



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

RUŠIČ VAKUA PARNÍCH TURBÍN
STEAM TURBINE VACUUM BREAKER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Markéta Kalivodová

VEDOUČÍ PRÁCE
ADVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	Bc. Markéta Kalivodová
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
Akademický rok:	2019/20

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:

Rušič vakua parních turbín

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kondenzační parní turbíny musí bezpečně pracovat za různých provozních stavů. Zejména podtlaková část průtočného kanálu uvnitř skříně a výstupního hrdla parní turbíny je citlivá na nevýpočtové změny tlaku páry. Pro rušení vakua při některých provozních stavech slouží speciální armatury. Návrhem a výpočtem takové armatury pro předběžně navrženou parní turbínu se zabývá diplomová práce.

Cíle diplomové práce:

1. Předběžný termodynamický výpočet turbíny, bilanční schéma (HBD)
2. Předběžný výpočet regulačního stupně a stupňové části turbíny
3. Popis vakuového systému, funkce systému, popis jednotlivých zařízení a P&ID schéma
4. Návrh rušiče vakua, umístění a design armatury, výpočet objemu soustavy a výpočet času potřebného pro rušení vakua
5. Sběr a vyhodnocení dat ze staveb a optimalizace návrhu rušiče vakua na základě dat ze staveb

Seznam doporučené literatury:

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

ŠKORPÍK, J. Teorie lopatkových strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019, 310 s. ISBN 978-80-214-5783-6.

KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. 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 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

V této diplomové práci je proveden předběžný termodynamický výpočet turbíny. Dále je pro tuto turbínu navržen design a umístění rušiče vakua. Cílem práce je výpočet času potřebného ke zrušení vakua, tedy určení času, za který dojde k dosažení atmosférického tlaku uvnitř turbíny a přídatných zařízení. K ověření správnosti výpočtu a k jeho možnému vylepšení jsou využita data naměřená na reálných zakázkách.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína, termodynamický výpočet, vakuový systém turbíny, systém odsávání, rušič vakua, proudění

ABSTRACT

In this master's thesis, a preliminary thermodynamic calculation of the turbine is made. Then, the design and location of the vacuum breaker is devised for this turbine. The aim of the master's thesis is to calculate a time needed to break the vacuum, ie to determine how long it takes to reach the atmospheric pressure inside the turbine and add-on devices. To verify and improve the accuracy of the calculation there are data measured on real projects used.

KEYWORDS

Steam turbine, thermodynamic calculation, turbine vacuum system, suction system, vacuum breaker, flowing

KALIVODOVÁ, Markéta. *Rušič vakua parních turbín*. Brno, 2020, 81 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma „Rušič vakua parních turbín“ jsem vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autorka uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušila autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhla nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědoma následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Brno

.....

podpis autorky

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za cenné rady a odborné vedení práce, dále rovněž Ing. Pavlu Sedlákovi za ochotu, věnovaný čas a podnětné připomínky. Děkuji také své rodině za podporu během mého studia.

Obsah

Úvod	9
1 Bilanční schéma	10
1.1 Postup výpočtu	11
1.2 Vstupní parametry	12
1.3 Topný výměník 1	12
1.4 Předběžné stanovení celkového vnitřního výkonu	13
1.5 Kondenzátní čerpadlo	14
1.6 Napájecí čerpadlo	15
1.7 Napájecí nádrž	15
1.8 Nízkotlaký ohřívák	16
1.9 Topný výměník 2	18
1.10 Hmotnostní toky páry	20
1.11 Přehled výsledků	21
2 Předběžný návrh regulačního stupně	23
2.1 Postup výpočtu	23
2.2 Parametry páry na vstupu	23
2.3 Entropický spád regulačního stupně	24
2.4 Parciální ostřík	25
2.5 Předběžný výkon regulačního stupně	27
3 Předběžný výpočet stupňové části	29
3.1 Postup výpočtu	29
3.2 Tlakové poměry	29
3.3 Výpočet základních geometrických parametrů	30
3.4 Parametry páry	34
3.5 Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování	35
3.6 Vnitřní výkon a termodynamická účinnost stupňové části	37
3.7 Výsledky výpočtu pro ostatní stupňové části turbíny	38
3.8 Návrh průtočného kanálu	41
4 Vakuový systém turbíny	42
4.1 Funkce systému	42
4.1.1 Paroproudová vývěva s najížděcím paroproudovým ejektorem	42
4.1.2 Vodoproudová vývěva s vodoproudovým ejektorem	44
4.1.3 Vodokružná vývěva	44
4.2 Popis jednotlivých zařízení	46

4.2.1	Paroproudový ejektor	46
4.2.2	Paroproudová vývěva	46
4.2.3	Vodokružná vývěva	47
4.2.4	Vodoproudový ejektor	48
4.2.5	Čerpadlo hnací kapaliny	48
4.3	P&ID schéma	48
5	Rušič vakua	49
5.1	Návrh rušiče vakua	50
5.1.1	Umístění armatury	50
5.1.2	Design armatury	51
5.1.3	Postup výpočtu času potřebného ke zrušení vakua	52
5.1.4	Varianta A	53
5.1.5	Varianta B	57
5.1.6	Srovnání výsledků výpočtů s daty naměřenými na stavbě . . .	59
5.2	Výpočet času potřebného pro rušení vakua najížděcím ejektorem . . .	61
5.2.1	Varianta C	62
5.2.2	Varianta D	64
5.2.3	Varianta E	65
5.2.4	Varianta F	66
5.2.5	Srovnání výsledků výpočtů s daty naměřenými na stavbě . . .	67
5.3	Optimalizace návrhu rušiče vakua na základě dat ze staveb	70
6	Závěr	73
	Literatura	75
	Seznam symbolů, veličin a zkratk	78

Úvod

Kondenzační parní turbíny zastávají významnou roli ve výrobě elektřiny. Vzhledem k tomu, že elektřina je v dnešní době nepostradatelným zdrojem energie, je důležité, aby byl zajištěn bezpečný provoz při její výrobě. Rušič vakua je jedním z bezpečnostních prvků, který zajišťuje správný průběh odstavení turbíny. Odstavení turbíny je obvykle plánované, nicméně může dojít i k nečekanému, náhlému odstavení (např. výpadek páry při poruše kotle). Během normálního provozu je na posledních stupních turbíny a přídatných zařízeních (kondenzátor, ohříváky, potrubí) velmi nízký tlak. Při odstavení je nutné tento tlak zvýšit (vyrovnat s atmosférickým), aby nedošlo k poškození turbosoustrojí. K tomuto účelu slouží ventil - rušič vakua, který je v takovém případě otevřen a zajišťuje zavzdušnění zmíněných zařízení.

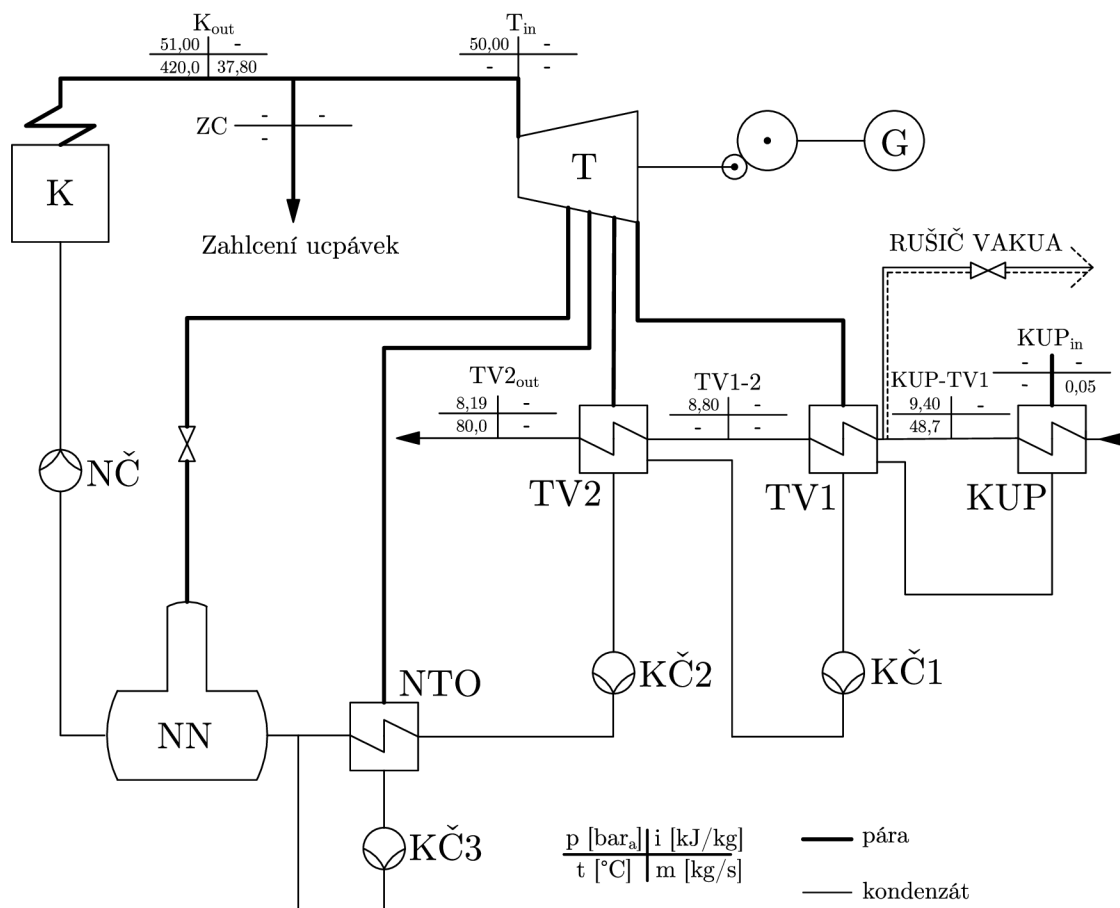
Zadání této diplomové práce bylo poskytnuto firmou Siemens Gas and Power, s.r.o., přičemž bylo řešeno pro konkrétní zakázku. Turbína, která byla použita jako modelová, se nachází na jihu Švédska, kde slouží primárně jako topný stroj.

Diplomová práce je členěna do pěti kapitol, kde v první je spočteno bilanční schéma, ve druhé je proveden předběžný návrh regulačního stupně a ve třetí předběžný výpočet stupňové části. Čtvrtá kapitola se zabývá teorií a popisem funkce vakuového systému turbíny. V rámci této kapitoly také bylo pro dané turbosoustrojí vytvořeno P&ID schéma vakuového systému a systémů na ně navazujících - turbína, odvodnění, nízkotlaký ohřívák a topné výměníky. V páté kapitole byl navržen rušič vakua, což je předmětem této diplomové práce. Cílem bylo navrhnout rušič vakua pro počítačovou turbínu tak, aby zavzdušnění turbíny a přídatných zařízení proběhlo v rámci několika minut, ne však příliš rychle. Bylo vypracováno několik variant výpočtu, aby na základě dat naměřených na stavbě bylo možné vybrat realitě nejlépe odpovídající variantu výpočtu. Všechny provedené varianty vycházejí ze znalostí o proudění plynů, potažmo vzduchu, přičemž v každé z variant je zahrnuto, že se nejedná o ideální proudění. Vliv toho, že proudění není ideální, je zohledněn např. zavedením průtokového součinitele nebo trvalé tlakové ztráty. Poslední část práce je věnována optimalizaci výpočtu na základě dat ze stavby. Počet naměřených dat byl však menší než očekávaný, což bylo způsobeno odložením najíždění některých zakázek v důsledku pandemie koronaviru. Z tohoto důvodu nebylo možné optimalizovaný výpočet prověřit na více zakázkách. Všechny výpočty byly prováděny v programu MS Excel.

Hlavním přínosem práce je vytvoření výpočtu, který je univerzálně použitelný pro různá turbosoustrojí na základě co nejmenšího počtu vstupních dat, přičemž je zajištěna relevance výsledků.

1 Bilanční schéma

Bilanční schéma je základním krokem ve výpočtu parní turbíny. Slouží k návrhu parametrů páry v různých místech tepelného oběhu. Mezi hlavní sledované parametry páry se řadí: tlak, entalpie, teplota a hmotnostní průtok páry nebo kondenzátu. Bilanční schéma se (v případě této práce) skládá z kotle, turbíny, dvou topných výměníků, nízkotlakého ohříváku, čerpadel kondenzátu, napájecí nádrže, napájecího čerpadla a kondenzátoru ucpávkové páry.



- K - kotel
- T - turbína
- G - generátor
- TV1, TV2 - topný výměník 1 a 2
- KČ1, KČ2, KČ3 - kondenzátní čerpadla 1, 2 a 3
- NTO - nízkotlaký ohřívák
- NN - napájecí nádrž
- NČ - napájecí čerpadlo
- KUP - kondenzátor ucpávkové páry

Obr. 1.1: Bilanční schéma, zadané parametry

Turbína má celkem tři odběry, které jsou neregulované. První odběr slouží pro odplynění v napájecí nádrži, druhý pro nízkotlakou regeneraci tepla v nízkotlakém ohříváku, třetí ústí do topného výměníku. V rámci tohoto tepelného celku se nikde nevyskytuje kondenzátor. Jedná se o topný stroj, proto je kondenzátor nahrazen

dvěma topnými výměníky (TV1, TV2). V těchto výměnících pára kondenzuje a předává tak teplo do oběhu topné vody. Kondenzátní čerpadla (KČ) zajišťují oběh kondenzátu. Nízkotlaký ohřívák (NTO) zajišťuje nízkotlakou regeneraci - kondenzát se ohřívá párou z odběru na teplotu požadovanou pro správný chod napájecí nádrže (NN). Voda je z napájecí nádrže čerpána napájecím čerpadlem (NČ).

Rušič vakua, který je předmětem této práce, nebude součástí výpočtu předběžného návrhu turbíny, protože při standardním provozování turbíny neprochází armaturou žádné médium. V bilančním schématu je naznačen pouze z důvodu zobrazení umístění.

Bilanční schéma se řeší pro různé podmínky provozu, ty se odvíjí například od probíhajícího ročního období. Toto bilanční schéma je řešeno pro nominální podmínky provozu.

1.1 Postup výpočtu

1. Nejdříve je nutné určit provozní parametry topného výměníku 1 (TV1). Tyto parametry je nutné odhadnout nebo jsou částečně zadané zákazníkem. Jsou stěžejní pro určení entalpického spádu turbíny, potažmo jejího předběžného výkonu.
2. Dalším krokem je výpočet přírůstku tlaku a entalpie v kondenzátních čerpadlech a napájecím čerpadle, aby bylo možné tyto přírůstky započítat později během výpočtu zařízení (topný výměník 2, nízkotlaký ohřívák a napájecí nádrž), které jsou těmito přírůstky ovlivněny.
3. Poté je třeba na základě teploty v odplynováku (zadaná zákazníkem) určit parametry páry v prvním odběru. Druhý odběr je spočten na základě volby teploty nedohřevu v nízkotlakém ohříváku. Analogicky je určen třetí odběr a parametry v topném výměníku 2.
4. Nakonec jsou spočteny hmotnostní toky médií, které procházejí jednotlivými zařízeními, za použití hmotnostní a energetické bilanční rovnice.

Všechna místa počítaná v bilančním schématu jsou vyobrazena na obrázku 1.6.

Pro určení parametrů páry jsou v této i v následujících kapitolách použity tabulky X-steam [1].

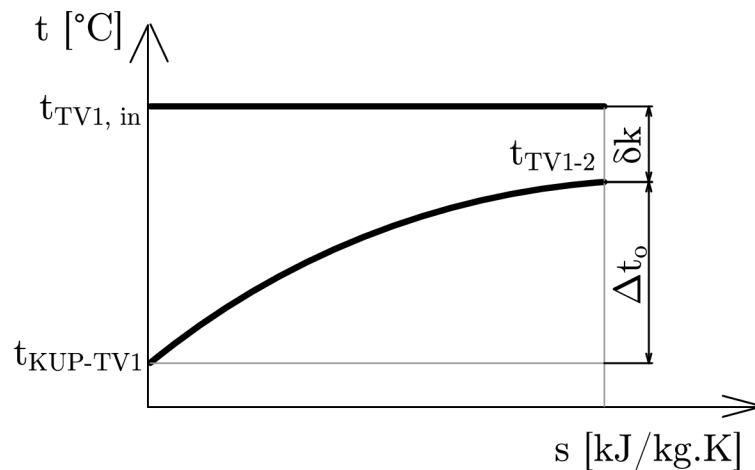
1.2 Vstupní parametry

Vstupní parametry viz obrázek 1.1 či tabulka 1.1 jsou zadané zákazníkem nebo určeny na základě konzultace s firmou Siemens [4].

Tab. 1.1: Parametry páry zadané zákazníkem

$p_{K,out}$	51	bar(a)
$t_{K,out}$	420	°C
$\dot{m}_{K,out}$	37,8	kg/s
\dot{m}_{ZC}	0,13	kg/s
$p_{T,in}$	50	bar(a)
$p_{TV2,out}$	8,19	bar(a)
$t_{TV2,out}$	80	°C
$t_{KUP-TV1}$	48,67	°C
$p_{KUP-TV1}$	9,4	bar(a)
$\dot{m}_{KUP-in2}$	0,05	kg/s

1.3 Topný výměník 1



Obr. 1.2: Kondenzace v TV1

Teplota chladicí vody na výstupu z TV1

$$t_{TV1-2} = t_{KUP-TV1} + \Delta t_o = 62^{\circ}\text{C} \quad (1.1)$$

$\Delta t_o = 13,33^{\circ}\text{C}$ Bylo zvoleno, že se chladicí voda v TV1 ohřeje o cca 13°C .

Teplota páry na vstupu do TV1

$$t_{TV1,in} = t_{TV1-2} + \delta_k = 64,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

$\delta_k = 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ Pro výpočet parametrů na výstupu z turbíny je třeba zvolit nedohřev v topném výměníku 1. Tento nedohřev by měl být volen na základě plochy výměníku - čím je tato plocha větší, tím je nedohřev menší. Standardně se volí mezi 2 až 5 $^\circ\text{C}$ [2].

Následující parametry jsou určeny pomocí tabulek pro suchost páry $x = 0$.

$$i_{TV1,in, iz} = 2\,239,2 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{TV1,in} = 6,719 \text{ kJ/kg.K}$$

$$p_{TV1,in} = 0,245 \text{ bar(a)}$$

1.4 Předběžné stanovení celkového vnitřního výkonu

Tento výpočet pro výkon je pouze předběžný, k jeho zpřesnění dojde později v kapitole č. 4.

Tlak na vstupu do regulačního stupně

$$p_0^{RS} = p_{T,in} \cdot z_{RZV} = 49,99 \text{ bar(a)} \quad (1.3)$$

$z_{RZV} = 0,03 \%$ Volba ztráty v rychlozávěrném ventilu, který se nachází před vstupem na regulační stupeň turbíny.

Izoentalpie na vstupu na regulační stupeň

$$i_0^{RS} = f(t_{T,in}; p_0^{RS}) = 3\,245,3 \text{ kJ/kg}$$

Izoentalpie na výstupu z turbíny

$$i_{T,out, iz} = i_{TV1,in, iz} = 2\,239,2 \text{ kJ/kg}$$

Izoentalpický spád na turbínu

$$H_{iz} = i_0^{RS} - i_{T,out, iz} = 1\,006,1 \text{ kJ/kg} \quad (1.4)$$

Skutečný spád na turbínu

$$H = H_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 865,3 \text{ kJ/kg} \quad (1.5)$$

$\eta_{tdi} = 86 \%$ Termodynamická účinnost turbíny je volena mezi 80 až 90 %.

Předběžný celkový vnitřní výkon

$$P_i = H \cdot \dot{m}_{K,out} = 9\,085,2 \text{ kW} \quad (1.6)$$

1.5 Kondenzátní čerpadlo

Přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle [2]

$$\Delta p_{K\check{C}} = p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{\check{C}K} + \Delta p_{KP} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod} \quad (1.7)$$

p_{NN} [MPa] Tlak v napájecí nádrži.

Dílčí tlakové ztráty

Δp_{NTO} [MPa] Tlakové ztráty v nízkotlakové části regeneračního systému.

$\Delta p_{\check{C}K}$ [MPa] Tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu.

Δp_{KP} [MPa] Tlaková ztráta v potrubí nízkotlakové regenerace.

Δp_{rh} [MPa] Tlaková ztráta zařízení pro regulaci hladiny v kondenzátoru.

Δp_{geod} [MPa] Rozdíl tlaku daný převýšením odplyňovače vůči čerpadlu.

Přírůstek entalpií v čerpadle [2]

$$\Delta i_\epsilon = \frac{\Delta p_\epsilon \cdot v_\epsilon}{\eta_\epsilon} \quad (1.8)$$

v_ϵ [m³/kg] Měrný objem vody v čerpadle.

η_ϵ [-] Účinnost čerpadla.

Přírůstek tlaku v jednotlivých čerpadlech:

$$\Delta p_{K\check{C}1} = 6,39 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{K\check{C}2} = 6,69 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{K\check{C}3} = 6,64 \text{ bar}$$

Přírůstek entalpií v jednotlivých čerpadlech:

$$\Delta i_{K\check{C}1} = 0,81 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta i_{K\check{C}2} = 0,86 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta i_{K\check{C}3} = 0,92 \text{ kJ/kg}$$

1.6 Napájecí čerpadlo

Stlačení v napájecím čerpadle [2]

$$\Delta p_{N\dot{C}} = p_{N\dot{C}} - p_{PP} \quad (1.9)$$

$$p_{N\dot{C}} = p_P + \Delta p_{PP} + \Delta p_k + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} + \Delta p_{geod} \quad (1.10)$$

p_P [MPa] Tlak páry před turbínou.

Dílčí tlakové ztráty:

Δp_{PP} [MPa] Tlakové ztráty v parním potrubí mezi kotlem a turbínou.

Δp_k [MPa] Tlakové ztráty na vodní straně kotle.

Δp_{np} [MPa] Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody.

Δp_{rn} [MPa] Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody.

Δp_{VTO} [MPa] Tlaková ztráta vysokotlakých ohříváků.

Přírůstek tlaku v napájecím čerpadle:

$$\Delta p_{N\dot{C}1} = 68,14 \text{ bar}$$

Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle:

$$\Delta i_{N\dot{C}1} = 9,11 \text{ kJ/kg}$$

1.7 Napájecí nádrž

Tlak v prvním neregulovaném odběru

$$p_{Od,1} = (\Delta p_z + p_{NN,out}) \cdot k_{od} = 7,44 \text{ bar(a)} \quad (1.11)$$

$\Delta p_z = 3,5 \text{ bar}$ Tlaková ztráta volena dle délky potrubí prvního odběru [2].

$p_{NN,out} = 2,7 \text{ bar}$ Tlak v napájecí nádrži, odečten z tabulek pro zvolenou
 $t_{NN,out}$ na mezi sytosti, $t_{NN,out} = 130^\circ\text{C}$.

$k_{od} = 1,2 \text{ bar}$ Koeficient volený mezi 1,2 až 1,3 dle [2].

Izoentropický spád mezi regulačním stupněm a prvním odběrem

$$H_{Odb1,iz} = i_0^{RS} - i_{Odb1,iz} = 465,2 \text{ kJ/kg} \quad (1.12)$$

$$i_{Odb1,iz} = f(p_{Od,1}; s_{TV1,in}) = 2780,1 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný spád mezi regulačním stupněm a prvním odběrem

$$H_{\text{Odb1}} = H_{\text{Odb1,iz}} \cdot \eta_{\text{tdi}} = 348,9 \text{ kJ/kg} \quad (1.13)$$

$\eta_{\text{tdi}} = 75\%$ Termodynamická účinnost této části expanze.

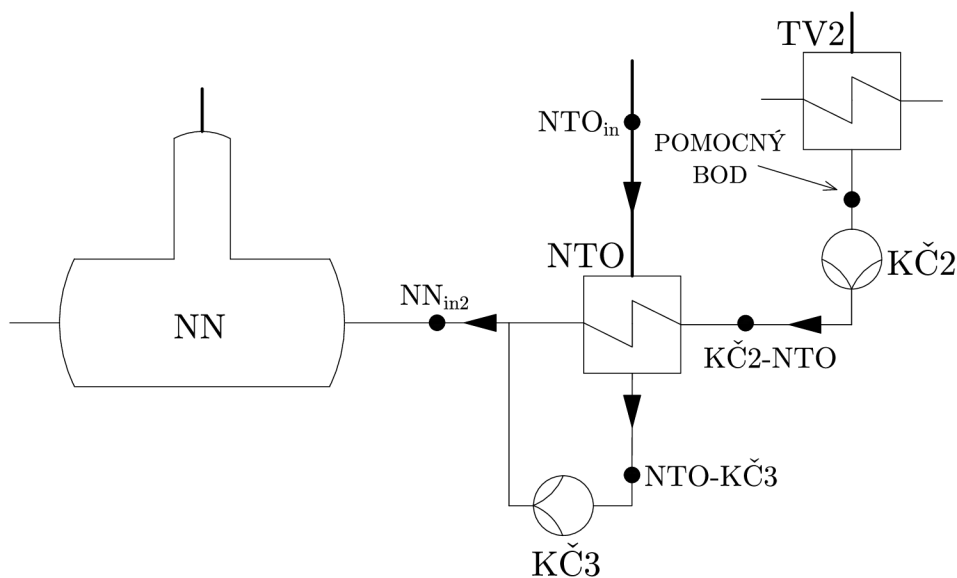
Entalpie v prvním odběru

$$i_{\text{Odb1}} = i_0^{\text{RS}} - H_{\text{Odb1}} = 2894,78 \text{ kJ/kg} \quad (1.14)$$

Entalpie vody v napájecí nádrži

$$i_{\text{NN,out}} = f(p_{\text{NN,out}}; x = 0) = 546,4 \text{ kJ/kg}$$

1.8 Nízkotlaký ohřívák



Obr. 1.3: Umístění NTO na schématu

Vzhledem k přítomnosti kondenzátního čerpadla 3 je nutné pro výpočet přidat pomocný bod viz obrázek 1.3. Parametry vody v tomto pomocném bodě jsou

$$p_{\text{POM}} = p_{\text{TV2,in}} = 0,572 \text{ bar(a)}$$

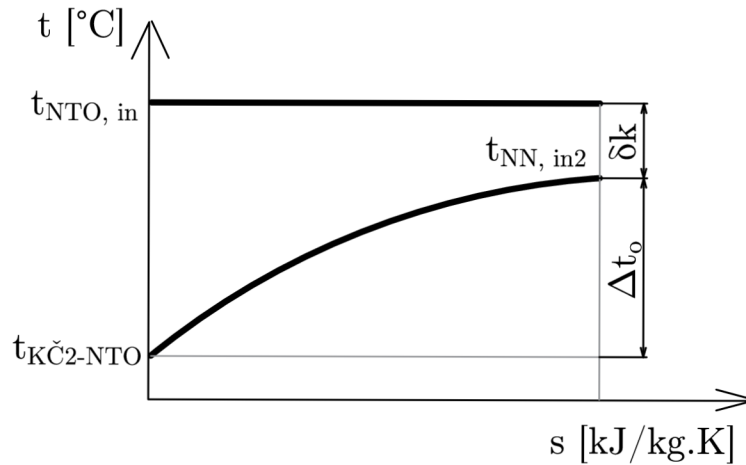
$$i_{\text{POM}} = f(p_{\text{POM}}; x = 0) = 345,44 \text{ kJ/kg}$$

Parametry vody v bodu KČ2-NTO

$$p_{KČ2-NTO} = p_{POM} + \Delta p_{KČ2} = 7,26 \text{ bar(a)} \quad (1.15)$$

$$i_{KČ2-NTO} = i_{POM} + \Delta i_{KČ2} = 345,45 \text{ kJ/kg} \quad (1.16)$$

$$t_{KČ2-NTO} = f(p_{KČ2-NTO}; i_{KČ2-NTO}) = 82,4^\circ\text{C}$$



Obr. 1.4: Ohřev v NTO

Teplota chladicí vody na výstupu z NTO

$$t_{NN, in2} = t_{KČ2-NTO} + \Delta t_o = 108^\circ\text{C} \quad (1.17)$$

$\Delta t_o = 25,63^\circ\text{C}$ Bylo zvoleno, že se chladicí voda v NTO ohřeje o $25,63^\circ\text{C}$.

Teplota páry na vstupu do NTO

$$t_{NTO, in} = t_{NN, in2} + \delta_k = 112^\circ\text{C} \quad (1.18)$$

$\delta_k = 4^\circ\text{C}$ Volí se dle stejných podmínek jak již bylo zmíněno v rovnici 1.2.

Součinitel pro tlakové ztráty [2]

$$\delta_{PL} = \frac{11 - j}{100} = 0,09 \quad (1.19)$$

$j = 2$ Pořadové číslo ohříváku počítané od topného výměníku (kondenzátoru).

Tlak páry ve druhém odběru [2]

$$p_{\text{Odb2}} = (1 + \delta_{\text{PL}}) \cdot p_{\text{Odb2}}^{\text{a}} = 1,67 \text{ bar(a)} \quad (1.20)$$

$$p_{\text{Odb2}}^{\text{a}} = 1,53 \text{ bar(a)} \quad \text{Tlak páry ve druhém odběru na mezi sytosti.}$$

Izoentropický spád mezi regulačním stupněm a druhým odběrem

$$H_{\text{Odb2,iz}} = i_0^{\text{RS}} - i_{\text{Odb2,iz}} = 728,56 \text{ kJ/kg} \quad (1.21)$$

$$i_{\text{Odb2,iz}} = 2516,7 \text{ kJ/kg} \quad \text{Izoentalpie páry ve druhém odběru odečtená z tabulek, } i_{\text{Odb2,iz}} = f(p_{\text{Odb2}}; s_{\text{T,in}}).$$

Skutečný spád mezi regulačním stupněm a druhým odběrem

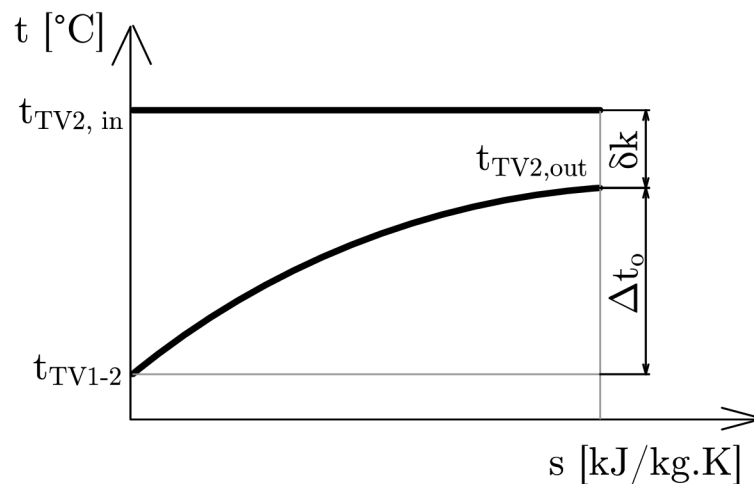
$$H_{\text{Odb2}} = H_{\text{Odb2,iz}} \cdot \eta_{\text{tdi}} = 633,85 \text{ kJ/kg} \quad (1.22)$$

$$\eta_{\text{tdi}} = 87\% \quad \text{Termodynamická účinnost této části expanze, zvoleno.}$$

Entalpie ve druhém odběru

$$i_{\text{Odb2}} = i_0^{\text{RS}} - H_{\text{Odb2}} = 2611,46 \text{ kJ/kg} \quad (1.23)$$

1.9 Topný výměník 2



Obr. 1.5: Ohřev v TV2

Teplota chladicí vody na výstupu z TV2

$$t_{\text{TV2,out}} = t_{\text{TV1-2}} + \Delta t_{\text{O}} = 80 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.24)$$

$\Delta t_{\text{O}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ Bylo zvoleno, že se chladicí voda v TV2 ohřeje o $18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Teplota páry na vstupu do TV2

$$t_{\text{TV2,in}} = t_{\text{TV2,out}} + \delta_{\text{k}} = 82,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.25)$$

$\delta_{\text{k}} = 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ Volí se dle stejných podmínek jak již bylo zmíněno v rovnici 1.2.

Součinitel pro tlakové ztráty [2]

$$\delta_{\text{PL}} = \frac{11 - j}{100} = 0,1 \quad (1.26)$$

$j = 1$ Pořadové číslo ohříváku počítané od topného výměníku (kondenzátoru).

Tlak páry ve třetím odběru [2]

$$p_{\text{Odb3}} = (1 + \delta_{\text{PL}}) \cdot p_{\text{Odb3}}^{\text{sat}} = 0,577 \text{ bar(a)} \quad (1.27)$$

$p_{\text{Odb3}}^{\text{sat}} = 0,524 \text{ bar(a)}$ Tlak páry ve třetím odběru na mezi sytosti.

Izoentropický spád mezi regulačním stupněm a třetím odběrem

$$H_{\text{Odb3,iz}} = i_0^{\text{RS}} - i_{\text{Odb3,iz}} = 889,56 \text{ kJ/kg} \quad (1.28)$$

$i_{\text{Odb3,iz}} = 2\,355,74 \text{ kJ/kg}$ Izoentalpie páry ve třetím odběru odečtená z tabulek, $i_{\text{Odb3,iz}} = f(p_{\text{Odb3,3}}; s_{\text{T,in}})$.

Skutečný spád mezi regulačním stupněm a druhým odběrem

$$H_{\text{Odb3}} = H_{\text{Odb3,iz}} \cdot \eta_{\text{tdi}} = 756,13 \text{ kJ/kg} \quad (1.29)$$

$\eta_{\text{tdi}} = 85 \%$ Termodynamická účinnost této části expanze, zvoleno.

Entalpie ve třetím odběru

$$i_{\text{Odb3}} = i_0^{\text{RS}} - H_{\text{Odb3}} = 2\,489,18 \text{ kJ/kg} \quad (1.30)$$

1.10 Hmotnostní toky páry

Hmotnostní toky páry jednotlivými zařízeními se dopočtou pomocí energetické a hmotnostní bilanční rovnice.

Napájecí nádrž

$$\dot{m}_{NN,out} = \dot{m}_{NN,in1} + \dot{m}_{NN,in2} \quad (1.31)$$

$$\dot{m}_{NN,out} \cdot i_{NN,out} = \dot{m}_{NN,in1} \cdot i_{NN,in1} + \dot{m}_{NN,in2} \cdot i_{NN,in2} \quad (1.32)$$

Turbína

$$\dot{m}_{T,in} = \dot{m}_{NN,in1} + \dot{m}_{NTO,in} + \dot{m}_{TV2,in} + \dot{m}_{TV1,in} \quad (1.33)$$

Topný výměník 1

$$\dot{m}_{TV1,in} = \dot{m}_{TV1-KČ1} + \dot{m}_{KUP,out} \quad (1.34)$$

$$\dot{m}_{TV1,in} \cdot i_{TV1,in} + \dot{m}_{TV1-KUP} \cdot i_{TV1-KUP} = \dot{m}_{TV1-KČ1} \cdot i_{TV1-KČ1} + \dot{m}_{TV1-2} \cdot i_{TV1-2} \quad (1.35)$$

Topný výměník 2

$$\dot{m}_{KČ2-NTO} = \dot{m}_{TV2,in} + \dot{m}_{KČ1-TV2} \quad (1.36)$$

$$\dot{m}_{TV2,out} \cdot i_{TV2,out} + \dot{m}_{KČ2-NTO} \cdot i_{KČ2-NTO} = \dot{m}_{TV2,in} \cdot i_{TV2,in} + \dot{m}_{TV1-2} \cdot i_{TV1-2} + \dot{m}_{TV1-KČ1} \cdot i_{TV1-KČ1} \quad (1.37)$$

Nízkotlaký ohřívák

$$\dot{m}_{NN,in2} = \dot{m}_{NTO,in} + \dot{m}_{KČ2-NTO} \quad (1.38)$$

$$\dot{m}_{NTO,in} \cdot i_{NTO,in} + \dot{m}_{KČ2-NTO} \cdot i_{KČ2-NTO} = \dot{m}_{NN,in2} \cdot i_{NN,in2} \quad (1.39)$$

Z výše uvedených rovnic byly sestaveny následující výsledné vztahy:

$$\dot{m}_{TV1-KČ1} = \frac{\dot{m}_{TV1-KUP} \cdot (i_{TV1-2} - i_{TV1-KUP}) - \dot{m}_{KUP,out} \cdot i_{TV1,in}}{i_{TV1,in} - i_{TV1-KČ1}} = 14,25 \text{ kg/s} \quad (1.40)$$

$$\dot{m}_{TV1,in} = \dot{m}_{TV1-KČ1} + \dot{m}_{KUP,in2} = 14,30 \text{ kg/s} \quad (1.41)$$

$$\dot{m}_{T,out} = \dot{m}_{TV1,in} \quad (1.42)$$

$$\dot{m}_{TV2,in} = \frac{\dot{m}_{TV1-2} \cdot (i_{TV2,out} - i_{TV1-2}) + \dot{m}_{TV1-KČ1} \cdot (i_{KČ2-NTO} - i_{TV1-KČ1})}{i_{TV2,in} - i_{KČ2-NTO}} = 19,72 \text{ kg/s} \quad (1.43)$$

$$\dot{m}_{KČ2-NTO} = \dot{m}_{TV1-KČ1} + \dot{m}_{TV2,in} = 33,97 \text{ kg/s} \quad (1.44)$$

$$\dot{m}_{NN,in2} = \frac{\dot{m}_{NN,out} \cdot (i_{NN,out} - i_{NN,in1})}{i_{NN,in2} - i_{NN,in1}} = 36,35 \text{ kg/s} \quad (1.45)$$

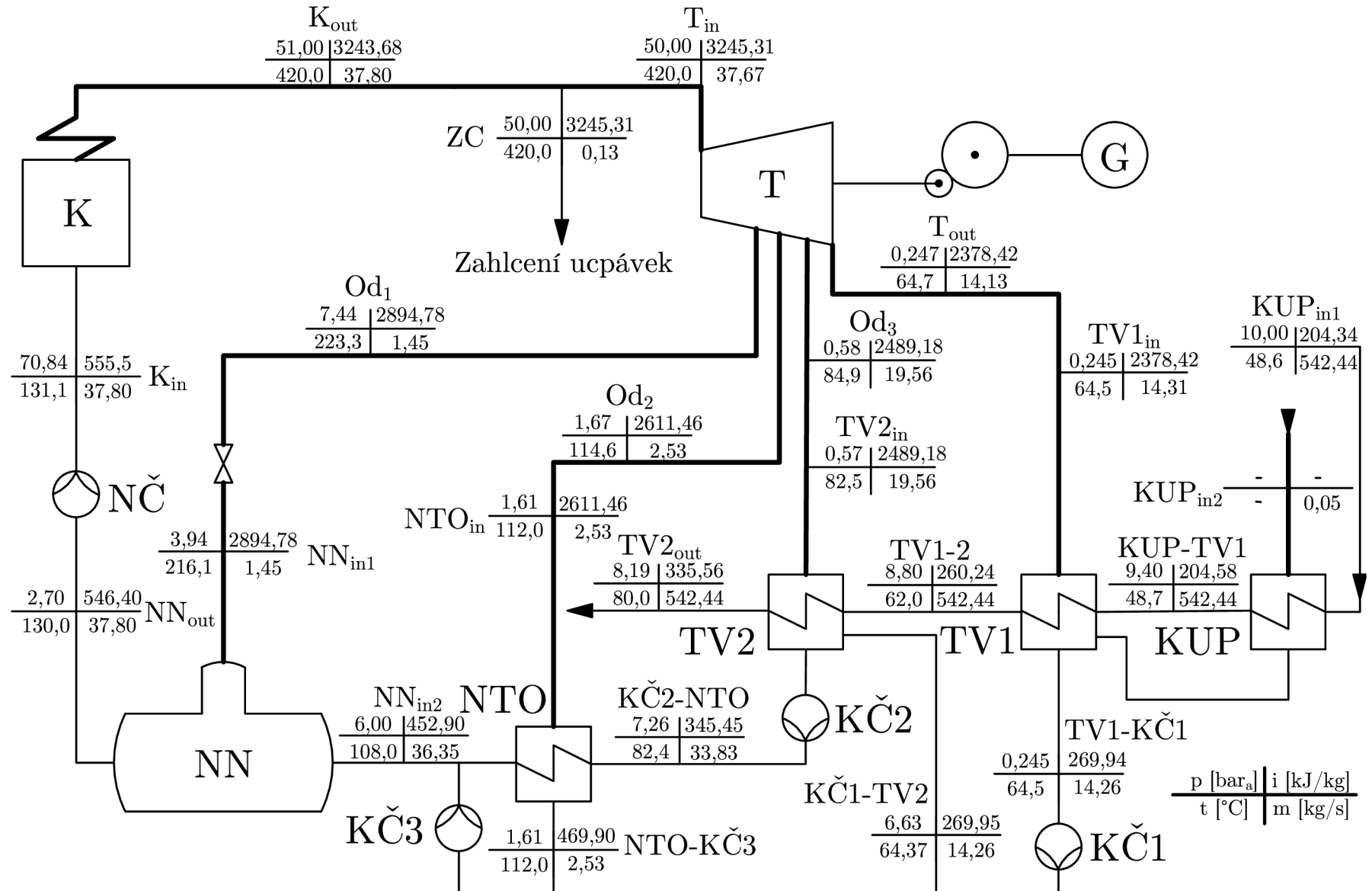
$$\dot{m}_{NTO,in} = \dot{m}_{NN,in2} - \dot{m}_{KČ2-NTO} = 2,38 \text{ kg/s} \quad (1.46)$$

$$\dot{m}_{NN,in1} = \dot{m}_{NN,out} - \dot{m}_{NN,in2} = 1,45 \text{ kg/s} \quad (1.47)$$

1.11 Přehled výsledků

Přehled výsledků je zapracován do bilančního schématu, které se nachází na další straně.

Obr. 1.6: Bilanční schéma



2 Předběžný návrh regulačního stupně

Regulační stupeň je zařazen jako první stupeň parní turbíny. Slouží k regulaci toku páry pomocí parciálního ostříku.

Může být buď v provedení A-kolo, nebo dvouvěncový Curtisův stupeň. Tento stupeň zpravidla zpracovává větší tepelný spád než ostatní stupně. Na zpracování velkého spádu je vhodné volit dvouvěncový Curtisův stupeň, nicméně za cenu snížení účinnosti stupně. Z tohoto důvodu je volen regulační stupeň v provedení A-kolo.

2.1 Postup výpočtu

Tímto výpočtem jsou stanoveny základní parametry regulačního stupně. Výpočet vychází z [3].

1. Nejdříve je nutné stanovit skutečný tlak páry na vstupu do regulačního stupně. Toho se dosáhne pomocí určení tlakových ztrát v rychlozávěrném ventilu, kterým musí pára projít, než se dostane na regulační stupeň.
2. Poté je zvolen rychlostní poměr u/c_{iz} . Na základě tohoto poměru je určen izotropický spád, který regulační stupeň zpracovává. V rámci předběžného výpočtu se standardně zavádí předpoklad rovnotlakého lopatkování bez stupně reakce, nicméně v praxi se čistě akční stupeň nepoužívá. Z tohoto důvodu je volen stupeň reakce, který zajišťuje drobný tlakový spád, a tím lepší obtékání oběžných lopatek.
3. Dále je spočtena délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku a poté skutečná délka lopatky při parciálním ostříku.
4. Posledním krokem je spočtení ztrát a výpočet vnitřního výkonu regulačního stupně.

2.2 Parametry páry na vstupu

Tlak na vstupu do regulačního stupně

$$p_0^{RS} = p_{T,in} \cdot (1 - z_{RZV}) = 49,99 \text{ bar(a)} \quad (2.1)$$

$z_{RZV} = 0,03 \%$ Ztráty v rychlozávěrném ventilu.

Další parametry

$$t_0^{RS} = t_{T,in} = 420 \text{ °C}$$

$$i_0^{RS} = f(p_0^{RS}; t_{T,in}) = 3245,33 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0^{RS} = f(p_0^{RS}; i_0^{RS}) = 6,72 \text{ kJ/kg.K}$$

2.3 Entropický spád regulačního stupně

Obvodová rychlost na středním průměru

$$u_{iz}^{RS} = \pi \cdot D \cdot n = 204,99 \text{ m/s} \quad (2.2)$$

$D = 0,87 \text{ m}$ Střední průměr lopatkování regulačního stupně.
 $n = 4\,500 \text{ min}^{-1}$ Otáčky turbíny.

Teoretická izentropická rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_{1,iz}^{RS} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = 512,47 \text{ m/s} \quad (2.3)$$

$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,40$ Zvolený rychlostní poměr.

Izentropický spád zpracovaný regulačním stupněm

$$H_{iz}^{RS} = \frac{c_{iz}^2}{2} = 131,31 \text{ kJ/kg} \quad (2.4)$$

Izoentalpie za regulačním stupněm

$$i_{2,iz}^{RS} = i_0^{RS} - H_{iz}^{RS} = 3\,114,02 \text{ kJ/kg} \quad (2.5)$$

Tlak páry za regulačním stupněm

$$p_2^{RS} = f(i_{2,iz}^{RS}; s_0^{RS}) = 31,56 \text{ bar(a)}$$

Kritický tlak

$$p_{\text{krit}} = 0,546 \cdot p_0^{RS} = 27,29 \text{ bar(a)} \quad (2.6)$$

Pokud je $p_2^{RS} \geq p_{\text{krit}}$, tvar dýzy bude nerozšiřující [3].

Izentropický spád na rotor

$$H_{iz}^R = H_{iz}^{RS} \cdot \rho = 6,57 \text{ kJ/kg} \quad (2.7)$$

$\rho = 0,05$ Zvolený stupeň reakce.

Izentropický spád na stator

$$H_{iz}^S = H_{iz}^{RS} - H_{iz}^R = 124,75 \text{ kJ/kg} \quad (2.8)$$

Ztráta v rotoru

$$z_{iz}^R = (1 - \psi^2) \cdot H_{iz}^R = 0,64 \text{ kJ/kg} \quad (2.9)$$

$\psi = 0,95$ Zvolený rychlostní součinitel.

Ztráta ve statoru (v dýze)

$$z_{iz}^S = (1 - \phi^2) \cdot H_{iz}^S = 12,16 \text{ kJ/kg} \quad (2.10)$$

$\phi = 0,95$ Zvolený rychlostní součinitel.

Izoentalpie za dýzou (bod 1, iz v obrázku 2.3)

$$i_{1,iz}^{RS} = i_0^{RS} - H_{iz}^S = 3\,120,58 \text{ kJ/kg} \quad (2.11)$$

Entalpie za dýzou (bod 1 v obrázku 2.3)

$$i_1^{RS} = i_{1,iz}^{RS} + z_{iz}^S = 3\,132,75 \text{ kJ/kg} \quad (2.12)$$

Tlak páry za dýzou

$$p_1^{RS} = f(i_{1,iz}^{RS}; s_0^{RS}) = 32,33 \text{ bar(a)}$$

Měrný objem páry za dýzou

$$v_1^{RS} = f(i_1^{RS}; p_1^{RS}) = 0,085 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Entalpie za regulačním stupněm (bod 2 v obrázku 2.3)

$$i_2^{RS} = i_{2,iz}^{RS} + z_{iz}^S + z_{iz}^{RS} = 3\,126,82 \text{ kJ/kg} \quad (2.13)$$

Měrný objem páry za regulačním stupněm

$$v_2^{RS} = f(i_2^{RS}; p_2^{RS}) = 0,087 \text{ m}^3/\text{kg}$$

2.4 Parciální ostřík

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky (dýzy) při totálním ostříku

$$l_{ot} = \frac{\dot{m}_{T,in} \cdot v_1^{RS}}{\pi \cdot D \cdot c_{1,iz}^{RS} \cdot \phi \cdot \sin \alpha_1} = 10,72 \text{ mm} \quad (2.14)$$

$\sin \alpha_1 = 13^\circ$ Výstupní úhel z rozváděcí mříže (dýzy). V rámci předběžného výpočtu se volí v rozmezí 13° až 18° .

Optimální délka výstupní hrany rozváděcí lopatky

$$l_{\text{opt}} = \alpha \sqrt{l_{0t}} = 35,25 \text{ mm} \quad (2.15)$$

Součinitelé

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a}s_1 + \delta D}} = 3,40 \quad (2.16)$$

$$\frac{b}{a} = 0,0398$$

Konstanta stanovená dle

$$s_1 = 1$$

Určuje se dle dělení parciálního ostříku. Pokud je ostřík vcelku, je $s_1 = 1$, pro dělený ostřík je $s_1 = 2$.

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,041 \quad (2.17)$$

$$\frac{c}{a} = 0,1467$$

Konstanta, která je stanovená experimentálně pro A-kolo.

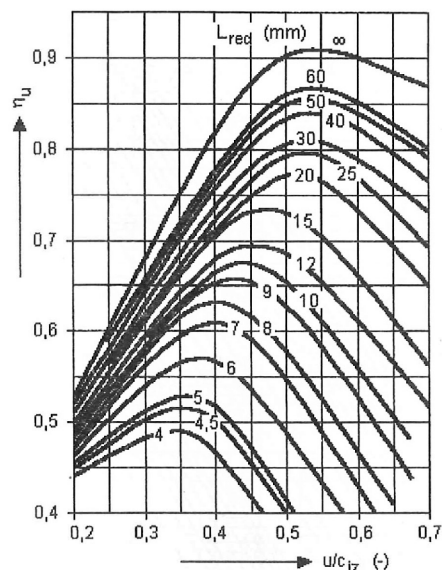
Skutečná délka lopatky

Vzniká zaokrouhlením optimální délky výstupní hrany rozváděcí lopatky na celé milimetry.

$$l_0 = 35 \text{ mm} \quad (2.18)$$

Redukovaná délka lopatky

$$L_{\text{red}} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{\text{opt}}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = 17,64 \text{ mm} \quad (2.19)$$



Obr. 2.1: Redukovaná účinnost regulačního stupně, převzato z [3]

Redukovaná obvodová účinnost

Odečtena z diagramu 2.1 na základě L_{red} a rychlostního poměru u/c_{iz} .

$$\eta_u = 71\%$$

Parciální ostřík

$$\epsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = 0,31 \quad (2.20)$$

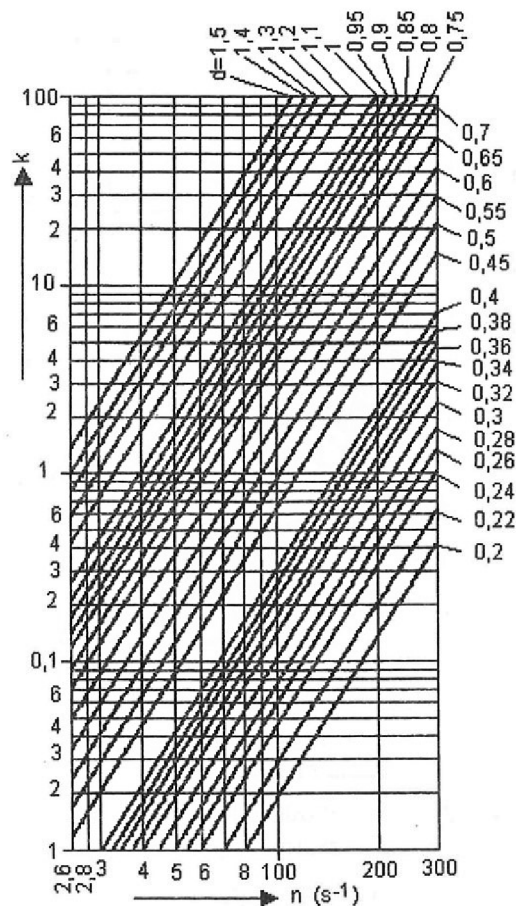
2.5 Předběžný výkon regulačního stupně

Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m}_{T,in} \cdot v_1^{RS}} = 1,06 \text{ kJ/kg} \quad (2.21)$$

$$k = 3,4$$

Součinitel odečtený z diagramu 2.2.



Obr. 2.2: Ztráta třením a ventilací regulačního stupně, převzato z [3]

Poměrná ztráta

$$\xi_5 = \frac{z_5}{H_{iz}^{RS}} = 0,01 \quad (2.22)$$

Vnitřní účinnost regulačního stupně

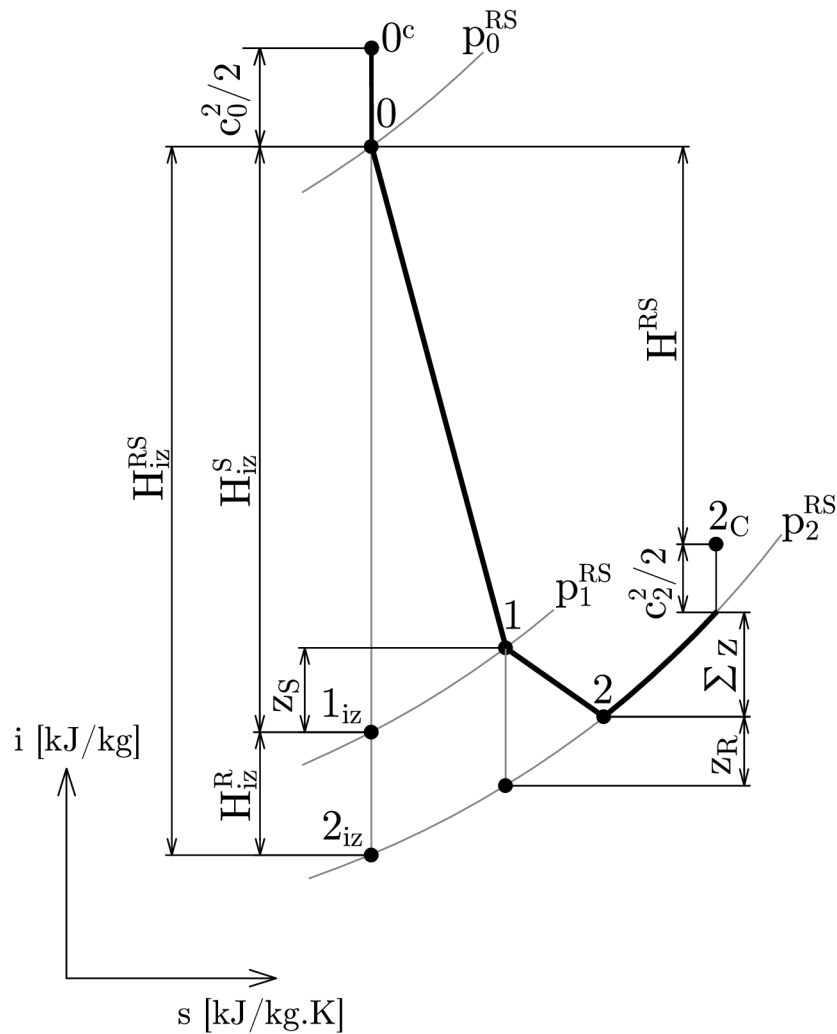
$$\eta_{tdi}^{RS} = \eta_u - \xi_5 = 70,19\% \quad (2.23)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně

$$P_i^{RS} = \dot{m}_{T,in} \cdot H_{iz}^{RS} \cdot \eta_{tdi}^{RS} = 3\,472,17 \text{ kW} \quad (2.24)$$

Koncový bod expanze v regulačním stupni

$$i_{2,c}^{RS} = i_0^{RS} + \frac{c_{0,iz}^{RS}}{2} - \eta_{tdi}^{RS} \cdot H_{iz}^{RS} = 3\,284,47 \text{ kJ/kg} \quad (2.25)$$



Obr. 2.3: Expanze páry v regulačním stupni

3 Předběžný výpočet stupňové části

Předběžný výpočet stupňové části slouží k návrhu hlavních rozměrů průtočného kanálu a počtu stupňů turbíny. Teprve metodou c_a/u dochází k detailnímu výpočtu přesných rozměrů částí parní turbíny. Protože je však diplomová práce zaměřena spíše na návrh rušiče vakua, bude dostačující předběžný výpočet stupňové části.

3.1 Postup výpočtu

Stupňová část turbíny je nejdříve rozdělena na menší části, tzv. kužely, a to dle zvolených tlakových poměrů mezi jednotlivými kužely. Tyto tlakové poměry určují tlakový spád, který daný kužel zpracuje.

Každý z kuželů se poté počítá samostatně - níže uvedený postup výpočtu se aplikuje na každý kužel zvlášť. Výpočet vychází z postupu uvedeném v [3].

1. Nejprve je zvoleno Parsonsovo číslo přetlakového lopatkování. Toto číslo je voleno s ohledem na požadovanou účinnost a počet stupňů.
2. Je spočten střední průměr lopatkování na vstupu a na výstupu, délka první a poslední lopatky, díky tomu také patní a vnější průměr lopatkování.
3. Na základě předchozích výpočtů je stanoven počet stupňů přetlakového lopatkování počítaného kuželu a jeho střední obvodová rychlost.
4. Poté se počítá vnitřní účinnost přetlakového lopatkování, a to na základě určení ztrát v lopatkování, ztrát rozvějířením, či vlhkostí páry. Není zde však započtena ztráta výstupní rychlostí páry.
5. V dalším kroku jsou vypočteny rychlosti páry na výstupu, díky tomu je možno stanovit ztrátu výstupní rychlostí, a také entalpický spád zpracovaný daným kuželem se zahrnutím ztrát.
6. Nakonec je spočtena vnitřní termodynamická účinnost stupňové části turbíny (kuželu) a vnitřní výkon stupňové části turbíny.

V následujících podkapitolách je proveden vzorový výpočet pouze pro první stupňovou část. Výsledky výpočtu dalších kuželů jsou shrnuty v závěru této kapitoly.

3.2 Tlakové poměry

Turbína byla rozdělena na 6 kuželů. Tlakový poměr mezi jednotlivými kužely by měl být alespoň 0,15. Takto byly zvoleny tlakové parametry pro první tři stupňové části, u dalších tří již byly hodnoty určeny při výpočtu bilančního schématu.

Tab. 3.1: Tlakové poměry

	1. kužel	2. kužel	3. kužel	4. kužel	5. kužel	6. kužel
Tlak před kuželem [bar(a)]	31,56	20,50	12,00	7,44	1,67	0,58
Tlakový poměr		0,65	0,59	0,62	0,22	0,35

3.3 Výpočet základních geometrických parametrů

Střední Parsonsovo číslo

Zvolená hodnota Pa_s by se měla pohybovat mezi 0,6 až 0,85. Čím je toto číslo větší, tím se zvyšuje termodynamická účinnost turbíny. Se zvyšováním účinnosti však roste i počet stupňů, což se negativně promítá do ceny turbíny. S přihlédnutím k tomu, že se jedná o topnou turbínu, je prioritou spíše její spolehlivost než termodynamická účinnost. Z tohoto důvodu je voleno střední Parsonsovo číslo nízké.

$$Pa_s = 0,6$$

Parsonsovo číslo na vstupu do kuželu

$$Pa_1 = Pa_s \cdot 0,92 = 0,552 \quad (3.1)$$

0,92 Pro použití v dalších výpočtech je střední Parsonsovo číslo vždy násobeno hodnotou volenou v rozmezí 0,9 až 0,95.

Výstupní úhel statorové lopatky

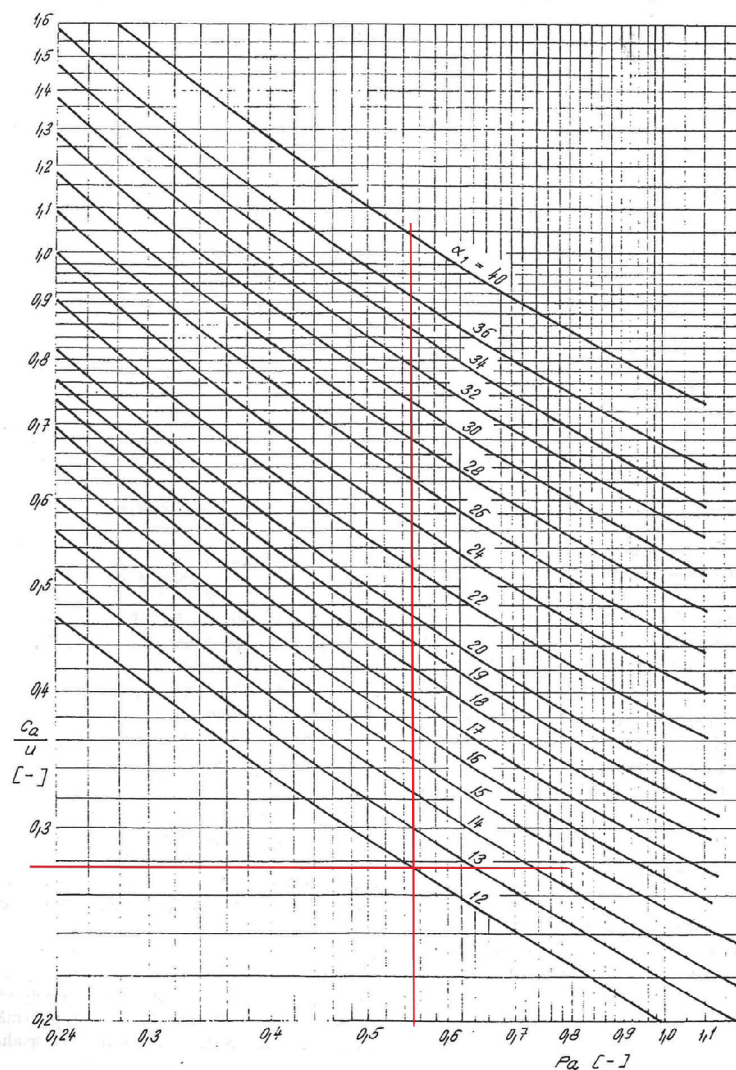
Úhel je navyšován ve směru od první lopatky

$$\alpha_1 = 12^\circ$$

Poměr $(c_a/u)_1$

Na základě úhlu α_1 a Pa_1 je možné určit poměr c_a/u z diagramu 3.1.

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = 0,278$$



Obr. 3.1: Odečtení $(c_a/u)_1$, diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u , převzato z [3]

Střední průměr lopatkování na vstupu

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot (c_a/u)_1}} = 0,568 \text{ m} \quad (3.2)$$

- M Hmotnostní tok páry po odečtení ztráty v ucpávce vyrovnávacího pístu jdoucí do kuželu.
- v_1 Měrný objem páry na vstupu do stupňové části.
- n Otáčky turbíny.
- l_1 Zvolená délka lopatky prvního stupně. $l_1 = 48 \text{ mm}$

Patní průměr lopatkování na vstupu

$$D_{1p} = D_1 - l_1 = 0,520 \text{ m} \quad (3.3)$$

Vnější průměr lopatkování na vstupu

$$D_{1vn} = D_1 + l_1 = 0,616 \text{ m} \quad (3.4)$$

Parsonsovo číslo na výstupu z kuželu

$$Pa_n = Pa_s \cdot 0,95 = 0,57 \quad (3.5)$$

0,95 Hodnota volena v rozmezí 0,9 až 0,95.

Výstupní úhel statorové lopatky na výstupu z kuželu

$$\alpha_n = 14^\circ$$

Poměr $(c_a/u)_n$

Na základě úhlu α_n a Pa_n je možné určit poměr c_a/u z diagramu 3.2 (3.1).

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = 0,318$$

Střední průměr lopatkování na výstupu z kuželu

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot l_n \cdot (c_a/u)_n \cdot (l/D)_n \cdot n}} = 0,578 \text{ m} \quad (3.6)$$

v_n Měrný objem páry na výstupu ze stupňové části.

$(l/D)_n$ U protitlakých turbín je snaha volit nezkrucované listy lopatek, z toho důvodu je doporučován poměr $(l/D)_n = \left(\frac{1}{8} \div \frac{1}{10}\right)$. V tomto případě bylo zvoleno $(l/D)_n = \frac{1}{10}$.

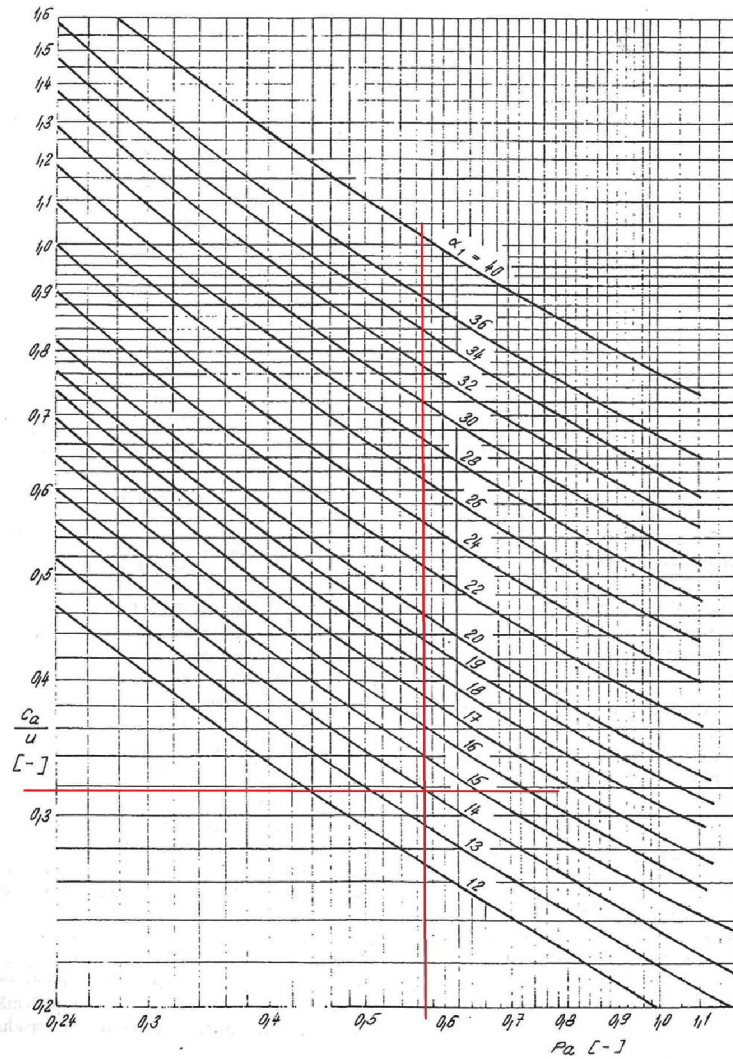
Délka lopatky na výstupu z kuželu

$$l_n = \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot D_n = 0,058 \text{ m} \quad (3.7)$$

Patní průměr lopatkování na výstupu

$$D_{np} = D_n - l_n = 0,520 \text{ m} \quad (3.8)$$

Patní průměr na vstupu a na výstupu by měl být stejný, protože z hlediska výroby rotoru je ideální válcový tvar rotoru. K této rovnosti napomáhá správná volba poměru $(l/D)_n$.



Obr. 3.2: Odečtení $(c_a/u)_n$, diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u , převzato z [3]

Vnější průměr lopatkování na výstupu

$$D_{nvn} = D_n + l_n = 0,636 \text{ m} \quad (3.9)$$

Počet stupňů přetlakového lopatkování

Vypočtená hodnota je zaokrouhlena na celá čísla.

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}}{u_s^2} = 4 \quad (3.10)$$

H_{iz} Izoentropický spád připadající na stupňovou část turbíny.

u_s Střední obvodová rychlost, spočte se jako:

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2} \right) \cdot n = 135,01 \text{ m/s} \quad (3.11)$$

3.4 Parametry páry

V této podkapitole je vytvořen přehled parametrů páry na vstupu a výstupu ze stupňové části. Tyto hodnoty jsou určeny pomocí tabulek.

Tlak na vstupu do kuželu

Tento tlak je již zmíněn v úvodní tabulce (3.1) této kapitoly, je roven tlaku za regulačním stupněm.

$$p_1 = 31,56 \text{ bar(a)}$$

Entalpie páry na vstupu do kuželu

Analogicky jako tlak - tato entalpie je určena jako entalpie za regulačním stupněm v předchozí kapitole.

$$i_1 = 3\,126,82 \text{ kJ/kg}$$

Teplota páry na vstupu do kuželu

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 356,01 \text{ °C}$$

Měrný objem páry na vstupu do kuželu

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,09 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Entropie páry na vstupu do kuželu

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,74 \text{ kJ/kg.K}$$

Tlak páry na výstupu z kuželu

Hodnota je určena pomocí zvoleného tlakového poměru viz tabulka 3.1.

$$p_n = 20,50 \text{ bar(a)}$$

Izoentropie páry na výstupu z kuželu

$$i_{n, iz} = f(p_n; s_1) = 3\,014,16 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropický spád zpracovaný kuželem

$$H_{iz} = i_1 - i_{n, iz} = 112,66 \text{ kJ/kg} \quad (3.12)$$

Entropický spád zpracovaný kuželem

$$H = H_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 92,38 \text{ kJ/kg} \quad (3.13)$$

$\eta_{tdi} = 82\%$ Účinnost expanze stupňové části, předběžně zvoleno v intervalu $(0,82 \div 0,87)$.

Entropie páry na výstupu z kuželu

$$i_n = i_{n, iz} - H = 3034,44 \text{ kJ/kg} \quad (3.14)$$

Měrný objem páry na výstupu z kuželu

$$v_n = f(p_n; i_n) = 0,12 \text{ m}^3/\text{kg}$$

3.5 Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování

Pro výpočet vnitřní účinnosti přetlakového lopatkování je potřeba nejdříve definovat ztráty v lopatkování - konkrétně ztrátu radiální mezerou, rozvějířením a vlhkostí páry.

Ztráta radiální mezerou

$$\xi_k = \frac{\xi_{k,1} + \xi_{k,n}}{2} = 0,10 \quad (3.15)$$

$\xi_{k,1}, \xi_{k,n}$ Poměrná ztráta radiální mezerou na vstupu a na výstupu z kuželu.

Vypočte se jako:

$$\xi_{k,1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = 0,113 \quad (3.16)$$

$$\xi_{k,n} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = 0,093 \quad (3.17)$$

k_1, k_n Radiální vůle, je možné ji stanovit ze vztahu:

$$k_1 = \frac{D_{1vn}}{1000} + x_1 = 0,90 \quad (3.18)$$

$$k_n = \frac{D_{nvn}}{1000} + x_n = 0,90 \quad (3.19)$$

$x_1, x_n = 0,3$ Výrobní tolerance, lze ji určit z následující tabulky:

Tab. 3.2: Tolerance radiální vůle v lopatkování, převzato z [3]

Radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerance [mm]	+0,1	+0,2	+0,3

Ztráta rozvějřením

$$\xi_v = \frac{\xi_{v,1} + \xi_{v,n}}{2} = 0,009 \quad (3.20)$$

$\xi_{v,1}, \xi_{v,n}$ Poměrná ztráta rozvějřením na vstupu a na výstupu z kuželu.
Vypočte se jako:

$$\xi_{v,1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = 0,007 \quad (3.21)$$

$$\xi_{v,n} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 = 0,010 \quad (3.22)$$

Ztráta vlhkostí páry

$$\xi_x = 0$$

Pro tuto ztrátu byla stanovena nulová hodnota, poněvadž pára na první stupňové části neexpanduje do oblasti mokré páry.

Součinitel zpětného využití ztrát (Reheat factor)

Po stanovení ztrát v lopatkování je třeba spočítat tzv. reheat factor. Tento součinitel zohledňuje zpětné využití ztrát - v každém stupni vznikají ztráty, část energie v těchto ztrátách je však využita v dalších stupních.

$$f = \frac{z-1}{z} \cdot (1 - \eta_{tdi}) \cdot \frac{t_1 - t_{n,iz}}{T_1 - T_n} = 0,007 \quad (3.23)$$

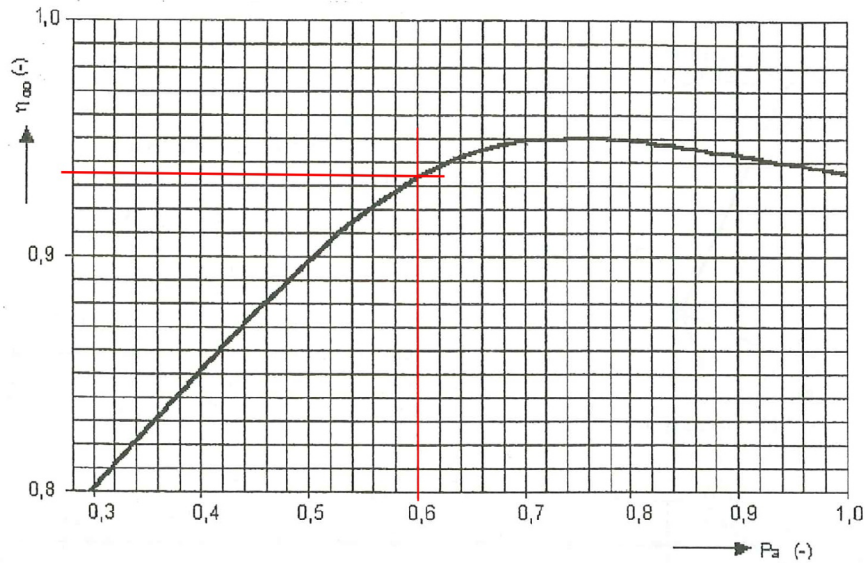
$t_1, t_{n,iz}$ Teplota na vstupu a výstupu z kuželu ve °C.

$T_1, T_{n,iz}$ Teplota na vstupu a výstupu z kuželu v K.

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 84 \% \quad (3.24)$$

$\eta_\infty = 93,5 \%$ Účinnost přetlakových stupňů s nekonečně dlouhou lopatkou.
Je možné odečíst z následujícího diagramu na základě středního Parsonsova čísla:



Obr. 3.3: Účinnost přetlakových stupňů s nekonečně dlouhou lopatkou, převzato z [3]

3.6 Vnitřní výkon a termodynamická účinnost stupňové části

Do výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti kuželu bude nyní již započítána ztráta výstupní rychlostí. K výpočtu této ztráty je třeba z rovnice kontinuity spočítat velikost výstupní rychlosti. Aby bylo možné tuto rychlost zjistit, je nutné stanovit přesněji měrný objem páry na výstupu z kužele. Nejdříve tedy bude stanovena entalpie páry na výstupu a na jejím základě určen měrný objem.

Entalpie páry na výstupu z kužele

$$i_n = i_1 - H_{iz} \cdot \eta_i = 3\,032,60 \text{ kJ/kg} \quad (3.25)$$

Měrný objem páry na výstupu z kužele

$$v_n = f(p_n; i_n) = 0,12 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Axiální výstupní rychlost z lopatkování

$$c_{An} = \frac{M \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = 43,04 \text{ m/s} \quad (3.26)$$

Absolutní výstupní rychlost z lopatkování

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{\left[\cot \alpha_{1n} - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} = 43,47 \text{ m/s} \quad (3.27)$$

Ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = 944,84 \text{ J/kg} \quad (3.28)$$

Skutečný entalpický spád se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí za posledním stupněm

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_i - z_c = 93,28 \text{ kJ/kg} \quad (3.29)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části turbíny

$$\eta_{tdi} = \frac{H_i}{H_{iz}} = 82,8 \% \quad (3.30)$$

Vnitřní výkon stupňové části turbíny

$$P_i = H_i \cdot M = 3\,425,93 \text{ kW} \quad (3.31)$$

3.7 Výsledky výpočtu pro ostatní stupňové části turbíny

Výsledky dalších stupňových částí jsou zobrazeny na další straně.

Z výsledků je patrné, že mezi pátou a šestou stupňovou částí turbíny probíhá velký odběr, kterým odchází více než polovina hmotnostního toku páry. Z tohoto důvodu jsou lopatky posledního stupně jen o několik milimetrů delší než lopatky na stupni předchozím. Je také možné si všimnout, že ztráty výstupní rychlostí dosahují na předposledním stupni nejvyšších hodnot. Je to způsobeno velkým otevřením lopatek - velikost výstupního úhlu statorové lopatky ($\alpha_n = 27^\circ$) byla zvolena s ohledem na pevnostní dimenzování na základě konzultace s firmou Siemens.

Ztráta vlhkostí páry se začíná objevovat u čtvrté stupňové části, poněvadž zde již pára expanduje do oblasti mokré páry. Nejlepší účinnosti bylo dosaženo ve třetí stupňové části (84,14 %), která však zpracovává nejmenší entalpický spád (86,62 %).

		2. kužel	3. kužel	4. kužel	5. kužel	6. kužel	
Pa_s	střední Parsonsovo číslo	-	0,65	0,70	0,70	0,75	0,82
Pa_1	Parsonsovo číslo na vstupu	-	0,611	0,665	0,665	0,713	0,779
α_1	výstupní úhel statorové lopatky	°	13	14	15	16	16
$(c_a/u)_1$	poměr	-	0,285	0,29	0,31	0,32	0,30
l_1	délka první lopatky	m	0,060	0,076	0,060	0,110	0,120
M	hmotnostní tok páry na vstupu kužele	kg/s	36,73	36,73	35,28	32,74	13,18
p_1	tlak páry na vstupu	bar	20,50	12,00	7,44	1,67	0,58
t_1	teplota páry na vstupu	°C	304,20	244,59	195,88	114,62	84,911
v_1	měrný objem páry na vstupu	m ³ /kg	0,12	0,19	0,28	1,00	2,6078
i_1	entalpie páry na vstupu	kJ/kg	3 032,6	2 923,3	2 833,5	2 604,2	2 467,0
s_1	entropie páry na vstupu	kJ/kg.K	6,77	6,81	6,84	6,94	7,03
D_1	střední průměr lopatkování na vstupu	m	0,598	0,654	0,847	1,123	1,137
Pa_n	Parsonsovo číslo na výstupu	-	0,60	0,63	0,63	0,68	0,78
α_n	výstupní úhel statorové lopatky poslední řady	°	15	18	24	27	25
$(c_a/u)_n$	poměr	-	0,335	0,39	0,53	0,595	0,51
$(l/D)_n$	poměr délky lopatky vůči střednímu průměru	-	0,123	0,1239	0,124	0,125	0,125
D_n	střední průměr lopatkování na výstupu	m	0,613	0,660	0,899	1,157	1,162
l_n	délka lopatky na výstupu	m	0,075	0,082	0,112	0,144	0,145
p_n	tlak páry na výstupu z kužele	bar	12,00	7,44	1,67	0,58	0,25
v_n	měrný objem páry na výstupu z kužele	m ³ /kg	0,19	0,28	1,00	2,60	5,60
$i_{n,iz}$	izoentalpie páry na výstupu z kužele	kJ/kg	2 905,1	2 820,2	2 562,0	2 436,5	2 345,2
H_{iz}	izoentalpický spád na 1. kuželu	kJ/kg	127,50	103,11	271,50	167,70	121,77
η_{tdi}	účinnost stupňové části	%	84	84	85	85	84
H	skutečný entalpický spád na 1. kuželu	kJ/kg	107,10	86,62	230,78	142,55	102,29
i_n	skutečná entalpie na výstupu z 1. kužele	kJ/kg	2 925,5	2 836,7	2 602,7	2 461,6	2 364,7
D_{p1}	patní průměr lopatkování na vstupu	m	0,538	0,578	0,787	1,013	1,017
D_{pn}	patní průměr lopatkování na výstupu	m	0,538	0,578	0,787	1,013	1,017
D_{v1}	vnější průměr lopatkování na vstupu	m	0,658	0,730	0,907	1,233	1,257
D_{vn}	vnější průměr lopatkování na výstupu	m	0,688	0,742	1,011	1,301	1,307
z	počet stupňů přetlakového lopatkování	-	5	4	5	2	2
u_s	střední obvodová rychlost	m/s	142,65	154,75	205,77	268,62	270,80
ζ_k	ztráty v lopatkování	-	0,09	0,07	0,09	0,07	0,07
ζ_{k1}	poměrná ztráta radiální mezerou na vstupu	-	0,098	0,077	0,076	0,074	0,071
ζ_{kn}	poměrná ztráta radiální mezerou na výstupu	-	0,078	0,071	0,064	0,059	0,059
x_1	tolerance radiální vůle v lopatkování na vstupu	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
x_n	tolerance radiální vůle v lopatkování na výstupu	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	radiální vůle na vstupu	mm	1,00	1,00	1,20	1,50	1,60
k_n	radiální vůle na výstupu	mm	1,00	1,00	1,30	1,60	1,60
ζ_v	ztráta rozvějřením	-	0,013	0,014	0,010	0,013	0,013

			2. kužel	3. kužel	4. kužel	5. kužel	6. kužel
ξ_{v1}	poměrná ztráta rozvějířením na vstupu	-	0,010	0,014	0,005	0,010	0,011
ξ_{v2}	poměrná ztráta rozvějířením na výstupu	-	0,015	0,015	0,016	0,015	0,016
ξ_x	ztráta vlhkostí páry	-	0	0	0,021	0,062	0,094
x_1	poměrná ztráta vlhkostí páry na vstupu	-	1,00	1,00	1,00	0,96	0,92
x_2	poměrná ztráta vlhkostí páry na výstupu	-	1,00	1,00	0,96	0,92	0,89
f	reheat factor	-	0,01	0,01	0,011	0,003	0,002
T_1	teplota páry na vstupu	K	577,35	517,74	469,03	387,77	358,06
$t_{n,iz}$	teplota páry na výstupu	°C	236,67	190,13	114,62	84,91	64,68
T_n	teplota páry na výstupu	K	518,68	470,45	387,77	358,06	337,83
η_∞	obvodová účinnost přetlakových stupňů	%	94,5	95,0	94,90	95,00	94,00
η_i	vnitřní účinnost přetlakového lopatkování	%	85,69	87,15	84,45	81,80	77,98
z_c	ztráta výstupní rychlostí	J/kg	7 083,0	2 991,5	6 331,8	15 205,6	9 820,7
i_n	entalpie páry na výstupu	kJ/kg	2 923,3	2 833,5	2 604,2	2 467,0	2 372,0
v_n	měrný objem na konci expanze	m ³ /kg	0,19	0,28	1,00	2,61	5,62
c_{An}	výstupní axiální rychlost páry	m/s	48,35	60,19	111,94	163,13	140,00
c_{2n}	absolutní výstupní rychlost páry	m/s	119,02	77,35	112,53	174,39	140,15
H_i	skutečný entalpický spád	kJ/kg	102,18	86,87	222,94	121,98	85,14
η_{tdi}	vnitřní termodynamická účinnost kužele		80,14	84,25	82,12	72,74	69,92
P_i	vnitřní výkon stupňové části turbíny	kW	3 752,8	3 190,7	7 865,9	3 993,8	1 122,1

Obr. 3.4: Výsledky předběžného návrhu turbíny

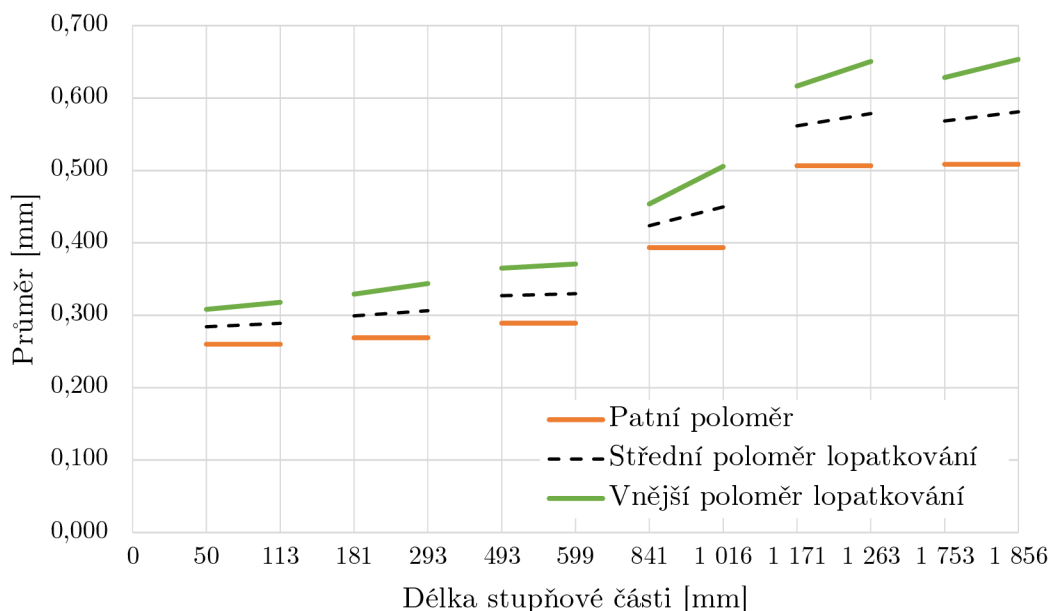
3.8 Návrh průtočného kanálu

Na základě předchozích výpočtů je možné udělat předběžný návrh průtočného kanálu. Pro tento návrh je potřeba zvolit axiální délky mezer mezi jednotlivými lopatkami a stupňovými částmi. Volbu hodnot ovlivňuje například fakt, jestli je mezi danými stupňovými částmi odběr. Patní průměr je pro každou stupňovou část konstantní, což výrazně usnadňuje technologický proces výroby rotoru. V následující tabulce (3.3) je uveden přehled hodnot použitých k sestavení předběžného návrhu průtočného kanálu.

Tab. 3.3: Návrh průtočného kanálu

Stupňová část č.	1	2	3	4	5	6
Počet řad lopatek	4	5	4	5	2	2
Mezera mezi lopatkami [mm]	6,7	7,00	7,4	8,2	14	12,5
Šířka lopatky [mm]	10,6	16,80	21,1	28,5	38,7	45,1
Délka kužele [mm]	62,5	112	106,6	175,3	91,4	102,7
Mezera mezi kuželami [mm]	50	68,00	200	242	155	490

Stanovení těchto hodnot bylo provázeno konzultacemi s firmou Siemens [4]. Návrh průtočného kanálu vychází z předběžného výpočtu stupňové části turbíny, není proto tak přesný jako návrh založený na skutečných hodnotách stanovených dle detailního výpočtu. Detailní výpočet stupňové části však není v rozsahu této práce.



Obr. 3.5: Návrh průtočného kanálu

4 Vakuový systém turbíny

Při běžném provozu se vakuum tvoří v kondenzátoru tím, že na jeho chladných trubkách vodní strany kondenzuje pára z turbíny. Pára, která do kondenzátoru přichází z výstupního hrdla turbíny, obsahuje malé množství nekondenzujících plynů, případnými netěsnostmi může být přísávan i vzduch. Pokud by docházelo k hromadění nekondenzujících plynů a vzduchu v kondenzátoru, negativně by se to projevilo na přestupu tepla, parciální tlak plynů by vzrostl, což by způsobilo zhoršení vakua, a tedy i pokles účinnosti turbíny. Z tohoto důvodu musí být tyto nekondenzující plyny (parovzdušná směs) odsávány.

Informace v této kapitole jsou čerpány z firemních materiálů společnosti Siemens [4].

4.1 Funkce systému

Pro odsávání parovzdušné směsi z prostoru kondenzátoru se používají tři druhy vývěv:

- Paroproudová vývěva s najížděcím paroproudovým ejektorem
- Vodoproudová vývěva s vodoproudovým ejektorem
- Vodokružná vývěva

Volba se provádí dle předpokládaných provozních možností provozovatele, protože uvedené vývěvy se mezi sebou liší svými provozními podmínkami.

V případě turbíny, která je řešena v rámci této práce, je zvolen systém odsávání vodokružnou vývěvou. Důvodem je, že provozovatel má pro tuto turbínu jeden kotel, a tedy jen jeden zdroj páry, čili není k dispozici pára pro najetí paroproudové vývěvy paroproudovým ejektorem. V následujících podkapitolách bude popsán systém odsávání pomocí všech výše zmíněných způsobů, nicméně nejpodrobněji bude popsána právě použitá vodokružná vývěva.

4.1.1 Paroproudová vývěva s najížděcím paroproudovým ejektorem

Systém paroproudové vývěvy s najížděcím paroproudovým ejektorem je pro odsávání parovzdušné směsi využíván nejčastěji. Důvodem jsou nižší pořizovací náklady, poté také fakt, že se v systému nevyskytují pohyblivé části, které by mohly do budoucna vykazovat náročnost na náhradní díly. Na druhou stranu je zde závislost na hnací páře, kterou musí mít provozovatel k dispozici, a oproti například vodokružné vývěvě, má menší účinnost. Tato nevýhoda se dá částečně potlačit použitím chladiče

vývěvy k ohřevu hlavního kondenzátu, který se obvykle používá jako chladicí médium. Aby byla parovzdušná směs odloučena dokonale, používají se u paroproudové vývěvy dva stupně odsávání.

Tento systém se skládá z najížděcího paroproudového ejektoru (viz obrázek 4.1) a paroproudové vývěvy. Paroproudová vývěva sestává z paroproudového ejektoru prvního stupně, z paroproudového ejektoru druhého stupně a z chladiče.

Hnací pára je pro paroproudové ejektory odebírána z potrubí ostré páry, jednou potrubní větví je přivedena k najížděcímu paroproudovému ejektoru, a druhou potrubní větví k paroproudovým ejektorům prvního a druhého stupně vývěvy.

Parovzdušná směs je z prostoru kondenzátoru přiváděna do systému odsávání, ze kterého je potrubní odbočkou přivedena k najížděcímu paroproudovému ejektoru, a poté k hlavní paroproudové vývěvě.

Nejdříve je uveden do provozu najížděcí ejektor, aby byla parovzdušná směs rychle odvedena z prostoru kondenzátoru, a pára z něj vystupuje výfukovým potrubím do atmosféry. Toto výfukové potrubí bývá vybaveno tlumičem hluku, protože z něj vystupuje vysoká hladina hluku.

Jakmile je dosaženo 80% vakua, je spuštěna hlavní paroproudová vývěva. Hnací pára je přivedena do jejich paroproudových ejektorů. Po jejím najetí může být odstaven najížděcí ejektor.

Hnací pára v dýze ejektoru prvního stupně vývěvy expanduje, svojí vysokou rychlostí strhává parovzdušnou směs z kondenzátoru a vhání ji do difuzoru, ze kterého jde na povrch teplosměnných trubek prvního stupně chladiče vývěvy, čímž předává teplo chladicímu médiu.

Analogicky funguje ejektor druhého stupně vývěvy. Odsává parovzdušnou směs a zbytkové nezkondenzované páry z prvního stupně, které jsou stlačeny v difuzoru na atmosferický tlak a přivedeny do chladiče vývěvy, kde předají teplo chladicímu médiu. Chladicím médiem obvykle bývá hlavní kondenzát.

Nezkondenzovaný plyn se z druhého stupně odvádí výfukovým hrdlem ven.

Ačkoliv jsou paroproudové vývěvy minimálně poruchové, často bývá instalována 100% rezerva. V takovém případě musí být odděleny na straně chladicího média jednotlivé vývěvy uzavíracími armaturami.

Při tomto řešení se pro zrušení vakua používá najížděcí ejektor. Instalace samotného rušiče vakua tedy není nutná.

4.1.2 Vodoproudová vývěva s vodoproudovým ejektorem

Dalším řešením systému odsávání vzduchu z prostoru kondenzátoru je použití vodoproudových vývěv, resp. vodoproudových ejektorů. Jde o obdobu paroproudových ejektorů, jen místo hnací páry je použita tlaková voda dodávaná čerpadlem hnací vody. Z toho vyplývá, že je nutné počítat s navýšením vlastní spotřeby na pohon čerpadel hnací tlakové vody, také je nutná instalace jímky s vodou.

Na tuto jímku jsou napojena sací potrubí a čerpadla hnací tlakové vody, zaústěny jsou sem výtlaky vodoproudových ejektorů. Voda se z nádrže odpařuje, je tedy nutné zajistit doplňování vody.

Hnací tlaková voda je od čerpadel přiváděna do vodoproudových ejektorů, kde změnou průřezu prudce klesne tlak, čímž se přisaje parovzdušná směs. Nově vzniklá směs je odvedena výtlačným potrubím zpět do jímky s vodou, kde probíhá samotné odloučení nezkondenzovatelných plynů.

Vzhledem k možnému opotřebením pohyblivých částí zařízení, které může způsobit poruchu, je vodoproudová vývěva s vodoproudovým ejektorem instalována jako jedna pracovní a jedna 100% záloha. Před najetím se vždy zvolí jeden ejektor spolu s čerpadlem jako pracovní, druhý jako rezervní.

K rušení vakua se v tomto případě používá vodoproudový ejektor, není tedy třeba samostatně instalovat rušič vakua.

4.1.3 Vodokružná vývěva

Třetí možností, jak odsávat nekondenzující plyny, je vodokružná vývěva (viz obrázek 4.2). Na turbíně řešené v rámci této diplomové práce je použit tento způsob odsávání. Pro popis funkce vodokružné vývěvy bude použito standardizované KKS označení z důvodu podrobnějšího popisu funkce, a také lepší orientace v P&ID schématu viz příloha A. Na tomto schématu se nachází turbína spolu s dalšími zařízeními, ze kterých je odsávána parovzdušná směs pomocí vodokružné vývěvy.

Zařízení sestává ze dvou agregátů vodokružných vývěv MAJ51AP110, MAJ52AP110, které mají společný odlučovač MAJ60BB010, a také chladiče pracovní kapaliny MAJ71AC010 a MAJ72AC010. Spolu s armaturami, propojovacím potrubím a měřicími prvky je vše umístěno na společném rámu.

Vodokružné vývěvy bývají instalovány v provedení se 100% rezervou.

Oproti systému odsávání s paroproudovou vývěvou má vodokružná vývěva výhodu, že není závislá na přísunu hnací páry, a má vyšší účinnost. Nicméně pořizovací náklady na vodokružnou vývěvu jsou větší, navíc její provozování také zvyšuje vlastní spotřebu energie, protože je nutné napájet motory. Další nevýhodou je skutečnost, že

jsou zde pohyblivé části, u kterých se dá předpokládat vyšší poruchovost v důsledku opotřebovaných dílů.

Principem práce vodokružných vývěv je vytvoření kapalinového kruhu, který tvoří ve vývěvě pracovní kapalina.

Nekondenzující plyny (parovzdušná směs) jsou přiváděny k vodokružným vývěvám společným potrubím MAJ50BR010, poté k jednotlivým vývěvám již samostatným, k jedné vývěvě potrubím MAJ51BR010, ke druhé potrubím MAJ52BR010. Před najetím je vybrána jedna z vývěv jako pracovní, druhá je rezervní. Než je pracovní vývěva uvedena do provozu, je odlučovač naplněn pracovní kapalinou po normální hladinu. Poté je otevřena ruční armatura MAJ71AA010 (v případě zvolení druhé vývěvy armatura MAJ72AA010), čímž je zajištěno zaplnění vodokružných vývěv pracovní kapalinou. Poté je uveden do chodu algoritmus pro spuštění funkční skupiny vodokružných vývěv, který kontroluje otevření armatur MAJ51AA210 (nebo MAJ52AA210) a dosažení normální hladiny. Po splnění těchto podmínek mohou být spuštěny obě vodokružné vývěvy. Po dosažení tlaku 0,15 bar(a) je ponechána v provozu pouze ta, která je vybrána jako pracovní, a druhá je odstavena.

Parovzdušná směs je vodokružnou vývěvou zkomprimována a odvedena výtlačným potrubím MAJ51BR020 (nebo MAJ52BR020) do odlučovače MAJ60BB010, kde je odloučena plynná fáze od kapaliny. Nezkondenzované plyny odchází ven výfukovým hrdlem odlučovače.

Kompresí parovzdušné směsi ve vodokružné vývěvě dochází k nárůstu teploty pracovní kapaliny a jejímu částečnému odpařování. Z tohoto důvodu je nutné dodávat dostatečné množství ochlazené pracovní kapaliny, jinak vývěva nebude pracovat v požadovaném výkonu podtlaku. K udržování normální hladiny slouží plovákový ventil MAJ60AA010, který v případě potřeby otevře přívod demineralizované vody, a po opětovném dosažení normální hladiny opět zavře. Na chlazení pracovní kapaliny jsou instalovány deskové chladiče MAJ71AC010 a MAJ72AC010, kde je chladicím médiem stejná voda, jako se používá pro chlazení kondenzátoru.

V případě, že dojde k výpadku napájení, a tím k odstavení vodokružné vývěvy, je možné, že se atmosferický vzduch z výtlačku dostane odstavenou vývěvou na stranu sání. Pracovní kapalina by mohla být vytlačena do sacího potrubí a došlo by k zavzdušnění sacího potrubí a kondenzátoru. Z tohoto důvodu je instalována zpětná armatura MAJ51AA510 (resp. MAJ52AA510), která zamezí vzniku takové situace.

Pro zrušení vakua, po odstavení vodokružné vývěvy, je instalována samostatná armatura - rušič vakua, která je propojená s atmosférou a umožňuje tak zavzdušnění kondenzátoru.

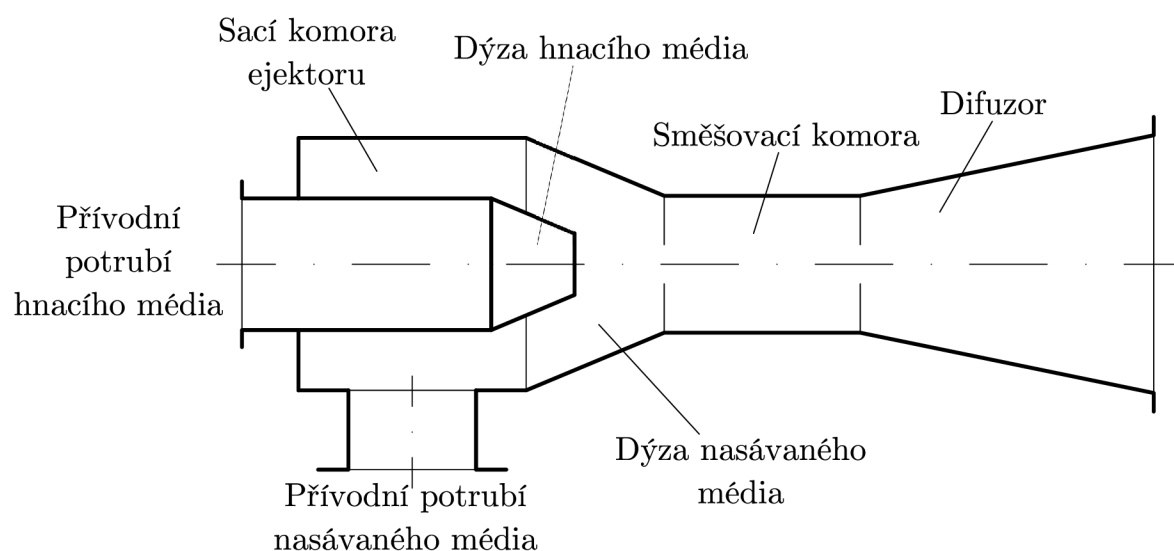
4.2 Popis jednotlivých zařízení

V této kapitole budou popsána jednotlivá zařízení, která byla zmíněna v předchozí podkapitole.

4.2.1 Paroproudový ejektor

Paroproudový ejektor je nasávací proudové zařízení, kde je vstupním hrdlem přivedena hnací pára do dýzy a směšovací komory. Proud hnacího média přisává parovzdušnou směs bočním hrdlem, a po smíchání ve směšovací komoře vystupuje médium difuzorem ven.

Najížděcí ejektor slouží k rychlému odsátí vzduchu a plynů z prostoru kondenzátoru.



Obr. 4.1: Paroproudový ejektor

4.2.2 Paroproudová vývěva

Paroproudová vývěva je vertikální konstrukce, je čtyřcestná a dvoustupňová.

Parní prostor chladiče tvoří válcový plášť rozdělený svislou přepážkou na první a druhý stupeň. Pomocí trubkovnic je oddělen od vodního prostoru. Teplosměnné trubky jsou do trubkovnic zaválcovány.

Na plášti prvního stupně se nachází hrdlo pro odvod kondenzátu a hrdlo pro přívod směsi hnací páry a parovzdušné směsi z difuzoru ejektoru prvního stupně. Ejektor je svým difuzorem přímo napojen na toto hrdlo.

Plášť druhého stupně je vybaven hrdlem pro odvod kondenzátu, výfukem pro odvod nezkondenzovatelných plynů a hrdlem pro přívod směsi hnací páry a parovzdušné

směsi z difuzoru ejektoru druhého stupně kondenzátoru vývěvy, odkud odsává zbytkovou páru a nezkondenzovatelné plyny.

Oba ejektory jsou spojeny parním potrubím pro přívod hnací páry.

Součástí vývěvy je odvzdušňovací a vypouštěcí potrubí, což umožňuje odvzdušnění vodního prostoru vývěvy při uvádění do provozu a vypouštění vodního a parního prostoru při odstavení vývěvy.

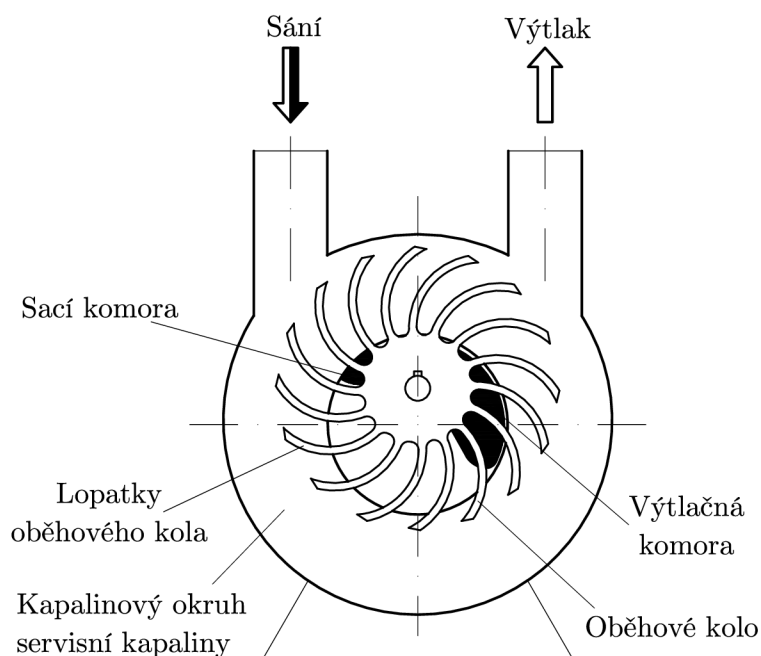
Parní prostor vývěvy je s atmosférou propojen hrdlem pro výstup nezkondenzovatelných plynů ve druhém stupni. z tohoto důvodu nemusí být jištěn.

Vzhledem k vysoké povrchové teplotě pláště musí být vývěva opatřena tepelnou izolací.

4.2.3 Vodokružná vývěva

Vodokružná vývěva je tvořena válcovitým tělesem, ve kterém se otáčí rotor s lopatkami. Tento rotor je vůči válcovitému tělesu excentricky uložen a je poháněn elektrickým motorem.

Rotace rotoru vytváří odstředivou silou soustředný kruh pracovní kapaliny. Kapalina vstupuje a vystupuje do dutin, které jsou vytvořené lopatkovým kolem, čímž funguje jako píst. Kompresí mezi lopatkami vtahuje plyn ze sacího hrdla do příslušné komory a na výtlaku pak vytlačuje plyn z vývěvy do odlučovače. Tento odlučovač bývá společný pro vývěvu pracovní i rezervní.



Obr. 4.2: Vodokružná vývěva

4.2.4 Vodoproudový ejektor

Vodoproudový ejektor zajišťuje odsávání parovzdušné směsi využitím kinetické energie, která je získána z hnací kapaliny prouděním přes dýzu a směšovací komoru.

4.2.5 Čerpadlo hnací kapaliny

Pro tento účel se obvykle používají odstředivá jednostupňová čerpadla, kozlíkového provedení, pro tlaky požadované dodavatelem vodoproudových ejektorů.

4.3 P&ID schéma

Pro lepší orientaci a popis bylo vytvořeno P&ID schéma viz příloha A. Zkratka P&ID vznikla z anglického „Piping and instrumentation diagram“, což se dá přeložit jako „Strojně technologické schéma“. Slouží k zobrazení procesních zařízení (např. turbína, ohříváky,...), potrubí, armatur, měřicích a ovládacích prvků. Ze schématu je patrné, jak jsou jednotlivá zařízení spolu propojena, jaké médium proudí v potrubí a kterým směrem. Jednotlivé armatury jsou graficky odlišeny [7].

Na schématu v příloze A se nachází počítaná turbína a její vzájemné propojení s topnými výměníky, nízkotlakým ohřívákem, odvodnění a systém odsávání pomocí vodokružné vývěvy. Tento celek reprezentuje tu část soustavy, ze které je vývěvou odsávána parovzdušná směs a která má být zavzdušněna rušičem vakua při odstavení.

5 Rušič vakua

Rušičem vakua je obvykle armatura s pneupohonem, jako je tomu i v případě této diplomové práce. Pokud však není k dispozici systém ovládacího vzduchu, používá se solenoidový ventil.

Rušič vakua se používá při obvyklém nebo nouzovém odstavení turbíny. Cílem rušení vakua je snížit dobu zastavení rotace turbínového rotoru, zabránit nasávání studeného vzduchu přes ucpávky hřídele, zbrzdit otáčky rotoru a možnost odstavení systému ucpávkové páry. Použitím rušiče vakua je také dosaženo rychlejšího doběhu turbíny v případě krizových situací (např. požár, nepřijatelné teploty ložisek), čímž se sníží riziko následných škod.

Otevřením rušiče vakua proudí do kondenzátoru (v případě turbíny řešené v této diplomové práci do topných výměníků) a turbíny vzduch. Rychlý vzestup tlaku má i brzdné účinky. Vzhledem k odstavení systému odsávání parovzdušné směsi a vyrovnání tlaků s okolím je možné odstavit systém pro zahlcení ucpávek hřídele.

Nouzové odstavení turbíny může například nastat, pokud dojde k poruše kotle, a tedy výpadku páry. Během dojíždění turbíny je nutné mít dostatek páry na zahlcení ucpávek, což je při poruše kotle (výpadku páry) těžké zajistit. Proto je potřeba co nejdříve vakuum na turbíně zrušit - zavzdušnit ji, aby nedošlo k situaci, že na turbínu začne nezahlcenými ucpávkami proudit studený vzduch. Studený vzduch by mohl způsobit poškození rozehřáté turbíny (např. zkřivení rotoru). Na druhou stranu, pokud by bylo vakuum na turbíně rušeno příliš rychle, nastalo by riziko pevnostního poškození lopatek.

Rušič vakua je standardně navrhován tak, aby doba, za kterou je zařízení zavzdušněno alespoň na 0,8 bar(a), byla zhruba 10 minut. Tento čas je přibližný a je výrazně ovlivněn velikostí zařízení.

Rušič vakua není potřeba instalovat, pokud je systém odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru zajišťován paroproudovou vývěvou a najížděcím ejektorem, přes který je možné vakuum zrušit otevřením armatury do atmosféry.

Turbína, která je zvolena v této práci jako modelová, byla volena s vidinou možnosti získání dat ze stavby, která ověří správnost či odchylky výpočtu. Aby měly výsledky lepší vypovídající hodnotu, bylo plánováno sehnat taková data i z jiných zakázek, kde se vyskytuje rušič vakua. To se však nepodařilo zcela. Postupem času se povedlo získat data z měření rušení vakua ze zakázek, na kterých se vakuum neruší přímo rušičem vakua, ale pomocí najížděcího ejektoru. Tento způsob vyžaduje lehce odlišný způsob výpočtu času potřebného pro zrušení vakua. Výpočet bude předmětem kapitoly 5.2.

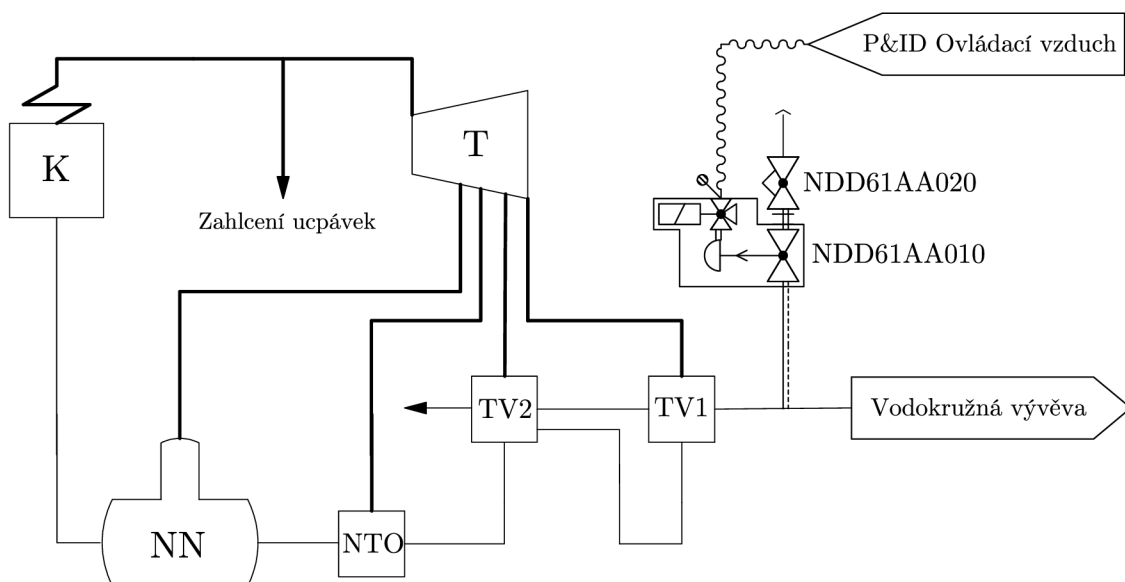
Pro každý ze zmíněných způsobů rušení vakua bude zpracováno více variant výpočtu (ozn. jako varianta A, B,...). Cílem je vybrat takovou variantu, která na základě dat naměřených na stavbě nejvíce odpovídá realitě.

5.1 Návrh rušiče vakua

Rušič vakua bude navržen pro turbínu, která byla použita jako modelová pro tuto práci. Tato modelová turbína se však v některých ohledech liší od návrhu provedeného v rámci této práce. Rozdíly vznikly v důsledku odlišného způsobu tepelného výpočtu, a také vlivem toho, že v tomto případě nebyl proveden detailní výpočet turbíny - předběžný výpočet neposkytuje přesné výsledky. Data, která byla na této turbíně naměřena, jsou vypovídající pouze za předpokladu, že bude dodržena originální, tedy skutečná geometrie turbíny. Aby nedošlo ke zkreslení výpočtu rušiče vakua, poskytla firma Siemens skutečnou geometrii turbíny.

Návrh rušiče vakua bude proveden v programu MS Excel. Je snahou vytvořit výpočet, který bude univerzálně použitelný pro jakékoliv turbosoustrojí a který poskytne relevantní výsledky při co nejmenším počtu vstupních dat. Kvůli citlivé povaze výpočtu vzhledem k firmě Siemens, nebude výpočet v programu MS Excel v rámci této diplomové práce zveřejněn.

5.1.1 Umístění armatury



Obr. 5.1: Umístění rušiče vakua

Rušič vakua (ozn. jako NDD61AA010) je umístěn mezi topným výměníkem 1 (TV1) a systémem odsávání pomocí vodokružné vývěvy viz P&ID schéma (příloha A) nebo obrázek 5.1.

Potrubní trasa, na které je rušič vakua (NDD61AA010) umístěn, je primárně určena k použití regulačního ventilu NDD61AA020. Modelová turbína slouží jako topný stroj, z čehož plynou různé režimy jejího provozování - expanze na turbíně může končit ve vakuu, ale také v přetlaku. Právě provozování, kdy expanze končí v přetlaku, si vynucuje použití regulačního ventilu (NDD61AA020), který je nastaven tak, aby mohla parovzdušná směs vlivem přetlaku odcházet, zároveň však tak, aby neunikala pára ze systému. Systém odsávání je v tomto režimu odstaven.

Vzhledem k existenci výše zmíněného bylo výhodné danou potrubní trasu využít také pro umístění rušiče vakua.

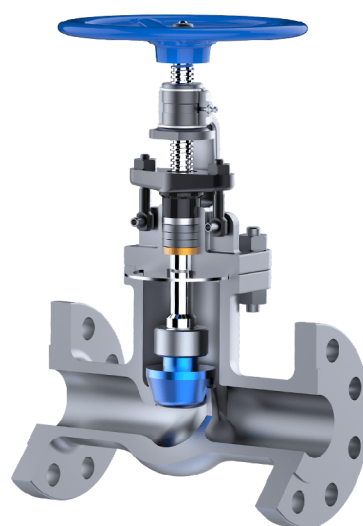
5.1.2 Design armatury

Konstrukčně je ventil řešen tak, jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly - obvykle je vakuum rušeno sedlovým ventilem s pneupohonem viz obrázek 5.2a. Tento způsob vyžaduje existenci systému ovládacího vzduchu. Před tímto ventilem (NDD61AA010) je umístěn ještě regulační ventil (NDD61AA020) pomocí kterého je možné regulovat průtok vzduchu.

Sedlový ventil funguje na principu pohybu kuželky, která dosedá na tzv. sedlo, čímž ventil uzavírá. Tento princip je patrný z obrázku 5.2b, kde je zobrazen v řezu sedlový ventil s ručním ovládním.



(a) Sedlový ventil s pneupohonem [5]



(b) Sedlový ventil s ručním ovládním [6]

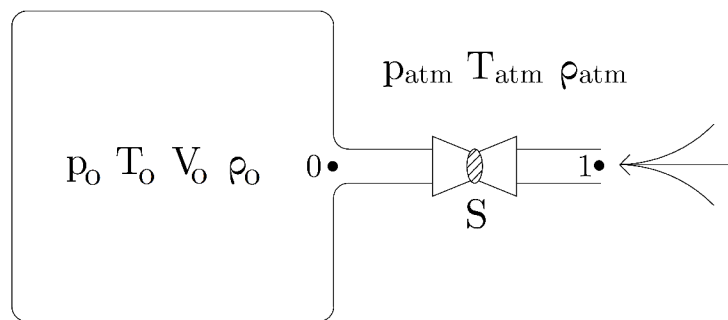
Obr. 5.2: Sedlový ventil

5.1.3 Postup výpočtu času potřebného ke zrušení vakua

Cílem výpočtu je návrh dimenze rušiče vakua tak, aby bylo zajištěno zavzdušnění turbíny, topných výměníků, NTO a příslušného potrubí za čas, který je vhodný pro zodpovědné provozování turbosoustrojí.

Čas potřebný pro zrušení vakua pomocí rušiče vakua je počítán dvěma různými způsoby (ozn. jako varianta A, varianta B,...), následující body však platí pro všechny způsoby výpočtu.¹

1. V celém výpočtu je počítáno s veličinami v základních jednotkách (pokud není uvedeno jinak).
2. Před samotným výpočtem je provedeno zjednodušení celé soustavy viz obrázek 5.3. Zjednodušení spočívá ve spočtení celkového objemu zavzdušňovaných zařízení (označen jako V_o). Soustava se tedy dále řeší jako uzavřená „nádoba“, která je rušičem vakua propojena s atmosférou. Je počítáno s tím, že oba ventily (NDD61AA010 a NDD61AA020) jsou plně otevřené, a že místo s nejmenším průtočným průřezem se nachází ve ventilu NDD61AA010 (rušiči vakua).



Obr. 5.3: Grafické znázornění zjednodušení řešeného problému

3. Je spočten objem V_o . Do tohoto objemu jsou započteny objemy všech zařízení, které jsou v P&ID schématu v příloze A. Všechna tato zařízení jsou propojena tak, že v případě otevření rušiče vakua dojde k jejich zavzdušnění.
4. Je navržena velikost nejmenšího průtočného průřezu, tedy dimenze ventilu (rušiče vakua). Snahou je navrhnout takovou hodnotu, která bude stačit na zavzdušnění objemu V_o , a zároveň takovou, aby se vakuum nerušilo příliš rychle. Od této dimenze se odvíjí hodnota průtočného součinitele K_V , kterou zpravidla udává dodavatel ventilu.
5. Na základě parametrů počátečního stavu média v „nádobě“ (pára) a média mimo „nádobu“ (vzduch, kterým se zavzdušňuje), je možné určit průtok

¹Informace, u kterých nebude určeno jinak, vycházejí z materiálů firmy Siemens [4].

vzduchu do „nádoby“ a čas, za který se tlaky vyrovnají, když je rušič vakua otevřen.

6. Samotný výpočet průtoku vzduchu, ať už se jedná o variantu A nebo B, vychází z Bernoulliho rovnice, rovnice kontinuity a stavové rovnice. Během výpočtu je třeba rozlišovat proudění kritické a podkritické.
7. Výpočet je realizován po krocích dt . V každém novém kroku je spočtena nová hmotnost přisátého vzduchu, na jejímž základě je stanoven přírůstek tlaku, a tedy i nová hodnota tlaku v „nádobě“.
8. Jakmile je uvnitř dosažen atmosferický tlak, výpočet končí. Na základě počtu provedených kroků a zvoleného časového kroku dt je zjištěn čas, za který dojde ke zrušení vakua. Další zjišťovanou hodnotou je čas, za který je v „nádobě“ dosaženo 0,8 bar(a). Jak bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, tlak 0,8 bar(a) je hraničním tlakem, který se dá považovat za takový, který již neohrožuje zařízení a kdy je možné odstavit systém ucpávkové páry.

5.1.4 Varianta A

V tomto způsobu výpočtu jsou uplatněny vztahy již zmíněné (Bernoulliho rovnice, rovnice kontinuity, stavová rovnice), navíc také Saint-Venantova-Wantzelova rovnice. Nejdříve jsou určena vstupní data:

Tab. 5.1: Vstupní hodnoty pro výpočet času potřebného ke zrušení vakua ventilem - rušičem vakua

Zavzdušňovaný objem	V_o	82,92	m^3
Světlost ventilu	DN	25	mm
Tlak vakua	p_o	0,11	bar(a)
Teplota vakua	T_o	64,5	$^{\circ}C$
Tlak okolního vzduchu	$p_1 = p_{atm}$	1	bar(a)
Hustota okolního vzduchu	$\rho_1 = \rho_{atm}$	1,2	kg/m^3
Poissonova konstanta pro vzduch	κ	1,4	-
Měrná plynová konstanta pro vzduch	r	287,06	J/kg.K

Celkový objem soustavy V_o byl spočten na základě výkresové dokumentace modelové turbíny. Světlost ventilu byla již dána reálnou konstrukcí zařízení. Hodnoty tlaku a teploty vakua jsou takové, jaké byly naměřeny před začátkem rušení vakua (byly odečteny z dat naměřených na stavbě). Stejně platí i pro parametry vzduchu.

Tlakový rozdíl mezi p_o a p_{atm} je tak velký, že je možné proudění rozdělit na kritické a podkritické. Proudění bude nejprve kritické, a to až do doby, než bude uvnitř „nádob“ (viz obrázek 5.3) dosažen kritický tlak p_{krit} . Poté již bude proudění podkritické - rychlost proudění se bude snižovat až do vyrovnání tlaků, kdy bude nulová. Tato závislost proudění vzduchu na tlaku je znázorněna na obrázku 5.4.

Kritický tlak

$$p_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,528 \text{ bar(a)} \quad (5.1)$$

Pokud je $\frac{p_o}{p_1} \leq p_{kr}$, jedná se o kritické proudění. Jakmile je poměr $\frac{p_o}{p_1} > p_{kr}$, je proudění podkritické. Na základě typu proudění je možné pomocí Saint-Venantovy-Wantzelovy rovnice [8] spočítat rychlost proudění.

Rychlost kritického proudění

$$w_{kr} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1}} \quad (5.2)$$

Rychlost podkritického proudění

$$w_{podkr} = \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (5.3)$$

Aby bylo možné určit průtok vzduchu Q , je nutné stanovit průtočný průřez ventilu S . Tento výpočet vychází z rovnice kontinuity, Bernoulliho rovnice, stavové rovnice a definice průtokového součinitele ventilu K_V .

Rovnice kontinuity

$$Q = S \cdot w \quad (5.4)$$

Vynásobením rovnice hustotou ρ je získán tvar pro hmotnostní průtok vzduchu:

$$\dot{m} = S \cdot w \cdot \rho, \quad (5.5)$$

Rovnici 5.5 je možné upravit do následujících tvarů:

$$S \cdot w = \dot{V}, \quad (5.6)$$

$$w = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho} = \frac{\dot{V}}{S} \quad (5.7)$$

Bernoulliho rovnice

Rovnice je psána pro body 0, 1 viz obrázek 5.3.

$$\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{w_1^2}{2} + g \cdot h_1 = \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{w_0^2}{2} + g \cdot h_0 \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{w_1^2}{2} &= 0 && \text{Rychlost vzduchu mimo „nádobu“ je zanedbatelná.} \\ g \cdot h_1 &= 0 && \text{Vliv potenciální energie je zanedbán.} \end{aligned}$$

Rovnice 5.8 může být po úpravách a na základě 5.7 přepsána do následujícího tvaru:

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho_1} = \frac{\dot{V}_0^2}{2 \cdot S^2} \quad (5.9)$$

Průtokový součinitel ventilu

K_V dle definice vyjadřuje objemový průtok vody, který ventilem proteče za referenčních podmínek - tlakový rozdíl před a za armaturou je $\Delta p = 1$ bar, teplota vody 15 °C, hustota $\rho = 1000$ kg/m³ [9].

$$K_V = Q \cdot \sqrt{100 \cdot \frac{\rho}{\Delta p}} \quad (5.10)$$

Vztah pro průtočný průřez ventilu S je odvozen pomocí průtokového součinitele ventilu K_V a rovnice 5.9 za předpokladu výše zmíněných referenčních podmínek.

$$\frac{100\,000}{1\,000} = \frac{K_V^2}{2 \cdot S^2} \quad (5.11)$$

Průtočný průřez ventilu

je po úpravě a převodu K_V na základní jednotky:

$$S = \frac{K_V}{36\,000} \cdot \sqrt{\frac{1}{2}} = 1,9 \text{ cm}^2 \quad (5.12)$$

$K_V = 9,7$ Odečteno z tabulky používaných ventilů a klapek, dodavatel ARMATURY Group.

Hmotnostní průtok vzduchu

$$\dot{m} = w \cdot \rho \cdot S \quad (5.13)$$

Dokud je proudění kritické, je za w dosazována kritická rychlost w_{kr} spočtena dle 5.2 a za ρ je dosazována ρ_{kr} , která se spočte jako:

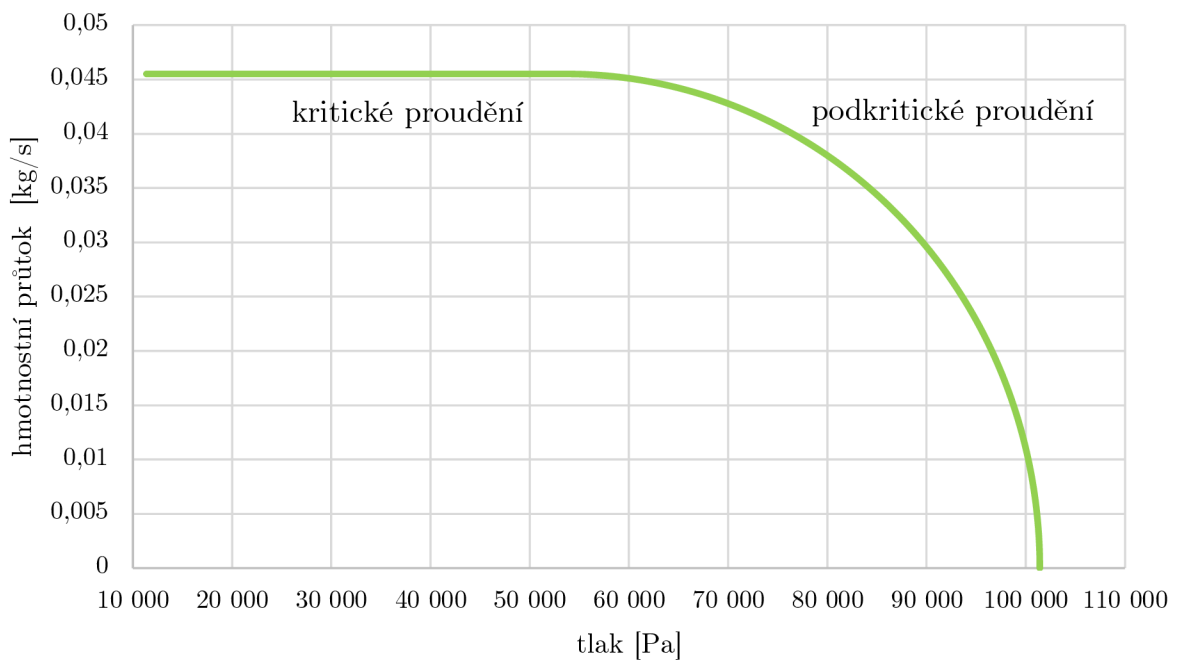
$$\rho_{kr} = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_{kr}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (5.14)$$

Jakmile začne být proudění podkritické, je rychlost počítána dle 5.3 a hustota analogicky k 5.14:

$$\rho_{podkr} = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_{i-1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (5.15)$$

Hmotnostní průtok vzduchu je počítán po krocích. Krok dt byl stanoven na 0,4s. Při takovémto dt je počet kroků výpočtu 5 503, což je dostačující k tomu, aby platily vztahy 5.16 a 5.17.

Na základě hmotnostního průtoku plynu je možné stanovit hmotnost a tlak média v „nádobě“ v každém kroku dt . Tímto médiem je myšlena směs vzduchu a páry, která se v zavzdušňovaném systému nacházela před začátkem rušení vakua.



Obr. 5.4: Závislost hmotnostního průtoku vzduchu na tlaku

Celková hmotnost vzduchu

Hmotnost v každém kroku je spočtena jako součet hmotnosti média v kroku předchozím a přírůstkem hmotnosti za krok aktuální. Z této hmotnosti je pomocí stavové rovnice [10] určen tlak.

$$\dot{m}_{i+1} = m_i + \dot{m} \cdot dt \quad (5.16)$$

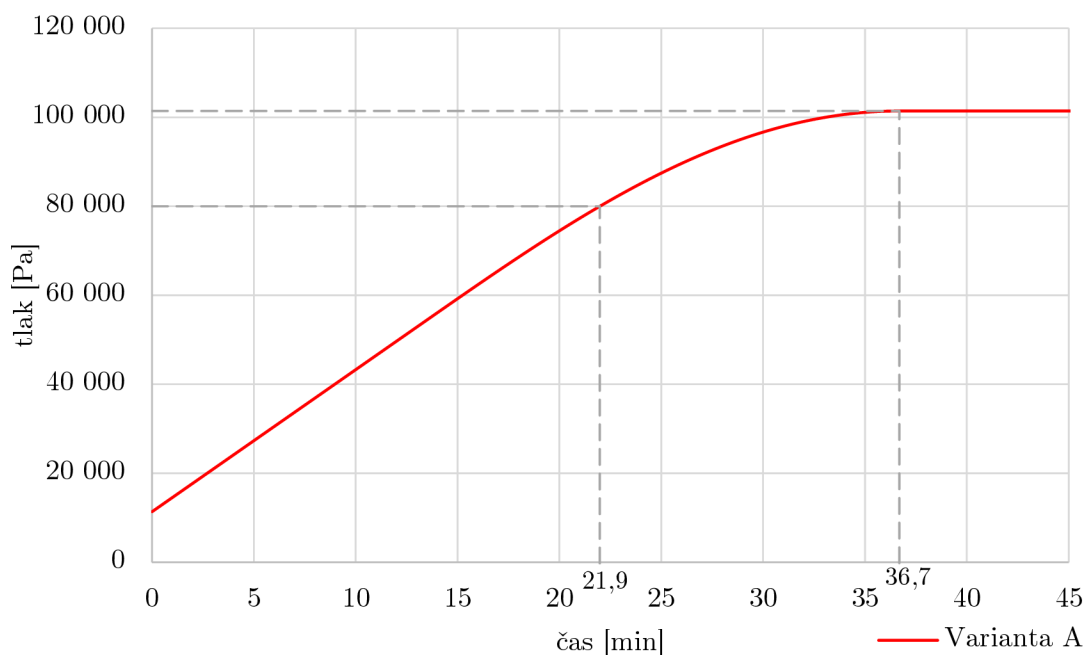
Jako m_o byla uvažována hmotnost páry, která byla v systému před začátkem zavzdušňování.

Tlak

$$p_{i+1} = \frac{m_{i+1} \cdot r \cdot T_o}{V_o} \quad (5.17)$$

Výpočet končí dosažením atmosferického tlaku. Předmětem tohoto výpočtu je odhad času potřebného pro zrušení vakua nebo času, za který je dosažen tlak alespoň 0,8 bar(a). Tlak 0,8 bar(a) se dá považovat za již bezpečný pro odstavení turbíny a souvisejícího zařízení.

Jak je vidět z následujícího obrázku 5.5, tlaku 0,8 bar(a) bylo dosaženo za necelých 22 minut a k vyrovnání tlaků došlo za téměř 37 minut. Průběh narůstání tlaku v „nádobě“ v závislosti na čase je patrný z obrázku 5.5. V obrázku je vyznačen čas dosažení tlaku 0,8 bar(a) a dosažení atmosferického tlaku.



Obr. 5.5: Čas potřebný pro zrušení vakua, varianta A

5.1.5 Varianta B

Výchozí hodnoty pro výpočet jsou v tabulce 5.1. Tato varianta výpočtu taktéž zohledňuje fakt, že proudění je kritické a podkritické. Výpočet se liší ve způsobu určení hmotnostního průtoku vzduchu \dot{m} .

Nejdříve je stejně jako ve variantě A dle rovnice 5.1 určeno, o jaký typ proudění se jedná. Poté je spočten průtok vzduchu. Vztahy 5.18, 5.19 pro výpočet průtoku stlačitelného plynu jsou v lehké úpravě převzaty ze sborníku přednášek [9]. Jednotkou objemového průtoku je m^3/s .

Objemový průtok vzduchu pro kritické proudění

$$\dot{V}_{\text{kr}} = \frac{5\,141 \cdot K_V \cdot p_1}{2 \cdot 3\,600 \sqrt{\rho_1 \cdot T_1}} \quad (5.18)$$

$K_V = 9,7$ Odečteno z tabulky používaných ventilů a klapek, dodavatel ARMATURY Group.

Objemový průtok vzduchu pro podkritické proudění

$$\dot{V}_{\text{podkr}} = \frac{5\,141 \cdot K_V}{3\,600} \cdot \sqrt{\frac{(p_1 - p_o) \cdot p_o}{\rho_1 \cdot T_1}} \quad (5.19)$$

Z hlediska dalších výpočtů je výhodnější přepočítat objemový průtok vzduchu na hmotnostní.

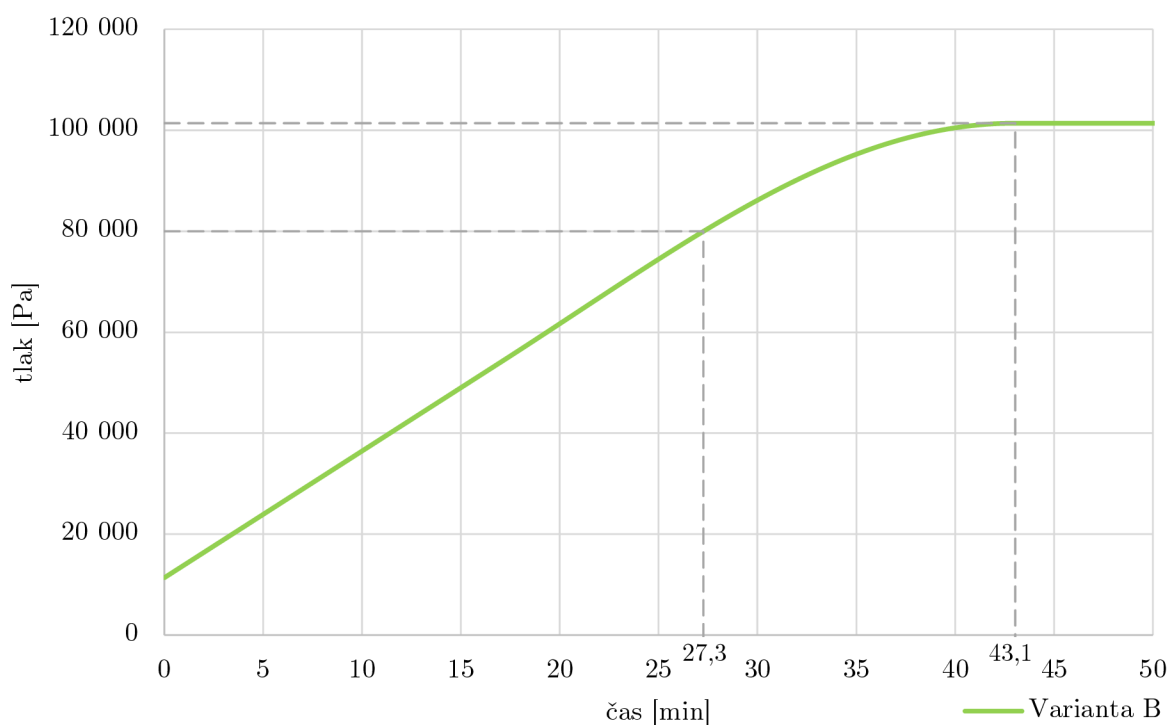
Hmotnostní průtok vzduchu

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (5.20)$$

Hustota ρ se počítá dle vztahu 5.14, pokud je proudění kritické, popř. dle 5.15, je-li proudění podkritické.

Další postup je identický jako u varianty A. Na základě hmotnostního průtoku je spočtena hmotnost přibývajících vzduchu, a tedy i jeho tlakový přírůstek (rovnice 5.16 a 5.17). Po dosažení atmosferického tlaku uvnitř „nádoby“ (viz obrázek 5.3) výpočet končí a na základě zvoleného času jednoho kroku a počtu kroků potřebného k provedení výpočtu je možné stanovit čas potřebný k zavzdušnění.

V této variantě byl zvolen krok dt stejný jako u varianty A (0,4 s). Atmosferického tlaku bylo dosaženo po 6 456 krocích výpočtu, tedy zhruba po 43 minutách. Tlak 0,8 bar(a) byl dosažen za 27 minut a 16 sekund. Výsledky jsou patrné z následujícího obrázku 5.6.



Obr. 5.6: Čas potřebný pro zrušení vakua, varianta B

5.1.6 Srovnání výsledků výpočtů s daty naměřenými na stavbě

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, na turbíně, která sloužila jako modelová pro tuto práci, bylo přímo na stavbě provedeno měření rušení vakua. Výstupem tohoto měření byla závislost průběhu tlaku na čase.

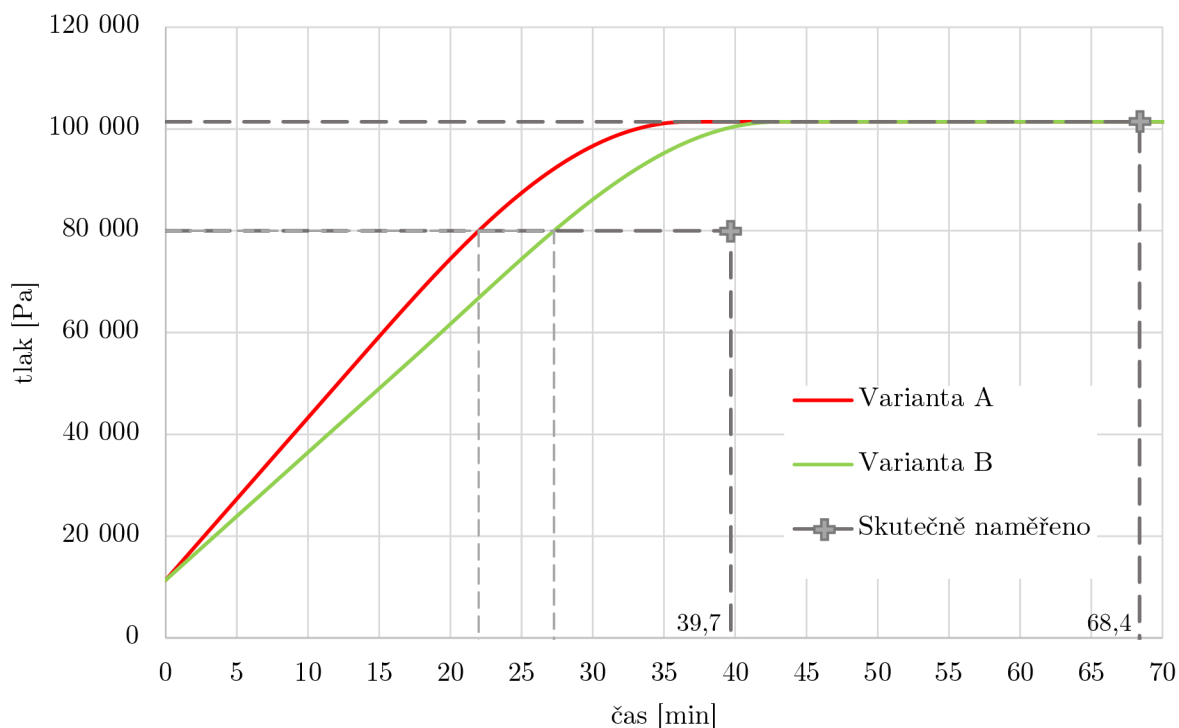
V obrázku 5.7 je zobrazeno srovnání výsledků výpočtů a výsledku měření reálného času, za který bylo dosaženo stěžejních tlaků.

Z důvodu přehlednosti nebyly v obrázku 5.7 zobrazeny všechny výstupy. Pro doplnění a jasné srovnání slouží následující tabulka:

Tab. 5.2: Srovnání výsledků

Dosažený tlak	Naměřeno	Varianta A	Varianta B
0,8 bar(a)	39 min 42 s	21 min 58 s	27 min 16 s
atmosferický tlak	68 min 24 s	36 min 41 s	43 min 3 s

Z výsledků výpočtů vyplývá, že rušení vakua ve skutečnosti neprobíhalo dle očekávání. Naměřený čas potřebný k dosažení atmosferického tlaku byl oproti variantě A o téměř 32 minut delší a oproti variantě B byl delší o více než 25 minut.



Obr. 5.7: Srovnání varianty A a B

Srovnáním výpočtů s měřením ze stavby byly potvrzeny obavy firmy Siemens ohledně nevhodného umístění rušiče vakua. Rušič vakua (NDD61AA010) byl umístěn mezi topný výměník 1 a systém odsávání pomocí vodokružné vývěvy na již existující potrubní větev s regulačním ventilem (NDD61AA020) viz podkapitola 5.1.1. Paro-vzdušná směs je odváděna z topného výměníku 2 do topného výměníku 1. Odtud odchází přes zmíněnou potrubní trasu do atmosféry. Tato potrubní trasa ústí do topného výměníku 1 zanořenou děrovanou trubkou. Právě toto děrování nejspíše způsobilo dlouhý čas naměřený při rušení vakua, protože je možné, že malé dírký vytváří ještě menší průtočný průřez, než je ve ventilu rušiče vakua.

Další možností, proč se výpočet liší od naměřených dat, je přítomnost regulačního ventilu NDD61AA020 na stejné potrubní trase, jako se nachází rušič vakua. Ačkoliv je průtočný průřez regulačního ventilu větší než průtočný průřez rušiče vakua, nedá se vyloučit jeho vliv na zpomalení rušení vakua.

Ani jednu z domněnek však nelze ověřit z důvodu nedostupnosti dat - tato část systému není v rozsahu dodávky firmy Siemens.

Na základě výše uvedených dat přijala firma Siemens opatření, že rušič vakua bude umístěn přímo na plášti topného výměníku 1, nebo na potrubí mezi topný výměník 1 a turbínu.

5.2 Výpočet času potřebného pro rušení vakua najížděcím ejektorem

Nepodařilo se sehnat dostatek dat ze stavby na rušení vakua přes ventil (rušič vakua), pro rušení vakua najížděcím ejektorem je však situace trochu lepší. Data naměřená na stavbě byla získána od zaměstnanců firmy Siemens, kteří zajišťovali najíždění daného turbosoustrojí. Pro tento případ jsou k dispozici měření ze dvou zakázek. Důvodem nízkého počtu měření je, že najíždění jiných zakázek bylo kvůli pandemii koronaviru odloženo mimo dobu zpracování diplomové práce.

Tyto zakázky se od sebe značně odlišují velikostí objemu zavzdušňovaných částí. Podrobnější srovnání poskytuje tabulka 5.3. Pro rušení vakua najížděcím ejektorem platí stejné podmínky z hlediska průběhu tlaku v závislosti na čase jako pro rušení přes rušič vakua. Zavzdušňování funguje u rušiče vakua na principu proudění vzduchu přes ventil, narozdíl od najížděcího ejektoru, kde je rychlost proudění vzduchu dáno nejúžším průřezem ejektoru. Vzhledem k této odlišnosti bude pro výpočet proudění najížděcím ejektorem použit výpočet pro proudění clonou. Jelikož je více možností výpočtu, budou opět zpracovány do jednotlivé varianty (C, D, E, F).

Postup výpočtu času zavzdušnění uvedený v podkapitole 5.1.3 platí i pro následující varianty s tím rozdílem, že nejmenší průtočný průřez není určen pomocí průtokového součinitele K_V , ale je dán nejúžším místem najížděcího ejektoru, přes které vzduch musí projít.

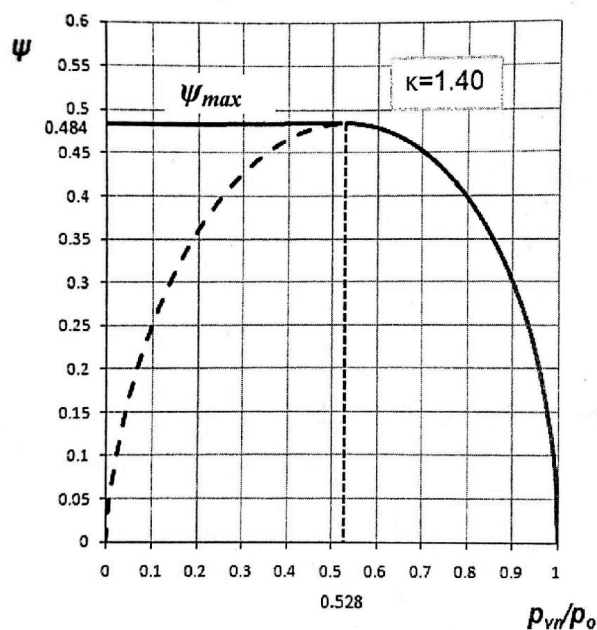
V tabulce 5.3 jsou vypsány vstupní hodnoty pro výpočet pro obě zakázky, ze kterých se podařilo získat naměřená data. Nejdříve budou rozebrány jednotlivé varianty výpočtů, poté budou výsledky prezentovány zvlášť pro každou zakázku.

Tab. 5.3: Vstupní hodnoty pro výpočet rušení vakua najížděcím ejektorem

			Zakázka 1	Zakázka 2
Zavzdušňovaný objem	V_o	m^3	139	28
Průměr průtočného průřezu	d	mm	60	30
Tlak vakua	p_o	Pa	6 472	2 256
Teplota vakua	T_o	$^{\circ}C$	37,5	32,4
Tlak okolního vzduchu	p_1	Pa	97 086	97 772
Hustota okolního vzduchu	ρ_1	kg/m^3	1,15	1,16
Poissonova konstanta pro vzduch	κ	-	1,4	1,4
Měrná plynová konstanta pro vzduch	r	J/kg.K	287,06	287,06

5.2.1 Varianta C

Výpočet je opět založen na rozdělení na proudění kritické a podkritické. Je zavedena výtoková funkce ψ [10]. Její průběh je zřejmý z obrázku 5.8. Při kritickém proudění (tlak v „nádobě“ je menší než kritický tlak) je výtoková funkce ψ maximální (ψ_{\max}). Jakmile je proudění podkritické, funkce ψ parabolicky klesá a úměrně s ní klesá také hmotnostní průtok vzduchu.



Obr. 5.8: Průběh výtokového součinitele ψ při zahlcení dýzy ($\kappa = 1,40$), převzato z [10]

Výtoková funkce, maximální

Pokud je proudění kritické, počítá se výtoková funkce jako:

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (5.21)$$

Výtoková funkce

Následující vztah platí pro podkritické proudění:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]} \quad (5.22)$$

Hmotnostní průtok vzduchu

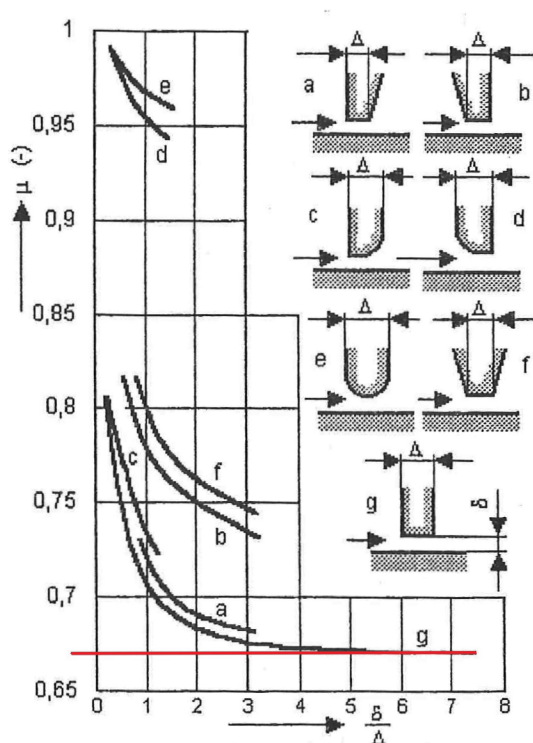
Jakmile je známá výtoková funkce, je možné stanovit hmotnostní průtok vzduchu. Aby došlo ke zpřesnění výpočtu průtoku vzduchu, je pro zohlednění tvaru nejužšího průtočného průřezu použit průtokový součinitel ucpávek μ [3]. Tento součinitel je odečten z obrázku 5.9.

$$\dot{m} = S \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{v_1}} \cdot \psi \cdot \mu \quad (5.23)$$

S Průtočný průřez, spočten jako $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

v_1 Měrný objem okolního vzduchu je doložen jako $v_1 = \frac{1}{\rho_1}$.

μ Průtokový součinitel ucpávek, $\mu = 0,67$.



Obr. 5.9: Průtokový součinitel ucpávek, převzato z [3]

Průtokový součinitel ucpávek byl odečten jako $\mu = 0,67$ podle křivky g. Tato křivka byla volena s ohledem na poměr $\frac{B}{\Delta}$. Hodnoty, které může poměr dosahovat, vylučuje všechny křivky kromě křivky g.

Další postup je identický jako u varianty A (rovnice 5.16 a 5.17). Časový krok dt byl volen 0,1 s. S takovýmto dt byl počet kroků výpočtu pro zakázku 1: 4 178; pro zakázku 2: 3 560. Srovnání výsledků bude provedeno po výčtu všech variant.

5.2.2 Varianta D

Tato varianta je velmi podobná předchozí variantě C. Liší se způsobem zpřesnění výpočtu průtoku vzduchu.

Hmotnostní průtok vzduchu

Místo průtokového součinitele ucpávek μ je zde použit průtokový součinitel clony α [4].

$$\dot{m} = S \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{v_1}} \cdot \psi \cdot \alpha \quad (5.24)$$

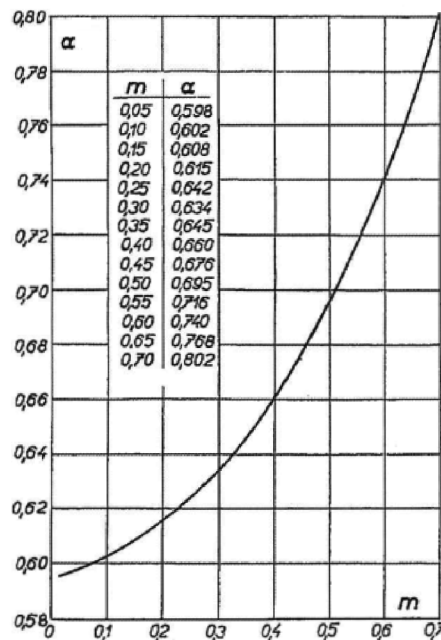
Průtokový součinitel clony

$$\alpha = 0,6 + 0,41 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad (5.25)$$

Vztah 5.25 platí za následujících předpokladů:

- $0,05 \leq \left(\frac{d}{D}\right)^2 \leq 0,064$
- $50\,000 < Re < 1\,000\,000$

Průtokový součinitel clony α je možné také odečíst z obrázku 5.10.



Obr. 5.10: Průtokový součinitel clony, m vyjadřuje poměr $\frac{d}{D}$, převzato z [11]

Pro spočtení hmotnostních a tlakových přírůstků jsou použity rovnice 5.16 a 5.17. Časový krok dt byl volen 0,1 s. Počet kroků výpočtu byl pro zakázku 1: 4 017; pro zakázku 2: 3 372.

5.2.3 Varianta E

Tato varianta je založena na teorii výtoku plynu z ideální trysky. Postup výpočtu se oproti předchozím variantám výrazně nezmění. Lišit se bude způsobem výpočtu hmotnostního průtoku \dot{m} , ten bude počítán dle [12].

Dokud je proudění kritické, je třeba v následujících vztazích dosazovat místo tlaku vakua p_o tlak kritický p_{kr} (spočten v rovnici 5.1). Po dosažení podkritického proudění je za p_o dosazován tlak v „nádobě“ viz obrázek 5.3.

Hmotnostní průtok

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot K_G \cdot \sqrt{\frac{\frac{2 \cdot p_1}{v_1} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}{\left(\frac{p_o}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \beta^4}} \quad (5.26)$$

K_G Výtokový součinitel pro plyn. Je založen na výtokovém součiniteli pro kapalinu K_L .

$$K_G = \frac{1 - \sqrt{1 - z}}{2 \cdot \chi \cdot \left(\frac{p_o}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}} \quad (5.27)$$

z, χ, μ Bezrozměrní součinitelé.

$$z = 4 \cdot \left(\frac{p_o}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \left(1 - \frac{p_o}{p_1}\right) \cdot \frac{\mu}{\chi^2} \quad (5.28)$$

$$\chi^2 = \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_o}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_o}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] \quad (5.29)$$

$$\mu = \frac{1}{K_L} - \frac{1}{2 \cdot K_L^2} \quad (5.30)$$

K_L Výtokový součinitel pro kapalinu.

$$K_L = 0,61375 + 0,13318 \cdot \beta^2 - 0,26095 \cdot \beta^4 + 0,51146 \cdot \beta^6 \quad (5.31)$$

β Součinitel reprezentující geometrii clony pomocí poměru $\beta = \frac{d}{D}$, kde d je průměr clony a D je průměr potrubí před clonou.

Stejně jako v předchozích variantách jsou nyní po zvoleném časovém kroku $dt = 0,1$ s dopočteny hmotnostní a tlakové přírůstky pomocí rovnic 5.16 a 5.17. Počet kroků výpočtu byl pro zakázku 1: 3 659; pro zakázku 2: 3 110.

5.2.4 Varianta F

Poslední variantou výpočtu je proudění clonou se zohledněním tlakové ztráty vznikající při proudění v místě clony. Tyto ztráty budou zahrnuty již při výpočtu průtočného průřezu clony.

Průtočný průřez

Průtočný průřez je možné odvodit z Bernoulliho rovnice (viz 5.8). Při zavedení předpokladů, které jsou zmíněné pod rovnicí 5.8, vznikne vztah 5.9, který se dá po úpravě napsat následujícím způsobem:

$$S = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{2 \cdot \Delta p_z}} \quad (5.32)$$

Q Vyjadřuje objemový průtok v m³/s.

Δp_z Trvalá tlaková ztráta vznikající při proudění vzduchu clonou.

Objemový průtok

Je určen normou ČSN EN ISO 5167.

$$Q = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_o)}{\rho_1}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (5.33)$$

C Součinitel vyjádřený jako:

$$C = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,0184 \cdot \beta^8 \quad (5.34)$$

β Součinitel reprezentující geometrii clony pomocí poměru $\beta = \frac{d}{D}$, kde d je průměr clony a D je průměr potrubí před clonou. Doporučená hodnota poměru β je mezi 0,2 a 0,67.

Tlaková ztráta

Trvalá tlaková ztráta je dána stejně jako průtok normou ČSN EN ISO 5167.

$$\Delta p_z = \frac{\sqrt{1 - \beta^4} - C \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4} + C \cdot \beta^2} \cdot (p_1 - p_o) \quad (5.35)$$

Po dosazení vztahu pro tlakovou ztrátu 5.35 a pro objemový průtok 5.33 do rovnice 5.32 je možné vyjádřit průtočný průřez clony jako:

$$S = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{1 - \beta^4} + C \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4} - C \cdot \beta^2}} \quad (5.36)$$

Hmotnostní průtok

Nyní je možné dopočítat hmotnostní průtok clonou dle rovnice 5.13:

$$\dot{m} = S \cdot w \cdot \rho$$

- w Rychlost proudění vzduchu, pro kritické proudění se použije výpočet 5.2, pro podkritické 5.3.
- ρ Hustota proudícího vzduchu, pro kritické proudění se použije výpočet 5.14, pro podkritické 5.15.

Nakonec jsou dopočteny hmotnostní a tlakové přírůstky pomocí rovnic 5.16 a 5.17. S časovým krokem $dt = 0,1$ s byl počet kroků výpočtu pro zakázku 1: 6 686; pro zakázku 2: 5 612.

5.2.5 Srovnání výsledků výpočtů s daty naměřenými na stavbě

V této kapitole budou srovnány výsledky jednotlivých variant zvláště pro každou zakázku. Nejdříve budou výsledky srovnány graficky, následně také v tabulce.

Zakázka 1

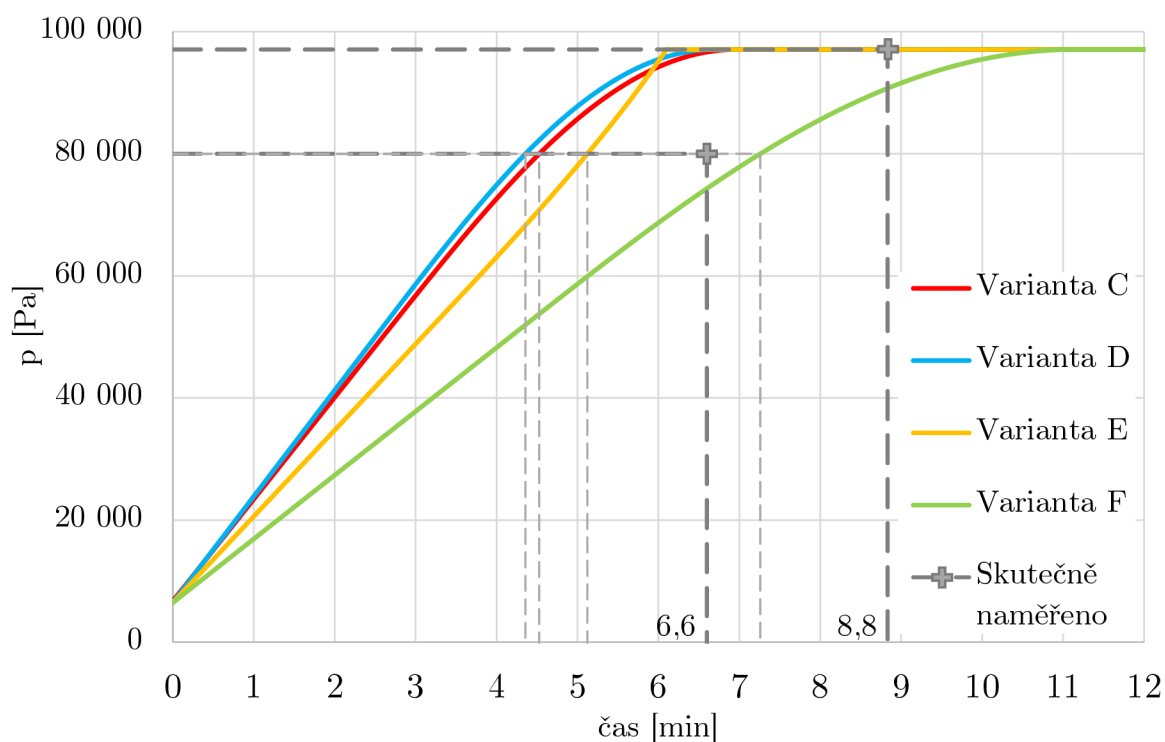
Jedná se o turbosoustrojí, které slouží pro provoz v papírně, nachází se v Komij-ské republice v Rusku. Parametry uvedené v tabulce 5.4 jsou určeny na základě dokumentace nebo dat naměřených na stavbě.

Tab. 5.4: Zakázka 1 - vstupní parametry

Zavzdušňovaný objem	V_o	m^3	139
Průměr průtočného průřezu	d	mm	60
Tlak vakua	p_o	Pa	6 472
Teplota vakua	T_o	$^{\circ}\text{C}$	37,5
Tlak okolního vzduchu	p_1	Pa	97 086

Z obrázku 5.11 je patrné, že kromě varianty E mají všechny varianty podobný průběh. U varianty E je to způsobeno výtokovým součinitelem K_G , který v oblasti podkritického proudění začíná růst rychleji se zmenšujícím se rozdílem tlaků p_o a p_1 . Takovéto chování je přesně opačné v porovnání s reálným chováním. Z tohoto důvodu bude dále brán zřetel spíše na zbylé tři varianty.

Zdá se, že nejlépe odpovídá naměřeným datům varianta F (viz tabulka 5.5). Dosažení tlaku 0,8 bar(a) trvá oproti skutečnosti o 40 sekund déle, dosažení atmosferického



Obr. 5.11: Srovnání výsledků pro zakázku 1

Tab. 5.5: Zakázka 1 - srovnání výsledků

Dosažený tlak	Naměřeno	Varianta C	Varianta D	Varianta E	Varianta F
0,8 bar(a)	6 min 36 s	4 min 32 s	4 min 22 s	5 min 7 s	7 min 16 s
atmosferický tlak	8 min 50 s	6 min 58 s	6 min 42 s	6 min 6 s	11 min 9 s

tlaku trvá dle výpočtu déle o 6 minut a 22 sekund. V oblasti podkritického proudění tedy podle výpočtu dochází k výraznějšímu zpomalování proudění, než je naměřeno. To je pravděpodobně způsobeno tím, že varianta F, narozdíl od varianty C a D, zohledňuje trvalou tlakovou ztrátu, která vzniká při proudění vzduchu v místě clony. Tato tlaková ztráta je stanovena výpočtem na neměnnou konstantní hodnotu, která nejspíše způsobuje výrazné zpomalování podkritického proudění.

U varianty C a D dochází ve výpočtu ke zpomalování proudění pomocí průtokového součinitele ucpávek $\mu = 0,67$ (varianta C) a průtokového součinitele clony $\alpha = 0,698$ (varianta D). Obě varianty pracují se stejným výpočtem, liší se pouze přístupem výběru průtokového součinitele. Hodnota těchto průtokových součinitelů se příliš neliší, proto mají obě varianty velmi podobné výsledky. Narozdíl od trvalé tlakové ztráty ve variantě F má průtokový součinitel použitý ve variantě C a D poměrný charakter, čili nedochází k onomu výraznému zpomalování podkritického proudění.

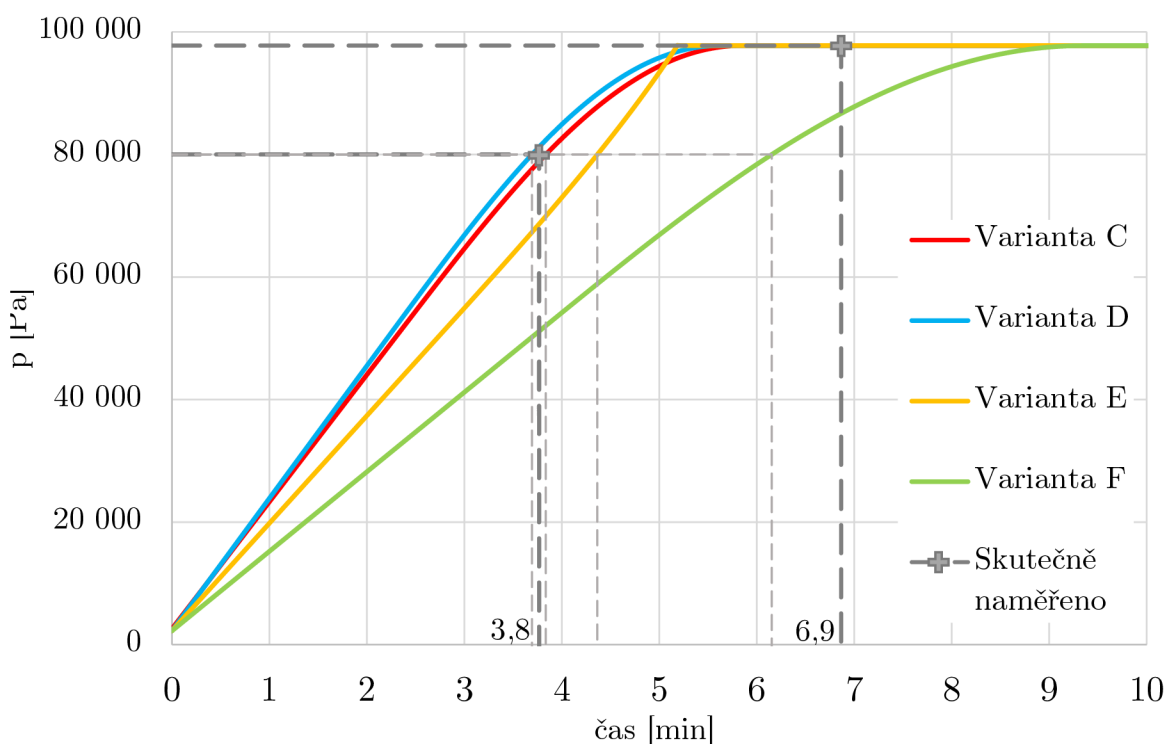
Zakázka 2

Turbosoustrojí se nachází v Gruzii a slouží pro provoz v chemickém průmyslu. Parametry uvedené v tabulce 5.6 jsou určeny na základě dokumentace nebo dat naměřených na stavbě.

Tab. 5.6: Zakázka 2 - vstupní parametry

Zavzdušňovaný objem	V_o	m^3	28
Průměr průtočného průřezu	d	mm	30
Tlak vakua	p_o	Pa	2 256
Teplota vakua	T_o	$^{\circ}\text{C}$	32,4
Tlak okolního vzduchu	p_1	Pa	97 772

Průběh zavzdušňování u varianty E (viz obrázek 5.12) vypadá stejně jako u první zakázky. Z tohoto důvodu zde sice je uveden, ale pozornost bude věnována spíše zbylým variantám.



Obr. 5.12: Srovnání výsledků pro zakázku 2

Z výsledků je vidět, že, narozdíl od první zakázky, měření ze stavby nejlépe koresponduje s variantou C a D. Téměř přesně odpovídá při srovnání na tlaku 0,8 bar(a),

jak je možné vidět v obrázku 5.12 či tabulce 5.7. Čas dosažení atmosferického tlaku byl však naměřen delší, než bylo odhadováno výpočtem, čímž se také odlišuje od chování zakázky 1, kde je tomu přesně naopak. Čas, za který byla naměřena změna z 0,8 bar(a) na atmosferický tlak, byl 3 minuty a 6 sekund, průběh v této oblasti nejlépe vystihuje varianta F. Varianta F však počítá s mnohem delším časem dosažení tlaku 0,8 bar(a). Aby bylo možné lépe simulovat průběh rušení vakua, musely by se v tomto případě nakombinovat různé výpočty.

Tab. 5.7: Zakázka 2 - srovnání výsledků

Dosažený tlak	Naměřeno	Varianta C	Varianta D	Varianta E	Varianta F
0,8 bar(a)	3 min 46 s	3 min 50 s	3 min 41 s	4 min 22 s	6 min 10 s
atmosferický tlak	6 min 52 s	5 min 50 s	5 min 31 s	5 min 11 s	9 min 22 s

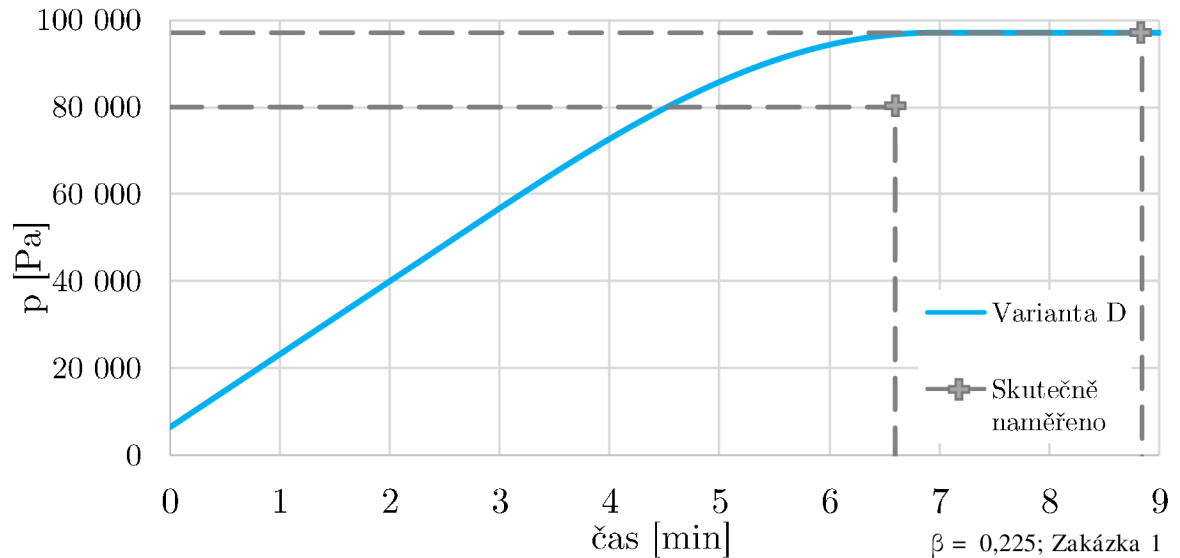
5.3 Optimalizace návrhu rušiče vakua na základě dat ze staveb

Na základě dat naměřených na stavbě by měla být nejprve vybrána taková metoda výpočtu, která nejlépe koresponduje s reálným průběhem rušení vakua přes ventil (rušič vakua). Poté by tato vybraná metoda měla být upravena tak, aby její výsledky lépe vystihovaly reálný průběh. V případě rušení vakua přes ventil (rušič vakua) však bylo k dispozici pouze jedno měření, které navíc neposkytovalo uspokojivé výsledky (viz podkapitola 5.1.6). Z tohoto důvodu nemá smysl uvažovat úpravu varianty výpočtu A či B. Je proveden výběr z variant C, D, E a F, které však slouží pro výpočet času rušení vakua pomocí najížděcího ejektoru. Zde jsou k dispozici dvě měření ze stavby, která jsou relevantní, nicméně v porovnání se jmenovanými variantami vznikají protichůdné závěry. Pro zakázku 1 se zdá být nejlépe odpovídající varianta F, pro zakázku 2 je to naopak varianta C a D.

Varianta C nenabízí tak dobrou variabilitu výpočtu jako jí velmi podobná varianta D. Varianta E není uvažována pro výběr z důvodu nerealistického průběhu tlaku (popř. hmotnostního toku) v závislosti na čase. U varianty D i F je základní veličinou, která ovlivňuje výpočet, poměr β , vyjadřující d/D . Pokud poměr β není zřejmý z dokumentace, je volen v určitém intervalu dle 5.25 v případě varianty D, nebo dle 5.34 v případě varianty F.

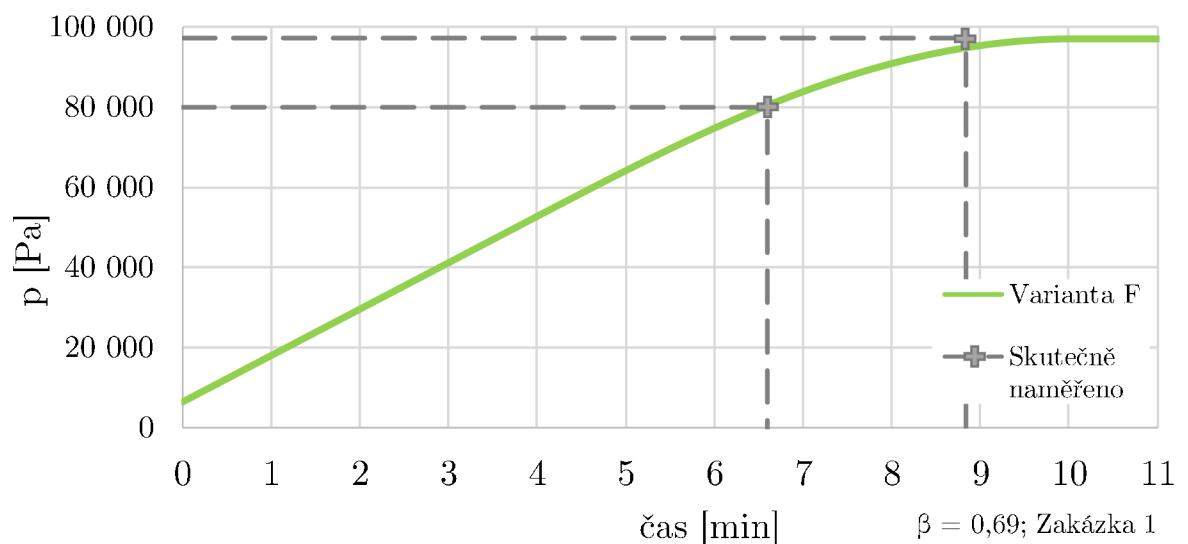
V následujícím obrázku 5.13 je vidět úprava výpočtu dle varianty D pro zakázku 1. Aby bylo docíleno posunutí křivky směrem k reálně naměřeným výsledkům, byl

zvolen poměr $\beta = 0,225$, což je dle 5.25 nejmenší možnou hodnotou, kterou lze zvolit. U této varianty je přizpůsobení výpočtu pomocí úpravy β nedostačující. Tlaku 0,8 bar(a) bylo dle výpočtu dosaženo dříve o 2 minuty 5 sekund a tlaku atmosferického o 1 minutu 53 sekund.



Obr. 5.13: Úprava varianty D pro zakázku 1

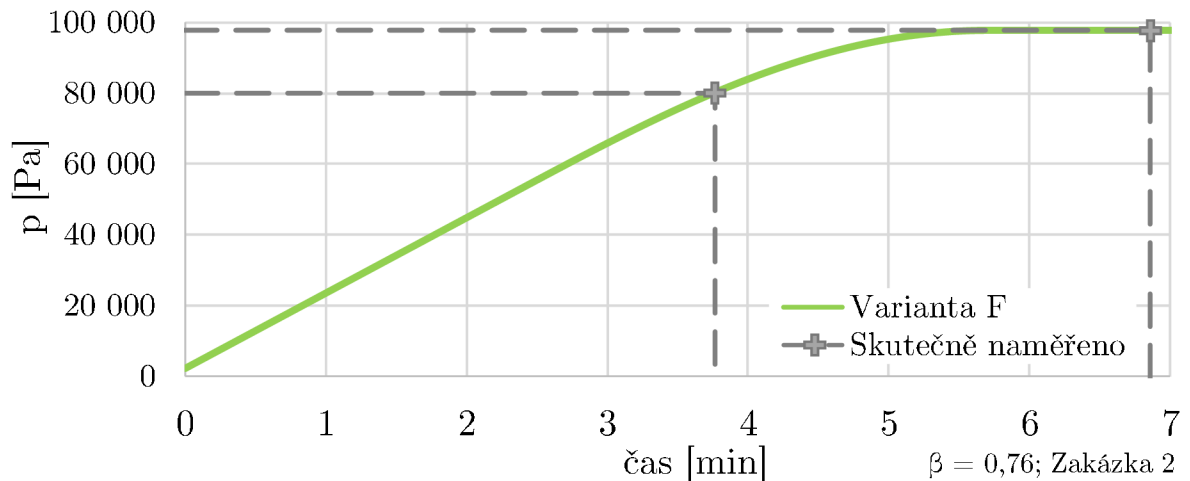
U varianty F je možné pomocí změny β získat lepší výsledky výpočtu (viz obrázek 5.14). Poměr β byl pro zakázku 1 zvolen 0,69. Ačkoliv takováto volba není v souladu s doporučením dle 5.34, vede ke zlepšení výsledků.



Obr. 5.14: Úprava varianty F pro zakázku 1

Tlaku 0,8 bar(a) je při této konfiguraci dosaženo podle výpočtu o 5 sekund dříve, než bylo naměřeno. Horší je výsledek pro dosažení atmosferického tlaku, kde dochází k opoždění výpočtu o 1 minutu a 13 sekund. Důležitější je však odhad času, za který je dosaženo tlaku 0,8 bar(a), viz podkapitola 5.1.3, bod č. 8.

Pro zakázku 2 se jeví jako nejlepší volba $\beta = 0,76$ (viz obrázek 5.15). Výpočet předchází měření pouze o půl sekundy na tlaku 0,8 bar(a), atmosferický tlak byl dle měření dosažen později o 1 minutu 10 sekund.



Obr. 5.15: Úprava varianty F pro zakázku 2

Vzhledem k malému množství dostupných dat ze stavby není možné za současné situace stanovit podmínky pro volbu poměru β . Zakázka 1 a 2 se od sebe odlišují hlavně velikostí zavzdušňovaného objemu V_0 . Je možné se domnívat, že hodnotu poměru β je vhodné volit s ohledem právě na velikost zavzdušňovaného objemu. V případě většího množství dat by bylo možné ověřit závislost objemu V_0 na poměru β a popsat tuto závislost odpovídajícím vztahem.

6 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout rušič vakua parní turbíny pro konkrétní zakázku firmy Siemens Gas and Power, s.r.o, která poskytla toto zadání.

První část práce byla zaměřena na předběžný termodynamický výpočet turbíny, tedy na výpočet tepelného schématu, předběžný návrh regulačního stupně a předběžný výpočet stupňové části turbíny. Poté byl detailně rozebrán vakuový systém turbíny, jak funguje, k čemu slouží a jaká zařízení zahrnuje. Dále bylo vytvořeno schéma (viz příloha A), které zobrazuje vakuový systém a části, které jsou s ním propojeny.

Návrh rušiče vakua vychází z výpočtu celkového zavzdušňovaného objemu zařízení a stanovení minimálního průtočného průřezu, přes který vzduch proudí. Cílem výpočtu je odhadnout čas, za který je na turbíně a přidavném zařízení (kondenzátor, ohříváky, potrubí) zrušeno vakuum. Stěžejní je čas, za který je dosaženo 0,8 bar(a). Tento tlak je hraničním tlakem, který se dá považovat za již bezpečný pro odstavené turbosoustrojí. Čas, za který je zařízení zavzdušněno je ovlivňován velikostí zavzdušňovaného objemu. Ideálně by se měl pohybovat v řádech několika minut, aby se nestalo, že nezahlcenými ucpávkami (v případě výpadku páry) začne na turbínu proudit studený vzduch, což by mohlo vést např. pokřivením rotoru. Naopak příliš rychlé rušení vakua může způsobit pevnostní poškození lopatek. K odhadu času zavzdušnění pomocí rušiče vakua byly vytvořeny dvě varianty výpočtu (A, B). Podařilo se sehnat data naměřená na dané turbíně, která měla vést k ověření výpočtu a výběru přesnější varianty. Bohužel, z naměřených dat bylo patrné, že rušič vakua nezafungoval správným způsobem. Dosažení tlaku 0,8 bar(a) na dané turbíně trvalo 39 minut 42 sekund, což je o 17 minut 44 sekund déle oproti variantě A a 12 minut a 26 sekund oproti variantě B. Jedním z možných vysvětlení rozdílu mezi vypočteným a naměřeným časem je fakt, že potrubní trasa, na které se rušič vakua nachází, je do TV1 zanořena děrovanou trubkou. Toto děrování může mít menší průtočný průřez, než samotný ventil, takže zavzdušnění probíhá pomaleji. Další možností je špatné umístění ventilu (rušiče vakua). Firma Siemens u topných turbín standardně umísťuje rušič vakua na potrubí pro odvzdušnění systému, jako je tomu v tomto případě. Na základě těchto měření bylo firmě navrženo, aby byl rušič vakua umísťován na plášť TV1 nebo na potrubí mezi turbínou a TV1.

Kromě výše zmíněného měření ze stavby se podařilo získat další dvě měření z jiných zakázek, kde je však vakuum rušeno přes najížděcí ejektor. Nebylo možné získat více dat ze staveb, neboť kvůli pandemii koronaviru bylo pozastaveno najíždění několika dalších turbín a tato měření mohou být prováděna právě v době testovacího provozu.

Za účelem stanovení času rušení vakua přes najížděcí ejektor byly vytvořeny další čtyři varianty výpočtu (C, D, E, F). V těchto variantách bylo počítáno s prouděním

vzduchu přes clonu, narozdíl od variant A a B, které řešily proudění přes ventil. S daty naměřenými na stavbě nejlépe korespondovala varianta F. Tato varianta se vyznačuje tím, že je snadné výpočet korigovat pomocí volby poměru $\beta = d/D$, kde d je průměr v místě clony a D je průměr potrubí před clonou. Dá se předpokládat, že volba poměru β by se měla odvíjet velikosti zavzdušňovaného objemu. Tento předpoklad však není možné pro nedostatek dat potvrdit.

Hlavním přínosem této diplomové práce je zjištění, že u topných turbín bývá voleno špatné umístění rušiče vakua. Dále také vytvoření výpočtu v MS Excel, který na základě minima vstupních dat slouží k relevantnímu odhadu času, za který je zrušeno vakuum buď přes ventil - rušič vakua, nebo přes najížděcí ejektor.

Literatura

- [1] HOLMGREN, Magnus. *X Steam - Properties for water and steam*. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1986, 336 s. ISBN 55-596-87.
- [3] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [4] Firemní materiály Siemens Gas and Power, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery
- [5] Pneumatic Single Seat Globe Control Valve. *VALVES ONLY* [online]. [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: <https://valvesonly.com/product/pneumatic-single-seat-globe-control-valve/>
- [6] Globe Valve - Introduction. *PIPING-WORLD* [online]. [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: <https://www.piping-world.com/globe-valve-introduction>
- [7] Strojně technologické schéma. *Strojní projektant* [online]. 22.01.2020 [cit. 2020-04-21]. Dostupné z: <https://strojni-projektant.webnode.cz/1/strojne-technologicke-schema/>
- [8] ŠKRABÁNEK, P. a F. DUŠEK. *PRŮTOK PLYNU OTVOREM* [online]. Univerzita Pardubice, , 10 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www2.humusoft.cz/www/papers/tcp05/Skrabanek.pdf>
- [9] DOUBRAVA, Jiří a kolektiv. *Regulační armatury 4. doplněné a upravené vydání* [online]. Invence - Vladimír Peleška, Janov u Litomyšle. Litomyšlská 1378, 560 03 Česká Třebová: LDM, spol. s r.o., 2006 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125esb1,125esbb/soubory/ldm_sbormik2006.pdf
- [10] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [11] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny. II., Konstrukce, regulace a provoz parních turbín*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1956, 646 s.
- [12] NĚMEČEK, Jiří. *Tlaková ztráta ostrohranných otvorů*. Plzeň, 2016. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní.

Seznam obrázků

1.1	Bilanční schéma - zadání	10
1.2	Kondenzace v TV1	12
1.3	Umístění NTO na schématu	16
1.4	Ohřev v NTO	17
1.5	Ohřev v TV2	18
1.6	Bilanční schéma	22
2.1	Redukovaná účinnost regulačního stupně, převzato z [3]	26
2.2	Ztráta třením a ventilací regulačního stupně, převzato z [3]	27
2.3	Expanze páry v regulačním stupni	28
3.1	Odečtení $(c_a/u)_1$, diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u , převzato z [3]	31
3.2	Odečtení $(c_a/u)_n$, diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u , převzato z [3]	33
3.3	Účinnost přetlakových stupňů s nekonečně dlouhou lopatkou, pře- vzato z [3]	37
3.4	Výsledky předběžného návrhu turbíny	40
3.5	Návrh průtočného kanálu	41
4.1	Paroproudový ejektor	46
4.2	Vodokružná vývěva	47
5.1	Umístění rušiče vakua	50
5.2	Sedlový ventil	51
5.3	Grafické znázornění zjednodušení řešeného problému	52
5.4	Závislost hmotnostního průtoku vzduchu na tlaku	56
5.5	Čas potřebný pro zrušení vakua, varianta A	57
5.6	Čas potřebný pro zrušení vakua, varianta B	59
5.7	Srovnání varianty A a B	60
5.8	Průběh výtokového součinitele ψ při zahlcení dýzy ($\kappa = 1,40$), pře- vzato z [10]	62
5.9	Průtokový součinitel ucpávek, převzato z [3]	63
5.10	Průtokový součinitel clony, m vyjadřuje poměr $\frac{d}{D}$, převzato z [11]	64
5.11	Srovnání výsledků pro zakázku 1	68
5.12	Srovnání výsledků pro zakázku 2	69
5.13	Úprava varianty D pro zakázku 1	71
5.14	Úprava varianty F pro zakázku 1	71
5.15	Úprava varianty F pro zakázku 2	72

Seznam tabulek

1.1	Zadání	12
3.1	Tlakové poměry	30
3.2	Tolerance radiální vůle v lopatkování	36
3.3	Návrh průtočného kanálu	41
5.1	Vstupní hodnoty pro výpočet času potřebného ke zrušení vakua, varianty A	53
5.2	Srovnání výsledků	59
5.3	Vstupní hodnoty pro výpočet rušení vakua najížděcím ejektorem	61
5.4	Zakázka 1 - vstupní parametry	67
5.5	Zakázka 1 - srovnání výsledků	68
5.6	Zakázka 2 - vstupní parametry	69
5.7	Zakázka 2 - srovnání výsledků	70

Seznam symbolů, veličin a zkratk

Symbol	Jednotka	Veličina
C	[-]	součinitel pro výpočet objemového průtoku
c_{2n}	[m/s]	absolutní výstupní rychlost z lopatkování
c_{An}	[m/s]	axiální výstupní rychlost z lopatkování
c_{iz}	[m/S]	izoentropická rychlost páry
D	[m]	průměr
DN	[mm]	světlost ventilu
dt	[s]	časový krok výpočtu
f	[-]	součinitel zpětného využití ztrát (Reheat factor)
g	[m/s ²]	gravitační konstanta
H	[kJ/kg]	skutečný spád
h	[m]	výška
H_{iz}	[kJ/kg]	izoentalpický spád
i	[kJ/kg]	entalpie
i_{iz}	[kJ/kg]	izoentalpie
$\Delta i_{kČi}$	[kJ/kg]	přírůstek entalpií v jednotlivých kondenzátních čerpadlech
$\Delta i_{NČ1}$	[kJ/kg]	přírůstek entalpie v napájecím čerpadle
k	[-]	součinitel pro určení ztráty třením a ventilací
K_G	[-]	výtokový součinitel pro plyn
K_L	[-]	výtokový součinitel pro kapalinu
k_{od}	[bar]	koeficient
K_V	[m ³ /h]	průtokový součinitel ventilu
k_1, k_n	[mm]	radiální vůle
l	[mm]	délka lopatky
l_o	[mm]	skutečná délka lopatky
l_{ot}	[mm]	délka výstupní hrany rozváděcí lopatky
l_{opt}	[mm]	optimální délka výstupní hrany rozváděcí lopatky
L_{red}	[mm]	redukováná délka lopatky
M	[kg/s]	hmotnostní tok páry po odečtení ztráty v ucpávce vyrovnávacího pístu
\dot{m}	[kg/s]	hmotnostní tok
n	[min ⁻¹]	otáčky
p	[bar(a)]	tlak
p'	[bar(a)]	tlak páry na mezi sytosti
P_i	[kW]	vnitřní výkon
$p_{NN,out}$	[bar]	tlak v napájecí nádrži
p_o	[bar]	tlak vakua
p_{Odb2}	[bar(a)]	tlak páry ve druhém odběru

Symbol	Jednotka	Veličina
p_p	[MPa]	tlak páry před turbínou
$\Delta p_{\text{ČK}}$	[MPa]	tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu
Δp_{geod}	[MPa]	rozdíl tlaku daný převýšením odplyňovače vůči čerpadlu
Δp_K	[MPa]	tlakové ztráty na vodní straně kotle
$\Delta p_{K\text{Či}}$	[bar]	přírůstek tlaku v jednotlivých kondenzátních čerpadlech
$\Delta p_{K\text{P}}$	[MPa]	tlaková ztráta v potrubí nízkotlakové regenerace
$\Delta p_{N\text{Či}}$	[bar]	přírůstek tlaku v napájecím čerpadle
$\Delta p_{n\text{P}}$	[MPa]	tlakové ztráty v potrubí napájecí vody
$\Delta p_{N\text{TO}}$	[MPa]	tlakové ztráty v nízkotlakové části regeneračního systému
$\Delta p_{P\text{P}}$	[MPa]	tlakové ztráty v parním potrubí mezi kotlem a turbínou
$\Delta p_{r\text{h}}$	[MPa]	tlaková ztráta zařízení pro regulaci hladiny v kondenzátoru
$\Delta p_{r\text{n}}$	[MPa]	tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody
$\Delta p_{V\text{TO}}$	[MPa]	tlaková ztráta vysokotlakých ohříváků
Δp_z	[bar]	tlaková ztráta v potrubí
Pa_1	[-]	Parsonsovo číslo na vstupu do kuželu
Pa_n	[-]	Parsonsovo číslo na výstupu z kuželu
Pa_s	[-]	střední Parsonsovo číslo
Q	[m ³ /s]	průtok
r	[J/kg.K]	měrná plynová konstanta pro vzduch
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[kJ/kg.K]	entropie
S	[m ²]	průtočný průřez
t	[°C]	teplota
Δt	[°C]	teplota ohřátí
T_o	[°C]	teplota vakua
u	[m/s]	obvodová rychlost páry
v	[m ³ /kg]	měrný objem
\dot{V}	[m ³ /s]	objemový průtok
$v_{\text{č}}$	[m ³ /kg]	měrný objem vody v čerpadle
V_o	[m ³]	zavzdušňovaný objem
x_1, x_n	[mm]	výrobní tolerance
z	[-]	počet stupňů přetlakového lopatkování
z_c	[J/kg]	ztráta výstupní rychlostí
z_{RZV}	[%]	ztráta v rychlozávěrném ventilu
z_5	[kJ/kg]	absolutní hodnota ztráty třením a ventilací
α_c	[-]	průtokový součinitel clony
α_1	[°]	výstupní úhel z rozváděcí mříže
β	[-]	poměr průměru clony a potrubí před clonou
δ	[-]	dělení parciálního ostříku
δ_k	[°C]	nedohřev

Symbol	Jednotka	Veličina
δ_{PL}	[-]	součinitel pro tlakové ztráty
ϵ	[-]	parciální ostřík
η_{∞}	[%]	účinnost přetlakových stupňů s nekonečně dlouhou lopatkou
η_{ϵ}	[-]	účinnost čerpadla
η_i	[%]	vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí
η_{tdi}	[%]	termodynamická účinnost
η_u	[%]	redukováná obvodová účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta pro vzduch
μ	[-]	průtokový součinitel ucpávek
ϕ	[-]	rychlostní součinitel
ψ	[-]	výtoková funkce
ρ	[-]	stupeň reakce
ξ_k	[-]	poměrná ztráta radiální mezerou
ξ_v	[-]	poměrná ztráta rozvějířením
ξ_x	[-]	poměrná ztráta vlhkostí páry
ξ_5	[-]	poměrná ztráta třením a ventilací

Zkratka	Význam	Indexy	Význam
G	generátor		
K	kotel		
KČ1	kondenzátní čerpadlo 1		
KČ2	kondenzátní čerpadlo 2		
KČ3	kondenzátní čerpadlo 3		
KUP	kondenzátor ucpávkové páry	<i>atm</i>	atmosferický
NČ	napájecí čerpadlo	<i>in</i>	vstup
NN	napájecí nádrž	<i>iz</i>	izoentropický
NTO	nízkotlaký ohřívák	<i>kr</i>	kritický
P&ID	piping and instrumentation diagram	<i>max</i>	maximální
POM	pomocný bod	<i>o</i>	vakuum
R	rotor	<i>Odb</i>	odběr
RS	regulační stupeň	<i>out</i>	výstup
RZV	rychlozávěrný ventil	<i>podkr</i>	podkritický
S	stator	<i>s</i>	střední
T	turbína		
TV1	topný výměník 1		
TV2	topný výměník 2		
ZC	zahlcení		

Seznam příloh

Příloha A: P&ID schéma