



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDENZÁTOR

AIR COOLED CONDENSER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Bochníček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Ondřej Bochníček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Vzduchem chlazený kondenzátor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní práce bude problematika vzduchem chlazených kondenzátorů. Konkrétní pozornost bude zaměřena na kondenzátor společnosti SAKO Brno. Na tomto kondenzátoru bude proveden rozbor experimentálně zjištěných dat a porovnání s analytickými výpočty. Výstupem řešení budou provozní doporučení k zvýšení efektivity provozu kondenzátoru.

Cíle diplomové práce:

1. Obecné představení problematiky kondenzace páry v energetických centrálách včetně uvedení použitých typů kondenzátorů.
2. Základní popis přenosu tepla na trubkách vzduchem chlazeného kondenzátoru.
3. Analýza provozních dat reálného vzduchem chlazeného kondenzátoru.
4. Konstrukční návrh a vypracování dokumentace vybrané části teplosměnné plochy kondenzátoru.

Seznam literatury:

VDI heat atlas. 2010. 2nd ed. New York: Springer. ISBN 3540778764.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá vzduchem chlazeným kondenzátorem. Konkrétní pozornost je zaměřena na kondenzátor v brněnské spalovně komunálních odpadů SAKO. Je zde uveden obecný postup výpočtu součinitele prostupu tepla, který je základem pro výpočet výkonu kondenzátoru. Tento postup je posléze aplikován na výpočet konkrétního kondenzátoru. Značná část práce je soustředěna na rozbor chování kondenzátoru v SAKO při různých podmínkách, a to nejprve z teoretického pohledu, a následně i z hlediska reálného provozu pomocí poskytnutých provozních dat.

KLÍČOVÁ SLOVA

vzduchem chlazený kondenzátor, ACC, kondenzace, součinitel přestupu tepla, součinitel prostupu tepla, spalovna komunálních odpadů, provoz ACC

ABSTRACT

This master's thesis deals with an air cooled condenser. The specific attention is focused on the condenser in the Brno's waste-to-energy plant SAKO. The general process of calculation of the heat transfer coefficient is introduced, which is the base for the calculation of the condenser's output. This process is later used for the calculation of a specific condenser. A considerable part of the thesis is concentrated on the analysis of behavior of the condenser of SAKO in various conditions from the theoretical point of view and then also in terms of real operation using provided operational data.

KEY WORDS

air cooled condenser, ACC, condensation, convection heat transfer coefficient, heat transfer coefficient, waste-to-energy plant, ACC operation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BOCHNÍČEK, O. *Vzduchem chlazený kondenzátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 110 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma Vzduchem chlazený kondenzátor vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D., s použitím uvedených zdrojů a literatury.

V Brně dne 20.5. 2017

.....

Bc. Ondřej Bochníček

PODĚKOVÁNÍ

Za vedení diplomové práce, vstřícnost a ochotu při konzultacích, stejně jako za cenné rady a připomínky bych chtěl poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. Rovněž bych chtěl poděkovat společnosti SAKO Brno, a.s. za poskytnutí dat potřebných pro zpracování této práce a za ochotný přístup při osobních návštěvách.

Obsah

1	Úvod	16
2	Rankin-Clausiusův cyklus v parastrojním zařízení	17
2.1	Základní princip RC cyklu.....	17
2.2	Základní veličiny RC cyklu	18
3	Kondenzátory	19
3.1	Princip blánové kondenzace	19
3.2	Kondenzátor v RC cyklu.....	21
3.3	Parametry kondenzace	22
3.4	Vodou chlazené kondenzátory	23
3.4.1	Cirkulační vodní chlazení.....	24
3.4.2	Průtočné vodní chlazení	25
3.5	Vzduchem chlazené kondenzátory.....	26
3.5.1	Přímé vzduchem chlazené kondenzátory	26
3.5.2	Nepřímé vzduchové chlazení	30
4	Termomechanika trubek vzduchem chlazeného kondenzátoru	33
4.1	Prostup tepla trubkou	33
4.2	Přestup tepla na vnější straně trubek	34
4.2.1	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}	34
4.2.2	Účinnost žebrování	35
4.2.3	Definice povrchů žebrované trubky.....	36
4.3	Přestup tepla na vnitřní straně trubek.....	37
4.3.1	Problematika přestupu tepla při kondenzaci	37
4.3.2	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}	38
4.4	Vedení tepla trubkou	41
4.5	Tlaková ztráta při proudění vzduchu svazkem žebrovaných trubek	41
4.5.1	Žebrované trubky s hladkými žebry usp. za sebou dle SVÚSS [22]:.....	42
4.5.2	Žebrované trubky s hladkými žebry přesazené dle SVÚSS [22]:.....	42
4.5.3	Ekvivalentní a hydraulický průměr	42
4.6	Problematika nekondenzujících plynů v kondenzátoru.....	43
4.6.1	Vliv NP na činnost kondenzátoru – obecně	43
4.6.2	Vliv NP na činnost kondenzátoru – přestup tepla	45

4.6.3	Odstraňování NP	45
5	Spalovna komunálních odpadů SAKO Brno	47
5.1	Obecné představení	47
5.2	Vzduchem chlazený kondenzátor	49
6	Výpočet vzduchového kondenzátoru SAKO	52
6.1	Vstupní hodnoty a postup výpočtu	52
6.1.1	Parametry na straně páry a vzduchu	52
6.1.2	Geometrické parametry	53
6.1.3	Postup výpočtu	53
6.2	Výpočet součinitele prostupu tepla – část I	54
6.2.1	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}	54
6.2.2	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}	57
6.2.3	Součinitel prostupu tepla – část I	59
6.3	Výpočet součinitele prostupu tepla – část II	59
6.3.1	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}	59
6.3.2	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}	61
6.3.3	Součinitel prostupu tepla – část II	62
6.4	Výpočet součinitele prostupu tepla – deflegmátor	63
6.4.1	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}	63
6.4.2	Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}	64
6.4.3	Součinitel prostupu tepla – deflegmátor	65
6.5	Výpočet celkového součinitele prostupu tepla	65
6.6	Střední teplotní logaritmický spád	66
6.7	Teoretický výkon vzduchového kondenzátoru SAKO	67
6.8	Výkon dodaný kondenzující parou	67
6.9	Kontrola ohřátí vzduchu	68
6.10	Diskuze k výsledku výpočtu	68
6.11	Výpočet tlakové ztráty při proudění vzduchu svazkem žebr. trubek	69
6.11.1	Ekvivalentní a hydraulický průměr	69
6.11.2	Součinitel odporu trubek (přesazené)	70
6.11.3	Tlaková ztráta při průchodu vzduchu kondenzátorem	71
7	Provoz kondenzátoru SAKO – teoretický rozbor	72
7.1	Porovnání vypočtených hodnot s dokumentací	73

7.2	Parametry kondenzátoru při různých podmínkách	74
8	Provoz kondenzátoru SAKO – analýza provozních dat	77
8.1	Letní provoz I	77
8.2	Letní provoz II	79
8.3	Provoz s vyšším průtokem páry	81
8.4	Zimní provoz	82
8.5	Měření kondenzátoru SAKO 23. 2. 2017	85
8.5.1	Provozní data	85
8.5.2	Přímé měření rychlosti a teploty	88
8.6	Další specifické stavy kondenzátoru	93
8.6.1	Test ACC	93
8.6.2	Najíždění kondenzátoru	94
8.7	Diskuze k nesrovnalostem výpočtu výkonu	95
9	Výpočet modulu ACC s upravenou konstrukcí	97
10	Závěr	100
11	Seznam použitých zdrojů	102
12	Seznam zkratk a symbolů	105
13	Seznam obrázků	107
14	Seznam tabulek	109
15	Seznam příloh	110

1 ÚVOD

Světová produkce elektrické energie je z největší části založena na využití energie vodní páry v parních cyklech. Nezbytnou součástí takových cyklů je kondenzátor, ve kterém dochází ke kondenzaci páry vystupující z turbíny. Entalpický spád páry zpracovaný v turbíně je oproti rozdílu entalpií v kondenzátoru většinou znatelně menší, protože entalpie kapalné vody je o řád nižší než vodní páry. Tepelný výkon, který je třeba odebrat kondenzující páře, je tedy zpravidla značně vyšší než elektrický výkon bloku. Toto velké množství v podstatě odpadního tepla je výhodné využít například jako zdroj tepla pro vytápění a ohřev TUV. Zdroje dodávající teplo i elektřinu (kogenerace) se obecně označují jako teplárny. Tyto kogenerační bloky jsou výhodné zejména ve městech, v případě odlehlejších centrál je situace komplikovanější kvůli dopravě tepla do měst a obcí. Většina tohoto skupenského tepla je však obecně při výrobě elektřiny nevyužitá.

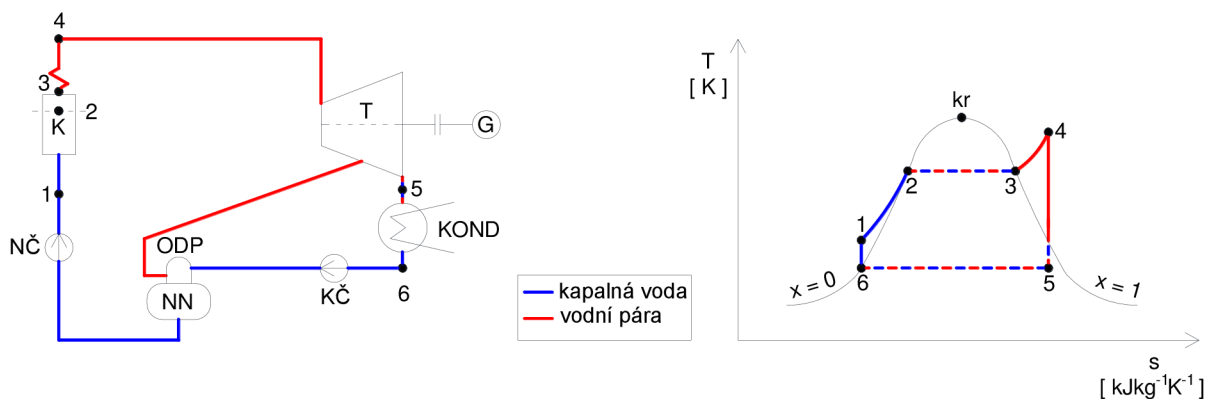
Kondenzační teplo je v kondenzátoru odebíráno chladícím médiem, kterým bývá nejčastěji voda. Vodní kondenzátory představují díky výhodným vlastnostem vody základní a nejefektivnější řešení, stěžejní podmínkou je ovšem dostatek vody. Alternativním řešením je chlazení vzduchem, které je výhodné zejména v oblastech s nedostatkem vody. V současnosti dochází k rozvoji těchto kondenzátorů, a to nejen v suchých oblastech. Vzduch jako chladící médium má však horší vlastnosti než voda, což se může projevit například na velké potřebné teplosměnné ploše kondenzátoru či nižší účinnosti elektrárny s tímto chlazením. Nejrozšířenější typ vzduchem chlazeného kondenzátoru využívá k zajištění proudění vzduchu ventilátory, které ovšem spotřebovávají elektrickou energii.

Parametry v kondenzátoru ovlivňují délku expanze v turbíně, tudíž její výkon či stav páry po expanzi. Činnost kondenzátoru je tedy třeba posuzovat v kontextu s celým parním cyklem.

Cílem této diplomové práce je představení problematiky vzduchem chlazených kondenzátorů včetně souvislostí a porovnání s vodními kondenzátory, uvedení výpočtových vztahů i konkrétní výpočet výkonu daného kondenzátoru. Práce je zaměřena na konkrétní kondenzátor instalovaný v brněnské spalovně komunálního odpadu SAKO Brno, a.s. S využitím poskytnutých provozních dat je proveden rozbor činnosti tohoto kondenzátoru při různých podmínkách.

2 RANKIN-CLAUSIŮV CYKLUS V PAROSTROJNÍM ZAŘÍZENÍ

Rankin-Clausiovův cyklus představuje základní oběh elektráren využívajících vodu / vodní páru.



Obr. 2.1 Schéma Rankin-Clausiova cyklu a příslušný T-s diagram

2.1 Základní princip RC cyklu

Princip ideálního Rankin-Clausiova oběhu je patrný z uvedeného schématu a diagramu. V bodě 1 vstupuje voda o daném tlaku do kotle, kde dochází k izobarickému přívodu tepla. Po ohřátí do bodu 2 je voda na stavu sytosti ($x = 0$) a dochází k vypařování vody a její přeměně na páru. Vypařování lze popsat jako izobaricko-izotermický děj. Po vypaření veškeré kapaliny je v bodě 3 sytá pára ($x = 1$). Sytá pára je zpravidla vedena do přehříváku, kde se dalším dodáním tepla zvyšuje teplota páry a tím roste i její entalpie (tlak je konstantní). Například v jaderných elektrárnách ovšem k přehřevu páry nedochází a na turbínu jde sytá pára. V bodě 4 má pára nejvyšší parametry a je přivedena na turbínu, kde během expanze koná práci jejím roztáčením. Na obr. 2.1 je znázorněna teoretická ideální izoentropická expanze (adiabatický děj, beze ztrát), pro lepší přiblížení skutečnému průběhu expanze se tento děj často popisuje pomocí polytropického děje. Turbína ve spojení s generátorem následně vyrábí elektrickou energii. Teoretický konec expanze by měl být na stavu sytosti ($x = 1$), zpravidla však expanze končí až v mokré páře (směs syté páry a syté kapaliny) s vlhkostí páry blízké jedné – viz obr. 2.1. Pára po expanzi (bod 5) je přivedena do kondenzátoru. V kondenzátoru dochází za konstantní teploty a tlaku ke kondenzaci páry na sytou kapalinu (bod 6). Kondenzační teplo je odvedeno pomocí chladicího média mimo oběh. Kondenzát o stavu sytosti je následně kondenzátním čerpadlem čerpán do napájecí nádrže, která slouží mimo jiné jako zásobárna pracovní látky – vody. Důležitou součástí napájecí nádrže je i odplyňovák odstraňující nekondenzující plyny, který využívá část páry z turbíny. Z napájecí nádrže je sytá kapalina izoentropicky (ideální stav) čerpána napájecím čerpadlem na požadovaný tlak ve stavu 1, při kterém vstupuje voda do kotle a celý cyklus se opakuje.

Takto popsaný oběh představuje základní princip RC cyklu. V konkrétních aplikacích bývá schéma cyklu mnohem složitější. Za účelem zvýšení účinnosti se často využívá přehřívání páry či vysokotlaká a nízkotlaká regenerace. Turbína bývá opatřena řadou regulovaných i neregulovaných odběrů právě pro regeneraci či jiné aplikace.

Poznámka: Práce napájecího čerpadla bývá v porovnání s prací turbíny téměř zanedbatelná (cca 2 %) [1], proto by ve skutečném T-s diagramu izobara mezi body 1 a 2 prakticky splývala s mezní křivkou $x = 0$. Pro názornost je v uvedeném diagramu práce napáječky v poměru k práci turbíny zvětšena. Práce kondenzátního čerpadla je ještě výrazně menší než u napájecího čerpadla.

2.2 Základní veličiny RC cyklu

(Označení veličin odpovídá obr. 2.1)

Měrné teplo přivedené do oběhu v kotli

$$q_H = i_4 - i_1 \quad (2.1)$$

Měrné teplo odvedené kondenzátorem

$$|q_C| = i_5 - i_6 \quad (2.2)$$

Měrná práce turbíny

$$a_T = i_4 - i_5 \quad (2.3)$$

Měrná práce napájecího čerpadla

$$|a_N| = i_1 - i_6 \quad (2.4)$$

Termická účinnost cyklu

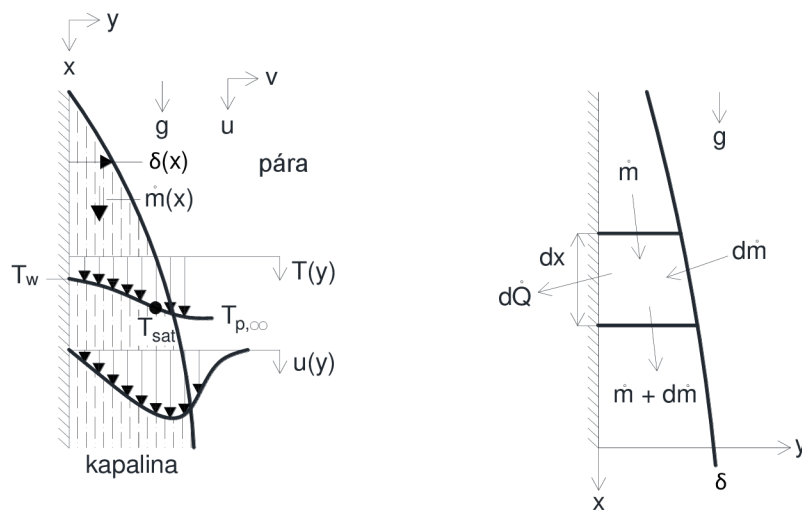
$$\eta_t = \frac{a_T - |a_N|}{q_H} \approx \frac{a_T}{q_H} = \frac{i_4 - i_5}{i_4 - i_1} \quad (2.5)$$

3 KONDENZÁTORY

3.1 Princip blánové kondenzace

Kondenzace může být buď kapková, která vzniká například na mastném či znečištěném povrchu, nebo blánová, která se týká kondenzátorů páry.

Proces kondenzace lze zařadit mezi děje přirozené konvekce s významným vlivem gravitační síly. Blánovou kondenzací lze tedy popsat jako přirozenou konvekci s dvoufázovým prouděním [2]. Pro popis blánové kondenzace je zde použit nejjednodušší případ tohoto procesu. Jedná se o kondenzaci na svislé stěně, jak je zachyceno na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Blánová kondenzace
(vlastní kresba dle [2])

Pára proudí podél stěny s teplotou povrchu T_w . Na chladnějším povrchu stěny dochází k ochlazení proudící páry a následně ke kondenzaci. Kondenzát vytvářející kapalný film pak stéká vlivem působení gravitační síly dolů po stěně. Kondenzací další páry dochází ke zvětšování tloušťky blány kondenzátu. Na obr. 3.1 je znázorněn i průběh teplot v kapalném filmu. Na povrchu stěny má kondenzát teplotu povrchu stěny. S posunem směrem k rozhraní pára – kapalina roste i teplota kapaliny a na rozhraní dosáhne teploty sytosti páry T_{sat} (tedy teploty kondenzace). [2]

Pohybová rovnice [2]:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \left(1 - \frac{\rho_p^{sat}}{\rho_f}\right) \cdot g + v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.1)$$

kde ρ_p^{sat} je hustota syté páry vně blány kondenzátu a ρ_f je hustota filmu kondenzátu.

Okrajové podmínky: $y = 0 \rightarrow u = v = 0$; $y = \delta \rightarrow \partial u / \partial y = 0$

Energetická rovnice [2]:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.2)$$

kde a je teplotní vodivost definovaná vztahem $\lambda/(\rho \cdot c)$.

Okrajové podmínky: $y = 0 \rightarrow T = T_w$; $y = \delta \rightarrow T = T_{sat}$

Na obr. 3.1 je v pravém schématu vytknut objemový element blány kondenzátu.

Hmotnostní tok kondenzátu do elementu lze vyjádřit dle [2]:

$$\dot{m} = \frac{(\rho_f - \rho_p^{sat}) \cdot g}{3\nu} \cdot \delta^3 \quad (3.3)$$

Od pokračující kondenzace přitéká do elementu množství [2]:

$$d\dot{m} = \frac{(\rho_f - \rho_p^{sat}) \cdot g \delta^2}{\nu} \cdot d\delta \quad (3.4)$$

Pro kondenzační teplo v elementu platí [2]:

$$d\dot{Q} = l_{23} \cdot d\dot{m} \quad ; \quad d\dot{Q} = \dot{q} \cdot dx \cdot 1 \quad (3.5)$$

kde l_{23} je latentní teplo potřebné pro fázovou přeměnu 1 kg látky

Toto teplo je přenášeno vedením blánou kondenzátu [2]:

$$d\dot{Q} = \frac{T_{sat} - T_w}{\frac{\delta}{\lambda}} \cdot dx \cdot 1 = l_{23} \cdot d\dot{m} \quad (3.6)$$

Odtud lze získat další vztah pro přitékající množství kondenzátu [2]:

$$d\dot{m} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{1}{l_{23}} \cdot (T_{sat} - T_w) \cdot dx \quad (3.7)$$

Porovnáním rovnic (3.4) a (3.7) lze získat závislost tloušťky blány na vzdálenosti podél stěny [2]:

$$\delta = \left[\frac{4\lambda\nu \cdot (T_{sat} - T_w) \cdot x}{g \cdot l_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p^{sat})} \right]^{0,25} \quad (3.8)$$

Okrajová podmínka: $x = 0 \rightarrow \delta = 0$

Součinitel přestupu tepla se pak spočítá na základě rovnosti tepelného toku přenášeného vedením v bláně kondenzátu a tepelného toku přenášeného konvekcí. Tento součinitel tedy závisí mimo jiné na tloušťce blány kondenzátu.

Uvedené vztahy v této kapitole popisovaly blánovou kondenzaci na svislé stěně, přičemž byla použita některá zjednodušení. Například se předpokládalo, že kondenzát stéká prakticky nulovou rychlostí a okolní prostředí se nepohybuje, tedy že pro prostředí mimo blánu kondenzátu platí $u = v = 0$. Při nízkých tlacích bývá latentní teplo velmi velké, blána tedy musí být velmi tenká. S tím souvisí i relativně velmi pomalé stékání blány, v kondenzátorech je ale kondenzát urychlován proudící parou. Rozdíl hustot mezi kondenzující párou a kapalnou vodou v kondenzátorech je v řádu 10^4 , je zde tedy značný rozdíl mezi objemovým průtokem páry a vzniklého kondenzátu. Na rozdíl od předpokladu nehybného okolního prostředí proudí pára v kondenzátorech v uzavřeném prostoru značnou rychlostí, situace je tedy odlišná od případu popisovaného v této kapitole. Například u vzduchem chlazených kondenzátorů, kde pára proudí uzavřená v trubce, je rozdílnost oproti případu kondenzace volného objemu páry na stěně patrná. Zde je potřeba brát v potaz vlivy nucené konvekce.

3.2 Kondenzátor v RC cyklu

Kondenzátor je zařízení sloužící ke kondenzaci páry vystupující z turbíny. V technologickém uspořádání je kondenzátor zařazen za výstupní hrdlo turbíny. Stav páry přicházející do kondenzátoru je závislý na délce expanze v turbíně, zpravidla se ovšem jedná o stav mokré páry blízky bodu sytosti. Samotná kondenzace je izobaricko-izotermický děj, při kterém se uvolňuje kondenzační teplo. Toto teplo je třeba odvádět, což se děje pomocí chladicího média. Základním a nejpoužívanějším médiem je voda, nicméně v určitých aplikacích se ke chlazení používá vzduch. Tento případ vzduchové kondenzace je předmětem předkládané diplomové práce.

Cyklem s nejvyšší termickou účinností je Carnotův cyklus, který je ovšem pouze teoretický a není tedy reálný. Všechny konkrétní oběhy se snažíme ke Carnotovu cyklu přiblížit, mluvíme o tzv. Carnotizaci cyklu. Ze vztahu pro Carnotovu účinnost vyplývá, že tato účinnost závisí pouze na teplotě přívodu a odvodu tepla. Toho se využívá i u RC cyklu, kde je naší snahou tuto teplotu zvyšovat, resp. snižovat. A právě teplota odvodu tepla je přímo svázána s parametry kondenzátoru. To znamená, že parametry kondenzátoru hrají důležitou roli ve snaze o zvyšování účinnosti tepelného cyklu, která je zpravidla v energetice nejvíce sledována.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (3.9)$$

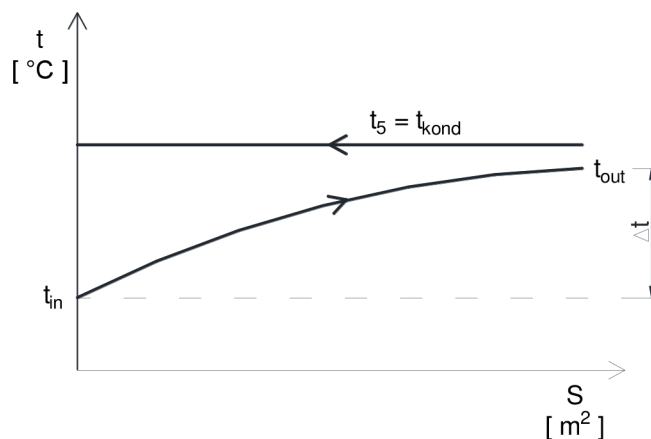
kde T_C střední teplota odvodu tepla
 T_H střední teplota přívodu tepla

Kondenzátor je ve své podstatě tepelný výměník, ve kterém dochází k přenosu tepla mezi kondenzující parou a chladícím médiem. Druhý zákon termodynamiky říká, že teplo přechází z tělesa o teplotě vyšší na těleso o teplotě nižší. Teplota kondenzující páry bude tedy vždy vyšší než teplota chladicího média. V teoretickém případě nekonečně velké plochy kondenzátoru lze uvažovat, že výstupní teplota chladicího

média by byla rovna teplotě kondenzace. V reálných aplikacích je pochopitelně k dispozici pouze omezená plocha kondenzátoru, což znamená, že mezi teplotou kondenzace a výstupní teplotou chladícího média musí být vždy určitý rozdíl. Tento rozdíl teplot $t_5 - t_{out}$ (viz. obr 3.2) nazýváme nedohřev a jedná se o jeden ze základních parametrů výměníků obecně. Snahou je, aby tato hodnota byla při daných konstrukčních a ekonomických možnostech co nejnižší. Nedohřev se například u vodních kondenzátorů zpravidla pohybuje v řádech jednotek stupňů Celsia.

3.3 Parametry kondenzace

Základním parametrem, veličinou, kterou u kondenzátoru při provozu sledujeme, je tlak v kondenzátoru. Vzhledem k izobaricko-izotermickému charakteru kondenzace vodní páry jsou tlak a teplota kondenzace přímo svázané. To znamená, že teplota chladícího média má přímý vliv na tlak v kondenzátoru, tedy i na délku expanze páry v turbíně a následně výkon turbíny a účinnost bloku. Teplota chladícího média zpravidla úzce souvisí s aktuálními povětrnostními podmínkami, takže v zimě mívají elektrárny vyšší výkon i účinnost než v létě. Například u Jaderné elektrárny Temelín, využívající cirkulační vodní chlazení, se výkon jednoho bloku pohybuje v rozmezí 1060 až 1100 MW v závislosti na teplotě vzduchu a počtu připojených chladících věží (stav po modernizaci). V horkém počasí a při odstávce jednoho bloku lze v Temelíně připojit všechny čtyři chladící věže na jeden blok, čímž se zvýší výkon bloku o 10 MW [3]. Spojení teploty s tlakem ovšem představuje i omezení, protože z konstrukčních důvodů nemůžeme tlak v kondenzátoru neomezeně snižovat. Velmi nízké tlaky představují problém zejména pro poslední stupeň turbíny. Běžně se tlak v kondenzátoru u vodou chlazeného kondenzátoru pohybuje okolo 5 kPa v závislosti na podmínkách, jedná se tedy o hluboké vakuum. Tyto nízké tlaky představují problém i z hlediska přisávání okolního vzduchu netěsnostmi do parního oběhu. Vzduch a nekondenzující plyny obecně zhoršují přestup tepla, jsou tedy nežádoucí a snažíme se je odstranit. Odvod nekondenzujících plynů se zajišťuje v kondenzátoru odsáváním pomocí vývěvy.



Obr. 3.2 Průběh teplot v kondenzátoru

Výkon kondenzátoru dle T-s diagramu na obr. 2.1:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_p \cdot (i_5 - i_6) \quad (3.10)$$

Výkon lze vyjádřit i pomocí rovnice prostupu tepla:

$$\dot{Q}_K = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \quad (3.11)$$

Kde střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta T_{ln} = \frac{t_{out} - t_{in}}{\ln \frac{t_5 - t_{in}}{t_5 - t_{out}}} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t_5 - t_{in}}{t_5 - t_{out}}} \quad (3.12)$$

Rovněž platí kalorimetrická rovnice:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{chl} \cdot c \cdot (t_{out} - t_{in}) \quad (3.13)$$

$$\Rightarrow (t_{out} - t_{in}) = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{m}_{chl} \cdot c} \quad (3.14)$$

Z uvedených vzorců a grafu na obr. 3.2 vyplývá, že je snahou co nejvíce snížit rozdíl mezi teplotou kondenzace a teplotou vstupujícího chladícího média $t_5 - t_{in}$. Tedy aby bylo co nejlépe využito dané teploty chladícího média a expanze páry v turbíně mohla být co nejděší. Pokud je zvýšen průtok chladícího média \dot{m}_{chl} , je snížen i rozdíl mezi výstupní a vstupní teplotou chladiva $t_{out} - t_{in}$ (Δt). Pro zachování rovnováhy mezi předávanými tepelnými výkony se musí této změně přizpůsobit hodnota středního logaritmického teplotního spádu, a to snížením teploty kondenzace. Tím se expanze v turbíně prodlouží a sníží se i rozdíl $t_5 - t_{in}$. Podobný princip platí i při zvětšení teplosměnné plochy S a součinitele prostupu tepla k , všechny veličiny jsou zde úzce svázané. [4]

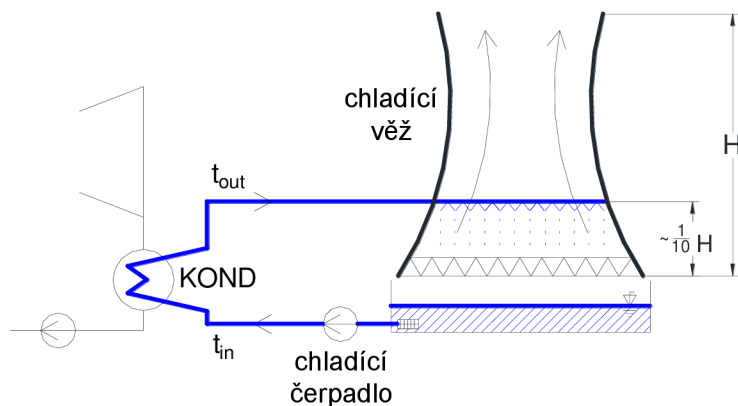
Například zvýšení průtoku chladiva \dot{m}_{chl} na dvojnásobek má za následek zvýšení výkonu asi o 1 %. U vodou chlazených cirkulačních kondenzátorů je poměr množství chladící vody ku množství páry \dot{m}_{chl}/\dot{m}_p asi 50, u průtočného chlazení cca 100. [5]

3.4 Vodou chlazené kondenzátory

Vodou chlazené kondenzátory představují osvědčené a nejefektivnější řešení. Výhodou tohoto způsobu chlazení je vysoký součinitel přestupu tepla na straně vody α pohybující se zpravidla v řádu tisíců $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ a velká měrná tepelná kapacita vody. Pokud je pro elektrárnu k dispozici dostatek vody, bývá tento způsob chlazení přednostní. Velká spotřeba vody ovšem může představovat problém i v oblastech, kde je jí dostatek, a to zejména kvůli poplatkům za vodu. Proto se často z ekonomických důvodů přechází ke vzduchem chlazeným kondenzátorům i tam, kde to není potřeba z přírodních důvodů. Rozlišujeme dva typy vodou chlazených kondenzátorů – cirkulační a průtočné.

3.4.1 Cirkulační vodní chlazení

V České republice se jedná o nejpoužívanější způsob chlazení kondenzátoru. Ohřátá chladicí voda vystupuje z kondenzátoru a proudí do chladicí věže. Chladicí věže mají tvar rotačního hyperboloidu, a to z důvodu zajištění dostatečného komínového tahu i z důvodu bezpečnosti (věž spadne dovnitř). Zde se pomocí sprchového systému voda rozstříkuje, kapičky vody padají dolů a jsou ochlazovány proudícím vzduchem. Ochladená voda se shromažďuje ve velkém bazénu na dně chladicí věže, odkud je posléze čerpána zpět do kondenzátoru. Rozdíl vstupní a výstupní teploty chladicí vody $t_{out} - t_{in}$ bývá přibližně 10-15 °C [5]. Typickému tlaku v kondenzátoru 5 kPa odpovídá teplota kondenzace páry necelých 33°C. S určitým nedohřevem a započtením průměrného ohřátí chladicí vody vychází vstupní teplota chladicí vody 15-20°C. Tato teplota musí být z principu vždy vyšší než teplota vzduchu (průměrná roční teplota v ČR je necelých 11 °C [6]). Je zde tedy zřejmý velký vliv teploty okolního vzduchu, což má vliv na výkon a účinnost elektrárny, jak bylo řečeno výše.



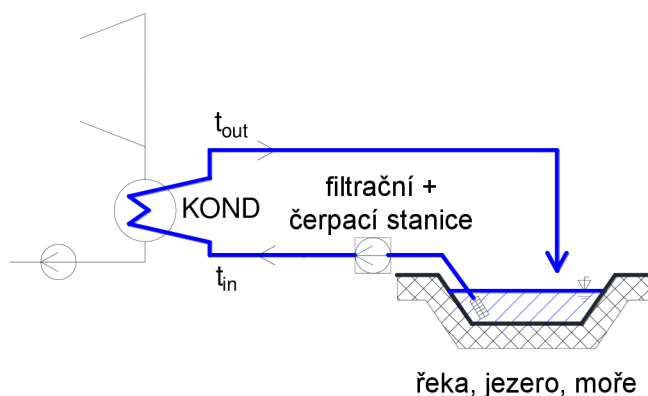
Obr. 3.3 Základní princip vodního cirkulačního chlazení

Při cirkulačním vodním chlazení je tedy voda pouze jistým prostředníkem při odebrání kondenzačního tepla, v konečném důsledku je toto teplo odebráno okolním vzduchem. Jsou zde tedy dvě tepelné výměny, každá s určitým nedohřevem, což zhoršuje využití potenciálu teploty okolního vzduchu. Jak bude v práci dále řečeno, i přes tuto nevýhodu dvojitého přenosu tepla je tento typ chlazení výhodnější, než při použití okolního vzduchu pro přímé chlazení (tj. vzduchem chlazený kondenzátor).

Ačkoliv se jedná o cirkulační způsob chlazení, musíme stále do elektrárny dodávat dostatečné množství vody. Při ochlazování kapiček vody ve chladicích věžích totiž dochází k odpařování vody. Tuto odpařenou vodu je třeba do chladicího oběhu doplnit. Například v Jaderné elektrárně Temelín dochází k průměrnému odparu $0,41 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ vody z jedné věže. Chlazení jednoho bloku zajišťují dvě chladicí věže, celkem má JE Temelín čtyři chladicí věže pro dva bloky. To znamená, že odparem chladicí vody při provozu této elektrárny unikne z oběhu cca $1,65 \text{ m}^3$ každou vteřinu [7] (Celkem elektrárna při provozu spotřebuje asi $3 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ [8]). Pro ilustraci průměrný průtok řeky Svratky před Brnem na Veverské Bítýšce činí přibližně $8 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ [9] (hladina sucha je $2,3 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$). Při projektování takto velkých elektráren je tedy dostatek vody jedním ze základních požadavků při výběru lokality.

3.4.2 Průtočné vodní chlazení

Z výše uvedených poznatků o cirkulačním vodním chlazení je patrné, že je tento způsob chlazení poměrně složitý a investičně nákladný. Výhodnější je použít průtočné chlazení, které se obejde bez chladících věží. Základním předpokladem je ovšem přístup k dostatečnému množství vody, ať už se jedná o řeku, vodní nádrž či moře. Je-li takový zdroj vody k dispozici, snažíme se jej využít. Při průtočném chlazení je odebíraná voda z vodního zdroje před vstupem do elektrárny přefiltrována. Oteplená voda vycházející z kondenzátoru je přivedena zpět do koryta řeky, či jiné vodní plochy. U tohoto způsobu chlazení se rozdíl mezi vstupující a vystupující chladící vodou $t_{out} - t_{in}$ pohybuje většinou kolem 5 °C [5] (nejvíce 10 °C), což znamená potřebu velkých průtoků chladící vody, ale rovněž možnost nižší teploty kondenzace. Takto malé ohřátí vody je třeba dodržet z důvodu co nejmenšího ovlivnění vodního ekosystému. V ČR může být vypouštěna voda o teplotě maximálně 28 °C . Využívali mořskou vodu u pobřežních elektráren může být voda ohřátá až o 15 °C [10]. V případě použití vody z řeky nelze samozřejmě svést celé koryto řeky do elektrárny, musí být zachována určitá hodnota průtoku. Pro uchlazení 1 MW_t je typicky potřeba $0,02$ až $0,034\text{ m}^3\text{s}^{-1}$ [11]. Takže například pro uchlazení bloků elektrárny o výkonu 1000 MWe (cca 3000 MW_t) je třeba 60 až $102\text{ m}^3\text{s}^{-1}$ (to je orientačně polovina průměrného průtoku Vltavy v Praze [12]).



Obr. 3.4 Základní princip vodního průtočného chlazení

Z uvedených hodnot je patrné, že v České republice nejsou pro průtočné chlazení vhodné podmínky. Na našem území většina řek pramení a následně odtéká za hranice dříve, než dostatečně zmohtní. Rovněž žádná velká řeka do ČR nepřitéká. Elektrárny využívající průtočné chlazení v ČR jsou Mělník I a II, Opatovice nad Labem (obě na řece Labe) a elektrárna Hodonín na řece Moravě. Například kogenerační elektrárna v Opatovicích nad Labem má tepelný výkon 966 MW_t (elektrický 363 MW_e) [13] a má povoleno odebrat z řeky Labe maximálně $11,6\text{ m}^3\text{s}^{-1}$ vody [14]. Tato elektrárna kromě elektřiny dodává i teplo do $60\,000$ domácností, což snižuje nároky na množství chladící vody. V případě nízkých průtoků je zde možnost použití chladících věží pro částečné pokrytí chlazení. Za použití části vody z řeky pro průtočné chlazení musí například Elektrárna Hodonín platit cca jednotky eur na vyrobenou MWh. Velké tepelné i jaderné elektrárny v České republice proto využívají z uvedených důvodů cirkulační chlazení.

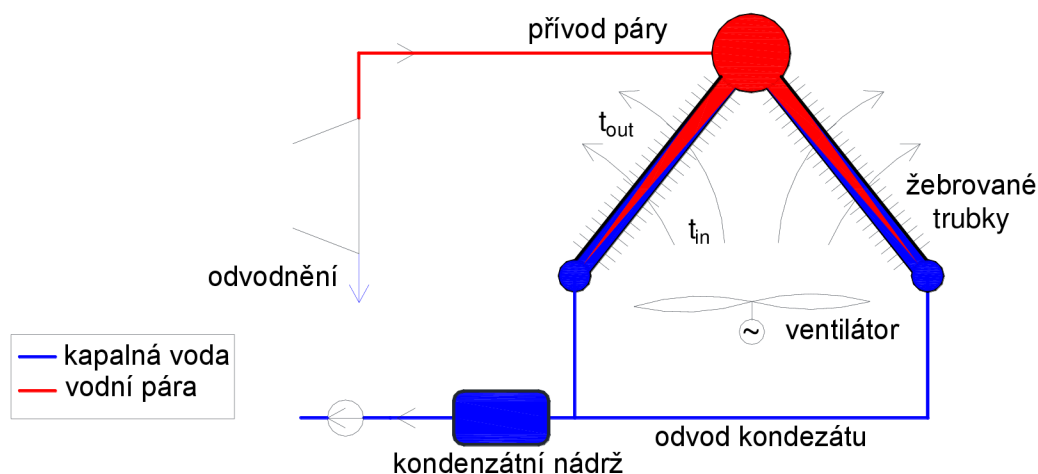
U průtočného chlazení nedochází k takovým výkyvům teploty chladicí vody. Na rozdíl od teploty vzduchu se teplota vody v řekách či jiných vodních zdrojích mění pomaleji a rozdíly během léta a zimy jsou menší. V horkém létě má tedy chlazení chladnější vodou příznivý vliv na parametry takové elektrárny ve srovnání s elektrárnou s uzavřeným chladícím oběhem.

3.5 Vzduchem chlazené kondenzátory

Na rozdíl od vodní kondenzace s vysokým součinitelem přestupu tepla α se u vzduchové kondenzace hodnota tohoto součinitele pohybuje nejčastěji v desítkách $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Rovněž tepelná kapacita vzduchu je v porovnání s vodou menší (voda má $c_p = 4,18 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$, vzduch přibližně $1 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$). To znamená, že je potřeba mnohem větší teplosměnná plocha kondenzátoru než u vodního chlazení a velké průtoky vzduchu (zejména objemové průtoky vzduchu jsou nesrovnatelně vyšší než vody kvůli téměř 1000krát nižší hustotě vzduchu). Tomu odpovídají celkové rozměry kondenzátoru. Jak bylo řečeno dříve, pokud máme k dispozici dostatek vody, není zpravidla z technického hlediska použití vzduchové kondenzace výhodné. Tento způsob chlazení se tedy využívá zejména v suchých oblastech s nedostatkem vody, či tam, kde je to pro provozovatele z ekonomického či jiného hlediska výhodnější. Nicméně v poslední době se situace mění a vzduchové kondenzátory se začínají prosazovat i v jiných oblastech viz dále.

3.5.1 Přímé vzduchem chlazené kondenzátory

- Vzduchem chlazený kondenzátor typu A-frame



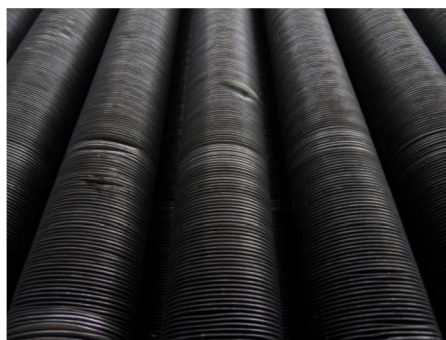
Obr. 3.5 Základní princip vzduchem chlazeného kondenzátoru A-frame

Jedná se o základní a nejpoužívanější systém vzduchové kondenzace. Samotný vzduchový kondenzátor má tvar písmene A. Pára je po expanzi v turbíně přivedena potrubím do horní části kondenzátoru. Zde je rozvedena do jednotlivých trubek a během proudění směrem dolů těmito trubkami je ochlazována okolním vzduchem

a dochází ke kondenzaci. V dolní části kondenzátoru je sběrač kondenzátu (obr. 3.8), odkud proudí kondenzát do kondenzátní nádrže (obr. 3.9), a následně je čerpadly dopravován do napájecí nádrže. Pro lepší přestup tepla se používají žebrované trubky.



Obr. 3.6 Kondenzátor SAKO Brno



Obr. 3.7 Kondenzátor SAKO Brno – žebrované trubky



Obr. 3.8 Kondenzátor SAKO Brno – sběrač kondenzátu se zaizolovanými vývody



Obr. 3.9 Kondenzátor SAKO Brno – odvod kondenzátu do kondenzátní nádrže



Obr. 3.10 Kondenzátor SAKO Brno – přívod páry do kondenzátoru (DN 2200)

Pára po expanzi má velký měrný objem, čemuž odpovídá velký průměr potrubí, jak je vidět na konkrétním příkladu na obr. 3.10. Tento průměr odpovídá průřezu výstupního hrdla turbíny, což souvisí s průřezem posledního stupně turbíny. U vodou chlazeného kondenzátoru bývá kondenzátor umístěn hned za výstupním hrdlem turbíny (pod turbínou či jako axiální kondenzátor za turbínou) v její těsné blízkosti, u vzduchové kondenzace bývá z dispozičních důvodů kondenzátor od turbíny vzdálen několik metrů, případně až desítky metrů. To představuje problém pro potrubí, jelikož zde dochází k tepelným dilatacím. Tyto dilatace je třeba kompenzovat pomocí kompenzátorů. Pokud při špatně navrhnutém potrubí překročí síly působící na výstupní hrdlo turbíny dovolenou mez, může dojít k poškození turbíny. Kondenzující pára v trubkách je ochlazována proudícím

vzduchem, což znamená, že při provozu v zimním období je třeba dbát na ochranu proti zamrznutí. Bod tuhnutí vody 0 °C platí pro normální podmínky, pro nižší tlaky bude tento bod posunut výše. Tudíž při nižším než atmosférickém tlaku mrzne voda při vyšší teplotě. Na rozdíl od bodu varu je však tato změna bodu tuhnutí s tlakem velmi malá, takže lze tento jev zanedbat. Teplota 0 °C tedy může být považována za bod tuhnutí vody i při tlacích v řádech jednotek či desítek kPa [15].

Konstrukční řešení trubkového výměníku může být jednořadé či víceřadé. Víceřadé výměníky mají kruhová či oválná extrudovaná žebra a používají se pro méně výkonné aplikace ve spalovnách odpadů. Konstrukce víceřadých výměníků je složitější a při nízkých teplotách dochází k podchlazení kondenzátu ve spodních řadách. Nejvzdálenější povrch žebor je již neefektivní. Materiál trubek těchto výměníků bývá uhlíková nebo nerezová ocel. Jednořadé trubkové výměníky se používají pro aplikace vyšších výkonů v elektrárnách. Používají se zvlněná žebra, jejichž efektivní plocha je větší. Kondenzátory s těmito trubkami jsou jednodušší, nedochází k podchlazování média. Rovněž je zde menší únik vzduchu mimo plochu výměníku, což vede k nižší spotřebě energie na pohon ventilátoru. Jako materiál se používá uhlíková ocel s hliníkovým povlakem. Tvar trubek může být v závislosti na typu výměníku kruhový, oválný nebo plochý. [16]

Pro zajištění dostatečného proudění bývají pod kondenzátorem umístěny velké axiální ventilátory. Ventilátory mají velký příkon, což má za následek, že u vzduchem chlazených kondenzátorů jsou větší energetické náklady na provoz než u vodního chlazení [11]. Pro pohon ventilátorů je třeba asi 1,5 % výkonu elektrárny [10]. Nevýhodou je i vysoká hlučnost ventilátorů. Ventilátory se u vzduchem chlazených kondenzátorů využívají ve velké většině aplikací (asi 90 %) [17].

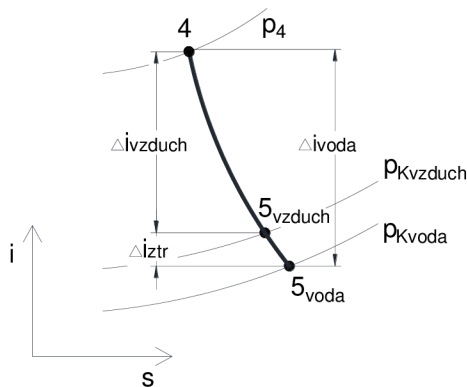


Obr. 3.11 Kondenzátor SAKO Brno
– axiální ventilátor

- Teplotní parametry ACC

Rozdíl mezi výstupní a vstupní teplotou chladicího vzduchu $t_{out} - t_{in}$ (viz kap. 3.2) může být u vzduchových kondenzátorů asi 25-30 °C [5], tedy více než u analogické hodnoty pro vodou chlazené kondenzátory. Rovněž nedohřev bývá u vzduchové kondenzace vyšší. To se negativně projevuje na výkonu turbíny a následně účinnosti cyklu, protože

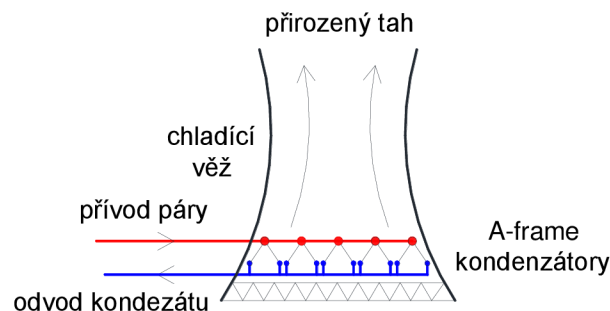
expanze je kratší. Například v horkém létě při vstupní teplotě vzduchu přes 30 °C může být výstupní teplota okolo 60 °C. Teplota kondenzace se poté při nedohřevu 15 °C může pohybovat okolo 75 °C. Této teplotě odpovídá tlak necelých 40 kPa. Takto vysoké teploty se v našich přírodních podmínkách vyskytují jen pár dní v roce, při chladném počasí je situace lepší. Ovšem právě v suchých pouštních oblastech, kde se tyto kondenzátory nejvíce používají, bývají rovněž velmi vysoké teploty vzduchu a je potřeba s touto skutečností počítat. Obecně lze říci, že u oběhu se vzduchem chlazeným kondenzátorem je účinnost zpravidla nižší než u vodního chlazení. To je znázorněno na obr. 3.12, kde Δi_{ztr} je ztrátový entalpický spád při nahrazení vodní kondenzací vzduchovou. Pokles účinnosti bloku se vzduchem chlazeným kondenzátorem oproti bloku s vodou chlazeným kondenzátorem se pak pohybuje v jednotkách procent [10], přestože je zde teplo odebíráno přímo primárním chladicím médiem (vzduchem), bez mezistupně v podobě vody jako u cirkulačního vodní chlazení.



Obr. 3.12 Schematické znázornění vlivu typu kondenzace na entalpický spád v turbíně (značení bodů viz obr.2.1)

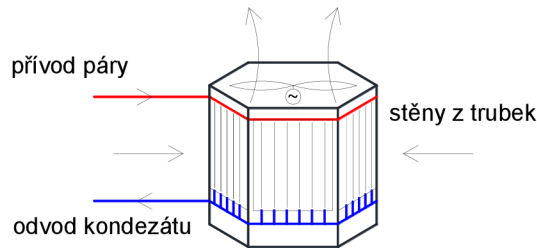
Jiné typy přímého vzduchového chlazení

Zajištění proudění vzduchu může být provedeno i na základě přirozené konvekce. Ventilátory jsou v tomto případě nahrazeny věží, ve které následkem přirozeného proudění dochází k odebírání tepla kondenzující páře. Odpadá tedy spotřeba energie na pohon ventilátorů. Výška věže může být i 100 metrů, kvůli velikosti a s tím souvisejícími náklady se tento způsob vzduchové kondenzace používá jen výjimečně. [17]



Obr. 3.13 Princip vzduchového chlazení s přirozeným tahem

Chladicí věže mohou být rovněž vybaveny ventilátorem, v tom případě hovoříme o chladicí věži s nuceným tahem. V případě použití ventilátorů lze tyto ventilátory ovládat a ovlivňovat tím parametry kondenzace, na rozdíl od systémů založených na přirozené konvekci. Jednu z možných konstrukcí lze uvést na příkladu kondenzátoru Hexacool

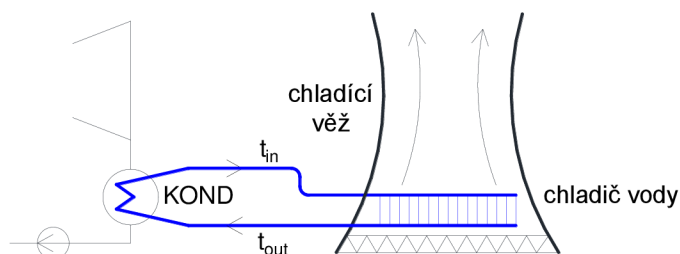


Obr. 3.14 Princip vzduchového chlazení s nuceným tahem – systém Hexacool

od firmy SPX. Tento kondenzátor má tvar šestibokého hranolu. Žebrované trubky jsou orientovány vertikálně a tvoří stěny kondenzátoru. Ventilátor je umístěn v horní části kondenzátoru a přes stěny kondenzátoru s trubkami nasává vzduch zajišťující odvod tepla. Toto řešení se používá pro méně výkonné zdroje do výkonu 50 MW. Výhodou jsou nižší náklady, nižší hluk, lehčí konstrukce i nižší stavební výška oproti kondenzátorům tvaru A. Používají se zejména při výrobě elektřiny z odpadů, biomasy, či u geotermálních elektráren. [18]

3.5.2 Nepřímé vzduchové chlazení

Princip nepřímého vzduchového chlazení je podobný jako u cirkulačního vodního chlazení, ale chladicí voda zůstává uzavřena v trubkách (není zde sprchový systém). V dolní části věže jsou umístěny výměníky, kde je oteplená voda z kondenzátoru ochlazována proudícím vzduchem. Toto řešení pomocí přirozené konvekce ovšem vyžaduje stavbu chladicí věže jako u cirkulačního vodního chlazení. Spotřeba energie na chlazení je asi 0,5 % výkonu elektrárny, podmínky přestupu tepla jsou ale v tomto případě horší [10]. Jako příklad využití přirozené konvekce lze uvést elektrárnu Kendal 6 x 686 MW v Jihoafrické republice, což je největší elektrárna s nepřímým vzduchem chlazeným kondenzátorem na světě. Výška a průměr základny chladicí věže činí 165 metrů [19].



Obr. 3.15 Princip nepřímého vzduchového chlazení

Pro vytvoření tahu lze stejně jako v předešlých případech využít ventilátor. Tyto věže s umělým tahem mohou být přizpůsobeny pro oba druhy chlazení, tedy nepřímé vzduchové i cirkulační vodní chlazení. Výměníky pro vzduchové chlazení jsou v takovém případě umístěny nad sprchovým systémem vodního chlazení. Jednotlivé systémy lze tedy podle klimatické situace zaměřovat. Suchý vzduchem chlazený systém se preferuje v chladnějším období, naopak vodní chlazení v horkém počasí. [10]

- Aplikace vzduchového chlazení

V podmínkách České republiky nemají zpravidla vzduchem chlazené kondenzátory zejména pro velké centrály technické opodstatnění, výhodnější se jeví vodní chlazení. Vzduchová kondenzace je u nás využívána pouze u zdrojů menších výkonů (teplárny, spalovny). Například všechny čtyři v současné době provozované spalovny komunálního odpadu v ČR (Praha, Brno, Liberec, Chotíkov u Plzně) využívají tento typ kondenzace. Dále je vzduchem chlazený kondenzátor použit například v teplárně v Táboře či Kyjově.

Jak bylo řečeno výše, hlavním důvodem volby vzduchové kondenzace jsou zásadně nižší požadavky na množství vody nutné pro provoz energetického zařízení, které činí asi 10 % množství potřebného při vodním chlazení. Pro vodou chlazenou elektrárnu je třeba dodat asi 2,5 litru vody na vyrobenou kilowatthodinu. V roce 2007 byla v Kogan Creek v Austrálii spuštěna 750 MW uhelná elektrárna, která je kvůli blízkosti dolů umístěna v poušti. Díky vzduchové kondenzaci činí spotřeba vody jen asi 0,25 litru vody na vyrobenou kilowatthodinu. Výrazně menší nároky na dostatek vody jsou výhodné i z hlediska umístění elektrárny. Použití vzduchové kondenzace umožňuje širší výběr lokality pro stavbu elektrárny. To umožňuje například postavit elektrárnu v blízkosti zdroje paliva, jako je to v případě zmiňované elektrárny v Kogan Creek, čímž se ušetří na dopravě paliva. [10]

V současnosti dochází k velkému rozvoji vzduchem chlazených kondenzátorů, a to nejen v suchých či pouštních oblastech. Přestože počáteční náklady na stavbu vzduchem chlazeného kondenzátoru jsou vyšší a účinnost naopak nižší než u vodního chlazení, jsou tyto kondenzátory využívány i v zemích s dostatkem vody. Obecně lze říci, že vzduchem chlazené kondenzátory jsou výhodnější spíše pro energetické centrály nižších výkonů, nicméně výjimkou nejsou ani elektrárny s vysokým výkonem (zejména tedy v suchých oblastech). Se zvyšujícím se výkonem elektrárny roste i potřebná velikost kondenzátoru. Rovněž se zvyšuje i absolutní hodnota snížení výkonu takové elektrárny v porovnání s elektrárnou používající vodní chlazení z důvodu nižší účinnosti. Největší elektrárna se vzduchovou kondenzací je ve výstavbě v Jihoafrické republice v Medupi s výkonem 4800 MW [20]. Rozměry kondenzátoru jsou u této elektrárny přibližně 110 x 670 metrů.

Pro velké jaderné elektrárny se vzduchová kondenzace se v současnosti nepoužívá a ani v budoucnu se tímto druhem chlazení pro tyto zdroje nepočítá. Podle průzkumu Ministerstva energetiky USA vychází vzduchové chlazení jaderných elektráren třikrát až čtyřikrát dražší než použití vodního cirkulačního chlazení. Dalším důvodem je i

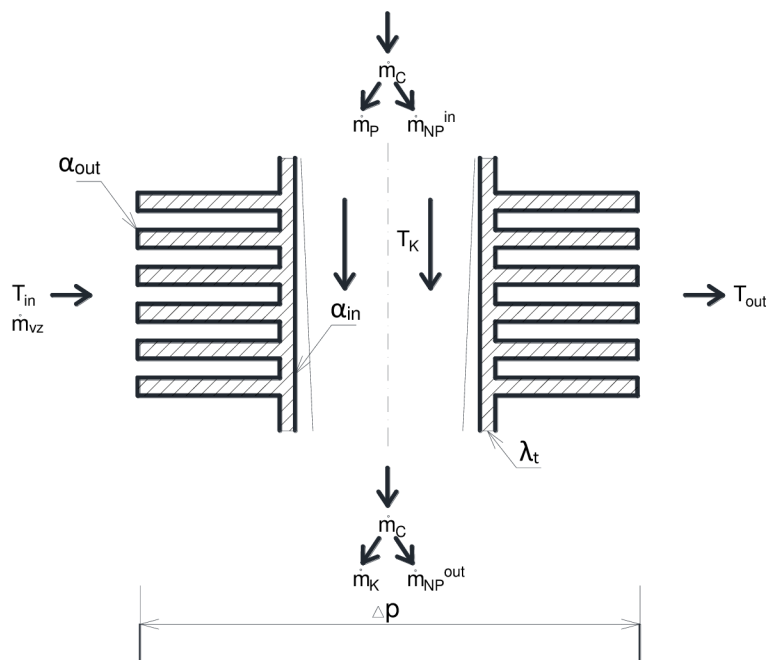
bezpečnostní hledisko související s odvodem zbytkového tepla po nouzovém odstavení reaktoru. U projektů dvou malých amerických modulárních reaktorů, které mohou využívat vzduchovou kondenzaci, se vlivem použití tohoto chlazení počítá se snížením výkonu ze 180 MWe u vodního chlazení na 155 MWe.[10]

V současné době je zemí s nejvyšším instalovaným výkonem elektráren se vzduchovou kondenzací a rovněž s největším rozvojem této technologie Čína. Zde se potýkají s nedostatkem vody pro uhelné elektrárny ve vnitrozemských oblastech. Nahrazení vodního chlazení vzduchovým má snížit účinnost o 3-10 % a údajně má stát 200 mil. dolarů na 1000 MWe výkonu, sníží se ale náklady na dopravu uhlí. Instalovaný výkon uhelných elektráren v Číně s tímto typem chlazení je přes 100 GWe, ale předpokládá se další růst až na 175 GWe.[10]

V Evropě se vzduchové kondenzátory často využívají například v zemích jako je Velká Británie, Itálie, Německo, či země Beneluxu. Mnohdy se jedná o menší aplikace při výrobě elektřiny z biomasy, odpadů či kogenerační zdroje. Rostoucí využívání tohoto druhu chlazení v Evropě souvisí i s rozvojem paroplynových cyklů. Blok s paroplynovým cyklem má vůči bloku s klasickým R-C cyklem o stejném výkonu nižší nároky na chlazení kondenzující páry, protože větší část výkonu bloku zajišťuje plynová turbína a parovodní cyklus o nižším výkonu má tudíž na chlazení menší požadavky. [17]

4 TERMOMECHANIKA TRUBEK VZDUCEM CHLAZENÉHO KONDENZÁTORU

4.1 Prostup tepla trubkou



Obr. 4.1 Princip přenosu tepla žebrovanou trubkou kondenzátoru

Z obr. 4.1 vyplývá, že přenos tepla žebrovanou trubkou kondenzátoru je definován třemi dílčími tepelnými odpory. Jedná se o tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně trubky definovaný součinitelem přestupu tepla α_{out} , tepelný odpor vedením tepla definovaný součinitelem tepelné vodivosti λ a tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně trubky definovaný součinitelem přestupu tepla α_{in} . Vzájemný vztah mezi těmito veličinami a celkový popis přenosu tepla určuje součinitel prostupu tepla.

Součinitel prostupu žebrovanou trubkou dle [21]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{S}{S_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right) \quad (4.1)$$

Do tohoto vztahu mohou být dle konkrétní aplikace přidány i přídavné odpory, například odpor spojení žeber se základní trubkou.

Přenášený tepelný tok je dán vztahem [21]:

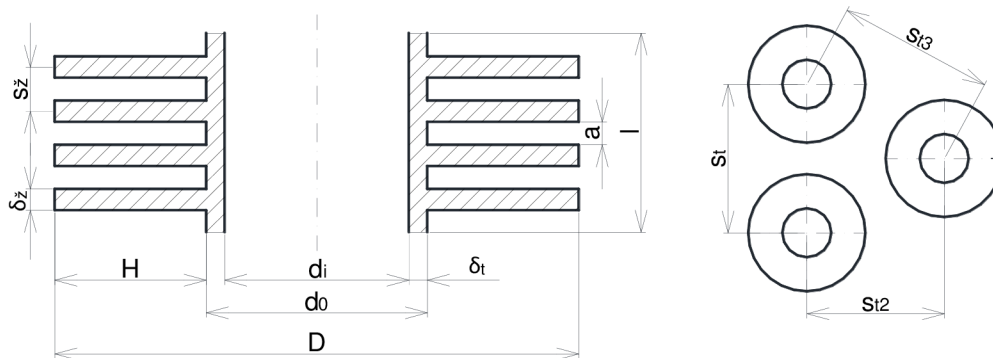
$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \quad (4.2)$$

Kde ΔT_{ln} je střední logaritmický teplotní spád mezi médii (viz. rovnice 3.12). Ovšem například v [22] je uveden vzorec se středním rozdílem teplot, konkrétně tedy rozdílem střední teploty proudícího vzduchu $(T_{out} + T_{in})/2$ a teploty kondenzace. Veličina S značí celkový vnější povrch, více v kapitole 4.2.3.

Nyní bude popsán výpočet jednotlivých veličin uvedených v rovnici 4.1.

4.2 Přestup tepla na vnější straně trubek

Tepelný tok přenášený konvekcí na vnější straně trubek je dán součtem tepelného toku přenášeného žebry a tepelného toku přenášeného plochou trubky mezi žebry (neuvažujeme-li sálání). Součinitele přestupu tepla pro žebra a mezižeburní prostor se obvykle neliší o více než 20 % a vzhledem k malé ploše mezižeburního prostoru v porovnání s plochou žebek lze tento přestup tepla popsat pouze součinitelem přestupu tepla pro žebra. Součinitel α_{out} v rovnici 4.1 představuje střední zdánlivý součinitel přestupu tepla. [22]



D – vnější průměr přes žebra; d_o – vnější průměr trubky; d_i – vnitřní průměr trubky; H – výška žebra; a – mezera mezi žebry; s_z – rozteč žebek; s_t – rozteč trubek; δ_z – tloušťka žebra; δ_t – tloušťka trubky; l – délka trubky

Obr. 4.2 Geometrie žebrované trubky – definice značení

4.2.1 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}

Pro výpočet součinitele přestupu tepla existuje více postupů, jednou z možností je řešení pomocí Nusseltova čísla. Pro výpočet tohoto čísla existuje rovněž více variant výpočtu, zde bude uveden výpočet dle VDI z [21]:

Nusseltovo číslo pro trubky uspořádané za sebou:

$$Nu_d = 0,22 \cdot Re_d^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{H \cdot (H + d_o + \delta_z)}{s_z \cdot d_o} \right]^{-0,15} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.3)$$

Nusseltovo číslo pro přesazené trubky:

$$Nu_d = 0,38 \cdot Re_d^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{H \cdot (H + d_0 + \delta_z)}{s_z \cdot d_0} \right]^{-0,15} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.4)$$

Rozteč žebor s_z lze určit jako převrácenou hodnotu n_z : $s_z = 1/n_z$.

Pro výpočet Nusseltova čísla je třeba znát Reynoldsovo číslo:

$$Re_d = \frac{w_z \cdot d_0}{\nu_{vz}} \quad (4.5)$$

přičemž látkové vlastnosti jsou vztaženy ke střední teplotě vzduchu. Rychlost proudění vzduchu mezi žebry w_z potřebnou pro výpočet Reynoldsova čísla lze vypočítat pomocí rychlosti proudění vzduchu ve volném prostředí a poměru volné plochy mezi žebry pomocí vztahu z [21]:

$$w_z = w_0 \cdot \frac{S_0}{S_s} \quad (4.6)$$

Kde poměr volné plochy mezi žebry dle [21]:

$$\frac{S_0}{S_s} = \frac{s_t \cdot (a + \delta_z)}{(s_t - d_0) \cdot a + (s_t - D) \cdot \delta_z} \quad (4.7)$$

Známe-li počet žebor na metr n_z , můžeme šířku mezery mezi žebry a spočítat jako $a = 1/n_z - \delta_z$.

Ze vztahu pro Nusseltovo číslo lze získat součinitel přestupu tepla:

$$Nu_d = \frac{\alpha_s \cdot d_0}{\lambda_{vz}} \rightarrow \alpha_s = \frac{Nu_d \cdot \lambda_{vz}}{d_0} \quad (4.8)$$

Kde α_s je střední součinitel přestupu tepla, pro získání středního zdánlivého součinitele přestupu tepla je třeba zahrnout vliv účinnosti žebor dle [21] a [22]:

$$\alpha_{out} = \alpha_s \cdot \left[1 - (1 - \eta_z) \cdot \frac{S_z}{S} \right] \quad (4.9)$$

Výpočet účinnosti žebor η_z bude popsán v následující kapitole. Výpočtu ploch je pak věnována kapitola 4.2.3.

4.2.2 Účinnost žebrování

Pro výpočet účinnosti žebor existuje řada přístupů. Přibližnou hodnotu účinnosti lze například určit pomocí grafů viz [2]. Jiný přístup zase využívá Besselových funkcí [21].

Zde bude uveden jednoduchý výpočet pomocí parametru žebra, jaký lze nalézt např. v [22] a podobně též v [2].

Účinnost žebra pro přímé žebro konstantní tloušťky dle [22]:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tgh}(\beta \cdot H)}{\beta \cdot H} \quad (4.10)$$

Kde parametr žebra β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{\lambda_z \cdot \delta_z}} \quad (4.11)$$

Pro kruhová žebra je výhodné použít zjednodušující řešení podle Schmidta [22]:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tgh}(\beta \cdot H')}{\beta \cdot H'} \quad (4.12)$$

Kde H' :

$$H' = \frac{(D - d_0)}{2} \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D}{d_0}\right) \quad (4.13)$$

4.2.3 Definice povrchů žebrované trubky

V této kapitole budou popsány jednotlivé plochy žebrované trubky. Jedná se o vztahy pro případ kruhových žebor dle [21]:

$$\text{Povrch jednoho žebra:} \quad S_{1z} = \pi/2 \cdot (D^2 - d_0^2) \quad (4.14)$$

$$\text{Povrch všech žebor trubky:} \quad S_z = n_z \cdot l \cdot S_{1z} \quad (4.15)$$

$$\text{Volný vnější povrch trubky:} \quad S_t = (n_z \cdot l + 1) \cdot \pi \cdot d_0 \cdot a \quad (4.16)$$

$$\text{Vnější povrch trubky bez žebor:} \quad S_{t0} = \pi \cdot d_0 \cdot l \quad (4.17)$$

$$\text{Celkový vnější povrch trubky:} \quad S = S_z + S_t \quad (4.18)$$

$$\text{Vnitřní povrch trubky:} \quad S_i = \pi \cdot d_i \cdot l \quad (4.19)$$

4.3 Přestup tepla na vnitřní straně trubek

4.3.1 Problematika přestupu tepla při kondenzaci

Přenos tepla při kondenzaci je specifický dvoufázovým prouděním kondenzující syté páry a vznikajícího kondenzátu. V případě vodou chlazených kondenzátorů dochází ke kondenzaci volného proudu páry na povrchu trubek, kterými proudí chladící voda. Popis takového děje s výpočtem součinitele přestupu tepla lze nalézt např. v [2]. V případě vzduchem chlazených kondenzátorů je situace přesně opačná, tj. pára proudí uzavřená v trubkách kde dochází ke kondenzaci, přičemž zvenku je trubka ochlazována proudícím vzduchem.

Z principu funkce vzduchových kondenzátorů tvaru A-frame je zřejmé, že trubky kondenzátoru jsou skloněné pod určitým úhlem, což je znázorněno na obr. 3.5. Problematikou dvoufázového proudění v nakloněné trubce se zabývalo množství studií, přičemž řada z nich potvrdila vliv náklonu na součinitel přestupu tepla, a to i při malých náklonech [23].

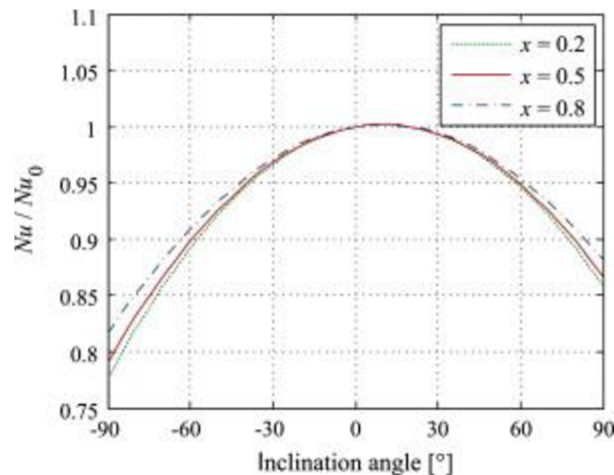
Pro konkrétní problematiku kondenzace v trubce bylo vypracováno množství publikací, které se ovšem zajímají o horizontální či vertikální orientaci trubky. Dle [23] bylo pro případy nakloněných trubek zatím vypracováno pouze málo studií, ze kterých nelze učinit přesný závěr. Při popisu kondenzace v trubce je třeba se zabývat rovnováhou hmotnostních, kapilárních a smykových sil, které záleží na velikosti trubky, kvalitě páry či průtoku. Podle některých závěrů lze předpokládat, že pro dané podmínky a parametry kondenzace bude existovat určitý optimální sklon s nejvyšším součinitelem přestupu tepla. [23]

Jedna ze studií například došla k závěru, že se zvětšujícím se odklonem trubky od horizontální roviny se zvětšuje i součinitel přestupu tepla dle vztahu [23]:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = (1 + \sin\beta)^{0,214} \quad (4.20)$$

Kde Nu_0 je Nusseltovo číslo pro horizontální proudění a β je odklon od horizontální osy.

Jiná studie došla k odlišným výsledkům, tj. že při odklonu trubky od horizontální orientace dochází ke snižování součinitele přestupu tepla. Ze závěru této studie mimo jiné vyplývá rozdíl při proudění páry trubkou nahoru či dolů. Při vertikálním prouděním směrem dolů poklesne součinitel přestupu tepla asi o 15 % v porovnání s horizontální pozicí, při vertikálním proudění směrem nahoru o 20 %. Ve vzduchových kondenzátorech v energetice proudí pára samozřejmě směrem dolů, zde se tedy jedná jen o ilustraci problematiky kondenzace v trubkách. Situace je vidět na obr. 4.3 kde x je suchost páry. [23]



Obr.4.3 Vliv náklonu trubky na přestup tepla [23]

Pro doplnění k výše uvedeným studiím je třeba dodat, že tyto jevy při kondenzaci byly zkoumány na určitých chemických sloučeninách, nejednalo se o vodu.

Z popsaných skutečností ohledně problematiky kondenzace v nakloněných trubkách a nedostatku relevantních informací popisujících tento děj bude v této práci uveden výpočet při kondenzaci ve vertikální trubce. Tento zjednodušující přístup je dle [21] za daných okolností vhodný.

Hodnota součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry bude téměř vždy vycházet v řádu tisíců, což je přibližně o dva řády více než v případě přestupu na vnější straně trubky [21]. Kvůli převrácené hodnotě tohoto členu v obecné rovnici pro součinitel prostupu tepla je vliv tohoto členu na výsledný součinitel malý. V konkrétní rovnici 4.1 pro žebrovanou trubku je význam tohoto členu zvýšen násobením s poměrem celkové vnější a vnitřní plochy trubky. Nicméně lze ve většině případů předpokládat, že hlavní vliv na součinitel prostupu tepla má součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky. Případné nepřesnosti při výpočtu tohoto součinitele vlivem zjednodušení by tak neměly mít na celkový prostup tepla zásadní vliv.

4.3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}

Výpočet bude proveden pro případ vertikální trubky s využitím Shahovy korelační rovnice. Samotný postup výpočtu bude převzat z [21].

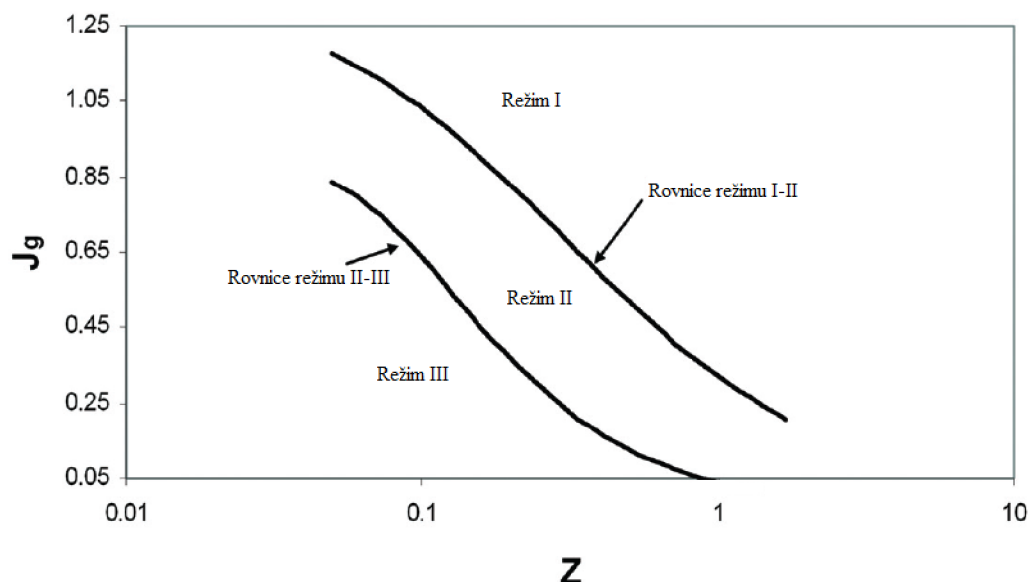
Při popisu proudění kondenzující páry v trubce lze rozlišit tři režimy proudění, které jsou zachyceny na grafu na obr. 4.4. Režim proudění závisí na Shahově korelačním parametru Z a bezrozměrné rychlosti páry označené Jg . Při konkrétním výpočtu se oba parametry vyčíslí a určí se konkrétní režim proudění. Uvedené veličiny se vypočtou podle následujících vzorců.

Shahův korelační parametr dle [21]:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \cdot p_r^{0,4} \quad (4.21)$$

kde x je suchost páry a p_r je redukovaný tlak kondenzující páry vzhledem ke kritickému tlaku vody daný vztahem:

$$p_r = \frac{p_K}{p_{krit}} \quad (4.22)$$



Obr. 4.4 Rozdělení režimů proudění ve vertikální či nakloněné trubce [21]

Bezrozměrná rychlost proudění páry dle [21]:

$$Jg = \frac{x \cdot G}{[g \cdot d_i \cdot \rho_P \cdot (\rho_K - \rho_P)]^{0,5}} \quad (4.23)$$

Kde G je hmotnostní průtok páry vztažený na vnitřní průřez trubky:

$$G = \frac{\dot{m}_{P1t}}{S_i} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{P1t}}{\pi \cdot d_i^2} \quad (4.24)$$

Při určování režimu proudění je třeba znát situaci na rozhraní dvou režimů.

Hranice mezi I a II [21]:

$$Jg_{I-II} = \frac{1}{2,4 \cdot Z + 0,73} \quad (4.25)$$

Hranice mezi II a III [21]:

$$Jg_{II-III} = 0,89 - 0,93 \cdot e^{(-0,087 \cdot Z^{-1,17})} \quad (4.26)$$

Z obr. 4.4 vyplývá, že pokud vypočtená hodnota bezrozměrné rychlosti bude vyšší než hraniční hodnota oblasti I a II, bude se jednat o režim I. Při nižší hodnotě, než je

hraniční hodnota II a III, půjde o režim proudění III. Mezi hraničními hodnotami se pak nachází oblast režimu II.

Pro každý režim proudění platí odlišné vztahy.

Režim proudění I dle [21]:

$$\alpha_{in} = \alpha_I \quad (4.27)$$

$$\alpha_I = \alpha_{LT} \cdot \left(\frac{\eta_K}{14 \cdot \eta_P} \right)^n \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (4.28)$$

kde

$$n = 0,0058 + 0,557 \cdot p_r \quad (4.29)$$

$$\alpha_{LT} = 0,023 \cdot Re_{LT}^{0,8} \cdot Pr_K^{0,4} \quad (4.30)$$

Reynoldsovo číslo lze spočítat dle vztahu [21]:

$$Re_{LT} = \frac{G \cdot d_i}{\eta_K} \quad (4.31)$$

přičemž zde se Reynoldsovo číslo uvažuje jako pro případ proudění osamocené kondenzátu.

Režim proudění III dle [21]:

$$\alpha_{in} = \alpha_{Nu} \quad (4.32)$$

$$\alpha_{Nu} = 1,32 \cdot Re_{LS}^{-1/3} \cdot \left[\frac{\rho_K \cdot (\rho_K - \rho_P) \cdot g \cdot \lambda_K^3}{\eta_K^2} \right]^{1/3} \quad (4.33)$$

Reynoldsovo číslo lze spočítat dle vztahu [21]:

$$Re_{LS} = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_i}{\eta_K} \quad (4.34)$$

přičemž zde se Reynoldsovo číslo uvažuje jako pro případ proudění samostatného množství kondenzátu ve vstupní části trubky.

Režim proudění II dle [21]:

$$\alpha_{in} = \alpha_I + \alpha_{Nu} \quad (4.35)$$

4.4 Vedení tepla trubkou

Poslední člen v rovnici 4.1 popisuje vedení tepla trubkou. Tento člen závisí pouze na tloušťce trubky a vlastnostech materiálu trubky popsáných součinitelem tepelné vodivosti. Takový zjednodušený přístup lze použít pro slabostěnné trubky, tj. když tloušťka trubky je mnohem menší než její průměr. Pro výpočet tohoto členu je pouze třeba pro daný materiál najít v tabulkách či v jiných zdrojích součinitel tepelné vodivosti λ .

Následující tabulka uvádí příklady hodnot součinitele tepelné vodivosti pro vybrané materiály, zdroj dat [2].

Materiál	λ [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$] při 20 °C
Hliník čistý	204
Dural (Al-Cu; 94-96/3-5 %)	164
Měď čistá	386
Bronz (Cu-Al; 95/5 %)	83
Mosaz (Cu-Sn-Zn; 85/9/6 %)	61
Uhlíková ocel (0,5/1/1,5 % C)	54/43/36
Niklová ocel (0/20/40/80 % Ni)	73/19/10/35
Chromová ocel (0/1/5/20 % Cr)	73/61/40/22
Olovo	35
Stříbro	419

Tab. 4.1 Součinitel tepelné vodivosti pro vybrané materiály

4.5 Tlaková ztráta při proudění vzduchu svazkem žebrovaných trubek

Při proudění vzduchu svazkem žebrovaných trubek dochází ke vzniku tlakové ztráty.

Celkovou ztrátu lze vyjádřit vztahem [22]:

$$\Delta p = \xi \cdot n_{rt} \cdot \frac{w_z^2}{2} \cdot \rho_{vz} + 2 \cdot \left[\frac{w_{out}}{2} \cdot \rho_{vz}^{out} - \frac{w_{in}}{2} \cdot \rho_{vz}^{in} \right] \quad (4.36)$$

kde součinitel odporu ξ je funkcí uspořádání trubek a n_{rt} je počet řad trubek. Rychlosti w_{out}, w_{in} jsou pak myšleny jako rychlosti volného proudu vzduchu na výstupu, respektive vstupu vzduchu do svazku.

4.5.1 Žebrované trubky s hladkými žebry uspořádané za sebou dle SVÚSS [22]:

$$\xi = 0,72 \cdot Re_{d_e}^{-0,245} \cdot \left(\frac{s_t - d_0}{a} + 2\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{s_t - d_0}{d_0}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_0}\right)^{0,9} \quad (4.37)$$

pro $Re_{d_e} = 1000 \cdot d_e/d_h$ až 170 000.

$$\xi = \xi^x \left(\frac{Re_{d_e}}{Re_{d_e}^x}\right)^{-0,7} \quad (4.38)$$

pro $Re_{d_e} < Re_{d_e}^x = 1000 \cdot d_e/d_h$, přičemž $\xi^x = \xi$ při $Re_{d_e}^x$ a dále musí platit $n_{rt} \geq 1$.

4.5.2 Žebrované trubky s hladkými žebry přesazené dle SVÚSS [22]:

$$\xi = 1,463 \cdot Re_{d_e}^{-0,245} \cdot \left(\frac{s - d_0}{a} + 1\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{s - d_0}{d_0}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_0}\right)^{0,9} \quad (4.39)$$

pro $Re_{d_e} = 1000 \cdot d_e/d_h$ až 170 000.

$$\xi = \xi^x \left(\frac{Re_{d_e}}{Re_{d_e}^x}\right)^{-0,7} \quad (4.40)$$

pro $Re_{d_e} < Re_{d_e}^x = 1000 \cdot d_e/d_h$, přičemž $\xi^x = \xi$ při $Re_{d_e}^x$.

$$\xi = 0,0765 \cdot \left(\frac{s - d_0}{a} + 1\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{s - d_0}{d_0}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_0}\right)^{0,9} \quad (4.41)$$

pro $Re_{d_e} > 170 000$.

kde rozteč s je: $s = s_t$ pro $s_t \leq s_{t3}$; $s = s_{t3}$ pro $s_t > s_{t3}$ a též musí platit $n_{rt} \geq 2$.

V rovnicích (4.37) až (4.41) je použito označení definované na obr. 4.2. Reynoldsovo číslo se spočítá analogicky se vztahem (4.5) (pouze se dosadí jiný průměr), látkové vlastnosti jsou opět vztaženy ke střední teplotě vzduchu, není-li ve vzorci uvedeno jinak.

4.5.3 Ekvivalentní a hydraulický průměr

V rovnicích uvedených v předchozích kapitolách se vyskytují symboly d_e a d_h označující ekvivalentní, resp. hydraulický průměr.

Ekvivalentní průměr [22]:

$$d_e = \frac{S_t \cdot d_0 + S_z \cdot \sqrt{\frac{S_z}{2 \cdot l \cdot n_z}}}{S_z + S_t} \quad (4.42)$$

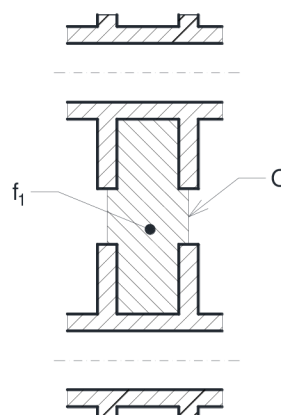
Kde jednotlivé plochy jsou definovány v kapitole 4.2.3.

Hydraulický průměr [22]:

$$d_h = \frac{4 \cdot f_1}{O} \quad (4.43)$$

Kde f_1 je plocha průtočného průřezu a O je obvod tohoto průřezu, jak je vidět na následujícím obrázku.

Obr. 4.5 K definici hydraulického průměru



S využitím obr. 4.5 a značení převzatém z obr. 4.2 lze pro hydraulický průměr psát:

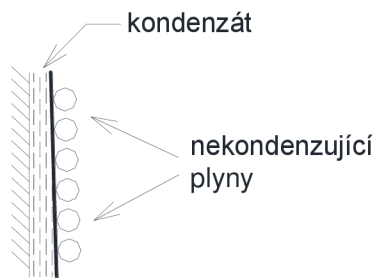
$$d_h = \frac{4 \cdot [s_z \cdot (s_t - d_0) - 2 \cdot H \cdot \delta_z]}{2 \cdot (s_z + s_t - d_0)} = \frac{2 \cdot [s_z \cdot (s_t - d_0) - 2 \cdot H \cdot \delta_z]}{(s_z + s_t - d_0)} \quad (4.44)$$

4.6 Problematika nekondenzujících plynů v kondenzátoru

4.6.1 Vliv NP na činnost kondenzátoru – obecně

Nekondenzující plyny představují jeden z hlavních problémů parního oběhu. Tyto plyny jsou tvořeny zejména vzduchem a jeho složkami. Do oběhu se mohou dostat několika způsoby. Část těchto plynů je přiváděna rozpuštěná v napájecí vodě. V kotli jsou pak během vypařování vody tyto plyny uvolněny a spolu s párou pak prochází turbínou. Na rozdíl od vodní páry ale v kondenzátoru nedochází k jejich kondenzaci. Dále se vzduch může do systému dostat například během odstávek či oprav zařízení. Konkrétně v kondenzátorech pak dochází k přisávání vzduchu různými netěsnostmi, a to z důvodu velmi výrazného podtlaku v kondenzátoru oproti okolnímu prostředí. [24]

Přítomnost nekondenzujících plynů v kondenzátorech je velmi nežádoucí, jejich obsah v páře se může běžně pohybovat okolo 1 %¹. Jak bylo pojednáno v kapitole 3.1, pára na chladném povrchu kondenzuje a kondenzát vytváří na tomto povrchu tenký kapalný film. Obsahuje-li proud páry i nekondenzující plyny, tak se na hranici blány kondenzátu se vytváří vrstva tvořená těmito plyny. Tato vrstva pak značně zhoršuje přístup další páry ke kondenzačnímu povrchu. Vzduch je rovněž velmi dobrý izolant, takže tato vrstva představuje velký tepelný odpor. Následkem těchto skutečností je zhoršený přestup tepla, tedy snížení koeficientu přestupu tepla. To v konečném důsledku vede ke zhoršení parametrů kondenzátoru či potřebě větší teplosměnné plochy. [25]



Obr. 4.6 Princip zhoršení přestupu tepla nekondenzujícími plyny

Druhý negativní efekt souvisí s tlakem směsi páry a nekondenzujících plynů. Podle Daltonova zákona je celkový tlak směsi tvořen součtem parciálních tlaků jednotlivých složek, v tomto případě tedy parciálním tlakem páry a parciálním tlakem nekondenzujících plynů [25]:

$$p_C = p_P + p_{NP} \quad (4.45)$$

Z toho vyplývá, že přítomnost nekondenzujících plynů zvyšuje celkový tlak v kondenzátoru, což je nežádoucí efekt. Vyšší tlak v kondenzátoru totiž znamená kratší expanzi a tím i menší entalpický spád v turbíně. Ze vztahu (4.45) je rovněž patrné, že pokud v kondenzátoru s nekondenzujícími plyny naměříme určitý celkový tlak, tak teplota kondenzace páry nebude odpovídat tomuto naměřenému tlaku, ale parciálnímu tlaku páry ve směsi. Jelikož tento parciální tlak dle vztahu (4.45) tvoří pouze část celkového tlaku, bude teplota kondenzace páry nižší než při stejném celkovém tlaku ale bez nekondenzujících plynů. To může ovlivnit průběh kondenzace s ohledem na teplotní spád mezi kondenzující parou a chladícím médiem. Například tlaku v kondenzátoru 10 kPa by při uvažování pouze páry byla teplota kondenzace asi 45,81 °C. Při uvažování stejného celkového tlaku a obsahu 5 % (objemových) nekondenzujících plynů je parciální tlak páry 9,5 kPa, čemuž odpovídá teplota kondenzace cca 44,81 °C. Tento jev je nejvíce patrný v deflekmátorových trubkách, jak bude dále popsáno.

¹ Hustota syté páry a vzduchu se při stejných podmínkách (tlak, teplota) zásadně neliší (ve smyslu rozdílu řádů), jelikož vzduch má zpravidla cca 1,6krát vyšší hustotu než pára. Není proto zcela zásadní uvádět, zda se jedná o hmotnostní či objemový podíl.

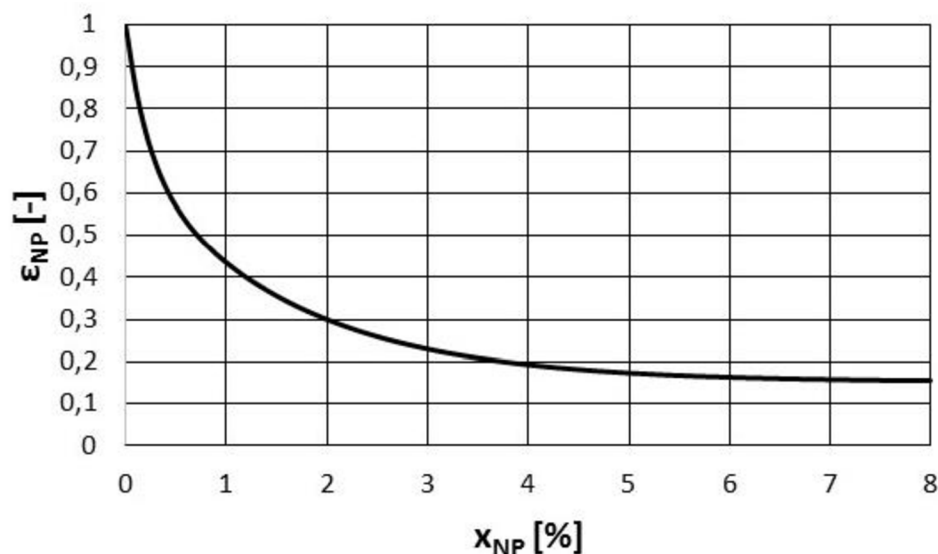
4.6.2 Vliv NP na činnost kondenzátoru – přestup tepla

V předchozí kapitole již bylo naznačeno, že vlivem přítomnosti nekondenzujících plynů v kondenzátoru dochází ke snížení součinitele přestupu tepla. Konkrétní vyjádření tohoto vlivu je znázorněno na obr. 4.7, kde x_{NP} je hmotnostní podíl nekondenzujících plynů ve směsi a ε_{NP} je součinitel vyjadřující změnu součinitele přestupu tepla při přítomnosti nekondenzujících plynů oproti součiniteli u čisté páry:

$$\varepsilon_{NP} = \frac{\alpha_{in}^{NP}}{\alpha_{in}} \quad (4.46)$$

Průběh ε_{NP} z obr. 4.7 byl získán aproximací z experimentálních dat z [26], která je dána vztahem:

$$\varepsilon_{NP} = 0,3169 \cdot e^{-4,613 \cdot x_{NP}} + 0,5321 \cdot e^{-0,6403 \cdot x_{NP}} + 0,1519 \quad (4.47)$$

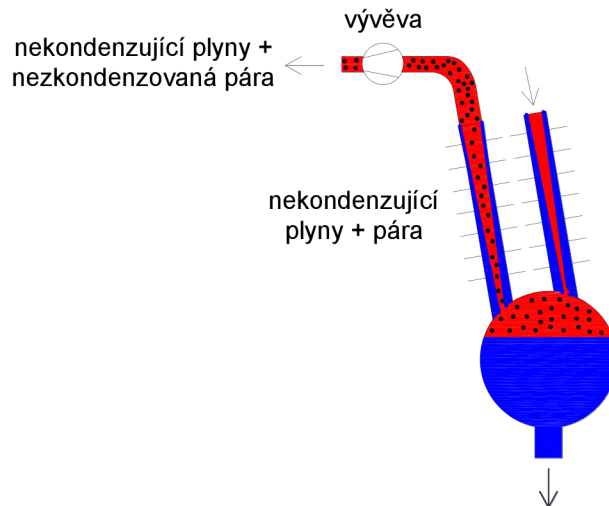


Obr. 4.7 Vliv přítomnosti nekondenzujících plynů na součinitel přestupu tepla

4.6.3 Odstraňování NP

Nekondenzující plyny jsou z kondenzátoru odsávány pomocí vývěvy. Nevýhoda odsávání spočívá ve skutečnosti, že spolu s nekondenzujícími plyny je odsávána i pára, tu se proto snažíme zkondenzovat. Princip je odsávání nekondenzujících plynů je zachycen na obr. 4.8. Ve vstupní části deflegmátorové trubky je ve směsi pára-nekondenzující plyny velké množství páry, která v ochlazené trubce kondenzuje a stéká dolů do sběrače kondenzátu. S ubývajícím množstvím páry se ve směsi zvyšuje podíl nekondenzujících plynů. Pokud je ale ve směsi pára-nekondenzující plyny větší množství nekondenzujících plynů na úkor páry, pak dle Daltonova zákona popsaného rovnicí (4.45) je vyšší i parciální tlak těchto plynů, parciální tlak páry je poté logicky nižší. S klesajícím parciálním tlakem páry se snižuje i teplota kondenzace páry.

Když se tato teplota přiblíží k teplotě chladicího média, přestane být k dispozici dostatečný teplotní spád pro odvod kondenzačního tepla a proces kondenzace se zastaví. Zbylou páru již není možné zkondenzovat a tato pára společně s nekondenzujícími plyny opouští oběh², což je přirozeně negativní skutečnost. Množství páry odcházející z deflegmátoru záleží na teplotě chladicího média, obecně se uvádí, že v létě může být množství unikající páry přibližně čtyřikrát vyšší než množství odsávaných plynů. Deflegmátorové trubky bývají umístěny jako první teplosměnná plocha kondenzátoru ve směru proudění chladicího vzduchu, protože zde má vzduch nejnižší teplotu.



Obr. 4.8 Schematické zachycení odsávání nekondenzujících plynů

² Ve skutečnosti se pro odsávání používají paroproudé vývěvy, takže směs páry s NP z deflegmátoru neodchází přímo mimo oběh, ale je v ejektoru smíšena s hybnou parou. Výsledná směs jde do kondenzátoru výparů, což je výměník využívající pro chlazení kondenzát. Teprve z tohoto kondenzátoru je pak zbytek páry se vzduchem odsáván do atmosféry.

5 SPALOVNA KOMUNÁLNÍCH ODPADŮ SAKO BRNO

5.1 Obecné představení

Spalovny komunálního odpadu představují výhodný způsob nakládání s odpadem, který lze ve spalovnách využít pro výrobu elektřiny i tepla. Jedná se tedy o mnohem efektivnější řešení, než toto velké množství odpadu skládkovat. V České republice a obecně v postkomunistických zemích nejsou spalovny komunálního odpadu zatím příliš rozšířeny, na rozdíl od západní Evropy. Dá se ovšem předpokládat, že bude rozvoj této technologie v těchto zemích pokračovat. [27]

V České republice jsou v současnosti v provozu čtyři spalovny komunálního odpadu, které jsou vybaveny zpětným energetickým využitím odpadu (ZEVO). Největší je spalovna v Praze-Malešicích s kapacitou 310 000 t/rok, brněnská spalovna SAKO má kapacitu 248 000 t/rok a spalovna Termizo v Liberci má kapacitu 96 000 t/rok. Na podzim roku 2016 pak zahájila činnost zatím poslední spalovna v Chotíkově u Plzně s kapacitou 95 000 t/rok, přičemž zpočátku se jedná o roční zkušební provoz [28].

Prvním zařízením při vstupu odpadu do spalovny probíhá vážení společně s detekcí zdrojů ionizujícího záření. Cesta odpadu se poté rozdělí dle způsobu jeho zpracování – zda se jedná o energeticky využitelný odpad, nebo zda jde o tříděný odpad (ten jde na dotřídovací linku). Energetický odpad je dále převezen do zásobníku, ze kterého je pak jeřábem dodáván do kotlů.

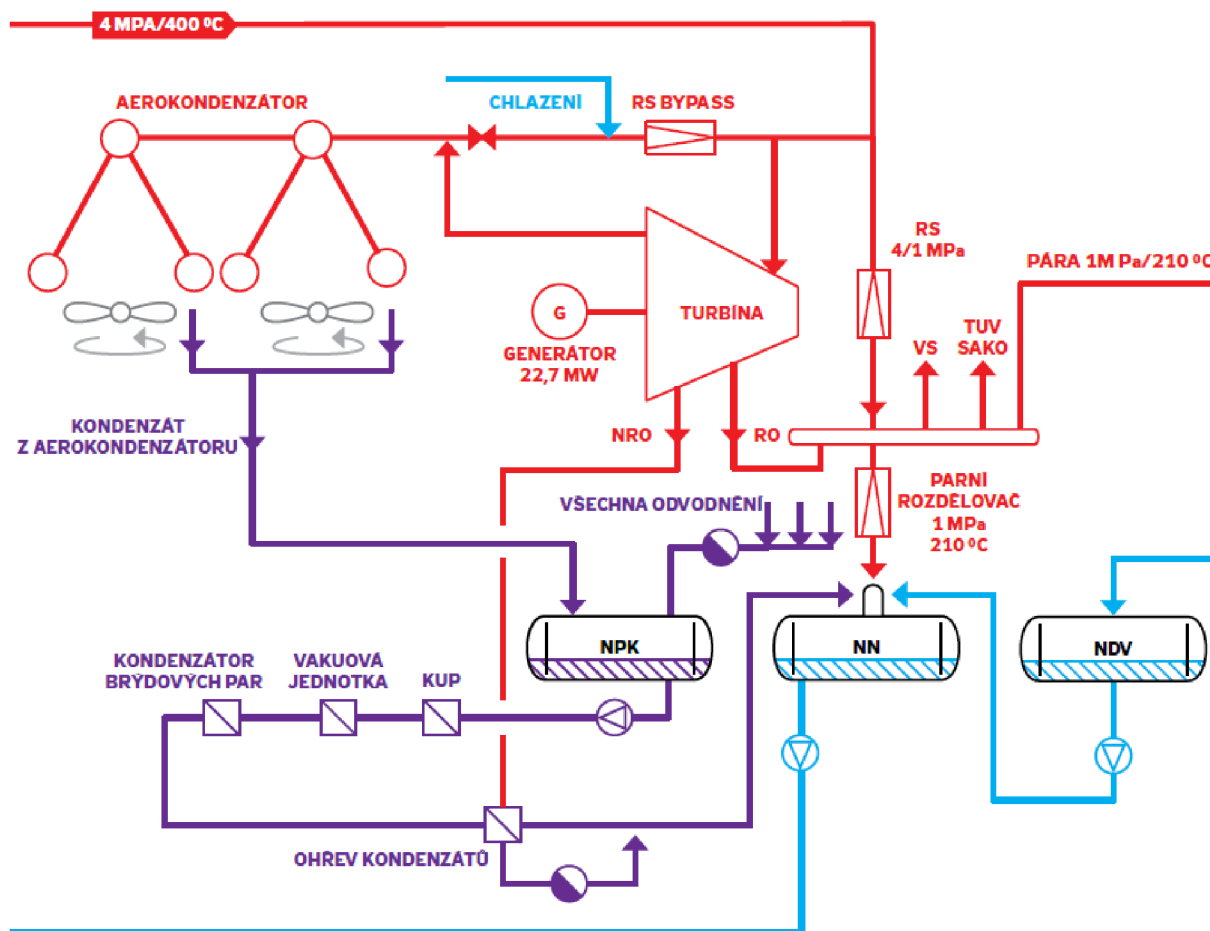
Spalovna SAKO je vybavena dvěma vratisuvnými kotli typu Martin. Teplota ve spalovací komoře přesahuje 1000 °C. Rošt kotle má plochu 45,5 m² a odpad zde setrvá asi 20 minut. Maximálně dokáže rošt spalovat 16 t/hod. Jmenovitý parní výkon kotle je 45 tun páry za hodinu (maximální 55 t/h). Napájecí voda vstupující do kotle má teplotu 160 °C, z kotle na turbínu jde přehřátá pára o tlaku 4 MPa a teplotě 400 °C. [29]



Obr. 5.1 Turbína 22,7 MW Sako Brno

Turbína Siemens v brněnské spalovně je kondenzační odběrová s vysokotlakým a nízkotlakým dílem a její výkon činí 22,7 MW (zapojení turbíny viz obr. 5.2.). Je vybavena regulovaným odběrem pro centrální zásobování teplem (CZT). Parametry páry pro CZT jsou 1 MPa / 210°C. Rovněž je turbína vybavena neregulovaným

odběrem pro regeneraci. Pára po expanzi v turbíně kondenzuje ve vzduchovém kondenzátoru. Vratný kondenzát s CZT a zkondenzovaná pára z kondenzátoru se přes napájecí nádrž vrací zpět do kotle a proces se opakuje. [29]



Obr. 5.2 Schéma turbínové části parního oběhu spalovny SAKO Brno
(výřez ze schématu z [29])

NDV – nádrž demineralizované vody, NN – napájecí nádrž, NPK – nádrž provozních kondenzátů, RO – regulovaný odběr, NRO – neregulovaný odběr, KUP – kondenzátor ucpávkových par, RS – redukční stanice, VS – vlastní spotřeba, TUV – teplá užitková voda

Spalovna odpadů je s výjimkou odstávek v provozu prakticky celoročně, protože se jedná o investičně velmi nákladné zařízení a pro návratnost je třeba ho co nejvíce využívat. Tepelný výkon pro CZT je asi 34 MW_t, což představuje v letních měsících hlavní zdroj tepla pro Brno (zde se jedná o teplou užitkovou vodu TUV). Energie z ročního provozu spalovny SAKO by pokryla potřebu města s 30 tisíci obyvateli [29].

Největším a nejnáročnějším problémem pro spalovny obecně je složité čištění spalin. V Brně je použit pětistupňový systém čištění spalin pro co největší účinnost čištění.

První stupeň představuje SNCR systém dodávající roztok močoviny přímo do spalovací komory (snižuje NO_x jak bylo řečeno výše). Druhý stupeň zajišťuje odstranění těžkých kovů organických látek schopných dlouho setrvat v životním

prostředí (PCCD, PCCF, PAU, PCB) pomocí zavádění aktivního uhlí do kouřovodu. Třetí stupeň je realizován polosuchou vápennou metodou, při které se do spalin vstříkuje suspenze vápenného mléka. Tento stupeň zajišťuje odstranění kyselých složek spalin. Účelem čtvrtého stupně čištění spalin je doplňovat předchozí stupeň v případě velkých koncentrací kyselých složek ve spalinách a spočívá v použití suché vápenné metody – přidávání suchého hašeného vápna do spalin. Poslední pátý stupeň představují textilní filtry odlučující mechanické nečistoty. Vyčištěné spaliny pak proudí do 125 m vysokého komína. Celý systém čištění spalin je pečlivě monitorován, aby nedošlo k překročení povolených limitů. Účinnost systému čištění spalin je 99 %. [29]

Z opadu ze spalování (škváry) je vytríděn hliník a železo a dále lze škváru solidifikovat, aby bylo zabráněno únikům nebezpečných látek do přírody. Takový materiál lze pak využít například ve stavebnictví.

5.2 Vzduchem chlazený kondenzátor

Vzduchový kondenzátor SAKO Brno			
Základní informace		Ventilátory	
Typ	A-frame	Počet/bay	1
Jmenovitý výkon	51 200 kW	Celkem vent.	4
Tah	nucený	Jmenovitý hm. průtok/vent.	540 kgs ⁻¹
Počet bay	4	Celkem hmot. průtok	2160 kgs ⁻¹
Rozměry bay	13,5 x 13,8 m	Statický tlak	71 Pa
		Počet lopatek/vent.	4
		Jm. výkon na hřídeli/vent.	52,6 kW
		Průměr vent.	10,4 m
Trubkové svazky		Trubky	
Počet trubek/svazek	145	Vnější průměr*	38,1/50,8 mm
Počet/bay	10	Délka*	10100/4650 mm
Celkem	40	Tloušťka	1,7 mm
Počet řad*	4+1(dfg)	Rozteč	86 mm
Počet trubek/řada/svazek	29	Sklon	37,5°
Počet chodů*	1+1(dfg)	Materiál	ASTM A214
Uspořádání	přesazené		
Žebrování		Počty trubek*	
Výška žebra	15,875 mm	Celkem trubek	5800
Tloušťka žebra	0,35 mm	φ38,1/10100 mm; Ž:11/palec	3480
Počet žeber/palec*	11/9	φ50,8/10100 mm; Ž:9/palec	1160
Materiál	Al	φ50,8/4650 mm; Ž:9/palec	1160
*V kondenzátoru jsou tři typy trubek. Hlavní chod je tvořen 4 řadami s L=10100 mm, přičemž 3 řady mají φ38,1 mm a 11 žeber/palec a jedna řada φ50,8 mm a 9 žeber/palec. Deflegmátorové trubky ve druhém chodu φ50,8 mm L=4650 mm mají 9 žeber/palec. (deflegmátor - dfg)			

Tab. 5.1 Vzduchový kondenzátor SAKO – základní parametry

V tab. 5.1 jsou shrnuty některé základní údaje o vzduchovém kondenzátoru v brněnské spalovně, kterým se zabývá tato diplomová práce. Zapojení kondenzátoru v parním oběhu spalovny je patrné ze schématu na obr. 5.2.

Samotný kondenzátor tvoří čtyři moduly ve čtvercovém uspořádání, pro které se používá označení bay. Ty jsou částečně zachyceny na následujícím obrázku, přičemž samotný ventilátor je lépe vidět na obrázku 3.11 ve třetí kapitole této práce. Na jeden bay připadá jeden ventilátor a tvoří v podstatě samostatný menší vzduchový kondenzátor.



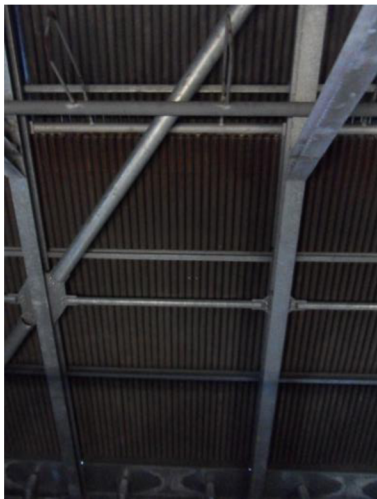
Obr. 5.3 Kondenzátor SAKO – pohled zespodu

Jednotlivé moduly jsou uspořádány tak, že k jedné dvojici modulů je pára přiváděna jedním potrubím. Obě dvojice jsou pak umístěny vedle sebe, takže při čelním pohledu tvoří dvě A-frame konstrukce, což je patrné z obr. 5.2. Od turbíny proudí pára potrubím DN 2200, toto potrubí se poté rozdělí do dvou větví. Toto rozdělení je vidět na obr. 5.4. Dvojice potrubí DN 1700 přivádí páru k samotnému kondenzátoru. Mezi prvním a druhým modulem, dochází k zúžení potrubí, takže k modulu, který je ve dvojici umístěn jako druhý v pořadí ve směru proudění páry, pak vede potrubí DN 1200. Kondenzát je odváděn potrubím DN 150 (obr. 3.9), po spojení potrubí z obou polovin střechy pak DN 200. Tyto konkrétní hodnoty průměrů potrubí potvrzují dříve uvedené poznatky o velkých průměrech parních potrubí při použití vzduchové kondenzace, zde se přitom jedná o zdroj relativně malého výkonu.



Obr. 5.4 Dvě větve potrubí DN 1700

Deflegmátorové trubky zajišťující odsávání nekondenzujících plynů jsou umístěny jako první teplosměnná plocha, jak bylo uvedeno v kapitole 4.6.3. Tyto trubky tvoří druhý chod páry, protože zde odsávaná pára spolu s nekondenzujícími plyny proudí směrem nahoru a je tedy podruhé ochlazována vzduchem. Specifikem kondenzátoru SAKO je, že tyto trubky jsou výrazně kratší než trubky prvního chodu, zasahují do necelé poloviny hlavních trubek, což ostatně vyplývá z tab. 5.1 a dokládá níže uvedená konkrétní fotografie.



Obr. 5.5 Deflegmátorové trubky –
pohled zevnitř kondenzátoru

Zatím byl kondenzátor popisován zejména z pohledu konstrukce a rozměrů. Ty jsou totiž neměnné, na rozdíl od parametrů páry vstupující do kondenzátoru. Parametry páry tak budou rozebírány až při konkrétním výpočtu.

6 VÝPOČET VZDUCHOVÉHO KONDENZÁTORU SAKO

Tento výpočet bude proveden pro standardní parametry páry, které udává výrobce kondenzátoru jako základní pracovní stav kondenzátoru. Parametry páry se mohou v závislosti na konkrétních podmínkách výrazně lišit, což bude obsahem dalších kapitol. Vzhledem k tomu, že pára je využívána i pro topné účely, dochází zde i ke změnám hmotnostního průtoku páry kondenzátorem podle aktuální potřeby dodávek tepla. Tím se tato aplikace odlišuje od klasických elektráren.

6.1 Vstupní hodnoty a postup výpočtu

6.1.1 Parametry na straně páry a vzduchu

Pára				Vzduch			
Tlak	p_P	10,5	kPa	Vstupní teplota	t_{in}	15	°C
Teplota kondenzace	t_K	46,8	°C	Výstupní teplota	t_{out}	38,5	°C
Entalpie	i_P	2365,1	kJkg⁻¹	Střední teplota	t_s	26,8	°C
Suchost	x	0,908	-	Ventilátory		100	%
Průtok	m_P	23,54	kgs⁻¹	Průtok celkem	m_{vz}	2160	kgs⁻¹
Teplota kondenzátu	t_K'	45,5	°C	Průtok/bay	m_{vzB}	540	kgs⁻¹

Tab. 6.1 Parametry páry a vzduchu

Pro zadané parametry páry a vzduchu zde budou uvedeny jejich látkové vlastnosti, které budou ve výpočtu potřeba.

Pára / kondenzát			
Hustota páry	ρ_P	0,071	kgm ⁻³
Hustota kondenzátu	ρ_K	989,4	kgm ⁻³
Dynamická viskozita páry	η_P	$1,051 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Dynamická viskozita kondenzátu	η_K	$5,781 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Součinitel tepelné vodivosti kondenzátu	λ_K	0,637	Wm ⁻¹ K ⁻¹
Prandtlovo číslo kondenzátu	Pr_K	3,794	-
Měrná tepelná kapacita kondenzátu	c_K	4,18	kJkg ⁻¹ K ⁻¹
Entalpie syté vody	i_v'	195,8	kJkg ⁻¹
Vzduch (t=t _s =26,8 °C)			
Hustota	ρ_{vz}	1,177	kgm ⁻³

Dynamická viskozita	η_{vz}	$1,846 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Kinematická viskozita	ν_{vz}	$1,569 \cdot 10^{-5}$	m^2s^{-1}
Měrná tepelná kapacita	c_{pvz}	1,007	$kJkg^{-1}K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{vz}	0,026	$Wm^{-1}K^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{vz}	0,702	-

Tab. 6.2 Látkové vlastnosti médií

6.1.2 Geometrické parametry

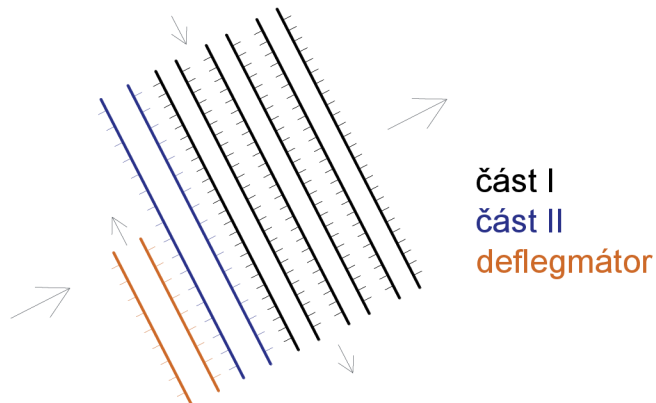
Trubky			
Vnější průměr	d_0	38,1 / 50,8	mm
Vnější průměr přes žebra	D	69,85 / 82,55	mm
Tloušťka	δ_t	1,7	mm
Vnitřní průměr	d_i	34,7 / 47,4	mm
Délka	l	10100 / 4650	mm
Rozteč	s_t	86	mm
Počet	n_t	3480 / 1160	-
Součinitel tepelné vodivosti	λ_t	50	$Wm^{-1}K^{-1}$
Žebra			
Výška	H	15,875	mm
Tloušťka	δ_z	0,35	mm
Počet žeber na metr	n_z	433,1 / 354,3	m^{-1}
Rozteč (dle kap. 4.2.1)	s_z	2,31 / 2,82	mm
Mezera mezi žebry (dle kap. 4.2.1)	a	1,96 / 2,47	mm
Součinitel tepelné vodivosti	λ_z	204	$Wm^{-1}K^{-1}$

Tab. 6.3 Parametry trubek a žeber

6.1.3 Postup výpočtu

Jak bylo řečeno výše a rovněž vyplývá z uvedených tabulek, v kondenzátoru je použito více typů trubek. Rozdílná délka stejných trubek (1 řada a deflegmátor) při výpočtu součinitele prostupu tepla nevádí, ale v deflegmátoru jsou i jiné podmínky na vnitřní straně trubek. Pro přesnější výpočet bude tedy tento výpočet rozdělen do tří částí dle daného typu trubek (obr. 6.1). Výsledkem každého dílčího výpočtu bude součinitel prostupu tepla pro danou část kondenzátoru. Z těchto tří součinitelů pak bude určen celkový součinitel prostupu tepla pro celý kondenzátor, což bude podrobněji popsáno později. Vzhledem ke skutečnosti, že ze zadání jsou známy teploty vzduchu pouze na vstupu a výstupu z kondenzátoru, budou výpočty všech částí počítat se stejnou střední teplotou vzduchu t_s . Tento přístup způsobí určitou chybu při výpočtu jednotlivých částí,

z pohledu kondenzátoru jako celku se ale chyby dílčích části částečně vykompenzují (teoreticky), takže výsledná chyba způsobená tímto přístupem by neměla být zásadní.



Obr. 6.1 Rozložení typů trubek
v kondenzátoru SAKO

Samotný výpočet bude proveden MS Excel, kde tento výpočet probíhá bez dílčích zaokrouhlování. Ve výpočtech uvedených v této kapitole budou dosazované hodnoty vhodně zaokrouhleny. Pro výpočet vlastností páry byl použit program XSteam 2.6, vlastnosti vzduchu byly vyčísleny pomocí VBA modulu z [21].

Postup výpočtu součinitele prostupu tepla bude proveden dle kapitoly 4.

6.2 Výpočet součinitele prostupu tepla – část I

Z více variant geometrie trubky z tab. 6.3 bude **část I** představovat výpočet konkrétně pro:

$d_o = 38,1 \text{ mm}$; $D = 69,85 \text{ mm}$; $d_i = 34,7 \text{ mm}$; $l = 10100 \text{ mm}$; $n_z = 433,1 \text{ m}^{-1}$;
 $s_z = 2,31 \text{ mm}$; $a = 1,96 \text{ mm}$

6.2.1 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}

Před zahájením výpočtu dle kapitoly 4.2 je třeba zjistit počáteční rychlost w_0 .

Přepočet hmotnostního průtoku vzduchu na objemový (pro 1 bay):

$$\dot{m}_{vz} = \rho_{vz} \cdot \dot{V}_{vz} \rightarrow \dot{V}_{vz} = \frac{\dot{m}_{vz}}{\rho_{vz}} = \frac{540}{1,177} = 458,8 \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad (6.1)$$

Rychlost volného proudu vzduchu pro odhadovanou volnou průtočnou plochu pro 1 bay o rozměrech 12,5 x 20,2 m:

$$w_0 = \frac{\dot{V}_{vz}}{S_{voln}} = \frac{458,8}{12,5 \cdot 20,5} = 1,82 \text{ m s}^{-1} \quad (6.2)$$

Nyní již lze postupovat dle uvedeného výpočtu.

Poměr volné plochy mezi žebry:

$$\begin{aligned} \frac{S_0}{S_s} &= \frac{s_t \cdot (a + \delta_z)}{(s_t - d_0) \cdot a + (s_t - D) \cdot \delta_z} = \\ &= \frac{86 \cdot (1,96 + 0,35)}{(86 - 38,1) \cdot 1,96 + (86 - 69,85) \cdot 0,35} = 2,00 \end{aligned} \quad (6.3)$$

Rychlost mezi žebry:

$$w_z = w_0 \cdot \frac{S_0}{S_s} = 1,82 \cdot 2,00 = 3,63 \text{ ms}^{-1} \quad (6.4)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_d = \frac{w_z \cdot d_0}{\nu_{vz}} = \frac{3,63 \cdot 0,0381}{1,569 \cdot 10^{-5}} = 8807,9 \quad (6.5)$$

Nusseltovo číslo pro přesazené trubky:

$$\begin{aligned} Nu_d &= 0,38 \cdot Re_d^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{H \cdot (H + d_0 + \delta_z)}{s_z \cdot d_0} \right]^{-0,15} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \\ &= 0,38 \cdot 8807,9^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{15,875 \cdot (15,875 + 38,1 + 0,35)}{2,31 \cdot 38,1} \right]^{-0,15} \cdot 0,702^{\frac{1}{3}} = \mathbf{49,93} \end{aligned} \quad (6.6)$$

Střední součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_s = \frac{Nu_d \cdot \lambda_{vz}}{d_0} = \frac{49,93 \cdot 0,026}{0,0381} = 34,35 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (6.7)$$

Nyní je třeba spočítat účinnost žebra.

Výpočet účinnosti žebra

Parametr žebra β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{\lambda_z \cdot \delta_z}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 34,45}{204 \cdot 3,5 \cdot 10^{-4}}} = 31,02 \text{ m}^{-1} \quad (6.8)$$

Parametr H' :

$$\begin{aligned} H' &= \frac{(D - d_0)}{2} \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D}{d_0} \right) = \\ &= \frac{(69,85 - 38,1)}{2} \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{69,85}{38,1} \right) = 19,24 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.9)$$

Účinnost žebra podle Schmidta:

$$\eta_{\dot{z}} = \frac{\operatorname{tgh}(\beta \cdot H')}{\beta \cdot H'} = \frac{\operatorname{tgh}(31,02 \cdot 0,01924)}{31,02 \cdot 0,01924} = \mathbf{0,90} \quad (6.10)$$

Pro výpočet středního zdánlivého součinitele přestupu tepla (výsledný součinitel přestupu tepla) je třeba znát jednotlivé plochy.

Výpočet jednotlivých ploch (pro jednu trubku)

Povrch jednoho žebra:

$$S_{1\dot{z}} = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d_0^2) = \frac{\pi}{2} \cdot (0,06985^2 - 0,0381^2) = 0,00538 \text{ m}^2 \quad (6.11)$$

Povrch všech žebek trubky:

$$S_{\dot{z}} = n_{\dot{z}} \cdot l \cdot S_{1\dot{z}} = 433,1 \cdot 10,1 \cdot 0,00538 = 23,55 \text{ m}^2 \quad (6.12)$$

Volný vnější povrch trubky:

$$\begin{aligned} S_t &= (n_{\dot{z}} \cdot l + 1) \cdot \pi \cdot d_0 \cdot a = \\ &= (433,1 \cdot 10,1 + 1) \cdot \pi \cdot 0,0381 \cdot 0,00196 = 1,03 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (6.13)$$

Vnější povrch trubky bez žebek:

$$S_{t0} = \pi \cdot d_0 \cdot l = \pi \cdot 0,0381 \cdot 10,1 = 1,21 \text{ m}^2 \quad (6.14)$$

Celkový vnější povrch trubky:

$$S = S_{\dot{z}} + S_t = 23,55 + 1,03 = 24,57 \text{ m}^2 \quad (6.15)$$

Vnitřní povrch trubky:

$$S_i = \pi \cdot d_i \cdot l = \pi \cdot 0,0347 \cdot 10,1 = 1,10 \text{ m}^2 \quad (6.16)$$

Teď lze již dopočítat výsledný součinitel.

Střední zdánlivý součinitel přestupu tepla na vnější straně:

$$\begin{aligned} \alpha_{out} &= \alpha_s \cdot \left[1 - (1 - \eta_{\dot{z}}) \cdot \frac{S_{\dot{z}}}{S} \right] = \\ &= 34,35 \cdot \left[1 - (1 - 0,9) \cdot \frac{23,55}{24,57} \right] = \mathbf{30,93 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}} \end{aligned} \quad (6.17)$$

6.2.2 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}

Redukovaný tlak:

$$p_r = \frac{p_K}{p_{krit}} = \frac{0,0105}{22,064} = 4,76 \cdot 10^{-4} \quad (6.18)$$

Shahův korelační parametr:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \cdot p_r^{0,4} = \left(\frac{1}{0,908} - 1\right)^{0,8} \cdot 4,76 \cdot 10^{-4 \cdot 0,4} = 0,0075 \quad (6.19)$$

Pro další výpočty je třeba znát hmotnostní průtok páry jednou trubkou:

$$\dot{m}_{P1t} = \frac{\dot{m}_P}{n_t} = \frac{23,54}{4640} = 0,0051 \text{ kgs}^{-1} \quad (6.20)$$

Kde n_t představuje celkový počet trubek v prvním chodu, předpokládá se stejný průtok všemi trubkami.

Hmotnostní průtok páry vztahovaný na vnitřní průřez trubky:

$$G = \frac{4 \cdot \dot{m}_{P1tr}}{\pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,0051}{\pi \cdot 0,0347^2} = 5,37 \text{ kgs}^{-1} \text{m}^{-2} \quad (6.21)$$

Bezrozměrná rychlost proudění páry:

$$Jg = \frac{x \cdot G}{[g \cdot d_i \cdot \rho_P \cdot (\rho_K - \rho_P)]^{0,5}} = \frac{0,908 \cdot 5,37}{[9,81 \cdot 0,0347 \cdot 0,071(989,4 - 0,071)]^{0,5}} = 0,99 \quad (6.22)$$

Hranice mezi I a II:

$$Jg_{I-II} = \frac{1}{2,4 \cdot Z + 0,73} = \frac{1}{2,4 \cdot 0,0075 + 0,73} = 1,34 \quad (6.23)$$

Hranice mezi II a III:

$$Jg_{II-III} = 0,89 - 0,93 \cdot e^{(-0,087 \cdot Z^{-1,17})} = 0,89 - 0,93 \cdot e^{(-0,087 \cdot 0,0075^{-1,17})} = 0,89 \quad (6.24)$$

Vypočtená hodnota bezrozměrné rychlosti proudění spadá mezi jednotlivé hranice, tudíž se dle obr. 4.4 jedná o režim proudění II.

Výpočet pro režim proudění II

Součinitel přestupu tepla je v tomto režimu dle kapitoly 4.3.2 určen součtem součinitelů pro režim I a III, je tedy třeba nejprve určit součinitele přestupu tepla pro jednotlivé režimy.

Režim I

Reynoldsovo číslo pro proudění osamoceného kondenzátu:

$$Re_{LT} = \frac{G \cdot d_i}{\eta_K} = \frac{5,37 \cdot 0,0347}{5,781 \cdot 10^{-4}} = 322,3 \quad (6.25)$$

Exponent n:

$$n = 0,0058 + 0,557 \cdot p_r = 0,0058 + 0,557 \cdot 4,76 \cdot 10^{-4} = 0,0061 \quad (6.26)$$

Součinitel přestupu tepla pro osamocený kondenzát:

$$\alpha_{LT} = 0,023 \cdot Re_{LT}^{0,8} \cdot Pr_K^{0,4} = 0,023 \cdot 322,3^{0,8} \cdot 3,794^{0,4} = 3,98 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (6.27)$$

Součinitel přestupu tepla – režim I:

$$\begin{aligned} \alpha_I &= \alpha_{LT} \cdot \left(\frac{\eta_K}{14 \cdot \eta_p} \right)^n \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right] = \\ &= 3,99 \cdot \left(\frac{5,781 \cdot 10^{-4}}{14 \cdot 1,051 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,0061} \cdot \left[(1-0,908)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot 0,908^{0,76} \cdot (1-0,908)^{0,04}}{4,76 \cdot 10^{-4 \cdot 0,38}} \right] = \\ &= 236,6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (6.28)$$

Režim III

Reynoldsovo číslo pro proudění samostatného množství kondenzátu na vstupu:

$$Re_{LS} = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_i}{\eta_K} = \frac{5,37 \cdot (1-0,908) \cdot 0,0347}{5,781 \cdot 10^{-4}} = 29,7 \quad (6.29)$$

Součinitel přestupu tepla – režim III:

$$\begin{aligned} \alpha_{Nu} &= 1,32 \cdot Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \cdot \left[\frac{\rho_K \cdot (\rho_K - \rho_p) \cdot g \cdot \lambda_K^3}{\eta_K^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \\ &= 1,32 \cdot 29,7^{-\frac{1}{3}} \cdot \left[\frac{989,4 \cdot (989,4 - 0,071) \cdot 9,81 \cdot 0,637^3}{5,781 \cdot 10^{-4^2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 8314,1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (6.30)$$

Režim II

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně:

$$\alpha_{in} = \alpha_I + \alpha_{Nu} = 236,6 + 8314,1 = \mathbf{8550,6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}} \quad (6.31)$$

Poznámka k nekondenzujícím plynům: Ve výpočtu přestupu tepla na vnitřní straně nejsou pro tuto část ani pro následující část II nekondenzující plyny uvažovány. V zadaných parametrech z technické dokumentace kondenzátoru není jejich množství uvedeno, nicméně jejich přítomnost lze v malém množství očekávat. Vlivem přítomnosti NP se sníží součinitel přestupu tepla. V souvislosti s přestupem tepla při kondenzaci je však experimentálně prokázáno, že skutečný součinitel přestupu tepla je vyšší než teoretický, protože povrch blány není hladký ale zvlněný. Nižší tloušťka blány pak vede k vyššímu součiniteli přestupu tepla [2]. Při výpočtu části I a II bude předpokládáno, že se oba jevy vzájemně vyruší. Vliv nekondenzujících plynů bude ukázán při výpočtu deflegmátoru.

6.2.3 Součinitel prostupu tepla – část I

$$k_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{S}{S_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{30,93} + \frac{24,57}{1,10} \cdot \left(\frac{1}{8550,6} + \frac{0,0017}{50} \right)} \quad (6.32)$$

$$= \mathbf{28,01 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}}$$

6.3 Výpočet součinitele prostupu tepla – část II

Z více variant geometrie trubky z tab. 6.3 bude **část II** představovat výpočet konkrétně pro:

$d_0 = 50,8 \text{ mm}$; $D = 82,55 \text{ mm}$; $d_i = 47,4 \text{ mm}$; $l = 10100 \text{ mm}$; $n_z = 354,3 \text{ m}^{-1}$;
 $s_z = 2,82 \text{ mm}$; $a = 2,47 \text{ mm}$

6.3.1 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}

Tento výpočet je shodný s výpočtem pro část I uvedeným v předchozí kapitole pouze s tím rozdílem, že se do některých vztahů dosazují odlišná čísla.

Rychlost w_0 je stejná jako v případě části I, není tedy třeba zde její výpočet uvádět.

Poměr volné plochy mezi žebry:

$$\frac{S_0}{S_s} = \frac{s_t \cdot (a + \delta_z)}{(s_t - d_0) \cdot a + (s_t - D) \cdot \delta_z} = \quad (6.33)$$

$$= \frac{86 \cdot (2,47 + 0,35)}{(86 - 50,8) \cdot 2,47 + (86 - 82,55) \cdot 0,35} = 2,75$$

Rychlost mezi žebry:

$$w_{\dot{z}} = w_0 \cdot \frac{S_0}{S_s} = 1,82 \cdot 2,75 = 5,00 \text{ ms}^{-1} \quad (6.34)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_d = \frac{w_{\dot{z}} \cdot d_0}{\nu_{vz}} = \frac{5,00 \cdot 0,0508}{1,569 \cdot 10^{-5}} = 16186,0 \quad (6.35)$$

Nusseltovo číslo pro přesazené trubky:

$$\begin{aligned} Nu_d &= 0,38 \cdot Re_d^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{H \cdot (H + d_0 + \delta_{\dot{z}})}{s_{\dot{z}} \cdot d_0} \right]^{-0,15} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \\ &= 0,38 \cdot 16186,0^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{15,875 \cdot (15,875 + 50,8 + 0,35)}{2,82 \cdot 50,8} \right]^{-0,15} \cdot 0,702^{\frac{1}{3}} = \mathbf{74,82} \end{aligned} \quad (6.36)$$

Střední součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_s = \frac{Nu_d \cdot \lambda_{vz}}{d_0} = \frac{74,82 \cdot 0,026}{0,0508} = 38,61 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (6.37)$$

Výpočet účinnosti žebra

Parametr žebra β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{\lambda_{\dot{z}} \cdot \delta_{\dot{z}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 38,61}{204 \cdot 3,5 \cdot 10^{-4}}} = 32,89 \text{ m}^{-1} \quad (6.38)$$

Parametr H' :

$$\begin{aligned} H' &= \frac{(D - d_0)}{2} \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D}{d_0} \right) = \\ &= \frac{(82,55 - 50,8)}{2} \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{82,55}{50,8} \right) = 18,57 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.39)$$

Účinnost žebra podle Schmidta:

$$\eta_{\dot{z}} = \frac{\text{tgh}(\beta \cdot H')}{\beta \cdot H'} = \frac{\text{tgh}(32,89 \cdot 0,01857)}{32,89 \cdot 0,01857} = \mathbf{0,89} \quad (6.40)$$

Výpočet jednotlivých ploch (pro jednu trubku)

Povrch jednoho žebra:

$$S_{1ž} = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d_0^2) = \frac{\pi}{2} \cdot (0,08255^2 - 0,0508^2) = 0,00665 \text{ m}^2 \quad (6.41)$$

Povrch všech žebber trubky:

$$S_{ž} = n_{ž} \cdot l \cdot S_{1ž} = 354,3 \cdot 10,1 \cdot 0,00665 = 23,80 \text{ m}^2 \quad (6.42)$$

Volný vnější povrch trubky:

$$\begin{aligned} S_t &= (n_{ž} \cdot l + 1) \cdot \pi \cdot d_0 \cdot a = \\ &= (354,3 \cdot 10,1 + 1) \cdot \pi \cdot 0,0508 \cdot 0,00247 = 1,41 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (6.43)$$

Vnější povrch trubky bez žebber:

$$S_{t0} = \pi \cdot d_0 \cdot l = \pi \cdot 0,0381 \cdot 10,1 = 1,21 \text{ m}^2 \quad (6.44)$$

Celkový vnější povrch trubky:

$$S = S_{ž} + S_t = 23,80 + 1,21 = 25,21 \text{ m}^2 \quad (6.45)$$

Vnitřní povrch trubky:

$$S_i = \pi \cdot d_i \cdot l = \pi \cdot 0,0474 \cdot 10,1 = 1,50 \text{ m}^2 \quad (6.46)$$

Střední zdánlivý součinitel přestupu tepla na vnější straně:

$$\begin{aligned} \alpha_{out} &= \alpha_s \cdot \left[1 - (1 - \eta_{ž}) \cdot \frac{S_{ž}}{S} \right] = \\ &= 38,61 \cdot \left[1 - (1 - 0,89) \cdot \frac{23,80}{25,21} \right] = 34,67 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (6.47)$$

6.3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}

Výpočet se opět formálně shoduje s výpočtem v kapitole 6.2.2, pouze se dosadí některé jiné hodnoty.

Redukovaný tlak, Shahův korelační parametr ani průtok trubkou se oproti prvnímu výpočtu nezměnil, jejich výpočet zde tudíž nebude uveden.

Hmotnostní průtok páry vztážený na vnitřní průřez trubky:

$$G = \frac{4 \cdot \dot{m}_{p1tr}}{\pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,0051}{\pi \cdot 0,0508^2} = 2,88 \text{ kgs}^{-1}\text{m}^{-2} \quad (6.48)$$

Bezrozměrná rychlost proudění páry:

$$Jg = \frac{x \cdot G}{[g \cdot d_i \cdot \rho_P \cdot (\rho_K - \rho_P)]^{0,5}} = \frac{0,908 \cdot 2,88}{[9,81 \cdot 0,0508 \cdot 0,071 \cdot (989,4 - 0,071)]^{0,5}} = 0,46 \quad (6.49)$$

Hranice mezi I a II (stejně jako v kap. 6.2.2):

$$Jg_{I-II} = 1,34 \quad (6.50)$$

Hranice mezi II a III:

$$Jg_{II-III} = 0,89 \quad (6.51)$$

Vypočtená hodnota bezrozměrné rychlosti proudění spadá do režimu proudění III.

Výpočet pro režim proudění III

Reynoldsovo číslo pro proudění samostatného množství kondenzátu na vstupu:

$$Re_{LS} = \frac{G \cdot (1 - x) \cdot d_i}{\eta_K} = \frac{2,88 \cdot (1 - 0,908) \cdot 0,0474}{5,781 \cdot 10^{-4}} = 21,8 \quad (6.52)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně:

$$\alpha_{in} = \alpha_{Nu} = 1,32 \cdot Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \cdot \left[\frac{\rho_K \cdot (\rho_K - \rho_P) \cdot g \cdot \lambda_K^3}{\eta_K^2} \right]^{-\frac{1}{3}} = 1,32 \cdot 21,8^{-\frac{1}{3}} \cdot \left[\frac{989,4 \cdot (989,4 - 0,071) \cdot 9,81 \cdot 0,637^3}{5,781 \cdot 10^{-4}} \right]^{-\frac{1}{3}} = 9224,9 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (6.53)$$

6.3.3 Součinitel prostupu tepla – část II

$$k_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{S}{S_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{34,67} + \frac{25,21}{1,50} \cdot \left(\frac{1}{9224,9} + \frac{0,0017}{50} \right)} = 32,02 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (6.54)$$

6.4 Výpočet součinitele prostupu tepla – deflegmátor

Z více variant geometrie trubky z tab. 6.3 bude pro **deflegmátor** konkrétně platit:

$d_o = 50,8 \text{ mm}$; $D = 82,55 \text{ mm}$; $d_i = 47,4 \text{ mm}$; $l = 4650 \text{ mm}$; $n_z = 354,3 \text{ m}^{-1}$;
 $s_z = 2,82 \text{ mm}$; $a = 2,47 \text{ mm}$

6.4.1 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{out}

Jak je patrné z tab. 5.1 i z uvedených geometrických parametrů deflegmátoru, mají deflegmátorové trubky stejnou geometrii jako trubky v části I a liší se pouze délkou. Délka trubky na hodnotu součinitele přestupu tepla obecně nemá vliv. V tomto případě se při výpočtu volné vnější plochy trubky v rovnici (4.16) vlivem přičtení jedničky objevuje nelinearita. To se pak projeví při výpočtu výsledného součinitele přestupu tepla dle rov. (4.9). Formálně je tedy výpočet deflegmátoru stejný jako v kapitole 6.3.1 až do poslední rovnice (6.47). V konkrétním případě počítaného kondenzátoru je vlivem značného počtu žebor na trubce vliv této nelinearity naprosto zanedbatelný (na výsledném součiniteli se změna projeví až v řádu 10^{-4}). Proto zde z výpočtu součinitele přestupu tepla pro tuto část bude uveden pouze výpočet jednotlivých ploch (ty jsou vlivem jiné délky trubky rozdílné) a pak výsledný součinitel přestupu tepla, jehož hodnota je vlivem zaokrouhlení na pohled stejná jako v rovnici (6.47), výpočet v Excelu ovšem probíhá s přesnými čísly.

Výpočet jednotlivých ploch (pro jednu trubku)

Povrch jednoho žebra:

$$S_{1z} = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{2} \cdot (0,08255^2 - 0,0508^2) = 0,00665 \text{ m}^2 \quad (6.55)$$

Povrch všech žebor trubky:

$$S_z = n_z \cdot l \cdot S_{1z} = 354,3 \cdot 4,65 \cdot 0,00665 = 10,96 \text{ m}^2 \quad (6.56)$$

Volný vnější povrch trubky:

$$\begin{aligned} S_t &= (n_z \cdot l + 1) \cdot \pi \cdot d_o \cdot a = \\ &= (354,3 \cdot 4,65 + 1) \cdot \pi \cdot 0,0508 \cdot 0,00247 = 0,65 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (6.57)$$

Vnější povrch trubky bez žebor:

$$S_{t0} = \pi \cdot d_o \cdot l = \pi \cdot 0,0381 \cdot 4,65 = 0,74 \text{ m}^2 \quad (6.58)$$

Celkový vnější povrch trubky:

$$S = S_z + S_t = 10,96 + 0,74 = 11,61 \text{ m}^2 \quad (6.59)$$

Vnitřní povrch trubky:

$$S_i = \pi \cdot d_i \cdot l = \pi \cdot 0,0474 \cdot 4,65 = 0,69 \text{ m}^2 \quad (6.60)$$

Střední zdánlivý součinitel přestupu tepla na vnější straně:

$$\begin{aligned} \alpha_{out} &= \alpha_s \cdot \left[1 - (1 - \eta_z) \cdot \frac{S_z}{S} \right] = \\ &= 38,61 \cdot \left[1 - (1 - 0,89) \cdot \frac{10,96}{11,61} \right] = 34,67 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (6.61)$$

6.4.2 Výpočet součinitele přestupu tepla α_{in}

Níže uvedený výpočet součinitele přestupu tepla v deflegmátorových trubkách je pouze orientační, a to z více důvodů:

1. Jak bylo popsáno v kapitole 4.6.3, v deflegmátorové trubce proudí pára směrem vzhůru a kondenzát stéká dolů. Hmotnostní tok trubkou tedy není po výšce trubky konstantní.
2. Snaha o určení nějaké střední hodnoty průtoku páry je v daném případě prakticky nerealizovatelná. Množství páry na výstupu z trubky by při použití řady odhadů pravděpodobně šlo přibližně vyčíslit, nicméně velký problém by byl určit či odhadnout množství na vstupu.
3. Množství proudících nekondenzujících plynů je po výšce trubky teoreticky konstantní, ale se snižujícím se množstvím páry vlivem její kondenzace se poměrově jejich množství oproti páře zvyšuje. Dle Daltonova zákona (rov. 4.45) pak klesá parciální tlak páry, takže teplota kondenzace páry se po výšce mění.
4. Při výpočtu budou využity stejné výpočtové vztahy jako při předcházejících výpočtech při klasickém proudění směrem dolů.
5. Bude zde počítáno s nekondenzujícími plyny, jejich hmotnostní podíl však bude zvolen, viz dále.

Vzhledem k uvedeným problémům souvisejícím s kondenzací v deflegmátoru, které přesahují rozsah této práce, bude pro tento zjednodušený výpočet kondenzátoru použit předpoklad stejného proudění páry jako v klasické trubce kondenzátoru, který byl popsán v předešlých kapitolách. Jak bylo řečeno dříve a ostatně to vyplývá i z předešlých výpočtů, vliv přestupu tepla na vnitřní straně na celkový prostup tepla je malý, mnohem významnější je přestup tepla na vnější straně. Navíc teplosměnná plocha deflegmátoru tvoří asi 10 % celkové plochy kondenzátoru, takže lze očekávat, že na celkový výpočet bude mít chyba způsobená zvoleným postupem zanedbatelný vliv.

Postup výpočtu součinitele přestupu tepla na vnitřní straně je tedy stejný jako v kapitole 6.3.2, nebude zde tedy uveden.

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně:

$$\alpha_{in} = 9224,9 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (6.62)$$

Na rozdíl od předchozích částí, bude v deflegmátoru uvažováno s nekondenzujícími plyny. Bude tedy provedena korekce součinitele přestupu tepla dle kap. 4.6.2.

Vliv nekondenzujících plynů

Množství nekondenzujících plynů není ze zadání známo, navíc se jejich hmotnostní podíl po výšce trubky mění. Z obr. 4.7 však vyplývá, že od určitého obsahu NP ve směsi s parou je jejich vliv na součinitel přestupu tepla přibližně konstantní. Bude tedy zvolena hodnota z této oblasti.

Zvolený hmotnostní podíl nekondenzujících plynů $x_{NP} = 5 \%$

Součinitel vlivu nekondenzujících plynů:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{NP} &= 0,3169 \cdot e^{-4,613 \cdot x_{NP}} + 0,5321 \cdot e^{-0,6403 \cdot x_{NP}} + 0,1519 = \\ &= 0,3169 \cdot e^{-4,613 \cdot 5} + 0,5321 \cdot e^{-0,6403 \cdot 5} + 0,1519 = 0,174 \end{aligned} \quad (6.63)$$

Korigovaný součinitel přestupu tepla na vnitřní straně:

$$\alpha_{in}^{NP} = \alpha_{in} \cdot \varepsilon_{NP} = 9224,9 \cdot 0,174 = 1601,1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (6.64)$$

6.4.3 Součinitel prostupu tepla – deflegmátor

$$\begin{aligned} k_{dfg} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{S}{S_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{in}^{NP}} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{34,67} + \frac{11,61}{0,69} \cdot \left(\frac{1}{1601,1} + \frac{0,0017}{50} \right)} \\ &= 25,07 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (6.65)$$

6.5 Výpočet celkového součinitele prostupu tepla

V předcházejících kapitolách byly určeny součinitele prostupu tepla pro jednotlivé části kondenzátoru. Protože nejsou známy teploty mezi jednotlivými částmi, nelze proto přesně spočítat výkon každé části. Ze tří součinitelů se tedy výsledný součinitel vytvoří jako vážený průměr podle velikosti daných teplosměnných ploch. V podstatě to znamená, že kondenzátor složený z více druhů trubek o různých součinitelích přestupu tepla se nahradí kondenzátorem složený z jednoho typu „virtuálních“ trubek s určitou hodnotou součinitele prostupu tepla. Celkový výsledek výpočtu výkonu kondenzátoru je při použití této metody stejný, jako kdyby se spočítal zvlášť výkon každé části při uvažování stejného teplotního spádu jako pro celý kondenzátor. Z hlediska názornosti se ovšem lépe jeví uvedený postup průměrného součinitele.

Nejprve je třeba určit teplosměnné plochy jednotlivých částí.

Teplosměnná plocha části I

$$S_I = n_{tI} \cdot S = 3480 \cdot 24,57 = 85520 \text{ m}^2 \quad (6.66)$$

Kde S představuje hodnotu z rovnice (6.15)

Teplosměnná plocha části II

$$S_{II} = n_{tII} \cdot S = 1160 \cdot 25,21 = 29247 \text{ m}^2 \quad (6.67)$$

Kde S představuje hodnotu z rovnice (6.45)

Teplosměnná plocha deflegmátoru

$$S_{dfg} = n_{tdfg} \cdot S = 1160 \cdot 11,61 = 13465 \text{ m}^2 \quad (6.68)$$

Kde S představuje hodnotu z rovnice (6.59)

Celková teplosměnná plocha kondenzátoru:

$$S_{ACC} = S_I + S_{II} + S_{dfg} = 85520 + 29247 + 13465 = \mathbf{128232 \text{ m}^2} \quad (6.69)$$

Celkový součinitel prostupu tepla:

$$\begin{aligned} k_{ACC} &= \frac{k_I \cdot S_I + k_{II} \cdot S_{II} + k_{dfg} \cdot S_{dfg}}{S_{ACC}} = \\ &= \frac{28,01 \cdot 85520 + 32,02 \cdot 29247 + 25,07 \cdot 13465}{128232} = \mathbf{28,62 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}} \end{aligned} \quad (6.70)$$

Pro výpočet výkonu jsou již známé hodnoty součinitele prostupu tepla a plochy kondenzátoru, takže dle vztahu (4.2) je třeba ještě určit hodnotu středního logaritmického teplotního spádu.

6.6 Střední teplotní logaritmický spád

Výpočet vychází z rovnice (3.12), ze zadání v tab. 6.1 je ovšem vidět, že vystupující kondenzát je mírně podchlazen pod teplotu kondenzace. Vzhledem ke specifickému charakteru dvoufázového proudění při kondenzaci nebudou při počítání teplotního spádu dosazovány teploty kondenzace páry a kondenzátu jako vstupní a výstupní teploty, ale z těchto teplot bude vytvořena střední teplota, která se pak dosadí do rovnice (3.12) jako teplota kondenzace.

Střední teplota kondenzace páry / kondenzátu:

$$t_K^{st} = \frac{t_K + t_K'}{2} = \frac{46,8 + 45,5}{2} = 46,13 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.68)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta T_{ln} = \frac{t_{out} - t_{in}}{\ln \frac{t_K^{st} - t_{in}}{t_K^{st} - t_{out}}} = \frac{38,5 - 15}{\ln \frac{46,13 - 15}{46,13 - 38,5}} = 16,71 \text{ K} \quad (6.69)$$

6.7 Teoretický výkon vzduchového kondenzátoru SAKO

Výpočet výkonu dle vztahu (4.2)

$$\dot{Q}_{ACC} = k_{ACC} \cdot S_{ACC} \cdot \Delta T_{ln} = 28,62 \cdot 128232 \cdot 16,71 = 61309 \text{ kW} \quad (6.70)$$

Výkon na 1m virtuální trubky:

$$\dot{Q}_{1m} = \frac{\dot{Q}_{ACC}}{n_t^{I+II} \cdot l^{I+II} + n_t^{dfg} \cdot l^{dfg}} = \frac{61309}{4640 \cdot 10,1 + 1160 \cdot 4,65} = 1,173 \text{ kWm}^{-1} \quad (6.71)$$

6.8 Výkon dodaný kondenzující parou

Výpočet tepelného výkonu dodaného kondenzací je oproti předchozím výpočtům jednoduchý a není zde nutné použít různé předpoklady či zjednodušení. Výsledek tohoto výpočtu lze tedy pokládat za relativně přesné vyjádření výkonu kondenzátoru.

Kondenzační tepelný výkon se vypočte na základě hmotnostního průtoku páry a rozdílu entalpií páry a syté vody:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_p \cdot (i_p - i'_v) = 23,54 \cdot (2365,1 - 195,8) = 51075 \text{ kW} \quad (6.72)$$

Lze použít i výpočet s latentním teplem pro daný tlak a se započtením suchosti páry, který musí z definice jednotlivých veličin vyjít stejně.

Kromě kondenzačního tepla je potřeba odvést i teplo odebrané kondenzátu při jeho ochlazení z teploty kondenzace na výstupní teplotu. Oproti latentnímu teplu kondenzace je ovšem toto teplo prakticky zanedbatelné, nicméně zde bude jeho výpočet uveden.

Tepelný výkon pro ochlazení kondenzátu:

$$\dot{Q}_K^{cal} = \dot{m}_p \cdot c_K \cdot (t_K - t'_K) = 23,54 \cdot 4,18 \cdot (46,8 - 45,5) = 124 \text{ kW} \quad (6.73)$$

Sečtením obou tepel vyjde celkový tepelný výkon přibližně 51 200 kW, což je shodné s údajem uvedeným v technické dokumentaci ke kondenzátoru pro daný stav.

Ačkoliv bylo výše řečeno, že je tento výpočet relativně přesný bez použití určitých zjednodušujících předpokladů (což dokazuje shodnost výsledku s dokumentací), byl přesto použit určitý předpoklad, který v reálném případě zřejmě nebude platit. V uvedeném výpočtu se totiž předpokládá kondenzace veškeré páry vstupující do

kondenzátoru. Jak bylo ale zmíněno v kapitole 4.6 nebo 6.4, určitá část páry uniká z deflegmátoru a nezkondenzuje. Množství unikající páry ovšem ze zadání není známé a nelze ho ani jednoduše určit. Proto pro alespoň formální zhodnocení této skutečnosti bude uvažováno, že toto unikající kondenzační teplo bude vyváženo teplem pro ochlazení kondenzátu. Takže jako výsledná hodnota výkonu bude uvažováno pouze kondenzační teplo z rovnice (6.72).

6.9 Kontrola ohřátí vzduchu

Jak bylo naznačeno v kapitole 3.3 a vyplývá i z principu přenosu tepla v kondenzátoru, jsou zde tři různé druhy teplených toků, které se musí z podstaty rovnat. Tepelný tok daný kondenzací páry (případně dalším ochlazením kondenzátu) prostupuje trubkami kondenzátoru a je odváděn proudícím vzduchem, který se při průchodu kondenzátorem ohřívá. První dva případy již byly porovnány výše, zbývá tedy ověřit, zda daným parametrům odpovídá ohřátí vzduchu.

Výkon ohřívání vzduchu:

$$\dot{Q}_{vz} = \dot{m}_{vz} \cdot c_{pvz} \cdot (t_{out} - t_{in}) = 2160 \cdot 1,007 \cdot (38,51 - 15) = 51135 \text{ kW} \quad (6.74)$$

Porovnáním výsledků rovnic 6.74 a 6.72 lze říci, že dle předpokladů jsou tyto dva výsledky prakticky shodné (drobné odchylky mohou způsobit použité hodnoty jednotlivých vlastností daných médií či zaokrouhlování). Tento výsledek se dal předpokládat, vzhledem k tomu že průtok i teplota vzduchu jsou zadány.

6.10 Diskuze k výsledku výpočtu

Ze srovnání výsledků rovnic (6.70) a (6.72) je patrné, že teoreticky vypočítaný výkon je vyšší než přibližný skutečný výkon. Tento rozdíl ve výsledcích je pravděpodobně způsoben řadou skutečností, které budou nyní okomentovány.

Výpočet výkonu kondenzátoru byl proveden pro ideální podmínky přestupu tepla. Tím je myšlen fakt, že byl uvažován dokonale čistý povrch teplosměnných ploch, tj. bez zanešení. Rovněž bylo uvažováno dokonale vodivé spojení žebra s trubicí s nulovým kontaktním odporem. Tyto ideální podmínky v praxi neplatí, zejména zanášení trubek se s dobou provozu kondenzátoru zvětšuje a může mít na jeho činnost významný vliv. Do výpočtu by šly tyto přídatné odpory přidat, ale jejich hodnoty nejsou známy, tudíž by se musely odhadnout. Proto byla zvolena varianta výpočtu za ideálních podmínek s následným vyjádřením odchylky těchto podmínek od skutečnosti (viz níže).

Druhým faktorem ovlivňujícím výsledek výpočtu je skutečnost, že ze zadání jsou známy pouze základní parametry. Jak bylo v průběhu výpočtu komentováno, bylo třeba použít řadu teoretických předpokladů a zjednodušení, a to zejména z důvodů neznalosti přesné hodnoty dané veličiny či průběhu určitého děje. Například fakt, že kondenzátor je složen z různých typů trubek, vyžadoval při snaze o zachování relativní

jednoduchosti výpočtu použití náhradního teoretického řešení, které se od praxe může lišit.

Porovnáním teoretického výkonu se skutečným (ten nemusí být zcela přesný, ale zajisté je podstatně blíže realitě) lze vyjádřit vliv výše zmíněných idealizací a předpokladů.

Vliv idealizovaného řešení vzhledem k reálným podmínkám:

$$\frac{\dot{Q}_{ACC} - \dot{Q}_K}{\dot{Q}_{ACC}} = \frac{61309 - 51075}{61309} = 0,17 \rightarrow 17 \% \quad (6.75)$$

Z rovnice 6.75 tedy vyplývá, že odchylka výpočtu od reálných podmínek způsobená přístupem popsaným výše v této kapitole činí přibližně 17 %. Těchto 17 % tedy představuje snížení výkonu kondenzátoru v důsledku zanášení, dalších přidavných odporů či použití nepřesných předpokladů při výpočtu. Tato odchylka není tak velká, aby se nedala předpokládat její kompenzace při reálných podmínkách.

Závěrem lze konstatovat, že použitý přístup k výpočtu není zásadním způsobem nesprávný, tj. aplikovaná zjednodušení zřejmě nezpůsobila výraznější chyby.

6.11 Výpočet tlakové ztráty při proudění vzduchu svazkem žebrovaných trubek

Pro doplnění výpočtu zde bude ještě uveden výpočet tlakové ztráty proudícího vzduchu dle kapitoly 4.5. Vzhledem ke skutečnosti, že v kondenzátoru se nachází dva typy trubek a ve spodní a horní části kondenzátoru je odlišný počet řad trubek, musí být výpočet tlakové ztráty proveden zvlášť pro jednotlivé části.

Nejprve je třeba určit ekvivalentní a hydraulické průměry

6.11.1 Ekvivalentní a hydraulický průměr

Část I

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{S_t \cdot d_0 + S_z \cdot \sqrt{\frac{S_z}{2 \cdot l \cdot n_z}}}{S_z + S_t} = \frac{1,03 \cdot 0,0381 + 23,55 \cdot \sqrt{\frac{23,55}{2 \cdot 10,1 \cdot 433,1}}}{23,55 + 1,03} = \quad (6.76)$$

$$= 51,31 \text{ mm}$$

Hydraulický průměr:

$$d_h = \frac{2 \cdot [s_z \cdot (s_t - d_0) - 2 \cdot H \cdot \delta_z]}{(s_z + s_t - d_0)} = \quad (6.77)$$

$$= \frac{2 \cdot [2,31 \cdot (86 - 38,1) - 2 \cdot 15,875 \cdot 0,35]}{(2,31 + 86 - 38,1)} = 3,96 \text{ mm}$$

Část II a deflegmátor

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{S_t \cdot d_0 + S_z \cdot \sqrt{\frac{S_z}{2 \cdot l \cdot n_z}}}{S_z + S_t} = \frac{1,41 \cdot 0,0508 + 23,80 \cdot \sqrt{\frac{23,80}{2 \cdot 10,1 \cdot 354,3}}}{23,80 + 1,41} = \quad (6.78)$$

$$= 57,28 \text{ mm}$$

Hydraulický průměr:

$$d_h = \frac{2 \cdot [s_z \cdot (s_t - d_0) - 2 \cdot H \cdot \delta_z]}{(s_z + s_t - d_0)} = \quad (6.79)$$

$$= \frac{2 \cdot [2,82 \cdot (86 - 50,8) - 2 \cdot 15,875 \cdot 0,35]}{(2,82 + 86 - 50,8)} = 4,64 \text{ mm}$$

6.11.2 Součinitel odporu trubek (přesazené)

Část I

Reynoldsovo číslo pro ekvivalentní průměr:

$$Re_{d_e} = \frac{w_z \cdot d_e}{\nu_{vz}} = \frac{3,63 \cdot 0,05131}{1,569 \cdot 10^{-5}} = 11861,3 \quad (6.80)$$

Nyní je třeba určit jaký vzorec pro výpočet je nutno použít:

$$\frac{d_e}{d_h} \cdot 1000 = \frac{51,31}{3,96} \cdot 1000 = 12946,3 > Re_{d_e} \rightarrow Re_{d_e}^x = 12946,3 \quad (6.81)$$

Součinitel odporu pro $Re_{d_e}^x$:

$$\xi^x = 1,463 \cdot Re_{d_e}^x^{-0,245} \cdot \left(\frac{s - d_0}{a} + 1\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{s - d_0}{d_0}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_0}\right)^{0,9} =$$

$$= 1,463 \cdot 12946,3^{-0,245} \cdot \left(\frac{86 - 38,1}{1,96} + 1\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{86 - 38,1}{38,1}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{51,31}{38,1}\right)^{0,9} = \quad (6.82)$$

$$= 1,474$$

Výsledný součinitel odporu:

$$\xi^I = \xi^x \left(\frac{Re_{d_e}}{Re_{d_e}^x}\right)^{-0,7} = 1,474 \cdot \left(\frac{11861,3}{12946,3}\right)^{-0,7} = 1,568 \quad (6.83)$$

Část II a deflegmátor

Reynoldsovo číslo pro ekvivalentní průměr:

$$Re_{d_e} = \frac{w_{\dot{z}} \cdot d_e}{\nu_{vz}} = \frac{5 \cdot 0,05728}{1,569 \cdot 10^{-5}} = 18250,8 \quad (6.84)$$

Určení potřebného vzorce:

$$\frac{d_e}{d_h} \cdot 1000 = \frac{57,28}{4,64} \cdot 1000 = 12342,4 < Re_{d_e} \quad (6.85)$$

Výsledný součinitel odporu:

$$\begin{aligned} \xi^{II} &= 1,463 \cdot Re_{d_e}^{-0,245} \cdot \left(\frac{s-d_0}{a} + 1\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{s-d_0}{d_0}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_0}\right)^{0,9} = \\ &= 1,463 \cdot 18250,8^{-0,245} \cdot \left(\frac{86-50,8}{2,47} + 1\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{86-50,8}{50,8}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{57,28}{50,8}\right)^{0,9} = \\ &= 1,379 \end{aligned} \quad (6.86)$$

6.11.3 Tlaková ztráta při průchodu vzduchu kondenzátorem

Pro výpočet bude použit zjednodušený vztah bez druhého členu rovnice 4.36.

Tlaková ztráta trubek části I:

$$\Delta p^I = \xi^I \cdot n_{rt} \cdot \frac{w_{\dot{z}}^2}{2} \cdot \rho_{vz} = 1,568 \cdot 3 \cdot \frac{3,63^2}{2} \cdot 1,177 = 36,4 \text{ Pa} \quad (6.87)$$

Tlaková ztráta jedné řady trubek části II a deflegmátoru:

$$\Delta p^{II} = \xi^{II} \cdot n_{rt} \cdot \frac{w_{\dot{z}}^2}{2} \cdot \rho_{vz} = 1,379 \cdot 1 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1,177 = 20,3 \text{ Pa} \quad (6.88)$$

Tlaková ztráta spodní části kondenzátoru (5 řad):

$$\Delta p^{spod} = \Delta p^I + 2 \cdot \Delta p^{II} = 36,4 + 2 \cdot 20,3 = 77,0 \text{ Pa} \quad (6.89)$$

Tlaková ztráta horní části kondenzátoru (4 řady):

$$\Delta p^{hor} = \Delta p^I + \Delta p^{II} = 36,4 + 20,3 = 56,7 \text{ Pa} \quad (6.90)$$

Střední tlaková ztráta při průchodu vzduchu kondenzátorem jako celku:

$$\Delta p = \frac{\Delta p^{spod} \cdot l^{spod} + \Delta p^{hor} \cdot l^{hor}}{l} = \frac{77 \cdot 4,65 + 56,7 \cdot 5,45}{10,1} = 66,0 \text{ Pa} \quad (6.91)$$

7 PROVOZ KONDENZÁTORU SAKO – TEORETICKÝ ROZBOR

Výpočet kondenzátoru probíhající v MS Excel byl upraven do podoby jednoduchého výpočtového programu, pomocí něhož lze odhadovat stavy kondenzátoru při různých podmínkách. Hlavní list se vstupy a výstupy do výpočtu je zachycen ve formě printscreenu v příloze 1, celý sešit .xls je pak připojen k elektronické verzi práce.

Vstupem do výpočtu jsou základní veličiny, které u kondenzátoru sledujeme či ovlivňují jeho provoz. Na straně páry se jedná o tlak páry a hmotnostní průtok, na straně vzduchu se zadává chod ventilátorů v procentech a teplota okolí. Tyto čtyři hodnoty pro samotný výpočet nestačí, další parametry se už ale nezadávají a uvažují se konstantní. To může způsobit určitou chybu řešení, tyto další parametry ale většinou nejsou známy, nejsou měřeny či je jejich hodnota pro provozovatele nezajímavá. Takovou veličinu představuje třeba suchost páry.

Výstupem výpočtu je pak teplota kondenzace (vychází přímo z tlaku páry) či výstupní teplota vzduchu. Pro výpočet výstupní teploty vzduchu je využito dříve popsané skutečnosti, že kondenzační teplo se rovná teplu přijatému vzduchem. Nezávislost výpočtu výkonu kondenzující páry a výkonu daného prostupem tepla je výhodná, protože nedojde k zacyklení výpočtu. Dalšími výstupními hodnotami jsou tedy výkony kondenzátoru, a to jak výkon vycházející z množství kondenzující páry (kap. 6.8) tak i výkon z hlediska prostupu tepla (kap. 6.7). Je zde zaveden předpoklad, že odchylka těchto výkonů, jež byla vypočtena v kapitole 6.10 je konstantní. Výkon vycházející z prostupu tepla je tak ponížěn o tuto odchylku (v programu je nazván redukováným výkonem), takže by se oba výkony měly při správných vstupních hodnotách rovnat.

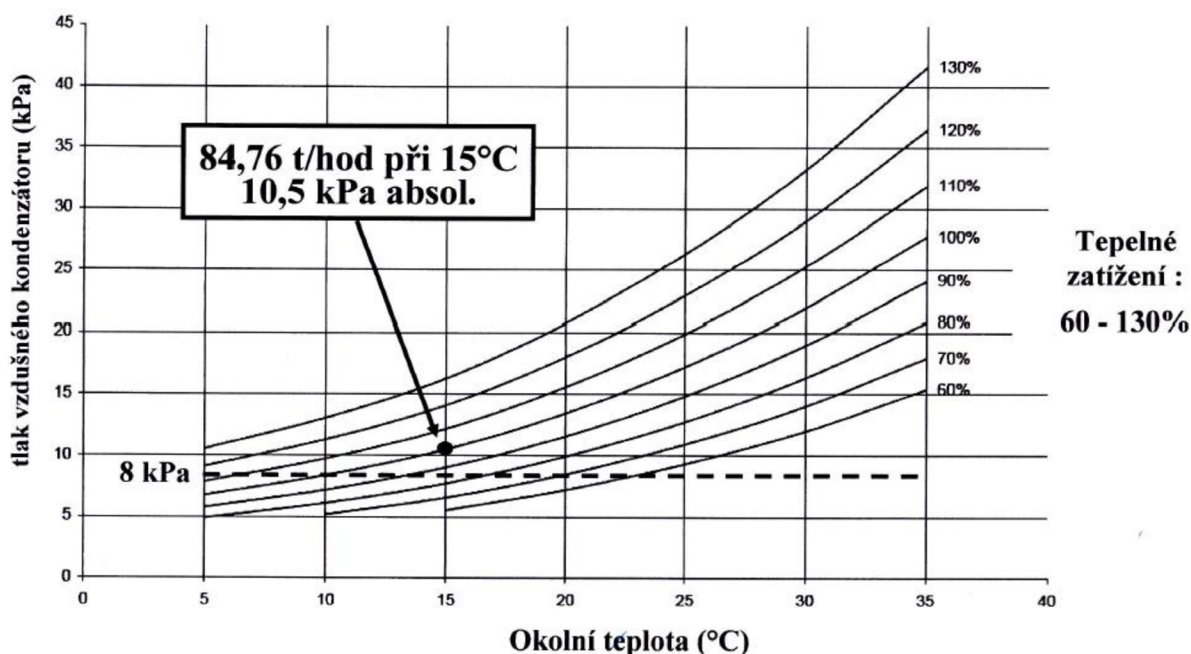
Samotná hodnota výkonu kondenzátoru není z hlediska provozovatele tak zásadní parametr, podmínka shodnosti výkonů ovšem umožňuje sledovat změny jednotlivých vstupních veličin při jiných podmínkách na vstupu. Lze tedy například zjistit, jak se změní tlak v kondenzátoru při změně teploty okolního vzduchu, změně otáček ventilátorů či změně průtoku páry. Zde se ovšem projeví omezené programovací schopnosti MS Excel, iterace je třeba provádět ručně. V praxi se tedy musí postupně dosazovat různé hodnoty tlaku v kondenzátoru a sledovat odchylku obou výkonů. Až je odchylka dostatečně malá, lze tlak považovat za výsledný. Nejedná se tedy o program v pravém smyslu slova, nicméně zpravidla po čtyřech či pěti ručních iteracích lze dosáhnout uspokojivého výsledku. Pro případ velmi špatně zadaných hodnot, kdy výstupní teplota přesáhne teplotu kondenzace (což z podstaty nelze) a výpočet výkonu prostupem tepla tedy neprobíhá, je zde k dispozici nápověda přibližného tlaku v kondenzátoru, vycházející pouze z výstupní teploty vzduchu a určitého nedohřevu.

Doplňujícím výstupem výpočtu je výkon turbíny, u kterého lze pozorovat jeho změny v závislosti na tlaku v kondenzátoru. Vzhledem k tomu, že turbína má regulovaný odběr pro teplotní účely, nelze pro výpočet jejího výkonu použít průtok páry do kondenzátoru. Je uvažováno, že oba kotle dodávají jmenovitou hodnotu průtoku páry (celkem 90 t/h). Před odběrem tedy proudí turbínou toto množství páry a za odběrem

pak množství páry jdoucí do kondenzátoru (množství páry v odběru je tedy dáno rozdílem tohoto průtoku a průtoku do kondenzátoru při zanedbání neregulovaného odběru pro regeneraci). Pokud je zadána hodnota množství páry proudící do kondenzátoru vyšší jak hraničních 90 t/h (hranice – předpoklad nulového odběru), hodnota výkonu je chybná. To by totiž teoreticky znamenalo, že v odběru proudí přídatná pára do turbíny, bylo by tedy třeba upravit i množství páry z kotlů.

7.1 Porovnání vypočtených hodnot s dokumentací

V rámci dokumentace, která byla poskytnuta společností SAKO Brno, a.s. pro zpracování této diplomové práce, byl dodán i graf znázorňující průběh tlaku v kondenzátoru na okolní teplotě vzduchu při různých výkonech. Jedná se tedy o oficiální dokumentaci od výrobce či dodavatele zařízení. Tento graf je zachycen na obr. 7.1.

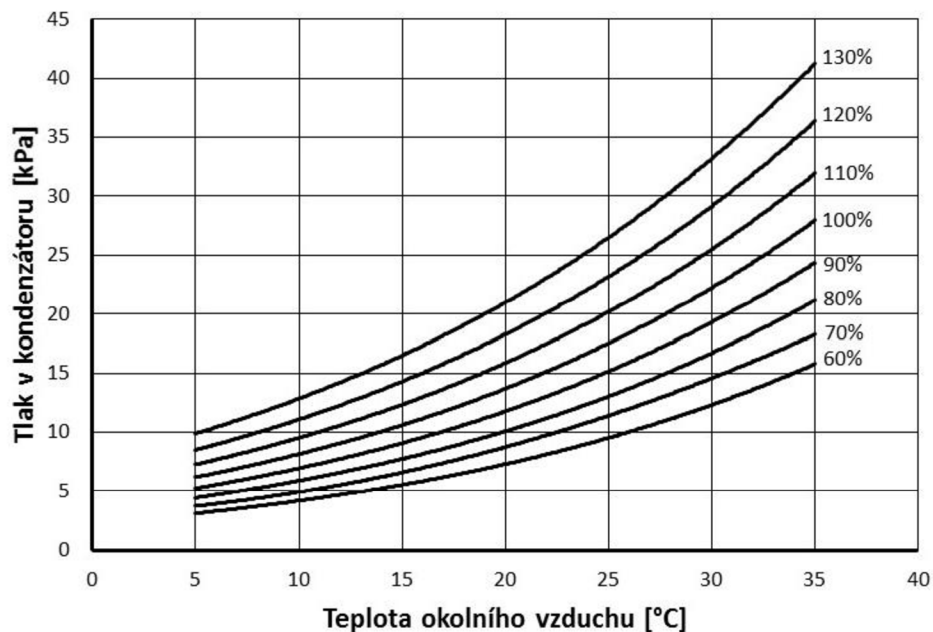


Obr. 7.1 Průběh tlaku v kondenzátoru – oficiální dokumentace
[Zdroj: Materiály dodané společností SAKO Brno, a.s.]

Pro ověření správnosti výpočtového programu vytvořeného v rámci této práce se nabízí porovnat graf z oficiální dokumentace s obdobným grafem s daty získanými z uvedeného programu. Tento graf je na obr. 7.2, přičemž meze jsou u obou grafů pro snadné porovnání stejné.

Při srovnání obou grafů je vidět, že graf vytvořený z teoretického výpočtu v této práci se s grafem z oficiální dokumentace téměř shoduje. Drobné odchylky jsou patrné (nejlépe asi na hranici při teplotě 5 °C), nicméně vzhledem k velkému množství použitých předpokladů, zjednodušení či odhadů je výsledek překvapivě přesný. Pro doplnění je třeba dodat, že grafy zohledňují situaci při 100% chodu ventilátorů. Program tedy zřejmě počítá správně, alespoň tedy při plném chodu ventilátorů. Pro

lepší posouzení správnosti programu by bylo třeba mít k dispozici více dat od výrobce pokrývajících širší oblast provozních stavů.



Obr. 7.2 Průběh tlaku v kondenzátoru – výpočet pomocí programu v MS Excel

7.2 Parametry kondenzátoru při různých podmínkách

S využitím popsaného programu, jehož správnost byla částečně ověřena v předchozí kapitole, lze modelovat situace pro různé provozní parametry kondenzátoru. V této kapitole budou tedy popsány určité stavy kondenzátoru při různých podmínkách. Jedná pouze o vymyšlené fiktivní situace, a ne skutečné provozní stavy. Cílem této kapitoly je spíše obecné popsání teoretického chování kondenzátoru. Reálným provozním stavům se skutečnými daty se věnuje kapitola 8.

Jednotlivé stavy jsou souhrnně uvedeny v tabulce 7.1. Tlak je ve výpočtu laděn na setiny kPa, v tabulce je pak uvedena zaokrouhlená hodnota. Výkonem kondenzátoru je myšlen výkon dle množství kondenzující páry dle kap. 6.8.

Poznámky k jednotlivým stavům

Stavy 1 a 2 odpovídají stejnému průtoku páry, pro který byl proveden výpočet v kapitole 6. Zde jsou ovšem zachyceny extrémní situace, tedy provoz ve velmi chladném, a naopak velmi teplém počasí. Jedná se o teoretické situace, protože spalovna jako teplotní zdroj by pravděpodobně takové množství páry do kondenzátoru nepouštěla a v případě odstávky dodávky tepla by zřejmě došlo ke snížení výkonu kotlů. Při podmínkách stavu 1 by navíc téměř jistě neběžely ventilátory na 100 %, protože tlak v kondenzátoru by byl už příliš nízký (mohlo by zřejmě hrozit i zamrznutí). Tyto dva stavy tedy slouží zejména k porovnání tlaků v kondenzátoru, případně i výkonu turbíny ve specifických klimatických podmínkách.

STAV 1			STAV 2		
Tlak páry	1,9	kPa	Tlak páry	27,9	kPa
Průtok páry	84,7	t/h	Průtok páry	84,7	t/h
Ventilátory	100	%	Ventilátory	100	%
Teplota okolí	-15	°C	Teplota okolí	35	°C
Teplota kondenzace	16,3	°C	Teplota kondenzace	67,5	°C
Výstupní teplota vz.	6,7	°C	Výstupní teplota vz.	59,6	°C
Výkon kondenzátoru	52,8	MW	Výkon kondenzátoru	50,1	MW
Tepelné zatížení ACC	103	%	Tepelné zatížení ACC	98	%
Výkon turbíny	21,8	MW	Výkon turbíny	19,4	MW
STAV 3			STAV 4		
Tlak páry	10	kPa	Tlak páry	10	kPa
Průtok páry	15	t/h	Průtok páry	40	t/h
Ventilátory*	9	%	Ventilátory	52	%
Teplota okolí	0	°C	Teplota okolí	20	°C
Teplota kondenzace	45,8	°C	Teplota kondenzace	45,8	°C
Výstupní teplota vz.	43,9	°C	Výstupní teplota vz.	41,6	°C
Výkon kondenzátoru	9,1	MW	Výkon kondenzátoru	24,2	MW
Tepelné zatížení ACC	18	%	Tepelné zatížení ACC	47	%
Výkon turbíny	11,1	MW	Výkon turbíny	14,4	MW
STAV 5			STAV 6		
Tlak páry	2,1	kPa	Tlak páry	33,1	kPa
Průtok páry	10	t/h	Průtok páry	110	t/h
Ventilátory*	8	%	Ventilátory	100	%
Teplota okolí	-15	°C	Teplota okolí	30	°C
Teplota kondenzace	18,3	°C	Teplota kondenzace	71,4	°C
Výstupní teplota vz.	17,0	°C	Výstupní teplota vz.	61,3	°C
Výkon kondenzátoru	6,3	MW	Výkon kondenzátoru	64,8	MW
Tepelné zatížení ACC	12	%	Tepelné zatížení ACC	127	%
Výkon turbíny	10,6	MW	Výkon turbíny	24,3	MW
STAV 7			STAV 8		
Tlak páry	10	kPa	Tlak páry	51	kPa
Průtok páry	70	t/h	Průtok páry	135	t/h
Ventilátory	82	%	Ventilátory	100	%
Teplota okolí	15	°C	Teplota okolí	30	°C
Teplota kondenzace	45,8	°C	Teplota kondenzace	81,8	°C
Výstupní teplota vz.	38,7	°C	Výstupní teplota vz.	69,7	°C
Výkon kondenzátoru	42,3	MW	Výkon kondenzátoru	82,1	MW
Tepelné zatížení ACC	83	%	Tepelné zatížení ACC	160	%
Výkon turbíny	23	MW	Výkon turbíny	25,6	MW

Tab. 7.1 Teoretické provozní stavy kondenzátoru dle výpočtového programu

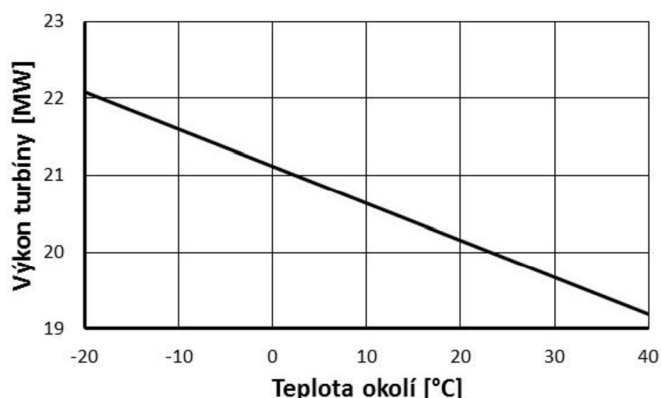
Stavy 3, 4 a 5 by již mohly modelovat reálné provozní situace. Z provozních dat dodaných společností SAKO Brno, a.s. je vidět, že průtoky páry bývají často poměrně malé. V reálném provozu se provozovatel kondenzátoru snaží udržovat určitou doporučenou hodnotu tlaku (cca 10 kPa) a tomu upravuje chod ventilátorů. V praxi tedy není snaha tlak v kondenzátoru co nejvíce snížit maximálním chodem ventilátorů. Zde ovšem může hrát roli i malý průtok páry kondenzátorem, kdy je spodní hranice tlaku omezena. Udržování hladiny ideálního tlaku zachycují stavy 3 a 4. Zde se ovšem projevuje nevýhoda použitého způsobu výpočtu, není totiž uvažována přirozená konvekce. Ve stavu 3 by již pravděpodobně ventilátory neběžely, dosadit do výpočtu nulu ale nelze. Proto bylo na základě provozních dat odhadnuto, že proudění přirozenou konvekcí odpovídají otáčky ventilátorů okolo 8 %. Vzhledem k tomu, množství proudícího vzduchu má na výpočet poměrně značný vliv, zde může tímto odhadem vzniknout výraznější chyba. Označení * tedy symbolizuje pravděpodobně neběžící ventilátory, v tomto případě slouží uvedená hodnota otáček pouze pro potřeby dosažení do výpočtu. Stav 5 pak zachycuje provoz ve velmi chladném počasí, kdy i přes vypnuté ventilátory dochází k výraznému snížení tlaku. Pro zvýšení tlaku či odvrácení hrozby zamrznutí by byl provozovatel nucen zvýšit průtok páry do kondenzátoru, i když v této klimatické situaci je zajisté primární dodávka tepla do města.

Stav 6 zachycuje teoretické maximální zatížení kondenzátoru. Oba kotle dodávají maximální průtok páry (vyšší jak jmenovitý) a toto celé množství jde do kondenzátoru. Je vidět výrazný nárůst tlaku v kondenzátoru, avšak tato situace je v praxi zřejmě nereálná.

Ve spalovně uvažují o instalaci dalšího kotle. Tuto v budoucnosti možnou situaci popisují stavy 7 a 8. Stav 7 zachycuje možný reálný provozní stav při snaze udržet doporučenou hodnotu tlaku. Stav 8 pak letní provoz při jmenovitém průtoku páry od všech tří kotlů směřujícím do kondenzátoru, tedy extrémní provozní situaci.

Poznámka k vlivu teploty okolí na výkon turbíny

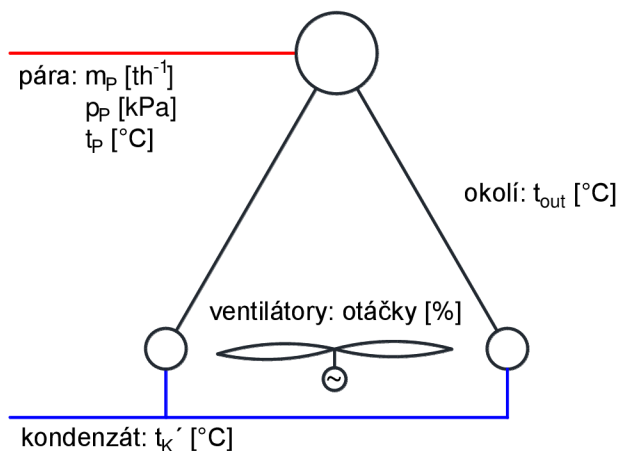
Ve stavech 1 a 2 v tab. 7.1 lze pozorovat změnu výkonu turbíny při značně odlišné teplotě vzduchu. Pro lepší zachycení této skutečnosti byl vytvořen graf na obr. 7.3, přičemž je uvažována situace dle stavů 1 a 2 (tedy stejný průtok i chod ventilátorů).



Obr. 7.3 Vliv teploty okolí na výkon turbíny

8 PROVOZ KONDENZÁTORU SAKO – ANALÝZA PROVOZNÍCH DAT

Společnost SAKO Brno, a.s., konkrétně tedy divize Zpětného energetického využití odpadu Spalovny komunálních odpadů poskytla pro zpracování této diplomové práce řadu podkladů. Jedná se jednak o technickou dokumentaci kondenzátoru, která již byla využita v minulých kapitolách, tak i provozní data z některých časových úseků, které byly určitým způsobem specifické. Analýza těchto dat bude náplní této kapitoly. Budou uvedeny provozní parametry pro danou situaci a k těmto datům bude doplněn i vypočtený výkon kondenzátoru dle výpočtového programu.



Obr. 8.1 Použité měřené veličiny ACC

Poskytnutá data pokrývají většinou 20 minut provozu, během té doby se téměř všechny parametry průběžně mění. Zde budou uvedeny průměrné hodnoty pro daný časový úsek. Standardně bude uvažováno, že tlak páry odpovídá celkovému tlaku v kondenzátoru, tedy že zde nejsou nekondenzující plyny, které by tento celkový tlak zvýšily. Ve skutečnosti jsou tyto plyny v páře přítomny, jejich množství ovšem není známo a jejich vliv na celkový tlak lze předpokládat velmi malý.

8.1 Letní provoz I

Provozní hodnoty		
Tlak páry	10,06	kPa
Teplota páry (přehřátá)	76,51	°C
Průtok páry	9,57	t/h
Ventilátory	20,41	%
Teplota okolí	25,44	°C
Výstupní teplota kondenzátu ³	45	°C
Výkon generátoru	5,63	MW
Dopočítané hodnoty		
Teplota kondenzace	45,92	°C
Výstupní teplota vzduchu	40,61	°C

³ Měřené hodnoty výstupní teploty kondenzátu jsou často nereálné, protože jsou vyšší než vstupní teplota páry či teplota kondenzace. Může to souviset s určitou setrvačností změn parametrů, nelze tedy tyto hodnoty porovnávat ve stejném čase. V takových případech bude výstupní teplota kondenzátu určena dle určitých předpokladů, naměřená provozní hodnota tedy nebude použita.

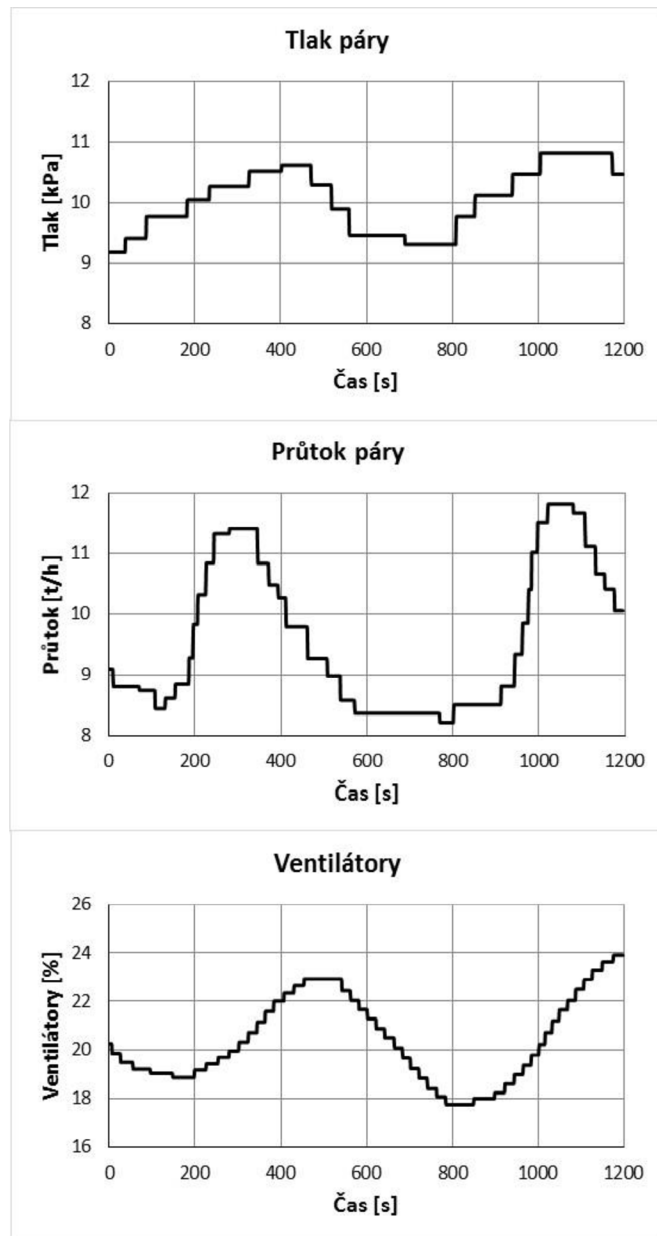
Střední logaritmický teplotní spád	10,7	K
Součinitel prostupu tepla	12,8	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
Teoretický výkon ACC (kap. 6.7)	17,55	MW
Výkon kondenzace páry (kap. 6.8)	6,5	MW
Odchylka (dle rov 6.75)	63	%

Tab. 8.1 Letní provoz I

Uvedená tabulka zachycuje situaci letního provozu kondenzátoru (konkrétně 12. 6. po 16. hod). Je patrné, že reálná situace se oproti teoretickým stavům, kterým byla doposud věnována pozornost, výrazně liší. Zejména se jedná o fakt, že dle měřených hodnot tlaku a teploty páry vstupuje do kondenzátoru pára přehřátá. Lze tedy předpokládat zpočátku ochlazení páry na teplotu kondenzace při daném tlaku a následnou kondenzaci při této teplotě. Tento postup byl použit při výpočtu výkonu. Nicméně je patrné, že výsledek tohoto výpočtu je zásadně odlišný od relativně přesného výkonu kondenzující páry. V kapitole 6.10 byla při teoretickém výpočtu zjištěna odchylka výkonů 17 %, zatímco zde je tato hodnota 63 %. Ačkoliv doposud se postup výpočtu výkonu jevil správný (kap. 7.1), při použití v této reálné situaci je v podstatě chybný. Podrobnější rozbor této skutečnosti viz kapitola 8.7.

Z provozních hodnot je vidět, že ačkoliv je teplota vzduchu poměrně vysoká, vzhledem k velmi malému průtoku páry stačí pouze pětina otáčky ventilátoru. V tomto případě je tedy kondenzátor provozován při velmi nízkém zatížení.

V tabulce 8.1 jsou zachyceny průměrné hodnoty veličin, chování kondenzátoru lze názorněji popsat pomocí průběhů jednotlivých veličin v čase. Na obr. 8.2 je graf vyjadřující změnu tlaku páry, průtoku páry a chodu ventilátorů v měřeném časovém



Obr. 8.2 Graf průběhu provozních dat (LPI)

úseku. Změna tlaku páry v kondenzátoru je v daném úseku ovlivněna jejím průtokem i úpravou chodu ventilátorů. Teplotu okolí lze v tak krátké době považovat za konstantní.

V grafu je vidět souvislost těchto tři veličin. Na začátku úseku docházelo ke zpomalování ventilátorů (při téměř konstantním průtoku), čímž začal růst tlak v kondenzátoru. K růstu tlaku přispělo i následné zvyšování průtoku páry. Reakce spočívala ve zvyšování otáček ventilátorů, ovšem růst průtoku byl výraznější a tlak dále stoupal. V určité době došlo ke krátkému ustálení průtoku (a poté i tlaku) na maximální hodnotě a poté začal průtok klesat. Ventilátory dosáhly maximálních otáček s jistým zpožděním, a to v době, kdy již průtok klesal. V tomto úseku tedy došlo k poměrně rychlému snižování tlaku páry. Otáčky ventilátorů byly poté postupně snižovány. Průtok páry byl delší dobu přibližně konstantní, při minimálních otáčkách ventilátorů ale začal tlak růst (zde byl i mírný nárůst průtoku). Popisovaný proces se pak přibližně opakuje.

Z grafu na obr. 8.2 a výše popsaného průběhu je patrné, že v dané situaci byla snaha kompenzovat změny průtoku páry změnou otáček ventilátorů, aby byly výchyly tlaku minimalizovány.

8.2 Letní provoz II

Provozní hodnoty		
Tlak páry	10,03	kPa
Teplota páry	45,04	°C
Průtok páry	14,76	t/h
Ventilátory	49,11	%
Teplota okolí	30,32	°C
Výstupní teplota kondenzátu	44	°C
Výkon generátoru	6,93	MW
Dopočítané hodnoty		
Výstupní teplota vzduchu	39,12	°C
Střední logaritmický teplotní spád	9,1	K
Součinitel prostupu tepla	20,23	Wm ⁻² K ⁻¹
Teoretický výkon ACC (kap. 6.7)	23,61	MW
Výkon kondenzace páry (kap. 6.8)	8,93	MW
Odchylka (dle rov 6.75)	62	%

Tab. 8.2 Letní provoz II

Data v tabulce popisují stejně jako předešlá kapitola provoz kondenzátoru v letních podmínkách (28. 8. kolem 15.hod). V tomto případě je vyšší průtok páry i teplota okolí, tlak v kondenzátoru je ale stejný jako při letním provozu I. To je zajištěno zvýšenými otáčkami ventilátoru. Kondenzátor je oproti předešlé situaci více zatížen, stále je ovšem provozován při nízkém zatížení.

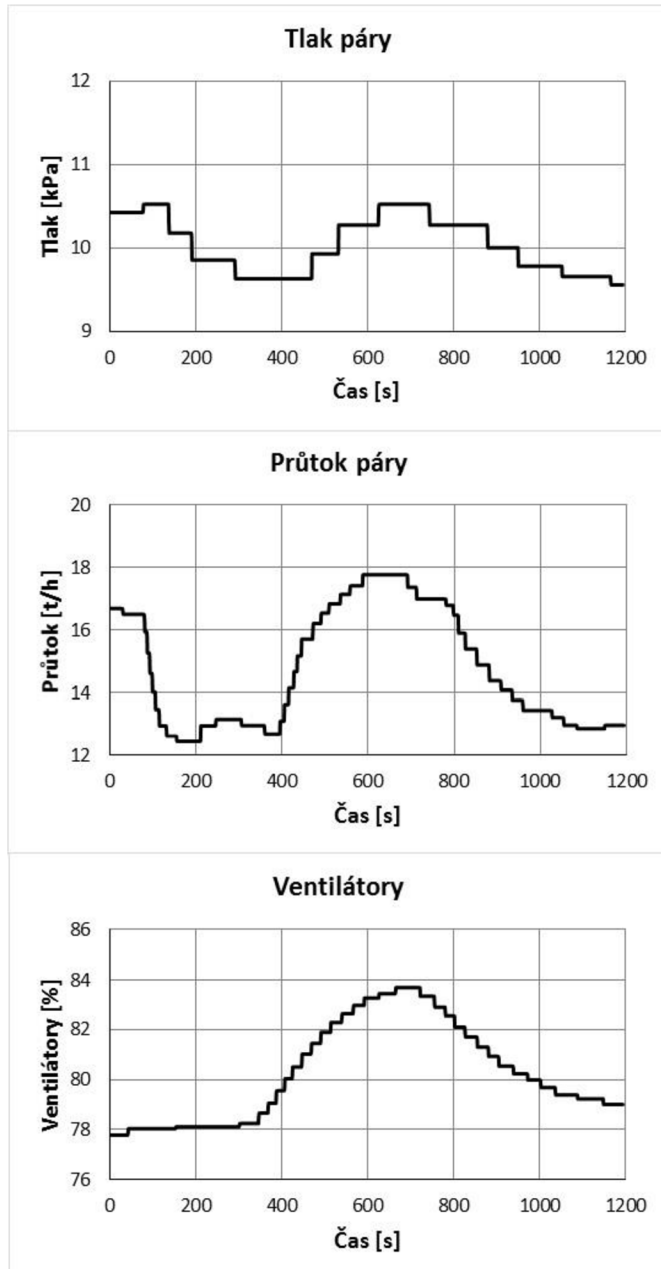
Teplota a tlak páry neodpovídají přesně tabulkovým hodnotám, tj. že danému tlaku dle parních tabulek odpovídá jiná hodnota teploty kondenzace a naopak. Odchyłka je ale relativně malá – danému tlaku by odpovídala teplota kondenzace asi o 0,8 °C vyšší. To je ovlivněno faktem, že se jedná o průměrné hodnoty, jak bylo řečeno na začátku kapitoly. Při porovnání konkrétních hodnot tlaku a teploty páry ve stejném čase však pravidelně vychází teplota o několik desetin nižší, než by měla být dle tabulek. To by mohlo být způsobeno nekondenzujícími plyny, jejichž parciální tlak se odečte od naměřeného tlaku. Nižšímu parciálnímu tlaku páry by pak odpovídala nižší teplota kondenzace. Při výpočtu výkonu kondenzátoru na základě prostupu tepla je zásadní teplota páry (kondenzace), která je měřena a použita ve výpočtu. Zanedbání korekce tlaku na přítomnost nekondenzujících plynů se tudíž na výsledku projeví zanedbatelně.

Samotný výpočet výkonu je stejně jako v předešlé situaci velmi nepřesný, velikost odchylky je téměř shodná.

Rovněž jako v případě popsaného v kapitole 8.1 i zde je možné z provozních dat sestavit časové průběhy jednotlivých veličin. Tyto průběhy jsou zachyceny na obr. 8.3.

Průběhy jsou principiálně stejné jako v předešlém případě. Počáteční pokles průtoku páry při téměř konstantním chodu ventilátorů vyvolá pokles tlaku páry. V čase asi 400 s se začal průtok rychle zvyšovat, reakce spočívala ve zvyšování otáček ventilátorů, celkově přibližně o 7,5 %. Následkem toho se navzdory cca 43% zvýšení průtoku páry tlak v kondenzátoru zvýšil jen o cca 9 %. Zhruba ve stejném okamžiku dosáhly všechny sledované veličiny maximální hodnoty a poté začaly klesat.

Z grafu je opět znatelná snaha udržet tlak v kondenzátoru na hodnotě přibližně 10 kPa, a to prostřednictvím regulace chodu ventilátorů.



Obr. 8.3 Graf průběhu provozních dat (LP11)

8.3 Provoz s vyšším průtokem páry

Provozní hodnoty		
Tlak páry	10,09	kPa
Teplota páry	45,79	°C
Průtok páry	48,89	t/h
Ventilátory	45,65	%
Teplota okolí	9,1	°C
Výstupní teplota kondenzátu	45	°C
Výkon generátoru	14,82	MW
Dopočítané hodnoty		
Výstupní teplota vzduchu	38,26	°C
Střední logaritmický teplotní spád	17,93	K
Součinitel prostupu tepla	19,62	Wm ⁻² K ⁻¹
Teoretický výkon ACC (kap. 6.7)	45,09	MW
Výkon kondenzace páry (kap. 6.8)	29,57	MW
Odchylka (dle rov 6.75)	34	%

Tab. 8.3 Provoz s vyšším průtokem páry

Provozní stav popisovaný v této kapitole se vyznačuje znatelně vyšším průtokem páry než ostatní posuzované stavy. Přesto je průtok páry stále téměř poloviční oproti průtoku, pro který byl proveden výpočet v kapitole 6. To je způsobeno již zmiňovaným faktem, že spalovna zejména dodává teplo pro město Brno a výroba elektřiny je často pouze vedlejší produkt. Ačkoliv je samotný kondenzátor dimenzovaný pro značně vyšší zatížení, v reálném provozu výrazně vyšší průtok páry do kondenzátoru, než je zde uveden, asi při běžných podmínkách nelze předpokládat. Konkrétní data se vztahují ke dni 6. 11. kolem druhé hodiny ranní. Dle uvedené teploty okolního vzduchu lze tento provoz označit jako provoz v mírných zimních podmínkách.

Výkon kondenzátoru dle výpočtu na základě prostupu tepla je opět vyšší, ovšem odchylka od teoreticky poměrně přesné hodnoty výkonu od kondenzující páry se poměrně výrazně snížila (myšleno oproti dvěma předcházejícím stavům). Za pozornost stojí fakt, že tlak páry je opět na cca 10 kPa, tedy jako v předešlých případech letního provozu.

Pro názornější zachycení dynamiky tohoto provozního stavu byly opět vytvořeny grafy časových závislostí tlaku páry, průtoku páry a otáček ventilátorů. Na rozdíl od předešlých situací v tomto případě pokrývají poskytnutá data kratší časový úsek (13 minut), i přesto lze chování kondenzátoru v tomto stavu z dat vyčíst. Je vidět, že v tomto časovém úseku je provoz kondenzátoru stabilnější, výchyly tlaku jsou znatelně menší než při situacích v kapitolách 8.1 a 8.2. Je to dáno menší relativní výchylokou průtoku páry (asi 7,5 %). Bližší komentář ke grafu zde již nebude uveden, princip chování kondenzátoru byl popsán u předcházejících stavů.

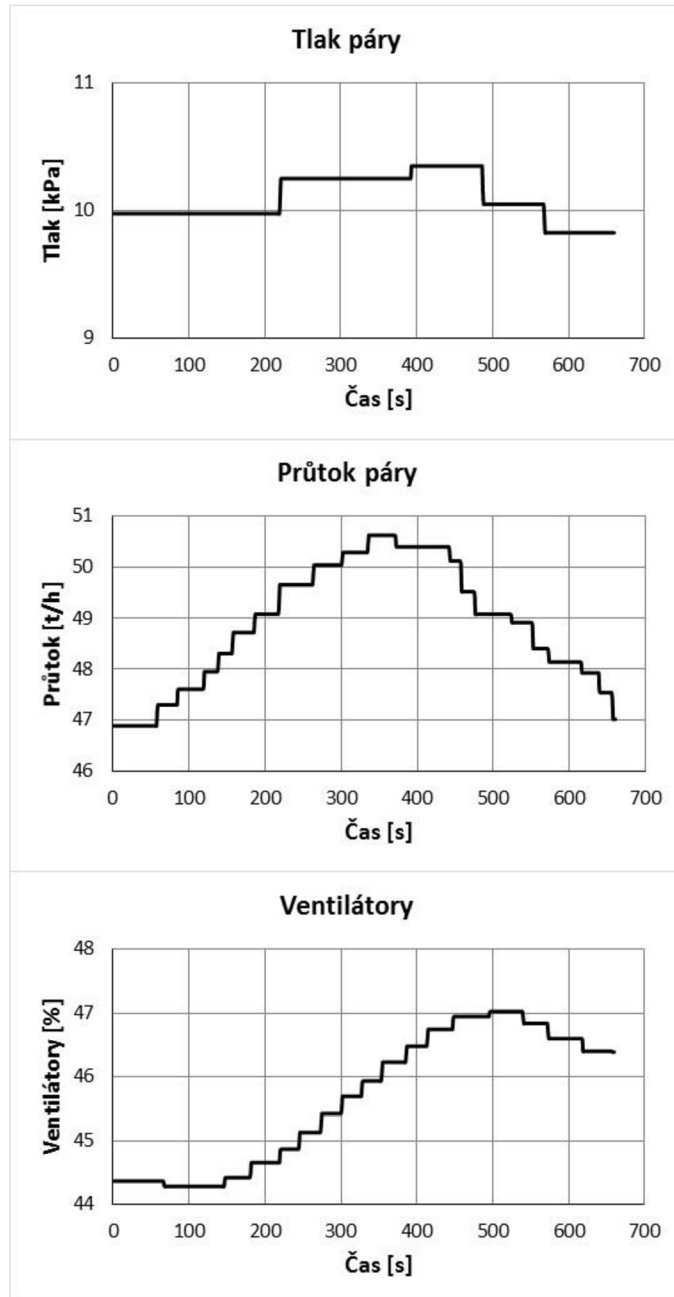
Obr. 8.4 Graf průběhu provozních dat (vyšší průtok)

8.4 Zimní provoz

V této kapitole bude pozornost zaměřena na zimní provoz kondenzátoru. V tabulce 8.4 jsou uvedena provozní data ze dne 22. 1. ráno. Na poměry lokality, ve které se spalovna nachází, se dle teploty okolí jedná již o poměrně výjimečnou situaci. V tomto provozním režimu jsou ventilátory vypnuty.

Z tab. 8.4 je patrný zásadní rozpor v měřených datech. Tlak a teplota páry naznačují, že by do kondenzátoru měla proudit přehřátá pára. Obecně lze tedy předpokládat, že se pára ochladí na teplotu kondenzace a zkondenzuje (podobně jako v 8.1). Teplota kondenzace pro daný tlak je v tabulce uvedena. Problém spočívá ve výstupní teplotě kondenzátu, která se po celou dobu měřeného úseku pohybuje na hodnotě blízké teplotě vstupní páry a je tedy velmi odlišná od teploty kondenzace pro daný tlak páry. Zdá se, že pára kondenzuje při podstatně vyšší teplotě, které ovšem odpovídá značně vyšší tlak. Fakt, že v reálném provozu neodpovídají jednotlivé veličiny přesným tabulkovým hodnotám je pochopitelný, nicméně v této situaci je rozdíl velmi výrazný.

Příčina velkého rozporu měřených dat není známá. Teoreticky by tento jev mohl být způsoben odlišným provozem kondenzátoru před měřeným časovým úsekem, tedy že byl v kondenzátoru vyšší tlak a tím i vyšší teplota kondenzace. Během měřených 20 minut provozu by pak vlivem setrvačnosti byla teplota kondenzátu v místě měření stále vyšší. To je ovšem pouze domněnka, protože předchozí data nejsou k dispozici. Přesné umístění měření není známo, což je pro potvrzení této teorie důležité.



Provozní hodnoty		
Tlak páry	1,46	kPa
Teplota páry (přehřátá)	28,4	°C
Průtok páry	9,71	t/h
Ventilátory	0	%
Teplota okolí	-9,69	°C
Výstupní teplota kondenzátu	27,9	°C
Výkon generátoru	6,85	MW
Dopočítané hodnoty		
Teplota kondenzace ⁴	12,61	°C
Výstupní teplota vzduchu	24,38	°C
Střední logaritmický teplotní spád	14,77	K
Součinitel prostupu tepla	7,82	Wm ⁻² K ⁻¹
Teoretický výkon ACC (kap. 6.7)	14,82	MW
Výkon kondenzace páry (kap. 6.8)	6,57	MW
Odchylna (dle rov 6.75)	56	%

Tab. 8.4 Zimní provoz

Z dodané dokumentace se zdá, že je měření situováno blízko spoje potrubí z obou částí střechy, tedy poměrně daleko od samotné teplosměnné plochy. Ze známého průměru potrubí odvodu kondenzátu a průtoku páry lze spočítat, že rychlost proudění kondenzátu v potrubí je cca $3,8 \text{ cm s}^{-1}$. Za 20 minut (1200 s) tedy kondenzát urazí necelých 46 metrů. Tato hodnota přibližně odpovídá dvojnásobku šířky kondenzátoru. Otázkou je, jak dlouho trvá než se vzniklý kondenzát do potrubí (pro které byla počítána rychlost) dostane. Musí totiž ještě projít samotnou kondenzátorovou trubkou, sběračem a potrubím směřujícím do odvodního potrubí. Nelze tedy s určitostí rozhodnout, zda je taková míra setrvačnosti měření možná. Navíc z některých částí kondenzátoru je k měřicímu bodu menší vzdálenost, teplota by se tedy měla postupně snižovat již po kratší době. To ale z poskytnutých dat není patrné. V kapitole 8.5 je v jiném provozním režimu tato situace graficky znázorněna a uvedený předpoklad velkého zpoždění se nepotvrdil, navíc se zde objevuje stejný rozpor tlaku a teploty (viz zmiňovaná kapitola). Tato skutečnost tedy v podstatě není objasněna.

Uvedené skutečnosti značně komplikují snahu o přesnější výpočet, či téměř znemožňují. Proto je třeba brát dopočítané hodnoty v tab. 8.4 jako pouze orientační. Tento orientační výpočet byl proveden při uvažování teploty kondenzace jako teploty vstupní páry, a tedy ne hodnoty odpovídající danému tlaku.

Další skutečností znesnadňující výpočet je fakt, který byl již naznačen v kapitole 7.2, a to že výpočet neuvažuje s prouděním přirozenou konvekcí. Do výpočtu je třeba zadat určité otáčky ventilátoru, ačkoliv jsou ve skutečnosti neběžící. Vhodnou volbou otáček ventilátoru by se docílilo v podstatě nulové odchylny výkonů. To by ovšem bylo s vysokou pravděpodobností zavádějící, protože v předchozích případech vycházela

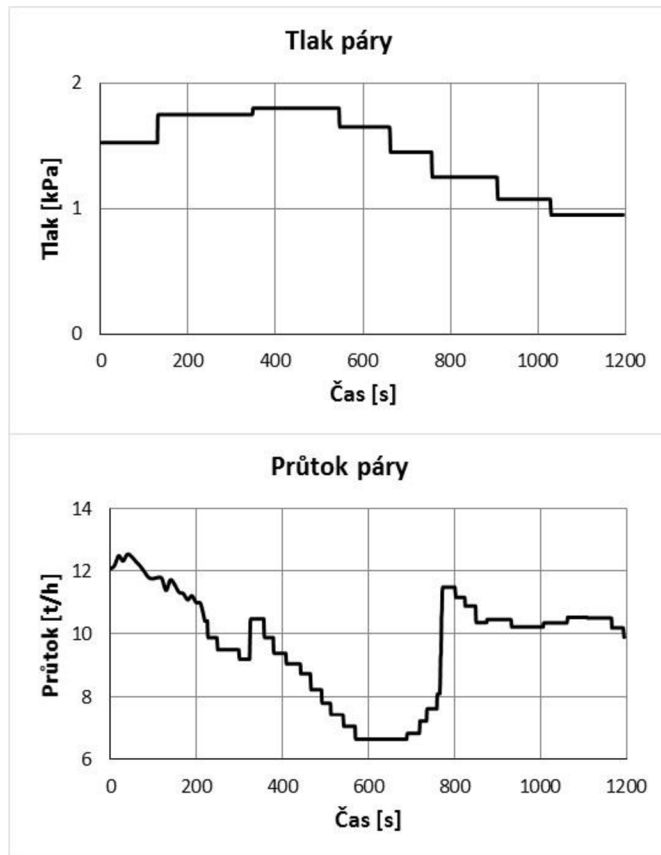
⁴ Ilustrativní hodnota, pro výpočet není použita viz text.

odchylka poměrně výrazná. Otáčky ventilátorů byly tedy zvoleny tak, aby byla odchylka výkonů v obdobných mezích jako v předešlých případech. Konkrétně se jedná o otáčky ventilátorů kolem 8 %, podobné hodnoty pak byly použity i v kapitole 7.2.

Grafické závislosti v tomto případě zachycují jen průběh tlaku a průtoku páry, protože ventilátory byly během celého úseku vypnuté. Na obr. 8.5 je vidět nesoulad těchto dvou veličin. V předchozích situacích platilo, že při zvyšujícím se průtoku se zvyšuje i tlak v kondenzátoru a naopak. Tato skutečnost zde neplatí, během snížení průtoku téměř na polovinu totiž tlak místo očekávaného výrazného snížení mírně vzrostl. Tlak začal klesat až po určité době, kdy ovšem došlo k výraznému nárůstu průtoku téměř na původní hodnotu. Tato prudká změna průtoku páry však není na průběhu tlaku vůbec patrná. Chování kondenzátoru je tedy zásadně odlišné od předpokladů, které se potvrdily v předchozích situacích.

Příčina takového chování kondenzátoru není zřejmá. Je možné, že jde o vliv přirozeného proudění, kdy není průtok vzduchu přesně definován. Přirozená konvekce je dána rozdílností hustot tekutin, což je zpravidla způsobeno gradientem teploty v tekutině. Při zvýšení průtoku páry vzroste i množství tepla, které musí být proudícím vzduchem odvedeno. To by znamenalo, že by se vzduch procházející kondenzátorem musel více ohřát. Tím by se zvýšil i gradient hustot a přirozená konvekce by byla intenzivnější, tedy by se zvýšil průtok vzduchu. Tento samovolně zvýšený průtok vzduchu by pak zabránil výraznějšímu zvýšení tlaku v kondenzátoru. Při snížení průtoku páry by byla situace opačná, tedy že menší kondenzační teplo by méně ohřálo vzduch a proudění by se zpomalilo. Tato teorie je ale pouze spekulace a snaha autora práce navrhnout přístup k řešení nesouladu v průběhu naměřených hodnot.

Celkově lze shrnout, že tento popisovaný stav je dosti odlišný od předchozích a je obtížné v této situaci analyzovat chování kondenzátoru. Pravděpodobným zdrojem nejasností bude zřejmě kombinace velmi nízké teploty vzduchu spolu s nízkým průtokem páry a stojícími ventilátory. Určitý vliv mohl mít i fakt, že v tomto provozním režimu byly zavřeny žaluzie, které slouží v těchto podmínkách pro omezení proudění



Obr. 8.5 Graf průběhu provozních dat (ZP)

vzduchu, a tedy snížení výkonu kondenzátoru. Tyto žaluzie jsou ale instalovány pouze nad menší částí teplosměnné plochy.

8.5 Měření kondenzátoru SAKO 23. 2. 2017

8.5.1 Provozní data

Dne 23. února byla spalovna na několik hodin odpojena od městského parovodu. To znamenalo vyšší zatížení kondenzátoru vyšším průtokem páry. Kotle ovšem nepracovaly na plný výkon, tudíž se i v této situaci pohyboval průtok páry kolem 42 t/h, tedy stále asi polovina jmenovitého průtoku. V rámci spolupráce se spalovnou jsme byli pozváni na případné měření kondenzátoru přímo na místě. Naše měření bylo zaměřeno na měření rychlosti proudění vzduchu a jeho teploty ve více místech po výšce kondenzátoru. Obsluha spalovny byla ochotna měnit v určitých intervalech otáčky ventilátoru, čímž byla získána užitečná data zachycující změny jednotlivých veličin při změnách otáček ventilátorů. Otáčky ventilátorů byly často měněny i v předchozích popisovaných stavech, v tomto případě ovšem docházelo ke změnám v mnohem větším rozsahu. Kromě námi přímo měřených veličin byly následně poskytnuta i data ze systému spalovny jako v předchozích případech. Tato kapitola se tedy bude zabývat analýzou těchto dat, půjde zejména o grafické průběhy jednotlivých veličin a popsání jejich souvislostí.

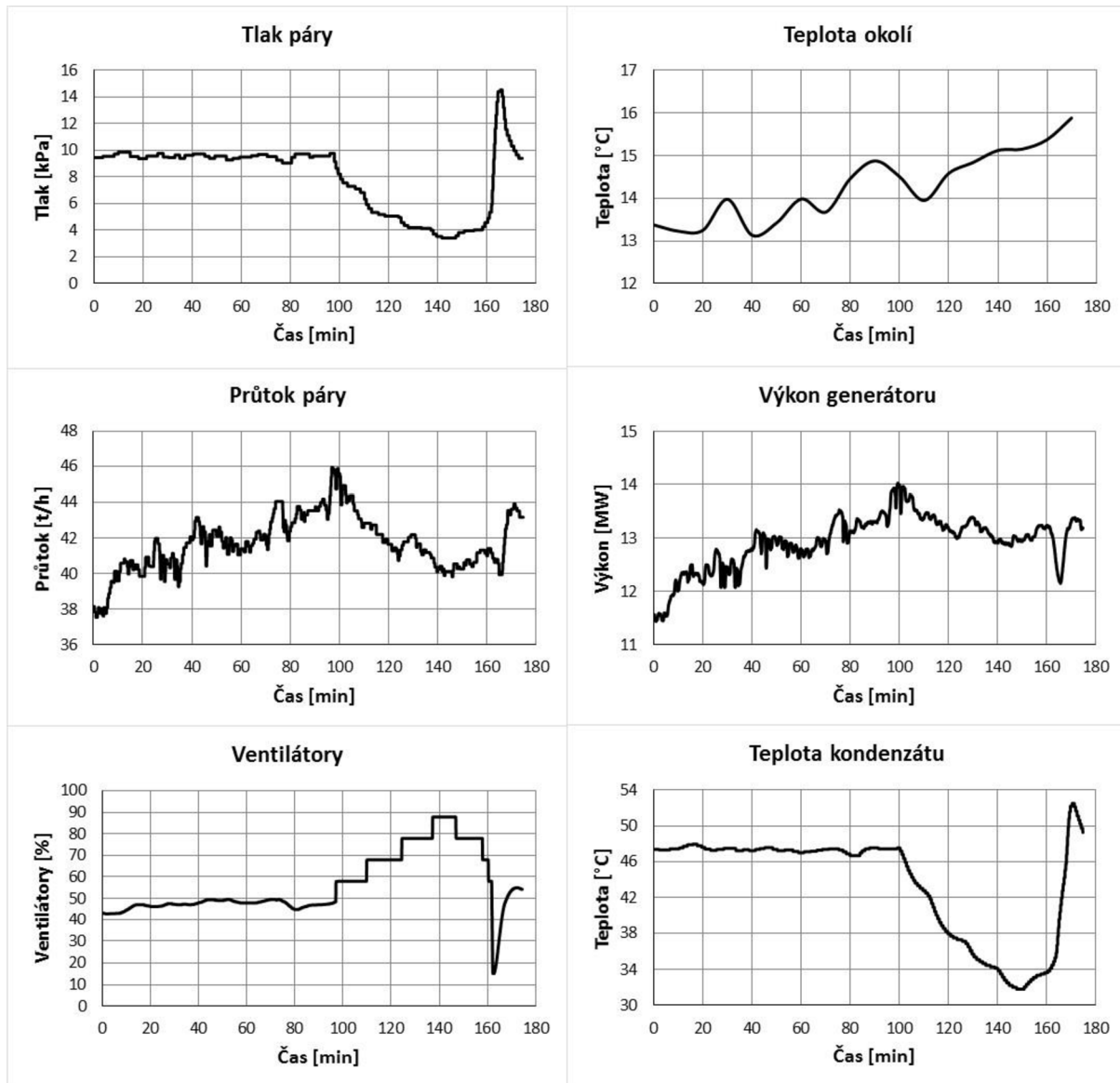
Provozní hodnoty		
Tlak páry	3,37 – 14,52	kPa
Teplota páry (přehřátá)	32,3 – 52,8	°C
Průtok páry	41,72	t/h
Ventilátory	15 – 88	%
Teplota okolí	14,37	°C
Výstupní teplota kondenzátu	31,8 – 52,5	°C
Výkon generátoru	12,94	MW

Tab. 8.5 Data z měření 23.2 – ze systému spalovny

V tabulce 8.5 jsou zachycena data ze systému spalovny obdobně jako v předchozích případech. Vzhledem k tomu, že se některé veličiny v měřeném úseku výrazně měnily, nejsou u těchto veličin uvedeny průměrné hodnoty ale rozsah, ve kterém se pohybovaly. U veličin, které se příliš neměnily je uvedena pouze jedna, a to průměrná hodnota. Kvůli velkým rozdílům určitých veličin zde rovněž není uveden výpočet výkonu kondenzátoru jako v předešlých případech, nicméně dále v této kapitole bude průběhu výkonu věnována pozornost.

Jak již bylo zmíněno, tato kapitola bude zaměřena zejména na popis grafických průběhů jednotlivých veličin. Na rozdíl od předešlých situací, kdy byla délka měřeného úseku většinou 20 minut, v tomto případě trvalo měření téměř 3 hodiny. V tomto časovém úseku již docházelo k určitým změnám okolní teploty, proto bude uveden i graf průběhu této teploty. Rozdíl několika stupňů Celsia teploty okolního vzduchu však

v porovnání s velkým nárůstem otáček ventilátorů nemá na parametry kondenzátoru výrazný vliv.



Obr. 8.6 Graf průběhu provozních dat (měření)

Na obr. 8.6 jsou zachyceny průběhy důležitých měřených veličin. Průběh zásadní veličiny – tlaku v kondenzátoru je v tomto případě řízen zejména chodem ventilátorů. Změny průtoku jsou v tomto případě relativně nevýznamné, stejně jako již zmíněná teplota okolí.

Poznámky ke grafům

Do cca 100. minuty časového úseku pracoval kondenzátor dle režimu popsaného v předešlých kapitolách. Kvůli odlišnému měřítku grafů oproti předchozím případům nejsou změny veličin v tomto úseku tak zřetelné. Je ovšem patrné, že s růstem průtoku se zvyšovaly i otáčky ventilátorů při snaze udržet tlak na přibližně konstantní hodnotě. Průběžně zvyšující se teplota okolního vzduchu mohla rovněž mírně přispět k potřebě

zvýšeného chodu ventilátorů. V této oblasti měřeného úseku je dobře vidět, že průběh výkonu generátoru prakticky kopíruje průběh průtoku páry, což odpovídá předpokladům.

V čase přibližně 100 minut započalo testování kondenzátoru zvyšováním otáček ventilátorů. Tyto otáčky byly zvyšovány postupně v určitých časových intervalech, jak je z grafu patrné. Tlak v kondenzátoru začal růst odpovídajícím způsobem, na jeho průběhu jsou patrné jednotlivé úseky při určitých otáčkách ventilátorů. Při maximálních otáčkách ventilátorů v rámci měření (lehce pod 90 %) klesl tlak až na cca 3,5 kPa. Průběhu tlaku téměř přesně odpovídá průběh teploty výstupního kondenzátu, zpoždění oproti tlaku je pouze pár minut. Nepotvrdila se tedy teorie nastíněná v kapitole 8.4 o velké setrvačnosti měření teploty kondenzátu (zde je ale vyšší průtok, a tedy i vyšší rychlost proudění kondenzátu). Stejně jako v případě v kapitole 8.4 i zde se pro nízké tlaky objevuje rozpor mezi tlakem páry a teplotou kondenzace. Při tlaku 3,5 kPa je dle tabulek teplota kondenzace asi 26,7 °C, ovšem výstupní teplota kondenzátu neklesla pod 32 °C. Tento jev může zřejmě souviset s velmi nízkými tlaky v kondenzátoru, ale přesný důvod není známý.

Z grafu lze vyčíst vliv tlaku v kondenzátoru na výkon turbíny / generátoru. Například v čase okolo 140 minut je průtok páry podobný jako kolem 20. minuty, ovšem výkon je znatelně vyšší (asi o 7,5 %). V čase 140 minut byl však i nepatrně vyšší průtok páry do turbíny. Celkově je vidět, že jsou výkony turbíny při nižších tlacích v kondenzátoru vyšší. Průběh průtoku páry do turbíny zde není znázorněn, většinou se pohybuje mírně přes 70 t/h. To je poměrně překvapivá hodnota, vzhledem k tomu, že do kondenzátoru jde v průměru cca 42 t/h a parovod do města měl být v danou chvíli odpojen.

Z hlediska průběhu jednotlivých veličin je zajímavý konec měření, kdy došlo k rychlému snížení otáček ventilátorů až na přibližně 15 %. Následovalo prudké zvýšení tlaku ze 4 kPa na více jak 14 kPa. S drobným zpožděním se zvýšila i teplota kondenzátu, a je též jasně patrný výrazný pokles výkonu generátoru. Po tomto krátkém snížení otáček ventilátorů následoval vzrůst na otáčky podobné jako před zahájením testu, chod kondenzátoru se ke konci měřeného úseku začal stabilizovat.

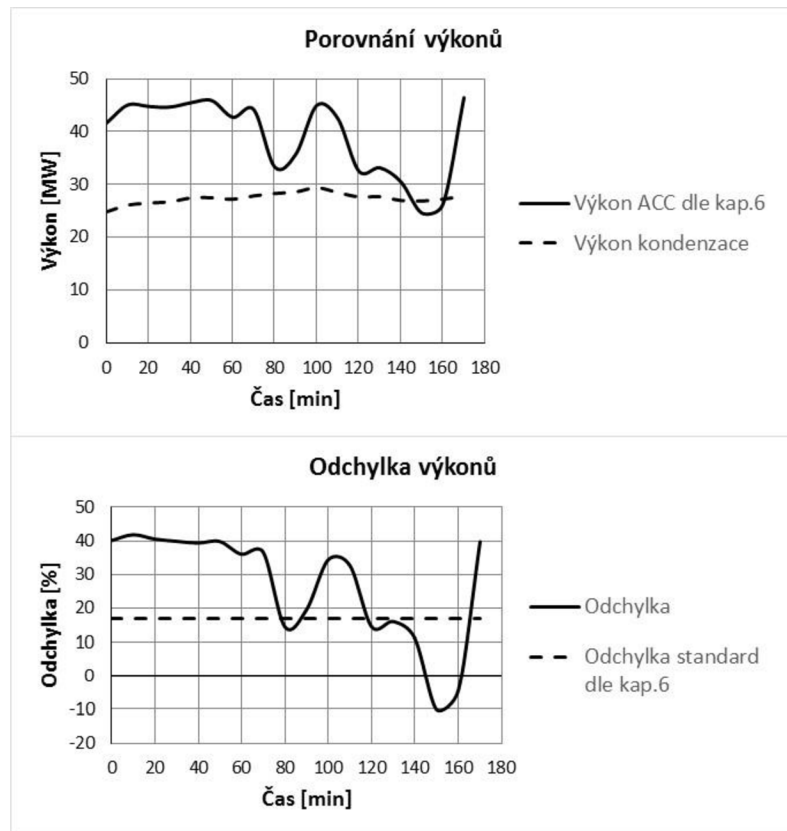
Dalším poznatkem, který lze z grafů vyčíst, je určitá podobnost průběhu průtoku páry a tlaku v oblasti při změnách otáček ventilátoru. Při snižování tlaku v kondenzátoru výrazně klesal i průtok páry, ačkoliv množství páry na vstupu do turbíny se příliš neměnilo. To může souviset s kombinací nízkých tlaků a nižších průtoků páry, protože tyto veličiny jsou provázány a může zde nastat určité zpětné proudění.

Výkon kondenzátoru

Co se týče výpočtu výkonu kondenzátoru dle kapitoly 6, velké rozpětí hodnot téměř znemožňuje výpočet pro určité průměrné hodnoty. Časový úsek byl rozdělen do 10-ti minutových intervalů, pro které byly určeny průměrné hodnoty jednotlivých veličin. Tyto průměrné hodnoty byly posléze dosazeny do výpočtu. Výsledkem je graf na obr. 8.7, kde je porovnán průběh vypočteného výkonu daného prostupem tepla s průběhem teoreticky přesného výkonu od kondenzace páry. Rovněž je zde vyjádřen průběh

odchylky obou výkonů (definované v kap. 6.10) a porovnan se standardní odchylkou z rovnice 6.75.

Na uvedených grafech je vidět, že do cca 70. minuty je odchylka obou výkonů ustálená na hodnotě kolem 40 %. V dalším úseku, kdy probíhalo samotné testování kondenzátoru změnou otáček ventilátoru, se vypočtený výkon začal výrazně měnit bez návaznosti na kondenzační výkon. V úseku kolem 160. minuty musela být data upravena, aby bylo vůbec možné celý graf sestavit. V tomto úseku totiž dle výpočtu vycházela teplota výstupního vzduchu vyšší než teplota kondenzace, což je evidentně nesmyslné. Při výpočtu nastaly též obdobné problémy jako v kap. 8.5, tedy nesoulad



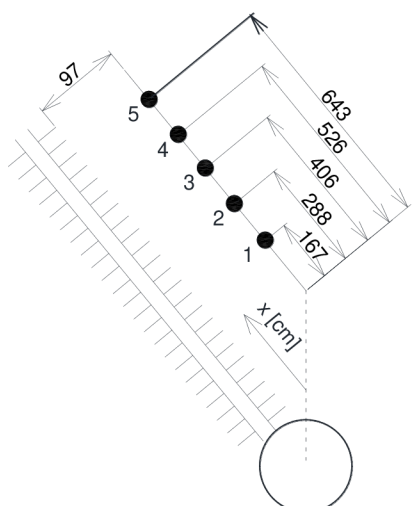
Obr. 8.7 Graf porovnání výkonů a jejich odchylky

naměřených hodnot teplot a tlaku u páry / kondenzátu. Na konci měřeného úseku při ustalování provozu lze pozorovat návrat k odchylce 40 %, by však bylo třeba delšího úseku měřených dat pro potvrzení této skutečnosti (zda nejde jen o náhodu).

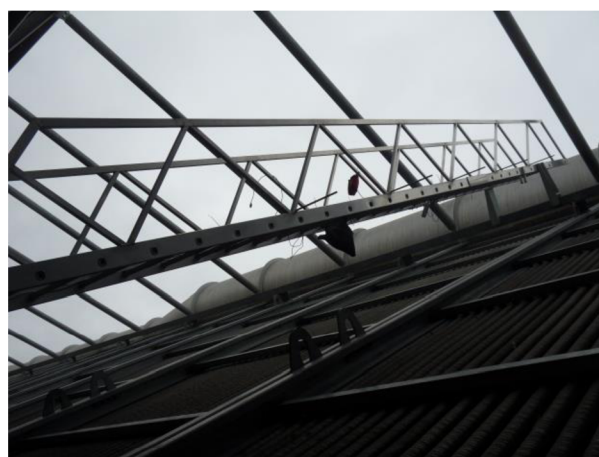
Závěrem lze tedy konstatovat, že při dynamických stavech je zvolený postup výpočtu prezentovaný v šesté kapitole nepoužitelný. Otázkou je, jak by průběh výkonu vypadal, kdyby byly místo průměrných hodnot dosazovány postupně všechny naměřené hodnoty v krátkých časových intervalech. To by však vyžadovalo poměrně pracnou úpravu výpočtu v MS Excel, pravděpodobně také s velmi nepřesným výsledkem (bylo ověřeno na několika hodnotách).

8.5.2 Přímé měření rychlosti a teploty

Měření rychlosti a teploty proudícího vzduchu bylo provedeno v pěti bodech dle obr. 8.8. Pro umístění měřicích čidel byl využit posuvný žebřík, který je nad kondenzátorem trvale umístěn (obr. 8.9). Průměrné hodnoty teploty a rychlosti v daném místě znázorňuje tabulka 8.6, tyto hodnoty jsou následně vyneseny do grafu v závislosti na vzdálenosti od spodního konce trubek kondenzátoru, respektive sběrače.



Obr. 8.8 Umístění měřících bodů



Obr. 8.9 Měřící čidla na žebříku

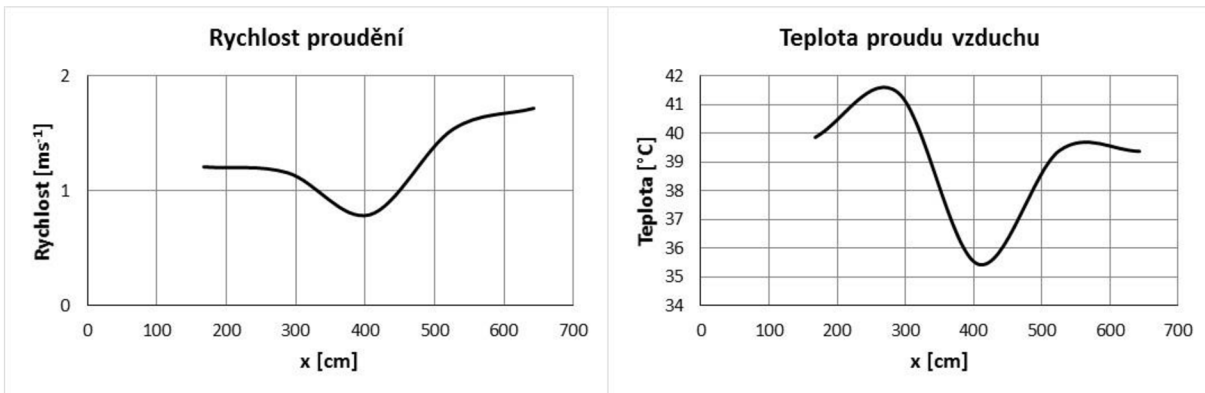
V tabulce 8.6 a následných grafech jsou patrné značně odlišné hodnoty rychlosti a teploty v bodě 3 oproti ostatním bodům. Vzhledem k tomu, že bod 3 se nachází uprostřed měřených bodů ve střední části teplosměnné plochy, se zde daly předpokládat spíše nejstabilnější parametry, jelikož by zde mělo být nejmenší ovlivnění okolním prostředím. Možné vysvětlení by mohlo spočívat ve specifické pozici měřícího čidla v tomto bodě. Přibližně pod bodem 3 se totiž v první řadě nachází konec deflegmátorových trubek. Na pořízených fotografiích (obr. 5.5) je vidět, že s ukončením těchto trubek souvisí jisté nahromadění konstrukčních částí. Teoreticky by se mohl měřící bod nacházet ve „stínu“ této konstrukce. Na druhou stranu se měřící body nacházely ve vzdálenosti téměř jednoho metru od trubek, tudíž by se v této vzdálenosti dalo předpokládat promíchání proudu vzduchu. Důvod tohoto jevu tedy nelze přesně objasnit.

Měřící bod	Průměrná rychlost proudění vzduchu [ms^{-1}]	Průměrná teplota proudícího vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]
1	1,21	39,88
2	1,16	41,45
3	0,80	35,46
4	1,54	39,43
5	1,73	39,40

Tab. 8.6 Data z měření 23. 2. – průměrné hodnoty v měřených bodech

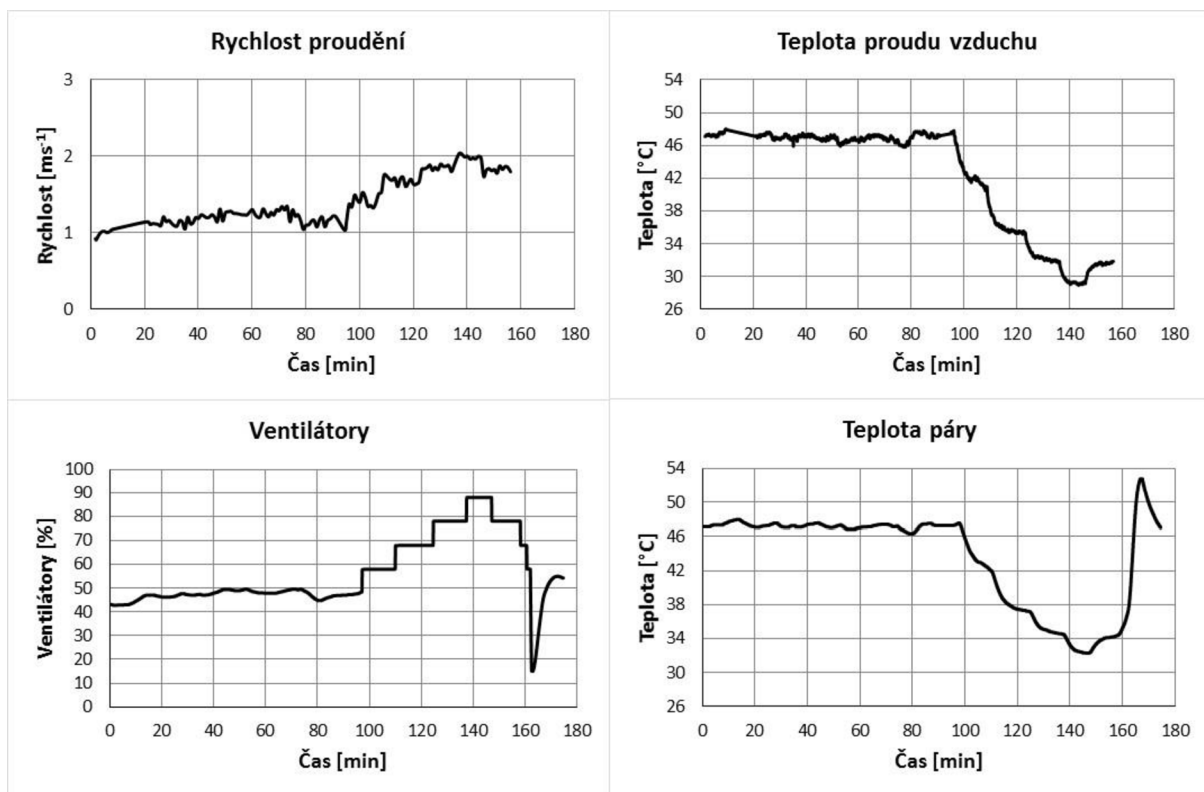
Odmyslíme-li problematický bod 3, lze na grafu vidět, že ve spodní části kondenzátoru jsou rychlosti nižší a teploty naopak vyšší. V horní polovině je pak situace opačná. Tyto efekty mohou být ovlivněny rozložením rychlostí proudění vzduchu dle vzdálenosti od středu ventilátoru (viz dále). Jiným, případně dalším zdůvodněním takového průběhu měřených veličin může být fakt, že v horní části kondenzátoru se nachází o jednu řadu trubek méně než v dolní (deflegmátor). Menší počet řad představuje menší odpor pro proudící vzduch, vzduch by zde tedy měl proudit rychleji. Rychlejší proudění vzduchu, a tedy i větší průtok by měl znamenat, že se vzduch méně ohřeje (pokud není výrazný

rozdíl ve výkonech obou částí kondenzátoru). Tomuto faktu rovněž přispívá i zmiňovaný menší počet řad, tedy menší teplosměnná plocha kondenzátoru a větší nedohřev (obr. 3.2).



Obr. 8.10 Graf rozložení rychlostí a teplot proudu vzduchu po délce trubek kondenzátoru

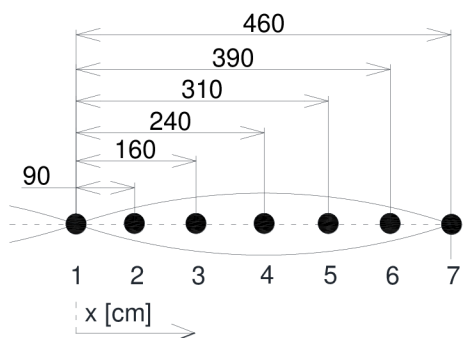
Protože měření probíhalo v téměř stejně dlouhém časovém úseku, pro který jsou zpracována provozní data v kapitole 8.5.1, lze výsledky adekvátních veličin porovnat. To je znázorněno na grafech na obrázku 8.11, přičemž jsou vynesena naměřená data pro bod 4. Jde zejména o porovnání průběhů jednotlivých veličin, konkrétní hodnoty nejsou až tak důležité.



Obr. 8.11 Porovnání měřených veličin s provozními daty

Na uvedených grafech je tedy porovnána rychlost proudění vzduchu s otáčkami ventilátoru (stejný graf jako na obr. 8.6) a teplota proudícího vzduchu s teplotou páry vstupující do kondenzátoru. Z grafu rychlosti je patrné, že její průběh poměrně přesně odpovídá průběhu otáček ventilátoru. Dvojnásobným otáčkám ventilátoru ve 140. minutě oproti stavu na začátku měření odpovídá rovněž zdvojnásobení rychlosti vzduchu. Průběhy teploty proudícího vzduchu a páry se v podstatě shodují. Překvapivým zjištěním plynoucím z porovnání těchto grafů teplot jsou velmi malé nedohřevy. V prvním úseku do 100. minuty jsou rozdíly teplot prakticky neznamatelné, při vyšších otáčkách ventilátorů jsou již rozdíly vidět, ale většinou se pohybují pod 3 °C. Jak vyplývá z tab. 8.6, v bodech 1 a 2 jsou navíc průměrné teploty vzduchu vyšší než v bodě 4 (zejména bod 2) a tedy v těchto případech by byly nedohřevy ještě nižší. To může souviset s faktem, že kondenzátor pracuje na cca polovičním výkonu, jeho teplosměnná plocha je tedy pro daný výkon předimenzovaná.

V rámci měření byly změřeny i rychlosti přímo nad ventilátorem, tedy před vstupem vzduchu do kondenzátoru. Toto měření bylo ovšem uskutečněno pouze ve dvou časových okamžicích a bylo provedeno ručně. Tudíž na rozdíl od dat z tab. 8.6, která byla měřena v dlouhém časovém úseku ve velmi krátkých intervalech, nejsou výsledky tohoto měření příliš reprezentativní, jedná se pouze o orientační hodnoty. Výstup z tohoto měření je v tabulce 8.7 a grafu na obr. 8.13, kde je zachycen průběh průměrných rychlostí.

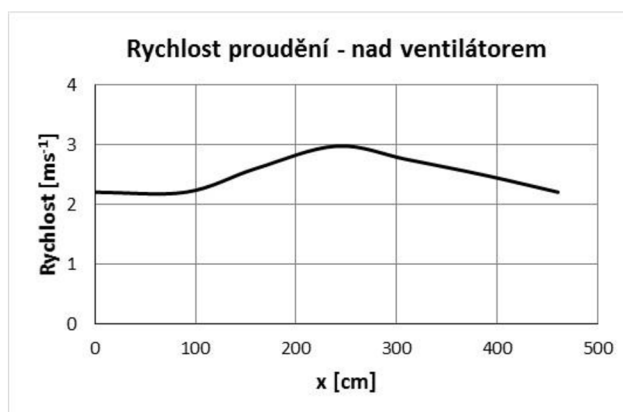


Obr. 8.12 Měřicí body nad ventilátorem

Měřicí bod	Průměrná rychlost proudění vzduchu [ms^{-1}]
1	2,20
2	2,20
3	2,60
4	2,98
5	2,75
6	2,48
7	2,20

Tab. 8.7 Data z měření nad ventilátorem

Obr. 8.13 Graf rozložení rychlostí proudu vzduchu nad ventilátorem

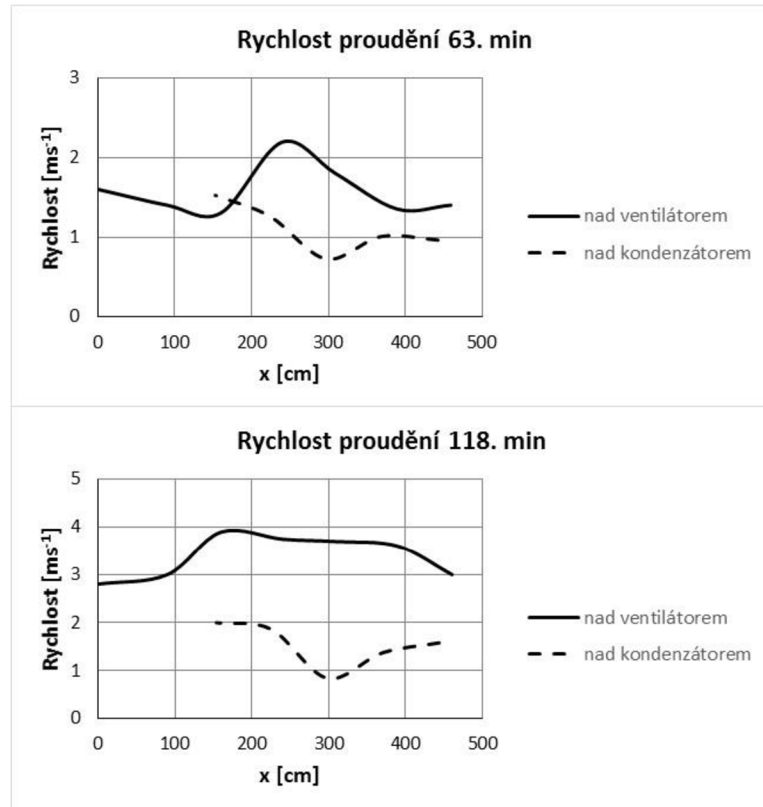


Obr. 8.14 Graf porovnávající rozložení rychlostí proudu vzduchu nad ventilátorem a nad kondenzátorem

Na grafu na obr. 8.14 je znázorněno porovnání rychlostí proudu měřených nad ventilátorem (dle tab. 8.7) a nad kondenzátorem (dle tab. 8.6). Měřená data nad kondenzátorem byla promítnuta do vodorovné roviny, aby je bylo možno vyjádřit v závislosti na vzdálenosti od středu ventilátoru. Proto příslušná křivka začíná později, protože měřící body byly umístěny ve spodnější části kondenzátoru (tedy dále od středu ventilátoru).

Měřící body dle obr.8.6 ale byly vzhledem k ventilátoru umístěny vyoseně, tedy ne nad celým poloměrem. Porovnávat tyto hodnoty tudíž není zcela správné. Jak bylo řečeno výše, měření nad ventilátorem je pouze orientační, celkově jsou tyto grafy spíše ilustrativní. Navíc se předpokládá, že průběh rychlosti nad ventilátorem je stejný po celé ploše ventilátoru (po celém obvodu).

V obou časových úsecích není určitá souvislost v průběhu rychlostí pod a nad kondenzátorem prakticky definovatelná. Každopádně je zřejmé, že rychlosti nad ventilátorem jsou vyšší, někdy i výrazně. To se ostatně při měření přímo nad ventilátorem dalo očekávat. Ventilátor z principu nezabírá celou plochu půdorysu kondenzátoru, mimo oblasti přímo nad ventilátorem lze tedy očekávat rychlosti proudění výrazně nižší. Obecně by rychlost proudění vzduchu na výstupu z kondenzátoru měla být vyšší než na vstupu z důvodu ohřátí vzduchu, tj. snížení hustoty a následně zvýšení objemového průtoku a v konečném důsledku i rychlosti.



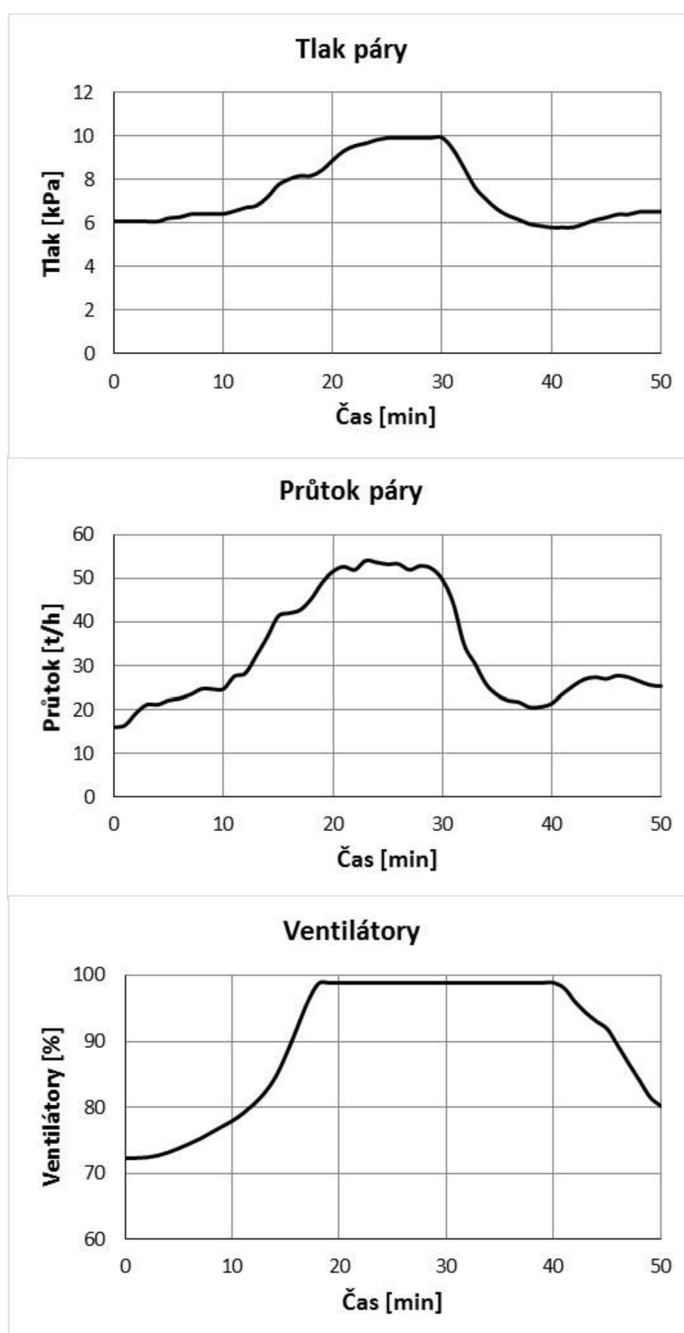
8.6 Další specifické stavy kondenzátoru

V rámci poskytnutých dat společností SAKO Brno, a.s. byla k dispozici i data pro specifické stavy, které se vymykají normálnímu provozu kondenzátoru. Jedná se testovací provoz ACC na vysokém výkonu a najíždění kondenzátoru.

8.6.1 Test ACC

Účelem tohoto testovacího režimu bylo zjistit chování kondenzátoru při relativně vysokém zatížení. Průtok páry do kondenzátoru v této situaci dosáhl nejvyšší hodnoty přibližně 54 t/h, což je stále méně, než je jmenovitý stav dle výrobce. Nicméně v rámci poskytnutých dat se jedná o nejvyšší zaznamenanou hodnotu průtoku páry. Ventilátory v daném okamžiku běžely téměř na 100 %, což je rovněž ojedinělý stav. Situace je zachycena na grafech na obrázku 8.15. Průběh jednotlivých veličin na uvedeném grafu není třeba blíže komentovat, princip souvislostí daných průběhů již byl důkladně popsán v předchozích situacích. Za pozornost však stojí situace, kdy po 30. minutě daného úseku začalo výrazné snižování průtoku páry, ale ventilátory ještě běžely na plný výkon. Tlak páry poté v daném úseku klesl až pod 6 kPa. Pro doplnění je třeba podotknout, že měření probíhalo v polovině srpna kolem 16. hodiny. Teplota okolí mezi poskytnutými daty nefiguruje, nicméně lze tuto teplotu vzhledem k uvedenému času a ročnímu období předpokládat poměrně vysokou, zřejmě kolem 25 °C.

Díky téměř maximálním otáčkám ventilátorů, lze tento stav jako jediný z posuzovaných reálných provozních stavů porovnat s grafem na obr. 7.2, jehož rámcová správnost byla v kapitole 7 ověřena. Maximální průtok v této situaci odpovídá



Obr. 8.15 Test ACC

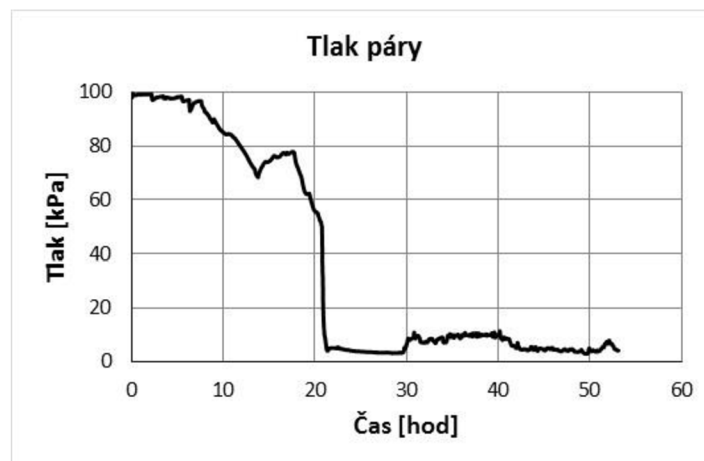
cca 64% zatížení, čemuž při teplotách okolo 25 °C odpovídají dle grafu hodnoty tlaku v kondenzátoru pohybující se okolo 10 kPa. To je v podstatě stejný tlak, jako byl skutečně naměřen.

Na rozdíl od předchozích situací, kdy byl použitý výpočet kondenzátoru velmi nepřesný, se alespoň v této situaci potvrdila relativní správnost výpočtu v reálných podmínkách (dříve byla správnost ověřena jen teoreticky) při 100% chodu ventilátorů. Zdá se, že jednou z možných příčin dřívějších nepřesností výpočtu byly zpravidla značně nižší otáčky ventilátorů. Určitý problém tedy zřejmě spočívá v odlišných teoretických a reálných průtocích vzduchu při nižších zatíženích, dále viz kap. 8.8.

Provozní stav mezi 20. a 30. minutou představuje hraniční režim, kdy lze za daných podmínek udržet tlak v kondenzátoru na typické provozní hodnotě 10 kPa, při dalším zvyšování průtoku páry by již nebylo možné tento tlak řídit ve smyslu jeho snižování, jelikož ventilátory jedou prakticky na plný výkon.

8.6.2 Najíždění kondenzátoru

Druhým specifickým stavem, jehož provozní data jsou k dispozici, je najíždění kondenzátoru. Na obr. 8.16 je graficky znázorněn průběh tlaku páry během najíždění. Na začátku byl v kondenzátoru atmosférický tlak, na stabilní provozní hodnotě se tlak ustálil až po více jak 20 hodinách. Je však zřejmé, že průběh najíždění kondenzátoru souvisí s najížděním ostatních částí technologie spalovny (kotel, turbína apod.). Okolnosti najíždění však nejsou známy. Tato kapitola představuje pouze ilustrativní doplnění k popisu chování kondenzátoru, blíže se problematice najíždění kondenzátoru tato práce věnovat nebude.



Obr. 8.16 Najíždění ACC

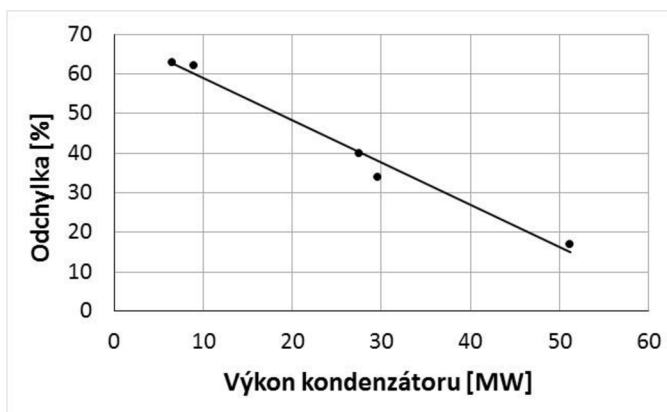
8.7 Diskuze k nesrovnalostem výpočtu výkonu

V kapitole 6 byl proveden teoretický výpočet kondenzátoru pro parametry dodané výrobcem, pomocí něhož byla stanovena nepřesnost tohoto způsobu výpočtu asi 17 % (kap. 6.10). Relativní správnost výpočtu s uvažováním dané odchylky pak byla ověřena v kapitole 7.1. Tyto případy však popisovaly situace pouze pro teoretické vstupní hodnoty do výpočtu. V kapitole 8 již byly do výpočtu dosazovány skutečné provozní hodnoty. Za těchto podmínek se teoretický výpočet výkonu na základě prostupu tepla od skutečného výkonu dle kondenzující páry výrazně lišil. To je patrné z dříve uvedených tabulek. Teoretické stavy kondenzátoru uvedené v tabulce 7.1 by tedy v reálných situacích zřejmě nenastaly (zejména ty s nižším výkonem kondenzátoru, viz dále).

Dříve již bylo naznačeno, že jednou z možných příčin nepřesného výpočtu může být nesoulad mezi otáčkami ventilátoru a odpovídajícím množstvím proudícího vzduchu. Ve výpočtech byla uvažována lineární závislost průtoku vzduchu na otáčkách ventilátoru, není však zřejmé, zda má takový průběh i skutečná závislost v reálných podmínkách. Například na obr. 8.11 při porovnání naměřené rychlosti proudícího vzduchu s momentálními otáčkami ventilátoru lze však náznak určité linearity pozorovat.

Rovněž je pravděpodobné, že při nižších průtocích vzduchu je režim proudění jiný. Proud vzduchu není tak silný a může být snáze ovlivněn okolním prostředím. Otázkou je rovněž chování proudu vzduchu ve svazku žebrovaných trubek, tedy zda nedochází se změnou průtoku i ke změně charakteru a rozložení proudění (zda například v určitých místech vlivem odporu svazku trubek vzduch proudí výrazně hůře).

Obecně lze říci, že odchylka použitého způsobu výpočtu je značně vyšší při nižších výkonech kondenzátoru. To je patrné z obr. 8.17, kde výkon kondenzátoru je uvažován z hlediska množství kondenzující páry. Data pro tento graf vycházejí z jednotlivých výše uvedených provozních situací a teoretického výpočtu. Množství těchto dat je pro průkaznější závěry nedostatečné, nicméně určitý průběh lze pomocí vložené linearizace odhadnout.



Obr. 8.17 Průběh odchylky výpočtu v závislosti na výkonu kondenzátoru

Příčinou takového chování výpočtu může být kromě již výše popisované problematiky proudění vzduchu i odlišná situace na straně páry, tedy uvnitř potrubí. Největší odchylky výpočtu jsou při nejmenších výkonech kondenzátoru, tedy nejmenším průtoku páry. V popisovaných provozních stavech se tyto nejmenší průtoky pohybují okolo 11 % jmenovité hodnoty. Vzhledem k přibližně konstantnímu tlaku

v kondenzátoru lze předpokládat, že množství přisávaných nekondenzujících plynů se s rozdílným průtokem páry příliš měnit nebude. Při menších průtocích páry bude tedy nekondenzujících plynů poměrově více, což dle grafu na obr.4.7 zásadně ovlivní přestup tepla na vnitřní straně trubek ve smyslu výrazného zhoršení. Při menších průtocích pára proudí pomaleji (při stejném průtočném průřezu), tím může dojít k omezení efektu zvýšení součinitele přestupu tepla způsobeným tenčí blánou kondenzátu vlivem působení rychlého proudu páry (tento jev byl popsán v poznámce v kap. 6.2.2). Obecně lze pak při nižších rychlostech proudění očekávat horší přestup tepla.

Další otázkou je distribuce páry do jednotlivých trubek. Ve výpočtu bylo uvažováno rovnoměrné rozdělení páry, což je ovšem teoretický předpoklad, protože skutečné rozdělení proudu páry nelze prakticky zjistit. Je možné, že při nízkých průtocích je distribuce páry odlišná než při vyšším zatížení. Například do některých trubek kondenzátoru by v těchto podmínkách mohlo proudit výrazně omezené množství páry, čímž by se v podstatě snížila využitelná teplosměnná plocha kondenzátoru.

Výše uvedené skutečnosti jsou spíše domněnkami, které se snaží zdůvodnit nepřesné chování výpočtu. Správnost těchto odhadů nebyla ověřena a zřejmě by to v ani praxi nějakým přiměřeně jednoduchým způsobem nebylo možné. Na reálném chování kondenzátoru se zřejmě podílí kombinace řady faktorů, přičemž některé možné vlivy byly v této kapitole nastíněny.

9 VÝPOČET MODULU ACC S UPRAVENOU KONSTRUKCÍ

V této kapitole bude proveden výpočet jednoho modulu (jeden bay) vzduchového kondenzátoru s mírně odlišnou konstrukcí, než má dříve popisovaný kondenzátor v SAKO. K tomuto kondenzátoru se pak váže výkres v příloze.

Uspořádání kondenzátoru popisuje následující tabulka. Změny se týkají zejména počtu trubek, kdy jsou v tomto případě uvažovány dvě řady klasických kondenzátorových trubek a jedna řada deflegmátorová. Mírně se liší sklon a délka trubek, zato ventilátor je uvažován stejný jako v předchozích případech.

Vnější / vnitřní průměr trubek	38,1 / 34,1	mm
Výška / tloušťka žebra	15,875 / 0,35	mm
Počet žebířků na metr	433,1	m⁻¹
Délka trubek	12300	mm
Rozteč trubek	86	mm
Sklon trubek	30	°
Počet řad trubek	2 + 1 (dfg)	-
Počet trubek	480 + 290 (dfg)	-

Tab. 9.1 Konstrukce upraveného modulu ACC

Účelem tohoto výpočtu je zjistit výkon modulu kondenzátoru s výše uvedenou geometrií. Zadané parametry na straně páry a vzduchu jsou v tabulce 9.2.

Tlak páry	10	kPa
Suchost páry	0,99	-
Podíl nekondenzujících plynů	1	%
Teplota okolí	20	°C
Ventilátory	100	%
Průtok vzduchu (při dané teplotě okolí)	530,8	kgs⁻¹

Tab. 9.2 Zadané parametry

Z tab. 9.2 vyplývá, že není znám průtok páry. Ten je třeba právě dopočítat v souvislosti s výpočtem výkonu kondenzátoru. Pro samotný výpočet výkonu pomocí prostupu tepla je ovšem třeba průtok páry znát (pro výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubek). Bez znalosti průtoku páry nelze ani určit výstupní, a tedy ani střední teplotu vzduchu. Teoreticky tedy nelze z výkonu daného prostupem tepla vypočítat příslušný průtok páry. Proto byl výpočet proveden iteračně, tj. dosazováním různých hodnot průtoku páry byla nalezena přibližně odpovídající hodnota průtoku.

Ve výpočtu v kapitole 6 byly v závěru porovnány dva výkony kondenzátoru – výkon daný kondenzující párou a vypočtený výkon z prostupu tepla. Z rozdílu obou výkonů byla určena odchylka, zahrnující neideální podmínky v reálném provozu. V nyní

popisovaném výpočtu je situace odlišná, výkony je třeba spočítat, a ne porovnávat. Bylo by tedy možné najít takový průtok páry, aby se oba výkony přesně shodovaly. To by ale bylo téměř jistě zavádějící, protože by se předpokládaly ideální podmínky (např. dokonale čisté nezanešené žebrování trubek). Proto bude výpočet odladěn tak, aby byla odchylka obou výkonů na podobné úrovni jako v kap. 6.10.

Výpočet zde nebude podrobně rozepisován, jsou zde uvedeny jen některé výstupní hodnoty (viz tab. 9.3). Průběh výpočtu probíhající v MS Excel je principiálně shodný s postupem uvedeným v kapitole 6 za použití obdobných předpokladů. Vzhledem ke skutečnosti, že v této upravené konstrukci kondenzátoru je použit pouze jeden typ trubek, je výpočet značně jednodušší. Rozdíl mezi výpočtem kondenzátorových a deflegmátorových trubek je jen v rozdílném přestupu na vnitřní straně trubek. Mírná odlišnost v případě výpočtu kondenzátorových trubek oproti postupu v kapitole 6 je v uvažování zadaného množství nekondenzujících plynů i v těchto trubkách.

Proudění vzduchu			
Objemový průtok	V_{vz}	452,7	m^3s^{-1}
Rychlost mezi žebry	w_z	2,94	ms^{-1}
Reynoldsovo číslo	Re_d	7088,8	-
Nusseltovo číslo	Nu_d	43,83	-
Tlaková ztráta proudícího vzduchu	Δp	27,71	Pa
Žebrování			
Parametr žebra	β	29,11	m^{-1}
Účinnost žebrování	η_z	0,91	-
Povrchy trubek			
Povrch všech žeber trubky	S_z	28,68	m^2
Volný vnější povrch trubky	S_t	1,25	m^2
Celkový vnější povrch trubky	S	29,93	m^2
Vnitřní povrch trubky	S_i	1,34	m^2
Plocha dvou řad kondenzátorových trubek	S_k	17357,9	m^2
Plocha jedné řady deflegmátorových trubek	S_{dfg}	8679,0	m^2
Prostup tepla – kondenzátorové trubky			
Součinitel přestupu tepla na vnější straně	α_{out}	27,56	$Wm^{-2}K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně – režim II	α_{in}	16508,61	$Wm^{-2}K^{-1}$
Součinitel vlivu nekondenzujících plynů ($x_{NP} = 1 \%$)	ϵ_{NP}	0,436	-
Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně s NP	α_{in}^{NP}	7190,04	$Wm^{-2}K^{-1}$
Součinitel prostupu tepla	k_k	24,91	$Wm^{-2}K^{-1}$
Prostup tepla – deflegmátorové trubky			
Součinitel přestupu tepla na vnější straně	α_{out}	27,56	$Wm^{-2}K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně – režim II	α_{in}	16508,61	$Wm^{-2}K^{-1}$

Součinitel vlivu nekondenzujících plynů ($x_{NP} = 5 \%$)	ϵ_{NP}	0,174	-
Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně s NP	α_{in}^{NP}	2865,19	$Wm^{-2}K^{-1}$
Součinitel prostupu tepla	k_{dfg}	22,31	$Wm^{-2}K^{-1}$
Výpočet výkonu			
Plocha ACC	S_{ACC}	26036,9	m^2
Součinitel prostupu tepla ACC	k_{ACC}	24,04	$Wm^{-2}K^{-1}$
Teplota kondenzace pro daný tlak	t_k	45,8	$^{\circ}C$
Střední teplotní logaritmický spád	ΔT_{ln}	16,23	K
Průtok páry	m_P	12,85	th^{-1}
Teoretický výkon ACC	Q_{ACC}	10161	kW
Výkon kondenzující páry	Q_k	8453	kW
Odchylka výkonů		17	%
Výkon na 1m virtuální trubky	Q_{1m}	0,95	kWm^{-1}

Tab. 9.3 Výstup výpočtu

V tabulce 9.3 je vidět, že v jednom modulu vzduchového kondenzátoru s danou konstrukcí zkondenzuje při daných podmínkách necelých 13 tun páry za hodinu. Ve čtyřech modulech by tedy zkondenzovalo cca 52 t/h. Vlivem snížení počtu trubek (teplosměnné plochy) tedy došlo ke snížení průtoku páry z cca 85 t/h u kondenzátoru v SAKO na 52 t/h u kondenzátoru s upravenou konstrukcí. Zde se ovšem projevil i vliv zvýšené teploty okolí o $5^{\circ}C$, na druhou stranu jsou v této upravené konstrukci trubky delší.

Kompletní záznam výpočtu je ve formě printscreenů z MS Excel k dispozici v příloze práce.

10 ZÁVĚR

Předkládaná diplomová práce se zabývá problematikou vzduchem chlazených kondenzátorů, které představují alternativu ke klasickým vodním kondenzátorům v případech nedostatku vody či souvisejících ekonomických důvodů. V České republice tento způsob chlazení v současnosti příliš rozšířený není, jedná se pouze o ojedinělé aplikace u menších zdrojů. Jedním z mála energetických zařízení u nás, kde je instalován vzduchem chlazený kondenzátor, je spalovna komunálních odpadů v Brně společnosti SAKO Brno, a.s. Této skutečnosti bylo při tvorbě práce využito, a proto je hlavní část předkládané práce věnována tomuto konkrétnímu kondenzátoru.

Úvodní části diplomové práce se věnují obecnému popisu kondenzace a typů kondenzátorů. Největší důraz je kladen na vzduchem chlazené kondenzátory, nicméně jsou zmíněny a rozebrány i kondenzátory vodní, aby bylo možné jednotlivé technologie vzájemně porovnat. Tyto kapitoly jsou zaměřeny nejen na popis principu činnosti jednotlivých typů kondenzátorů, ale i na širší souvislosti související s procesem výroby elektrické energie. Jelikož hlavní výhodou bloků se vzduchem chlazenými kondenzátory jsou značně nižší nároky na množství vody, je vodnímu hospodářství jednotlivých typů kondenzátorů věnována rovněž zvýšená pozornost.

Čtvrtá kapitola se věnuje obecnému popisu postupu výpočtu tepelného výkonu trubky kondenzátoru. Hlavním cílem výpočtu je stanovení součinitele prostupu tepla. Ten se spočítá na základě součinitelů přestupu tepla na vnější i vnitřní straně trubek a součinitele tepelné vodivosti trubky. Je zde zmíněn i výpočet tlakové ztráty při proudění vzduchu svazkem žebrovaných trubek. Značným problémem kondenzátorů obecně je přítomnost vzduchu (nekondenzujících plynů) v kondenzující páře, proto je zde tato problematika rovněž analyzována.

Další část práce se již věnuje konkrétnímu kondenzátoru ve spalovně SAKO Brno. Pátá kapitola obsahuje jednak obecné představení technologie spalovny, tak i podrobný popis konstrukce kondenzátoru.

Následující kapitola představuje zásadní část práce, to jest konkrétní výpočet kondenzátoru SAKO dle uvedeného postupu. Výpočet musel být ovšem přizpůsoben určitým specifikům konstrukce kondenzátoru. Zejména se jedná o skutečnost, že v kondenzátoru je použito více typů trubek. Kondenzátor byl tedy rozdělen do tří částí a výpočet součinitele prostupu tepla byl proveden pro každou část zvlášť. Z vypočtených součinitelů pro jednotlivé části byl na základě váženého průměru podle jednotlivých teplosměnných ploch vypočten výsledný součinitel prostupu tepla pro celý kondenzátor. Jako vstupní parametry páry a proudícího vzduchu pro výpočet byla použita data pro základní stav kondenzátoru při 100% výkonu dle dodané technické dokumentace. Hlavním cílem výpočtu bylo porovnání výsledného teoretického výkonu vypočteného dle kapitoly 4 s reálným výkonem dle dokumentace při tomto konkrétním stavu. Vypočtený výkon vyšel vyšší než skutečný, hodnota reálného výkonu byla nižší asi o 17 %. Vzhledem k uvažování ideálních podmínek (nezanešené trubky, nulový

přechodový odpor mezi žebrem a trubicí) a řadě použitých předpokladů či zjednodušení, lze výslednou velikost odchylky akceptovat.

V sedmé kapitole je na základě předchozího výpočtu rozebráno teoretické chování kondenzátoru. Výpočet v MS Excel byl upraven tak, aby bylo možné relativně snadno zjišťovat teoretické parametry kondenzátoru při různých vstupních hodnotách. Rámcová správnost zvoleného postupu byla ověřena porovnáním grafu z technické dokumentace znázorňujícím průběh tlaku v kondenzátoru při různých podmínkách s grafem vytvořeným pomocí tohoto upraveného výpočtu pro analogické podmínky. Obsahem této kapitoly je následně i nastínění teoretického chování kondenzátoru v určitých smyšlených stavech.

Předmětem osmé kapitoly je analýza poskytnutých provozních dat i vlastního měření, přičemž zpravidla se jedná o specifické stavy (např. letní či zimní provoz). Z reálných dat je patrné, že kondenzátor ve spalovně pracuje prakticky stále při částečném zatížení, jmenovitěho průtoku páry, pro který byl proveden výpočet, nebylo v posuzovaných stavech nikdy dosaženo. Pro posuzované stavy byl počítán i teoretický výkon kondenzátoru jako v šesté kapitole. Aplikace teoretického výpočtu na reálné provozní situace se ovšem ukázala jako poměrně nepřesná, a to zejména při nízkém zatížení kondenzátoru. Možné příčiny tohoto rozporu jsou v této kapitole diskutovány, pravděpodobně se bude jednat o souhru více faktorů jak na straně proudícího vzduchu, tak i páry, které mohou při nízkých výkonech kondenzátoru nastat. Z hlediska provozování kondenzátoru lze z dodaných dat vyčíst snahu udržovat tlak v kondenzátoru na přibližně konstantní hodnotě cca 10 kPa, čemuž se přizpůsobuje chod ventilátorů.

Závěrečná kapitola diplomové práce již nesouvisí přímo s kondenzátorem v brněnské spalovně. Zde je proveden výpočet jednoho modulu kondenzátoru s mírně upravenou konstrukcí. Tento výpočet musel být vzhledem k charakteru zadání proveden iteračně, jelikož cílem výpočtu bylo zjistit průtok páry tímto modulem (který je ale pro samotný výpočet třeba znát). K této upravené konstrukci se váže i předkládaný výkres.

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DOLEŽAL, Jaroslav, Jiří ŠŤASTNÝ, Jan ŠPETLÍK, Stanislav BOUČEK a Zbyněk BRETTSCHEIDER. *Jaderné a klasické elektrárny* [online]. Praha, 2011 [cit. 2016-12-23]. Dostupné z: <http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595e1fa66875530f33e8a/cvut-1-elektrany.pdf>. České vysoké učení technické v Praze.
- [2] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [3] ŠULEŘ, Petr. Temelín v letním provozu. *Temelínky* [online]. ČEZ, 2016, 24(2), 3 [cit. 2016-12-24]. ISSN 0139-6382. Dostupné z: http://www.temelinky.cz/file/edee/temelinky/2015_temelinky/tn_2_2016.pdf
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2016-03-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [5] Studijní podklady z přednášek doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr.
- [6] Meteorologické záznamy - rok 2015. *Meteo.jankovic.cz* [online]. 2016 [cit. 2017-01-05]. Dostupné z: <http://www.meteo.jankovic.cz/zaznamy/rok-2015/>
- [7] Technické provedení JE Temelín. In: *CEZ.cz* [online]. [cit. 2017-01-05]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/jaderna-energetika/jaderne-elektrany-cez/ete/technologie-a-zabezpeceni/8.html>
- [8] HROZEK, Dian. Jaderná elektrárna Temelín – technický skvost z jižních Čech. In: *OENERGETICE.cz* [online]. 2016 [cit. 2017-01-05]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/jaderne-elektrany/jaderna-elektrarna-temelin-technicky-skvost-z-jiznich-cech/>
- [9] SKLENÁŘ, Jiří. *Analýza povodní v povodí Svatky nad Brněnskou přehradou*. Brno, 2013. Disertační práce. Masarykova univerzita. Vedoucí práce Prof. RNDr. Rudolf Brázdil, DrSc.
- [10] Cooling Power Plants. In: *World Nuclear Association* [online]. 2015 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: <http://www.world-nuclear.org/information-library/current-and-future-generation/cooling-power-plants.aspx>
- [11] Kapitola 2 Technologické aspekty chladicích soustav v energetice ČR. In: *Pasportizace chladicích soustav v energetice ČR* [online]. Praha: Cenia, 2007 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: <http://www1.cenia.cz/www/node/271>
- [12] Řeka Vltava v datech. In: *VisitBohemia.cz* [online]. Český Krumlov: MCU, c2008-2017 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: <http://www.visitvltava.cz/cz/reka-vltava-v-datech/19/>
- [13] Elektrárna Opatovice (EOP). In: *EP Coal Trading* [online]. [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: <http://www.epcoaltrading.cz/eop/>

- [14] Stručné shrnutí údajů žádosti o IP. *Ministerstvo životního prostředí: IPPC - Integrovaná prevence a omezování znečištění* [online]. Praha, 2007 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: <http://www.mzp.cz/www/ippc4.nsf/xpid/mzpxxfmuj435>
- [15] Termodynamika a mol. fyzika: Změna teploty tání ledu. In: *Sbírka řešených úloh: Fyzika* [online]. Praha, 2016 [cit. 2017-01-07]. Dostupné z: <http://reseneulohy.cz/464/zmena-teploty-tani-ledu>
- [16] Air Cooled Condenser (ACC). *DASAN DTS* [online]. Korea [cit. 2017-01-09]. Dostupné z: http://www.dyts.co.kr/sub/sub_02_01_01.php
- [17] WURTZ, William. Air-cooled condensers eliminate plant water use. *POWER: Business & Technology for the Global Generation Industry Since 1882* [online]. 2008 [cit. 2017-01-09]. Dostupné z: <http://www.powermag.com/air-cooled-condensers-eliminate-plant-water-use>
- [18] DIRECT DRY COOLING SYSTEM: Hexacool. In: *SPX Dry Cooling* [online]. Belgie, 2016 [cit. 2017-01-09]. Dostupné z: http://spxdrycooling.com/wp-content/uploads/2016/06/SPXDC-PR-HX01_high.pdf
- [19] Kendal Power Station. *Eskom* [online]. Jihoafrická republika, c2017 [cit. 2017-01-09]. Dostupné z: http://www.eskom.co.za/Whatweredoing/ElectricityGeneration/PowerStations/Pages/Kendal_Power_Station.aspx
- [20] MOLEK, Tomáš. Chladicí soustavy tepelných elektráren Více na: <http://oenergetice.cz/technologie/elektroenergetika/chladici-soustavy-tepelných-elektáren/>. In: *OENERGETICE.cz* [online]. 2015 [cit. 2017-01-09]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/technologie/elektroenergetika/chladici-soustavy-tepelných-elektáren/>
- [21] KLODA, M. *Vzduchem chlazený kondenzátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [22] VAMPOLA, Josef. *TECHNICKÉ PŘÍRUČKY 8: Přestup tepla a tlakové ztráty při proudění plynu svazkem žebrovaných trubek*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1984.
- [23] LIPS, Stéphane a Josua P. MEYER. Two-phase flow in inclined tubes with specific reference to condensation: A review. *International Journal of Multiphase Flow* [online]. 2011, **37**(8), 845-859 [cit. 2017-01-20]. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.04.005. ISSN 03019322. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301932211000966>.

- [24] PAFFEL, Kelly. Removal of non-condensable gases, air is critical in a steam system: Learn where air and non-condensable gases come from, how they affect a system's operation and performance, and best practices for eliminating them. In: *Plant Engineering* [online]. 2011 [cit. 2017-02-01]. Dostupné z: <http://www.plantengineering.com/single-article/removal-of-non-condensable-gases-air-is-critical-in-a-steam-system>.
- [25] Deaeration of steam systems. In: *Lalonde Systhermique* [online]. Kanada [cit. 2017-02-01]. Dostupné z: <http://www.systhermique.com/steam-condensate/deaeration-noncondensables/>
- [26] Michejev M.A.: Fundamentals of heat transfer, State Power Energy Publishers, Moscow, 1949
- [27] Spalovny odpadů. *Vítejte na Zemi...: multimediální ročenka životního prostředí* [online]. 2013 [cit. 2017-02-17]. Dostupné z: http://www.vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=spalovny_odpadu&site=odpady
- [28] Spalovna odpadu v Chotíkově u Plzně zahájila plný provoz Více na: <http://oenergetice.cz/teplarenstvi/spalovna-odpadu-v-chotikove-u-plzne-zahajila-plny-provoz/>. *OENERGETICE.cz* [online]. 2016 [cit. 2017-02-17]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/teplarenstvi/spalovna-odpadu-v-chotikove-u-plzne-zahajila-plny-provoz/>
- [29] Brožura spalovna: SAKO Spalovna odpadu v Brně [online]. Brno: SAKO Brno, 2013 [cit. 2017-02-17]. Dostupné z: <http://www.sako.cz/materialy-ke-stazeni/cz/>

12 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Základní indexy

Index	Význam
K	kondenzace; kondenzát
P	pára
in	parametr na vstupu; týkající se vnitřního prostředí
out	parametr na výstupu; týkající se vnějšího prostředí
vz	vzduch
t	týkající se trubky
ž	týkající se žeber
C	celkové množství

Zkratky a symboly

Označení	Jednotka	Význam
i	kJkg^{-1}	entalpie
a_T	kJkg^{-1}	měrná práce turbíny
a_N	kJkg^{-1}	měrná práce napájecího čerpadla
T	K	termodynamická teplota
t	$^{\circ}\text{C}$	teplota
T_C, T_H	K	střední teplota odvodu, přívodu tepla
η_t	-	termická účinnost
s	$\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	entropie
ρ	kgm^{-3}	hustota
ρ_p^{sat}	kgm^{-3}	hustota syté páry
ρ_f	kgm^{-3}	hustota filmu kondenzátu
∂	-	označení parciálního diferenciálu
δ	m	tloušťka
a	m^2s^{-1}	teplotní vodivost
T_{sat}	K	teplota sytosti páry
T_w	K	teplota stěny
g	ms^{-2}	gravitační zrychlení
λ	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
c	$\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
ν	m^2s^{-1}	kinematická viskozita
\dot{m}	kgs^{-1}	hmotnostní průtok
l_{23}	kJkg^{-1}	latentní teplo
\dot{Q}	kW	tepelný tok, výkon
S	m^2	plocha; celkový vnější povrch trubky
Δ	-	vyjadřuje rozdíl
k	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	součinitel prostupu tepla
Δt_{in}	$^{\circ}\text{C}$	střední logaritmický teplotní spád
\dot{m}_{chl}	kgs^{-1}	průtok chladícího média
α	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla
p	Pa	tlak; parciální tlak
\dot{m}_{NP}	kgs^{-1}	hmotnostní tok nekondenzujících plynů
\dot{m}_C	kgs^{-1}	celkový hmotnostní tok
S_i	m^2	vnitřní povrch trubky
ΔT_s	K	střední teplotní spád

D	m	vnější průměr žeber
d_0	m	vnější průměr trubky
d_i	m	vnitřní průměr trubky
H	m	výška; výška žebra
a	m	mezera mezi žebry
s	m	rozteč
l	m	délka trubky
Nu	-	Nusseltovo číslo
Re	-	Reynoldsovo číslo
Pr	-	Prandtlovo číslo
w	ms^{-1}	rychlost
w_0	ms^{-1}	rychlost vzduchu ve volném proudu
S_0	m^2	celková plocha mezi žebrovanými trubkami bez žeber
S_s	m^2	plocha mezi žebry žebrovaných trubek
n	-	počet; exponent definovaný vztahem (4.29)
n_z	m^{-1}	počet žeber na metr
α_s	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	střední součinitel přestupu tepla
S_{1z}	m^2	povrch jednoho žebra
S_z	m^2	povrch všech žeber trubky
η	-	účinnost
β	m^{-1}	parametr žebra; odklon od horizontální osy
H'	m	definováno vztahem (4.13)
S_t	m^2	volný vnější povrch trubky
S_{t0}	m^2	vnější povrch trubky bez žeber
Nu_0	-	Nusseltovo číslo pro horizontální proudění
Z	-	Shahův korelační parametr
x	-	suchost páry
x_{NP}	%	podíl obsahu nekondenzujících plynů v páře
p_r	Pa	redukovaný tlak
p_{krit}	Pa	kritický tlak
Jg	-	bezrozměrná rychlost proudění páry
G	$\text{kgs}^{-1}\text{m}^{-2}$	hmot. průtok páry vztažený na vnitřní průřez trubky
\dot{m}_{P1tr}	kgs^{-1}	průtok páry jednou trubkou
η	$\text{kgs}^{-1}\text{m}^{-1}$ (Pa · s)	dynamická viskozita
α_{LT}	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	s. p. tepla (celé množství uvažováno jako kondenzát)
Re_{LT}	-	R. číslo (celé množství uvažováno jako kondenzát)
Re_{LS}	-	R. číslo (pro samostatný kondenzát na vstupu)
α_I	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla pro I režim dle rov. (4.28)
α_{Nu}	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla pro III režim dle rov. (4.33)
Δp	Pa	tlaková ztráta
ξ	-	součinitel odporu
n_{rt}	-	počet řad trubek
d_e	m	ekvivalentní průměr
d_h	m	hydraulický průměr
f_1	m^2	plocha průtočného průřezu
O	m	obvod průtočného průřezu
ϵ_{NP}	-	součinitel vlivu NP a součinitel přestupu tepla

13 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1	Schéma Rankin-Clausiova cyklu a příslušný T-s diagram.....	17
Obr. 3.1	Blánová kondenzace.....	19
Obr. 3.2	Průběh teplot v kondenzátoru.....	22
Obr. 3.3	Základní princip vodního cirkulačního chlazení.....	24
Obr. 3.4	Základní princip vodního průtočného chlazení.....	25
Obr. 3.5	Základní princip vzduchem chlazeného kondenzátoru A-frame.....	26
Obr. 3.6	Kondenzátor SAKO Brno.....	27
Obr. 3.7	Kondenzátor SAKO Brno – žebrované trubky.....	27
Obr. 3.8	Kondenzátor SAKO Brno – sběrač kondenzátu se zaizolovanými vývody.....	27
Obr. 3.9	Kondenzátor SAKO Brno – odvod kondenzátu do kondenzátní nádrže.....	27
Obr. 3.10	Kondenzátor SAKO Brno – přívod páry do kondenzátoru.....	27
Obr. 3.11	Kondenzátor SAKO Brno – axiální ventilátor.....	28
Obr. 3.12	Schematické znázornění vlivu typu kondenzace na entalpický spád v turbíně.....	29
Obr. 3.13	Princip vzduchového chlazení s přirozeným tahem.....	29
Obr. 3.14	Princip vzduchového chlazení s nuceným tahem – systém Hexacool.....	30
Obr. 3.15	Princip nepřímého vzduchového chlazení.....	30
Obr. 4.1	Princip přenosu tepla žebrovanou trubkou kondenzátoru.....	33
Obr. 4.2	Geometrie žebrované trubky – definice značení.....	34
Obr. 4.3	Vliv náklonu trubky na přestup tepla.....	38
Obr. 4.4	Rozdělení režimů proudění ve vertikální či nakloněné trubce.....	39
Obr. 4.5	K definici hydraulického průměru.....	43
Obr. 4.6	Princip zhoršení přestupu tepla nekondenzujícími plyny.....	44
Obr. 4.7	Vliv přítomnosti nekondenzujících plynů na součinitel přestupu tepla.....	45
Obr. 4.8	Schematické zachycení odsávání nekondenzujících plynů.....	46
Obr. 5.1	Turbína 22,7 MW Sako Brno.....	47
Obr. 5.2	Schéma turbínové části parního oběhu spalovny SAKO Brno.....	48
Obr. 5.3	Kondenzátor SAKO – pohled zespodu.....	50
Obr. 5.4	Dvě větve potrubí DN 1700.....	50
Obr. 5.5	Deflegmátorové trubky – pohled zevnitř kondenzátoru.....	51

Obr. 6.1	Rozložení typů trubek v kondenzátoru SAKO.....	54
Obr. 7.1	Průběh tlaku v kondenzátoru – oficiální dokumentace.....	73
Obr. 7.2	Průběh tlaku v kondenzátoru – výpočet pomocí programu v MS Excel.....	74
Obr. 7.3	Vliv teploty okolí na výkon turbíny.....	76
Obr. 8.1	Použité měřené veličiny ACC.....	77
Obr. 8.2	Graf průběhu provozních dat (LPI).....	78
Obr. 8.3	Graf průběhu provozních dat (LPII).....	80
Obr. 8.4	Graf průběhu provozních dat (vyšší průtok).....	82
Obr. 8.5	Graf průběhu provozních dat (ZP).....	84
Obr. 8.6	Graf průběhu provozních dat (měření).....	86
Obr. 8.7	Graf porovnání výkonů a jejich odchylky.....	88
Obr. 8.8	Umístění měřících bodů.....	89
Obr. 8.9	Měřící čidla na žebříku.....	89
Obr. 8.10	Graf rozložení rychlostí a teplot proudu vzduchu po délce trubek kond.....	90
Obr. 8.11	Porovnání měřených veličin s provozními daty.....	90
Obr. 8.12	Měřící body nad ventilátorem.....	91
Obr. 8.13	Graf rozložení rychlostí proudu vzduchu nad ventilátorem.....	91
Obr. 8.14	Graf porovnávací rozložení rychlostí proudu vz. nad vent. a nad kond.....	92
Obr. 8.15	Test ACC.....	93
Obr. 8.16	Najíždění ACC.....	94
Obr. 8.17	Průběh odchylky výpočtu v závislosti na výkonu kondenzátoru.....	95

14 SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1	Součinitel tepelné vodivosti pro vybrané materiály.....	41
Tab. 5.1	Vzduchový kondenzátor SAKO – základní parametry.....	49
Tab. 6.1	Parametry páry a vzduchu.....	52
Tab. 6.2	Látkové vlastnosti médií.....	53
Tab. 6.3	Parametry trubek a žeber	53
Tab. 7.1	Teoretické provozní stavy kondenzátoru dle výpočtového programu.....	75
Tab. 8.1	Letní provoz I.....	78
Tab. 8.2	Letní provoz II.....	79
Tab. 8.3	Provoz s vyšším průtokem páry.....	81
Tab. 8.4	Zimní provoz.....	83
Tab. 8.5	Data z měření 23.2 – ze systému spalovny.....	85
Tab. 8.6	Data z měření 23.2 – průměrné hodnoty v měřených bodech.....	89
Tab. 8.7	Data z měření nad ventilátorem.....	91
Tab. 9.1	Konstrukce upraveného modulu ACC.....	97
Tab. 9.2	Zadané parametry.....	97
Tab. 9.3	Výstup výpočtu.....	99

15 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1** Printscreen vstupů a výstupů výpočtového programu v MS Excel
- Příloha 2** Printscreen výpočtu kapitoly 9 v MS Excel
- Příloha 3** Sešit .xls s výpočtovým programem pro teoretické stavy kondenzátoru SAKO
(tato příloha je pouze v elektronické podobě na přiloženém CD)
- Příloha 4** Výkres DP2017KAP.9-A2: Vzduchem chlazený kondenzátor

PŘÍLOHA 1

Printscreen vstupů a výstupů výpočtového programu v MS Excel

VSTUPNÍ DATA		
Tlak páry	10,5	kPa
Průtok páry	84	t/h
Ventilátory - otáčky	100	%
Teplota okolí	15	°C
VÝSTUPNÍ HODNOTY		
Teplota kondenzace	46,77	°C
Výstupní teplota vzduchu	38,33	°C
Ohřátí vzduchu	23,33	°C
Nedohřev	8,44	°C
Redukovaný výkon ACC	50,97	MW
Výkon kondenzace	50,74	MW
Odchylka	0,45	%
Tepelné zatížení ACC	99	%
Výkon turbíny (pro $m_p \leq 90$ t/h)	20,29	MW
Odhad tlaku páry	10,27	kPa

Výpočtový sešit ve formátu .xls je k dispozici v elektronické verzi práce jako Příloha 3.

PŘÍLOHA 2

Printscreen výpočtu v kapitole 9 v MS Excel

1.část – vstupní data

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1									
2	VSTUPNÍ DATA								
3	Geometrie trubek					Počet trubek			
4	výška H	15,875	mm			počet bay	1		
5	tloušťka δz	0,35	mm			svazků na bay	10		
6	počet žeber n_z	11/palec	433,07	žeber/m		celkem svazků	10		
7	průměr trubky D	38,1	mm			počet trubek ve svazku	87		
8	délka trubek l	12300	mm			celkem trubek	870		
9	sklon	30	°			trubek v jedné řadě ve svazku	29		
10	tloušťka δt	1,7	mm			průtočné rozměry bay	12,5	24,6	m
11	rozeč st	86	mm						
12						Teplotní vodivost materiálu			
13	Parametry páry a kondenzátu					žebra	λ_z	204	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
14						trubka	λ_t	50	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
15	průtok páry	m_p	12,85	t/h					
16		m_p	3,569	kg/s					
17	počet trubek ve 2 řadách		580			Parametry vzduchu			
18	průtok 1 trubkou	m_{p1z}	0,00615	kg/s					
19						vstupní teplota	t_{in}	20	°C
20	tlak	p_k	10	kPa		výstupní teplota	t_{out}	35,81	°C
21	teplota	T_k	45,81	°C		střední teplota	t_s	27,91	°C
22									
23	entalpie syté páry	i''	2583,89	kJkg^{-1}		kinematická viskozita	ν_{vt}	1,58E-05	m^2s^{-1}
24	entalpie syté vody	i'	191,81	kJkg^{-1}		dynamická viskozita	μ_{vt}	1,85E-05	$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$
25	entalpie páry	i_p	2559,97	kJkg^{-1}		hustota	ρ_{vt}	1,172	kgm^{-3}
26	suchost páry	x	0,99	-		tepelná kapacita	c_p	1,007	$\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
27	hustota páry	ρ_p	0,068164	kgm^{-3}		tepelná vodivost	λ_{vt}	0,026	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
28	hustota kondenzátu	ρ_k	989,84	kgm^{-3}		Prandtl	Pr	0,702	-
29	dynamická viskozita páry	η_p	1,05E-05	$\text{Pa}\cdot\text{s}$					
30	dynamická viskozita kond	η_k	0,000587	$\text{Pa}\cdot\text{s}$		hmotnostní průtok 1vent		530,79	kgs^{-1}
31	souč. tep. vodivosti kond	λ_k	0,636	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$		Průtok Q ts		452,72	m^3s^{-1}
32	měrná tep. kap. kondenzátu	$c_{p,k}$	4,179	$\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$		plocha 1 bay		307,5	m^2
33	Prandtl číslo pro kondenzát	Pr_k	3,862	-		volná rychlost w_0		1,47	ms^{-1}
34	kondenzát výstupní teplota		45	°C					
35									

vstupni data

2 řady kond

deflegmator

ACC

+

2.část – kondenzátorové trubky (2 řady)

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1									
2	2 ŘADY KONDENZÁTOROVÝCH TRUBEK								
3	Výpočet na vnější straně				Výpočet na vnitřní straně				
4	D	69,85 mm							
5	d_o	38,1 mm			Redukovaný tlak	p_r	0,000452	-	
6	d_i	34,7 mm			Shahův korelační parametr	Z	0,001163	-	
7	δ_1	1,7 mm			Průtok 1 trubicou	m_{r1b}	0,006154	kg s^{-1}	
8	H	15,875 mm			Hmot průtok na vnitřní průřez	G	6,508	$\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-2}$	
9	δ_2	0,35 mm			Bezrozměrná rychlost proudění	Jg	1,344	-	
10	n_1	433,07 m^{-1}			Hranice I a II	Jg_{I-II}	1,365	-	
11	s_1	2,31 mm			Hranice II a III	Jg_{II-III}	0,89	-	
12	a	1,96 mm							
13	s_2	86 mm			Jedná se o režim II; výpočet režimu II - režim I plus režim III				
14	l	12300 mm							
15					Režim I				
16	přesazené uspořádání								
17					Re číslo - osamocený kond	$Re_{L,T}$	384,37	-	
18	Poměr ploch S_o/S_s	S_o/S_s	2,00	-	souč. př. tepla - osam kond	$\alpha_{L,T}$	4,62	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	
19	Rychlost mezi žebry	w_1	2,94	ms^{-1}	exponent	n	0,006052	-	
20	Reynoldsovo číslo	Re_d	7088,80	-	souč přestupu tepla režim I	α_1	272,64	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	
21	Nusseltovo číslo	NU_d	43,83	-					
22	Součinitel přestupu tepla	α_s	30,26	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	Režim III				
23	Parametr žebra	β	29,11	m^{-1}					
24	H'		19,24	mm	Re - sam. množství kond na vst	$Re_{L,s}$	3,84	-	
25	Účinnost žebrování	η_z	0,91	-	souč přestupu tepla režim III	α_{Nu}	16235,98	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	
26									
27	Porvchy trubky								
28	délka	l	12,3	m	souč přestupu tepla režim II	α_{in}	16508,61	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	
29	jedno žebro	S_{z1}	0,0054	m^2					
30	všechny žebra trubky	S_z	28,68	m^2	Korekce NP				
31	volný vnější povrch trubky	S_e	1,25	m^2	podíl NP	x_{NP}	1	%	
32	vnější povrch trubky bez žeber	S_{ob}	1,47	m^2	součinitel NP	ϵ_{NP}	0,436	-	
33	celkový vnější povrch trubky	S	29,93	m^2					
34	vnitřní povrch trubky	S_i	1,34	m^2	Součinitel přestupu tepla				
35	plocha 2 rady		17357,90	m^2					
36					Výsledný součinitel				
37	Střední zdánlivý součinitel	α_{out}	27,56	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	Součinitel prostupu tepla	k_k	24,91	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	
38									



vstupní data

2 řady kond

deflegmator

ACC



3.část – deflegmátor

	A	B	C	D
1				
2	DEFLEGMÁTOR			
3				
4	stejně jako u výpočtu kondenzátorových trubek			
5	pouze zvoleno jiné množství nekondenzujících plynů			
6				
7	Vnější strana			
8	Střední zdánlivý součinitel	α_{out}	27,56	$Wm^{-2}K^{-1}$
9				
10	Vnitřní strana			
11	Režim II			
12	součinitel přestupu tepla	α_{in}	16508,61	$Wm^{-2}K^{-1}$
13				
14	Korekce NP			
15	podíl NP	X_{NP}	5	%
16	součinitel NP	E_{NP}	0,174	
17				
18	Součinitel přestupu tepla	α_{in}^{NP}	2865,19	$Wm^{-2}K^{-1}$
19				
20	Výsledný součinitel			
21	Součinitel prostupu tepla	k_{dfg}	22,31	$Wm^{-2}K^{-1}$
22				
23				
24				
25				
26				

vstupní data | 2 řady kond | **deflegmator** | ACC

4.část – výsledný výpočet výkonu + tlaková ztráta

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1											
2	ACC - konečný výpočet					Tlaková ztráta					
3	plocha kondenzátorové trubky	S_k	17357,90	m^2		Ekvivalentní průměr		Hydraulický průměr			
4	plocha deflegmatoru	S_{DFG}	8678,95	m^2		d_e	51,31	mm	d_h	3,96	mm
5	Plocha ACC	S_{ACC}	26036,86	m^2		d_e/d_h	12,95	-			
6											
7	prostup tepla kondenzátorové trubky	k_k	24,91	$Wm^{-2}K^{-1}$							
8	prostup tepla dfg	k_{DFG}	22,31	$Wm^{-2}K^{-1}$		Reynoldsovo číslo pro ekvivalentní průměr					
9	Prostup tepla ACC	k_{ACC}	24,04	$Wm^{-2}K^{-1}$		Re_{de}	9546,24				
10											
11	střední teplota kondenzátu		45,40	$^{\circ}C$		Kritické Reynoldsovo číslo			Kritický součinitel odporu		
12	Střední logarimtický teplotní spád	ΔT_{lm}	16,23	K		Re^*	12946,28	-	ξ^*	1,47	-
13											
14	Výkon ACC	Q_{ACC}	10160,89	kW		Součinitel odporu					
15	Výkon na metr virtuální trubky	Q_{lm}	0,95	kWm^{-1}		ξ	1,82	-			
16											
17	Kondezační teplo	Q_k	8452,99	kW		Tlaková ztráta					
18						Δp	27,71	Pa			
19	odchylka		16,81	%							
20	vzhledem k vypočtu prostupu										
21											
22											

vstupní data | 2 řady kond | deflegmator | **ACC** | +