750	0,0450	0,0300	0,0130	
l _n	[m]	0,2690	0,1587	0,1225	0,0915	0,0763	0,0504	-	
α ₁	[°]	26	22	15	14	13	12	12	
α _n	[°]	30	25	20	15	14	12	-	
D _{s1}	[m]	0,4718	0,4265	0,3742	0,3556	0,3224	0,2970	0,5500	
D _{sn}	[m]	0,6158	0,4652	0,4117	0,3721	0,3537	0,3174	-	
D _p	[m]	0,3468	0,3065	0,2892	0,2806	0,2774	0,2670	0,5370	
z	[-]	2	2	4	2	6	8	-	
							Σz	[-]	24

Výpočet svorkového výkonu turbíny – předběžný návrh:

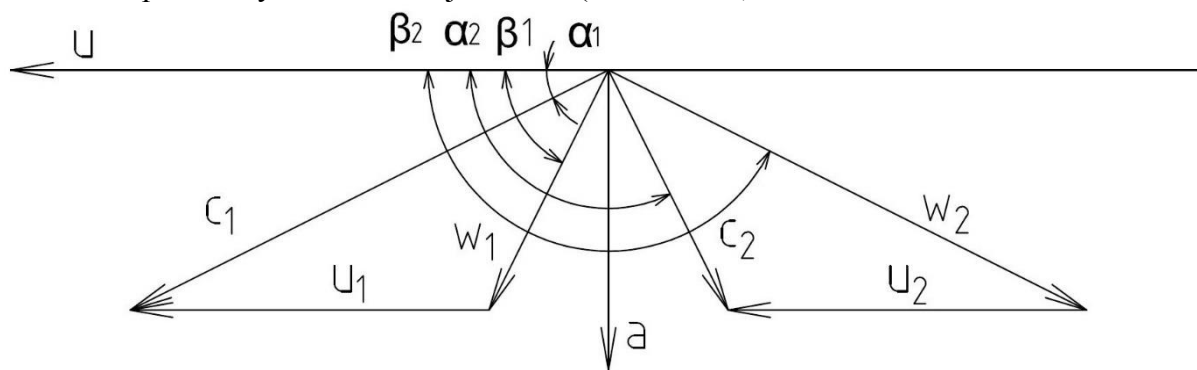
$$P^{SV} = \Sigma P_i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = 7093,1 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 6536,3 \text{ kW} \quad (2.41)$$



Obr. 2.2 Předběžný návrh – meridiální řez turbínou (jednotková délka stupně)

2.4 Detailní výpočet

V detailním návrhu jsou veškeré geometrické parametry pevně zvoleny a zafixovány, aby se při různých provozních stavech neměnily. Dále, z ekonomických důvodů (náklady na výrobu), je snaha minimalizovat celkový počet stupňů. Výsledné rychlosti proudění jsou znázorněné pomocí rychlostních trojúhelníků (viz. obr. 2.3)



Obr. 2.3 Rychlostní trojúhelníky – značení

2.4.1 Optimalizace rozměrů

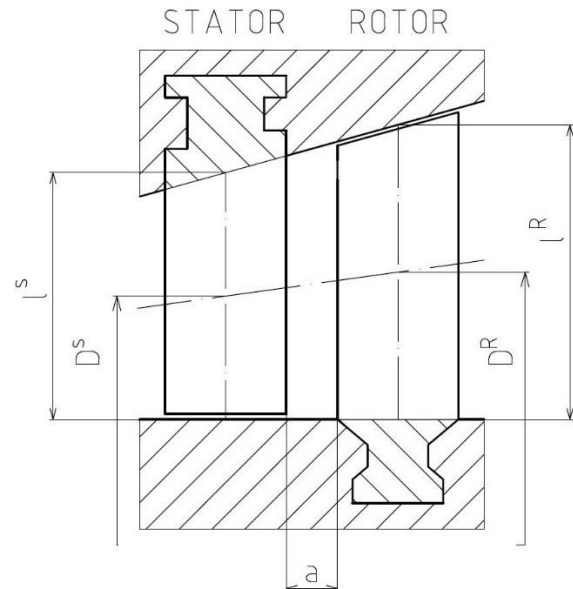
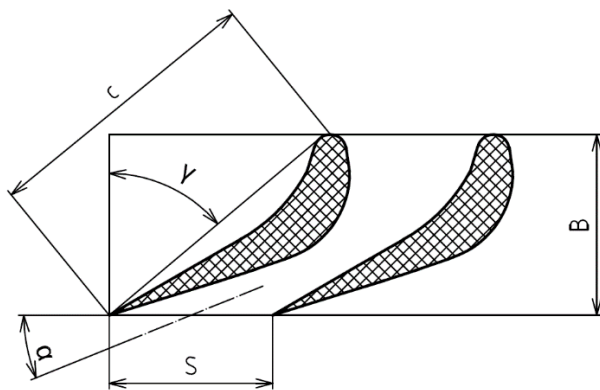
Tabulka 2.12 zobrazuje upravené geometrické rozměry průtočných kanálů pro detailní výpočet. Dále bylo navýšeno zatížení na jednotlivé stupně v kuželu Ia a III, čímž došlo k redukci celkového počtu stupňů na 20.

Tabulka 2.12 Předběžný návrh – výsledky

		V	IV	III	II	Ib	Ia	RS	
D_p	[m]	0,3670		0,3600	0,3500	0,3300	0,3100	0,3670	
l_1	[m]	0,1650	0,1150	0,0700	0,0600	0,0360	0,0250	0,1650	
l_n	[m]	0,2300	0,1500	0,1050	0,0700	0,0560	0,0350	0,2300	
D_{s1}	[m]	0,5320	0,4820	0,4300	0,4100	0,3660	0,3350	0,5320	
D_{sn}	[m]	0,5970	0,5170	0,4650	0,4200	0,3860	0,3450	0,5970	
z	[-]	2	2	3	2	6	5	-	
							Σz	[-]	20

2.4.2 Volba profilů lopatek

Pro určení přesných rozměrů jednotlivých lopatek je potřeba znát jejich charakteristické rozměry (obr. 2.4). Profily byly vybrány z [4].



Obr. 2.4 Charakteristické rozměry profilu [5]

Obr. 2.5 Náčrt průtočného kanálu

Tabulky 2.14 a 2.15 zobrazují charakteristické rozměry profilů. Axiální mezery mezi jednotlivými řady lopatkování byly vybrány pomocí [5], a byly dopočteny střední průměry a střední délky lopatek pro jednotlivé stupně (obr. 2.8). Z těchto dat lze orientačně dopočítat celkovou délku stupňové části turbíny (tabulka 2.13).

Tabulka 2.13 Celková délka lopatkování

		V	IV	III	II	Ib	Ia
úhel sklonu při rozšíření hřídele	[°]	–	–	10	15	15	–
axiální mezera před předchozím průtočným kanálem	[mm]	50,0	140,0	56,7	74,6	74,6	–
axiální mezera mezi jednotlivými řadami l.		6,0	5,5	5,5	5,0	4,5	4,5
délka průtočného kanálu		143,6	109,3	147,9	63,0	198,8	160,5
					Σ	[mm]	1219,1

Tabulka 2.14 Charakteristické rozměry profilů lopatkování – STATOR

Stupeň		20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
Profil PB		550	550	540	540	540	540	520	510	510	510
c	[mm]	39,2	39,2	31,0	31,0	31,0	31,0	22,4	18,3	18,3	18,3
(s/c)	[-]	0,725	0,730	0,745	0,740	0,815	0,805	0,740	0,670	0,665	0,815
s	[mm]	28,4	28,6	23,1	22,9	25,3	25,0	16,6	12,3	12,2	14,9
γ	[°]	35,0	38,5	41,5	41,5	44,5	44,5	44,5	44,5	44,5	44,5
B	[mm]	32,1	30,7	23,2	23,2	22,1	22,1	16	13,1	13,1	13,1
l	[mm]	205,5	171,9	137,1	118,7	95,9	82,8	71,9	66,3	61,0	53,7
Stupeň		10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
Profil PB		510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
c	[mm]	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3
(s/c)	[-]	0,815	0,812	0,815	0,815	0,811	0,810	0,815	0,815	0,815	0,815
s	[mm]	14,9	14,9	14,9	14,9	14,8	14,8	14,9	14,9	14,9	14,9
γ	[°]	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0
B	[mm]	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
l	[mm]	50,4	47,1	43,8	40,5	36,6	33,6	31,5	29,5	27,4	25,4

Tabulka 2.15 Charakteristické rozměry profilů lopatkování – ROTOR

Stupeň		20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
Profil PB		550	550	540	540	540	540	520	510	510	510
c	[mm]	39,2	39,2	31,0	31,0	31,0	31,0	22,4	18,3	18,3	18,3
(s/c)	[-]	0,750	0,750	0,750	0,750	0,815	0,815	0,750	0,670	0,670	0,815
s	[mm]	29,4	29,4	23,3	23,3	25,3	25,3	16,8	12,3	12,3	14,9
γ	[°]	35,0	38,5	41,5	41,5	44,5	44,5	44,5	44,5	44,5	44,5
B	[mm]	32,1	30,7	23,2	23,2	22,1	22,1	16,0	13,1	13,1	13,1
l	[mm]	222,7	188,6	146,3	127,9	102,4	89,3	77,0	69,0	63,7	55,4
Stupeň		10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
Profil PB		510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
c	[mm]	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3
(s/c)	[-]	0,815	0,815	0,815	0,815	0,815	0,815	0,815	0,815	0,815	0,815
s	[mm]	14,9	14,9	14,9	14,9	14,9	14,9	14,9	14,9	14,9	14,9
γ	[°]	49,0	49,0	49,0	49,0	19,0	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0
B	[mm]	12,0	12,0	12,0	12,0	17,3	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
l	[mm]	52,1	48,8	45,4	42,1	38,5	34,6	32,6	30,5	28,5	26,4

2.4.3 Regulační stupeň – rychlosti páry

Detailní výpočet regulačního stupně volně navazuje na jeho předběžný výpočet. Proti předběžnému návrhu se počítá s malým stupněm reakce. Rychlostní součinitele φ a ψ jsou nejdříve použity odhady z předběžného návrhu a později určeny jako závislosti na zahnutí proudu [5].

Tabulka 2.16 Výpočet regulačního stupně – parametry páry

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^I	7,10		
tlak	[bar(a)]	p ₀ ^(RS)	65,66	p ₂ ^(RS)	21,493
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i ₀ ^(RS)	3378,5	i ₂ ^(RS)	předmět výpočtu
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v ₀ ^(RS)	0,0502	v ₂ ^(RS)	
tepelný spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ^(RS)	336,6		
střední průměr	[m]	D _s ^(RS)	0,560		
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u _s ^(RS)	256,9		
stupeň reakce [5]	[-]	ρ ^(RS)	0,03		

Rozdělení tepelných spádů:

$$h_{iz}^{(RS),S} = h_{iz}^{(RS)} \cdot (1 - \rho^{(RS)}) = 336,6 \cdot (1 - 0,03) = 326,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.42a)$$

$$h_{iz}^{(RS),R} = h_{iz}^{(RS)} \cdot \rho^{(RS)} = 336,6 \cdot 0,03 = 10,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.42b)$$

$$z_0^{(RS)} = \left[1 - (\varphi^{(RS)})^2 \right] \cdot h_{iz}^{(RS),S} = 336,6 \cdot (1 - 0,933^2) = 43,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.42c)$$

$$i_1^{(RS)} = i_0^{(RS)} - h_{iz}^{(RS),S} + z_0^{(RS)} = 3378,5 - 326,5 + 43,4 = 3094,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.42d)$$

Protože dochází ke kritickému proudění, je nutno počítat s odklonem proudu α_{1p} .

$$p_{KR}^{(RS)} = 0,576 \cdot p_0^{(RS)} = 0,576 \cdot 65,66 = 36,58 \text{ bar(a)} \quad (2.43a)$$

$$i_{iz,KR}^{(RS)} = (p_{KR}^{(RS)}; s_0^{(RS)}) = h(36,58; 6,7858) = 3197,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.43b)$$

$$h_{iz,KR}^{(RS)} = i_0^{(RS)} - i_{iz,KR}^{(RS)} = 3378,5 - 3197,4 = 181,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.43c)$$

$$v_{KR}^{(RS)} = v(p_{KR}^{(RS)}; s_0^{(RS)}) = v(36,58; 6,7858) = 0,1248 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.43d)$$

$$c_{KR}^{(RS)} = \varphi^{(RS)} \cdot \sqrt{2000 \cdot h_{iz,KR}^{(RS)}} = 0,931 \cdot \sqrt{2000 \cdot 181,1} = 560,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.43e)$$

$$p_1^{(RS)} = p(i_0^{(RS)} - h_{iz}^{(RS),S}; s_0^{(RS)}) = p(3378,5 - 340,3; 6,7858) = 21,49 \text{ bar(a)} \quad (2.44a)$$

$$v_1^{(RS)} = v(p_1^{(RS)}; i_1^{(RS)}) = v(21,46; 3094,1) = 0,1243 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.44b)$$

$$c_{1iz}^{(RS)} = \sqrt{2000 \cdot h_{iz}^{(RS),S} + (c_0^{(RS)})^2} = \sqrt{2000 \cdot 326,5 + 30^2} = 808,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.44c)$$

$$c_1^{(RS)} = \varphi^{(RS)} \cdot c_{1iz}^{(RS)} = 0,933 \cdot 808,6 = 754,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.44d)$$

$$\alpha_1^{(RS)} = \alpha_{1p}^{(RS)} + \delta = \arcsin\left(\frac{v_1^{(RS)}}{v_{KR}^{(RS)}} \cdot \frac{c_{KR}^{(RS)}}{c_1^{(RS)}} \cdot \sin \alpha_{1p}^{(RS)}\right) = \quad (2.45)$$

$$\arcsin\left(\frac{0,1243}{0,1248} \cdot \frac{560,4}{754,6} \cdot \sin 12\right) = 13,2^\circ$$

Složky absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_{1a}^{(RS)} = c_1^{(RS)} \cdot \sin \alpha_1^{(RS)} = 754,6 \cdot \sin 13,2 = 172,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.46a)$$

$$c_{1u}^{(RS)} = c_1^{(RS)} \cdot \cos \alpha_1^{(RS)} = 754,6 \cdot \cos 13,2 = 734,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.46b)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$w_1^{(RS)} = \sqrt{(c_1^{(RS)})^2 + (u_s^{(RS)})^2 - 2 \cdot c_1^{(RS)} \cdot u_s^{(RS)} \cdot \cos \alpha_1^{(RS)}} = \quad (2.47a)$$

$$\sqrt{734,7^2 + 256,9^2 - 2 \cdot 734,7 \cdot 256,9 \cdot \cos 13,3} = 508,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Složky relativní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_{1a}^{(RS)} = c_{1a}^{(RS)} = 172,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.47b)$$

$$w_{1u}^{(RS)} = c_{1u}^{(RS)} - u_s^{(RS)} = 734,7 - 256,9 = 477,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.47c)$$

$$\beta_1^{(RS)} = \arccos \frac{w_{1u}^{(RS)}}{w_1^{(RS)}} = \arccos \frac{477,8}{508,0} = 19,8^\circ \quad (2.47d)$$

Teoretická výstupní relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_{2iz}^{(RS)} = \sqrt{2000 \cdot h_{iz}^{(RS),R} + (w_1^{(RS)})^2} = \sqrt{2000 \cdot 10,1 + 508,0^2} = 527,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.48)$$

Skutečná výstupní relativní rychlost páry:

$$w_2^{(RS)} = w_{2iz}^{(RS)} \cdot \psi^{(RS)} = 527,5 \cdot 0,908 = 478,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.49a)$$

$$\beta_2^{(RS)} = 180 - (\beta_1^{(RS)} - 3) = 180 - (19,8 - 3) = 163,2^\circ \quad (2.49b)$$

Složky výstupní relativní rychlosti páry:

$$w_{2a}^{(RS)} = w_2^{(RS)} \cdot \sin \beta_2^{(RS)} = 478,7 \cdot \sin 163,2 = 138,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.50a)$$

$$w_{2u}^{(RS)} = w_2^{(RS)} \cdot \cos \beta_2^{(RS)} = 478,7 \cdot \cos 163,2 = 458,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.50b)$$

Absolutní výstupní rychlost páry:

$$c_2^{(RS)} = \sqrt{\left(w_2^{(RS)}\right)^2 + \left(u_s^{(RS)}\right)^2 - 2 \cdot w_2^{(RS)} \cdot u_s^{(RS)} \cdot \cos\left(180 - \beta_2^{(RS)}\right)} = \quad (2.51a)$$

$$\sqrt{478,7^2 + 256,9^2 - 2 \cdot 478,7 \cdot 256,9 \cdot \cos 16,8} = 244,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

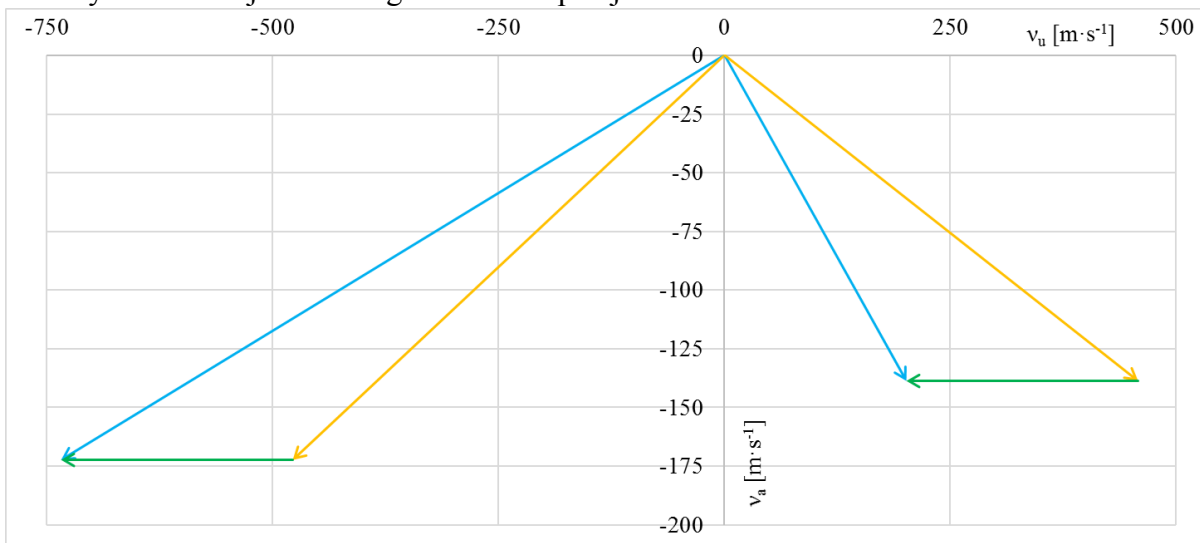
Složky výstupní absolutní rychlosti páry:

$$c_{2a}^{(RS)} = w_{2a}^{(RS)} = 138,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.51b)$$

$$c_{2u}^{(RS)} = w_{2u}^{(RS)} + u_s^{(RS)} = -458,2 + 256,9 = 201,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.51c)$$

$$\alpha_2^{(RS)} = 90 + \arctg \frac{c_{2a}^{(RS)}}{c_{2u}^{(RS)}} = \arctg \frac{138,7}{201,3} = 145,4^\circ \quad (2.51d)$$

Rychlostní trojúhelník regulačního stupně je zobrazen na obr. 2.9.



Obr. 2.9 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

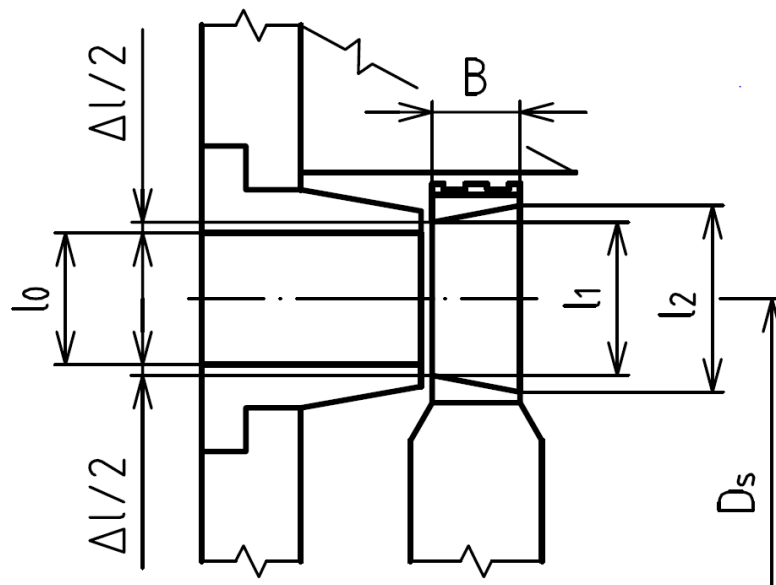
Výpočet průtočných průřezů:

$$l_0^{(RS)} = \frac{M^I \cdot v_1^{(RS)}}{\pi \cdot D_s^{(RS)} \cdot \varepsilon \cdot c_1^{(RS)} \cdot \sin(\alpha_1^{(RS)})} = \frac{7.1 \cdot 0,1243}{\pi \cdot 0,560 \cdot 0,246 \cdot 734,7 \cdot \sin(13,2)} = 0,0116 \text{ m} \Rightarrow l_0^{(RS)} = 12,0 \text{ mm} \quad (2.52a)$$

$$l_2^{(RS)} = \frac{M^I \cdot v_2^{(RS)}}{\pi \cdot D_s^{(RS)} \cdot \varepsilon \cdot w_1^{(RS)} \cdot \sin(\beta_2^{(RS)})} = \frac{7.4 \cdot 0,1342}{\pi \cdot 0,560 \cdot 0,246 \cdot 508,0 \cdot \sin(163,2)} = 0,0158 \text{ m} \Rightarrow l_2^{(RS)} = 16,0 \text{ mm} \quad (2.52b)$$

Přesah lopatek $\Delta l^{(RS)}$ je volen 2 mm.

$$l_1^{(RS)} = l_0^{(RS)} + \Delta l^{(RS)} = 12 + 2 = 14,0 \text{ mm} \quad (2.52c)$$



Obr. 2.10 Regulační stupeň

2.4.4 Regulační stupeň – termodynamická účinnost

Energetické ztráty v lopatkování:

$$z_0^{(RS)} = \frac{c_{1iz}^{(RS)}}{2} \cdot [1 - (\varphi^{(RS)})^2] = \frac{808,6}{2} \cdot [1 - (0,933)^2] = 42,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.53a)$$

$$z_1^{(RS)} = \frac{w_{2iz}^{(RS)}}{2} \cdot [1 - (\psi^{(RS)})^2] = \frac{527,5}{2} \cdot [1 - (0,908)^2] = 24,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.53a)$$

$$z_c^{(RS)} = \frac{(c_2^{(RS)})^2}{2} = \frac{244,5^2}{2} = 29,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.53c)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u^{(RS)} = \frac{a_u^{(RS)}}{E_0^{(RS)}} = \frac{\left(h_{iz}^{(RS)} + \frac{(c_0^{(RS)})^2}{2} \right) - z_0^{(RS)} - z_1^{(RS)} - z_c^{(RS)}}{h_{iz}^{(RS)} + \frac{(c_0^{(RS)})^2}{2}} = \quad (2.54)$$

$$\frac{\left(336,5 + \frac{30^2}{2} \right) - 42,2 - 24,5 - 29,8}{336,5 + \frac{30^2}{2}} = 0,713$$

Pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti je potřeba stanovit další ztráty ve stupni, ventilací disku, parciálním ostřikem a radiální mezerou. Pro určení ztráty ventilací disku je zvolen součinitel tření $k_{tr}^{(RS)} = 0,6 \cdot 10^{-6} [-]$ [5]:

$$S^{(RS)} = \pi \cdot D_s^{(RS)} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1^{(RS)} = \pi \cdot 0,56 \cdot 0,246 \cdot \sin 13,2 = 0,0016 \text{ m}^2 \quad (2.55a)$$

$$\xi_5^{(RS)} = k_{tr}^{(RS)} \cdot \frac{(D_s^{(RS)})^2}{S^{(RS)}} \cdot \left(\frac{u_s^{(RS)}}{2000 \cdot \sqrt{h_{iz}^{(RS)}}} \right)^3 = \quad (2.55b)$$

$$0,0006 \cdot \frac{0,56^2}{0,0016} \cdot \left(\frac{256,9}{2000 \cdot \sqrt{336,5}} \right)^3 = 0,0037$$

Pro výpočet poměrné ztráty parciálním ostřikem je zvoleno provedení zakrytého kola mimo provedený ostřík. Počet segmentů po obvodu je 2.

$$\xi_{61}^{(RS)} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1^{(RS)}} \cdot \frac{1 - \varepsilon^{(RS)} - 0,5 \cdot (1 - \varepsilon^{(RS)})}{\varepsilon^{(RS)}} \cdot \left(\frac{u_s^{(RS)}}{2000 \cdot \sqrt{h_{iz}^{(RS)}}} \right)^3 = \quad (2.56a)$$

$$\frac{0,065}{\sin 13,2} \cdot \frac{1 - 0,246 - 0,5 \cdot (1 - 0,246)}{0,246} \cdot \left(\frac{256,9}{2000 \cdot \sqrt{336,5}} \right)^3 = 0,0044$$

$$\xi_{62}^{(RS)} = 0,25 \cdot \frac{c^{(RS)} \cdot l_2^{(RS)}}{S^{(RS)}} \cdot \left(\frac{u_s^{(RS)}}{2000 \cdot \sqrt{h_{iz}^{(RS)}}} \right)^3 \cdot \eta_u^{(RS)} \cdot z_{\text{segm}} = \quad (2.56b)$$

$$0,25 \cdot \frac{0,025 \cdot 0,0160}{0,0016} \cdot \left(\frac{256,9}{2000 \cdot \sqrt{336,6}} \right)^3 \cdot 0,713 \cdot 2 = 0,0282$$

$$\xi_6^{(RS)} = \xi_{61}^{(RS)} + \xi_{62}^{(RS)} = 0,0326 \quad (2.56c)$$

Pro výpočet poměrné ztráty radiální mezerou je ve výpočtu zahrnuta bandáž se dvěma bříty a vůle mezi rotorem a statorem 0,5 mm.

$$\delta_{\text{ekv}}^{(RS)} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(\delta_a^{(RS)})^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r^{(RS)}}{(\delta_r^{(RS)})^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(0,5)^2} + 1,5 \cdot \frac{2}{(0,5)^2}}} = 0,19 \text{ mm} \quad (2.57a)$$

$$\rho_s^{(RS)} = 1 - (1 - \rho^{(RS)}) \cdot \frac{\frac{D_s^{(RS)}}{l_1^{(RS)}}}{1 + \frac{D_s^{(RS)}}{l_1^{(RS)}}} = 1 - (1 - 0,03) \cdot \frac{0,56}{1 + \frac{0,56}{0,0140}} = 0,057 \quad (2.57b)$$

$$\xi_7^{(RS)} = \delta_{\text{ekv}}^{(RS)} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s^{(RS)}}{1 - \rho^{(RS)}}} \cdot \eta_u^{(RS)} \cdot \frac{\pi \cdot (D_s^{(RS)} + l_0^{(RS)})}{S^{(RS)}} = \quad (2.57c)$$

$$\frac{0,19}{1000} \cdot \sqrt{\frac{0,057}{1 - 0,03}} \cdot 0,713 \cdot \frac{\pi \cdot (0,56 + 0,012)}{0,0018} = 0,0371$$

Termodynamická účinnost regulačního stupně je pak vypočtena:

$$\eta_{\text{tdi}}^{(RS)} = \eta_u^{(RS)} - \xi_5^{(RS)} - \xi_6^{(RS)} - \xi_7^{(RS)} = \quad (2.58)$$

$$0,713 - 0,0037 - 0,0326 - 0,0371 = 0,640$$

$$i_2^{(RS)} = i_0^{(RS)} - h_{iz}^{(RS)} \cdot \eta_{\text{tdi}}^{(RS)} = 3378,5 - 336,6 \cdot 0,640 = 3163,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.59)$$

$$P_i^{(RS)} = M^I \cdot h_{iz}^{(RS)} \cdot \eta_{\text{tdi}}^{(RS)} = 7,10 \cdot 336,6 \cdot 0,640 = 1528,9 \text{ kW} \quad (2.60)$$

2.4.5 Průtočný kanál V – výpočet lopatkování metodou (c_a/u)

V podpodkapitole 2.2.2 je popsáno stanovení termodynamická účinnosti průtočného kanálu V. Tímto byla stanovena expanzní čára pro průtočný kanál a na jejím základě je sestrojen průběh tlaku a měrného objemu při expanzi (obr. 2.11), přičemž na ose x je vynesena součet dílčích izoentropických spádů (obr. 2.12).

Výpočet se již přesunul z předběžného návrhu do detailního výpočtu a z důvodu úpravy rozměrů byl celý postup stanovení termodynamické účinnosti podle podkapitoly 2.2 zopakován. Také jsou ve výpočtu použity již vypočtené tlaky v jednotlivých odběrech, jehož postup bude popsán dále. Tabulka 2.17 zobrazuje parametry páry pro detailní výpočet průtočného kanálu V.

Tabulka 2.17 Průtočný kanál V – detailní výpočet

Parametry páry

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^V	5,89		
tlak	[bar(a)]	p ₂₁	0,284	p _{k1}	0,754
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i ₂₁	2434,8	i _{k1}	2327,4
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	v ₂₁	5,0620	v _{k1}	16,9097
tepelný spád na celý kužel	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ^V	183,9		

Hlavní rozměry

		první stupeň		poslední stupeň	
střední lopatky stupně	[m]	l ₁ ^V	0,1650	l _n ^V	0,230
střední průměr stupně	[m]	D ₁ ^V	0,5320	D _n ^V	0,5970
osová mezera mezi lopatkami	[mm]	a	6,0		
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u _s ^{IV}	258,9		
celkový počet stupňů	[-]	z ^{IV}	2		

Rozměry jednotlivých stupňů – 20. stupeň

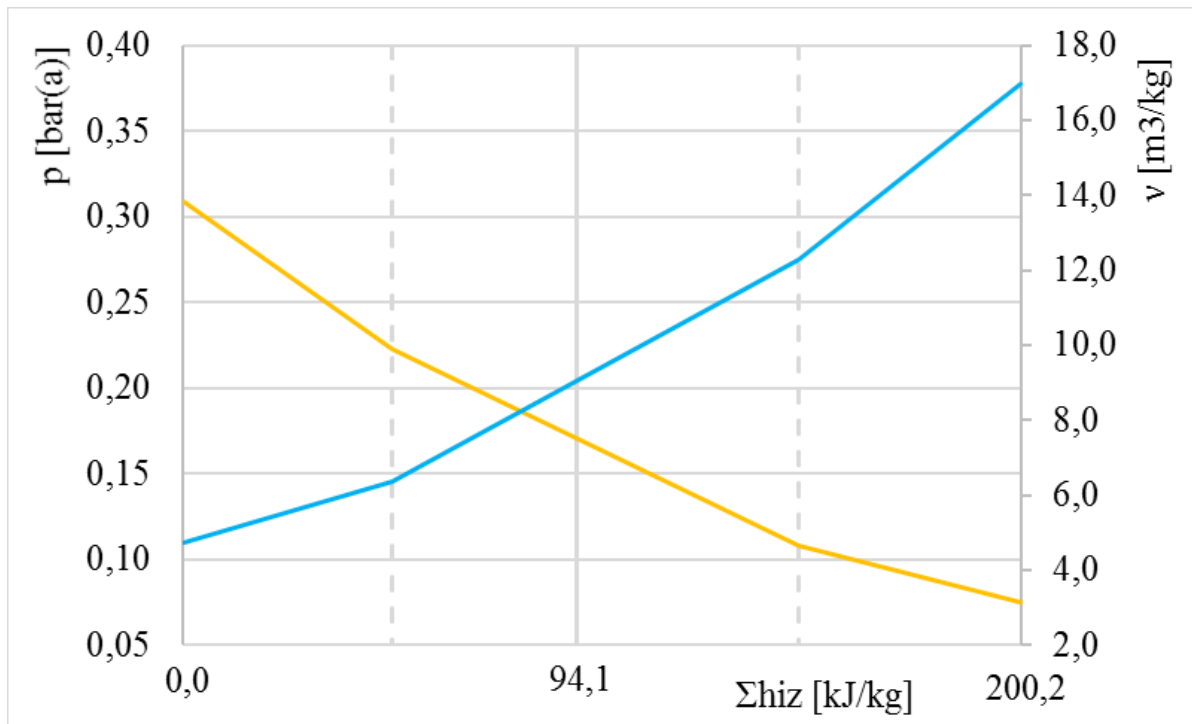
		STATOR		ROTOR	
střední průměr	[m]	D _{S20} ^S	0,5725	D _{S20} ^R	0,5899
střední délka lopatky	[m]	l _{S20} ^S	0,2055	l _{S20} ^R	0,2227
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u ₁ ⁽²⁰⁾	261,5	u ₂ ⁽²⁰⁾	270,2
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α ₁ ⁽²⁰⁾	30,0		

Rozměry jednotlivých stupňů – 19. stupeň

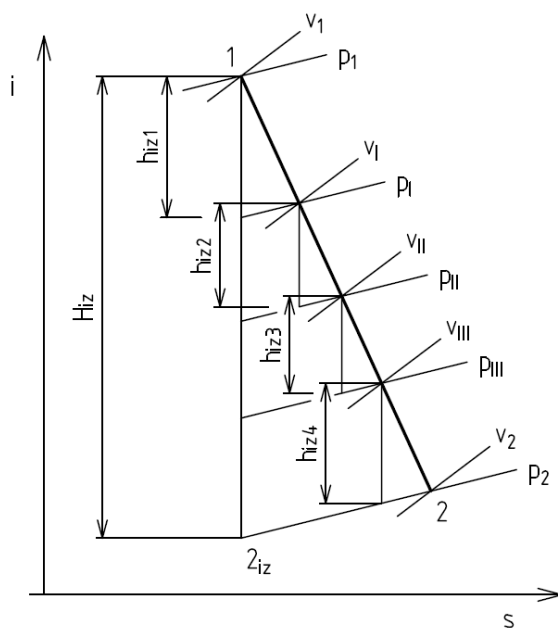
		STATOR		ROTOR	
střední průměr	[m]	D _{S19} ^S	0,5389	D _{S19} ^R	0,5556
střední délka lopatky	[m]	l _{S19} ^S	0,1719	l _{S19} ^R	0,1886
střední obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]	u ₁ ⁽¹⁹⁾	246,8	u ₂ ⁽¹⁹⁾	253,7
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	α ₁ ⁽¹⁹⁾	27		

Postup výpočtu metodou (c_a/u) je detailně popsán ve [5]. U posledních stupňů nejsou splněny některé podmínky, tedy proudění neprobíhá po válcové ploše, axiální rychlost na vstupu a výstupu není stejná a rychlostní trojúhelníky nejsou symetrické. Výpočet posledních stupňů touto metodou je tedy stále pouze předběžný a správně by se měl řešit metodou relativně dlouhých lopatek a proudění po kuželových plochách. Výpočet nadále probíhá od posledního stupně a postupuje k prvnímu.

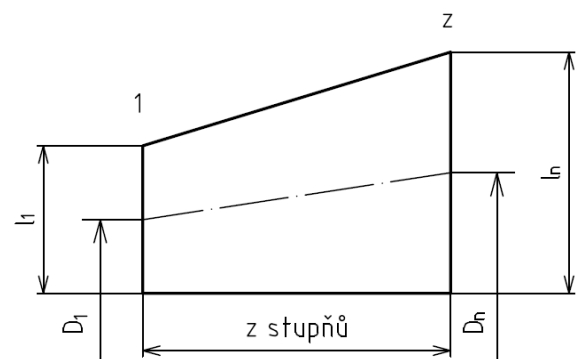
$$\Sigma h_{iz}^V = (1 + f^V) \cdot h_{iz}^V = (1 + 0,0114) \cdot 183,9 = 186,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.61)$$



Obr. 2.11 p-v čáry pro skupinu stupňů – kanál V



Obr. 2.12 Expanzní čára skupiny stupňů



Obr. 2.13 Náčrt průtočného kanálu

Nejdříve se odhadne entalpický spád na poslední stupeň $h_{iz,i}$ a vynesete se do diagramu obr. 2.11. Pro hodnotu $(h_{iz,i})/2$, tedy parametry páry před rotorovou řadou lopatek při stupni reakce $\rho = 0,5$ [-], se odečtou hodnoty tlaku, měrného objemu páry a provede se výpočet. Výpočet účinnosti řadového stupně je popsán v podpodkapitole 2.4.4 Průtočný kanál V výpočet řadového stupně. Výpočet na začátku probíhal s termodynamickou účinností vypočtenou v předběžném návrhu, která pak byla nahrazena výpočtem.

Axiální průtočná plocha vztažné roviny z (obr. 2.13) a obvodová rychlost na střením průměru ve vztažné rovině z:

$$S_n^V = \pi \cdot D_n^V \cdot l_n^V = \pi \cdot 0,5970 \cdot 0,230 = 0,4314 \text{ m}^2 \quad (2.62a)$$

$$u_n^V = \pi \cdot D_n^V \cdot n = \pi \cdot 0,5970 \cdot 146 = 273,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.62b)$$

Odhad entalpického spádu na poslední stupeň:

$$h_{iz}^{(20)'} = 120 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.63a)$$

Hodnoty tlaku a měrného objemu ve vztažné rovině prvního odhadu:

$$p_1^{(20)'} = p \left(i_{21} - h_{iz}^V + \frac{h_{iz}^{(20)'}}{2}; s_{21} \right) = \quad (2.63b)$$

$$p \left(2469,7 - 183,9 + \frac{120}{2}; 7,3024 \right) = 0,1148 \text{ bar(a)}$$

$$h_R^{(20)'} = \frac{h_{iz}^{(20)'}}{2} \cdot \eta_{tdi}^{(20)} = \frac{120}{2} \cdot 0,805 = 48,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.63c)$$

$$i_1^{(20)'} = i_{k1} - z_c^V + h_R^{(20)'} = 2335,2 - 32,6 + 48,3 = 2350,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.63d)$$

$$v_1^{(20)'} = v(p_1^{(20)'}; i_1^{(20)'}) = v(0,1148; 2350,9) = 11,5465 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.63e)$$

Axiální rychlost ve vztažné rovině prvního odhadu:

$$c_{a1}^{(20)'} = \frac{M_{k1} \cdot v_1^{(20)'}}{S_n^V} = \frac{5,89 \cdot 11,5465}{0,4314} = 171,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.64a)$$

$$\frac{c_{a1}^{(20)'}}{u_n^V} = \frac{171,6}{273,8} = 0,626 \quad (2.64b)$$

$$Pa^{(20)'} = \frac{1}{\frac{\lambda^{(20)}}{\sin^2(\alpha_1^{(20)})} \left(\frac{c_{a1}^{(20)'}}{u_n^V} \right)^2 + \frac{2}{\text{tg } \alpha_1^{(20)}} \frac{c_{a1}^{(20)'}}{u_n^V} - 1} = \quad (2.65c)$$

$$\frac{1}{\frac{0,034}{\sin^2(30)} \cdot 0,602^2 + \frac{2}{\text{tg } 30} \cdot 0,602 - 1} = 0,737$$

$$\left(h_{iz}^{(20)'}\right)_{vyp} = \frac{(u_n^V)^2}{Pa^{(20)'}} = \frac{273,8^2}{0,88} = 106,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.65d)$$

$$\left| \left(h_{iz}^{(20)'}\right)_{vyp} - h_{iz}^{(20)'} \right| = |106,2 - 120,0| = 13,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.65e)$$

Rozdíl výpočtu a odhadu je větší než $5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, a proto je výpočet nutné opakovat, dokud rozdíl nebude menší než $5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Tabulka 2.18 uvádí příklad, jak vypadá postup iteračního výpočtu entalpického spádu na jeden stupeň. Výpočty jsou zautomatizované na PC.

Tabulka 2.18 Příklad iteračního výpočtu – entalpický spád na stupeň

Iterace	$\left(h_{iz}^{(20)}\right)_{odhad}$	$\left(h_{iz}^{(20)}\right)_{vyp}$	$\left(h_{iz}^{(20)}\right)_{odhad} - \left(h_{iz}^{(20)}\right)_{vyp}$
1	120	106,2	13,2
n	92,4	92,1	0,3

Výpočet dalšího stupně není podrobně rozepsán, ale probíhá obdobně. Tabulka 2.19 uvádí výpočtové hodnoty stupňové části průtočného kanálu V.

Tabulka 2.19a Tabulka výpočtových hodnot stupňové části kanálu V

Stupeň	D_s [mm]	l [mm]	S [m ²]	u [m·s ⁻¹]	v [m ³ ·kg ⁻¹]	c_a/u [m·s ⁻¹]
20	597,0	230,0	0,4314	273,8	12,5768	171,6
19	532,0	165,0	0,2758	244,0	6,8022	145,2

Tabulka 2.19b Tabulka výpočtových hodnot stupňové části kanálu V

Stupeň	α_1 [°]	Pa [-]	h_{is} [kJ·kg ⁻¹]	Σh_{is} [kJ·kg ⁻¹]	ρ [-]	ψ [-]
20	30,0	0,814	92,4	92,4	0,5	2,66
19	27,0	0,648	90,8	183,9	0,5	2,99

Tabulka 2.19c Tabulka výpočtových hodnot stupňové části kanálu V

Stupeň	p_2 [bar(a)]	p_1 [bar(a)]	p_0 [bar(a)]	i_2 [kJ·kg ⁻¹]	i_1 [kJ·kg ⁻¹]	i_0 [kJ·kg ⁻¹]
20	0,075	0,103	0,147	2270,1	2310,9	2351,9
19	0,147	0,204	0,284	2351,7	2393,3	2434,8

Tlakový součinitel je podobnostní číslo, definované jako poměr izoentropického spádu zpracovaného stupněm a kinetické energie odpovídající obvodové rychlosti. U přetlakového lopatkování by se jeho hodnota měla pohybovat při návrhovém stavu mezi 2,2 – 4,4 [6].

$$\psi = \frac{h_{iz}}{\frac{1}{2} \cdot u_2^2} \quad (2.66)$$

Po ukončení výpočtu všech stupňů se kontroluje, zda součet všech entalpických spádů se rovná původně vypočtenému entalpickému spádu pro skupinu stupňů (rovnice 2.66). Za shodu je považován rozdíl do 1% [5]. Protože má vypočtená skupina stupňů pouze dva stupně, je tato podmínka kontrolována až pro celou turbínu.

$$1 - \frac{(\Sigma h_{iz}^V)_{vyp}}{\Sigma h_{iz}^V} = 1 - \frac{183,9}{186,0} = -0,011 = -1,1 \% \quad (2.67)$$

Pro danou skupinu stupňů je kontrolován vypočtený tlak před 1. stupněm ($p_0^{(19)}$). Vlivem rozdílu Σh_{iz}^V a $(\Sigma h_{iz}^V)_{vyp}$ se nemusí vypočtený tlak $p_0^{(19)}$ rovnat tlaku p_{21} dle tabulky 2.18. Výpočty tlaků v odběrech jsou řešeny pomocí iteračního výpočtu v aplikaci MS Excel.

$$(p_0^{(19)})_{vyp} - p_{21} = 0,2841 - 0,2840 = 0,0001 \text{ bar(a)} \quad (2.68)$$

2.4.6 Výpočet řadového stupně

Postup výpočtu řadového stupně parní turbíny je popsán ve [4]. Poslední stupně, z důvodu velkého poměru (l/D), musí být řešeny metodou relativně dlouhých lopatek a výsledný profil bude použit zakrucovaný. Výpočty zakrucovaných lopatek, z důvodu značného rozsahu, není v rámci této práce proveden a nebyly ani v rámci cílů diplomové práce. Všechny stupně jsou řešeny jako řadový stupeň s výpočtem na středním průměru při proudění na válcových plochách. Výpočty stupňů, které mají poměr (l/D) větší než 1/7 jsou brány jako předběžné.

Ilustrační výpočet řadového stupně je proveden na průtočném kanálu Ia a posledním stupni skupiny stupňů (5. stupeň lopatkování), který splňuje všechny podmínky pro použití této metody výpočtu. Tepelný spád na stupeň byl určen metodou (c_a/u) blíže popsanou v minulé podpodkapitole a z něj byl určen tlak před rozváděcí řadou lopatek.

Tabulka 2.20 Řadový stupeň č. 5 – parametry páry a charakteristické rozměry

Parametry páry

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^I	7,09		
tlak	[bar(a)]	$p_0^{(5)}$	12,700	$p_2^{(5)}$	11,129
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	$i_0^{(5)}$	3042,1	$i_2^{(5)}$	3014,8
měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]	$v_0^{(5)}$	0,2012	$v_2^{(5)}$	0,2234
tepelný spád	[kJ·kg ⁻¹]	$h_{iz}^{(5)}$	33,2		

Hlavní rozměry

		STATOR		ROTOR	
střední průměr	[m]	$D_s^{(5),S}$	0,3436	$D_s^{(5),R}$	0,3446
střední délka lopatky	[m]	$l_s^{(5),S}$	0,0336	$l_s^{(5),R}$	0,0346
výstupní úhel statorové lopatky	[°]	$\alpha_1^{(5)}$	13,0		
stupeň reakce	[-]	$\rho^{(5)}$	0,5		

Výpočet absolutní rychlosti na vstupu do stupně:

$$c_0^{(5)} = \frac{M^I \cdot v_0^{(5)}}{\pi \cdot D_S^{(5),S} \cdot l_S^{(5),S}} = \frac{7,09 \cdot 0,2012}{\pi \cdot 0,3433 \cdot 0,0336} = 39,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.69)$$

Z důvodu rozšiřování kanálu je počítáno s různými obvodovými rychlostmi u_1 a u_2 . Vliv tohoto rozdílu je lépe pozorován na rychlostních trojúhelnících posledních stupňů (viz. obr. 2.17).

$$u_1^{(5)} = \pi \cdot D_S^{(5),S} \cdot n = \pi \cdot 0,3436 \cdot 147 = 157,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.70a)$$

$$u_2^{(5)} = \pi \cdot D_S^{(5),R} \cdot n = \pi \cdot 0,3446 \cdot 147 = 158,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.70b)$$

Výpočet teoretické absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_{1iz}^{(5)} = \sqrt{2000 \cdot (1 - \rho^{(5)}) \cdot h_{iz}^{(5)} + (c_0^{(5)})^2} = \sqrt{2000 \cdot (1 - 0,5) \cdot 33,0 + 39,4^2} = 184,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.71a)$$

Určení rychlostních součinitelů bylo provedeno ze závislosti na zahnutí proudu [4].

$$\varphi_k^{(5)} = 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\alpha} = 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot 103,9} = 0,974 \quad (2.72a)$$

$$k_{11}^{(5)} = 0,998849 - 0,0884517 \cdot e^{-83,4101 \cdot l_S^{(5),S}} = 0,998849 - 0,0884517 \cdot e^{-83,4101 \cdot 0,0336} = 0,993 \quad (2.72c)$$

$$\varphi^{(5)} = \varphi_k^{(5)} \cdot k_{11}^{(5)} = 0,980 \cdot 0,994 = 0,968 \quad (2.72c)$$

$$\text{obdobným způsobem: } \psi^{(5)} = 0,970 \quad (2.73)$$

Skutečná absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_1^{(5)} = c_{1iz}^{(5)} \cdot \varphi^{(5)} = 184,7 \cdot 0,968 = 178,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.74)$$

Složky absolutní rychlosti páry na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_{1a}^{(5)} = c_1^{(5)} \cdot \sin \alpha_1^{(5)} = 178,7 \cdot \sin 13,0 = 40,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.75a)$$

$$c_{1u}^{(5)} = c_1^{(5)} \cdot \cos \alpha_1^{(5)} = 178,7 \cdot \cos 13,0 = 174,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.75b)$$

Složky relativní rychlosti páry a relativní rychlost páry na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_{1a}^{(5)} = c_{1a}^{(5)} = 40,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.76a)$$

$$w_{1u}^{(5)} = c_{1u}^{(5)} - u_1^{(5)} = 174,1 - 157,6 = 16,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.76b)$$

$$w_1^{(5)} = \sqrt{\left(w_{1a}^{(5)}\right)^2 + \left(w_{1u}^{(5)}\right)^2} = \sqrt{40,2^2 + 16,5^2} = 43,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.77)$$

$$\beta_1^{(5)} = \arcsin \frac{w_{1a}^{(5)}}{w_1^{(5)}} = \frac{40,2}{43,47} = 67,6^\circ \quad (2.78)$$

Relativní rychlost výstupu páry z oběžné mříže:

$$w_{2iz}^{(5)} = \sqrt{2000 \cdot \rho^{(5)} \cdot h_{iz}^{(5)} + \left(w_1^{(5)}\right)^2 - \left(\left(u_2^{(5)}\right)^2 - \left(u_1^{(5)}\right)^2\right)} =$$

$$\sqrt{2000 \cdot 0,5 \cdot 33,0 + (43,5)^2 - (157,6^2 - 158,1^2)} = 190,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.79)$$

$$w_2^{(5)} = w_{2iz}^{(5)} \cdot \psi^{(5)} = 190,1 \cdot 0,970 = 184,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.80)$$

Absolutní rychlost výstupu páry ve směru osy turbíny:

$$c_{2a}^{(5)} = \frac{M^I \cdot v_2^{(5)}}{\pi \cdot D_S^{(5),R} \cdot l_S^{(5),R}} = \frac{7,09 \cdot 0,0239}{\pi \cdot 0,3447 \cdot 0,0347} = 42,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.81)$$

Složky relativní rychlosti páry na výstupu z oběžné mříže:

$$w_{2a}^{(5)} = c_{2a}^{(5)} = 42,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.82a)$$

$$w_{2u}^{(5)} = \sqrt{\left(w_2^{(5)}\right)^2 - \left(w_{2a}^{(5)}\right)^2} = \sqrt{184,4^2 - 42,3^2} = 179,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.82b)$$

$$\beta_2^{(5)} = 90 + \arcsin \frac{w_{2u}^{(5)}}{w_2^{(5)}} = \frac{179,5}{184,4} = 166,7^\circ \quad (2.82c)$$

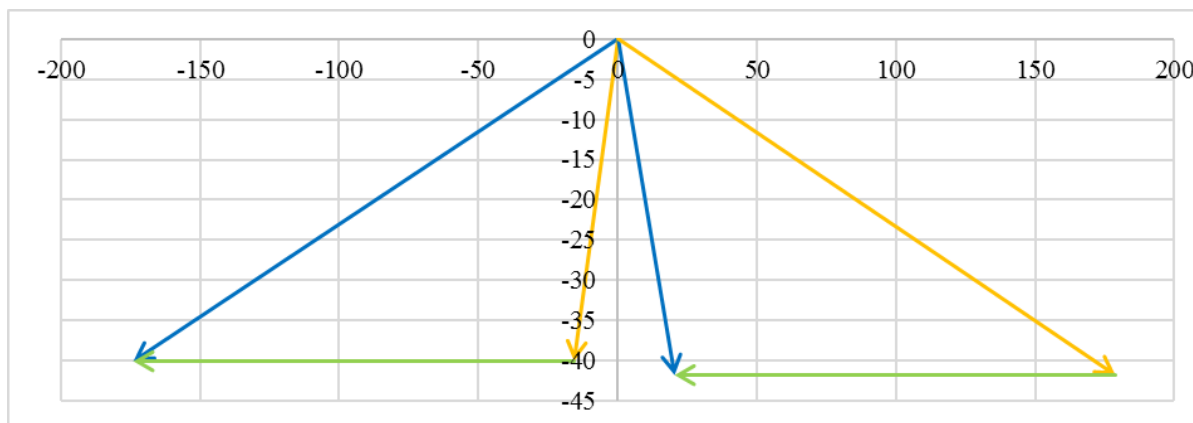
Složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže:

$$c_{2u}^{(5)} = w_{2u}^{(5)} - u_2^{(5)} = 179,5 - 158,1 = 21,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.83a)$$

$$c_2^{(5)} = \sqrt{\left(c_{2a}^{(5)}\right)^2 + \left(c_{2u}^{(5)}\right)^2} = \sqrt{42,3^2 - 21,5^2} = 47,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.83b)$$

$$\alpha_2^{(5)} = \arcsin \frac{c_{2u}^{(5)}}{c_2^{(5)}} = \frac{21,5}{47,4} = 116,9^\circ \quad (2.83c)$$

Výsledný rychlostní trojúhelník pro řadový stupeň č. 5 je zobrazen na obr. 2.14. Výpočet termodynamické účinnosti stupně je podle rovnice 2.58.



Obr. 2.14 Rychlostní trojúhelník, řadový stupeň číslo 5.

Výpočet termodynamické účinnosti řadového stupně je podobný jako u detailního návrhu regulačního stupně (podpodkapitola 2.4.4), ale pro výpočet ostatních ztrát ve stupni byl použit jiný zdroj [4]. Tabulka 2.20 zobrazuje výpočtové hodnoty.

Výpočet ztráty třením a ventilací kola při totálním ostříku:

$$P_{T,V}^{(5)} = 1,07 \cdot \lambda_{T,V}^{(5)} \cdot (D_S^{(5),R})^2 \cdot \left(\frac{u_2^{(5)}}{100}\right)^3 \cdot \rho_s^{(5)} \quad (2.84a)$$

$\lambda_{T,V}^{(5)}$ je experimentální součinitel, pro mokrou a sytou páru $\lambda_{T,V}^{(5)} = \langle 1,2; 1,3 \rangle$,

kde pro přehřátou páru $\lambda_{T,V}^{(5)} = \langle 1,1; 1,2 \rangle$ [4].

$\rho_s^{(5)}$ je střední hodnota měrné hmotnosti páry ve stupni.

$$P_{T,V}^{(5)} = 1,07 \cdot 1,25 \cdot 0,3447^2 \cdot \left(\frac{158,1}{100}\right)^3 \cdot \frac{2}{0,1993 + 0,2215} = 2,76 \text{ kW} \quad (2.84b)$$

$$Z_4^{(5)} = \frac{P_{T,V}^{(5)}}{M^1} = \frac{2,76}{7,09} = 0,39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.84c)$$

$$\xi_4^{(5)} = \frac{Z_4^{(5)}}{h_{iz}^{(5)} + (c_0^{(5)})^2} = \frac{2,76}{33,2 + 39,2^2} = 0,011 \quad (2.84d)$$

Výpočet ztráty vnitřní netěsnosti v labyrintových ucpávkách u hřídele [4]:

$$\xi_{5u}^{(5)} = \frac{\mu_u^{(5)} \cdot S_{1u}^{(5)} \cdot \eta_u^{(5)}}{\mu_s^{(5)} \cdot S_1^{(5)} \cdot \sqrt{Z_u^{(5)}}} \quad (2.85a)$$

$S_{1u}^{(5)}$ je průřez kruhové mezery v labyrintové ucpávce

$\mu_s^{(5)}$ je průtokový součinitel páry v rozváděcí mříži, jehož hodnota je stanovena graficky pomocí skript [4]

kde

$\mu_u^{(5)}$ je experimentální konstanta, jejíž hodnota je stanovena graficky pomocí skript [4]

$Z_u^{(5)}$ je počet břitů v ucpávce

$$\xi_{5u}^{(5)} = \frac{\mu_u^{(5)} \cdot S_{1u}^{(5)} \cdot \eta_u^{(5)}}{\mu_s^{(5)} \cdot S_1^{(5)} \cdot \sqrt{Z_u^{(5)}}} = \frac{0,734 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,938}{0,976 \cdot 0,0082 \cdot \sqrt{4}} = 0,021 \quad (2.85b)$$

Výpočet ztráty vnitřní netěsností vlivem průtoku páry nadbandážní mezerou:

$$\xi_{5r}^{(5)} = \frac{\mu_r^{(5)} \cdot S_{1r}^{(5)} \cdot \eta_u^{(5)}}{\mu_s^{(5)} \cdot S_1^{(5)} \cdot \sqrt{Z_r^{(5)}}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_\xi^{(5)}}{1 - \rho^{(5)}}} \quad (2.86a)$$

$S_{1r}^{(5)}$ je průřez kruhové mezery v labyrintové ucpávce

$\mu_u^{(5)}$ je experimentální konstanta, jejíž hodnota je stanovena graficky pomocí skript [4]

kde

$Z_r^{(5)}$ je počet břitů v ucpávce

$\rho_\xi^{(5)}$ je reakce na špičce lopatky, stanovená podle rovnice 2.57b

$$\xi_{5r}^{(5)} = \frac{0,71 \cdot 0,003 \cdot 0,938}{0,976 \cdot 0,0082 \cdot \sqrt{4}} \cdot \sqrt{\frac{0,546}{1 - 0,546}} = 0,013 \quad (2.86a)$$

Ztráta vlhkostí páry ve stupni se u stupňů pracujících v oblasti mokré páry vypočte 2.20. Všechny vypočtené hodnoty jsou zobrazeny v tabulce 2.21

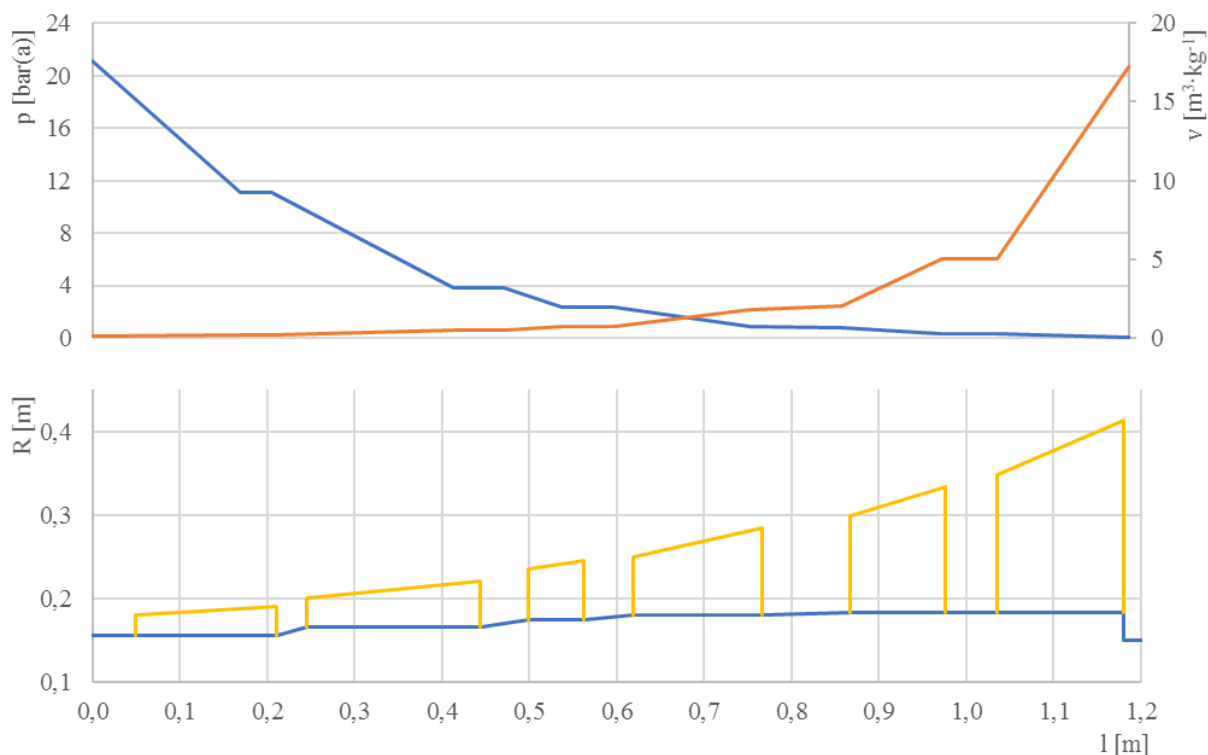
Tabulka 2.21 Řadový stupeň č. 5 – termodynamická účinnost

Termodynamická účinnost – řadový stupeň č. 5

poměrná ztráta	ve statorové mříže	[-]	$\xi_1^{(5)}$	0,031
	v rotorové mříže		$\xi_2^{(5)}$	0,030
	ztráta výstupní rychlostí		$\xi_c^{(5)}$	–
	třením a ventilací kola		$\xi_4^{(5)}$	0,011
	vnitřní netěsností ucpávkami u hřídele		$\xi_{5u}^{(5)}$	0,021
	vnitřní netěsností nadbandážní mezerou		$\xi_{5r}^{(5)}$	0,013
	vlhkostí páry		$\xi_6^{(5)}$	0,000
	obvodová účinnost		$\eta_u^{(5)}$	0,939
termodynamická účinnost stupně	$\eta_{tdi}^{(5)}$	0,894		

2.4.7 Přehled výpočtových hodnot stupňové části turbíny

Detailní popis výpočtu všech stupňů není z důvodu značného rozsahu prezentován, ale postup byl obdobný jako výše uvedený a níže jsou v tabulkách 2.22, 2.24 a 2.25 uvedeny výsledné hodnoty. Obr. 2.15 znázorňuje průběh expanze páry v turbíně. Tabulka 2.22 zobrazuje výpočtové hodnoty pro jednotlivé stupně, metodou c_a/u . (2.13 2.14)



Obr. 2.15 Průběh expanze páry v turbíně

Tabulka 2.22a Výpočet stupňové části metodou (c_a/u), stupně 20-11

Stupeň		20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
M	[kg·s ⁻¹]	5,89	5,89	6,18	6,18	6,53	6,53	6,53	6,94	6,94	7,10
D _s	[mm]	597,0	532,0	517,0	482,0	465,0	447,5	430,0	420,0	410,0	386,0
L	[mm]	230,0	165,0	150,0	115,0	105,0	87,5	70,0	70,0	60,0	56,0
S	[m ²]	0,4314	0,2758	0,2436	0,1741	0,1534	0,1230	0,0946	0,0924	0,0773	0,0679
u	[m·s ⁻¹]	273,8	244,0	237,1	221,1	213,3	205,3	197,2	192,6	188,1	177,0
v	[m ³ ·kg]	12,634	6,781	3,993	2,529	1,561	1,142	0,855	0,681	0,564	0,476
c _a	[m·s ⁻¹]	172,4	144,7	101,3	89,8	66,5	60,6	59,0	51,2	50,6	49,8
c _a /u	[-]	0,630	0,593	0,427	0,406	0,312	0,295	0,299	0,266	0,269	0,281
α ₁	[°]	30,0	27,0	21,0	19,0	16,0	15,0	15,0	14,5	14,0	14,8
Pa	[-]	0,808	0,652	0,716	0,647	0,754	0,734	0,717	0,841	0,765	0,785
h _{is}	[kJ·kg ⁻¹]	91,2	90,1	79,5	76,0	61,1	56,9	55,0	44,0	46,5	39,2
h _{is(vyp)}		92,8	91,3	78,5	75,5	60,4	57,4	54,2	44,1	46,2	39,9
Σh _{is}		92,8	184,1	262,7	338,1	398,5	455,9	510,1	554,2	600,5	640,4

ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Ψ	[-]	2,68	2,97	2,90	3,03	2,72	2,78	2,76	2,41	2,63	2,62
p ₂	[bar(a)]	0,0754	0,1475	0,2846	0,4776	0,9552	1,2504	1,7564	2,3919	3,0301	3,8518
p ₁		0,1030	0,2052	0,3677	0,6127	1,0422	1,4822	2,0572	2,6876	3,4245	4,2475
p ₀		0,1475	0,2846	0,4776	0,7783	1,2504	1,7564	2,3919	3,0301	3,8518	4,6986
i ₂	[kJ·kg ⁻¹]	2269,9	2352,0	2421,7	2491,2	2554,6	2609,0	2661,9	2710,5	2751,7	2793,4
i ₁		2310,9	2393,3	2456,4	2525,3	2581,8	2635,4	2687,2	2731,1	2773,5	2812,4
i ₀		2352,0	2434,6	2491,2	2559,4	2609,0	2661,9	2712,4	2751,7	2795,2	2831,3
η _{IST}	[-]	0,839	0,856	0,866	0,876	0,888	0,898	0,909	0,928	0,919	0,924

Tabulka 2.22b Výpočet stupňové části metodou (c_a/u), stupně 11-1

Stupeň		10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
M	[kg·s ⁻¹]	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10
D _s	[mm]	382,0	378,0	374,0	370,0	366,0	345,0	342,5	340,0	337,5	335,0
L	[mm]	52,0	48,0	44,0	40,0	36,0	35,0	32,5	30,0	27,5	25,0
S	[m ²]	0,0624	0,0570	0,0517	0,0465	0,0414	0,0379	0,0350	0,0320	0,0292	0,0263
u	[m·s ⁻¹]	175,2	173,4	171,5	169,7	167,9	158,2	157,1	155,9	154,8	153,7
v	[m ³ ·kg]	0,409	0,357	0,312	0,273	0,238	0,211	0,191	0,173	0,157	0,141
c _a	[m·s ⁻¹]	46,5	44,4	42,8	41,7	40,8	39,6	38,8	38,3	38,1	38,0
c _a /u	[-]	0,266	0,256	0,249	0,246	0,243	0,250	0,247	0,246	0,246	0,248
α ₁	[°]	14,2	13,6	13,1	12,5	12,0	13,0	12,8	12,5	12,3	12,0
Pa	[-]	0,806	0,794	0,776	0,730	0,689	0,761	0,757	0,730	0,705	0,667
h _{is}	[kJ·kg ⁻¹]	38,3	37,2	37,4	38,9	42,3	33,7	32,8	32,8	32,9	36,4
h _{is(vyp)}		38,1	37,9	37,9	39,5	40,9	32,9	32,6	33,3	34,0	35,4
Σh _{is}		678,5	716,3	754,3	793,7	834,7	867,6	900,2	933,5	967,5	1002,9

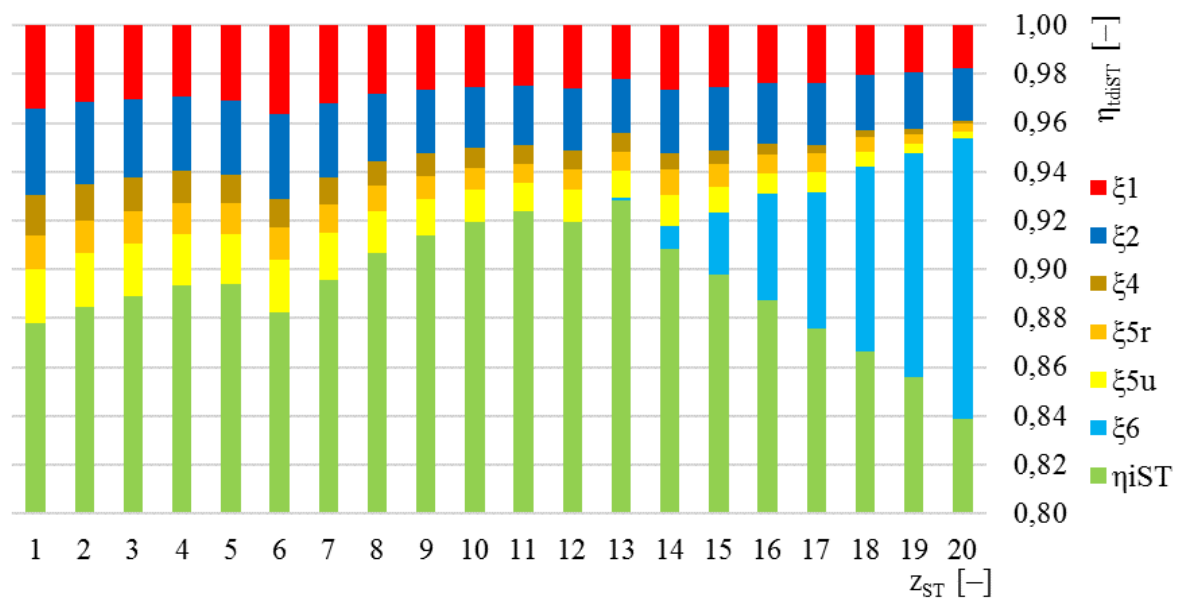
ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Ψ	[-]	2,58	2,60	2,64	2,78	2,92	2,73	2,73	2,81	2,89	3,03
p ₂	[bar(a)]	4,6995	5,6443	6,7216	7,9526	9,4099	11,129	12,700	14,429	16,376	18,565
p ₁		5,1570	6,1551	7,3085	8,6453	10,270	11,909	13,547	15,364	17,408	19,827
p ₀		5,6443	6,7216	7,9526	9,4099	11,129	12,700	14,429	16,376	18,565	21,076
i ₂	[kJ·kg ⁻¹]	2832,1	2868,6	2904,4	2939,9	2976,1	3011,7	3042,1	3072,0	3102,1	3132,3
i ₁		2850,4	2886,5	2922,2	2958,0	2994,5	3026,9	3057,1	3087,1	3087,1	3147,7
i ₀		2868,6	2904,4	2939,9	2976,1	3012,9	3042,1	3072,0	3102,1	3132,3	3163,1
η _{IST}	[-]	0,919	0,914	0,907	0,896	0,882	0,891	0,886	0,877	0,868	0,854

Na konci výpočtu metodou ca/u je nutné zkontrolovat, jaká je odchylka vypočteného entalpického spádu od předběžného (tabulka 2.23).

Tabulka 2.23 Kontrola přesnosti výpočtu metodou (ca/u)

Průtočný kanál		V	IV	III	II	Ia	Ib	Σ
předběžný tepelný spád	Σh_{iz} [kJ·kg ⁻¹]	185,9	155,3	172,6	90,8	235,8	169,5	1010,0
vypočtený tepelný spád	$(\Sigma h_{iz})_{\text{vyp}}$ [kJ·kg ⁻¹]	184,1	154,0	172,0	90,4	234,2	168,2	1002,9
rozdíl		-1,0%	-0,8%	-0,4%	-0,5%	-0,7%	-0,7%	-0,7%

Tabulka 2.24 zobrazuje hodnoty pro výpočet termodynamických účinností jednotlivých stupňů. Na obr. 2.16 jsou výsledky graficky znázorněny.



Obr. 2.16 Termodynamická účinnost jednotlivých stupňů

Tabulka 2.25 zobrazuje hodnoty pro výpočet rychlostí proudění uvnitř jednotlivých stupňů. V příloze 2 jsou výsledky graficky znázorněny formou rychlostních trojúhelníků.

Tabulka 2.24a Výpočet termodynamické účinnosti řadového stupně, stupně 20-11

Stupeň		20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
E ₀	[kJ·kg ⁻¹]	97,9	96,5	80,2	77,9	61,3	59,0	55,5	44,4	47,3	41,0
z ₁	[kJ·kg ⁻¹]	1,7	1,9	1,6	1,9	1,5	1,5	1,5	1,0	1,2	1,0
z ₂	[kJ·kg ⁻¹]	2,1	2,2	1,8	2,0	1,5	1,5	1,5	1,0	1,2	1,0
z ₃	[kJ·kg ⁻¹]	28,6	14,3	9,2	5,9	3,2	2,9	2,3	1,7	1,6	1,7
κ ₂	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
l _u	[kJ·kg ⁻¹]	94,1	92,4	76,8	74,1	58,3	56,0	52,6	42,5	44,9	39,0
η _u	[-]	0,961	0,957	0,957	0,951	0,951	0,949	0,948	0,956	0,949	0,951
z ₄	[kJ·kg ⁻¹]	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,3	0,4	0,3
Z _u	[-]	1	1	1	1	2	2	2	3	3	4
ξ _{5u}	[-]	0,002	0,003	0,006	0,008	0,008	0,011	0,013	0,012	0,013	0,012
Z _r	[-]	1	1	1	1	2	2	2	3	3	4
ξ _{5r}	[-]	0,003	0,004	0,006	0,008	0,008	0,009	0,011	0,008	0,009	0,008
ξ ₆	[-]	0,115	0,092	0,076	0,056	0,043	0,026	0,009	0,001	0,000	0,000
η _{iST}	[-]	0,839	0,856	0,866	0,876	0,888	0,898	0,909	0,928	0,919	0,924

Tabulka 2.24b Výpočet termodynamické účinnosti řadového stupně, stupně 11-1

Stupeň		10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
E ₀	[kJ·kg ⁻¹]	39,6	39,2	39,0	40,4	41,6	33,9	33,5	34,0	34,5	35,7
z ₁	[kJ·kg ⁻¹]	1,0	1,0	1,1	1,3	1,5	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2
z ₂	[kJ·kg ⁻¹]	1,0	1,0	1,1	1,2	1,4	1,0	1,0	1,1	1,1	1,3
z ₃	[kJ·kg ⁻¹]	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7
κ ₂	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
l _u	[kJ·kg ⁻¹]	37,6	37,1	36,9	37,9	38,7	31,9	31,5	31,9	32,3	33,2
η _u	[-]	0,950	0,948	0,944	0,937	0,929	0,939	0,940	0,938	0,935	0,930
z ₄	[kJ·kg ⁻¹]	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6
Z _u	[-]	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
ξ _{5u}	[-]	0,013	0,015	0,017	0,019	0,022	0,021	0,021	0,021	0,022	0,022
Z _r	[-]	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
ξ _{5r}	[-]	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,014
ξ ₆	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η _{iST}	[-]	0,919	0,914	0,907	0,896	0,882	0,894	0,893	0,889	0,885	0,878

Tabulka 2.25a Výpočet rychlostí proudění uvnitř řadového stupně, stupně 20-11

Stupeň		20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
p_0	[bar(a)]	0,1475	0,2846	0,4776	0,7783	1,2504	1,7564	2,3919	3,0301	3,8518	4,6986
i_0	[kJ·kg ⁻¹]	2352,0	2434,6	2491,2	2559,4	2609,0	2661,9	2712,4	2751,7	2795,2	2831,3
p_2	[bar(a)]	0,0754	0,1475	0,2846	0,4776	0,9552	1,2504	1,7564	2,3919	3,0301	3,8518
c_0	[m·s ⁻¹]	145,4	102,1	89,9	69,7	63,2	55,7	50,1	49,6	45,4	48,2
h_{iz}	[kJ·kg ⁻¹]	97,9	96,5	80,0	77,9	46,0	59,0	55,5	44,5	47,3	41,3
ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
u_1	[m·s ⁻¹]	262,6	247,2	231,2	222,8	209,1	203,1	198,1	191,0	188,5	176,0
u_2	[m·s ⁻¹]	270,5	254,8	235,4	227,0	212,1	206,1	200,4	192,2	189,7	176,8
φ_1	[-]	0,983	0,980	0,979	0,976	0,976	0,975	0,973	0,978	0,974	0,975
φ_2	[-]	0,983	0,981	0,980	0,977	0,977	0,976	0,976	0,979	0,976	0,977
c_1	[m·s ⁻¹]	307,4	304,5	277,4	272,4	241,5	236,8	229,3	206,1	211,8	197,4
c_{1a}	[m·s ⁻¹]	153,7	138,3	99,4	88,7	66,6	61,3	59,4	51,6	51,2	50,4
c_{1u}	[m·s ⁻¹]	266,2	271,3	259,0	257,6	232,2	228,7	221,5	199,5	205,5	190,8
w_1	[m·s ⁻¹]	153,8	140,3	103,2	95,3	70,5	66,4	63,8	52,3	54,0	52,6
w_{1u}	[m·s ⁻¹]	3,6	24,1	27,8	34,8	23,1	25,6	23,4	8,6	17,0	14,8
α_1	[°]	30,0	27,0	21,0	19,0	16,0	15,0	15,0	14,5	14,0	14,8
β_1	[°]	88,6	80,1	74,4	68,6	70,9	67,3	68,5	80,6	71,6	73,6
w_2	[m·s ⁻¹]	348,6	339,9	298,7	291,5	253,9	248,2	240,0	213,7	219,7	204,9
w_{2u}	[m·s ⁻¹]	254,1	298,2	268,1	274,4	243,0	238,4	232,2	205,9	213,5	197,6
c_2	[m·s ⁻¹]	239,2	168,9	135,6	109,0	79,8	76,0	68,5	58,7	57,2	58,2
c_{2a}	[m·s ⁻¹]	238,6	163,3	131,6	98,2	73,6	68,8	60,7	57,1	52,0	54,3
c_{2u}	[m·s ⁻¹]	-16,4	43,3	32,7	47,4	30,9	32,3	31,7	13,7	23,8	20,8
α_2	[°]	86,1	104,9	103,9	115,8	112,8	115,2	117,6	103,5	114,5	110,9
β_2	[°]	136,8	151,3	153,9	160,3	163,1	163,9	165,3	164,5	166,3	164,6

Tabulka 2.25a Výpočet rychlostí proudění uvnitř řadového stupně, stupně 11-1

Stupeň		10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
p_0	[bar(a)]	5,6425	6,7191	7,9492	9,4056	11,124	12,697	14,423	16,368	18,555	21,066
i_0	[kJ·kg ⁻¹]	2867,7	2903,5	2938,9	2975,0	3011,8	3041,0	3070,9	3101,2	3131,7	3163,1
p_2	[bar(a)]	4,6986	5,6425	6,7191	7,9492	9,4056	11,124	12,697	14,423	16,368	18,555
c_0	[m·s ⁻¹]	44,9	42,3	40,3	38,5	37,6	37,6	34,0	30,8	27,8	25,1
h_{iz}	[kJ·kg ⁻¹]	39,6	39,2	39,0	40,4	41,6	34,0	33,5	34,0	34,5	35,7
ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
u_1	[m·s ⁻¹]	174,5	173,0	171,4	169,9	168,2	158,2	158,2	158,2	158,2	158,2
u_2	[m·s ⁻¹]	175,2	173,7	172,2	170,7	169,0	158,2	158,2	158,2	158,2	158,2
φ_1	[-]	0,975	0,973	0,971	0,967	0,963	0,969	0,970	0,969	0,968	0,965
φ_2	[-]	0,976	0,975	0,974	0,971	0,967	0,971	0,970	0,969	0,968	0,965
c_1	[m·s ⁻¹]	193,9	192,6	191,9	194,4	196,4	178,4	177,6	178,8	179,8	182,5
c_{1a}	[m·s ⁻¹]	47,6	45,3	43,5	42,1	40,8	40,1	39,4	38,7	38,3	37,9
c_{1u}	[m·s ⁻¹]	188,0	187,2	186,9	189,8	192,2	173,9	173,2	174,5	175,7	178,5
w_1	[m·s ⁻¹]	49,4	47,5	46,2	46,5	47,4	43,1	42,1	42,0	42,1	43,0
w_{1u}	[m·s ⁻¹]	13,5	14,2	15,5	19,9	24,0	15,6	15,0	16,3	17,4	20,2
α_1	[°]	14,2	13,6	13,1	12,5	12,0	13,0	12,8	12,5	12,3	12,0
β_1	[°]	74,1	72,6	70,4	64,7	59,6	68,7	69,1	67,2	65,5	61,9
w_2	[m·s ⁻¹]	200,8	199,1	198,2	200,8	203,2	183,7	182,3	183,3	184,4	187,1
w_{2u}	[m·s ⁻¹]	194,5	193,6	193,3	196,4	199,1	178,8	178,4	180,1	181,8	185,0
c_2	[m·s ⁻¹]	53,5	50,7	48,9	49,3	50,6	46,6	42,7	40,5	38,7	38,6
c_{2a}	[m·s ⁻¹]	50,0	46,7	44,1	42,0	40,6	41,8	37,6	34,0	30,8	27,8
c_{2u}	[m·s ⁻¹]	19,3	19,8	21,1	25,7	30,1	20,6	20,1	21,9	23,5	26,8
α_2	[°]	111,1	113,0	115,6	121,5	126,5	116,2	118,1	122,8	127,4	133,9
β_2	[°]	165,6	166,4	167,2	167,9	168,5	166,9	168,1	169,3	170,4	171,4

3 Mechanické namáhání a pevnostní výpočty

Výpočet je proveden pomocí [3].

3.1 Namáhání tahem

Výpočet namáhání oběžných lopatek v tahu je potřebný k volbě závěsů lopatek. Otáčky rotoru pro předběžný pevnostní výpočet jsou navýšeny o 10 %, což odpovídá otáčkám při zásahu automatických havarijních ochran TG při přetáčkách. Ilustrační výpočet je proveden pro poslední řadu oběžných lopatek, které jsou tahem namáhané nejvíce.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n \cdot 1,1}{30} = \frac{\pi \cdot 8760 \cdot 1,1}{30} = 1009,1 \quad (3.1)$$

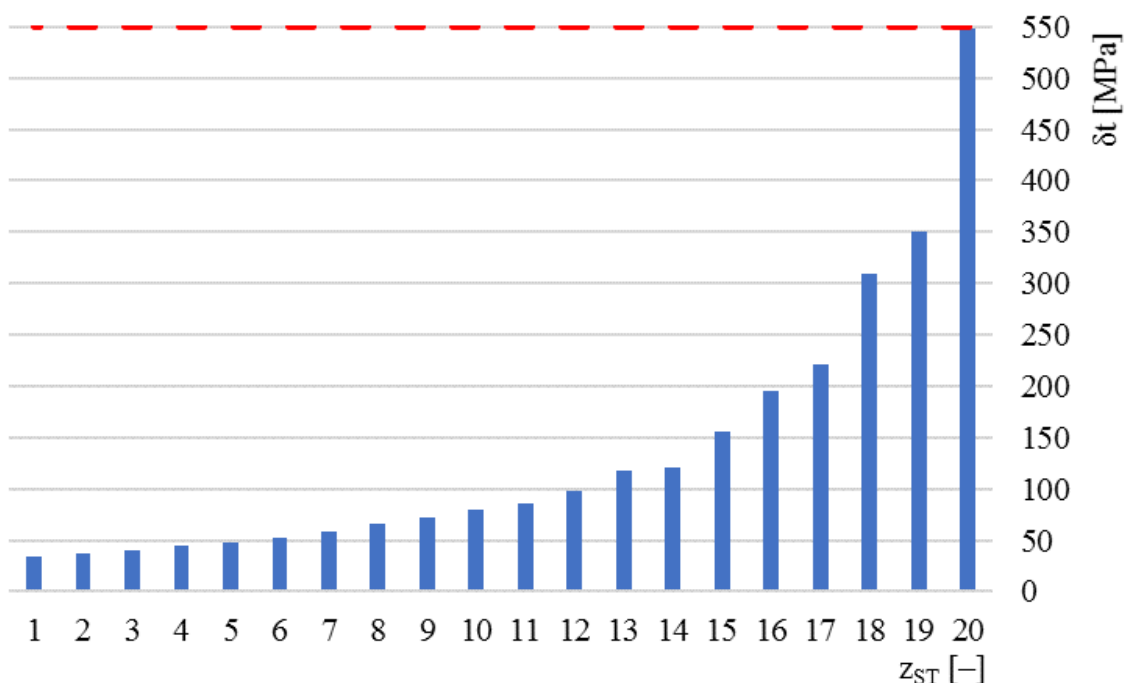
$$O_1^{(20)} = \rho \cdot A_1^V \cdot l_s^{(20)} \cdot \frac{D_s^{(20)}}{2} \cdot \omega^2 = 1009,1 \quad (3.2)$$

kde A_{1n}^V je plocha lopatky na patním průměru

$$\sigma_t^{(20)} = \frac{O_1^{(20)}}{A_1^{(20)}} = \rho \cdot l_s^{(20)} \cdot \frac{D_s^{(20)}}{2} \cdot \omega^2 =$$

$$7850 \cdot 0,2300 \cdot \frac{0,5970}{2} \cdot 1009,1^2 = 548,8 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.3)$$

Na doporučení vedoucího DP by namáhání v tahu na závěsy nemělo překročit 550 MPa. Hodnoty všech stupňů jsou zobrazeny v tabulce 3.2. Výsledky jsou graficky znázorněny na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Namáhání oběžných lopatek v tahu

3.2 Namáhání ohybem

Ilustrační výpočet je proveden pro poslední stupeň turbíny, při kondenzačním režimu a jmenovitém výkonu. Namáhání ohybem se značně mění s hmotnostním průtokem páry, a proto se vypočtené hodnoty liší pro různé režimy provozu turbíny. Hlavní rozdíl je, že při kondenzačním provozu jsou lopatky NT části namáhány více. Naopak, při topném režimu, jsou odlehčené a při malém průtoku dochází až ke zpětnému proudění, tj. zápornému ohybu posledních stupňů. Tímto je poté definován minimální průtok páry turbínou. Tato skutečnost je znázorněna v kapitole 4 Provozní charakteristika vybraných veličin.

Tabulka 3.1 Parametry páry a charakteristické rozměry – stupeň 20

Parametry páry

		na vstupu		na výstupu	
hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]	M ^V	5,89		
tlak	[bar(a)]	p ₀ ⁽²⁰⁾	0,147	p ₂ ⁽²⁰⁾	0,075
entalpie	[kJ·kg ⁻¹]	i ₀ ⁽²⁰⁾	2452,3	i ₂ ⁽²⁰⁾	2327,0
teplotní spád na stupeň	[kJ·kg ⁻¹]	h _{iz} ⁽²⁰⁾	99,1		
složky absolutní rychlosti páry	[m·s ⁻¹]	c ₀ ⁽²⁰⁾	146,2	c _{2u} ⁽²⁰⁾	-17,8
				c _{2a} ⁽²⁰⁾	238,7
		c _{1u} ⁽²⁰⁾	265,5		
		c _{1a} ⁽²⁰⁾	153,2		

Hlavní rozměry

		STATOR		ROTOR	
střední průměr	[m]	D _s ^{(20),S}	0,5725	D _s ^{(20),R}	0,5897
střední délka lopatky	[m]	l _s ^{(20),S}	0,2055	l _s ^{(20),R}	0,2227
rozteč	[-]	s ^{(20),S}	0,0284	s ^{(20),R}	0,0294
minimální moment odporu	[cm ³]	W _{min} ^{(20),S}	0,2915	W _{min} ^{(20),R}	0,2915

Počet lopatek ve stupni:

$$z^{(20),R} = \pi \cdot \frac{D_s^{(20),R}}{s^{(20),R}} = \pi \cdot \frac{0,5897}{0,0294} = 62,9 \Rightarrow 63 \quad (3.1a)$$

$$z^{(20),S} = \pi \cdot \frac{D_s^{(20),S}}{s^{(20),S}} = \pi \cdot \frac{0,5725}{0,0284} = 63,1 \Rightarrow 63 \quad (3.1b)$$

Síla na lopatky ve směru rotace:

$$F_u^{(20),R} = M^V \cdot \frac{c_{1u}^{(20)} - c_{2u}^{(20)}}{z_R^{(20)}} = 5,89 \cdot \frac{265,5 + 17,8}{63} = 26,5 \text{ N} \quad (3.2a)$$

$$F_u^{(20),S} = M^V \cdot \frac{c_{0u}^{(20)} - c_{1u}^{(20)}}{z_R^{(20)}} = 5,89 \cdot \frac{0 - 265,5}{63} = -24,8 \text{ N} \quad (3.2b)$$

Síla na lopatky ve směru proudu páry:

$$\Delta p^{(20),R} = p_1^{(20)} - p_2^{(20)} = 0,103 - 0,075 = 0,028 \text{ bar(a)} \quad (3.3a)$$

$$\Delta p^{(20),S} = p_0^{(20)} - p_1^{(20)} = 0,147 - 0,103 = 0,044 \text{ bar(a)} \quad (3.3b)$$

$$F_a^{(20),R} = M^V \cdot \frac{c_{1a}^{(20)} - c_{2a}^{(20)}}{z_R^{(20)}} + \Delta p^{(20),R} \cdot l_s^{(20),R} \cdot s^{(20),R} =$$

$$5,89 \cdot \frac{153,2 - 238,7}{63} + 0,0028 \cdot 10^6 \cdot 0,2200 \cdot 0,0294 = 10,42 \text{ N} \quad (3.3c)$$

$$F_a^{(20),S} = M^V \cdot \frac{c_{0a}^{(20)} - c_{1a}^{(20)}}{z_R^{(20)}} + \Delta p^{(20),S} \cdot l_s^{(20),S} \cdot s^{(20),S} =$$

$$5,89 \cdot \frac{146,2 - 153,2}{63} + 0,0044 \cdot 10^6 \cdot 0,2031 \cdot 0,0284 = 15,74 \text{ N} \quad (3.3d)$$

Maximální ohybové namáhání lopatky a výsledné namáhání v ohybu:

$$M_{\max}^{(20),R} = \sqrt{\left(F_a^{(20),R}\right)^2 + \left(F_u^{(20),R}\right)^2} \cdot \frac{l_s^{(20),R}}{2} =$$

$$\sqrt{(10,42)^2 + (26,5)^2} \cdot \frac{0,2220}{2} = 3,17 \text{ Nm} \quad (3.4a)$$

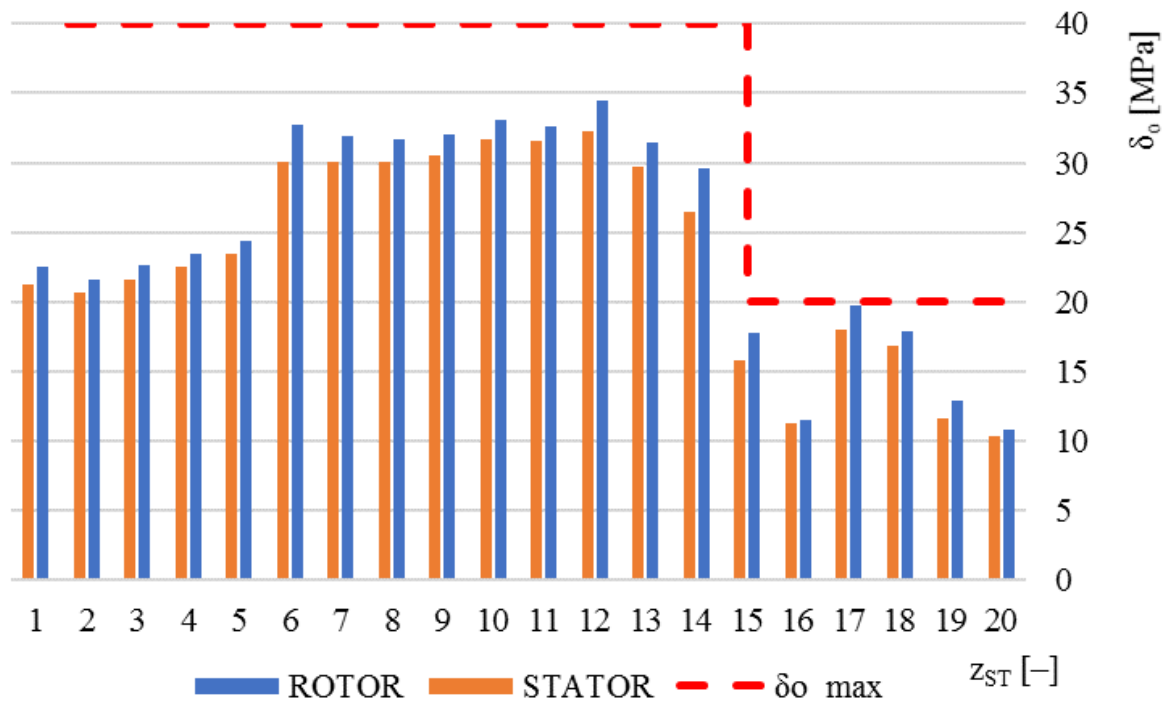
$$M_{\max}^{(20),S} = \sqrt{\left(F_a^{(20),S}\right)^2 + \left(F_u^{(20),S}\right)^2} \cdot \frac{l_s^{(20),S}}{2} =$$

$$\sqrt{(15,74)^2 + (-24,8)^2} \cdot \frac{0,2031}{2} = 3,02 \text{ Nm} \quad (3.4b)$$

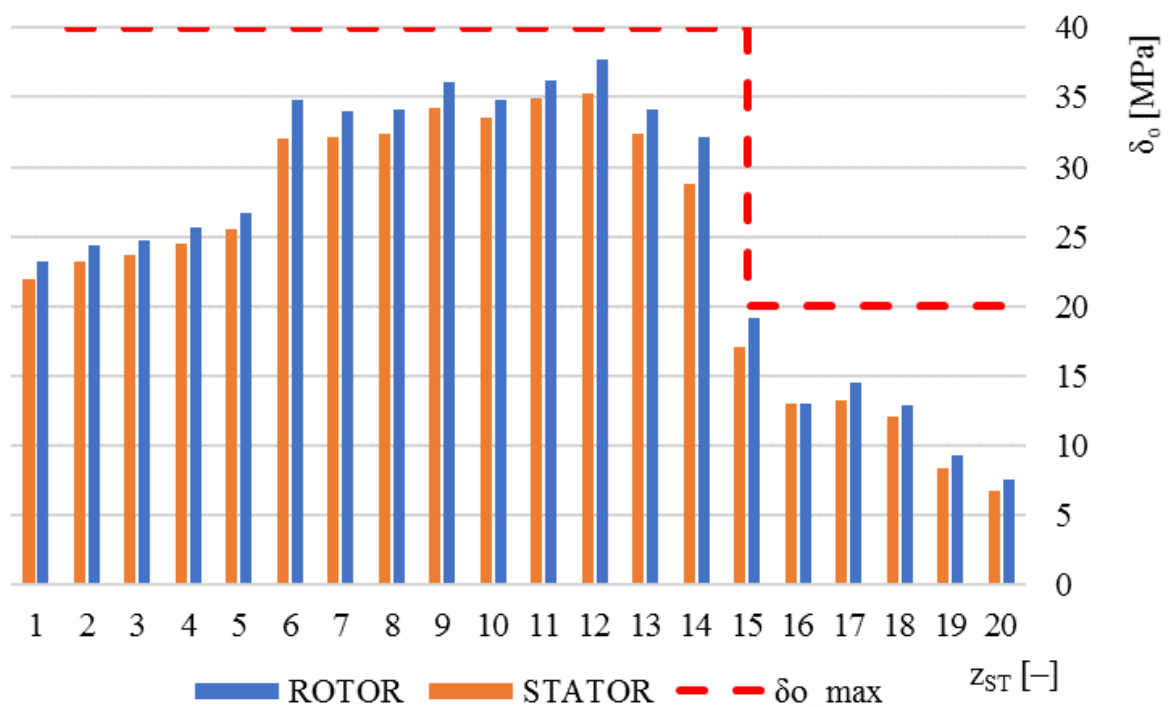
$$\sigma_o^{(20),R} = \frac{M_{\max}^{(20),R}}{W_{\min}^{(20),R}} = \frac{3,57}{0,2915} = 10,9 \text{ MPa} \quad (3.4c)$$

$$\sigma_o^{(20),S} = \frac{M_{\max}^{(20),S}}{W_{\min}^{(20),S}} = \frac{3,32}{0,2915} = 10,4 \text{ MPa} \quad (3.4d)$$

Namáhání v ohybu by na doporučení vedoucího DP mělo pohybovat v mezích $(-2,0; 40)$ MPa a v případě, že stupeň pracuje s vlhkostí páry menší než 0,97 [-], je horní mez namáhání ohybem snížena na 20 MPa. Hodnoty pro výpočet namáhání v ohybu jednotlivých stupňů, při jmenovitém výkonu, jsou zobrazeny v tabulce 3.2. Výsledky jsou graficky znázorněny na obr. 3.2 a 3.3, z důvodu značného rozsahu dat pouze pro kondenzační režim.



Obr. 3.2 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – kondenzační režim, jmenovitý výkon



Obr. 3.3 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – topný režim, jmenovitý výkon

Tabulka 3.2a Hodnoty pro pevnostní výpočty řadového stupně, stupně 20-11 (jmenovitý výkon, kondenzační režim)

Namáhání oběžných lopatek v tahu											
Stupeň		20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
δ_t	[MPa]	548,8	350,8	309,9	221,5	195,1	156,5	120,3	117,5	98,3	86,4
M	[kg·s ⁻¹]	5,89	5,89	6,18	6,18	6,53	6,53	6,53	6,94	6,94	7,10
Namáhání rotorových lopatek v ohybu											
Profil	PB	550	550	540	540	540	540	520	510	510	510
W_{\min}^R	[cm ³]	0,2915	0,2915	0,1439	0,1439	0,1439	0,1439	0,0543	0,0304	0,0304	0,0304
Δp^R	[MPa]	0,0028	0,0058	0,0082	0,0132	0,0087	0,0235	0,0301	0,0295	0,0397	0,0401
z^R	[-]	63	59	69	67	57	56	82	107	106	81
F_u^R	[N]	26,5	22,8	20,3	19,4	23,1	22,9	15,1	12,0	11,9	14,9
F_a^R	[N]	10,6	32,2	27,9	39,4	22,4	53,1	38,9	25,0	31,0	33,1
M_{\max}^R	[Nm]	3,2	3,7	2,5	2,8	1,6	2,6	1,6	1,0	1,1	1,0
δ_o^R	[MPa]	10,9	12,8	17,5	19,5	11,4	17,9	29,6	31,5	34,7	33,1
Namáhání statorových lopatek v ohybu											
Profil	PB	550	550	540	540	540	540	520	510	510	510
W_{\min}^S	[cm ³]	0,2915	0,2915	0,1439	0,1439	0,1439	0,1439	0,0543	0,0304	0,0304	0,0304
Δp^S	[MPa]	0,0042	0,0079	0,0115	0,0170	0,0209	0,0269	0,0335	0,0346	0,0424	0,0443
z^S	[-]	63	59	69	67	57	56	82	107	106	81
F_u^S	[N]	-24,8	-27,2	-23,3	-23,8	-26,6	-26,6	-17,7	-13,0	-13,4	-16,7
F_a^S	[N]	16,0	28,6	25,9	36,1	21,0	48,6	35,9	24,0	29,4	32,1
M_{\max}^S	[Nm]	3,0	3,4	2,4	2,6	1,6	2,3	1,4	0,9	1,0	1,0
δ_o^S	[MPa]	10,4	11,6	16,6	17,8	11,3	15,9	26,5	29,8	32,4	32,0

Tabulka 3.2b Hodnoty pro pevnostní výpočty řadového stupně, stupně 10-1, (jmenovitý výkon, kondenzační režim)

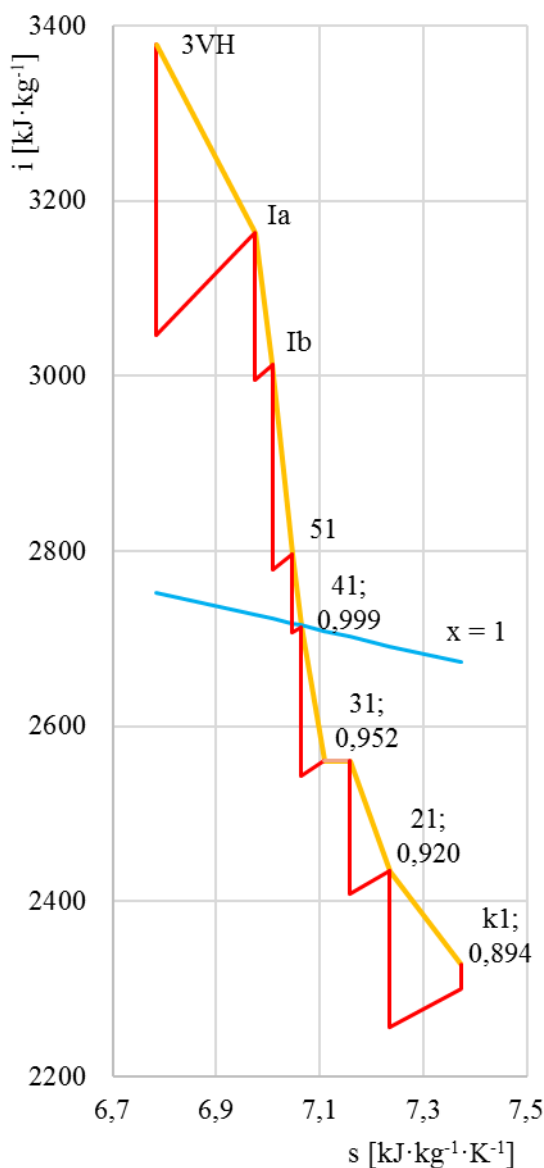
Namáhání oběžných lopatek v tahu											
Stupeň		10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
δ_t	[MPa]	79,4	72,5	65,8	59,1	52,7	48,3	44,5	40,8	37,1	33,5
M	[kg·s ⁻¹]	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10	7,10
Namáhání rotorových lopatek v ohybu											
Profil	PB	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
W_{\min}^R	[cm ³]	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304
Δp^R	[MPa]	0,0469	0,0534	0,0601	0,0717	0,0821	0,0755	0,0858	0,0945	0,1046	0,1246
z^R	[-]	80	80	79	78	78	73	72	72	71	71
F_u^R	[N]	15,0	14,9	14,9	14,9	14,7	14,8	15,0	14,9	15,0	14,9
F_a^R	[N]	36,4	38,8	40,7	45,0	47,2	39,0	41,7	43,0	44,4	49,1
M_{\max}^R	[Nm]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
δ_o^R	[MPa]	33,7	33,3	32,4	32,9	31,3	23,8	23,7	22,8	21,9	22,3
Namáhání statorových lopatek v ohybu											
Profil	PB	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
W_{\min}^S	[cm ³]	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304
Δp^S	[MPa]	0,0472	0,0536	0,0628	0,0735	0,0914	0,0830	0,0866	0,1000	0,1140	0,1269
z^S	[-]	80	80	79	78	78	73	72	72	71	71
F_u^S	[N]	-16,7	-16,6	-16,8	-17,3	-17,6	-17,0	-17,1	-17,2	-17,5	-17,8
F_a^S	[N]	35,3	37,4	39,2	43,3	44,6	37,6	40,4	41,5	42,8	47,1
M_{\max}^S	[Nm]	1,0	1,0	0,9	0,9	0,9	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6
δ_o^S	[MPa]	32,4	31,7	30,7	31,0	28,9	22,8	22,7	21,8	20,9	21,0

4 Provozní charakteristika vybraných veličin

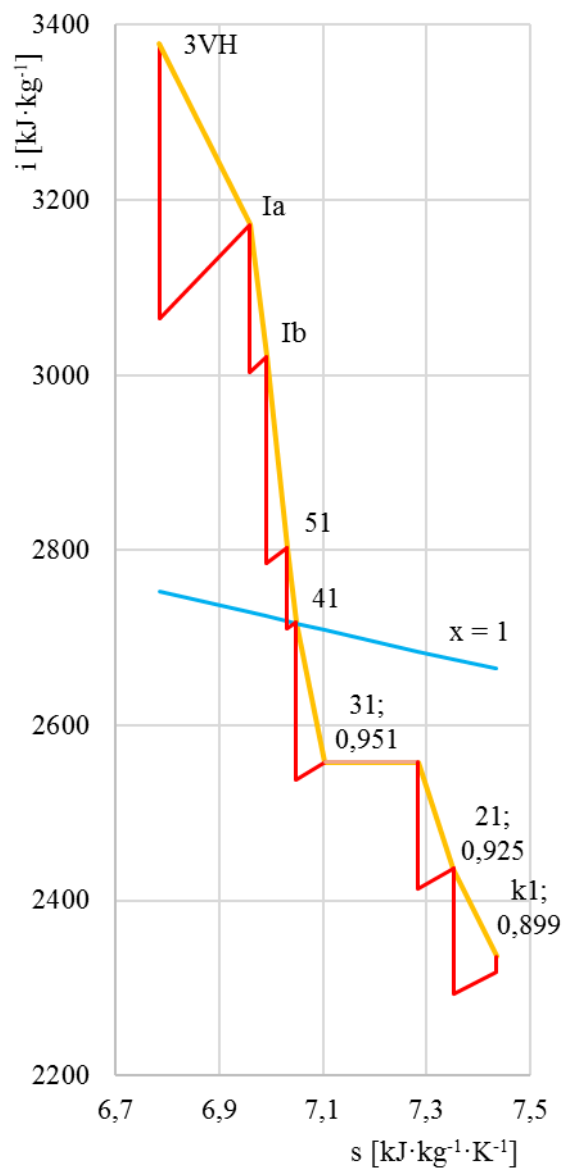
Provozní charakteristika definuje meze, ve kterých je možné turbínu provozovat. Jedná se především o maximální a minimální výkon, ale také je nutné sledovat namáhání lopatkování nebo tlaky v odběrech, které mají vliv na ohřev kondenzátu v NTO.

4.1 Provoz při jmenovitém výkonu

Zadáním práce je zaručit, že parní turbína je schopná pracovat při jmenovitém výkonu v kondenzačním i topném režimu, navíc v zimním a letním provozu. Provoz v letním režimu se z hlediska prozí charakteristiky turbíny od zimního neliší. Mechanické namáhání bylo kontrolováno v kapitole 3. Na obr. 4.1 a 4.2 jsou znázorněny i - s diagramy pro tyto režimy provozu, ke kterým náleží data z tabulky 4.1. Tabulka 4.2 zobrazuje parametry nízkotlaké regenerace tepla a obr. 4.3 a 4.4 graficky znázorňuje průběh ohřátí kondenzátu mezi kondenzátorem a napájecí nádrží, včetně znázornění ohřevu jednotlivých NTO.



Obr. 4.1 i - s diagram expanze páry v turbíně, jmenovitý výkon, kondenzační režim



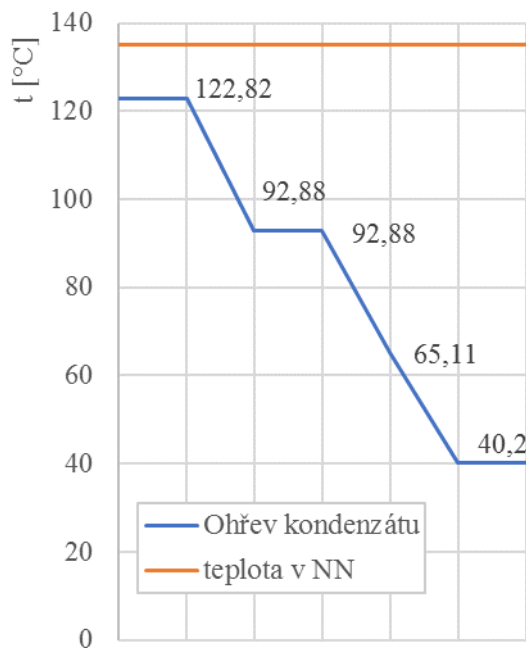
Obr. 4.2 i - s diagram expanze páry v turbíně, jmenovitý výkon, topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$, $90/70 \text{ }^\circ\text{C}$)

Tabulka 4.1 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – jmenovitý výkon, zimní režim

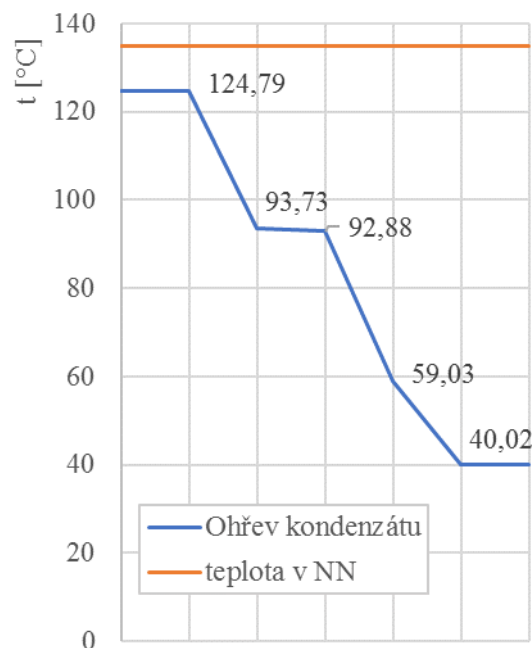
Režim provozu turbíny		Kondenzační	Topný		
Tlak [bar(a)]	vstupu do turbíny	p_{3VH}	65,66		
	odběru 51	$p_{51}^{(K)}$	3,858	$p_{51}^{(T)}$	4,128
	odběru 41	$p_{41}^{(K)}$	2,393	$p_{41}^{(T)}$	2,542
	odběru 31	$p_{31}^{(K)}$	0,875	$p_{31}^{(T)}$	0,875
	za regulační clonou	$p_{RO}^{(K)}$	0,781	$p_{RO}^{(T)}$	0,579
	odběru 21	$p_{21}^{(K)}$	0,284	$p_{21}^{(T)}$	0,218
	výstupu z turbíny	$p_{k1}^{(K)}$	0,075		
Entalpie [kJ·kg ⁻¹]	vstupu do turbíny	i_{3VH}	3378,5		
	odběru 51	$i_{51}^{(K)}$	2796,1	$h_{51}^{(T)}$	2802,5
	odběru 41	$i_{41}^{(K)}$	2713,1	$h_{41}^{(T)}$	2717,8
	odběru 31	$i_{31}^{(K)}$	2560,2	$h_{31}^{(T)}$	2558,4
	za regulační clonou	$i_{RO}^{(K)}$	2560,2	$h_{RO}^{(T)}$	2558,4
	odběru 21	$i_{21}^{(K)}$	2434,6	$h_{21}^{(T)}$	2436,3
	výstupu z turbíny	$i_{k1}^{(K)}$	2327,4	$h_{k1}^{(T)}$	2336,5
Teplota [°C]	vstupu do turbíny	t_{3VH}	484,31		
	odběru 51	$t_{51}^{(K)}$	169,1	$t_{51}^{(T)}$	172,9
	odběru 41	$t_{41}^{(K)}$	126,0	$t_{41}^{(T)}$	128,2
	odběru 31	$t_{31}^{(K)}$	95,7	$t_{31}^{(T)}$	95,9
	za regulační clonou	$t_{RO}^{(K)}$	92,9	$t_{RO}^{(T)}$	85,0
	odběru 21	$t_{21}^{(K)}$	67,8	$t_{21}^{(T)}$	62,0
	výstupu z turbíny	$t_{k1}^{(K)}$	40,4	$t_{k1}^{(T)}$	40,4
Hmotnostní průtok [t·hod ⁻¹]	vstupu do turbíny	$M_{3VH}^{(K)}$	25,55	$M_{3VH}^{(T)}$	27,30
	odběru 51	$M_{51}^{(K)}$	0,58	$M_{51}^{(T)}$	0,52
	odběru 41	$M_{41}^{(K)}$	1,46	$M_{41}^{(T)}$	1,61
	odběru 31	$M_{31}^{(K)}$	1,26	$M_{31}^{(T)}$	8,68
	za regulační clonou	$M_{RO}^{(K)}$	22,25	$M_{RO}^{(T)}$	16,49
	odběru 21	$M_{21}^{(K)}$	1,06	$M_{21}^{(T)}$	0,52
	výstupu z turbíny	$M_{k1}^{(K)}$	21,19	M_{k1}^T	15,97
Měrná práce turbíny [kJ·kg ⁻¹]		$a_T^{(K)}$	1002,5	a_T^K	938,2
Elektrický výkon generátoru [kW]		$P_e^{(K)}$	6508,7	P_e^K	6508,1

Tabulka 4.2 Parametry nízkotlaké regenerace – detailní výpočet, jmenovitý výkon

Režim provozu turbíny			Kondenzační		Topný	
účinnost kondenzátního čerpadla	[-]	$\eta_{KČ}$	0,92			
ohřátí kondenzátu v KČ	[°C]	$\Delta t_{KČ}$	0,02			
tlak v odběru 21	[bar(a)]	$p_{21}^{(K)}$	0,284	$p_{21}^{(T)}$	0,218	
tlak v odběru 31	[bar(a)]	$p_{31}^{(K)}$	0,875	$p_{31}^{(T)}$	0,875	
tlak v odběru 41	[bar(a)]	$p_{41}^{(K)}$	2,393	$p_{41}^{(T)}$	2,542	
tlaková ztráta potrubí z odběru	[-]	Δp_{NTO}	0,02			
NTO 1	výstupní teplota	[°C]	$t_{11}^{(K)}$	64,86	$t_{11}^{(T)}$	59,03
	ohřátí kondenzátu	[°C]	$\Delta t_{NTO1}^{(K)}$	24,86	$\Delta t_{NTO1}^{(T)}$	19,01
	nedohřev	[°C]	δ_{NTO1}	2,50		
NTO 2	výstupní teplota	[°C]	$t_{12}^{(K)}$	92,88	$t_{12}^{(T)}$	92,88
	ohřátí kondenzátu	[°C]	$\Delta t_{NTO2}^{(K)}$	27,99	$\Delta t_{NTO2}^{(T)}$	33,85
	nedohřev	[°C]	δ_{NTO2}	2,50		
ohřev vlivem přečerpávání kondenzátu z TV		[°C]	$\Delta t_{NTO2}^{(K)}$	–	$\Delta t_{NTO2}^{(T)}$	0,86
NTO 3	výstupní teplota	[°C]	$t_{13}^{(K)}$	122,82	$t_{13}^{(T)}$	124,79
	ohřátí kondenzátu	[°C]	$\Delta t_{NTO2}^{(K)}$	30,16	$\Delta t_{NTO2}^{(T)}$	31,06
	nedohřev	[°C]	δ_{NTO3}	2,50		



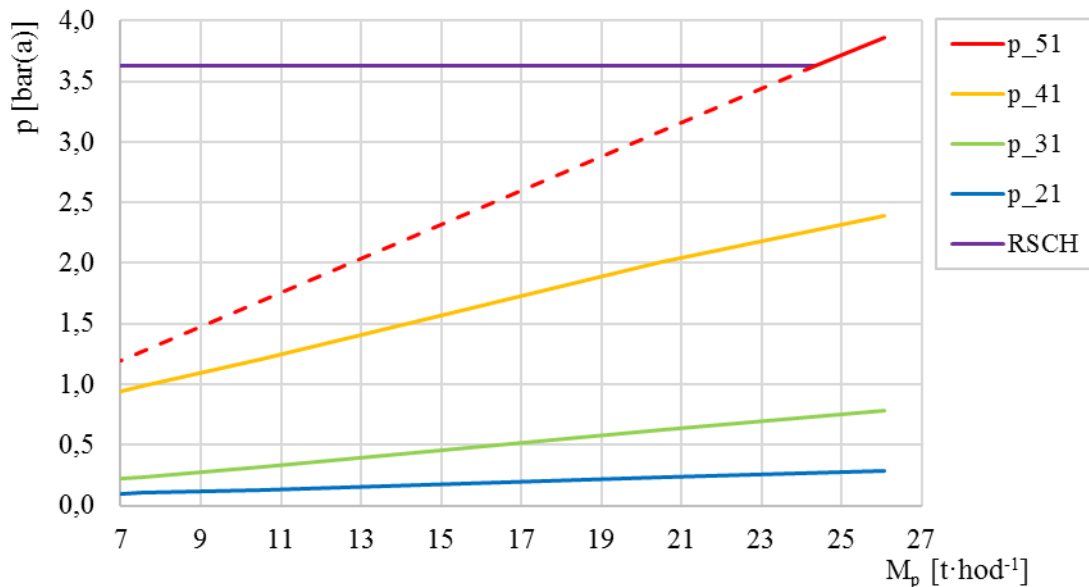
Obr. 4.3 Nízkotlaká regenerace tepla, jmenovitý výkon, kondenzační režim



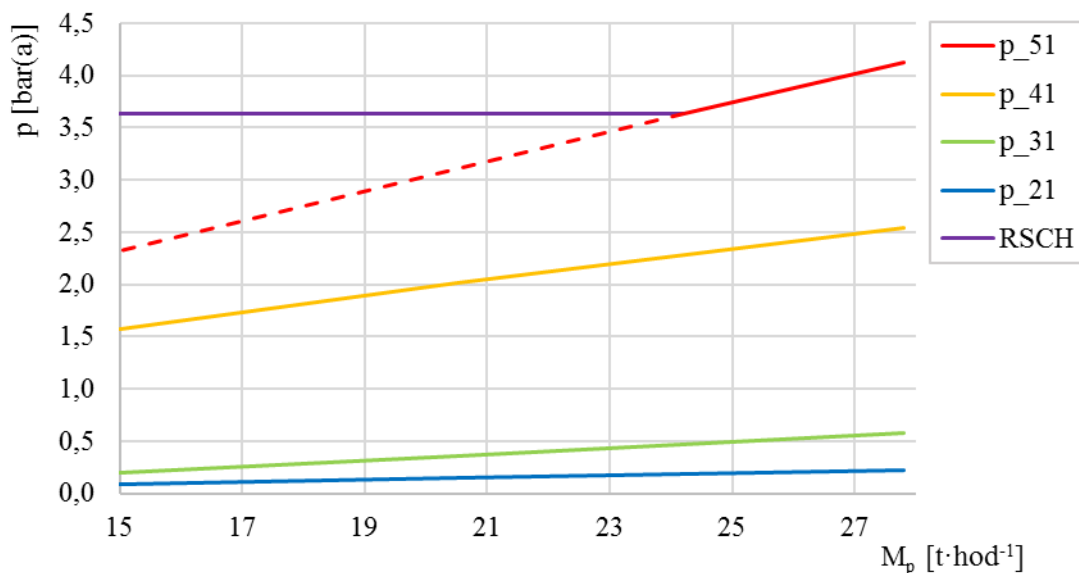
Obr. 4.4 Nízkotlaká regenerace tepla, jmenovitý výkon, topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$)

4.2 Provoz mimo výpočtové stavy

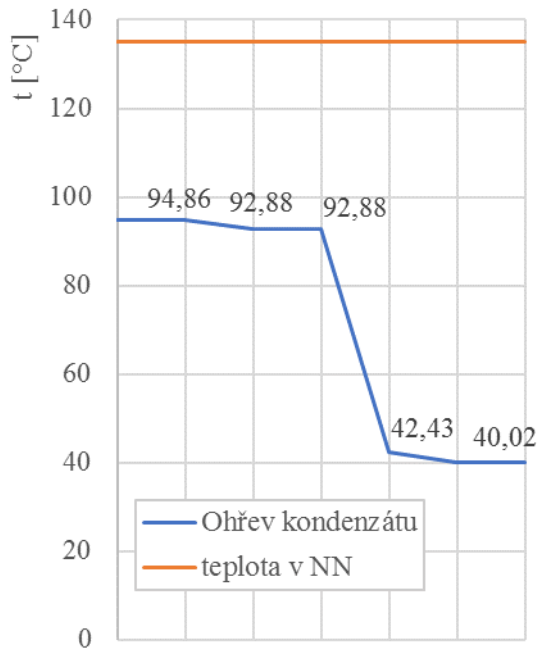
Parní turbína pracuje nejlépe při výpočtových stavech a jakýkoliv provoz mimo výpočtové stavy sebou nese určité důsledky. I přes to, že přetlakové lopatkování nevykazuje při nevýpočtových stavech zásadní změnu účinnosti, dochází v NERO k poklesu tlaků (obr. 4.5, 4.6), což má vliv na ohřátí kondenzátu v NTO (obr. 4.7, 4.8) a zhoršení účinnosti celého cyklu. Dále, z důvodu nedodržení požadované kvality páry v odběru 51 (poklesu tlaku pod 3,71 bar(a)), je pro odplynění využívána RSCH, čímž také dojde ke snížení účinnosti oběhu.



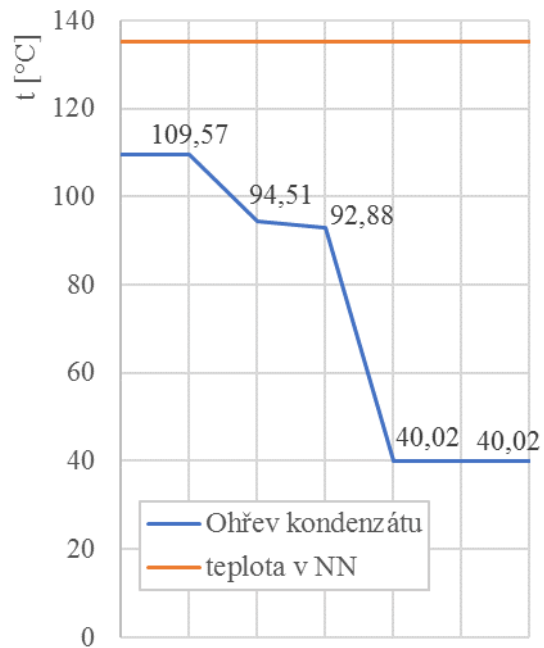
Obr. 4.5 Pokles tlaku v jednotlivých odběrech ($Q_{TV} = 0$ MW)



Obr. 4.6 pokles tlaku v jednotlivých odběrech ($Q_{TV} = 4,5$ MW)

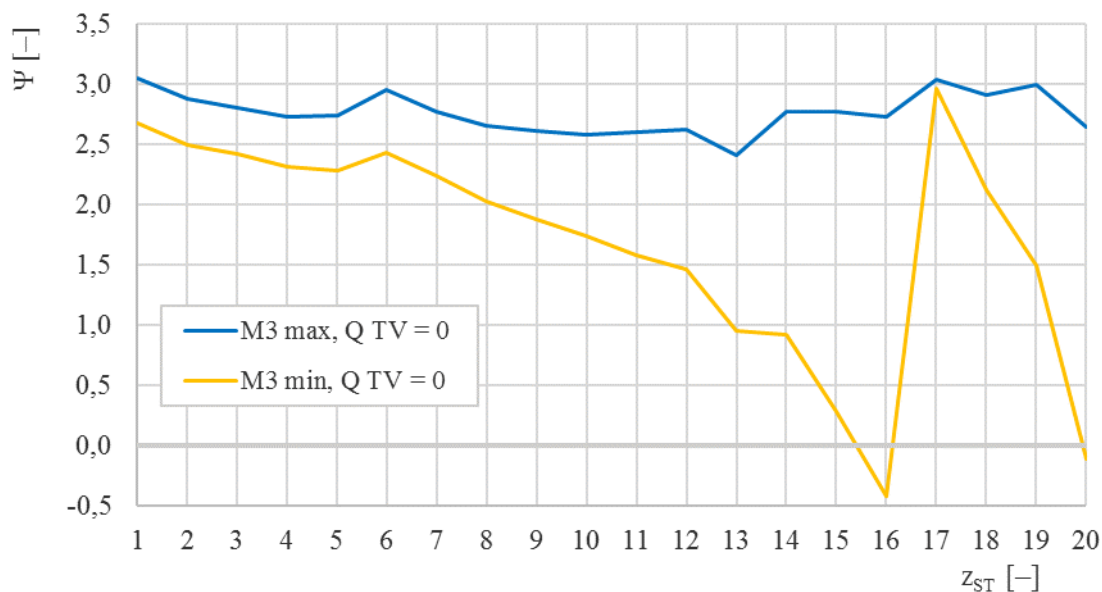


Obr. 4.7 Nízkotlaká regenerace tepla, minimální průtok páry, kondenzační režim

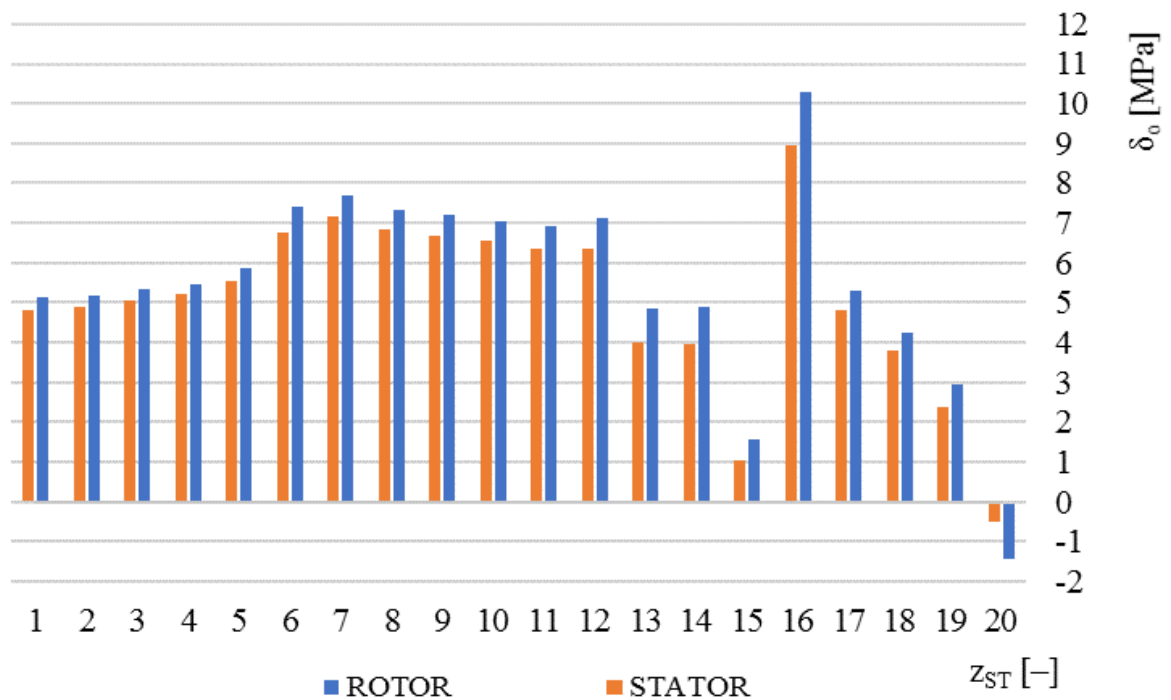


Obr. 4.8 Nízkotlaká regenerace tepla, minimální průtok páry, topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$)

Mechanické namáhání stupně přetlakové turbíny je úměrné výkonu stupně, a tedy průtoku páry. Nejvyšších hodnot je dosaženo při maximálním výkonu a pak klesá. Ovšem u posledních řad lopatek, kde se obvykle používají zakrucované lopatky může docházet ke změně reakce ve stupni, a tedy rozložení spádu na rotor a stator [10]. V blízkosti paty lopatky, kde je obvodová rychlost nižší, může docházet ke zpětnému proudění páry. Tyto jevy na posledním stupni lopatkování definují minimální průtok turbínou. Ve výpočtech bylo sledováno tlakové číslo a záporná hodnota namáhání ohybem na rotoru. Pokles tlakového čísla a namáhání ohybem při provozu s minimálním hmotnostním průtokem, v kondenzačním režimu, je znázorněno na obr. 4.9 a 4.10.



Obr. 4.9 Pokles tlakového čísla při provozu na minimální průtok – kondenzační režim



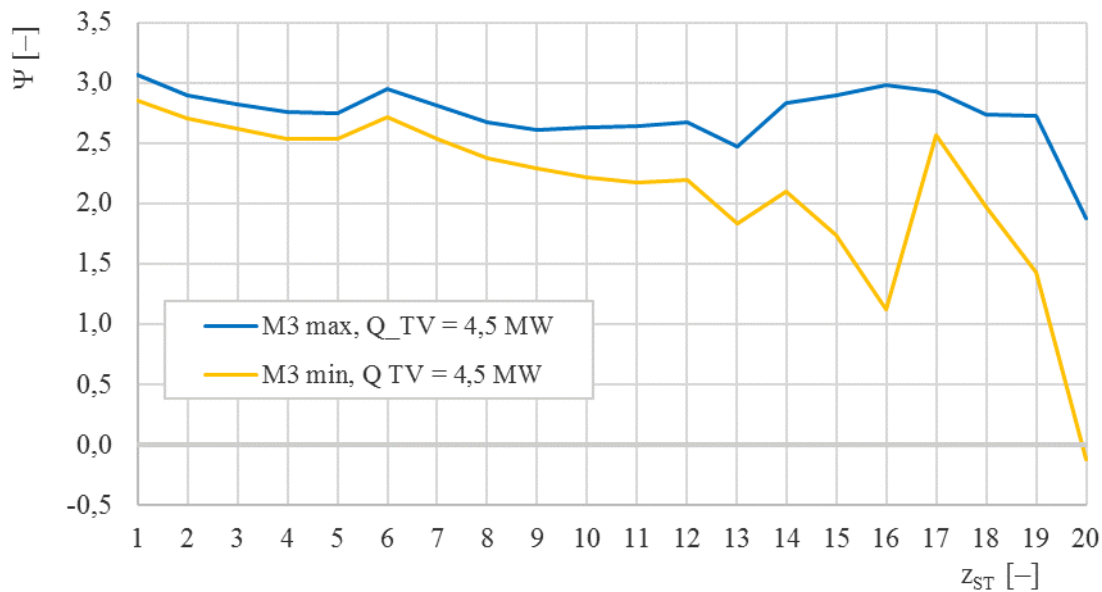
Obr. 4.10 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – kondenzační režim, minimální průtok

Parametry páry v jednotlivých odběrech pro minimální průtok – kondenzační režim jsou zaznamenány v tabulce 4.3.

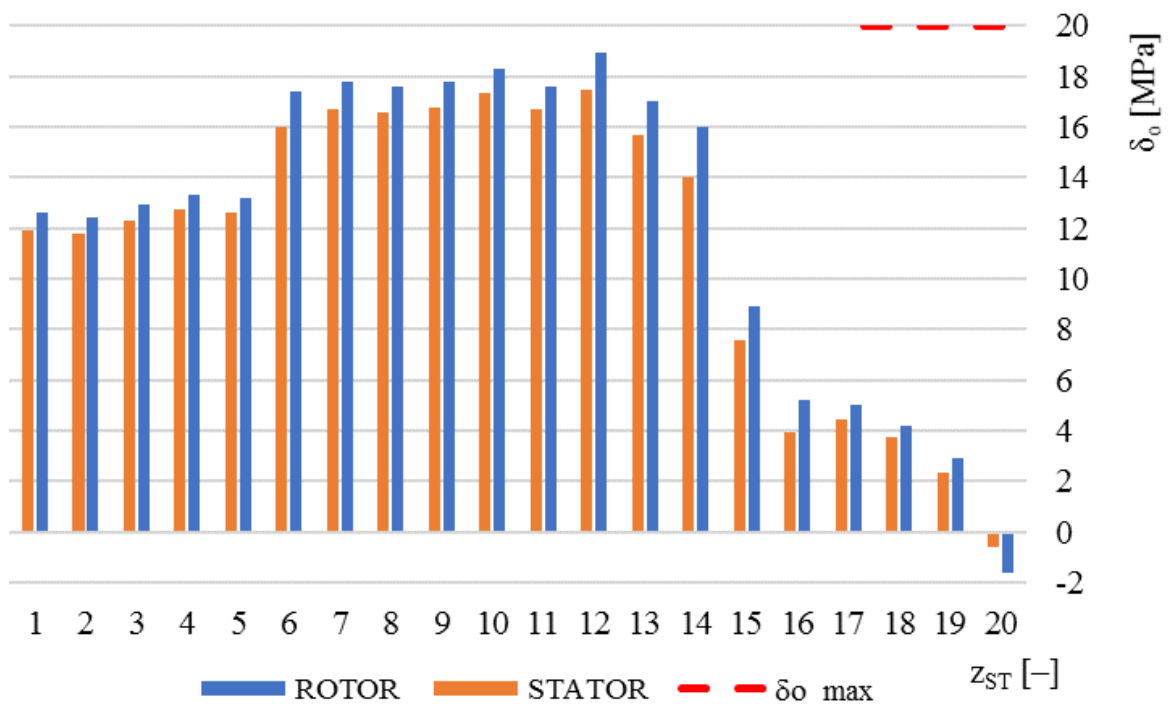
Tabulka 4.3 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – kondenzační režim, minimální průtok

Tlak [bar(a)]		Entalpie [kJ·kg ⁻¹]		Teplota [°C]		Hmotnostní průtok [t·hod ⁻¹]		
p _{3VH}	65,66	i _{3VH}	3378,5	t _{3VH}	484,3	M _{3VH} ^(K0)	6,50	
p ₅₁ ^(K0)	1,194	i ₅₁ ^(K0)	2741,0	t ₅₁ ^(K0)	133,0	M ₅₁ ^(K0)	0,00	
p ₄₁ ^(K0)	0,941	i ₄₁ ^(K0)	2702,7	t ₄₁ ^(K0)	112,8	M ₄₁ ^(K0)	0,02	
p ₃₁ ^(K0)	0,875	i ₃₁ ^(K0)	2697,4	t ₃₁ ^(K0)	110,1	M ₃₁ ^(K0)	0,60	
p _{RO} ^(K0)	0,221	i _{RO} ^(K0)	2697,9	t _{RO} ^(K0)	105,8	M _{RO} ^(K0)	5,88	
p ₂₁ ^(K0)	0,098	i ₂₁ ^(K0)	2580,8	t ₂₁ ^(K0)	45,3	M ₂₁ ^(K0)	0,03	
p _{k1} ^(K0)	0,075	i _{k1} ^(K0)	2541,9	t _{k1} ^(K0)	40,4	M _{k1} ^(K0)	5,91	
						a _T ^(K0)	[kJ·kg ⁻¹]	825,6
						P _e ^(K0)	[kW]	1378,5

Minimální průtok páry v topném režimu, při maximálním odběru byl stanovený obdobným způsobem jako pro kondenzační režim (obr. 4.11, 4.12). Na posledním stupni NT části turbíny, tedy před regulovaným odběrem, lze sledovat podobný pokles tlakového čísla jako u posledního stupně celkově. Parametry páry jednotlivých odběrech pro minimální průtok, topný režim ($Q_{TV} = 4,5$ MW) jsou zaznamenány v tabulce 4.3. Pokles tlakového čísla a namáhání ohybem při provozu s minimálním hmotnostním průtokem, v topném režimu ($Q_{TV} = 4,5$ MW), je znázorněno na obr. 4.11 a 4.12. Maximální rozdíl tlaků na regulační cloně je 0,663 bar, graficky znázorněno na obr. 4.13.



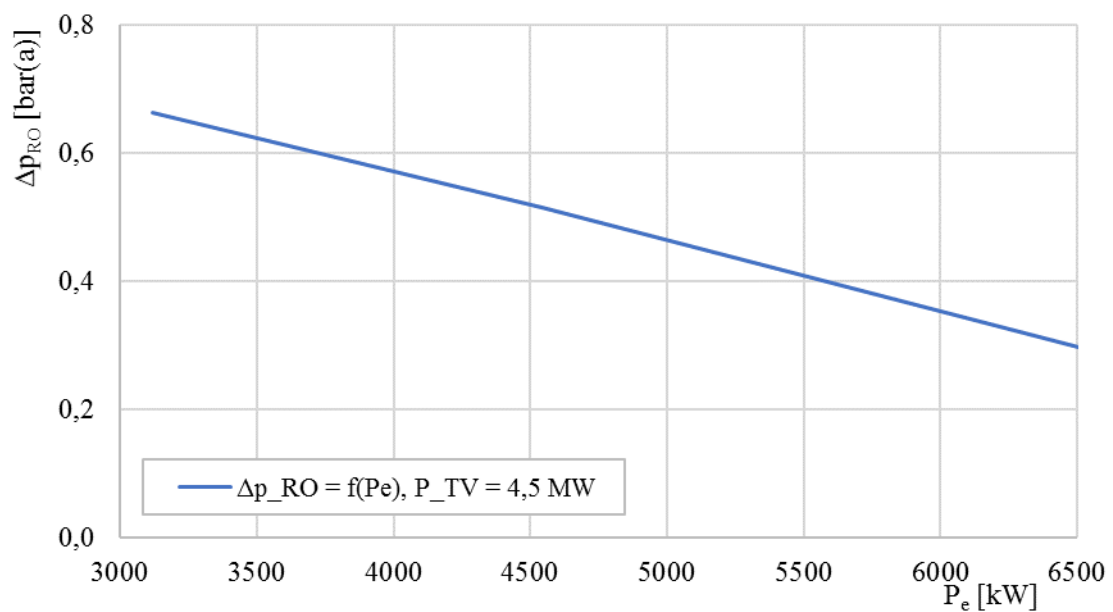
Obr. 4.11 Pokles tlakového čísla při provozu na minimální průtok topný režim ($Q_{TV} = 4,5$ MW)



Obr. 4.12 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – topný režim ($Q_{TV} = 4,5$ MW)

Tabulka 4.4 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – topný režim, $Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$, minimální průtok

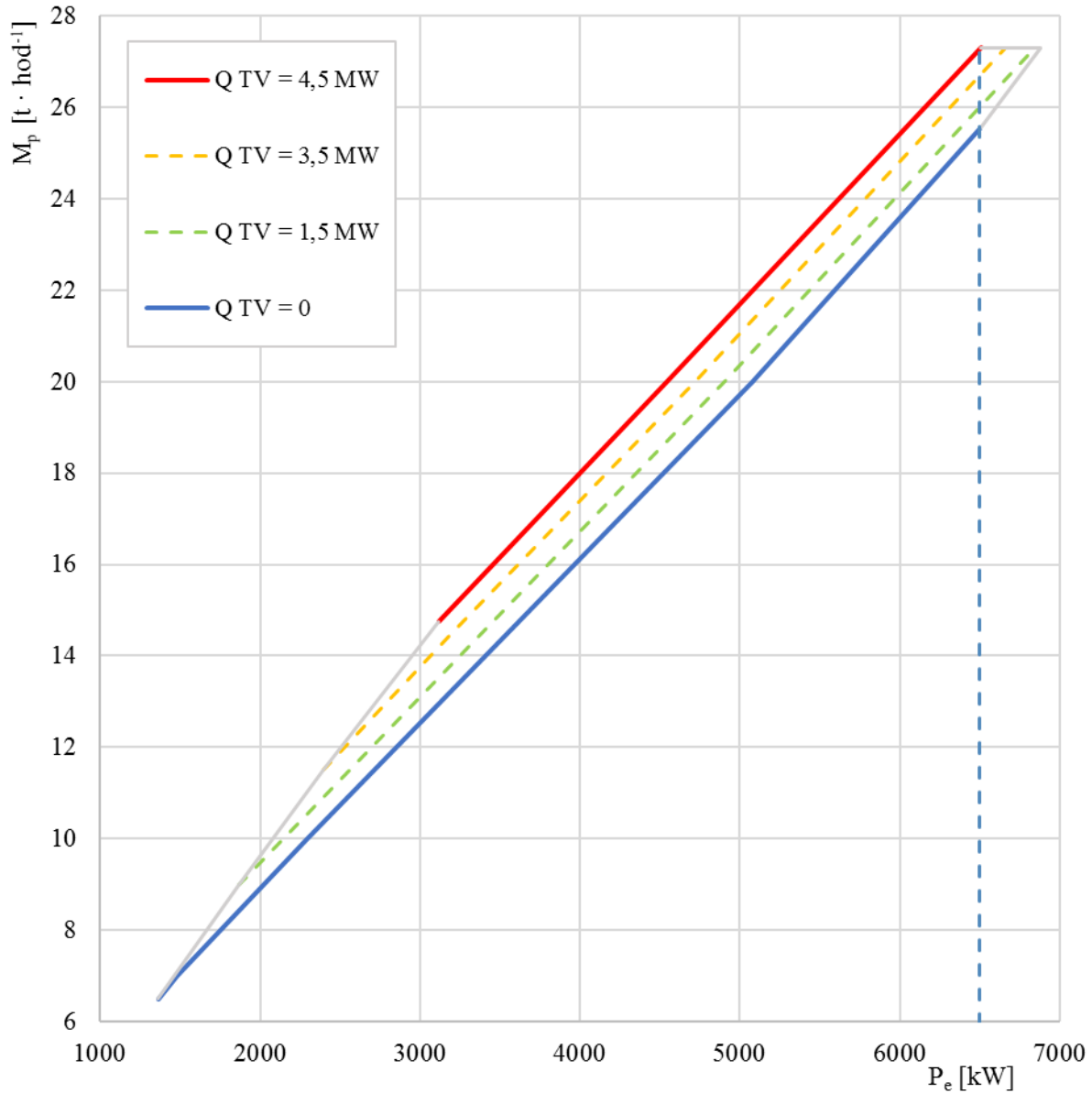
Tlak [bar(a)]		Entalpie [kJ·kg ⁻¹]		Teplota [°C]		Hmotnostní průtok [t·hod ⁻¹]		
p_{3VH}	65,66	i_{3VH}	3378,5	t_{3VH}	484,3	$M_{3VH}^{(T0)}$	14,75	
$p_{51}^{(T0)}$	2,364	$i_{51}^{(T0)}$	2759,8	$t_{51}^{(T0)}$	146,9	$M_{51}^{(T0)}$	0,00	
$p_{41}^{(T0)}$	1,593	$i_{41}^{(T0)}$	2692,8	$t_{41}^{(T0)}$	113,2	$M_{41}^{(T0)}$	0,44	
$p_{31}^{(T0)}$	0,875	$i_{31}^{(T0)}$	2600,1	$t_{31}^{(T0)}$	95,9	$M_{31}^{(T0)}$	8,40	
$p_{RO}^{(T0)}$	0,213	$i_{RO}^{(T0)}$	2600,1	$t_{RO}^{(T0)}$	61,4	$M_{RO}^{(T0)}$	5,91	
$p_{21}^{(T0)}$	0,096	$i_{21}^{(T0)}$	2494,2	$t_{21}^{(T0)}$	45,1	$M_{21}^{(T0)}$	0,03	
$p_{k1}^{(T0)}$	0,075	$i_{k1}^{(T0)}$	2461,3	$t_{k1}^{(T0)}$	40,4	$M_{k1}^{(T0)}$	5,98	
						$a_T^{(T0)}$	[kJ·kg ⁻¹]	831,4
						$P_e^{(T0)}$	[kW]	3116,3



Obr. 4.13 Tlakový rozdíl na regulační cloně při konstantním odběru – topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$, $90/70 \text{ °C}$)

4.3 Spotřební diagram

Na základně vypočtených hodnot pro jmenovitý výkon a minimální hmotnostní průtok turbínou byl sestaven spotřební diagram (obr. 4.14). Maximální výkon turbíny při částečném odběru do TV byl doložen jako maximální výkon NT a VT části, při kterém nejsou překročeny meze mechanického namáhání.



Obr. 4.14 Spotřební diagram, zimní režim provozu topného výměníku

ZÁVĚR

Byl proveden termodynamický návrh parní turbíny do biomasového bloku s topným výměníkem včetně tepelného schématu a provozní charakteristiky vybraných veličin navržené PT. Celý výpočet byl realizován pomocí MS Excel 2016 doplněný o elektronické parní tabulky X Steam Tables v 2.6 [8].

Tepelné schéma obsahuje tři NTO a kondenzát je kaskádován do kondenzátoru. Turbína je navržena s regulovaným odběrem, ke kterému je připojen topný výměník. Kondenzát z topného výměníku je přečerpáván do hlavního potrubí kondenzátu a do napájecí nádrže. Druhý NTO sdílí připojení k turbíně spolu s topným výměníkem přes regulovaný odběr, realizovaný clonou, a zbylé dva jsou připojeny k neregulovaným odběrům. Poslední odběr, čtvrtý, je použit pro termické odplynění v napájecí nádrži. Pro provoz mimo výpočtové stavy je realizovaná redukční chladicí stanice, která zajišťuje požadovanou kvalitu páry pro odplynění.

Návrh parní turbíny byl optimalizován pro kondenzační režim. Turbína je s rovnotlakým regulačním stupněm a celkem dvacet řad přetlakového lopatkování. Turbína je rychloběžná s otáčkami $8760 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Střední průměr posledního stupně je 597 mm. Délka oběžné lopatky posledního stupně je 222,7 mm a rozváděcí lopatky 205,5 mm. Termodynamický výpočet všech stupňů byl proveden na středním průměru lopatkování a s předpokladem proudění po válcových plochách. U stupňů, kde je poměr l/D větší než $1/7$, je potřeba výpočet zopakovat s předpokladem prostorového proudění, a proto výpočty stupňů, které nesplňují tuto podmínku, je nutno brát jako předběžné. Jmenovitý výkon turbíny (tedy svorkový výkon generátoru) je v kondenzačním i topném režimu 6,5 MW. Tomu odpovídá hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny v kondenzačním režimu $25,55 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$ a v topném $27,30 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$. Jmenovitý výkon topného výměníku je 4,5 MW.

Minimální hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny v kondenzačním režimu byl stanoven na $6,5 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$ při svorkovém výkonu generátoru 1,38 MW, tedy přibližně 21 % jmenovitého výkonu. Tomu odpovídá minimální průtok páry NT dílu turbíny $5,88 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$. Topný výměník lze provozovat v zimním (teplotní spád 90/70 °C) a letním režimu (teplotní spád 60/40 °C). Regulační clona udržuje tlak v odběru 0,875 bar(a). Tlak v odběru pro TV pracující v letním režimu by byl potřeba 0,225 bar(a), čemuž v návrhu odpovídají pouze dva stupně lopatkování. Proto nebyl z ekonomických důvodů (složitější konstrukce by neúměrně navýšila cenu turbíny) navržen druhý regulovaný odběr a provoz TV je v letním režimu realizován stejně jako v zimním režimu. Výpočet byl optimalizován pro provoz v zimním režimu. Při provozu s maximálním odběrem páry v regulovaném odběru (jmenovitý výkon topného výměníku) a minimálním průtokem páry NT částí turbíny, je průtok páry na vstupu do turbíny $14,75 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$ a svorkový výkon 3,12 MW. Zároveň dochází k maximálnímu rozdílu tlaků na regulační clonu 0,66 bar. Z těchto dat byl sestaven spotřební diagram turbíny, definující meze, ve kterých je možné takto navrženou turbínu provozovat.

Jako navázání na stávající výpočet je vhodné přepočítat stupně s nevyhovujícím poměrem (l/D) a předpokládat prostorové proudění v daných stupních. Dále výpočet labyrintových ucpávek, hmotnostní tok páry ucpávkami, osovou sílu v turbíně, návrh ložisek a skříně.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, *Transformační technologie*, 2006-11, [last updated 2019-04-21]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/06.html>.
- [3] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [4] FIEDLER, J. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopátkové stroje*. Vyd. 1., upr. Brno: CERM, 2003, 177 s. : il. ; 25 cm. ISBN 80-7204-297-1.
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory. [1], Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. : il. ; 25 cm. ISBN 80-7204-346-3.
- [7] Solving Cubic Equations. *1728 Software Systems* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.1728.org/cubic2.htm>
- [8] *Excel Engineering* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [9] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbína za změněných podmínek*. Praha: SNTL, 1973, 249 s. : il., tabulky.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Význam	
NERO	Neregulovaný odběr	
NT	Nízkotlaký díl turbíny	
NTO	Nízkotlaký ohřívák	
PT	Parní turbína	
RS	Regulační stupeň	
RSCH	Redukční chladicí stanice	
TG	Turbogenerátor	
TV	Topný výměník	
VT	Vysokotlaký díl turbíny	

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Měrná práce	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
a	Osová mezera mezi lopatkami	m
B	Šířka lopatky	m
c	Absolutní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
c	Délka tětiny profilu	m
D	Průměr	m
E_0	Celková využitelná energie na stupeň	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
f	Součinitel zpětného využití ztrát	–
F	Síla	N
h	Entalpický spád	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
i	Entalpie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
l	Délka	m
M	Hmotnostní průtok	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
M	Moment	$\text{N} \cdot \text{m}$
n	Otáčky	$\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$
p	Tlak	bar(a)
P	Výkon elektrický	W
Pa	Parsonsovo číslo	–
Q	Tepelný výkon	W
s	Entropie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
S	Rozteč mezi lopatkami	m
t	Teplota	$^{\circ}\text{C}$
u	Obvodová rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	Měrný objem	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
w	Relativní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
W	Moment odporu	cm^3

x	Vlhkost páry	–
z	Počet stupňů (nebo lopatek)	–
Z	Měrná ztráta	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
α	Úhel absolutní rychlosti páry	°
β	Úhel relativná rychlosti	°
γ	Úhel natočení lopatky v lopatkové mříži	°
δ	Nedohřev	°C
δ	Vůle	m
Δ	Rozdíl	dle užití
η	Termodynamická účinnost	–
κ	Součinitel využití kinetické energie výstupní rychlosti ze stupně	–
μ	Průtokový součinitel	–
ξ	Poměrná ztráta	–
ρ	Měrná hmotnost	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ	Stupeň reakce	–
σ	Mechanické namáhání	MPa
Σ	Suma	dle užití
φ	Rychlostní součinitel rozváděcí řady lopatek	–
ψ	Rychlostní součinitel oběžné řady lopatek	–
ψ	Tlakový součinitel	–
ω	Obvodová rychlost	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

Dolní index	Veličina	Příklad užití
0	Před rozváděcí řadou lopatek	c_0
1	Za rozváděcí řadou lopatek (před oběžnou řadou lopatek)	c_1
2	Za oběžnou řadou lopatek	c_2
a	V axiální směru	c_a
e	Elektrický	MW_e
G	Generátor	η_G
in	Vstupní	t_{in}
iz	Izoentropický	h_{iz}
K	Kondenzátor	t_K
M	Mechanický	η_M
NN	Napájecí nádrž	M_{NN}
o	ohyb	σ_o
out	Výstupní	t_{out}
p	Patní	D_p
RO	Regulovaná odběr	p^{RO}
s	Střední	D_s

š	Špička (lopatky)	ρ_s
t	Teletný	MW_t
t	tah	σ_t
u	Ve směru obvodové rychlosti	c_u
VH	Vstupní hrdlo turbíny	M_{VH}
W	Chladicí voda v kondenzátoru	t_w
Horní index	Veličina	Příklad užití
'	Předběžný výpočet	c'
Ia, ,Ib, II, III, IV, V	Označení průtočných kanálů turbíny	h^I
in	Vstupní	t_{in}
max	Maximální	M_{max}
min	Minimální	W_{min}
out	Výstupní	t_{out}
R	Rotor	I^R
S	Letní režim	t^S
S	Stator	I^S
SČ	Stupňová část	$\eta^{SČ}$
W	Zimní režim	t^W

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.1 Tepelné schéma
- Obr. 1.2 i-s diagram expanze páry v turbíně – předběžný návrh
- Obr. 1.3 Bilance turbíny
- Obr. 1.4 Bilance kondenzátoru
- Obr. 1.5 Bilance NTO 1
- Obr. 1.6 Bilance NTO 1
- Obr. 1.7 Bilance přečerpávání kondenzátu
- Obr. 1.8 Bilance NTO 3
- Obr. 1.9 Bilance napájecí nádrže
- Obr. 2.1 Diagram průběhu výpočtu
- Obr. 2.2 Předběžný návrh – meridiální řez turbínou (jednotková délka)
- Obr. 2.3 Rychlostní trojúhelníky – značení
- Obr. 2.4 Charakteristické rozměry profilu [5]
- Obr. 2.5 Náčrt průtočného kanálu
- Obr. 2.9 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně
- Obr. 2.10 Regulační stupeň
- Obr. 2.11 p-v čáry pro skupinu stupňů – kanál V
- Obr. 2.12 Expanzní čára skupiny stupňů
- Obr. 2.13 Náčrt průtočného kanálu
- Obr. 2.14 Rychlostní trojúhelník, řadový stupeň číslo 5.
- Obr. 2.15 Průběh expanze páry v turbíně
- Obr. 2.16 Termodynamická účinnost jednotlivých stupňů
- Obr. 3.1 Namáhání oběžných lopatek v tahu
- Obr. 3.2 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – kondenzační režim, jmenovitý výkon
- Obr. 3.3 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – topný režim, jmenovitý výkon
- Obr. 4.1 i-s diagram expanze páry v turbíně, jmenovitý výkon, kondenzační režim
- Obr. 4.2 i-s diagram expanze páry v turbíně, jmenovitý výkon, topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$, $90/70 \text{ }^\circ\text{C}$)
- Obr. 4.3 Nízkotlaká regenerace tepla, jmenovitý výkon, kondenzační režim
- Obr. 4.4 Nízkotlaká regenerace tepla, jmenovitý výkon, topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$)
- Obr. 4.5 Pokles tlaku v jednotlivých odběrech ($Q_{TV} = 0$)
- Obr. 4.6 Pokles tlaku v jednotlivých odběrech ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$)
- Obr. 4.7 Nízkotlaká regenerace tepla, minimální průtok páry, kondenzační režim
- Obr. 4.8 Nízkotlaká regenerace tepla, minimální průtok páry, topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$)
- Obr. 4.9 Pokles tlakového čísla při provozu na minimální průtok – kondenzační režim
- Obr. 4.10 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – kondenzační režim, minimální průtok
- Obr. 4.11 Pokles tlakového čísla při provozu na minimální průtok topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$)
- Obr. 4.12 Namáhání lopatek turbíny v ohybu – topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$)
- Obr. 4.13 Tlakový rozdíl na regulační cloně při konstantním odběru – topný režim ($Q_{TV} = 4,5 \text{ MW}$, $90/70 \text{ }^\circ\text{C}$)
- Obr. 4.14 Spotřební diagram, zimní režim provozu topného výměníku

SEZNAM TABULEK

- Tabulka 1.1 Zadané parametry tepelného schématu
Tabulka 1.2 Zvolené parametry kondenzátoru [3]
Tabulka 1.3 Parametry nízkotlaké regenerace – předběžný návrh [3]
Tabulka 1.4 Tlaková ztráta vstupního a výstupního hrdla turbíny [3]
Tabulka 1.5 Parametry páry v odběrech turbíny – předběžný návrh
Tabulka 1.6 Entalpie kondenzátu ohřívaného v NTO – předběžný návrh [3]
Tabulka 1.7 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – předběžný návrh
Tabulka 2.1 Parametry páry pro průtočný kanál V – předběžný návrh [3]
Tabulka 2.2 Předběžný návrh průtočného kanálu V – Parsonsova čísla
Tabulka 2.3 Předběžný návrh průtočného kanálu V – hlavní rozměry
Tabulka 2.6 Průtočný kanál IV – předběžný návrh
Tabulka 2.7 Průtočný kanál III – předběžný návrh
Tabulka 2.8 Průtočný kanál II – předběžný návrh
Tabulka 2.9 Průtočný kanál Ib – předběžný návrh
Tabulka 2.10 Průtočný kanál Ia – předběžný návrh
Tabulka 2.11 Předběžný návrh – výsledky
Tabulka 2.12 Předběžný návrh – výsledky
Tabulka 2.13 Celková délka lopatkování
Tabulka 2.14 Charakteristické rozměry profilů lopatkování – STATOR
Tabulka 2.15 Charakteristické rozměry profilů lopatkování – ROTOR
Tabulka 2.16 Výpočet regulačního stupně – parametry páry
Tabulka 2.17 Průtočný kanál V – detailní výpočet
Tabulka 2.18 Příklad iteračního výpočtu – entalpický spád na stupeň
Tabulka 2.19 Tabulka výpočtových hodnot stupňové části kanálu V
Tabulka 2.20 Řadový stupeň č. 5 – parametry páry a charakteristické rozměry
Tabulka 2.21 Řadový stupeň č. 5 – termodynamická účinnost
Tabulka 2.22 Výpočet stupňové části metodou (ca/u)
Tabulka 2.23 Kontrola přesnosti výpočtu metodou (ca/u)
Tabulka 2.24 Výpočet termodynamické účinnosti řadového stupně
Tabulka 2.25 Výpočet rychlostí proudění uvnitř řadového stupně
Tabulka 3.1 Parametry páry a charakteristické rozměry – stupeň 20
Tabulka 3.2 Hodnoty pro pevnostní výpočty řadového stupně – (jmenovitý výkon, kondenzační režim)
Tabulka 4.1 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – jmenovitý výkon, zimní režim
Tabulka 4.2 Parametry nízkotlaké regenerace – jmenovitý výkon
Tabulka 4.3 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – kondenzační režim, minimální průtok
Tabulka 4.4 Parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny – topný režim, QTV = 4,5 MW, minimální průtok

SEZNAM PŘÍLOH

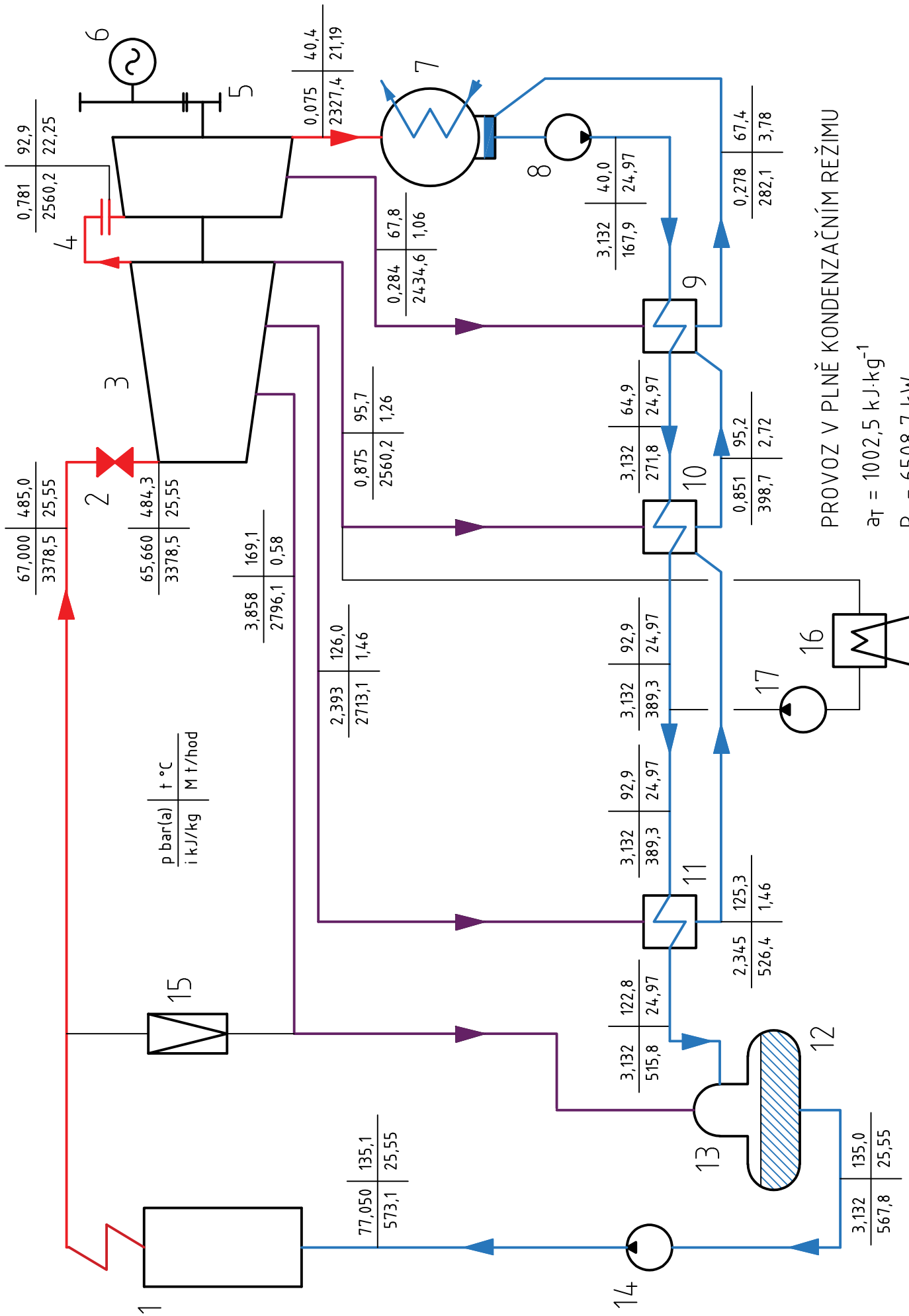
- 1 Tepelné schéma – provoz v kondenzačním režimu při jmenovitém výkonu a provoz v topném režimu při jmenovitém výkonu
- 2 Rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů

Příloha 1 – Tepelné schéma – provoz v kondenzačním režimu při jmenovitém výkonu a provoz v topném režimu při jmenovitém výkonu

Tabulka 1 – seznam zařízení v tepelném schématu

1	Kotel
2	Rychlozávěrný ventil
3	Turbína
4	Regulační clona
5	Převodovka
6	Generátor
7	Kondenzátor
8	Kondenzátní čerpadlo
9	Nízkotlaký ohřívák 1
10	Nízkotlaký ohřívák 2
11	Nízkotlaký ohřívák 3
12	Napájecí nádrž
13	Odplyňovací nástavba napájecí nádrže
14	Napájecí čerpadlo
15	Redukční chladicí stanice
16	Topný výměník
17	Kondenzátní čerpadlo topného výměníku

PŘÍLOHA 1.1



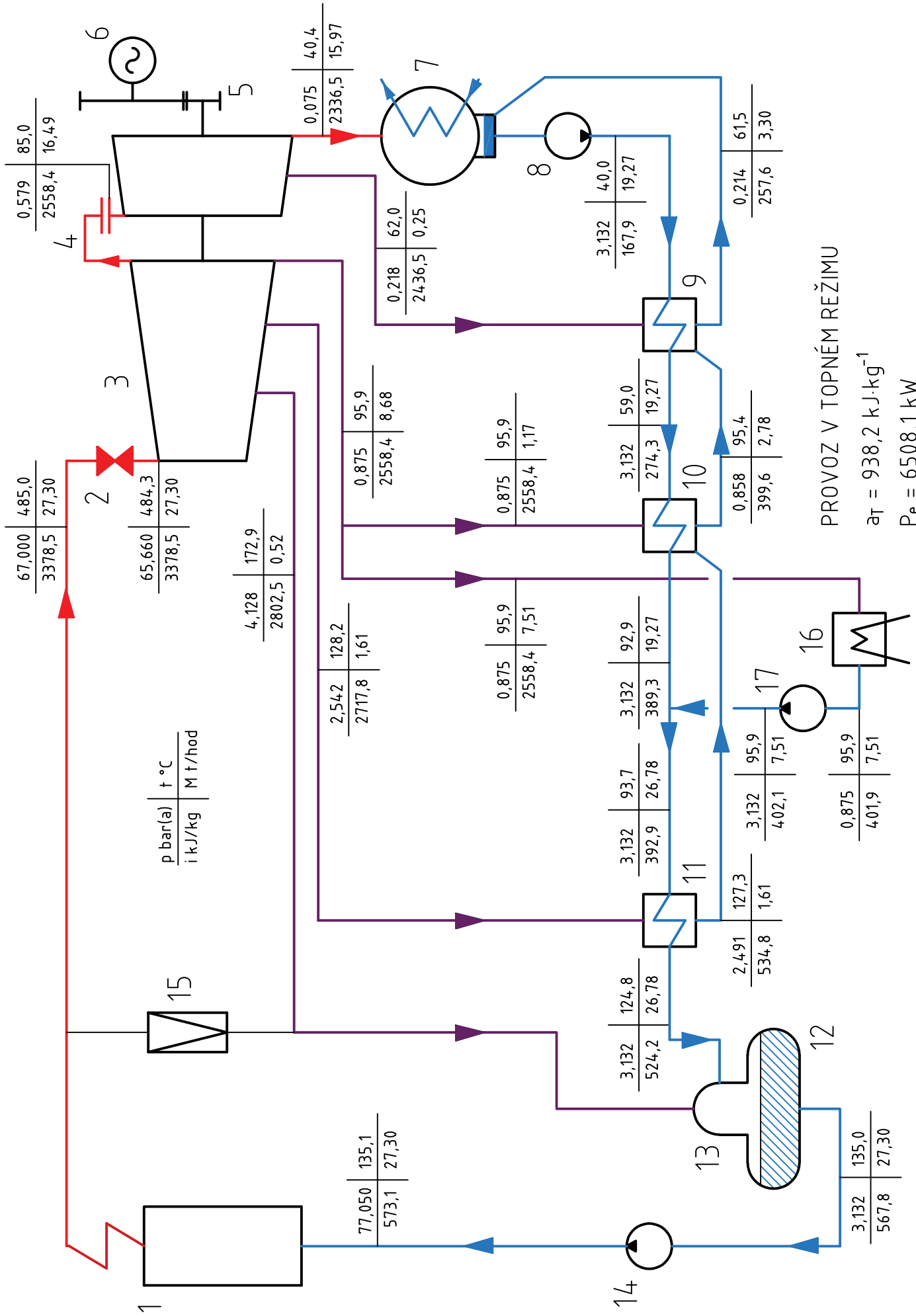
PROVOZ V PLNĚ KONDENZAČNÍM REŽIMU

$a_T = 1002,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

$P_e = 6508,7 \text{ kW}$

$Q_T = 0$

PŘÍLOHA 1.2



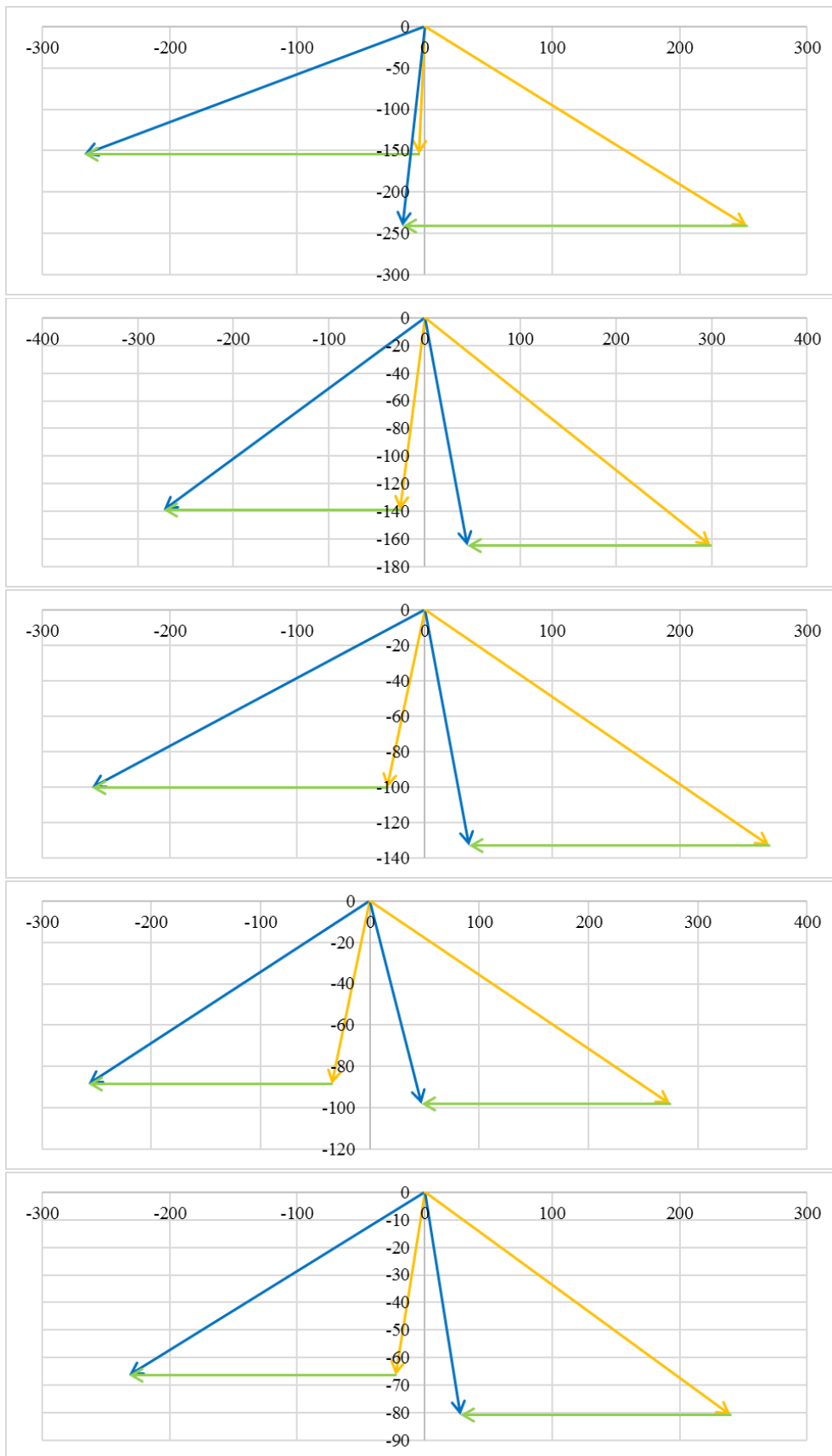
PROVOZ V TOPNÉM REŽIMU

$$a_T = 938,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

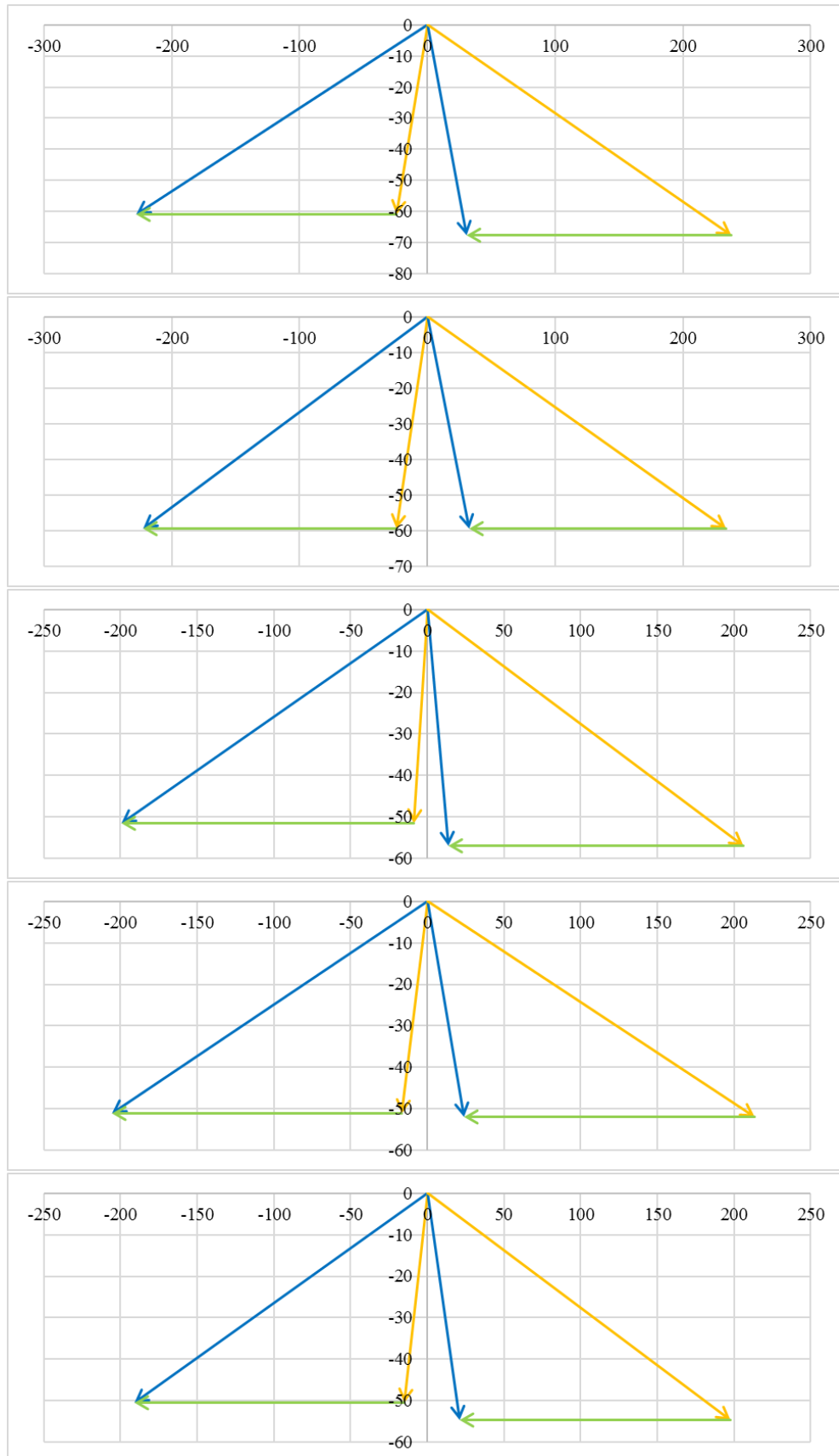
$$P_e = 6508,1 \text{ kW}$$

$$Q_T = 4500,0 \text{ kW}$$

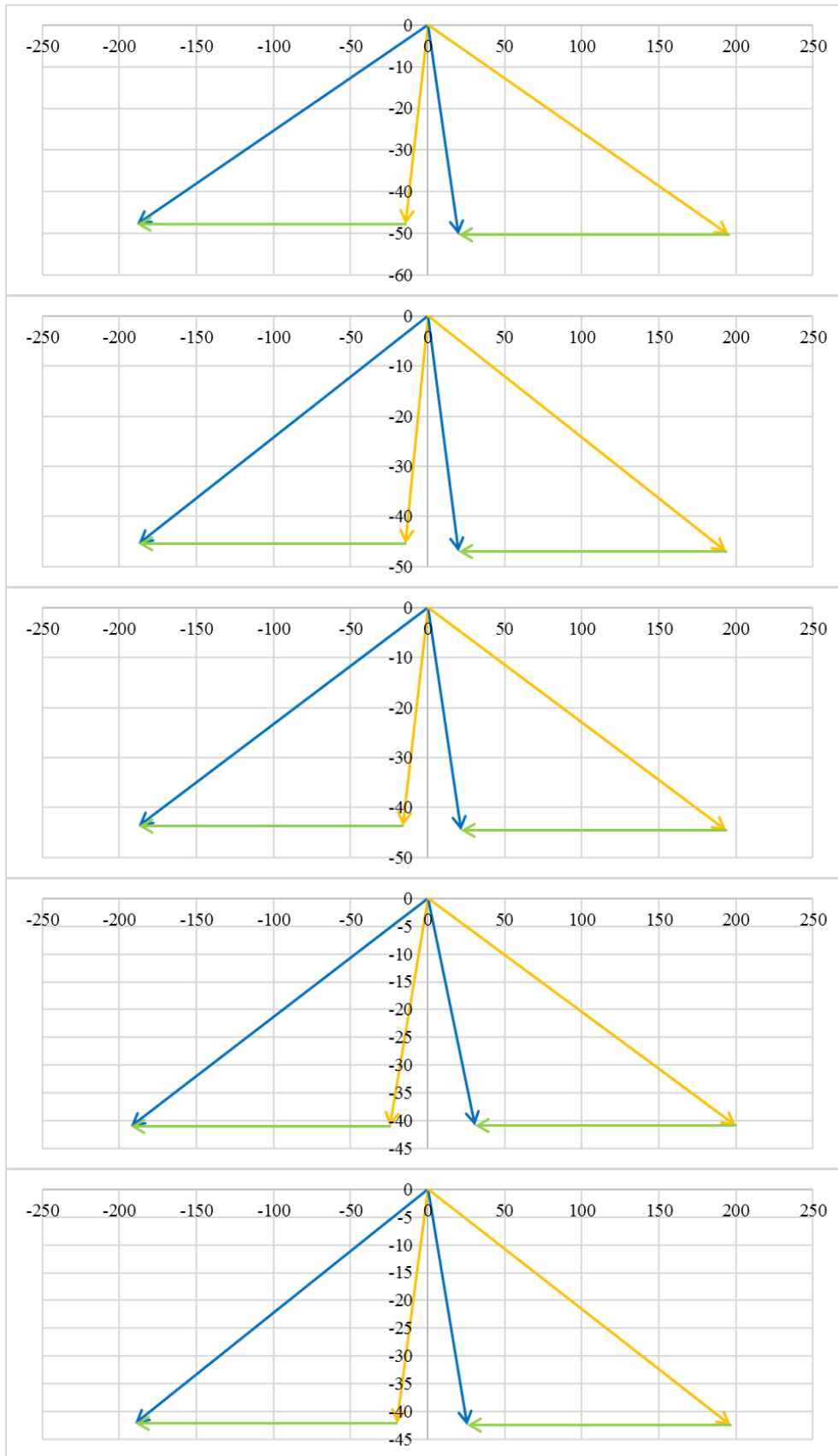
Příloha 2 – Rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů



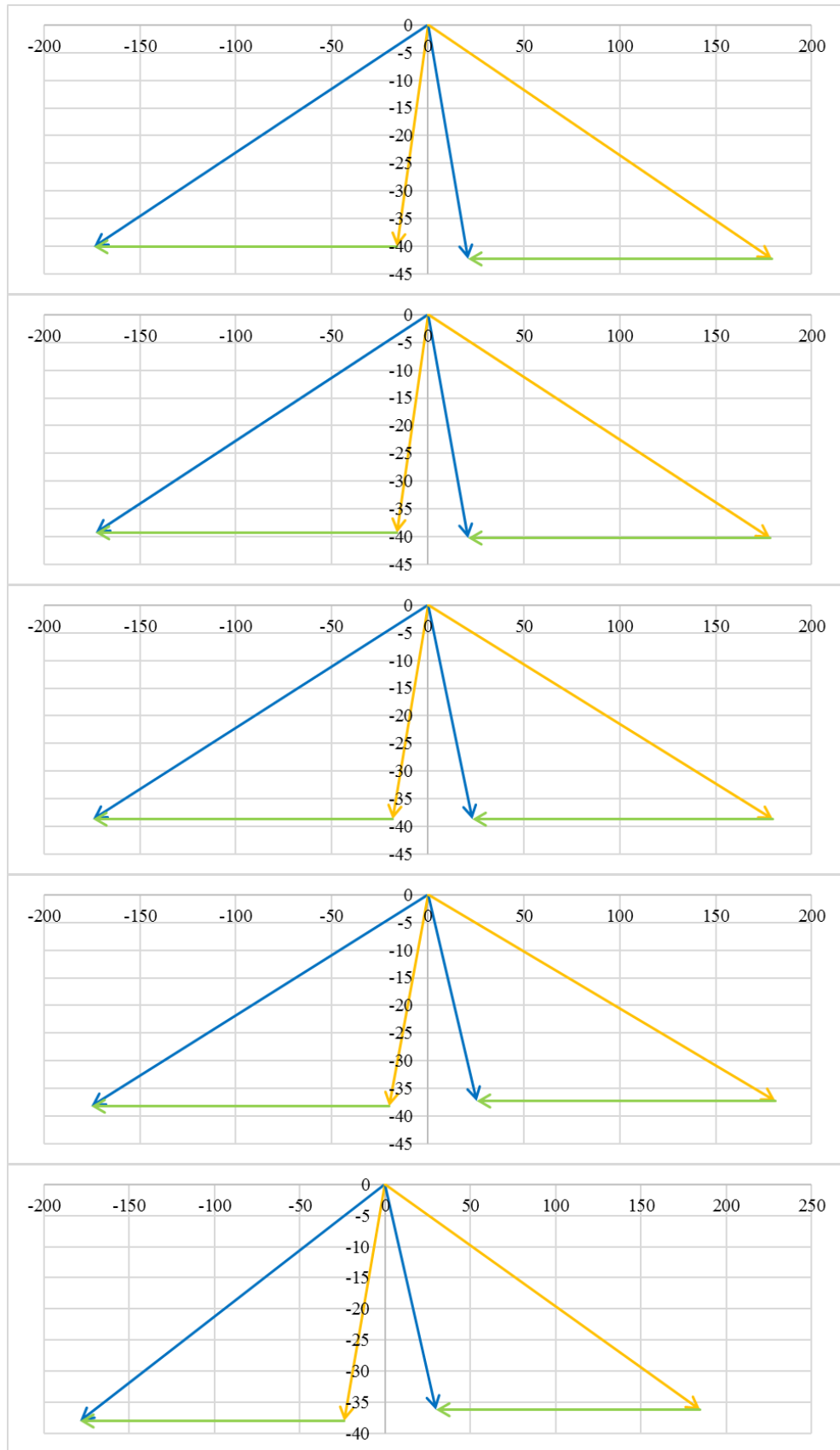
Obr. 2.1-5 Rychlostní trojúhelníky, (od shora) stupeň 20, 19, 18, 17,16



Obr. 2.6-10 Rychlostní trojúhelníky (od shora) stupeň 15, 14, 13, 12, 11



Obr. 2.11-15 Rychlostní trojúhelníky (od shora) stupeň 10, 9, 8, 7, 6



Obr. 2.16-20 Rychlostní trojúhelníky (od shora) stupeň 5, 4, 3, 2, 1