



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

BYPASSOVÝ SYSTÉM PARNÍCH TURBÍN

BYPASS STEAM TURBINE SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Molák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Filip Molák
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
Akademický rok:	2020/21

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:

Bypassový systém parních turbín

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Parní turbína zapojená v provozu energetické výroby potřebuje ke spolehlivé funkci, zejména pro najíždění, odstavování a mimo-návrhové stavy aby byl v tepelném schématu zapojen také by-passový systém. Úkolem diplomové práce je návrh a zapojení by-passového systému parní turbíny.

Cíle diplomové práce:

1. Bilanční schéma a předběžný termodynamický návrh turbíny,
2. Rešerše bypassového systému,
3. Provoz bypassové stanice,
4. Návrh prohřívání bypassového systému za provozu:
 - a. vytvoření výpočtového excelu,
 - b. určení optimálního průtoku páry prohřívací větví,
5. Optimalizace prohřívání bypassového systému.

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 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Diplomová práce pojednává o bypassovém systému parní turbíny, a to zejména o jeho prohřívání při jmenovitém provozu a najíždění ze studeného stavu. V úvodu práce je proveden předběžný termodynamický výpočet kondenzační parní turbíny se dvěma neregulovanými odběry. Následuje teoretický popis a návrh bypassového systému, zároveň je navrženo prohřívání bypassového systému, a to jak při jmenovitém provozu, tak při najíždění ze studeného stavu. Stěžejní částí práce je návrh optimalizace prohřívání, kdy je prohřívací pára zavedena zpět do přívodního potrubí k turbíně. V závěru jsou porovnány varianty prohřívání z hlediska vnitřního výkonu turbíny.

Klíčová slova

Parní kondenzační turbína, tepelné schéma, termodynamický výpočet, bypassový systém turbíny, prohřívání

Abstract

The master's thesis deals with the bypass system of steam turbine, especially about its heating during normal operation and cold start up. At the beginning of work, a preliminary thermodynamic calculation of condensing steam turbine with two uncontrolled extractions is made. This is followed by theoretical description and design of bypass system and design of heating during normal operation and cold start-up. The main goal of thesis is optimalization of heating, when the heating branch is connected back to turbine supply line. In the end, all options of heating are compared in terms of power output.

Keywords

Condensing steam turbine, heat balance diagram, thermodynamic calculation, bypass system of steam turbine, preheating

Bibliografická citace

MOLÁK, Filip. *Bypassový systém parních turbín* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131992>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci práci na téma *Bypassový systém parních turbín* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím materiálů, uvedených v seznamu použitých zdrojů, který je na konci této práce.

Datum

Bc. Filip Molák

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a odbornému konzultantovi Ing. Patriku Filipovi z firmy Siemens Energy AG za cenné rady, připomínky a hlavně čas, který mi při tvorbě této diplomové práce věnovali. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni, za podporu v průběhu celého studia.

Obsah

Úvod	11
1 Tepelné schéma při jmenovitém provozu	12
1.1 Zadání	12
1.2 Kondenzátor.....	13
1.3 Kondenzátní čerpadlo	14
1.4 Odplyňovák	15
1.5 Napájecí čerpadlo	16
1.6 Odběr pro odplyňovák	17
1.7 Odběr pro NTO.....	17
1.8 Turbína.....	18
1.9 Hmotnostní toky	20
2 Předběžný návrh regulačního stupně.....	22
2.1 Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm.....	22
2.2 Kritický tlakový poměr v dýze	23
2.3 Vnitřní výkon regulačního stupně	25
2.4 Parametry páry za regulačním stupněm.....	27
2.5 Vypočítané hodnoty.....	28
3 Předběžný výpočet stupňové části.....	29
3.1 Rozdělení na kužely.....	29
3.2 Výpočet kuželů	29
3.2.1 Parsonsovo číslo	29
3.2.2 Parametry páry na výstupu z kuželu	30
3.2.3 Ztráty v lopatkování	31
3.2.4 Součinitel zpětného využití ztrát	33
3.2.5 Ztráta výstupní rychlostí.....	33
3.3 Vypočítané hodnoty.....	35
3.4 Návrh průtočného kanálu.....	37
4 Tepelné schéma mimo jmenovitý provoz	40
4.1 Tepelné schéma při 100% bypassu.....	40
4.1.1 Předpoklady pro výpočet.....	40
4.1.2 Přepouštěcí stanice	40
4.1.3 Nízkotlaká regenerace	41
4.1.4 Odplynění kondenzátu.....	41

4.1.5	Hmotnostní toky	42
4.2	Tepelné schéma při ostrovním provozu.....	45
4.2.1	Předpoklady pro výpočet.....	45
4.2.2	Tlaky v odběrech	45
4.2.3	Výkon turbíny při ostrovním provozu.....	46
5	Přepouštěcí stanice	48
5.1	Funkce přepouštěcí stanice	48
5.2	Typy přepouštěcích stanic	49
5.2.1	Jednostupňová přepouštěcí stanice.....	49
5.2.2	Dvoustupňová přepouštěcí stanice	49
5.3	Jmenovité světlosti	50
5.3.1	Potrubí před přepouštěcí stanicí (VT parovod)	50
5.3.2	Potrubí za přepouštěcí stanicí.....	50
5.3.3	Potrubí zástřiku	51
5.4	Měření přepouštěcí stanice	51
5.4.1	Měření tlaku	51
5.4.2	Měření teploty	51
5.4.3	Měření průtoku	52
5.4.4	Měření polohy	52
5.5	Ochrany přepouštěcí stanice	52
5.5.1	Překročení tlaku.....	52
5.5.2	Překročení teploty	52
5.6	P&ID.....	52
5.6.1	Grafické symboly	53
5.6.2	Značení systémů	53
5.6.3	Značení armatur.....	53
5.6.4	Značení potrubí	54
5.6.5	Značení měřících míst	55
6	Provoz bypassových stanic.....	58
6.1	Prohřev přepouštěcích stanic	58
6.1.1	Blokové uspořádání.....	58
6.1.2	Sběrníkové uspořádání	58
6.2	Prohřev redukčních ventilů.....	59
6.2.1	Prívod ostré páry shora.....	59

6.2.2	Přívod ostré páry zespod	60
7	Návrh prohřívání přepouštěcí stanice za provozu	61
7.1	Tlakové ztráty	62
7.1.1	Tlaková ztráta v přímém potrubí	63
7.1.2	Tlaková ztráta v ohybech	63
7.1.3	Tlaková ztráta v T-kusu.....	63
7.1.4	Tlaková ztráta v uzavíracím ventilu	64
7.1.5	Výsledné tlakové ztráty	64
7.2	Sdílení tepla do okolí.....	66
7.2.1	Součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí.....	66
7.2.2	Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně potrubí.....	67
7.2.3	Výpočet výstupních parametrů páry	68
7.2.4	Výpočet teploty na povrchu izolace	69
7.2.5	Výpočet teploty na vnitřní stěně potrubí	69
7.3	Průtok škrtkící clonou.....	69
7.4	Parametry páry vstupující do turbíny	71
8	Prohřev při najíždění ze studeného stavu	73
8.1	Prohřev potrubí pod teplotou saturace	73
8.2	Prohřev potrubí nad teplotou saturace	74
9	Optimalizace prohřívání přepouštěcí stanice za provozu.....	77
9.1	Měřicí clona	77
9.2	Tlakové ztráty	79
9.2.1	Tlaková ztráta v ohybech	79
9.2.2	Tlaková ztráta v regulačním ventilu.....	79
9.2.3	Celková tlaková ztráta ve větvi	79
9.2.4	Tlaková ztráta v měřicí cloně	80
9.3	Parametry páry vstupující do turbíny	81
9.4	Vypočítané hodnoty.....	83
9.5	Porovnání variant prohřívání	84
	Závěr.....	86
	Seznam použitých zdrojů	88
	Seznam použitých zkratk a symbolů	89
	Seznam příloh.....	93

Úvod

Parní turbína zapojená v technologickém celku potřebuje ke svému spolehlivému provozu, zejména při najíždění, odstavování a mimo návrhové stavy, aby byl v tepelném schématu zapojen také bypassový systém. Při ustáleném provozu je bypassový systém sice mimo provoz, musí však být trvale prohřátý, aby při jeho použití nedocházelo k tepelnému namáhání. Pára odebíraná za účelem prohřívání odchází bypassovým systémem do kondenzátoru, kde je její energie zmařena a neúčastní se tak expanze v turbíně. Prohřívací větev je však možné zapojit zpět do přívodního potrubí k turbíně. Pára sice ztratí část své entalpie v prohřívací větvi, hmotnostní průtok do turbíny však bude větší.

Zadání této diplomové práce poskytla firma Siemens Energy AG, jejíž motivací bylo zjistit, zda zapojení prohřívací větve bypassu zpět do přívodního potrubí k turbíně přinese zvýšení vnitřního výkonu turbíny.

Práce je rozdělena do pěti hlavních částí. V první části je proveden výpočet tepelného schématu zapojení turbíny v technologickém celku. Na výpočet tepelného schématu navazuje předběžný návrh parní turbíny, jenž se skládá z předběžného návrhu regulačního stupně a předběžného návrhu stupňové části turbíny. V další části je bypassový systém popsán a navržen. Dále je popsán provoz bypassových stanic, a to zejména jejich prohřívání při jmenovitém provozu. V poslední části je proveden návrh a výpočet optimalizace prohřívání bypassové stanice a zhodnocení výsledků optimalizovaného prohřívání oproti standardnímu.

1.2 Kondenzátor

Kondenzátor je rekuperační výměník tepla, ve kterém probíhá skupenská přeměna páry na sytou kapalinu. Do kondenzátoru vstupuje vyexpandovaná pára z turbíny a za konstantního tlaku a teploty předává latentní teplo chladicí vodě a tím kondenzuje na sytou kapalinu (kondenzát), který dále odchází do kondenzátního čerpadla.

Pro zjištění parametrů páry před kondenzátorem a parametrů kondenzátu za kondenzátorem je třeba nejprve zvolit hodnotu nedohřevu a teplotu, o kterou se chladicí voda při průtoku kondenzátorem ohřeje. Ohřev chladicí vody v kondenzátoru se pro cirkulační chlazení volí v rozsahu 7-11 °C a nedohřev se volí v rozsahu 4-6 °C. [1]

Volené hodnoty

- Nedohřev $\delta_K = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Ohřev chladicí vody $\Delta t_{ch} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_{ch} \quad (1.1)$$

Parametry páry za kondenzátorem (bod 2)

Teplota kondenzátu za kondenzátorem

$$t_2 = t_{ch1} + \delta_K + \Delta t_{ch} \quad (1.2)$$

Kondenzát vystupuje z kondenzátoru na mezi sytosti kapaliny, tudíž je možné určit jeho tlak i entalpii.

Tlak kondenzátu za kondenzátorem

$$p_2 = f(t_2; x = 0) \quad (1.3)$$

Entalpie kondenzátu za kondenzátorem

$$h_2 = f(p_2; x = 0) \quad (1.4)$$

Parametry páry před kondenzátorem (bod 1)

Z parametrů páry před kondenzátorem jde zatím určit pouze tlak a teplota, entalpie se určí až z expanzní čáry turbíny. Kondenzace páry je izobaricko-izotermický děj, tudíž tlak i teplota jsou konstantní.

$$t_2 = t_1 \quad (1.5)$$

$$p_2 = p_1 \quad (1.6)$$

1.3 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo slouží ke zvýšení tlaku před napájecí nádrží a k pokrytí tlakových ztrát potrubí a ohříváků na trase z kondenzátoru do napájecí nádrže.

Výpočet je proveden podle literatury [1].

Zvýšení tlaku v kondenzátním čerpadle se vypočte podle vztahu:

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

Tlak v napájecí nádrži vyplívá ze zadání a jedná se o saturační tlak pro teplotu v napájecí nádrži.

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 0)$$

Součet tlakových ztrát všech ohříváků v nízkotlaké regeneraci:

$$\Delta p_{NTR} = \Delta p_{KUP} + \Delta p_{NTO} = 1,4 \text{ bar} \quad (1.8)$$

Pro regenerační ohříváky se volí 0,5 až 1 bar, pro KUP 0,5 až 0,7 baru.

Tlaková ztráta zařízení pro čištění kondenzátu (volí se 3 až 5 barů)

$$\Delta p_{\check{c}K} = 3 \text{ bar} \quad (1.9)$$

Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace (volí se 1-2 bary)

$$\Delta p_{KP} = 2 \text{ bar} \quad (1.10)$$

Tlaková ztráta zařízení pro regulaci hladiny

$$\Delta p_{rh} = 1 \text{ bar} \quad (1.11)$$

Rozdíl tlaku daný převýšením mezi napájecí nádrží a kondenzátním čerpadlem

$$\Delta p_{geod} = 2 \text{ bar} \quad (1.12)$$

Přírůstek entalpie v kondenzátním čerpadle se vypočte ze vztahu:

$$\Delta h_{K\check{c}} = \frac{\Delta p_{K\check{c}} \cdot v_{K\check{c}}}{\eta_{K\check{c}}} \quad (1.13)$$

Parametry kondenzátu za kondenzátním čerpadlem (bod 3)

Tlak kondenzátu za kondenzátním čerpadlem

$$p_3 = p_2 + \Delta p_{K\check{c}} \quad (1.14)$$

Entalpie kondenzátu za kondenzátním čerpadlem

$$h_3 = h_2 + \Delta h_{K\check{c}} \quad (1.15)$$

Teplota kondenzátu za kondenzátním čerpadlem

$$t_3 = f(p_3; h_3) \quad (1.16)$$

1.4 Odplyňovák

Napájecí nádrž se systémem odplynění, dále jen odplyňovák, je směšovací výměník, který slouží k vypuzení nežádoucích plynů z kondenzátu přiváděného z nízkotlaké regenerace a zároveň slouží jako zásobárna napájecí vody pro kotel. Hlavním důvodem odplynění je snaha eliminovat rozpuštěný kyslík v kondenzátu, který při kontaktu s ocelí působí korozivně. Odplynění se děje na principu Henryho zákona, který říká, že váhové množství plynu rozpuštěného za dané teploty v kapalině je přímo úměrné tlaku plynu nad kapalinou. To znamená, že pro vypuzení kyslíku z kondenzátu je třeba jej ohřát na určitou teplotu danou jeho tlakem, nejlépe na teplotu varu. Toho je obvykle docíleno rozprašováním hlavního kondenzátu na malé kapky pomocí sprchy, které zajistí dostatečný prohřev na teplotu blízkou teplotě sytosti a zároveň zvětšení měrného povrchu pro vypuzení plynů z kondenzátu.

Tlak v napájecí nádrži je saturační tlak pro zadanou teplotu:

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) \quad (1.17)$$

Parametry kondenzátu před napájecí nádrží (bod 5)

Tlak kondenzátu na vstupu do napájecí nádrže

$$p_5 = p_3 - \Delta p_{NTR} \quad (1.18)$$

Teplota na vstupu kondenzátu do napájecí nádrže se volí o 15-20 °C menší, než je teplota uvnitř napájecí nádrže.

Volená hodnota:

- Zvýšení teploty $\Delta t_{OK} = 15 \text{ °C}$

Teplota kondenzátu na vstupu do odplyňováku

$$t_5 = t_{NN} - \Delta t_{OK} \quad (1.19)$$

Entalpie kondenzátu na vstupu do odplyňováku

$$h_5 = f(t_5; p_5) \quad (1.20)$$

Parametry kondenzátu na výstupu z odplyňováku (bod 6)

Teplota kondenzátu za odplyňovákem

$$t_6 = t_{NN} \quad (1.21)$$

Kondenzát vychází z odplyňováku na mezi sytosti kapaliny, tudíž je možné určit jeho tlak a entalpii.

Tlak kondenzátu za odplyňovákem

$$p_6 = f(t_6; x = 0) \quad (1.22)$$

Entalpie kondenzátu za odplyňovákem

$$h_6 = f(t_6; x = 0) \quad (1.23)$$

1.5 Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo slouží ke zvýšení tlaku před kotlem a pokrytí tlakových ztrát potrubní trasy mezi odplyňovákem a kotlem.

Výpočet je proveden podle literatury [1].

Zvýšení tlaku v napájecím čerpadle se vypočte podle vztahu:

$$\Delta p_{N\check{c}} = p_{N\check{c}} - p_{NN} \quad (1.24)$$

Kde

$$\Delta p_{N\check{c}} = p_0 + \Delta p_{pp} + \Delta p_K + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{geod} \quad (1.25)$$

Tlakové ztráty v potrubí mezi kotlem a turbínou $(0,04 - 0,09) \cdot p_0$

$$\Delta p_{pp} = 2,2 \text{ bar} \quad (1.26)$$

Tlakové ztráty na vodní straně kotle $(0,15 - 0,2) \cdot p_0$

$$\Delta p_K = 7,4 \text{ bar} \quad (1.27)$$

Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody (volí se 2-3 bary)

$$\Delta p_{np} = 2 \text{ bar} \quad (1.28)$$

Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody

$$\Delta p_{rn} = 10 \text{ bar} \quad (1.29)$$

Rozdíl tlaku daný převýšením mezi napájecím čerpadlem a napájecí nádrží

$$\Delta p_{geod} = 3 \text{ bar} \quad (1.30)$$

Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle se vypočte podle vztahu:

$$\Delta h_{N\check{c}} = \frac{\Delta p_{N\check{c}} \cdot v_{N\check{c}}}{\eta_{N\check{c}}} \quad (1.31)$$

Parametry vody za napájecím čerpadlem (bod 7)

Tlak vody za napájecím čerpadlem

$$p_7 = p_6 + \Delta p_{N\check{c}} \quad (1.32)$$

Entalpie vody za napájecím čerpadlem

$$h_7 = h_6 + \Delta h_{N\check{c}} \quad (1.33)$$

Teplota vody za napájecím čerpadlem

$$t_7 = f(p_7; h_7) \quad (1.34)$$

1.6 Odběr pro odplyňovák

V místě odběru pro odplyňovák jde zatím určit pouze tlak páry. Entalpie a teplota páry se určí později z expanzní čáry turbíny.

Tlak páry v odběrovém místě pro odplyňovák se vypočte podle vztahu:

$$p_{10} = (p_{11} + \Delta p_{zd}) \cdot k_{od} \quad (1.35)$$

Kde k_{od} je konstanta, která se volí v rozmezí mezi 1,2-1,3 a Δp_{zd} jsou tlakové ztráty v potrubí mezi odběrem v turbíně a odplyňovákem, včetně poklesu tlaku v redukčním ventilu. [1]

Volené hodnoty:

- Tlakové ztráty $\Delta p_{zd} = 2 \text{ bar}$
- Konstanta $k_{od} = 1,3$

1.7 Odběr pro NTO

NTO je součástí nízkotlaké regenerace. Princip regenerace spočívá v ohřevu hlavního kondenzátu na trase z kondenzátního čerpadla do napájecí nádrže za účelem zvyšování tepelné účinnosti Rankine-Clausiova cyklu. Pára odebíraná během expanze v turbíně je vedena do NTO, kde zkondenzuje a předá teplo hlavnímu kondenzátu.

Pro zjištění parametrů páry v odběru pro NTO je potřeba, stejně jako u kondenzátoru, zvolit hodnotu nedohřevu.

U nízkotlakých ohříváků se nedohřev volí menší než v případě kondenzátoru, konkrétně v rozmezí 3-4 °C. [1]

Volená hodnota:

$$\delta_{NTO} = 4 \text{ °C}$$

Teplota páry v odběru na vstupu do NTO

$$t_{13} = t_5 + \delta_{NTO} \quad (1.36)$$

Tlak páry v odběru na vstupu do NTO

$$p_{13} = f(t_{13}; x = 0) \quad (1.37)$$

V odběru pro NTO v odběrovém místě v turbíně, stejně jako v odběrovém místě pro odpyňovák, jde zatím určit pouze tlak.

Tlak páry v odběrovém místě se stanoví z rovnice

$$p_{12} = p_{13} \cdot (1 + \delta_{pj}) \quad (1.38)$$

kde δ_{pj} je tlaková ztráta v potrubí mezi odběrovým místem v turbíně a ohřívákem dána vztahem

$$\delta_{pj} = \frac{11 - j}{100} \quad (1.39)$$

j je pořadové číslo ohříváku počítané směrem od kondenzátoru, v tomto případě 1. [1]

1.8 Turbína

Pro určení zbylých parametrů páry v neregulovaných odběrech turbíny a před kondenzátorem je třeba odhadnout průběh expanze v turbíně a sestrojít expanzní čáru turbíny. Pro sestrojení expanzní čáry je třeba odhadnout termodynamickou účinnost turbíny.

Volená hodnota

- Účinnost $\eta_{TDI} = 0,8$

Parametry páry na vstupu do turbíny (bod 0)

$$t_0 = t_8 \quad (1.40)$$

$$p_0 = p_8 \quad (1.41)$$

$$h_0 = f(p_0; t_0) \quad (1.42)$$

$$s_0 = f(p_0; t_0) \quad (1.43)$$

Termodynamická účinnost turbíny je dána vztahem:

$$\eta_{TDI} = \frac{h_0 - h_{10}}{h_0 - h_{10iz}} \quad (1.44)$$

kde $h_{10_{iz}}$ je entalpie v místě odběru při izoentalpické expanzi.

$$h_{10_{iz}} = f(p_{10}; s_0) \quad (1.45)$$

Úpravou rovnice (1.44) pak vznikne vztah pro výpočet skutečné entalpie v odběru pro odplyňovák.

$$h_{10} = h_0 - \eta_{TDI} \cdot (h_0 - h_{10_{iz}}) \quad (1.46)$$

Teplota páry v odběru pro odplyňovák

$$t_{10} = f(p_{10}; h_{10}) \quad (1.47)$$

Entropie páry v odběru pro odplyňovák

$$s_{10} = f(p_{10}; h_{10}) \quad (1.48)$$

Obdobný výpočet pak lze použít i pro výpočet entalpie v odběru pro NTO a pro výstup z turbíny.

$$h_{12} = h_{10} - \eta_{TDI} \cdot (h_{10} - h_{12_{iz}}) \quad (1.49)$$

Kde

$$h_{12_{iz}} = f(p_{12}; s_{10}) \quad (1.50)$$

Teplota páry v odběru pro NTO

$$t_{12} = f(p_{12}; h_{12}) \quad (1.51)$$

Entropie páry v odběru pro NTO

$$s_{12} = f(p_{12}; h_{12}) \quad (1.52)$$

Entalpie páry na výstupu z turbíny

$$h_1 = h_{12} - \eta_{TDI} \cdot (h_{12} - h_{1_{iz}}) \quad (1.53)$$

Kde

$$h_{1_{iz}} = f(p_1; s_{12}) \quad (1.54)$$

Teplota páry za turbínou

$$t_1 = f(p_1; h_1) \quad (1.55)$$

1.9 Hmotnostní toky

Aby bylo tepelné schéma kompletní, je třeba ještě určit hmotnostní toky ve všech uzlech schématu. Hmotnostní toky se určují z bilančních rovnic, které vycházejí ze zákona zachování hmotnosti a zákona zachování energie. Hmotnostní tok na vstupu do turbíny:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_8 - \dot{m}_9 \quad (1.56)$$

Hmotnostní tok na trase z odplynováku do kotle

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 = \dot{m}_6 \quad (1.57)$$

Bilanční rovnice pro odplynovák

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_5 \quad (1.58)$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (1.59)$$

Po vyjádření \dot{m}_5 z rovnice (1.58) a dosazením do rovnice (1.59) byl získán vztah pro výpočet hmotnostního toku v neregulovaném odběru pro odplynovák:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_6 \cdot \frac{h_6 - h_5}{h_{11} - h_5} \quad (1.60)$$

Bilanční rovnice pro NTO

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (1.61)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (1.62)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (1.63)$$

Po dosazení rovnic (1.62) a (1.63) do rovnice (1.61) vznikne po úpravě vztah:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_4 \cdot \frac{h_5 - h_4}{h_{13} - h_4} \quad (1.64)$$

Hmotnostní průtok KUP

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (1.65)$$

Hmotnostní průtok před kondenzátorem

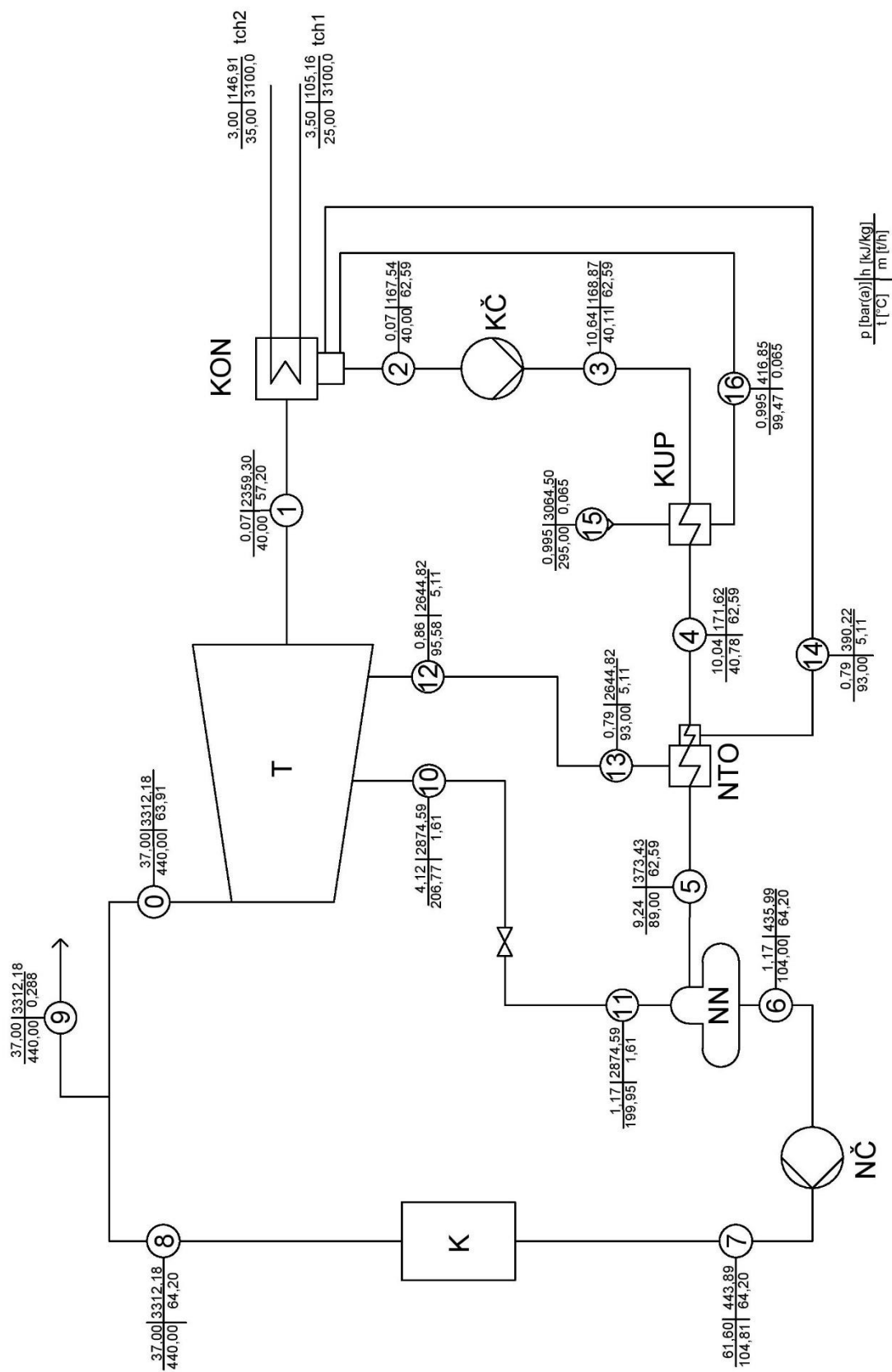
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{12} \quad (1.66)$$

Hmotnostní průtok za kondenzátorem

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{16} + \dot{m}_{14} \quad (1.67)$$

Hmotnostní průtok na trase z kondenzátoru do odplynováku

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (1.68)$$



Obrázek 2 Výsledné tepelné schéma při jmenovitém provozu

2 Předběžný návrh regulačního stupně

Regulační stupeň je první stupeň parní turbíny, který umožňuje regulaci hmotnostního toku páry pomocí parciálního ostříku. V regulačním stupni se obvykle zpracovává větší tepelný spád než v ostatních stupních (1/8 až 1/2 celkového teplotního spádu). Jako regulační stupeň lze použít pouze rovnotlaký stupeň, a to buď v provedení A-kolo, nebo dvouvěncové C-kolo neboli Curtisův stupeň. Curtisův stupeň dokáže při stejné obvodové účinnosti zpracovat větší entalpický spád, avšak s nižší účinností. [2]

V této diplomové práci byl zvolen regulační stupeň v provedení A-kolo.

Pro předběžný návrh regulačního stupně byly firmou Siemens Energy AG zadány otáčky rotoru n a střední průměr lopatkování regulačního stupně D . Ostatní vstupní veličiny vzešly z výpočtu tepelného schématu a jsou shrnuty v tabulce 1.

Výpočet je proveden podle literatury [1] a [2].

Zadané hodnoty:

- Otáčky rotoru $n = 5900 \text{ min}^{-1}$
- Střední průměr lopatkování $D = 572 \text{ mm}$

Tabulka 1 Vstupní hodnoty pro výpočet regulačního stupně

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Otáčky rotoru	n	5900	min^{-1}
Střední průměr lopatkování	D	572	mm
Tlak páry na vstupu do regulačního stupně	p_0	37	$\text{bar}(a)$
Entalpie páry na vstupu do regulačního stupně	h_0	3312,18	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Hmotnostní průtok páry regulačním stupněm	\dot{m}_0	63,91	$\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$

2.1 Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm

Pro stanovení izoentropického spádu zpracovaného regulačním stupněm je nejprve nutné vypočítat obvodovou rychlost na středním průměru a teoretickou izoentropickou absolutní rychlost na výstupu z dýzy.

Obvodová rychlost na středním průměru

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad (2.1)$$

Teoretická izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} \quad (2.2)$$

$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)$ je rychlostní poměr, který se obvykle volí v rozmezí 0,4 až 0,5. [2]

- Volená hodnota $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,45$

Stanovení izoentropického spádu zpracovaného regulačním stupněm:

$$h_{RS_{iz}} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \quad (2.3)$$

c_0 je absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy, rovnající se přibližně rychlosti v přívodním potrubí 30 až $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. [2]

- Volená hodnota $c_0 = 40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

2.2 Kritický tlakový poměr v dýze

Po zjištění hodnoty $h_{RS_{iz}}$ lze z h-s diagramu odečíst tlak za regulačním stupněm p_2 . Je třeba zkontrolovat, zda bude v dýze docházet ke kritickému proudění, či nikoliv. Kritický tlak pro přehřátou vodní páru se vypočte z rovnice (2.4).

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 \quad (2.4)$$

Pokud je $p_0 > p_{krit}$ nebude ke kritickému proudění docházet a lze použít nerozšířenou dýzu. To je v tomto případě splněno a zároveň je splněna podmínka $\frac{p_2}{p_0} < 0,8$. [2]

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$l_{ot} = \frac{\dot{m}_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} \quad (2.5)$$

α_1 je výstupní úhel z rozváděcí mříže, který se obvykle volí v rozsahu 13° až 18° . [2]

- Volená hodnota $\alpha_1 = 15^\circ$

v_1 je měrný objem páry za dýzou a pro je jeho stanovení je nutno vypočítat velikost ztráty ve statoru a následně jej odečíst z h-s diagramu.

Velikost ztráty ve statoru

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \quad (2.6)$$

φ je rychlostní součinitel, který se pro dýzu volí v rozmezí 0,95 až 0,98. [2]

- Volená hodnota $\varphi = 0,96$

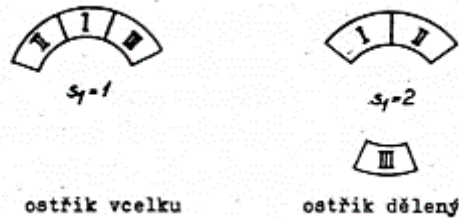
Optimální délka rozváděcí lopatky

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} \quad (2.7)$$

Kde

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a}s_1 + \delta \cdot D}} \quad (2.8)$$

s_1 zohledňuje dělení parciálního ostříku.



Obrázek 3 Druhy parciálního ostříku [1]

- Volená hodnota $s_1 = 1$

$\frac{b}{a}$ je konstanta rovna 0,0398 a δ je součinitel, který se vypočte z rovnice (2.9).

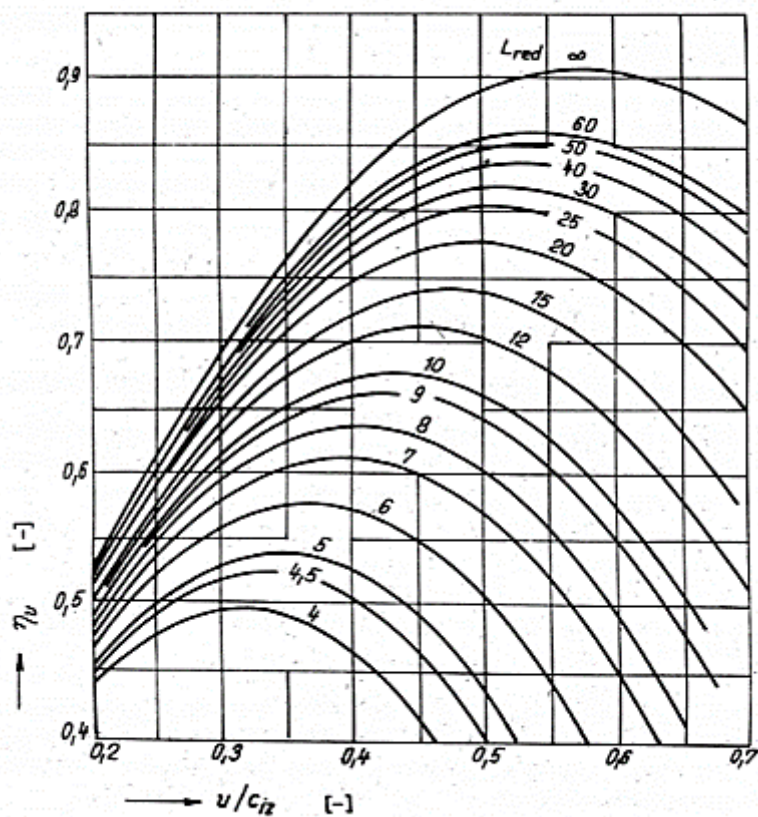
$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} \quad (2.9)$$

$\frac{c}{a}$ je experimentální konstanta, která je pro A-kolo rovna 0,1467. [2]

Skutečná délka lopatky l_o se určí zaokrouhlením optimální délky lopatky l_{opt} na celé milimetry.

Redukovaná obvodová účinnost η_u se odečte z obrázku 4. Pro její zjištění je však třeba znát ještě redukovanou délku lopatky L_{red} . Je to délka, při níž s plným ostříkem $\varepsilon = 1$ bude stejná účinnost, jako při parciálním ostříku s délkou l_o . [2]

$$L_{red} = \frac{l_o}{1 + \left(\frac{l_o}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_o} \quad (2.10)$$



Obrázek 4 Redukovaná obvodová účinnost regulačního stupně (A-kolo) [1]

Parciální ostřík

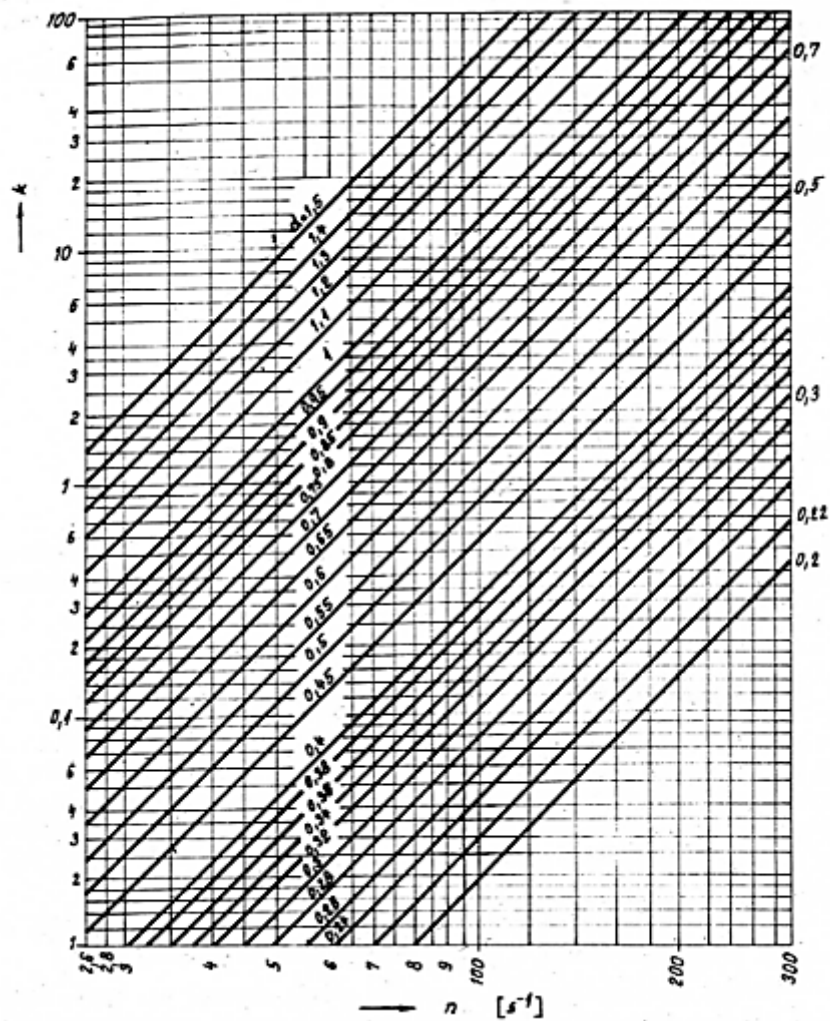
$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_o} \quad (2.11)$$

2.3 Vnitřní výkon regulačního stupně

Ztráta třením a ventilací

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m}_0 \cdot v_1} \quad (2.12)$$

k je součinitel, který se určí z obrázku 5.



Obrázek 5 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [1]

Poměrná ztráta

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} \quad (2.13)$$

Vnitřní účinnost regulačního stupně

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 \quad (2.14)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně

$$P_i = \dot{m}_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (2.15)$$

2.4 Parametry páry za regulačním stupněm

Entalpie páry na konci expanze

$$h_{RS2} = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} \quad (2.16)$$

Z h-s diagramu se určí zbylé stavové veličiny za regulačním stupněm.

Tlak páry za regulačním stupněm

$$p_{RS2} = p_{RS1} \quad (2.17)$$

Teplota páry za regulačním stupněm

$$t_{RS2} = f(p_{RS2}; h_{RS2}) \quad (2.18)$$

Měrný objem páry za regulačním stupněm

$$v_{RS2} = f(p_{RS2}; h_{RS2}) \quad (2.19)$$

Entropie páry za regulačním stupněm

$$s_{RS2} = f(p_{RS2}; h_{RS2}) \quad (2.20)$$

Stavové veličiny páry za regulačním stupněm jsou zároveň vstupní hodnoty do předběžného výpočtu stupňové části turbíny.

2.5 Vypočítané hodnoty

Tabulka 2 Výsledky předběžného návrhu regulačního stupně

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Obvodová rychlost na středním průměru	u	176,70	$m \cdot s^{-1}$
Teoretická izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy	c_{1iz}	392,68	$m \cdot s^{-1}$
izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm	h_{RSiz}	76,30	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie páry za regulačním stupněm při izoentropické expanzi	h_{RS2iz}	3235,90	$kJ \cdot kg^{-1}$
Tlak za regulačním stupněm	p_2	28,87	<i>bar</i>
Kritický tlak pro přehřátou vodní páru	p_{krit}	20,20	<i>bar</i>
Poměr výstupního a vstupního tlaku	p_2/p_0	0,78	-
Ztráta ve statoru	z_0	5,98	$kJ \cdot kg^{-1}$
Měrný objem páry za regulačním stupněm.	v_1	0,10	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku	l_{ot}	10,54	mm
Optimální délka rozváděcí lopatky	l_{opt}	31,75	mm
Součinitel α	α	3,09	-
Součinitel δ	δ	0,035	-
Skutečná délka lopatky	l_o	32	mm
Redukovaná délka lopatky	L_{red}	16,81	mm
Parciální ostřík	ε	0,33	-
Redukovaná obvodová účinnost	η_u	0,74	-
Součinitel k	k	1,8	-
Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací	z_5	0,97	$kJ \cdot kg^{-1}$
Poměrná ztráta třením a ventilací	ξ_5	0,013	-
Vnitřní účinnost regulačního stupně	η_{tdi}	0,727	-
Vnitřní výkon regulačního stupně	P_i	985,02	<i>kW</i>
Entalpie páry za regulačním stupněm	h_{RS2}	3257,51	$kJ \cdot kg^{-1}$
Tlak páry za regulačním stupněm	p_{RS2}	28,87	<i>bar</i>
Teplota páry za regulačním stupněm	t_{RS2}	410,61	$^{\circ}C$
Měrný objem páry za regulačním stupněm	v_{RS2}	0,105	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Entropie páry za regulačním stupněm	s_{RS2}	6,979	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

3 Předběžný výpočet stupňové části

Výpočet stupňové části turbíny je proveden podle literatury [2].

3.1 Rozdělení na kužely

Pro předběžný výpočet stupňové části turbíny je nutné turbínu rozdělit do tzv. kuželů. Rozdělení na kužely vychází z bilančního schématu a z tlakových spádů, které by neměly být příliš vysoké, s ohledem na pevnost konstrukce turbíny.

Z těchto důvodů byla turbína rozdělena na 4 kužely.

Tabulka 3 Tlakové spády a hmotnostní toky v kuželech

Kužel	1	2	3	4
Tlak před kuželem	28,87	16,49	4,12	0,86
Tlak za kuželem	16,49	4,12	0,86	0,07
Hmotnostní průtok	17,75	17,75	17,31	15,76

3.2 Výpočet kuželů

Vzorový výpočet bude proveden pouze pro první kužel, jelikož výpočet dalších kuželů je identický. Parametry zbylých kuželů budou uvedeny v souhrnné tabulce na konci této kapitoly.

Na začátku výpočtu je třeba zvolit velikost středního Parsonsova čísla přetlakového lopatkování.

3.2.1 Parsonsovo číslo

Čím je střední Parsonsovo číslo vyšší, tím vzrůstá účinnost, ale zároveň i počet stupňů. K omezení vzrůstu účinnosti dochází při $Pa_s = 0,85$, proto je vhodné volit střední Parsonsovo číslo v rozmezí 0,6 až 0,85. [2]

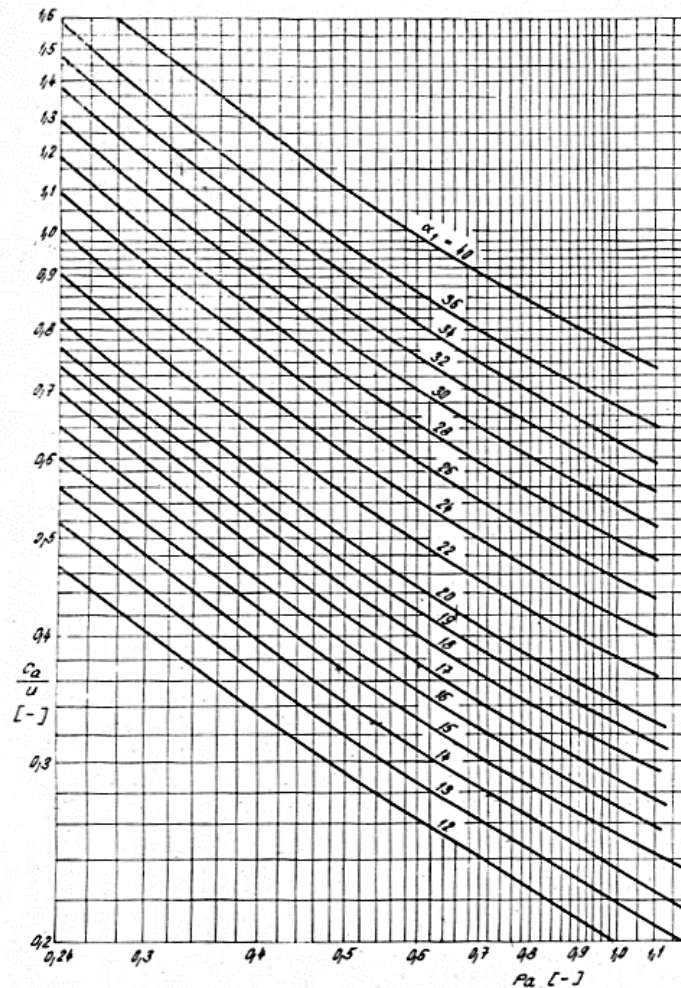
- Volená hodnota $Pa_s = 0,74$

Pro zvolené střední Parsonsovo číslo se vypočte Parsonsovo číslo prvního a posledního stupně kuželu.

$$Pa_1 = (0,9 - 0,95) \cdot Pa_s \quad (3.1)$$

$$Pa_n = (0,9 - 0,95) \cdot Pa_s \quad (3.2)$$

Pro vypočtené Pa_1 a Pa_n a pro zvolené výstupní úhly statorových lopatek α_1 a α_n se z diagramu určí poměry $\frac{c_a}{u}$.



Obrázek 6 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [1]

Zvolí se délka lopatky l_1

Potom střední průměr lopatkování prvního stupně kuželu bude:

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} \quad (3.3)$$

3.2.2 Parametry páry na výstupu z kuželu

Entalpie na výstupu z kuželu

$$h_n = h_1 - \eta_i \cdot (h_1 - h_{n_{iz}}) \quad (3.4)$$

Kde

$$h_{n_{iz}} = f(p_n; s_1) \quad (3.5)$$

Měrný objem páry na výstupu z kuželu

$$v_n = f(p_n; h_n) \quad (3.6)$$

Entropie páry na výstupu z kuželu

$$s_n = f(p_n; h_n) \quad (3.7)$$

Jelikož nejde obvykle volit délku lopatky posledního stupně, volí se poměr $\left(\frac{l}{D}\right)_n$, který by pro nezkrucované lopatky měl být menší než $\frac{1}{8}$ až $\frac{1}{10}$. [2]

- Volená hodnota
$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = \frac{1}{10}$$

Střední průměr lopatkování posledního stupně kuželu

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_1 \cdot v_n}{n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \pi^2}} \quad (3.8)$$

Počet stupňů kuželu se určí ze vzorce (3.9) a následným zaokrouhlením na celé číslo:

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}}{u_s^2} \quad (3.9)$$

Střední obvodová rychlost

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \cdot n \quad (3.10)$$

3.2.3 Ztráty v lopatkování

Poměrná ztráta radiální mezerou prvního a posledního stupně kuželu

$$\xi_{k_1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 \quad (3.11)$$

$$\xi_{k_n} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 \quad (3.12)$$

k je radiální vůle, kterou je možno stanovit podle vzorce:

$$k_1 = \frac{D_{v,1}}{1000} + x \quad (3.13)$$

$$k_n = \frac{D_{v,n}}{1000} + x \quad (3.14)$$

D_v je vnější průměr lopatkování a x je výrobní tolerance, kterou je možno volit podle tabulky:

Tabulka 4 Tolerance radiální vůle v lopatkování [2]

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

Vnější průměr lopatkování na vstupu do kuželu

$$D_{v,1} = D_1 + l_1 \quad (3.15)$$

Vnější průměr lopatkování na výstupu z kuželu

$$D_{v,n} = D_n + l_n \quad (3.16)$$

Střední ztráta radiální mezerou

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} \quad (3.17)$$

Ztráta rozvějířením

Poměrné ztráty rozvějířením prvního a posledního stupně kuželu

$$\xi_{v,1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 \quad (3.18)$$

$$\xi_{v,n} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 \quad (3.19)$$

Střední poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} \quad (3.20)$$

Pokud pracuje část lopatkování turbíny v mokré páře dochází ke ztrátě vlhkostí páry.

Měrná suchost páry na vstupu do kuželu

$$x_1 = f(p_1; h_1) \quad (3.21)$$

Měrná suchost páry na výstupu z kuželu

$$x_n = f(p_n; h_n) \quad (3.22)$$

Ztráta vlhkostí páry

$$\xi_{x=} \left(1 - \frac{x_1 + x_n}{2} \right) \quad (3.23)$$

3.2.4 Součinitel zpětného využití ztrát

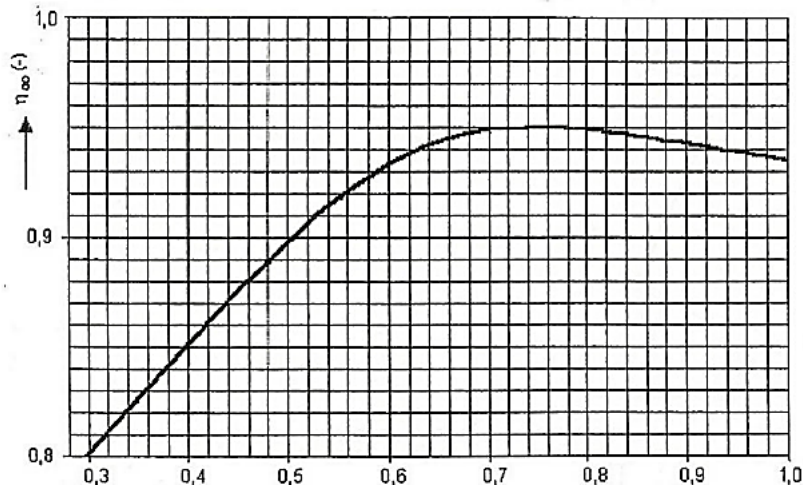
Jelikož v každém stupni kuželu dochází ke ztrátám, které se přeměňují na teplo, dochází při expanzi páry k jejímu přehřívání. Proto je teplota při expanzi se ztrátami větší než při expanzi beze ztrát, tzn. že i entalpie je vyšší.

$$1 + f = \frac{z - 1}{z} \cdot (1 - \eta_{tdi}) \cdot \frac{t_1 - t_{niz}}{T_1 + T_n} \quad (3.24)$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlosti

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (3.25)$$

η_∞ je obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku. Určí se z obrázku 7.



Obrázek 7 Účinnost přetlakových stupňů [2]

3.2.5 Ztráta výstupní rychlostí

Díky η_i je možné zpřesnit parametry páry na výstupu z kuželu.

Entalpie páry na výstupu z kuželu

$$h_n = h_1 - \eta_i \cdot (h_1 - h_{niz}) \quad (3.26)$$

Měrný objem páry na výstupu z kuželu

$$v_n = f(p_n; h_n) \quad (3.27)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování

$$c_{An} = \frac{M \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} \quad (3.28)$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_{1n}) - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} \quad (3.29)$$

Ztráta výstupní rychlosti

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} \quad (3.30)$$

Skutečný entalpický spád kuželu se zahrnutou ztrátou výstupní rychlosti

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_i - z_c \quad (3.31)$$

Vnitřní termodynamická účinnost kuželu

$$\eta_{tdi} = \frac{H_i}{H_{iz}} \quad (3.32)$$

Vnitřní výkon kuželu

$$P_i = H_i \cdot M \quad (3.33)$$

3.3 Vypočítané hodnoty

Tabulka 5 Výsledky stupňové části turbíny

Značka	Název	Jednotka	1. kužel	2. kužel	3. kužel	4. kužel
Pa_s	Střední Parsonsovo číslo	-	0,74	0,75	0,82	0,77
Pa_1	Parsonsovo číslo na vstupu do kuželu	-	0,69	0,70	0,76	0,72
α_1	Výstupní úhel statorové lopatky prvního stupně	$^\circ$	12	14	18	22
$(c_a/u)_1$	Rychlostní poměr na vstupu do kuželu	-	0,265	0,28	0,36	0,45
l_1	Délka lopatky prvního stupně kuželu	mm	34	35,7	37	45,2
M	Hmotnostní průtok kuželem	$kg \cdot s^{-1}$	17,75	17,75	17,31	15,76
D_1	Střední průměr lopatkování na vstupu do kuželu	mm	462,41	551,38	825,45	1229,35
h_n	Entalpie páry na výstupu z kuželu	kJ/kg	3121,52	2846,25	2605,00	2312,24
h_{niz}	Entalpie páry na výstupu z kuželu při izoentropické expanzi	kJ/kg	3097,52	2797,41	2562,94	2259,51
v_n	Měrný objem páry na výstupu z kuželu	m^3/kg	0,17	0,51	1,89	17,58
s_n	Entropie páry na výstupu z kuželu	$kJ/kg \cdot K$	7,02	7,12	7,25	7,51
Pa_n	Parsonsovo číslo na výstupu z kuželu	-	0,69	0,70	0,76	0,72
α_n	Výstupní úhel statorové lopatky posledního stupně	$^\circ$	14	18	22	28
$(c_a/u)_n$	Rychlostní poměr na výstupu z kuželu	-	0,285	0,365	0,44	0,59
$(l/D)_n$	Poměr délky lopatky vůči střednímu průměru	-	0,1	0,125	0,111	0,167
D_n	Střední průměr lopatkování na výstupu z kuželu	mm	474,00	589,36	883,01	1420,77
l_n	Délka lopatky posledního stupně kuželu	mm	47,4	73,67	98,11	236,79
u_s	Střední obvodová rychlost	m/s	144,64	176,20	263,89	409,34
H_{iz}	Izoentropický spád připadající na kužel	kJ/kg	160,00	325,61	280,34	351,56
z	Počet stupňů	-	6	8	3	2

$D_{v,1}$	Vnější průměr lopatkování prvního stupně	<i>mm</i>	496,4	587,1	862,4	1274,55
$D_{v,n}$	Vnější průměr lopatkování posledního stupně	<i>mm</i>	521,4	663,0	981,1	1657,57
k_1	Radiální vůle prvního stupně	<i>mm</i>	0,70	0,79	1,06	1,47
k_n	Radiální vůle posledního stupně	<i>mm</i>	0,72	0,86	1,18	1,86
ξ_{k1}	Poměrná ztráta radiální mezerou prvního stupně	-	0,13	0,14	0,17	0,18
ξ_{kn}	Poměrná ztráta radiální mezerou posledního stupně	-	0,10	0,07	0,07	0,04
ξ_k	Střední hodnota poměrné ztráty radiální mezerou	-	0,11	0,10	0,11	0,11
$\xi_{v,1}$	Poměrná ztráta rozvějířením na vstupu do kuželu	-	0,005	0,004	0,002	0,001
$\xi_{v,n}$	Poměrná ztráta rozvějířením na výstupu z kuželu	-	0,01	0,02	0,01	0,03
ξ_v	Střední hodnota poměrné ztráty rozvějířením	-	0,008	0,010	0,007	0,015
x_1	Měrná suchost páry na vstupu do kuželu	-	1	1	1	0,97
x_n	Měrná suchost páry na výstupu z kuželu	-	1	1	0,97	0,89
ξ_x	Poměrná ztráta vlhkostí páry	-	0	0	0,014	0,067
$1 + f$	Součinitel zpětného využití ztrát	-	0,008	0,02	0,01	0,006
T_1	Teplota na vstupu do kuželu	<i>K</i>	683,76	613,16	465,04	368,73
t_{niz}	Teplota na konci izoentropické expanze v kuželu	<i>°C</i>	328,4	170,51	95,58	40,04
T_n	Skutečná teplota na výstupu z kuželu	<i>K</i>	612,47	466,44	368,73	313,19
η_∞	Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku	-	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i	Vnitřní účinnost stupně bez ztráty výstupní rychlostí	-	0,84	0,86	0,83	0,77
h_n	Entalpie páry na výstupu z kuželu	<i>kJ/kg</i>	3123,02	2843,29	2611,06	2339,02

v_n	Měrný objem páry na výstupu z kuželu	m^3/kg	0,17	0,51	1,89	17,58
c_{An}	Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování kuželu	m/s	41,79	66,23	120,35	262,19
c_{2n}	Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně kuželu	m/s	46,75	69,91	122,79	266,68
z_c	Ztráta výstupní rychlostí	J/kg	1093,00	2443,96	7539,10	35558,42
H_i	Skutečný entalpický spád připadající na kužel se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí za posledním stupněm	kJ/kg	133,40	277,29	224,68	236,49
η_{tdi}	Vnitřní termodynamická účinnost kuželu	-	0,83	0,85	0,80	0,67
P_i	Vnitřní výkon kuželu	kW	2368,22	4922,68	3888,91	3727,95

Celkový vnitřní výkon se vypočítá jako součet výkonů jednotlivých kuželů a výkonu regulačního stupně:

$$P_{i,celk} = P_{i,RS} + \sum P_i = 15892,78 \text{ kW} \quad (3.34)$$

Vnitřní termodynamická účinnost posledního kuželu je znatelně menší než v případě, kdy by bylo počítáno se zkrucovanou lopatkou. Vzhledem k náročnosti výpočtu zkrucovaných lopatek a vzhledem k tomu, že se jedná pouze o předběžný návrh stupňové části a diplomová práce je spíše zaměřena na bypassový systém, byla zvolena lopatka nezkrucovaná i za cenu nižší termodynamické účinnosti, respektive vnitřního výkonu turbíny.

3.4 Návrh průtočného kanálu

Pro předběžný návrh průtočného kanálu je nutné vypočítat patní, střední a hlavový průměr lopatkování jednotlivých kuželů a axiální délky kuželů. Střední průměry již byly vypočítány v rovnici (3.3) a (3.8). Pro snazší výrobu rotoru byl volen konstantní patní průměr, tzn. že se patní průměry prvního a posledního stupně kuželu musí rovnat.

Patní průměr prvního stupně kuželu

$$D_{p1} = D_1 - l_1 \quad (3.35)$$

Patní průměr posledního stupně kuželu

$$D_{pn} = D_n - l_n \quad (3.36)$$

Hlavový průměr prvního stupně kuželu

$$D_{h1} = D_1 + l_1 \quad (3.37)$$

Hlavový průměr posledního stupně kuželu

$$D_{hn} = D_n + l_n \quad (3.38)$$

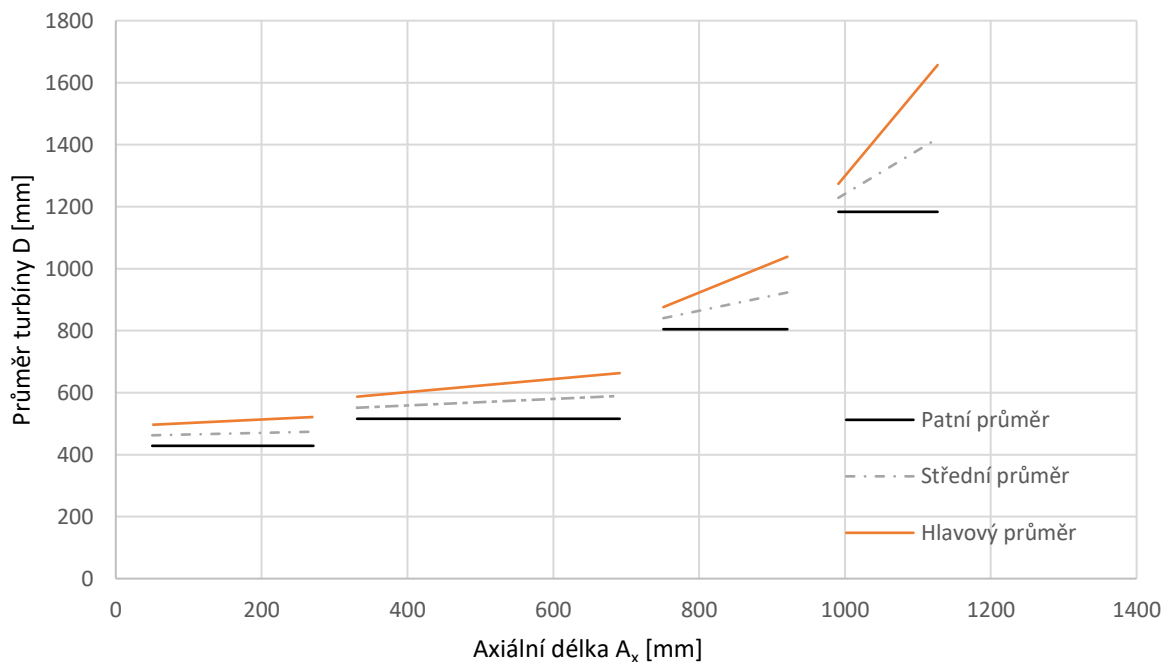
Axiální délka kuželu

$$Ax_k = z \cdot Ax_l \cdot 2 + Ax_{ml} \cdot (z \cdot 2 - 1) \quad (3.39)$$

Aby bylo možné průtočný kanál schematicky znázornit, je nutné zvolit axiální délky lopatek, axiální délky mezer mezi lopatkami a axiální délky mezer mezi kužely. Volené hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 6 Axiální rozměry průtočného kanálu

Kužel	1	2	3	4
Axiální délka mezery před kuželem Ax_{mk} [mm]	60	60	70	70
Axiální délka lopatky Ax_l [mm]	12	15	20	25
Axiální délka mezery mezi lopatkami Ax_{ml} [mm]	7	8	10	12



Obrázek 8 Průtočný kanál

Tabulka 7 Výsledky průtočného kanálu

Značka	Název	Jednotka	1. kužel	2. kužel	3. kužel	4. kužel
D_{p1}	Patní průměr prvního stupně kuželu	<i>mm</i>	428	516	806	1183
D_{pn}	Patní průměr posledního stupně kuželu	<i>mm</i>	428	516	806	1183
D_{h1}	Hlavový průměr prvního stupně kuželu	<i>mm</i>	496	587	876	1274
D_{hn}	Hlavový průměr posledního stupně kuželu	<i>mm</i>	521	663	1038	1657
Ax_k	Axiální délka kuželu	<i>mm</i>	221	360	170	136

4 Tepelné schéma mimo jmenovitý provoz

4.1 Tepelné schéma při 100% bypassu

Pokud je turbína mimo provoz, veškerá pára vyrobená v kotli se do kondenzátoru přepouští přepouštěcí stanicí, kde je zároveň mařena její energie, aby nedošlo k poškození kondenzátoru.

4.1.1 Předpoklady pro výpočet

Z důvodu přepouštění páry z kotle přímo do kondenzátoru byla zvýšena teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru o 10 °C a ohřátí chladicí vody na 11 °C. Pro výpočet bylo uvažováno s předpokladem, že se hlavní kondenzát při průchodu KUP ohřeje o teplotu 0,7 °C.

K redukci parametrů páry v bypassu je použita přepouštěcí stanice, ve které dochází ke snížení jejího tlaku a zároveň k jejímu ochlazení.

4.1.2 Přepouštěcí stanice

Parametry páry před přepouštěcí stanicí (bod 17)

Do přepouštěcí stanice vstupuje přehřátá pára, jejíž parametry jsou shodné s parametry páry za kotlem.

Tlak páry před PS

$$p_{17} = p_8 \quad (4.1)$$

Teplota páry před PS

$$t_{17} = t_8 \quad (4.2)$$

Entalpie páry před PS

$$h_{17} = f(p_{17}; t_{17}) \quad (4.3)$$

Parametry páry za přepouštěcí stanicí (bod 18)

Za přepouštěcí stanicí je doporučeno volit teplotu páry 145° a tlak páry 3 bar(a), což jsou konstrukční parametry vodou chlazeného kondenzátoru. [3]

Tlak páry za PS

$$p_{18} = 3 \text{ bar}(a) \quad (4.4)$$

Teplota páry za PS

$$t_{18} = 145 \text{ °C} \quad (4.5)$$

Entalpie páry za PS

$$h_{18} = f(p_{18}; t_{18}) \quad (4.6)$$

Zástřiková voda je odebírána na výtlaku kondenzátních čerpadel. To znamená, že tlak, teplota i entalpie budou shodné s parametry za kondenzátním čerpadlem, tedy v bodě 3.

4.1.3 Nízkotlaká regenerace

Parametry hlavního kondenzátu za KUP (bod 4)

Tlak kondenzátu za KUP

$$p_4 = p_3 - \Delta p_{KUP} \quad (4.7)$$

Teplota kondenzátu za KUP

$$t_4 = t_3 + 0,7 \quad (4.8)$$

Entalpie kondenzátu za KUP

$$h_4 = f(p_4; t_4) \quad (4.9)$$

Parametry hlavního kondenzátu za NTO (bod 5)

Odběrem pro NTO neproudí žádné množství páry, proto entalpie hlavního kondenzátu zůstane při průtoku NTO konstantní, teplota však nepatrně vzroste, neboť průtok přes NTO způsobí tlakovou ztrátu, která zapříčiní již zmíněné nepatrné ohřátí.

Tlak kondenzátu za NTO

$$p_5 = p_4 - \Delta p_{NTO} \quad (4.10)$$

Entalpie kondenzátu za NTO

$$h_5 = h_4 \quad (4.11)$$

Teplota kondenzátu za NTO

$$t_5 = f(h_5; p_5) \quad (4.12)$$

4.1.4 Odplynění kondenzátu

Jelikož není parní turbína v provozu a odběrem pro odplynovák neproudí žádná pára, je třeba přivést páru k řádnému odplynění kondenzátu odjinud. Pro tento případ je odebírána ostrá pára za kotlem, která je přiváděna přes redukční ventil do odplynováku. V redukčním ventilu dochází k izoentalpickému snížení tlaku.

Parametry páry před redukčním ventilem (bod 21)

Tlak páry před redukčním ventilem

$$p_{21} = p_8 \quad (4.13)$$

Teplota páry před redukčním ventilem

$$t_{21} = t_8 \quad (4.14)$$

Entalpie páry před redukčním ventilem

$$h_{21} = f(p_{21}; t_{21}) \quad (4.15)$$

Parametry páry za redukčním ventilem (bod 11)

Tlak páry za redukčním ventilem

$$p_{11} = p_{NN} \quad (4.16)$$

Entalpie páry za redukčním ventilem

$$h_{11} = h_{21} \quad (4.17)$$

Teplota páry za redukčním ventilem

$$t_{11} = f(p_{11}; h_{11}) \quad (4.18)$$

Metodika výpočtů parametrů pracovní látky v ostatních bodech tepelného schématu je totožná s výpočty uvedenými v kapitole 1 a výsledky budou shrnuty na obrázku na konci této kapitoly.

4.1.5 Hmotnostní toky

Pro zajištění správné funkce zchlazení přehřáté páry v přepouštěcí stanici je potřeba znát množství zástříkové vody.

Nejprve je třeba vypočítat, jaký chladicí výkon je potřeba k ochlazení páry z 440 °C na 145 °C.

$$Q_{chlazení} = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) \quad (4.19)$$

Z vypočteného chladicího výkonu přepouštěcí stanice se vypočte potřebné množství zástříkové vody:

$$\dot{m}_{20} = \frac{Q_{chlazení}}{h_{18} - h_{20}} \quad (4.20)$$

Potřebné množství páry k odplynění se určí z bilančních rovnic pro odplyňovák:

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (4.22)$$

Vyjádřením \dot{m}_5 z rovnice (4.21) a dosazením do rovnice (4.22) vznikne výsledný vztah pro výpočet hmotnostního průtoku v bodě 11.

$$\dot{m}_{11} = \frac{\dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_5)}{(h_{11} - h_5)} \quad (4.23)$$

Hmotnostní průtok páry do přepouštěcí stanice

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{21} \quad (4.24)$$

Hmotnostní průtok páry před kondenzátorem

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{20} \quad (4.25)$$

Hmotnostní průtok za kondenzátorem

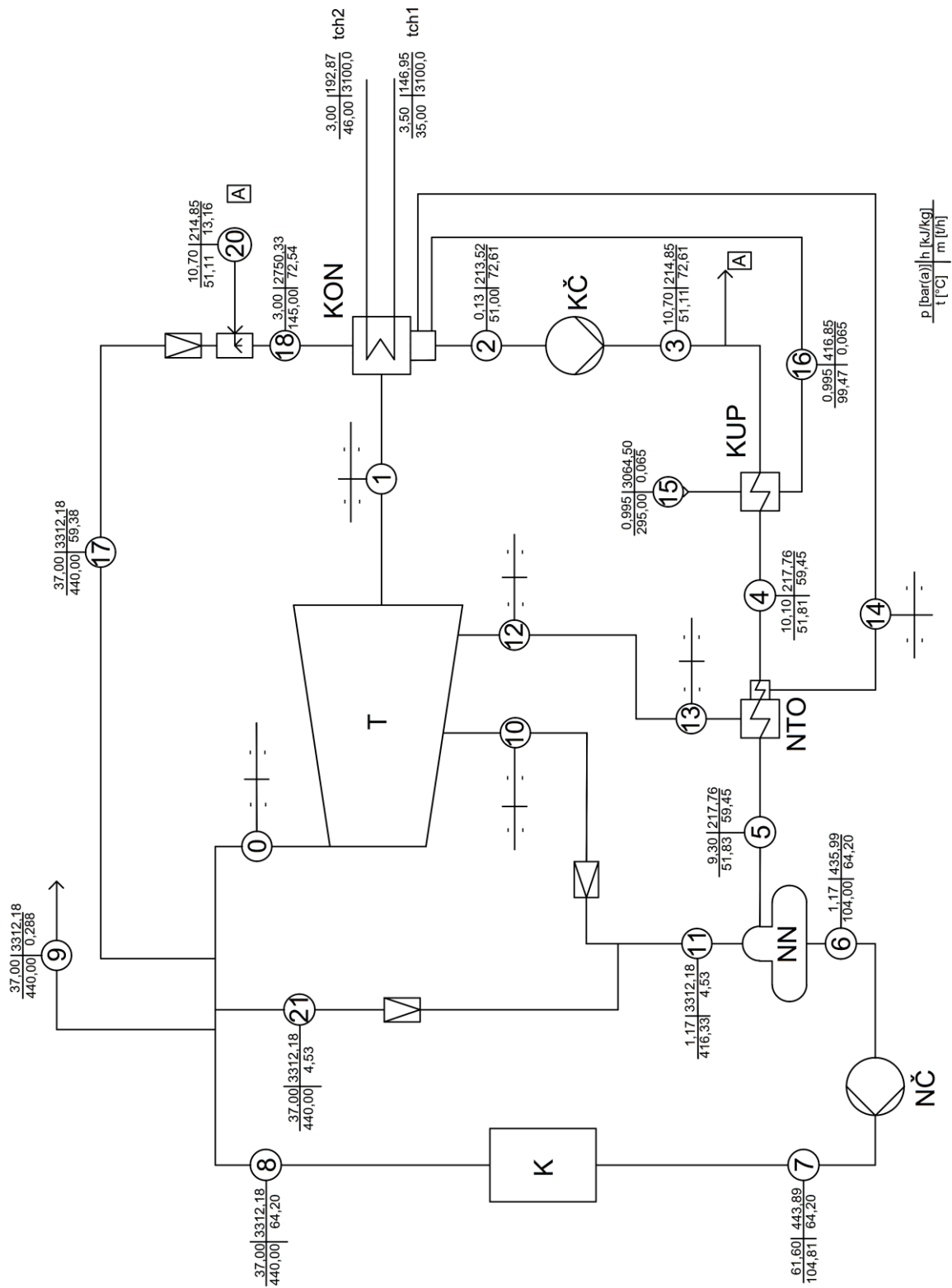
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{16} \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{20} \quad (4.28)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (4.29)$$

Ostatní hmotnostní toky jsou totožné s tepelným schématem vypočítaným v kapitole 1.9 a jsou uvedeny na obrázku 9.



Obrázek 9: Tepelné schéma při 100% bypassu

4.2 Tepelné schéma při ostrovním provozu

Ostrovní provoz označuje provoz, kdy je generátor parní turbíny odpojený od sítě a do turbíny proudí pouze takové množství páry, aby výkon turbíny pokryl vlastní spotřebu technologického celku a parní oběh byl tak stále v provozu. Zbytek páry se přepouští přepouštěcí stanicí do kondenzátoru. Vlastní spotřeba technologického celku byla stanovena firmou Siemens Energy AG na 5 MW. Výpočet je proveden podle literatury [1].

4.2.1 Předpoklady pro výpočet

Stejně jako v případě stoprocentního bypassu vstupuje do kondenzátoru chladící voda o teplotě 35 °C a její ohřátí při průtoku kondenzátorem je 11 °C. Jelikož se předpokládá výrazně nižší průtok odběrem do NTO, bude nižší i nedohřev. Po konzultaci ve firmě Siemens Energy AG byla hodnota nedohřevu stanovena na 2 °C.

4.2.2 Tlaky v odběrech

Nejprve je třeba vypočítat tlaky v neregulovaných odběrech. Lze předpokládat, že pokles průtoku páry turbínou bude větší než 15 %, proto nelze použít expanzní čáru pro jmenovitý stav a odběrové tlaky je nutné přepočítat podle přibližného vztahu (4.30). [1]

$$\frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_j} = \sqrt{\frac{p_{před,n}^2 - p_{za,n}^2}{p_{před,j}^2 - p_{za,j}^2}} \quad (4.30)$$

Index n označuje nenávrhový stav, v tomto případě ostrovní režim a index j označuje stav jmenovitý.

$p_{před}$ je tlak před nosičem a p_{za} tlak za nosičem

Rovnici lze upravit tak, aby veličiny náležící jmenovitému stavu byly na jedné straně a veličiny náležící ostrovnímu režimu na straně druhé.

$$\frac{p_{před,j}^2 - p_{za,j}^2}{\dot{m}_j^2} = \frac{p_{před,n}^2 - p_{za,n}^2}{\dot{m}_n^2} \quad (4.31)$$

Levá strana rovnice vychází z předběžného návrhu regulačního stupně a stupňové části a lze ji označit jako konstantu K:

$$K = \frac{p_{před,j}^2 - p_{za,j}^2}{\dot{m}_j^2} \quad (4.32)$$

Tabulka 8 Konstanty K

Nosič	Regulační stupeň	1. Kužel	2. Kužel	3. Kužel	4. Kužel
Konstanta K	1,699	1,781	0,809	0,054	0,003

Tlak na konci turbíny při ostrovním provozu vyplývá z konstrukčního tlaku kondenzátoru, proto je výpočet proveden směrem od posledního kužele a dopočítávají se tlaky před každým nosičem, respektive tlaky v odběrech.

$$p_{před,n} = \sqrt{K \cdot \dot{m}_n^2 + p_{za,n}^2} \quad (4.33)$$

Jelikož do rovnice vstupují 2 neznámé, byl výpočet tlaků před nosiči spolu s průtokem proveden iteračně v programu Microsoft Excel a výsledky jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka 9 Tlakové spády a hmotnostní toky v kuželech při ostrovním provozu

Kužel	1	2	3	4
Tlak před kuželem [bar(a)]	10,89	6,19	1,34	0,31
Tlak za kuželem [bar(a)]	6,19	1,34	0,31	0,13
Hmotnostní průtok [kg/s]	6,71	6,71	5,58	5,18

4.2.3 Výkon turbíny při ostrovním provozu

Na základě nově vypočítaných tlakových spádů v tabulce 9, byl podle vzorců v kapitolách 2 a 3 přepočítán iteračně v programu Microsoft Excel vnitřní výkon turbíny. Rozdělení výkonu 5MW v jednotlivých nosičích je shrnut v tabulce 10.

Tabulka 10 Rozdělení výkonů při ostrovním provozu

Nosič	Regulační stupeň	1. Kužel	2. Kužel	3. Kužel	4. Kužel
Výkon [kW]	372,60	906,55	2024,82	1158,51	537,52

Metodika výpočtů parametrů pracovní látky v ostatních bodech tepelného schématu je shodná s postupy a vzorci v kapitolách 1 a 4.1, výsledky jsou shrnuty na obrázku 10.

5 Přepouštěcí stanice

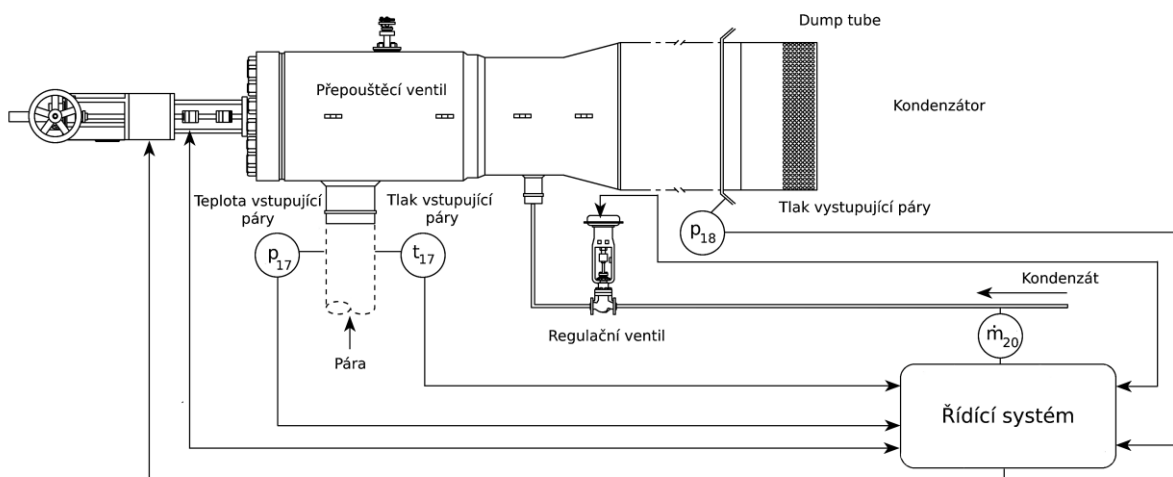
Přepouštěcí stanice slouží k přepouštění páry z kotle do kondenzátoru (nebo do potrubí přehříváku), při takových provozních stavech, kdy je množství páry vyrobené v kotli větší, než množství páry potřebné k provozu turbíny a jejího příslušenství. Jedná se především o najíždění turbíny, odstavení turbosoustrojí nebo o režim, kdy je generátor odpojený od sítě, tzv. Ostrovní provoz. [3]

Hlavní funkcí přepouštěcí stanice je udržování tlaku před redukčním ventilem na zadanou hodnotu. To je zásadní rozdíl oproti tzv. redukčním stanicím, které mají téměř shodné vybavení, ale udržují tlak za redukčním ventilem. [3]

Bypassová stanice je tvořena z redukčního ventilu, chladiče páry, uzavírací armatury, regulačního ventilu vstříkovaného chladicího média, rychlouzavíracího ventilu a Dump tube ve vstupním hrdle kondenzátoru.

5.1 Funkce přepouštěcí stanice

Vysokotlaká pára o tlaku p_{17} a teplotě t_{17} vstupuje do přepouštěcího ventilu. Redukční ventil sníží tlak na požadovaný výstupní tlak p_{18} . Bezprostředně za redukčním ventilem následuje zchlazovací sekce, kde se pomocí vstříkované chladicí vody redukováná pára ochladí na požadovanou výstupní teplotu t_{18} . Jako chladicí voda je použitý kondenzát odebíraný na výtlačku kondenzátního čerpadla, jehož množství je řízeno řídicím systémem prostřednictvím regulačního ventilu. Jelikož tlak páry by byl pořád příliš vysoký a při přímém zaústění do kondenzátoru by mohlo dojít k jeho poškození, je třeba tlak snížit na provozní tlak kondenzátoru. K tomu slouží poslední část bypassové stanice, tzv. Dump tube. Jedná se o upravené hrdlo kondenzátoru, uzavřený válec s přesně definovaným počtem a velikostí otvorů. Tyto otvory slouží k rovnoměrnému rozptášení výstupní páry do kondenzátoru.

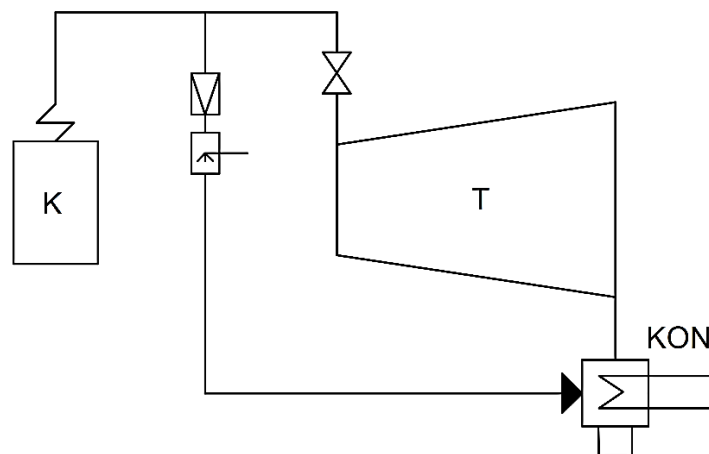


Obrázek 11 Princip funkce přepouštěcí stanice [4]

5.2 Typy přepouštěcích stanic

5.2.1 Jednostupňová přepouštěcí stanice

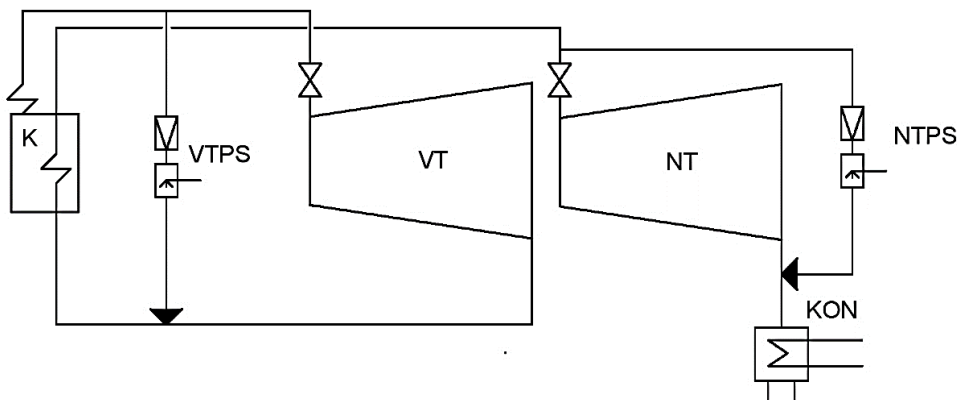
V případě, že je turbína jednotělesová, bez přehřívání páry, používá se jednostupňová velkokapacitní přepouštěcí stanice připojená paralelně kolem celé turbíny. Do vysokotlaké přepouštěcí stanice vstupuje přehřátá pára z kotle a po ochlazení a snížení tlaku je přepuštěna přímo do kondenzátoru. [5]



Obrázek 12 Jednostupňová přepouštěcí stanice

5.2.2 Dvoustupňová přepouštěcí stanice

U dvou a více tělesových turbín s přehříváním páry je přepouštěcí stanice rozdělena na vysoko a nízkotlakou část. Vysokotlaká část přepouští páru kolem VT dílu do trubek přehříváku, odkud pára proudí do nízkotlaké přepouštěcí stanice, kterou je přepouštěna kolem NT dílu do kondenzátoru. Ve vysokotlaké přepouštěcí stanici jsou parametry páry sice zredukovány, ale při průtoku páry přehřívákem se opět teplota páry zvýší, proto musí být opět zredukována na konstrukční parametry kondenzátoru. [5]



Obrázek 13 Dvoustupňová přepouštěcí stanice

5.3 Jmenovité světlosti

5.3.1 Potrubí před přepouštěcí stanicí (VT parovod)

Parametry páry v přívodním potrubí k bypassovému ventilu vzešly z výpočtu tepelného schématu při 100% bypassu:

- Teplota páry $t_{17} = 440 \text{ }^\circ\text{C}$
- Tlak páry $p_{17} = 37 \text{ bar}(a)$
- Hmotnostní průtok $\dot{m}_{17} = 16,49 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Průtočný průřez

$$S = \frac{\dot{m}_{17}}{c \cdot \rho} = 0,020 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

c je rychlost páry v potrubí. Jelikož princip bypassové stanice je maření energie proudícího média, nezáleží na tlakové ztrátě vznikající třením páry o stěny potrubí, tudíž může být rychlost proudění vyšší než u páry vstupující do regulačního stupně. Po konzultaci ve firmě Siemens Energy AG, byla rychlost proudění zvolena 70 m/s .

Vnitřní průměr potrubí

$$d = \sqrt{\frac{S \cdot 4}{\pi}} = 160,09 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Nejbližší větší vnitřní průměr odpovídá potrubí se jmenovitou světlostí DN200. Materiál potrubí byl zvolen vzhledem k parametrům páry 16Mo3.

5.3.2 Potrubí za přepouštěcí stanicí

Parametry páry za přepouštěcí stanicí:

- Teplota páry $t_{18} = 145 \text{ }^\circ\text{C}$
- Tlak páry $p_{18} = 3 \text{ bar}(a)$
- Hmotnostní průtok $\dot{m}_{17} = 21,31 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Pro výpočet průtočného průřezu a vnitřního průměru potrubí se stejně jako v předchozím případě použijí vzorce (5.1) a (5.2).

Průtočný průřez

$$S = 0,167 \text{ m}^2 \quad (5.3)$$

V potrubí za zchlazovací stanicí je zvolena vyšší rychlost proudění, konkrétně 80 m/s . Při vyšších rychlostech by mohlo docházet k vibracím a hluku. [3]

Vnitřní průměr potrubí

$$d = 460,59 \text{ mm} \quad (5.4)$$

Tomuto vnitřnímu průměru odpovídá potrubí o světlosti DN500.

Přestože jsou parametry páry ve výstupním potrubí z přepouštěcí stanice při normálním provozu nižší než ve VT parovodu, z bezpečnostního hlediska musí být výstupní parovod z materiálu, který vydrží parametry nezchlazené páry, v případě poruchy na zástřiku. [3]

Proto je i výstupní parovod z materiálu 16Mo3.

5.3.3 Potrubí zástřiku

Parametry kondenzátu v zástřiku:

- Teplota kondenzátu $t_{20} = 51,1 \text{ }^\circ\text{C}$
- Tlak kondenzátu $p_{20} = 10,7 \text{ bar}(a)$
- Hmotnostní průtok $\dot{m}_{20} = 3,66 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Průtočný průřez

$$S = \frac{3,66}{2 \cdot 987,96} = 0,00185 \text{ m}^2 \quad (5.5)$$

Volená rychlost v potrubí 2 m/s.

Vnitřní průměr potrubí

$$d = \sqrt{\frac{0,00185 \cdot 4}{\pi}} = 48,56 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Tomuto vnitřnímu průměru odpovídá potrubí o světlosti DN50. Vzhledem k nízkým parametrům zástřikového média je zvolen jako materiál potrubí uhlíková ocel GP240GH (1.0619).

5.4 Měření přepouštěcí stanice

5.4.1 Měření tlaku

Měření tlaku je umístěno na VT parovodu a na potrubí zástřiku. Na základě měření na VT parovodu se prostřednictvím charakteristiky bypassového ventilu reguluje míra jeho otevření, respektive průtok páry bypassovým ventilem. Zároveň měřený tlak slouží jako vstupní hodnota k regulaci množství chladícího média. V případě ztráty tlaku na měření na zástřikovém médiu provede impuls od čidla tlaku uzavření rychlouzavíracího a regulačního ventilu na parní straně a na straně zástřikového média.

5.4.2 Měření teploty

Teplota, která se měří na VT parovodu, slouží stejně jako měření tlaku jako vstupní hodnota k regulaci množství chladícího média. Měření na výstupním potrubí z bypassového ventilu má pouze informativní charakter a nelze na jeho základě regulovat. Aby bylo možné na základě něj

regulovat, muselo by být měření umístěno ve velké vzdálenosti od bypassového ventilu, alespoň 10 metrů. [3]

5.4.3 Měření průtoku

Toto měření se nachází na potrubí zástríkového média.

Tlak, teplota a průtok vypočítaný z charakteristiky otevření ventilu z měření na VT parovodu se přepočítává na entalpii. Na základě entalpie se dopočítá průtok chladícího média potřebný ke zchlazení páry, vstupující do bypassového ventilu, na požadovanou teplotu. Na základě potřebného průtoku je prostřednictvím charakteristiky ventilu regulována míra otevření regulačního ventilu a tím i průtok chladícího média.

Aby bylo měření přesné, musí být proud ustálený, proto musí být před měřením rovný úsek potrubí o délce minimálně desetinásobku jmenovité světlosti a za měřením rovný úsek potrubí o délce minimálně pětinašobku jmenovité světlosti. [3]

5.4.4 Měření polohy

Pohony regulačního ventilu zástríkového média a bypassového ventilu jsou vybaveny spojitým měřením polohy, které měří míru otevření daných armatur. Rychlouzavírací ventil je vybaven snímačem polohy otevřeno/zavřeno.

5.5 Ochrany přepouštěcí stanice

Limitující hodnoty na výstupu z přepouštěcí stanice, tj. teplota 145 ° a přetlak 1 bar, jsou dány konstrukcí navazujícího zařízení, v tomto případě vodou chlazeným kondenzátorem.

5.5.1 Překročení tlaku

Proti překročení tlaku je kondenzátor vybaven průraznou membránou nastavenou na přetlak 1 bar. V případě, že tlak páry bude větší než 1 bar(g), membrána se protrhne a pára se vypustí do bezpečné oblasti. [3]

5.5.2 Překročení teploty

Proti překročení teploty, v případě poruchy zástríkového zařízení, je nutné potrubí za ventilem chránit rychlým uzavřením přívodu páry. Z toho důvodu je před bypassový ventil instalován rychlouzavírací ventil s pneumatickým pohonem. Závěrný čas u rychlouzavíracího ventilu s pneumatickým pohonem je 4-5 s, což je v případě poruchy chlazení doba dostatečná k uzavření bypassového ventilu. [3]

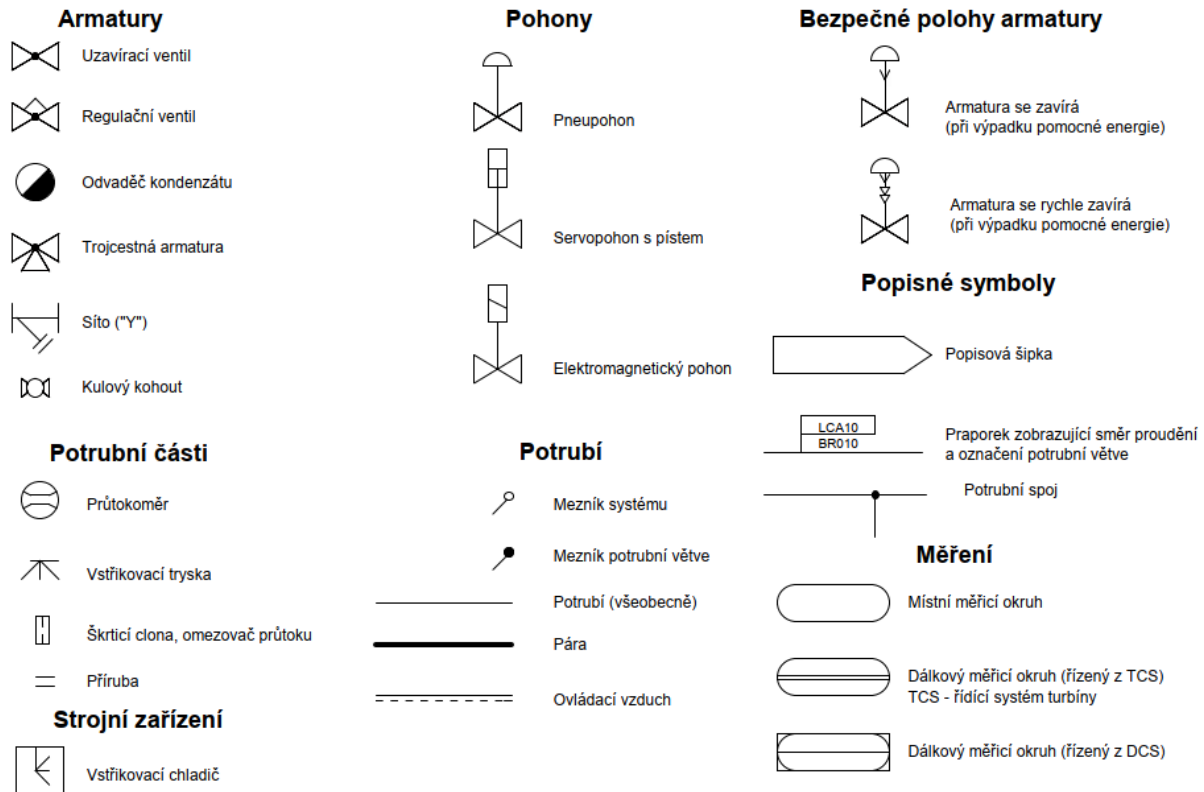
5.6 P&ID

Zkratka P&ID neboli Piping and instrumentation diagram (česky Strojně technologické schéma) je detailní schéma používané v procesním průmyslu, které zobrazuje vzájemné zapojení procesních zařízení, potrubí, armatur, měřících a ovládacích prvků. K rozlišení a identifikaci zařízení, armatur, potrubí atd. slouží identifikační systém.

V této diplomové práci je použit identifikační systém KKS (Kraftwer Kennzeichen System), který je v následujících podkapitolách stručně popsán, aby bylo možné se zorientovat ve

schématu bypassového systému na konci této kapitoly. Pro větší přehlednost je P&ID přiloženo k diplomové práci jako příloha A.

5.6.1 Grafické symboly



Obrázek 14: Schématické značky použité v P&ID

5.6.2 Značení systémů

Písenné označení systémů použité v této práci:

- MAN – Turbínová bypassová stanice
- QFB – Centrální rozvod tlakového vzduchu pro ovládání

Systémy se přednostně číslovají po celých desítkách. Číslo systému se mění při změně konstrukčních parametrů (tlaku a teploty) a hranice změny se v P&I diagramech označují mezníkem systému.

5.6.3 Značení armatur

Písenné označení armatur použitých v této práci:

- AA – uzavírací armatury, regulační, redukční, rychlozávěrné, odvaděče kondenzátu
- AT – čistící, sušící, filtrační a odlučovací zařízení
- BP – omezovače průtoku (clony)

Za písemným označením armatury následuje trojčíslí blíže specifikující armaturu.

První číslice udává typ pohonu

- 0 – armatury všeobecně bez pohonu nebo s ručním pohonem
- 1 – regulační armatury s pohonem
- 2 – uzavírací armatury s pohonem
- 6 – armatury odvodňovací a vypouštěcí
- 8 – oddělovací armatura na impulsním potrubí

Druhá číslice je pro dekadické číslování a je shodná s pořadovým číslem potrubní větve, ve které je armatura nainstalována.

Třetí číslice slouží k pořadovému číslování armatur stejného druhu, ve stejné potrubní větvi.

MAN10AA010



Obrázek 15 Označení armatury

5.6.4 Značení potrubí

Písemné označení potrubních větví

- BR – potrubí, kanály, žlaby

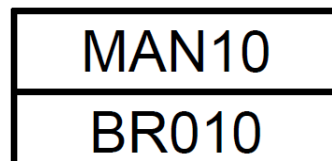
Stejně jako v předešlých případech následuje trojčíslí blíže specifikující potrubní větev.

Pro první číslo platí:

- 0 – potrubí všeobecně (doporučeno pro hlavní potrubní systémy)
- 1-5 – doplňkové (pokud nestačí 0)
- 6 – potrubí odvodňovací a vypouštěcí
- 7 – potrubí odvzdušňovací a zavzdušňovací
- 8 – impulsní potrubí pro měření

Druhé číslo je pořadové číslo potrubní větve. Používá se přednostně číslování po celých desítkách.

Třetí číslo je rezerva pro dodatečné větve.



Obrázek 16 Označení potrubní větve

5.6.5 Značení měřících míst

Písemné označení měřících míst použitých v této diplomové práci:

- CP – měření tlaku
- CT – měření teploty
- CF – měření průtoku, množství
- CG – vzdálenost, délka, poloha, směr otáčení

První číslo určuje druh použitého měření:

- 0 – přímé analogové signály
- 1 – přímé analogové signály pokud 0 nestačí
- 2 – binární signály (spínač)
- 3 – binární signály pokud 2 nestačí
- 4 – zkušební a garanční měření
- 5 – místní měření
- 6 – autonomní systém měření
- 9 – sdružený (vypočítaný) signál

Druhé a třetí číslo slouží k pořadovému číslování položek měření a začíná vždy pro každou skupinu měřených veličin (teplota, tlak, průtok atd.) a druh měření (analogové, binární atd.) číslem 10.

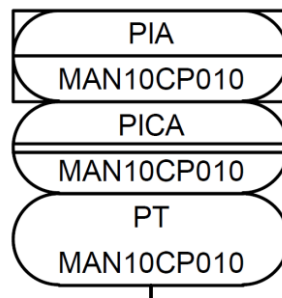
KKS kód se nachází v dolní části oválné schématické značky. Nad ním se uvádí kategorie měření a doplňující funkce.

Kategorie měření:

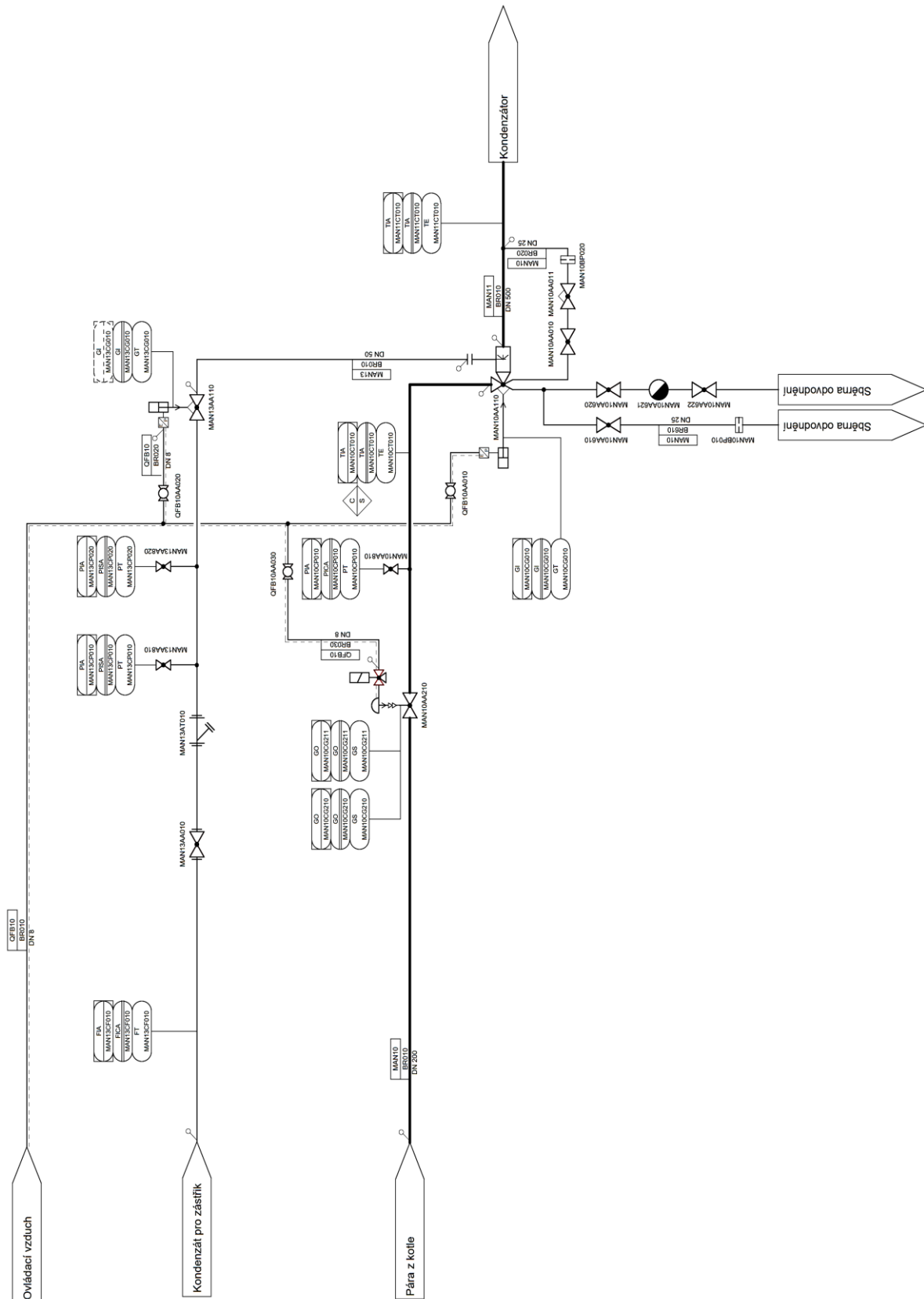
- P – tlak
- G – poloha
- F – průtok
- T – teplota

Doplňující funkce:

- I – analogová indikace
- A – signalizace
- C – regulace
- T – vysílání
- S – spínání
- O – binární indikace
- E – čidlo, snímač



Obrázek 17 Označení měření



Obrázek 18 P&ID přepouštěcí stanice

6 Provoz bypassových stanic

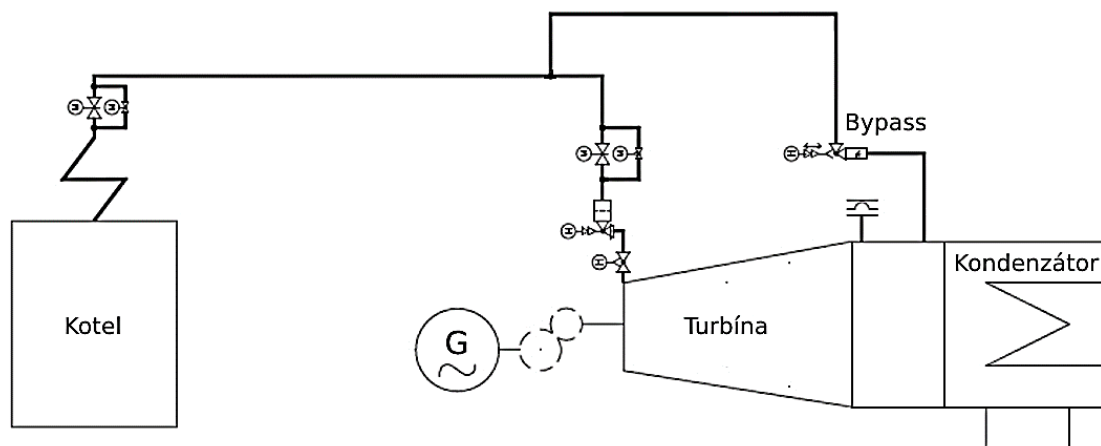
Při normálním provozu je bypassová stanice mimo provoz, musí však být připravena k okamžitému provozu při zvýšení tlaku páry před bypassovým ventilem nad zadanou hodnotu. Při najíždění musí být prohřívání parovodů pozvolné, a proto je potřeba, aby redukční ventil a přívodní potrubí byly prohřátý trvale. Uzavírací ventil na vstupu páry do přepouštěcí stanice je při prohřívání otevřený, redukční ventil a regulační ventil vstříkovaného chladicího média jsou zavřené. Redukční část bypassového ventilu by měla být trvale prohřátá na teplotu o 100 °C nižší, než je teplota přepouštěné páry. U uhlíkatých materiálů se doporučuje rychlost prohřevu 6 °C/min a u legovaných materiálů 4 °C/min. [3]

6.1 Prohřev přepouštěcích stanic

Prohřev přepouštěcí stanice se liší podle toho, jestli jsou kotel a turbína vzájemně zapojeny podle blokového nebo sběrnicového uspořádání.

6.1.1 Blokové uspořádání

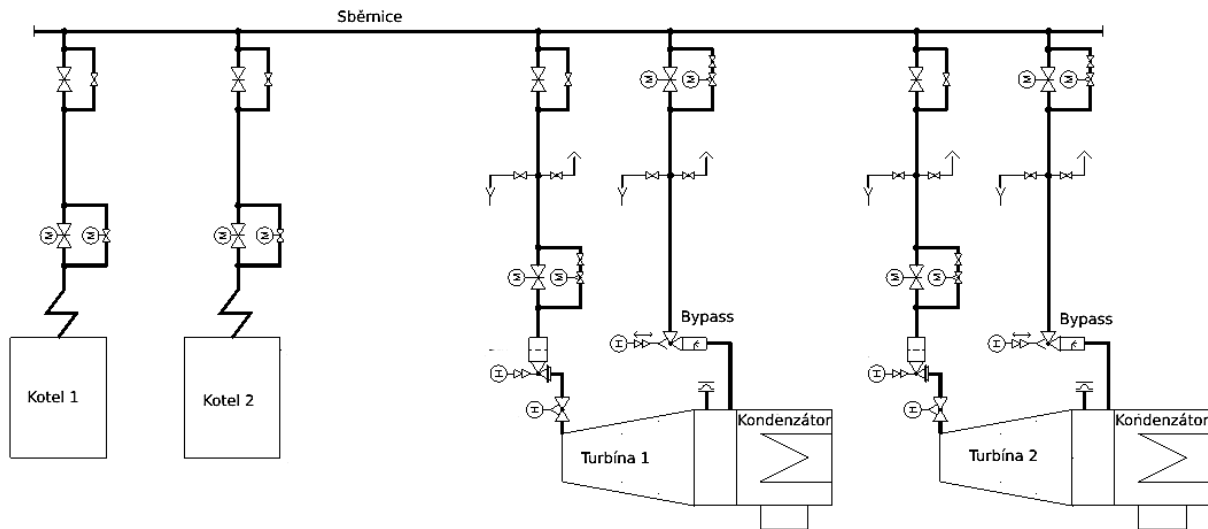
V případě zapojení jednoho kotle spolu s turbínou se při najíždění ze studeného stavu prohřívá potrubí z kotle a zároveň bypassová stanice postupným zvyšováním výkonu kotle. Děje se tak podle najížděcího diagramu bloku. Nárůst tlaku je řízen pomocí přepouštěcí stanice přepouštěním páry do kondenzátoru, jehož chlazení musí být v provozu. [3]



Obrázek 19 Blokové uspořádání [3]

6.1.2 Sběrnicové uspořádání

V případě existence sběrnice ostré páry, do které je dodávána pára z více kotlů pro více turbín, se prohřev najížděného potrubí, přepouštěcích stanic a turbín provádí podle najížděcích diagramů, postupným zvyšováním tlaku přes obtoky uzavíracích armatur ostré páry na odbočkách z potrubí sběrnice. Součástí obtoku armatury je regulační ventil s elektropohonem, kterou může ovládat řídicí systém podle naprogramovaného trendu prohřívání jednotlivých zařízení. [3]



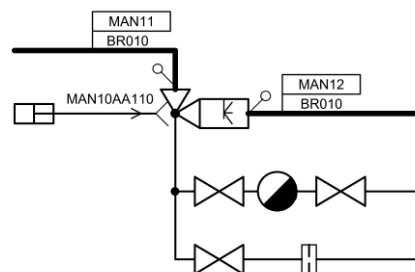
Obrázek 20 Sběrnicové uspořádání [3]

6.2 Prohřev redukčních ventilů

Prohřev rohových redukčních ventilů se liší podle toho, jestli je do redukčního ventilu ostrá pára přiváděna shora nebo zespod.

6.2.1 Přívod ostré páry shora

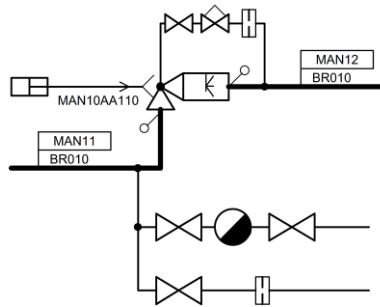
Při provedení redukčního ventilu s přívodem ostré páry shora, se prohřev vlastního ventilu a přívodního potrubí realizuje přímo přes odvodnění tělesa redukčního ventilu. Do potrubí z odvodňovacího hrdla na tělese ventilu je nainstalováno najížděcí odvodnění v přímé větvi a provozní odvodňovací souprava s odvaděčem kondenzátu ve větvi paralelní. Najížděcí odvodnění vedoucí do najížděcího expandéru obsahuje škrťací clonu s průměrem vrtání vypočítaným pro průtok potřebný pro prohřev při najíždění kotle, tzn. Na tlak při regulaci kotle v oblasti nízkého průtoku. Pokud je výstupní potrubí z bypassového ventilu vyrobeno z legovaného materiálu, je nutné provést prohřívací obtok redukčního ventilu, který je popsán v případě provedení s přívodem ostré páry zespod. [3]



Obrázek 21 Rohový redukční ventil s přívodem ostré páry shora [3]

6.2.2 Přívod ostré páry zespod

Při provedení redukčního ventilu s přívodem ostré páry zespod je odvodnění umístěno v přívodním parním potrubí, tzn. že pro prohřev redukčního ventilu samotného a zbylých částí potrubí mezi ventilem a odvodněním, musí být instalován ještě obtok redukčního ventilu, obsahující uzavírací armaturu, ruční regulační armaturu a škrťací clonu. Vstup do obtoku je napojen na hrdlo, které je instalováno na tělese redukčního ventilu a výstup tohoto obtoku je zapojen na výstupní potrubí z redukčního ventilu. [3]



Obrázek 22 Rohový redukční ventil s přívodem ostré páry zespod [3]

7 Návrh prohřívání přepouštěcí stanice za provozu

Jak již bylo zmíněno, VT parovod k redukčnímu ventilu a redukční ventil samotný musí být trvale prohřátý na teplotu minimálně o 100 °C menší, než je teplota přepouštěné páry. V opačném případě by přepouštěná pára způsobovala tepelné namáhání a rapidně by se snižovala životnost přepouštěcí stanice. [3]

Hmotnostní průtok pro prohřev potrubí za provozu se stanoví z průtoku škrťací clonou, umístěnou v obtoku přepouštěcí stanice. Množství páry, které projde škrťací clonou, závisí na průměru vrtání clony. Průměr vrtání clony se odvíjí od tlaku před clonou při plném výkonu podle tabulky 11.

Tabulka 11 Průměr vrtání clony [3]

Tlak [bar(a)]	<2	<40	>40
Průměr vrtání [mm]	10	7	5

Průměr vrtání clony

$$d_{cl} = 7 \text{ mm}$$

Průtok bude stanoven iteračně pomocí programu Microsoft Excel na základě vzorců uvedených v následujících podkapitolách. Pro přehlednost jsou na konci každé podkapitoly uvedeny výsledky jednotlivých veličin, které již počítají s hmotnostním průtokem určeným v rovnici (7.52).

Jmenovitá světlost VT parovodu byla vypočítána v kapitole 5.3. Potrubí VT parovodu se skládá z 24 metrů přímého potrubí, 5 ohybů a jednoho uzavíracího ventilu. Tyto parametry byly převzaty z izometrie zakázky firmy Siemens Energy, konkrétně ze zakázky Ajax Dnipro.

Parametry páry vstupující do přepouštěcí stanice:

- Teplota $t_{PS,vstup} = 440 \text{ °C}$
- Tlak $p_{PS,vstup} = 37 \text{ bar}$
- Entalpie $h_{PS,vstup} = 3312,18 \text{ kJ/kg}$
- Hustota $\rho_{PS,vstup} = 11,71 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Dynamická viskozita $\mu_{PS,vstup} = 2,61 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Parametry VT parovodu:

- Drsnost vnitřní stěny $\varepsilon_{VT} = 0,05 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr $d_1 = 206,5 \text{ mm}$
- Přímá délka $L_{VT} = 24 \text{ m}$
- Počet ohybů $n_{ohybů,VT} = 5 \text{ ks}$

Obtok, ve kterém se nachází škrťací clona je DN25 a měří 0,5 metru. Nachází se zde 1 uzavírací ventil a 1 regulační ventil.

Parametry obtoku:

- Drsnost vnitřní stěny $\varepsilon_{obtok} = 0,05 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr $d_{obtok} = 28,5 \text{ mm}$
- Přímá délka $L_{obtok} = 0,5 \text{ m}$

7.1 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty v potrubí se dělí na ztráty v přímém potrubí a na ztráty místní.

Tlakové ztráty v přímém potrubí vznikají vlivem tření proudícího média o průtočný kanál. Část kinetické energie se přeměňuje na energii tepelnou, a to způsobuje pokles tlaku a tlakovou ztrátu.

Průtočný průřez

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (7.1)$$

Střední rychlost proudění

$$c = \frac{\dot{m}_{cl} \cdot 4}{\rho_{PS,vstup} \cdot \pi \cdot d^2} \quad (7.2)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{c \cdot d \cdot \rho_{PS,vstup}}{\mu_{PS,vstup}} \quad (7.3)$$

Třecí součinitel f_T je funkcí Reynoldsova čísla a poměrné drsnosti trubek. Lze jej určit buď z Moodyho diagramu, nebo lze využít výpočtových vztahů. V této diplomové práci je použit výpočtový vztah podle Swamee-Jain, jelikož bude výpočet iterován a odečítání z grafu by bylo složité.

Třecí součinitel potrubí podle Swamee-Jain [6]

$$f_T = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (7.4)$$

Tabulka 12 Výsledky proudění ve VT parovodu při standardním prohřevu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průtočný průřez	S_{VT}	0,033	m^2
Střední rychlost proudění	c_{VT}	0,38	$m \cdot s^{-1}$
Reynoldsovo číslo	Re_{VT}	35059	-
Třecí součinitel potrubí	$f_{T,VT}$	0,023	-

7.1.1 Tlaková ztráta v přímém potrubí

$$\Delta p_{\text{přímé}} = f_T \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (7.5)$$

Místní tlakové ztráty jsou tlakové ztráty v místech, kde není potrubní trasa přímá. Těmito místy mohou být armatury, kolena, T-kusy, redukce atd. Místní ztráty jsou obvykle intenzivnější než ztráty v přímém potrubí, jelikož kromě ztráty třením o průtočný kanál dochází i ke změně tvaru průtočného kanálu, zakřivení proudu nebo dokonce škrčení.

Místní tlaková ztráta

$$\Delta p_M = \zeta \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (7.6)$$

7.1.2 Tlaková ztráta v ohybech

Jsou použity ohyby 90° s poměrem $r/d=1,5$.

Ztrátový součinitel ohybu [6]

$$\zeta_{\text{ohyb}} = 14 \cdot f_T \quad (7.7)$$

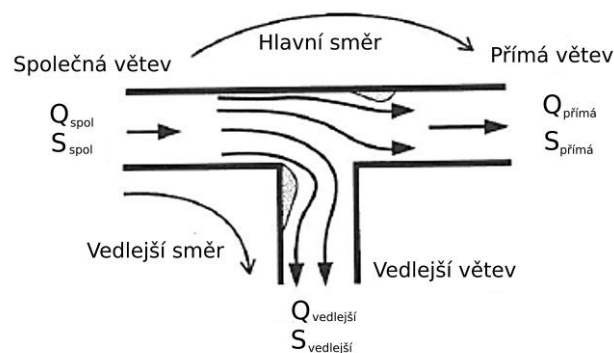
Tlaková ztráta

$$\Delta p_{\text{ohyb}} = 5 \cdot \left(\zeta_{\text{ohyb}} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \right) \quad (7.8)$$

7.1.3 Tlaková ztráta v T-kusu

Jedná se o T-kus 90°, ve kterém se proudy rozdělují. K tlakové ztrátě bude sice docházet jak ve vedlejším směru, tak i v hlavním směru. Tlaková ztráta v hlavním směru je v tomto případě zanedbatelná.

Výpočet ztráty v T-kusu je proveden podle literatury [6].



Obrázek 23 Proudění v T-kusu [4]

Poměr průtočných průřezů vedlejší a společné větve

$$\frac{S_{vedlejší}}{S_{spol}} = \frac{d_{vedlejší}^2}{d_{spol}^2} = \left(\frac{d_{vedlejší}}{d_{spol}} \right)^2 = \beta_{větev}^2 \quad (7.9)$$

Jelikož mají obě větve stejnou jmenovitou světlost, tudíž i stejné vnitřní průměry $\beta_{vedl}^2 = 1$

Ztrátový součinitel ve vedleším směru

$$\zeta_{T-kus} = G \cdot \left[1 + H \cdot \left(\frac{Q_{vedlejší}}{Q_{spol}} \cdot \frac{1}{\beta_{větev}^2} \right)^2 - J \cdot \left(\frac{Q_{vedlejší}}{Q_{spol}} \cdot \frac{1}{\beta_{větev}^2} \right)^2 \cdot \cos\alpha \right] \quad (7.10)$$

Součinitel G pro úhel 90° a pro $\beta_{větev} = 1$

$$G = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{Q_{vedlejší}}{Q_{spol}} \right)^2 \quad (7.11)$$

Součinitel H pro úhel 90° a pro $\beta_{větev} = 1$

$$H = 0,3 \quad (7.12)$$

Součinitel J pro úhel 90° a pro $\beta_{větev} = 1$

$$J = 0 \quad (7.13)$$

Tlaková ztráta T-kusu ve vedleším směru

$$\Delta p_{T-kus} = \zeta_{T-kus} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (7.14)$$

Ztrátový součinitel v hlavním směru

$$\zeta_{hlavní} = M \cdot \left(\frac{Q_{vedlejší}}{Q_{spol}} \right)^2 \quad (7.15)$$

Součinitel M pro $\beta_{větev} > 0,4$ a $\frac{Q_{vedlejší}}{Q_{spol}} \leq 0,5$

$$M = 2 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_{vedlejší}}{Q_{spol}} - 1 \right) \quad (7.16)$$

7.1.4 Tlaková ztráta v uzavíracím ventilu

$$\Delta p_{UV} = \zeta_{UV} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (7.17)$$

7.1.5 Výsledné tlakové ztráty

Celková tlaková ztráta ve VT parovodu

$$\Delta p_{celk,VT} = \Delta p_{přímé,VT} + \Delta p_{ohyb} + \Delta p_{UV,VT} + \Delta p_{T-kus} \quad (7.18)$$

Celková tlaková ztráta v obtoku

$$\Delta p_{celk,obtok} = \Delta p_{přímé,obtok} + \Delta p_{UV,obtok} + \Delta p_{RV,obtok} \quad (7.19)$$

Tabulka 13 Součinitele místních ztrát ve VT parovodu při standardním prohřevu

Druh místní ztráty	Označení	Jednotka	Veličina
Ohyb	ζ_{ohyb}	0,33	-
T-kus	ζ_{T-kus}	1	-
Uzavírací ventil	$\zeta_{UV,VT}$	7,6	-

Tabulka 14 Výsledky tlakových ztrát ve VT parovodu při standardním prohřevu

Úsek potrubí	Označení	Jednotka	Veličina
Přímé potrubí	$\Delta p_{přímé,VT}$	0,023	mbar
Ohyby	Δp_{ohyb}	0,014	mbar
T-kus	Δp_{T-kus}	120,01	mbar
Uzavírací ventil	$\Delta p_{UV,VT}$	0,064	mbar
Celková tlaková ztráta	$\Delta p_{celk,VT}$	120,11	mbar

Tabulka 15 Výsledky obtoku bypassového ventilu při standardním prohřevu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průtočný průřez	S_{obtok}	0,001	m^2
Střední rychlost proudění	c_{obtok}	19,87	$m \cdot s^{-1}$
Reynoldsovo číslo	Re_{obtok}	254024	-
Třecí součinitel potrubí	$f_{T,obtok}$	0,024	-
Ztrátové součinitele			
Regulační ventil	$\zeta_{RV,obtok}$	8,2	-
Uzavírací ventil	$\zeta_{UV,obtok}$	6,2	-
Tlakové ztráty			
Přímé potrubí	$\Delta p_{přímé,obtok}$	9,55	mbar
Regulační ventil	$\Delta p_{RV,obtok}$	0,068	mbar
Uzavírací ventil	$\Delta p_{UV,obtok}$	0,052	mbar
Celková tlaková ztráta	$\Delta p_{celk,obtok}$	9,68	mbar

7.2 Sdílení tepla do okolí

Sdílení tepla do okolí se děje třemi způsoby, a to sdílením tepla vedením (kondukcí), prouděním (konvekcí) a zářením (radiací). Sdílení tepla zářením by v tomto případě bylo řádově mnohem menší, než sdílení tepla vedením a prouděním, proto bylo při výpočtu zanedbáno.

- Vnitřní průměr potrubí $d_1 = 206,5 \text{ mm}$
- Vnější průměr potrubí $d_2 = 219,1 \text{ mm}$

Potrubí je obaleno minerální izolací Isover, jejíž tloušťka není známa. Teplota na vnějším povrchu izolace by neměla přesáhnout $50 \text{ }^\circ\text{C}$ [3], proto je tloušťka izolace dopočítána iteračně tak, aby nepřekročila právě tuto teplotu.

Součinitel tepelné vodivosti izolace

$$\lambda_{izolace} = 0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.2.1 Součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí

Potrubí je umístěno ve strojovně o teplotě vzduchu $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Jelikož je strojovna uzavřená místnost bez jakýchkoliv vlivů ovlivňujících proudění, jako je vítr nebo ventilátory, bude na vnější straně potrubí docházet k přirozené konvekcii vyvolané rozdílnými měrnými hmotnostmi vzduchu.

Pro určení parametrů vzduchu je nutné určit střední teplotu mezi povrchem izolace a okolím potrubí.

Střední teplota vzduchu na vnější straně

$$t_{stř} = \frac{t_{stroj} + t_{izolace}}{2} = \frac{20 + 50}{2} = 35 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.20)$$

Vlastnosti vzduchu pro teplotu $35 \text{ }^\circ\text{C}$: [7]

- Kinematická viskozita $\nu_{vzduch} = 1,68 \cdot 10^{-5}$
- Prandtlovo číslo $Pr_{vzduch} = 0,71$
- Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_{vzduch} = 0,0268 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplotní součinitel objemové roztažnosti

$$\beta_{vzduch} = \frac{1}{273,15 + t_{stř}} \quad (7.21)$$

Grashofovo číslo

$$Gr = \frac{\beta_{vzduch} \cdot g \cdot d_{CH}^3}{\nu_{vzduch}^2} \cdot (t_{izolace} - t_{stroj}) \quad (7.22)$$

Nusseltovo číslo pro přirozenou konvekci

$$Nu_{vně} = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (7.23)$$

Součin Grashofova a Prandtlova čísla

$$Gr \cdot Pr \quad (7.24)$$

Konstanty C a n jsou funkcemi součinu Grashofova a Prandtlova čísla a určí se podle tabulky.

Tabulka 16 Konstanty C a n pro výpočet přestupu tepla na vnější straně potrubí

$Gr \cdot Pr$	C	n
10^{-3}	0,45	0
$10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
$2 \cdot 10^7 - 10^{11}$	0,135	0,33

Součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí

$$\alpha_{vně} = Nu_{vně} \cdot \frac{\lambda_{vzduch}}{d_2} \quad (7.25)$$

7.2.2 Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně potrubí

Na vnitřní straně potrubí bude na rozdíl od vnější strany docházet k nucené konvekci.

Nusseltovo číslo pro plně vyvinuté turbulentní proudění v trubce podle Colburna:

$$Nu_{uvnitř} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.26)$$

Prandtlovo číslo

$$Pr_{pára} = f(t_{PS,vstup}; p_{PS,vstup}) \quad (7.27)$$

Součinitel tepelné vodivosti páry

$$\lambda_{pára} = f(t_{PS,vstup}; p_{PS,vstup}) \quad (7.28)$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{uvnitř} = Nu_{uvnitř} \cdot \frac{\lambda_{pára}}{d_1} \quad (7.29)$$

Součinitel prostupu tepla pro izolované potrubí

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{uvnitř} \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ocel}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{izolace}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_{vně} \cdot d_3}} \quad (7.30)$$

Tepelné ztráty na 1 metr

$$q = k \cdot (t_{PS,vstup} - t_{stroj}) \quad (7.31)$$

Tepelný výkon

$$Q = k \cdot L \cdot (t_{PS,vstup} - t_{stroj}) \quad (7.32)$$

Tabulka 17 Výsledky sdílení tepla do okolí při standardním prohřevu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Tloušťka izolace	t_{izo}	180	mm
Teplotní součinitel objemové roztažnosti	β_{vzduch}	0,0032	-
Grasshofovo číslo	Gr	$2,2 \cdot 10^8$	-
Součin Grasshofova a Prandtlova čísla	$Gr \cdot Pr$	$1,5 \cdot 10^8$	-
Konstanta	C	0,135	-
Konstanta	n	0,33	-
Nusseltovo číslo vně	$Nu_{vně}$	67,81	-
Součinitel přestupu tepla vně	$\alpha_{vně}$	4,56	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Prandtlovo číslo páry	$Pr_{pára}$	0,96	-
Součinitel tepelné vodivosti páry	$\lambda_{pára}$	0,062	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Nusseltovo číslo uvnitř	$Nu_{uvnitř}$	98,10	-
Součinitel přestupu tepla uvnitř	$\alpha_{uvnitř}$	29,67	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel prostupu tepla	k	0,38	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Tepelné ztráty na 1 metr	q	160,72	$W \cdot m^{-1}$
Tepelný výkon	Q	3,86	kW

7.2.3 Výpočet výstupních parametrů páry

Pokud se výkon přenesený do okolí vydělí hmotnostním průtokem procházejícím prohřívací větví, výsledkem bude pokles entalpie výstupní páry oproti páře vstupní.

$$\Delta h_{VT} = \frac{Q}{\dot{m}_{cl}} \quad (7.33)$$

Entalpie páry vystupující z potrubí

$$h_{PS,výstup} = h_{PS,vstup} - \Delta h_{VT} \quad (7.34)$$

Teplota páry vystupující z prohřívací větve

$$t_{PS,výstup} = f(h_{PS,výstup}; p_{cl,vstup}) \quad (7.35)$$

Tabulka 18 Výsledky výstupních parametrů páry při standardním prohřevu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Pokles entalpie	Δh_{VT}	25,99	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie páry na výstupu	$h_{PS,výstup}$	3286,19	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota páry na výstupu	$t_{PS,výstup}$	428,62	$^{\circ}C$

7.2.4 Výpočet teploty na povrchu izolace

Součinitel prostupu tepla pro výpočet teploty na povrchu izolace

$$k_{izolace} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{uvnitř} \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ocel}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{izolace}} \ln \frac{d_3}{d_2}} \quad (7.36)$$

Skutečná teplota na povrchu izolace

$$t_{izolace} = t_{PS,vstup} - \frac{q}{k_{izolace}} \quad (7.37)$$

Tabulka 19 Výsledky teploty na povrchu izolace při standardním prohřevu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	$k_{izolace}$	0,41	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Skutečná teplota na povrchu izolace	$t_{izolace}$	48,12	$^{\circ}C$

7.2.5 Výpočet teploty na vnitřní stěně potrubí

Součinitel prostupu tepla pro výpočet teploty na stěně potrubí

$$k_{stěna} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{uvnitř} \cdot d_1}} \quad (7.38)$$

Teplota na stěně na konci potrubí

$$t_{stěna} = t_{PS,výstup} - \frac{q}{k_{stěna}} \quad (7.39)$$

Tabulka 20 Výsledky teploty na stěně na konci potrubí při standardním prohřevu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	$k_{stěna}$	19,25	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Teplota na stěně trubky na konci potrubí	$t_{stěna}$	420,27	$^{\circ}C$

7.3 Průtok škrťící clonou

Výpočet je proveden podle literatury [8].

Průměr vrtání clony byl stanoven na začátku této kapitoly, vnější průměr clony je zároveň vnitřní průměr potrubí obtoku, ve kterém se škrťící clona nachází.

Rozměry clony:

- Průměr otvoru clony $d_{cl} = 7 \text{ mm}$
- Vnější průměr clony $D_{cl} = 28,5 \text{ mm}$

Entalpie na vstupu do clony je stejná, jako entalpie páry vystupující z přepouštěcí stanice

$$h_{cl,vstup} = h_{PS,výstup} \quad (7.40)$$

Tlak na vstupu do clony je roven tlaku vstupující páry do přepouštěcí stanice, ponížen o tlakovou ztrátu způsobenou průtokem páry potrubní trasou od vstupu do přepouštěcí stanice, až po samotnou clonu.

Tlak na vstupu do clony

$$p_{cl,vstup} = p_{17} - \Delta p_{celk} \quad (7.41)$$

Tlak na výstupu ze clony je roven tlaku páry vstupující do Dump tube při jmenovitém provozu:

$$p_{cl,výstup} = 3 \text{ bar}(a)$$

Teplota na vstupu do clony

$$t_{cl,vstup} = f(p_{cl,vstup}; h_{cl,vstup}) \quad (7.42)$$

Rozdíl tlaků před a za clonou

$$\Delta p_{cl} = p_{cl,vstup} - p_{cl,výstup} \quad (7.43)$$

Součinitel β

$$\beta_{cl} = \frac{d_{cl}}{D_{cl}} \quad (7.44)$$

Součinitel průtoku

$$C_{cl} = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta_{cl}^{2,1} - 0,184 \cdot \beta_{cl}^8 + 0,0029 \cdot \beta_{cl}^{2,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re}\right)^{0,75} \quad (7.45)$$

Rychlostní součinitel

$$\alpha_{cl} = \frac{C_{cl}}{\sqrt{1 - \beta_{cl}^4}} \quad (7.46)$$

Hustota páry vstupující do clony

$$\rho_{cl,vstup} = f(p_{cl,vstup}; h_{cl,vstup}) \quad (7.47)$$

Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku

$$c_p = f(p_{cl,vstup}; t_{cl,vstup}) \quad (7.48)$$

Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu

$$c_V = f(p_{cl,vstup}; t_{cl,vstup}) \quad (7.49)$$

Poissonova konstanta

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (7.50)$$

Expanzní součinitel

$$\varepsilon_{cl} = 1 - (0,41 + 0,35 \cdot \beta_{cl}^4) \cdot \frac{\Delta p_{cl}}{\kappa \cdot p_{cl,vstup}} \quad (7.51)$$

Hmotnostní průtok škrťací clonou

$$\dot{m}_{cl} = \left(\alpha_{cl} \cdot \varepsilon_{cl} \cdot \frac{\pi \cdot d_{cl}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_{cl}}{\rho_{cl,vstup}}} \right) \cdot \rho_{cl,vstup} \quad (7.52)$$

Tabulka 21 Výsledky průtoku škrťací clonou

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Entalpie na vstupu do clony	$h_{cl,vstup}$	3286,19	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na vstupu do clony	$t_{cl,vstup}$	428,67	$^{\circ}C$
Rozdíl tlaků před a za clonou	Δp_{cl}	33,87	<i>bar</i>
Součinitel	β_{cl}	0,246	-
Součinitel průtoku	C_{cl}	0,598	-
Rychlostní součinitel	α_{cl}	0,599	-
Hustota páry na vstupu do clony	$\rho_{cl,vstup}$	11,89	$kg \cdot m^{-3}$
Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	c_p	2,30	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	c_v	1,72	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Poissonova konstanta	κ	1,34	-
Expanzní součinitel	ε_{cl}	0,719	-
Hmotnostní průtok škrťací clonou	\dot{m}_{cl}	0,15	$kg \cdot s^{-1}$

Teplota na vnitřní stěně trubky na konci VT parovodu je o 80,27 °C větší, než je požadovaná minimální teplota prohřátí, tedy 340 °C. Z toho vyplývá, že vypočítaný hmotnostní průtok páry 0,15 kg/s je pro prohřev VT parovodu a samotného redukčního ventilu dostačující. Aby teplota nepodkročila minimální teplotu na stěně 340 °C, stačil by hmotnostní průtok 0,02 kg/s, rychlost v potrubí by však byla pouze 0,06 m/s, což by mohlo vést k problémům při proudění tak malého množství páry.

7.4 Parametry páry vstupující do turbíny

Hmotnostní průtok páry do turbíny při standardním prohřevu je menší o prohřívací páru, která odchází obtokem redukčního ventilu do kondenzátoru:

$$\dot{m}_{T,stand} = \dot{m}_0 - \dot{m}_{cl} = 63,38 t \cdot h^{-1} \quad (7.53)$$

Tlak na vstupu do turbíny je nižší o tlakovou ztrátu v měřící cloně:

$$p_{T,stand} = p_0 - \Delta p_{MC} = 35,14 \text{ bar}(a) \quad (7.54)$$

Entalpie na vstupu do turbíny

$$h_{T,stand} = h_0 = 3312,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.55)$$

Teplota na vstupu do turbíny

$$t_{T,stand} = f(p_{T,stand}; h_{T,stand}) = 438,84 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.56)$$

Vnitřní výkon turbíny při standardním prohřevu

$$P_{i,stand} = 15723,70 \text{ kW} \quad (7.57)$$

8 Prohřev při najíždění ze studeného stavu

Najížděním ze studeného stavu je zde myšleno prvotní spouštění turbíny, respektive bypassového systému, nebo najíždění po odstávce tak dlouhé, kdy teplota potrubí klesla na teplotu blízkou teplotě ve strojně. Najíždění ze studeného stavu je rozděleno na dvě části, podle toho, zda teplota potrubí již dosáhla teploty saturace při daném tlaku, či nikoliv.

8.1 Prohřev potrubí pod teplotou saturace

Pokud je při najíždění teplota potrubí menší, než je saturační teplota páry při daném tlaku, veškerá pára vstupující do nahřívajícího potrubí ihned zkondukuje a odteče najížděním odvodněním do systému odvodnění.

Výpočet je proveden podle [9].

Materiálové vlastnosti potrubí 16Mo3:

- Hustota $\rho_{16Mo3} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Obsah uhlíku $wtC = 0,16 \%$

Teplota saturace

$$t_{sat} = f(p_0) = 245,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.1)$$

Měrná tepelná kapacita pro teplotu saturace

$$\begin{aligned} c_{p,sat} &= 487,955 + 0,192 \cdot t_{sat} - 103 \cdot wtC + 130 \cdot wtC^2 \\ &= 521,99 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (8.2)$$

Měrná tepelná kapacita pro teplotu okolí

$$\begin{aligned} c_{p,okolí} &= 487,955 + 0,192 \cdot t_{stroj} - 103 \cdot wtC + 130 \cdot wtC^2 \\ &= 478,64 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (8.3)$$

Střední měrná tepelná kapacita

$$c_{p,střední,1} = \frac{c_{p,sat} + c_{p,okolí}}{2} = 0,50 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.4)$$

Hmotnost 1 metru potrubí

$$W_p = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot \rho_{16Mo3} = 33,06 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (8.5)$$

Latentní teplo

$$\Delta H = f(p_0) = 1736,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.6)$$

Doba najíždění je závislá na trendu prohřevu a teplotě, o kterou se musí potrubí ohřát.

Trend prohřevu pro legované materiály

$$trend = 4 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$$

Potřebné ohřátí

$$\Delta t_{najíždění,1} = t_{sat} - t_{stroj} = 225,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.7)$$

Doba najíždění

$$\tau = \frac{\Delta t_{najíždění,1}}{trend} = 57 \text{ min} \quad (8.8)$$

Množství kondenzátu vzniklého ohřevem potrubí

$$m_h = \frac{c_{p,střední,1} \cdot W_p \cdot L_{VT} \cdot (t_{sat} - t_{stroj})}{\Delta H} = 51,60 \text{ kg} \quad (8.9)$$

Množství kondenzátu vzniklého ztrátou radiací

$$m_r = \frac{0,12 \cdot \pi \cdot L_{VT} \cdot (t_{sat} - t_{stroj}) \cdot \tau}{\Delta H \cdot \left(\frac{1}{\lambda_{izolace}} \cdot \ln \left(\frac{d_2 + 2 \cdot t_{izolace}}{d_2} \right) + \frac{2}{\alpha_{vně} \cdot d_2 + 2 \cdot t_{izolace}} \right)} = 4,93 \text{ kg} \quad (8.10)$$

Celkové množství kondenzátu

$$m_c = m_h + m_r = 56,53 \text{ kg} \quad (8.11)$$

8.2 Prohřev potrubí nad teplotou saturace

Při překročení teploty saturace již pára kondenzovat nebude, je však třeba dodržet trend prohřevu 4 °C/min.

Měrná tepelná kapacita pro konečnou teplotu potrubí

$$\begin{aligned} c_{p,kon} &= 487,955 + 0,192 \cdot 430 - 103 \cdot wtC + 130 \cdot wtC^2 \\ &= 557,36 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (8.12)$$

Střední měrná tepelná kapacita

$$c_{p,střední,2} = \frac{c_{p,sat} + c_{p,kon}}{2} = 0,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.13)$$

Tepelný výkon potřebný pro udržení trendu prohřívání

$$Q_{trend} = \frac{W_p \cdot L_{VT} \cdot c_{p,střední,2} \cdot trend}{60} = 28,55 \text{ kW} \quad (8.14)$$

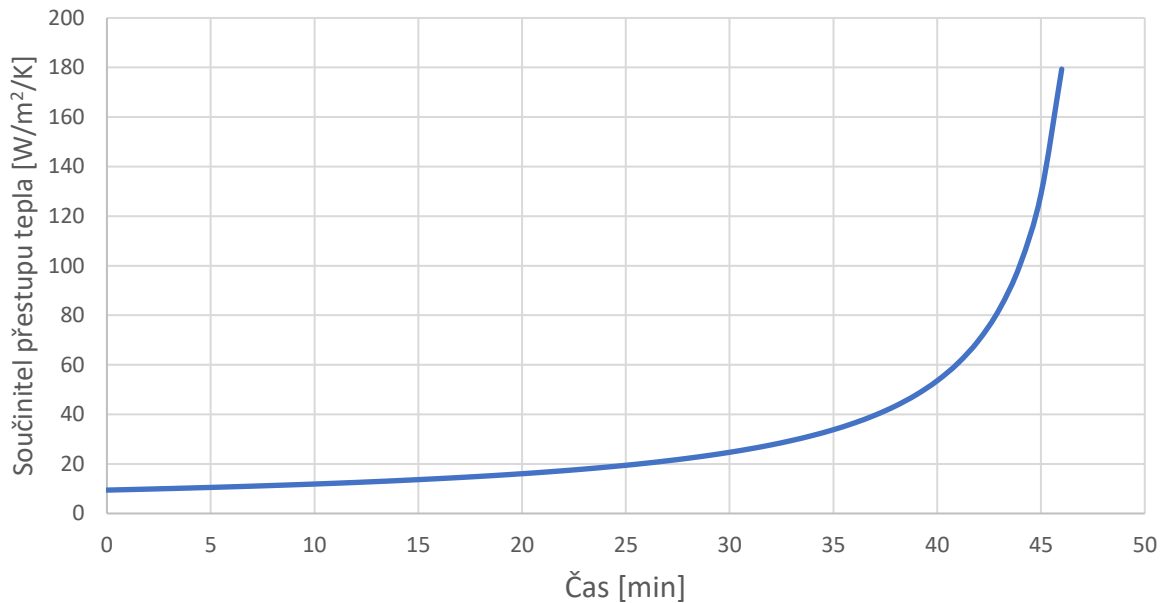
Newtonův ochlazovací zákon

$$Q_{trend} = \alpha_{najíždění} \cdot S_{potrubí} \cdot (t_{ps,vstup} - t_{potrubí}) \quad (8.15)$$

Jelikož jsou plocha i tepelný výkon potřebný pro udržení trendu prohřevu v čase konstantní, je z rovnice (8.15) patrné, že čím se bude snižovat rozdíl mezi teplotou páry a teplotou stěny bude nutné zvyšovat součinitel přestupu tepla na vnitřní straně potrubí, respektive zvyšovat hmotnostní průtok páry.

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně potrubí

$$\alpha_{najíždění} = \frac{Q_{trend} \cdot 1000}{S_{potrubí} \cdot (t_{PS,vstup} - t_{potrubí})} \quad (8.16)$$



Obrázek 24 Závislost součinitele přestupu tepla na čase prohřevu

Nusseltovo číslo

$$Nu_{najíždění} = \frac{\alpha_{najíždění} \cdot d_1}{\lambda_{pára}} \quad (8.17)$$

Reynoldsovo číslo

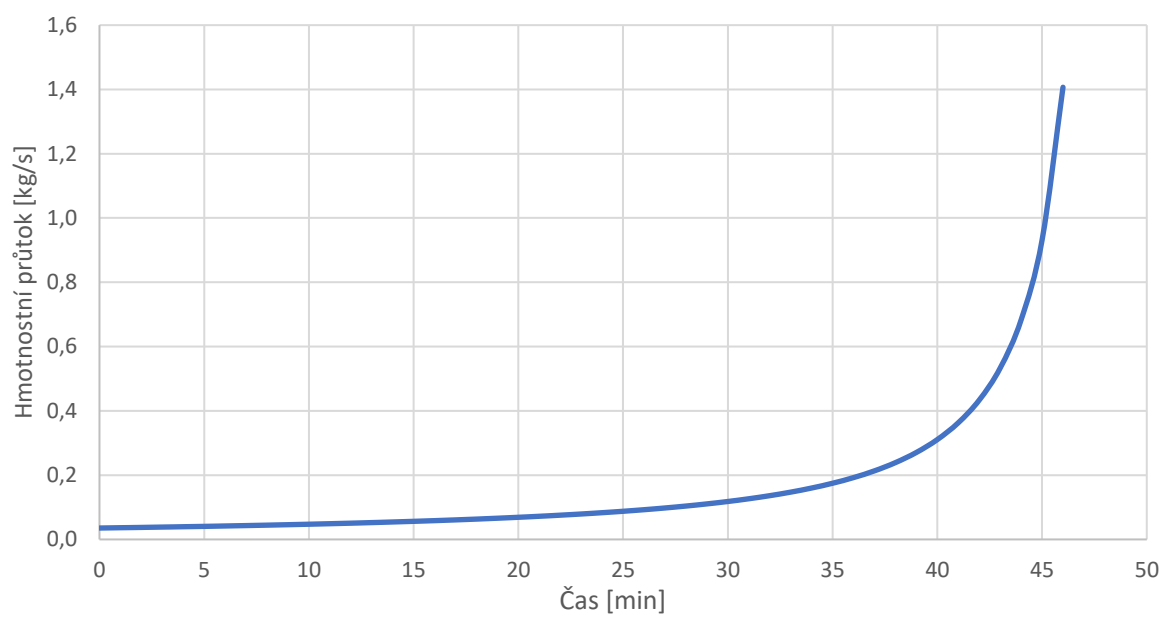
$$Re_{najíždění} = \sqrt[0,8]{\frac{Nu_{najíždění}}{0,023 \cdot Pr_{najíždění}^{0,33}}} \quad (8.18)$$

Střední rychlost proudění

$$c_{najíždění} = \frac{Re_{najíždění} \cdot \mu}{d_1 \cdot \rho} \quad (8.19)$$

Hmotnostní průtok potřebný pro udržení trendu prohřívání

$$\dot{m}_{najíždění} = \frac{c_{najíždění} \cdot \rho \cdot \pi \cdot d_1^2}{4} \quad (8.20)$$

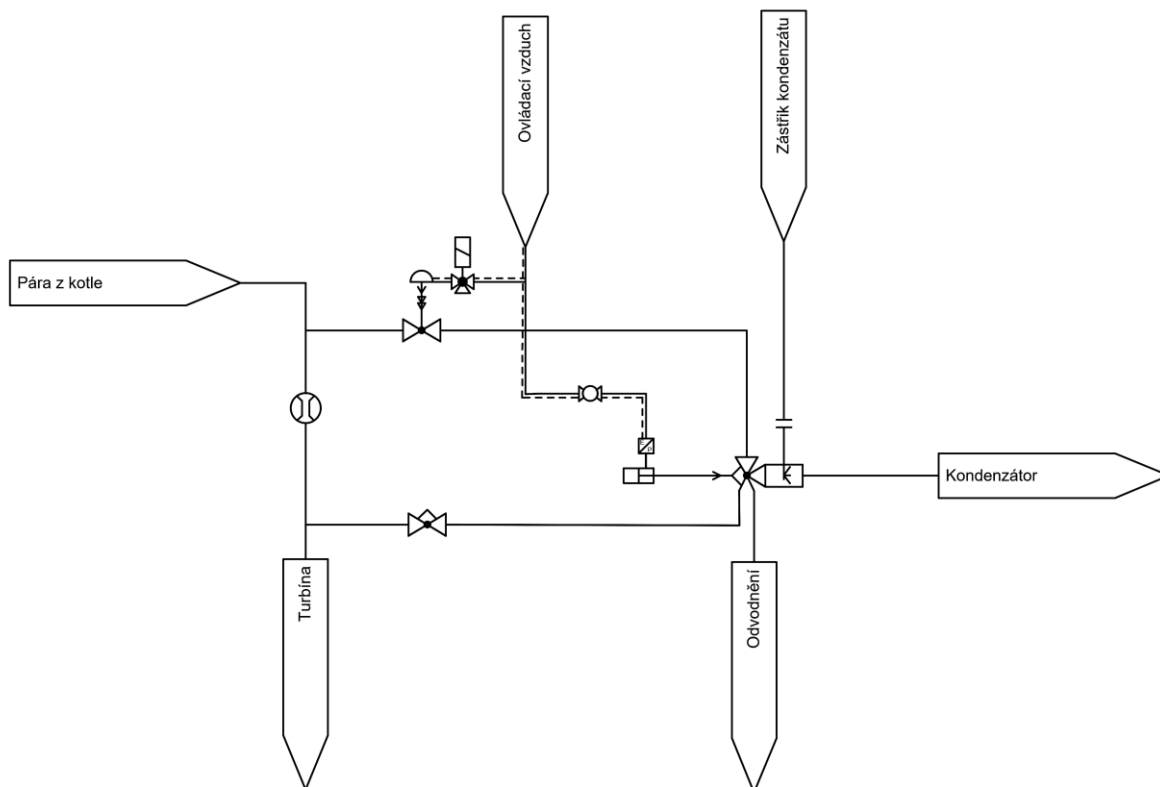


Obrázek 25 Závislost hmotnostního průtoku páry na čase prohřevu

9 Optimalizace prohřívání přepouštěcí stanice za provozu

Pára, která je použita na prohřev přívodního potrubí k redukčnímu ventilu a samotného ventilu, odchází obtokem redukčního ventilu do kondenzátoru a neúčastní se tak expanze v turbíně. To znamená, že o toto množství páry bude menší hmotnostní tok vstupující do turbíny, a i celkový výkon turbíny tak bude nižší.

Prohřívací potrubí je však možné zavést zpět do přívodního potrubí k turbíně. Prohřívací pára sice odevzdá část své tepelné energie prohřívávanému potrubí a po opětovném smíchání s ostrou párou vznikne pára o nižší entalpii, průtok do turbíny však bude větší.



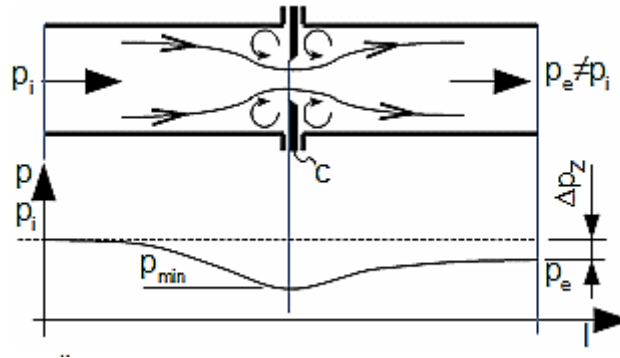
Obrázek 26 Schéma optimalizace prohřívání přepouštěcí stanice

Návrh a výpočet prohřívací větve vychází z předpokladu rovnosti tlakových ztrát v průtokoměru v přívodním potrubí k turbíně a tlakové ztrátě prohřívací větve, která bude zapojena zpět do přívodního potrubí, právě za tento průtokoměr. Výpočet byl realizován prostřednictvím programu Microsoft Excel, na základě vzorců v kapitole 7 tak, že byl dosazován hmotnostní průtok do té doby, dokud se tlakové ztráty v prohřívací větvi a měřící cloně nerovnal.

9.1 Měřící clona

Měření průtoku na přívodním potrubí ostré páry do turbíny je realizováno prostřednictvím měřící clony. Jedná se o tenkou stěnu vřazenou do potrubí, s kruhovým otvorem menším, než je průřez potrubí.

Měření průtoku v měřící cloně spočívá v měření difference tlaků před a za clonou, která je způsobená prudkou změnou průřechového průřezu, respektive škracením páry. Tlak před clonou nejdříve klesá a rychlost roste. Přibližně v nejužším místě clony dosáhne pára nejnižšího tlaku a nejvyšší rychlosti. Za clonou, v důsledku zvětšení průřezu tlak opět vzroste, z důvodu nárůstu entropie, však bude tlak za clonou menší než před clonou. Odmocnina tohoto rozdílu tlaků je přímo úměrná okamžitému průtoku tekutiny.[10]



Obrázek 27 Změna tlaku při průtoku páry měřící clonou [10]

Měřicí clony jsou robustní, a i při velkých průměrech relativně levné. Jsou však náchylné na opotřebení, které může být způsobeno prouděním znečištěného média. [11]

Prohřívací větev je rozdělena na dvě části. První část je VT parovod k redukčnímu ventilu a druhá část z redukčního ventilu zpět do přívodního potrubí k turbíně.

VT parovod je navržen a vypočítán v kapitole 7. Jelikož lze předpokládat odlišný hmotnostní průtok, respektive střední rychlost proudění, budou odlišné i tlakové ztráty a sdílení tepla do okolí. Výsledky budou uvedeny, až po určení optimálního průtoku páry do prohřívací větve.

Druhá část z redukčního ventilu zpět do přívodního potrubí k turbíně bude mít menší jmenovitou světlost, jelikož se tyto potrubí obvykle musí přizpůsobit a vyhýbat se větším potrubím. Z toho plyne i větší délka této potrubní větve a více kolen. [3]

Konkrétně bylo odhadnuto, že prohřívací větev bude měřit 27 metrů a bude se v ní nacházet 9 ohybů. Dále zde bude jeden regulační ventil, který bude regulovat průtok touto větví. Výpočet byl proveden pro jmenovité světlosti DN25 až DN65, z nichž bude jedna varianta následně zvolena.

Tabulka 22 Rozměry potrubí v závislosti na DN

DN	Vnitřní průměr d_1 [mm]	Vnější průměr d_2 [mm]
25	28,5	33,7
32	37,2	42,4
40	43,1	48,3
50	54,5	60,3
65	70,3	76,1

9.2 Tlakové ztráty

9.2.1 Tlaková ztráta v ohybech

Tlaková ztráta ohybů

$$\Delta p_{ohyb,PV2} = 9 \cdot \left(\zeta_{ohyb} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \right) \quad (9.1)$$

9.2.2 Tlaková ztráta v regulačním ventilu

Ztrátové součinitele regulačního ventilu ARI-ASTRA Plus jsou shrnuty v tabulce 23.

Tabulka 23 Ztrátové součinitele regulačního ventilu ARI-ASTRA Plus [12]

DN	Ztrátový součinitel ζ_{RV}
25	8,2
32	8,5
40	5,6
50	9,1
65	9,3

Tlaková ztráta regulačního ventilu

$$\Delta p_{RV} = \zeta_{RV} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (9.2)$$

9.2.3 Celková tlaková ztráta ve větvi

Celková tlaková ztráta v druhé části prohřívací větve

$$\Delta p_{PV2} = \Delta p_{přímé,PV2} + \Delta p_{ohyb,PV2} + \Delta p_{RV,PV2} \quad (9.3)$$

Celková tlaková ztráta v prohřívací větvi

$$\Delta p_{PV} = \Delta p_{PV1} + \Delta p_{PV2} \quad (9.4)$$

9.2.4 Tlaková ztráta v měřicí cloně

Ztrátový součinitel měřicí clony DN200 udávaný výrobcem Mattech:

$$\zeta_{MC} = 15,75$$

Tlaková ztráta měřicí clony

$$\Delta p_{MC} = \zeta_{MC} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (9.5)$$

Průtok do měřicí clony bude nižší o hmotnostní průtok odtékající do prohřívací větve

$$\dot{m}_{MC} = \dot{m}_0 - \dot{m}_{PV} \quad (9.6)$$

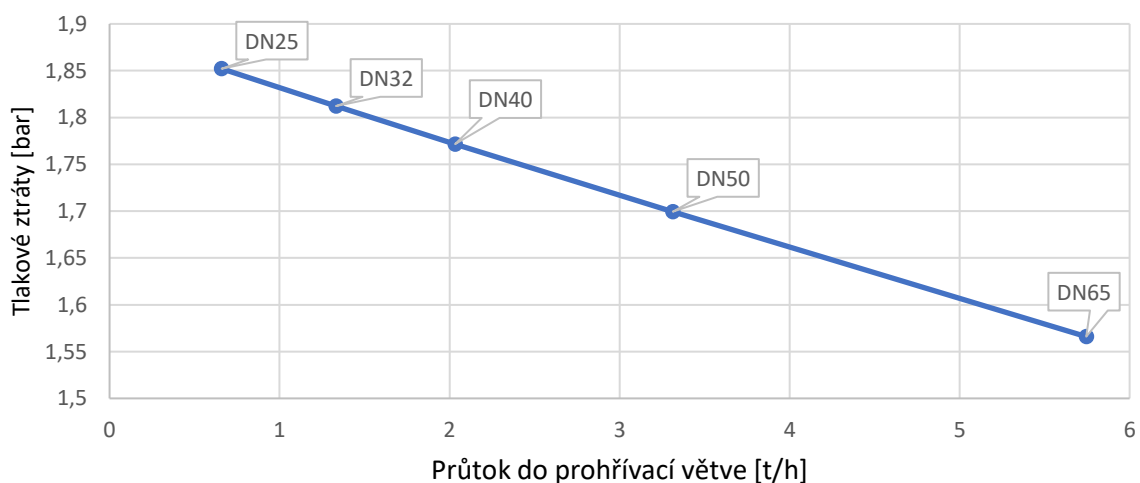
Tlaková ztráta v měřicí cloně se musí rovnat tlakové ztrátě v prohřívací větvi

$$\Delta p_{MC} = \Delta p_{PV} \quad (9.7)$$

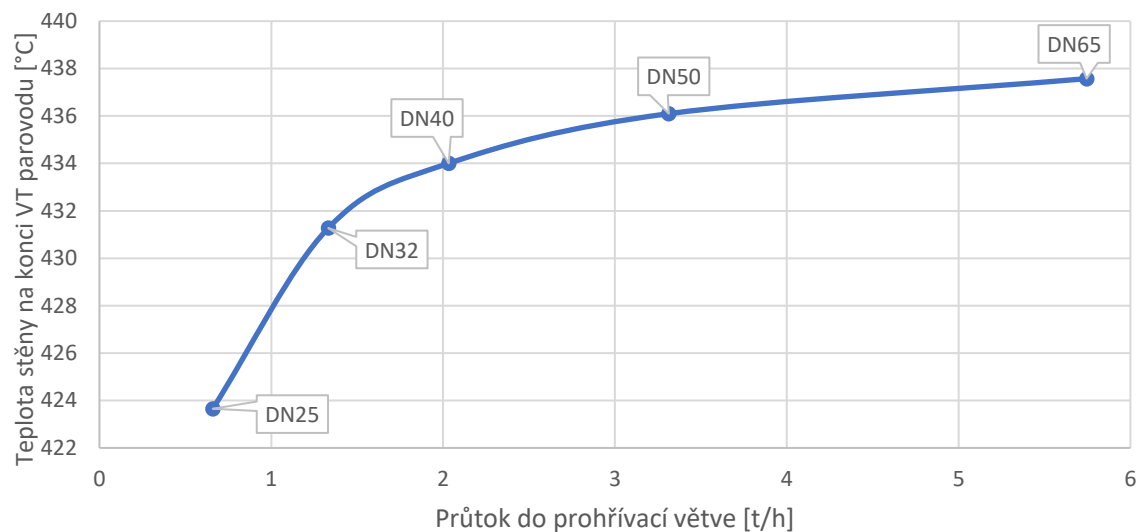
Hmotnostní průtok do prohřívací větve, tlaková ztráta a teplota na stěně na konci VT parovodu v závislosti na DN jsou shrnuty v tabulce 24.

Tabulka 24 Parametry páry v závislosti na DN

DN	Průtok do prohřívací větve [t/hod]	Tlaková ztráta [bar]	Teplota na stěně na konci VT parovodu [°C]
25	0,66	1,85	423,65
32	1,33	1,81	431,27
40	2,03	1,77	434,00
50	3,31	1,70	436,10
65	5,74	1,57	437,57



Obrázek 28 Graf závislosti tlakových ztrát na průtoku prohřívací větvi



Obrázek 29 Graf závislosti teploty stěny na konci VT parovodu na průtoku prohřívací větvi

Z tabulky 24 a obrázků 28 a 29 je patrné, že čím bude jmenovitá světlost druhé části prohřívací větve větší, tím bude větší i průtok do prohřívací větve. Zároveň s rostoucím průtokem roste teplota na stěně na konci potrubí. Čím bude větší jmenovitá světlost druhé části prohřívací větve, tím budou menší i tlakové ztráty, jak na měřící cloně, tak v prohřívací větvi.

9.3 Parametry páry vstupující do turbíny

Jelikož je prohřívací větev zapojená zpět do přívodního potrubí k turbíně a pára nemá kudy unikát, je hmotnostní tok do turbíny ve všech variantách stejný:

$$\dot{m}_{T,opt} = 63,91 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \quad (9.8)$$

Tlak páry je ponížěn o tlakovou ztrátu v měřící cloně, respektive v prohřívací větvi:

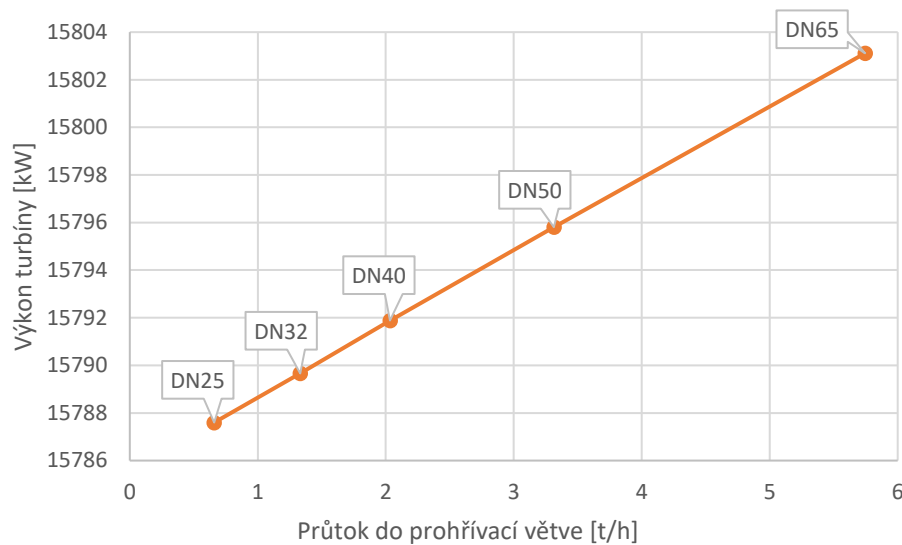
$$p_{T,opt} = p_0 - \Delta p_{PV} \quad (9.9)$$

Entalpie páry se spočítá rovnicí energetické bilance páry vystupující z prohřívací větve a páry procházející měřící clonou:

$$h_{T,opt} = \frac{\dot{m}_{PV} \cdot h_{PV} + \dot{m}_{MC} \cdot h_{MC}}{(\dot{m}_{PV} + \dot{m}_{MC})} \quad (9.10)$$

Teplota páry vstupující do turbíny

$$t_{T,opt} = f(p_{T,opt}; h_{T,opt}) \quad (9.11)$$



Obrázek 30 Graf závislosti vnitřního výkonu turbíny na průtoku páry prohřívací větví

Na základě obrázku 30 se jeví jako nejlepší varianta jmenovité světlosti druhé části prohřívací větvě DN65. Při této jmenovité světlosti dochází k nejmenší tlakové ztrátě na měřicí cloně a výkon turbíny je největší. Zároveň je nejvyšší teplota stěny na konci VT parovodu. Je však také největší průtok do prohřívací větvě, tudíž i nepřesnost měření průtoku páry do turbíny. Proto je třeba najít kompromis mezi výkonem turbíny a nepřesností měření. Na základě konzultace ve firmě Siemens Energy AG by poměr průtoků prohřívací větví a měřicí clonou neměl být větší než 5 %.

Poměr průtoků

$$\Delta\dot{m} = \frac{\dot{m}_{PV}}{\dot{m}_{MC}} \cdot 100 \quad (9.12)$$

Tabulka 25 Poměr průtoků

DN	Poměr průtoků [%]
25	1,03
32	2,08
40	3,18
50	5,18
65	8,99

Z výše uvedeného důvodu byla zvolena jmenovitá světlost druhé části prohřívací větvě DN40, které odpovídá nepřesnost měření 3,18 % a vnitřní výkon turbíny 15791,88 kW.

9.4 Vypočítané hodnoty

Tabulka 26 Výsledky druhé části prohřívací větve pro DN40

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průtočný průřez	S_{PV2}	0,001	m^2
Střední rychlost proudění	c_{PV2}	33,06	$m \cdot s^{-1}$
Reynoldsovo číslo	Re_{PV2}	27839	-
Třecí součinitel potrubí	$f_{T_{PV2}}$	0,027	-
Tlakové ztráty			
Ohyb	$\zeta_{ohyb,PV2}$	0,38	-
Přímé potrubí	$\Delta p_{přímé,PV2}$	1,08	<i>bar</i>
Ohyby	$\Delta p_{ohyb,PV2}$	0,22	<i>bar</i>
Regulační ventil	$\Delta p_{RV,PV2}$	0,36	<i>bar</i>
Celková tlaková ztráta	$\Delta p_{celk,PV2}$	1,65	<i>bar</i>
Sdílení tepla do okolí			
Tloušťka izolace	$t_{izo,PV2}$	120	<i>mm</i>
Teplotní součinitel objemové roztažnosti	β_{vzduch}	0,0032	-
Grasshofovo číslo	Gr_{PV2}	$1,6 \cdot 10^7$	-
Součin Grasshofova a Prandtlova čísla	$Gr \cdot Pr$	$1,1 \cdot 10^7$	-
Konstanta	C	0,54	-
Konstanta	n	0,25	-
Nusseltovo číslo vně	$Nu_{vně,PV2}$	31,43	-
Součinitel přestupu tepla vně	$\alpha_{vně,PV2}$	5,01	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Prandtlovo číslo páry	$Pr_{pára}$	0,96	-
Součinitel tepelné vodivosti páry	$\lambda_{pára}$	0,062	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Nusseltovo číslo uvnitř	$Nu_{uvnitř,PV2}$	81,61	-
Součinitel přestupu tepla uvnitř	$\alpha_{uvnitř,PV2}$	117,55	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel prostupu tepla	k_{PV2}	0,18	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Tepelné ztráty na 1 metr	q_{PV2}	77,10	$W \cdot m^{-1}$
Tepelný výkon	Q_{PV2}	2,08	<i>kW</i>
Výstupní parametry páry			
Pokles entalpie	Δh_{PV2}	3,69	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie páry na výstupu	$h_{PV2,výstup}$	3301,57	$kJ \cdot kg^{-1}$
Tlak páry na výstupu	$p_{PV2,výstup}$	35,23	<i>bar(a)</i>
Teplota páry na výstupu	$t_{PV2,výstup}$	434,25	$^{\circ}C$
Teplota na povrchu izolace			
Součinitel prostupu tepla	$k_{izolace,PV2}$	0,20	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Skutečná teplota na povrchu izolace	$t_{izolace,PV2}$	49,11	$^{\circ}C$
Teplota na stěně na konci potrubí			
Součinitel prostupu tepla	$k_{stěna,PV2}$	15,92	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Teplota na stěně trubky na konci potrubí	$t_{stěna,PV2}$	429,41	$^{\circ}C$

Jak již bylo zmíněno, první část prohřívací větve je sice vypočítána v kapitole 7, touto částí však protéká větší množství páry, tudíž jsou vyšší i tlakové a tepelné ztráty. Výsledky, které se liší jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 27 Výsledky první části prohřívací větve při optimalizovaném prohřevu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední rychlost proudění	c_{PV1}	1,44	$m \cdot s^{-1}$
Reynoldsovo číslo	Re_{PV1}	133380	-
Třecí součinitel potrubí	$f_{T,PV1}$	0,018	-
Tlakové ztráty			
Přímé potrubí	$\Delta p_{přímé,PV1}$	0,26	mbar
Ohyby	$\Delta p_{ohyb,PV1}$	0,16	mbar
T-kus	$\Delta p_{T-kus,PV1}$	120,08	mbar
Uzavírací ventil	$\Delta p_{UV,PV1}$	0,92	mbar
Celková tlaková ztráta	$\Delta p_{celk,PV1}$	121,42	mbar(
Sdílení tepla do okolí			
Nusseltovo číslo uvnitř	$Nu_{uvnitř,PV1}$	285,70	-
Součinitel přestupu tepla uvnitř	$\alpha_{uvnitř,PV1}$	86,39	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel prostupu tepla	k_{PV1}	0,39	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Tepelné ztráty na 1 metr	q_{PV1}	162,85	$W \cdot m^{-1}$
Tepelný výkon	Q_{PV1}	3,91	kW
Rozdíl entalpií	Δh_{PV1}	6,92	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na stěně na konci potrubní větve	$t_{stěna,PV1}$	434,00	$^{\circ}C$
Výstupní parametry páry			
Entalpie páry na výstupu	$h_{PV1,výstup}$	3305,26	$kJ \cdot kg^{-1}$
Tlak páry na výstupu	$p_{PV1,výstup}$	36,88	bar(a)
Teplota páry na výstupu	$t_{PV1,výstup}$	436,91	$^{\circ}C$

Výstupní parametry páry jsou zároveň vstupními parametry do druhé části prohřívací větve

9.5 Porovnání variant prohřívání

Na základě nově stanovených parametrů páry vstupujících do turbíny v podkapitolách 7.4 a 9.3, byl přepočítán vnitřní výkon turbíny a výsledky jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 28 Výkon turbíny pro různé varianty prohřívání

Druh prohřívání	Výkon turbíny [kW]
Bez prohřívání	15788,74
Standardní	15723,70
Optimalizovaný	15791,88

Výkon turbíny při absenci prohřívání je odlišný oproti výkonu počítaném v kapitole 3, jelikož v tomto případě je započítána tlaková ztráta v měřící cloně umístěné na přívodním potrubí k turbíně, která nebyla v kapitole 3 uvažována.

Při absenci prohřívání prochází měřicí clonou větší množství páry než v případě optimalizovaného prohřívání, tudíž je větší i tlaková ztráta a výkon turbíny je o 3,14 kW menší. Při standardním řešení prohřívání je výkon oproti variantě bez prohřívání nižší o 65,04 kW a oproti optimalizovanému prohřívání nižší o 68,18 kW. Je však nutné vzít v potaz to, že při optimalizovaném prohřívání část páry (3,18 %) neproudí měřicí clonou, tudíž je o tuto hodnotu nepřesnější měření.

Závěr

V první části diplomové práce bylo cílem vypočítat tepelné schéma při jmenovitém provozu. Jedná se o kondenzační parní turbínu s dvěma neregulovanými odběry, přičemž pro kondenzaci páry je použit vodou chlazený kondenzátor s cirkulačním chlazením. Byly stanoveny parametry páry a hmotnostní toky ve všech bodech tepelného schématu, které slouží jako vstupní hodnoty do dalších částí předběžného návrhu turbíny.

Na výpočet tepelného schématu navazuje předběžný návrh turbíny, konkrétně regulačního stupně a stupňové části turbíny. Jako regulační stupeň byl zvolen rovnotlaký stupeň v provedení A-kolo, který se vyznačuje větší účinností oproti C-kolu. Byly stanoveny parametry páry za regulačním stupněm, které jsou zároveň vstupními parametry do stupňové části turbíny. Stupňová část turbíny byla rozdělena na 4 kužely, s celkovým počtem 19 stupňů v poměru 6, 8, 3 a 2 na kužel. Byl vypočítán vnitřní výkon turbíny 15892,78 kW a navrženy rozměry průtočného kanálu.

V další části byla vypočítána tepelná schémata mimo jmenovitý provoz, tj. při stoprocentním bypassu, kdy do turbíny neproudí žádná pára a při ostrovním provozu, kdy do turbíny proudí pouze takové množství páry, aby pokrylo vlastní spotřebu technologického celku 5 MW. Aby bylo možné při stoprocentním bypassu přehřátou páru zchladit na konstrukční parametry kondenzátoru, byl určen hmotnostní průtok chladicího média, odebíraného na výtlaku kondenzátorního čerpadla, na 13,16 t/hod. Jelikož turbínou, respektive odběry neproudí žádná pára, je z potrubí ostré páry odebíráno 4,53 t/hod topné páry k řádnému odplynění kondenzátu v napájecí nádrži. Množství páry zajišťující vnitřní výkon turbíny 5 MW bylo stanoveno na 24,7 t/hod.

V další části jsou nejdříve teoreticky popsány přepouštěcí stanice a KKS značení, následně je navrhována konkrétní přepouštěcí stanice, zejména jmenovité světlosti potrubí, měření, ochrany přepouštěcí stanice a nakonec P&ID, které je pro větší přehlednost součástí diplomové práce i jako příloha A.

Následuje výpočet hmotnostního průtoku páry pro prohřívání při jmenovitém provozu. Množství páry vychází z výpočtu průtoku škrťací clonou umístěnou v obtoku bypassového ventilu. Nejprve je vypočítána tlaková ztráta na trase od začátku přepouštěcí stanice po samotnou škrťací clonu a také teplo, které se na této trase ztratí sdílením do okolí. Vypočítaný hmotnostní průtok 0,15 kg/s se ukázal jako dostačující, neboť teplota na stěně na konci potrubí nepodkročila přípustnou mez.

Výpočet prohřívání přepouštěcí stanice při najíždění ze studeného stavu byl rozdělen na dvě části. V první části, kdy má prohřívané potrubí teplotu menší, než je saturační teplota páry při daném tlaku, veškerá pára vstupující do nahřívajícího potrubí ihned zkondenzuje a odteče najížděcím odvodněním do systému odvodnění. Konkrétně vznikne 56,3 kg kondenzátu za 57 minut. Při překročení teploty saturace již pára kondenzovat nebude, je však třeba dodržet trend prohřevu 4 °C/min. Aby byl příslušný trend dodržen, je nutné dodávat do potrubí konstantní tepelný výkon 28,55 kW.

V poslední části bylo cílem vypočítat optimalizovanou variantu prohřívání bypassové stanice za provozu, tedy variantu, kdy je druhá část prohřívací větve zavedena zpět do přívodního

potrubí k turbíně za clonu měřící průtok páry do turbíny. Výpočet vychází z rovnosti tlakových ztrát v prohřívací větvi a měřící cloně a byl proveden iteračně prostřednictvím vytvořeného výpočtového Excelu. Výpočet byl proveden pro jmenovité světlosti druhé části prohřívací větve DN25 až DN65, přičemž byly následně tyto varianty mezi sebou porovnány z hlediska tlakových ztrát, teploty na stěně na konci prohřívání potrubí, vnitřního výkonu turbíny a poměru průtoků do prohřívací větve a do měřící clony. Nakonec byla na základě kompromisu mezi vnitřním výkonem turbíny a poměrem průtoků, respektive nepřesnosti měření na měřící cloně zvolena jmenovitá světlost DN40, které odpovídá poměr průtoků 3,18 % a vnitřní výkon turbíny 15 791,88 kW.

Jelikož do prohřívací větve odchází pouze jednotky procent z celkového hmotnostního průtoku, po opětovném smíchání dojde pouze k nepatrnému snížení teploty páry vstupující do turbíny. Rozhodující z hlediska výkonu turbíny se ukázala tlaková ztráta v prohřívací větvi, respektive v měřící cloně, a ne pokles teploty, jak bylo předpovězeno.

Optimalizovaný způsob prohřívání přinesl zvýšení vnitřního výkonu turbíny o 68,18 kW oproti standardnímu způsobu používaném na zakázkách firmy Siemens Energy AG. Vnitřní výkon turbíny by šlo ještě zvýšit instalováním větší jmenovité světlosti druhé části prohřívací větve, respektive zvětšením průtoku do prohřívací větve, bylo by to však na úkor zvětšující se nepřesnosti měření průtoku páry do turbíny, tudíž by instalace tohoto měření ztrácela smysl.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-8.
- [3] Siemens Energy AG. *Firemní materiály*
- [4] COPES-VULCAN. *Turbine bypass systems* [online]. 2008 [cit. 2021-5-16]. CV1163. Dostupné z: https://www.tecalemitflow.fi/Download/25982/cv-1163_turbinebypass_cope.pdf
- [5] SUN, W a Y WANG. *Selection of steam turbine bypass system*. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* [online]. 2019, s. 012066 [cit. 2021-5-18]. ISSN 17551307. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/354/1/012066/pdf>
- [6] CRANE. *Flow of fluids through valves, fittings, and pipe: Technical Paper No. 410M Metric Version*. U.S.A., 2013. ISBN 1-40052-712-0.
- [7] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. *Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. ISBN 80-02-01466-9.
- [8] MATUŠKA, Tomáš. *Experimentální metody v technice prostředí*. Praha: Česká technika-nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03291-4.
- [9] TLV. *Condensate Load From Piping at Start-up* [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.tlv.com/global/TI/calculator/condensate-load-piping-start-up.html>
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. *Škracení plynů a par, Transformační technologie* [online]. Brno: Jiří Škorpík, 2006 [cit. 2021-5-20]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/37.html>
- [11] ORLÍKOVÁ, Soňa. *Měření průtoku tekutin-principy průtokoměrů* [online]. 4.2.2008 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/teorie-voda-kanalizace/4624-mereni-prutoku-tekutin-principy-prutokomeru>
- [12] ARI-Armaturen GmbH. *ARI-ASTRA Plus* [online katalogový list]. Dostupné z: https://www.ari-armaturen.com/_appl/files_tb/files/020003-2.pdf

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratka	Význam
K	Kotel
KČ	Kondenzátní čerpadlo
KKS	Kraftwer Kennzeichen System
KON	Kondenzátor
KUP	Kondenzátor ucpávkové páry
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký ohřívák
NTPS	Nízkotlaká přepouštěcí stanice
P&ID	Piping and instrumentation diagram
PS	Přepouštěcí stanice
T	Turbína
VT	Vysokotlaký parovod
VTPS	Vysokotlaká přepouštěcí stanice

Symbol	Jednotka	Význam
$(c_a/u)_1$	-	Rychlostní poměr na vstupu do kuželu
$(c_a/u)_n$	-	Rychlostní poměr na výstupu z kuželu
h_{RSiz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm
h_{RS2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie páry za regulačním stupněm při izoentropické expanzi
h_{niz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie páry na výstupu z kuželu při izoentropické expanzi
$(l/D)_n$	-	Poměr délky lopatky vůči střednímu průměru
t_{niz}	$^{\circ}C$	Teplota na konci izoentropické expanze v kuželu
h_n	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie páry na výstupu z kuželu
l_o	mm	Skutečná délka lopatky
\dot{m}	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok
Ax_k	mm	Axiální délka kuželu
C_{cl}	-	Součinitel průtoku škrťící clony
D_1	mm	Střední průměr lopatkování na vstupu do kuželu
D_{h1}	mm	Hlavový průměr na vstupu do kuželu
D_{hn}	mm	Hlavový průměr na výstupu z kuželu
D_{cl}	mm	Vnější průměr škrťící clony
D_n	mm	Střední průměr lopatkování na výstupu z kuželu
D_{p1}	mm	Patní průměr na vstupu do kuželu
D_{pn}	mm	Patní průměr na výstupu z kuželu
$D_{v,1}$	mm	Vnější průměr lopatkování prvního stupně
$D_{v,n}$	mm	Vnější průměr lopatkování posledního stupně
H_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	Skutečný entalpický spád připadající na kužel se zahrnutím ztráty
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Izoentropický spád připadající na kužel
L_{red}	mm	Redukovaná délka lopatky
$Nu_{uvnitř}$	-	Nusseltovo číslo uvnitř
$Nu_{vně}$	-	Nusseltovo číslo vně
Pa_1	-	Parsonsovo číslo na vstupu do kuželu
Pa_n	-	Parsonsovo číslo na výstupu z kuželu
Pa_s	-	střední Parsonsovo číslo
$P_{i,celk}$	kW	Celkový vnitřní výkon turbíny

P_i	kW	Vnitřní výkon stupně
$Pr_{pára}$	-	Prandtlovo číslo páry
T_1	K	Teplota na vstupu do kuželu
T_n	K	Skutečná teplota na výstupu z kuželu
W_p	$kg \cdot m^{-1}$	Hmotnost jednoho metru potrubí
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	Teoretická izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně kuželu
c_{An}	$m \cdot s^{-1}$	Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování kuželu
c_V	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
c_p	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
d_1	mm	Vnitřní průměr
d_2	mm	Vnější průměr
d_{cl}	mm	Průměr vrtání škrťící clony
f_T	-	Třecí součinitel potrubí
k_1	mm	Radiální vůle prvního stupně
k_n	mm	Radiální vůle posledního stupně
l_1	mm	délka lopatky první řady kuželu
l_n	mm	Délka výstupní lopatky kuželu
l_{opt}	mm	Optimální délka rozváděcí lopatky
l_{ot}	mm	Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku
m_n	kg	Množství kondenzátu vzniklého ohřevem potrubí
m_c	kg	Celkové množství kondenzátu
m_r	kg	Množství kondenzátu vzniklého ztrátou radiací
p_2	bar	Tlak za regulačním stupněm
p_2/p_0	-	Poměr výstupního a vstupního tlaku
p_{krit}	bar	Kritický tlak pro přehřátou vodní páru
s_n	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Entropie páry na výstupu z kuželu
tl_{izo}	mm	Tloušťka izolace
t_{sat}	$^{\circ}C$	Teplota saturace
u_s	$m \cdot s^{-1}$	Střední obvodová rychlost
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Měrný objem páry za regulačním stupněm.
v_n	m^3/kg	Měrný objem páry na výstupu z kuželu
x_1	-	Měrná suchost páry na vstupu do kuželu
x_n	-	Měrná suchost páry na výstupu z kuželu
z_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	Ztráta ve statoru
z_5	$kJ \cdot kg^{-1}$	Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací
z_c	$J \cdot kg^{-1}$	Ztráta výstupní rychlostí
α_1	$^{\circ}$	výstupní úhel statorové lopatky první řady
α_{cl}	-	Rychlostní součinitel škrťící clony
α_n	$^{\circ}$	výstupní úhel statorové lopatky poslední řady
$\alpha_{uvnitř}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla uvnitř
$\alpha_{vně}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla vně
β_{cl}	-	Součinitel škrťící clony
β_{vzdach}	-	Teplotní součinitel objemové roztažnosti
δ_K	$^{\circ}C$	Nedohřev kondenzátoru
ε_{cl}	-	Expanzní součinitel škrťící clony
η_{∞}	-	Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku
η_i	-	Vnitřní účinnost stupně bez ztráty výstupní rychlostí
η_{tdi}	-	Vnitřní účinnost
η_u	-	Redukovaná obvodová účinnost

$\lambda_{pára}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Součinitel tepelné vodivosti páry
ξ_5	-	Poměrná ztráta třením a ventilací
ξ_k	-	Střední hodnota poměrné ztráty radiální mezerou
ξ_{k1}	-	Poměrná ztráta radiální mezerou prvního stupně
ξ_{kn}	-	Poměrná ztráta radiální mezerou posledního stupně
$\xi_{v,1}$	-	Poměrná ztráta rozvějířením na vstupu do kužele
$\xi_{v,n}$	-	Poměrná ztráta rozvějířením na výstupu z kužele
ξ_v	-	Střední hodnota poměrné ztráty rozvějířením
ξ_x	-	Poměrná ztráta vlhkostí páry
$\Delta \dot{m}$	%	Poměr průtoků do prohřívací větve a do měřicí clony
$\Delta p_{\check{C}K}$	bar	Tlaková ztráta zařízení pro čištění kondenzátu
Δp_{KP}	bar	Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace
Δp_{cl}	bar	Rozdíl tlaků před a za škrťací clonou
Δp_{geod}	bar	Rozdíl tlaku daný převýšením mezi napájecí nádrží a kondenzátním čerpadlem
Δp_{rh}	bar	Tlaková ztráta zařízení pro regulaci hladiny
Δt_{OK}	°C	Ohřev hlavního kondenzátu na vstupu do odplyňováku
Δt_{ch}	°C	Ohřev chladicí vody
Δh	$kJ \cdot kg^{-1}$	Změna entalpie
ΔH	$kJ \cdot kg^{-1}$	Latentní teplo
$1 + f$	-	Součinitel zpětného využití ztrát
h	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie
C	-	Konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla
D	mm	Střední průměr lopatkování regulačního stupně
Gr	-	Grasshofovo číslo
$Gr \cdot Pr$	-	Součin Grasshofova a Prandtlova čísla
M	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok kuželem
Q	kW	Tepelný výkon
Re	-	Reynoldsovo číslo
S	m^2	Průtočný průřez
c	$m \cdot s^{-1}$	Střední rychlost proudění
k	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Součinitel prostupu tepla
n	-	Konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla
n	min^{-1}	Otáčky rotoru
q	$W \cdot m^{-1}$	Tepelné ztráty na 1 metr
t	°C	Teplota
$trend$	$°C \cdot min^{-1}$	Trend prohřevu
u	$m \cdot s^{-1}$	Obvodová rychlost na středním průměru
wtC	%	Obsah uhlíku
z	-	Počet stupňů
α	-	Součinitel α
δ	-	Součinitel δ
ε	-	Parciální ostřík
κ	-	Poissonova konstanta
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota
τ	min	Doba najíždění

Dolní index	Význam
0	Stav páry na vstupu do turbíny
1	Stav páry před kondenzátorem
10	Stav páry v místě odběru pro odplynovák
11	Stav páry v odběru na vstupu do NN
12	Stav páry v místě odběru pro NTO
13	Stav páry v odběru na vstupu do NTO
14	Stav kondenzátu v odběru za NTO
15	Stav odsávané paro-vzdušné směsi na vstupu do KUP
16	Stav zkondenzované ucpávkové páry za KUP
17	Stav páry před přepouštěcí stanicí
18	Stav páry za přepouštěcí stanicí
2	Stav kondenzátu za kondenzátorem
20	Stav zástřikového média na vstupu do přepouštěcí stanice
21	Stav páry odebírané pro řádné odplynění před redukčním ventilem
3	Stav kondenzátu za kondenzátním čerpadlem
4	Stav hlavního kondenzátu za KUP
5	Stav kondenzátu na vstupu do odplynováku
6	Stav kondenzátu za odplynovákem
7	Stav vody za napájecím čerpadlem
8	Stav páry za kotlem
9	Stav ucpávkové páry
iz	Izoentropický
T	Stav na vstupu do turbíny
MC	Měřící clona
PS, výstup	Stav páry na výstupu z přepouštěcí stanice při prohřevu
PS, vstup	Stav páry na vstupu do přepouštěcí stanice při prohřevu
PV	Celá prohřívací větev při optimalizovaném prohřevu
PV1	První část prohřívací větve při optimalizovaném prohřevu
PV2	Druhá část prohřívací větve při optimalizovaném prohřevu
RS1	Stav páry před regulačním stupněm
RS2	Stav páry za regulačním stupněm
RV	Regulační ventil
VT	Přívodní potrubí k přepouštěcí stanici při standardním prohřevu
ch1	Stav chladící vody na vstupu do kondenzátoru
ch2	Stav chladící vody na výstupu z kondenzátoru
cl	Škrťící clona v obtoku bypassového ventilu
cl, výstup	Stav páry na výstupu z škrťící clony
cl, vstup	Stav páry na vstupu do škrťící clony
najíždění	Najíždění ze studeného stavu
obtok	Obtok bypassového ventilu
opt	Optimalizovaný prohřev
stand	Standardní prohřev

Seznam příloh

Příloha A: P&ID bypassového systému