

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDENZÁTOR

AIR-COOLED CONDENSER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL KLODA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Kloda

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

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

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

Vzduchem chlazený kondenzátor

v anglickém jazyce:

Air-cooled condenser

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na problematiku návrhu vzduchem chlazených kondenzátorů, tj. kondenzátorů chlazených konvektivně v rekuperačním výměníku. Jednotlivé kroky řešení povedou k matematickému popisu přenosu tepelné energie z kondenzující páry do chladícího vzduchu. Konkrétní výpočet parametrů bude proveden pro jednu vybranou konfiguraci kondenzátorových trubek. Na základě provedeného výpočtu bude stanoven kondenzační výkon a zpracována zjednodušená technická dokumentace kondenzátoru

Cíle diplomové práce:

1. Zpracování zkrácené rešerše k problematice vzduchem chlazených kondenzátorů
2. Rozbor problematiky kondenzace páry uvnitř kondenzátorových trubek
3. Rozbor přenosu tepla na vnější straně kondenzátorových trubek
4. Konkrétní výpočet kondenzátoru dle zadaných parametrů
5. Zpracování zjednodušené technické dokumentace vypočteného kondenzátoru

Seznam odborné literatury:

Firemní dokumentace společnosti Škoda Power

Carey V. P, Liquid-vapor phase-change phenomena : an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment, 2007

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce zabývající se vzduchem chlazeným kondenzátorem je rozdělena do čtyř částí. První část uvádí stručný přehled vzduchového chlazení, dále seznamuje se vzduchem chlazeným kondenzátorem typu A-frame a žebrovanými trubkami. Druhá část se zabývá přestupem tepla na straně páry a zabývá se obsahem nekondenzujících plynů uvnitř ACC. Třetí část se zabývá přestupem tepla na straně vzduchu, stručným přehledem ventilátorů a vybranými problémy na straně vzduchu. Poslední část se zabývá tepelným výpočtem vzduchem chlazeného kondenzátoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vzduchem chlazený kondenzátor, ACC, návrh vzduchem chlazeného kondenzátoru, tepelný výpočet vzduchem chlazeného kondenzátoru, kondenzace, vzduchové chlazení, A-frame, žebrované trubky.

ABSTRACT

The Master's thesis dealing with air-cooled condensers is split into four sections. The first section shows an overview of air cooling, introduction into air-cooled condensers of A-frame shape and finned tubes. The second section deals with heat transfer on the steam side and deals with trapped incondensables on the steam side of ACC. The third section deals with heat transfer on the air side, shows a brief overview of fans and selected problems on the air side. In the last section the simplified thermodynamic calculation of air-cooled condenser is shown.

KEY WORDS

Air-cooled condenser, ACC, design of air-cooled condenser, thermodynamic calculation of air-cooled condenser, condensation, air cooling, A-frame, finned tubes.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

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.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval sám, s pomocí vedoucího diplomové práce, literatury a ostatních materiálů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v seznamu literatury.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Bc. Michal Kloda

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D za podporu při vypracování diplomové práce. Zvláštní poděkování bych chtěl věnovat Ing. Jindřichu Louthanovi za jeho čas, ochotu, věcné rady a připomínky po celou dobu vypracování diplomové práce. V neposlední řadě děkuji rodině a přátelům za podporu a důvěru během studia.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 VZDUCHOVÉ CHLAZENÍ CYKLU	12
1.1 Rozdělení vzduchového chlazení	12
1.2 Koncepce ACC.....	15
1.3 Stavba ACC	16
1.3.1 Obecně	16
1.3.2 Vychlazovací sekce	17
1.4 Žebrované trubky	18
1.4.1 Základní trubka.....	18
1.4.2 Druhy žeber	18
1.4.3 Rozměry žebrovaných trubek.....	21
1.4.4 Výroba žebrovaných trubek	23
1.5 Výrobci ACC	24
2 PŘESTUP TEPLA NA VNITŘNÍ STRANĚ TRUBEK	25
2.1 Matematicko-fyzikální popis přenosu tepla.....	25
2.1.1 Výpočet dle nové Shahovy korelační rovnice.....	25
2.2 Vliv náklonu trubek na proudění.....	27
2.3 Vliv obsahu vzduchu v parní straně	29
2.3.1 Metody zamezení akumulace vzduchu	31
3 PŘESTUP TEPLA NA VNĚJŠÍ STRANĚ TRUBEK	35
3.1 Matematicko-fyzikální popis přenosu tepla.....	35
3.1.1 Střední součinitel přestupu tepla	35
3.1.2 Výchozí předpoklad pro žebrování.....	37
3.1.3 Účinnost radiálního žebra kruhového průřezu	38
3.2 Ventilátory	40
3.2.1 Vstupní opláštění ventilátoru	43
3.2.2 Vstupní ztráty	44
3.2.3 Recirkulace.....	45
3.3 Volba návrhové teploty vzduchu	47
3.4 Charakteristika kondenzátoru	48
3.5 Zvyšování přenosu tepla na straně vzduchu	49
3.5.1 Nástříkový chladicí systém	49

3.5.2	Čištění teplosměnných ploch	50
3.5.3	Paralelní kondenzační systém (PAC)	51
4	NÁVRH VZDUCHEM CHLAZENÉHO KONDENZÁTORU	52
4.1	Postup výpočtu	52
4.2	Zadání	52
4.2.1	Fyzikální zadání	52
4.2.2	Geometrické zadání trubek	53
4.2.3	Zjednodušující předpoklady	54
4.3	Určení vlastností a geometrie	54
4.3.1	Pára	54
4.3.2	Vzduch	55
4.3.3	Geometrie	55
4.3.4	Výpočet povrchů	56
4.4	Součinitel přestupu tepla na straně páry	56
4.4.1	Rychlosti a Reynoldsova čísla	57
4.4.2	Postup dle Shahových korelačních rovnic	57
4.5	Součinitel přestupu tepla na straně žebër	58
4.5.1	Rychlost mezi žebry	58
4.5.2	Bezrozměrná kritéria	59
4.5.3	Součinitel přestupu tepla (Nu pro In-line)	59
4.6	Účinnost žebër	59
4.7	Účinnost žebër dle VDI	61
4.8	Součinitel přestupu tepla (iterační postup)	61
4.9	Součinitel prostupu tepla	62
4.10	Potřebná teplosměnná plocha žebrovaných trubek	62
4.11	Reálné rozměry	62
4.12	Výpočet z MS Excel	63
	ZÁVĚR	67
5	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY	69
6	SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ	70
7	SEZNAM TABULEK	73
8	SEZNAM OBRÁZKŮ	73
9	SEZNAM PŘÍLOH	75

ÚVOD

Vzduchem chlazené kondenzátory se využívají v mnoha podobách, ať už horizontální, vertikální či nakloněné pod určitým úhlem.

V zásadě se jedná o jakoukoliv teplosměnnou plochu, kde uvnitř proudí pára nebo směs páry a kapaliny. Vnější strana teplosměnné plochy je chlazená proudícím vzduchem, což se může dít pomocí přirozené konvekce, kdy se dosahuje nízkého součinitele přestupu tepla, nebo nucenou konvekcí, kdy je vzduch hnán ventilátorem a je dosahováno vyššího součinitele přestupu tepla.

Vzduchem chlazené kondenzátory se používají v mnoha průmyslových odvětvích, především v místech, kde je přístup ke zdroji chladicí vody obtížný, nebo dokonce nemožný. Dalším důvodem použití vzduchem chlazeného kondenzátoru může být cena chladicího média vůči účinnosti a způsobu využití zařízení, pro které je kondenzátor navrhován. Vzduch na rozdíl od vody nebyl doposud zpoplatněn, avšak proti vodnímu chlazení vykazuje vzduchové chlazení výrazně nižší součinitel přestupu tepla a navíc vzduch mývá vyšší teplotu než chladicí voda. Proto lze považovat vzduchové chlazení za méně účinné. Kvůli fyzikálním vlastnostem vzduchu má vzduchem chlazený kondenzátor ve srovnání s vodou chlazeným kondenzátorem zpravidla větší teplosměnnou plochu pro stejný přenášený tepelný výkon.

Pro dosažení vyššího chladicího výkonu se v drtivé většině případů používají ventilátory, což s sebou přináší vyšší vlastní spotřebu a potíže s volbou správné konstrukce lopatek ventilátoru kvůli dosažení přijatelné úrovně hlučnosti. Dále je vhodné při počáteční fázi projektování vzduchem chlazeného kondenzátoru počítat s měnící se hustotou vzduchu v závislosti na změně teploty. Teplota vzduchu se během roku výrazně mění.

První kapitola seznamuje čtenáře s různými druhy provedení vzduchových chladičů, vysvětluje základní princip vzduchem chlazeného kondenzátoru a seznamuje se základními typy žebrování.

Druhá kapitola uvádí matematicko-fyzikální rozbor přestupu tepla na straně páry, stručně uvádí vliv náklonu trubek, zabývá se vlivem nekondenzujících plynů a jejich odstranění z ACC.

Třetí kapitola uvádí matematicko-fyzikální popis přestupu tepla na straně vzduchu, stručnou rešerši ventilátorů, popis některých problémů spojených s ACC a vybrané způsoby zlepšování přenosu tepla.

Čtvrtá kapitola se zabývá tepleným výpočtem vzduchem chlazeného kondenzátoru podle vztahů z kapitoly dvě a tři.

1 VZDUCHOVÉ CHLAZENÍ CYKLU

V každém energetickém cyklu je potřebné chlazení, které odvádí přebytečné teplo. Toto platí i pro mnoho chemických a procesních provozů, stejně tak i pro elektroniku a počítače.

Například ve fosilní elektrárně s účinností 40 % se přemění pouhých 40 % vstupní energie spálením uhlí na elektrickou energii. Zbytek tepelné energie se musí odvést vně cyklu tak, aby nedocházelo ke ztrátě kondenzátu. Toho se docílí použitím kondenzátoru. V kondenzátoru kondenzuje pára vycházející z turbíny, tzn. mění skupenství z plynného na kapalné. Kondenzát je čerpán pomocí kondenzátního čerpadla do napájecí nádrže. Cílem je, aby pára v kondenzátoru kondenzovala při nejnižší možné teplotě, jaké je možné za daných okolností dosáhnout, což nejvíce závisí na vlivu okolního prostředí a na konstrukci kondenzátoru. Nejnižší možná teplota je v případě vzduchového chlazení teplota okolního vzduchu.

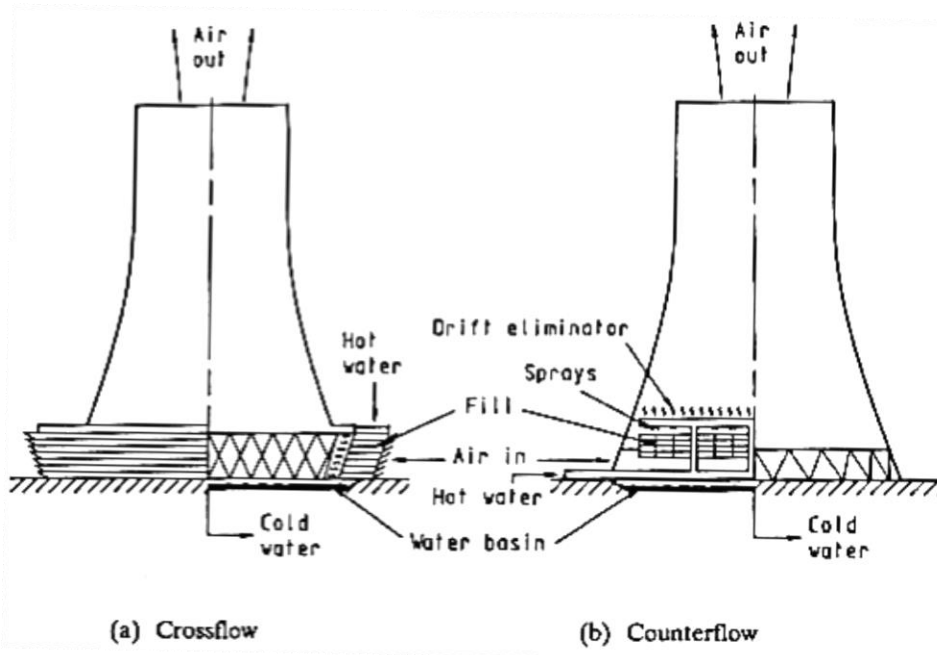
1.1 Rozdělení vzduchového chlazení

Základním rozdělením je [6]:

- Chladicí věže
 - Mokrý chladicí věže (s přirozeným tahem, s nuceným tahem)
 - Suché chladicí věže (s přirozeným tahem, s nuceným tahem)
- Vzduchový výměník
 - Horizontální
 - Další konfigurace
- Vzduchem chlazený kondenzátor (A-frame)

CHLADICÍ VĚŽE S PŘIROZENÝM TAHEM

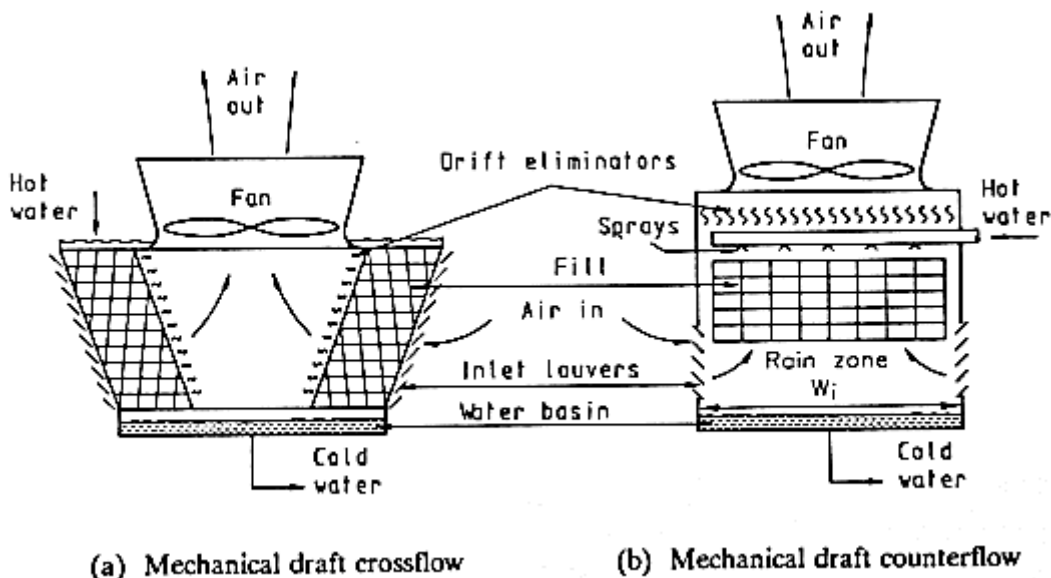
Chladicí médium způsobí kondenzaci v kondenzátoru, přičemž se ohřeje. Následně je chladicí médium ochlazeno v chladicích věžích. V tomto případě probíhá proudění vzduchu přirozenou cestou – komínovým efektem.



Obr. 1.1: Chladicí věže s přirozeným tahem [6]

CHLADICÍ VĚŽE S NUCENÝM TAHEM

Princip chlazení je stejný jako v předešlé kapitole. V tomto případě je proudění vzduchu vynuceno ventilátorem. Díky tomu může být chladičí věž výrazně menší než v případě chlazení s přirozeným tahem, kde je pro dosažení dostatečně silného komínového efektu nutná velká výška chladičí věže.



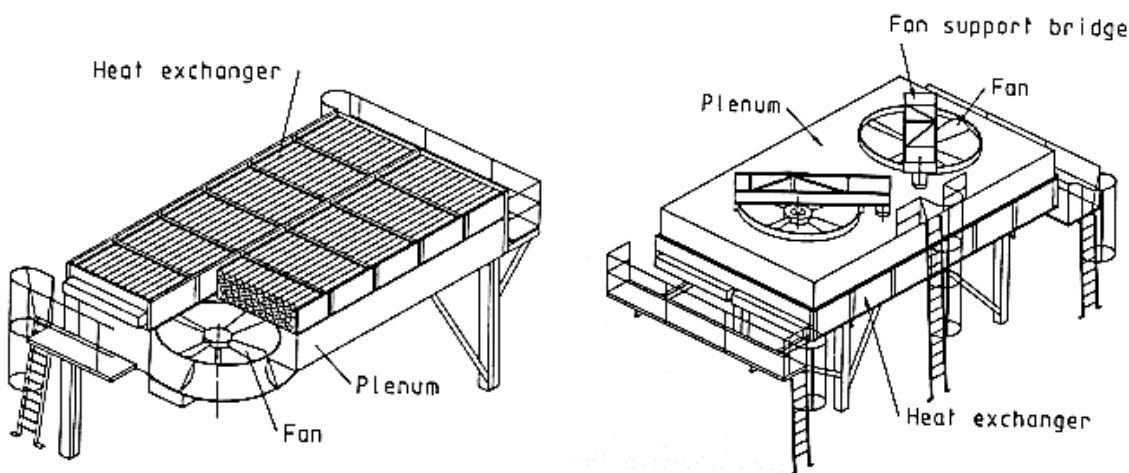
(a) Mechanical draft crossflow

(b) Mechanical draft counterflow

Obr. 1.2: Chladičí věž s nuceným tahem vzduchu [6]

HORIZONTÁLNÍ VZDUCHOVÝ VÝMĚNÍK

Výměník voda-vzduch je buď přetlakový, nebo podtlakový. Vzduch vždy proudí od spodní části nahoru. Uložením ventilátoru je dán typ výměníku.



Obr. 1.3: Horizontální vzduchový výměník [6]

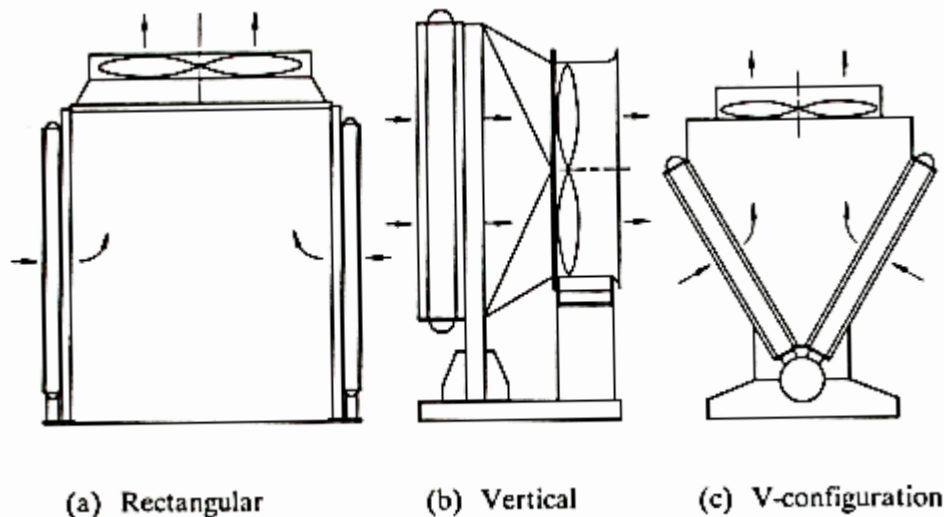
Přetlakový (ventilátor dole) výměník je méně náročný na volbu materiálu ventilátoru díky chladnější teplotě vzduchu.

Podtlakový výměník, kdy je ventilátor umístěn za teplosměnnou plochou, je méně náchylný na změny počasí a má rovnoměrnější tok vzduchu samotným výměníkem. Díky tomu, že vzduch má na výstupu vyšší rychlost, je také méně náchylný na recirkulaci vzduchu. Naproti

tomu má vyšší energetickou ztrátu. V oblastech s teplotami pod bodem mrazu je podtlakové uspořádání vhodnější též proto, že ventilátorem proudí již ohřátý vzduch z chladiče a ventilátoru tak nehrozí námraza na lopatkách.

DALŠÍ KONFIGURACE VZDUCHOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

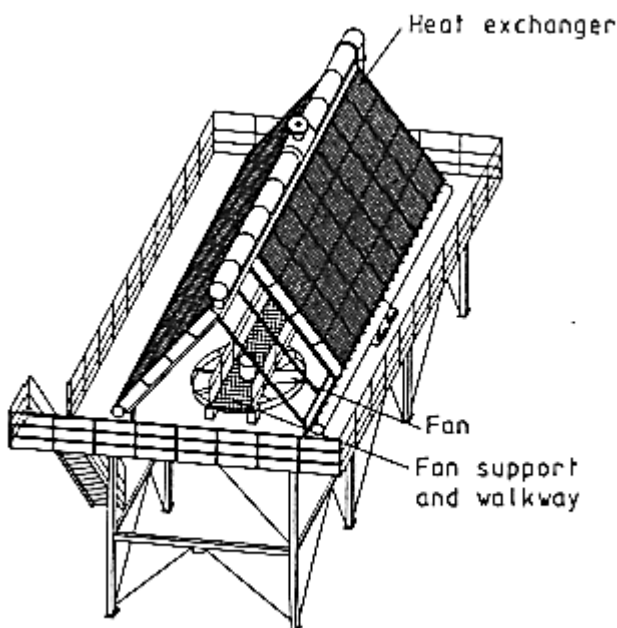
Čtvercová konfigurace je velice kompaktní a najde uplatnění v uzavřených okruzích chladicích zařízení. Vertikální uspořádání je vhodnější pro menší zařízení. V-konfigurace umožňuje konfiguraci jako protiproudý kondenzátor.



Obr. 1.4: Další konfigurace vzduchem chlazených výměníků [6]

VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDENZÁTOR

Pro vyšší chladicí výkon by měl čistě horizontální výměník velkou zastavěnou plochu. U tohoto typu jsou trubky sklopené až o 60° (tzv. A-frame) za účelem snížení celkové zastavěné plochy.

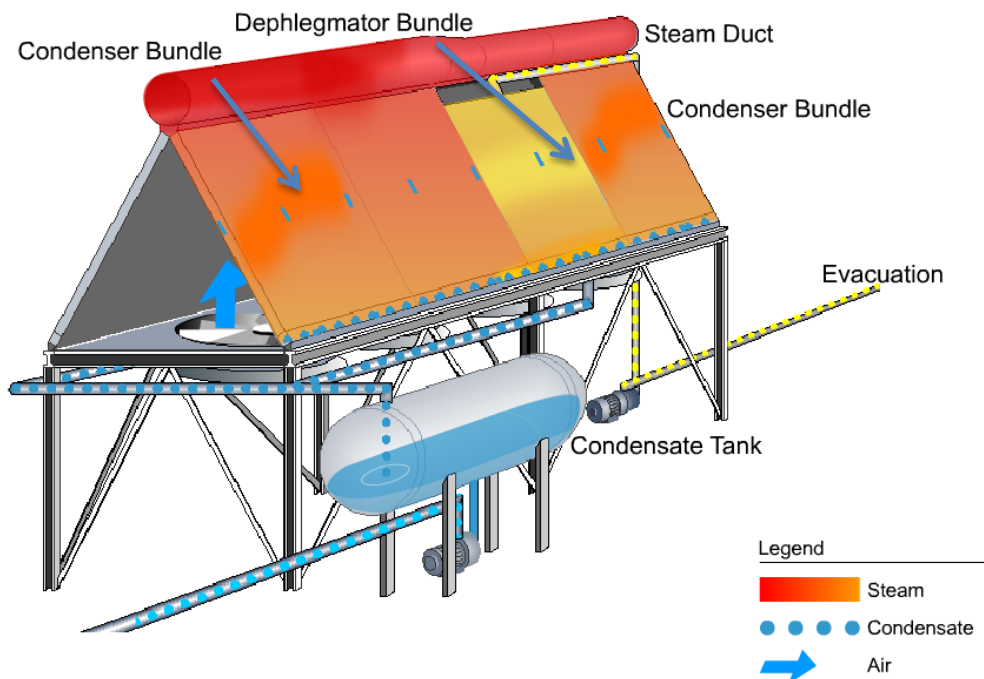


Obr. 1.5: Vzduchem chlazený kondenzátor (A-frame) [6]

Tato diplomová práce se bude dále zabývat typem kondenzátoru “A-frame“.

1.2 Koncepce ACC

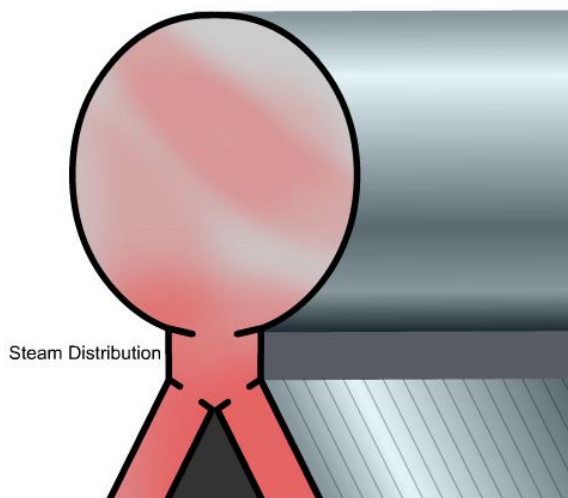
V této přehledové kapitole bude vysvětlena funkce a uspořádání vzduchem chlazeného kondenzátoru.



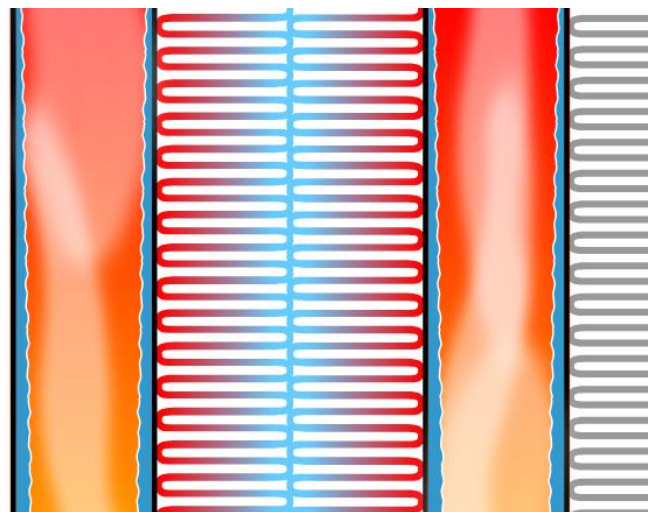
Obr. 1.6: Vzduchem chlazený kondenzátor [21]

Pára je kondenzována přímo pomocí vzduchu, bez použití dalšího vloženého okruhu, jako je tomu u suchých chladicích věží, neztrácí se tak rozdíl teplot mezi chladicím a chlazeným médiem na vložených výměnících.

Pára z turbíny je přivedena parovodem (steam duct) do zařízení. Následně je distribuována do připojených kondenzátorových svazků (condenser bundle).



Obr. 1.7: Příklad připojení svazků podle GEA Heat Exchangers [21]



Obr. 1.8: Příklad žebrování podle GEA Heat Exchangers [21]

Pára následně kondenzuje v teplosměnných trubkách, které jsou vně opatřeny žebrováním. Teplosměnné trubky mohou mít různou geometrii, stejně jako je mnoho různých druhů vnějšího žebrování v závislosti na výrobci a jeho osvědčeném designu. O vybraných variantách bude pojednáno později v kapitole 1.4.2

Po kondenzaci páry je kondenzát odváděn do spodního kolektoru, odkud je odváděn do sběrače kondenzátu. Ze sběrače kondenzátu je kondenzát dopravován kondenzátními čerpadly do napájecí nádrže.

Systém evakuace zajišťují vývěvy, které odsávají směs nekondenzujících plynů a nezkondenzované páry a pomáhá tak udržet v kondenzátoru podtlak (technické vakuum).

Vzduch omývá vnější žebrovanou stranu trubek a je hnán pomocí ventilátorů, jejichž řízením je možné upravovat chladicí výkon kondenzátoru.

1.3 Stavba ACC

1.3.1 Obecně

Základní stavbu tvoří ocelový rám velikosti celé řady, který se nejdříve postaví na zemi. Poté, co je rám připraven, se vyzvedne na připravené základy do výšky. Konstrukce se osadí ventilátorovými hrdly (konfuzory) a kryty ventilátorů, lávkami pro údržbu. V tomto stavu se může přistoupit k osazení samotnými ventilátory s pohony a převodovkami a sběračem kondenzátu.

Na zemi se sestaví základní A-frame, do kterého se později usadí trubkové svazky. Nyní je možné A-frame vyzvednout na ocelový rám, nebo jej spojit na zemi do jednoho modulu¹. Na Obr. 1.9 probíhá výstavba formou zvedání jednotlivých A-frame na ocelový rám a zde potom následuje propojení do jednoho modulu. Následně se k rámu přidělá sběrač kondenzátu.

Po sestavení A-frame na ocelový rám se do něj usadí trubkové svazky. Poté se usazují na vrchní část distributory (kolektory) páry k jednotlivým trubkám, naznačeno na Obr. 1.7. Po dokončení těchto kroků se staví hlavní přívodní potrubí páry, které se připojuje k pevnému bodu za turbínou. Po tomto kroku je ACC téměř hotov, nyní zbývá připojit ostatní zařízení jako ventily, vývěvy, čisticí zařízení, kabeláž, izolaci, instrumentaci atd.

Existují i případy, kdy byl ACC sestaven po řadách mimo oblast zařízení a následně byl přivezen již jako celek na místo výstavby. Celé řady ACC se pak pouze ukládaly na základovou konstrukci. V takovýchto případech je kladen důraz na zkrácení doby výstavby přímo na místě.

Rozdělení modulů do řad je dáno dispozicí zařízení a volbou vhodné délky přívodního potrubí páry od turbíny (delší potrubí = vyšší tlaková ztráta).

Při známé velikosti teplosměnné plochy modulu již není problém podle parametrů páry a vzduchu dané lokality určit, kolik modulů bude zapotřebí pro daný kondenzátor použít.

¹ Modulem je myšlena oblast ohraničená rozměry rámu ventilátoru. Skládá se z více trubkových svazků



Obr. 1.9: ACC Matimba Power Station ve výstavbě [14]



Obr. 1.10: Matimba Power Station [13]

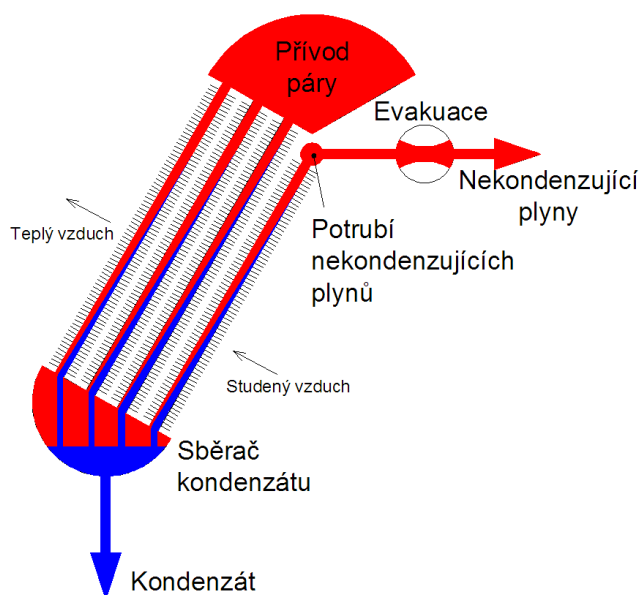
Obrázky ukazují prozatím největší ACC světa pro 6x 665 MWe v Jižní Africe – Matimba Power Station.

1.3.2 Vychlazovací sekce

Vychlazovací sekce² tvoří část trubek nebo celý modul napojený na vývěvu. Úkolem této sekce je podchladiť parovzdušnou směs tak, aby zkondenzoval co největší podíl páry obsažený ve směsi. Tato sekce je v zásadě druhým tahem vzhledem k proudění v hlavní části kondenzátoru. V této části proudí směs směrem nahoru a kondenzát stéká do sběrače kondenzátu (protiproudé uspořádání), odkud je veden do nádrže kondenzátu.

Myšlenka odvodu směsi pomocí celého modulu je patrná z Obr. 1.6

Na následujícím obrázku je znázorněna myšlenka odvodu směsi pomocí části teplosměnných trubek:



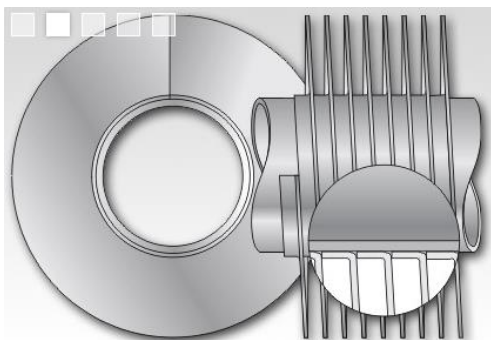
Obr. 1.11: Odvod směsi první řadou trubek

² Angl. Dephlegmator bundle

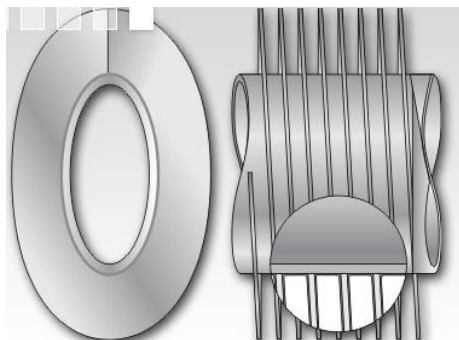
1.4 Žebrované trubky

1.4.1 Základní trubka

Základní trubka v ACC má většinou průřez kruhu, elipsy nebo štíhlého obdélníku.



Obr. 1.12: Trubka kruhového průřezu [11]



Obr. 1.13: Trubka eliptického průřezu [11]

Trubka kruhového průřezu poskytuje velkou kontaktní plochu mezi základní trubkou a žebry a dovoluje tak dobrý přenos tepla. Je vhodnější pro nižší teploty a výrobní proces této geometrie dovoluje použití menší tloušťky stěny. Výroba je velmi produktivní, je zaručena dobrá dostupnost na trhu, navíc s přijatelnou cenou.

Geometrie eliptické trubky má lepší termodynamické vlastnosti a díky tvaru jsou vykazovány nižší tlakové ztráty na straně vzduchu. Tato geometrie poskytuje větší plochu připadající na jednu trubku oproti kruhové trubce.

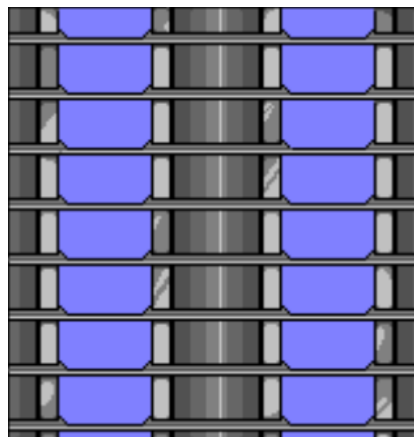
Obecně lze říci, že ACC s kruhovou geometrií trubek bude potřebovat větší počet řad v trubkovnici, zatímco ACC s eliptickou geometrií trubek bude většinou jednořadý a vychlazovací sekce bude řešena pomocí samostatného modulu. Jednořadá konfigurace kondenzátoru se často nazývá SRC (= single row condenser).

1.4.2 Druhy žeber

Na trhu je dostupných mnoho druhů žebrování pro výměníky typu vzduch-voda včetně vzduchových kondenzátorů, každý s vlastním tvarem a způsobem uchycení k základní trubce. Každý typ žebrování má své výhody a nevýhody v určitých aplikacích, proto je výběr vhodného typu žebrování pro danou aplikaci důležitý. [1]

NASOUVANÉ ŽEBROVÁNÍ

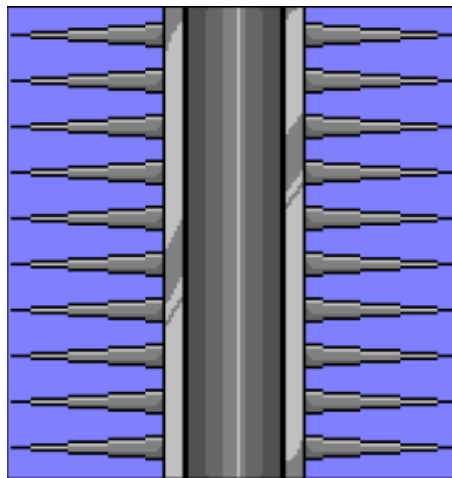
Do tenkého kovového plechu jsou vyříznuty nebo vytlačeny díry pro trubky. Následně jsou trubky vloženy do těchto děr a roztaženy, tím dojde k pevnému spojení. Tento typ žeber je velice účinný díky velké teplosměnné ploše, která pomáhá rovnoměrně rozvádět teplo. Žebra mohou být rovná jako na Obr. 1.14, nebo mohou být zvlněná. Tloušťka žebrování se liší podle aplikace. Mohou být velmi tenká tam, kde je důležitá cena a schopnost čištění je méně podstatná. Tlustší žebra jsou použitelná tam, kde je důležitá odolnost žeber a schopnost jejich čištění. [1]



Obr. 1.14: Plátové žebrování [1]

VINUTÉ PŘEDEPJTÉ ŽEBROVÁNÍ

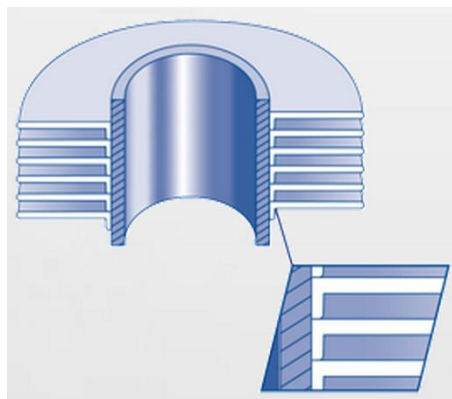
Kolem základní trubky jsou velmi těsně navinuta žebra, která jsou na koncích přivařená, aby držela tvar. Mohou být také připájena, aby se zvýšila korozní ochrana spoje. Tento typ žebrování je nejodolnější, pokud jsou trubky i žebra ze stejného materiálu. [1]



Obr. 1.15: Vinuté předeprté žebrování [1]

ŽEBROVÁNÍ S PATOU „L”

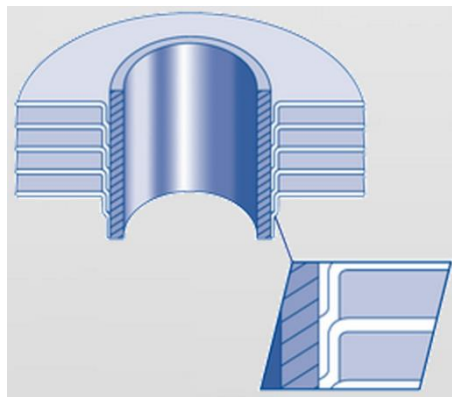
Tento typ žeberek má na patě břit, který je těsně navinut kolem základní trubky. Tím je zvětšená kontaktní plocha a je tím zvětšena plocha přenášející teplo v místě kontaktu mezi žebrem a trubkou. [1]



Obr. 1.16: Žebrování s patou "L" [16]

PŘESAZENÉ „L” ŽEBROVÁNÍ

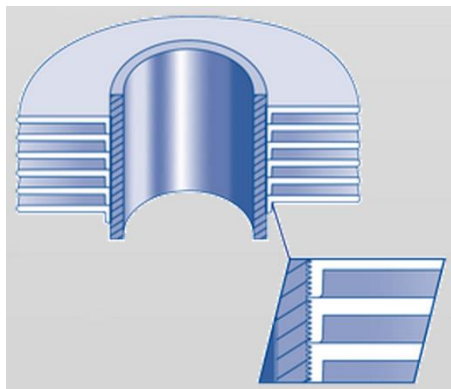
Označované také jako „LL“. Přesazení tvoří zámek žeberek, která na sebe navazují, zabraňuje se tak volnému pohybu žeberek a jejich oddělení. Tento spoj chrání celou trubku, proto je tento typ žebrování vhodný do korozního prostředí. [1]



Obr. 1.17: Přesazené "LL" žebrování [16]

ŽEBROVÁNÍ „KL“

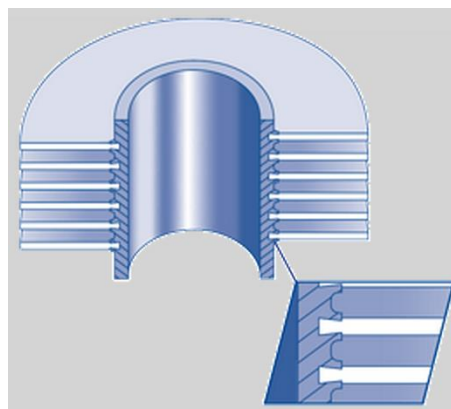
Má stejné vlastnosti jako žebrování typu „L“ pouze pata žebra (povrch mezi žebrem a trubkou) je vroubkovaná, což má za následek zlepšení přestupu tepla. [16]



Obr. 1.18: Žebrování typu "KL" [16]

ZAPUŠTĚNÉ ŽEBROVÁNÍ „G“

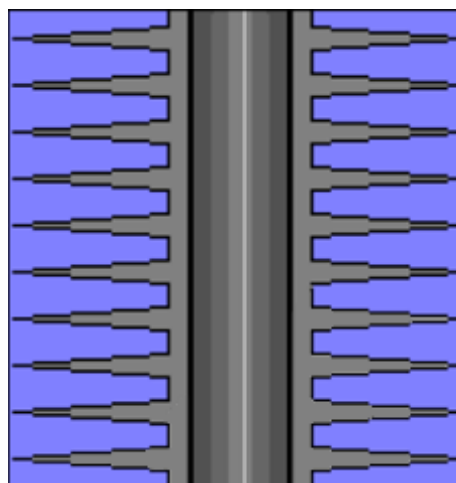
Žebra jsou vložena a zatémována do šroubovitě drážky základní trubky. Tento typ žebrování je vhodný do vyšších teplot. Tento typ žebrování je také vhodný do aplikací s častým čištěním. [1]



Obr. 1.19: Vestavěné žebrování [16]

MONO-METALICKÉ LISOVANÉ ŽEBROVÁNÍ

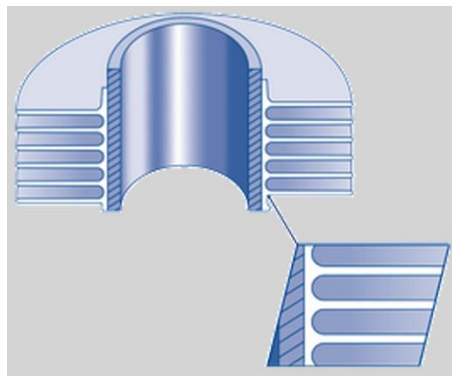
Lisované nebo integrální žebrování je vyrobeno tak, že tlustostěnná trubka projde žebrovacím strojem, který z trubky vylisuje za studena žebrovaný povrch. Lisování za studena vytvoří tvrzená žebra, která jsou následně vhodná pro časté čištění. Není zde žádný bi-metalický spoj, který by byl odhalený korozivnímu prostředí, proto je zde koroze ve spoji úplně eliminována. Nejvíce se toto žebrování hodí pro nízkotlaké aplikace. [1]



Obr. 1.20: Mono-metalické žebrování [1]

BI-METALICKÉ LISOVANÉ ŽEBROVÁNÍ (INTEGRÁLNÍ ŽEBROVÁNÍ)

Samotné žebrování se vyrábí jako v předchozím případě lisováním za studena. Dovnitř tlustostěnné trubky se vloží tenká trubka z jiného materiálu. Při lisování žeber dojde i ke spojení základní trubky a žebrované trubky. Protože jsou žebra lisována z jednoho kusu, ani zde není odhalený spoj. Zde je výhoda v použití potřebného materiálu pro vnitřní kapalinu, která tak může mít jiné korozivní vlastnosti, než jsou vlastnosti média na vnější straně trubky. [1]



Obr. 1.21: Bi-metalické žebrování [16]

1.4.3 Rozměry žebrovaných trubek

Rozměry žebrování závisí především na výrobcí a jeho výrobních postupech, zkušenostech a výrobních možnostech. Pro velkou rozmanitost výrobců zde budou uvedeni pouze tři vybraní výrobci žebrovaných trubek.

MCELROY

Firma McElroy je mimo jiné výrobcem žebrovacích strojů pro navíjené trubky.

Tabulka 1: Rozměry žebrování McElroy [19]

TUBE OD		FIN HEIGHT		STRIP WIDTH		PITCH		FIN THICKNESS	
mm	in	mm	in	mm	in	FPM	FPI	mm	in
25,4	1	9,02	0,355	13,11	0,516	0,3937	10	0,406	0,016
25,4	1	9,53	0,375	13,06	0,514	0,4331	11	0,457	0,018
25,4	1	9,53	0,375	14,88	0,586	0,3150	8	0,406	0,016
25,4	1	9,53	0,375	13,03	0,513	0,4724	12	0,305	0,012
25,4	1	12,70	0,5	17,37	0,684	0,3543	9	0,406	0,016
25,4	1	12,70	0,5	16,81	0,662	0,3937	10	0,406	0,016
25,4	1	12,70	0,5	16,43	0,647	0,4331	11	0,406	0,016
25,4	1	12,70	0,5	18,06	0,711	0,3150	8	0,406	0,016
25,4	1	14,27	0,562	17,48	0,688	0,3543	9	0,787	0,031
25,4	1	15,75	0,62	17,40	0,685	0,4724	12	0,457	0,018
25,4	1	15,80	0,622	22,15	0,872	0,2756	7	0,406	0,016
25,4	1	15,82	0,623	19,56	0,77	0,4331	11	0,406	0,016
25,4	1	15,88	0,625	18,11	0,713	0,3543	9	0,406	0,016
25,4	1	15,88	0,625	19,00	0,748	0,4724	12	0,457	0,018
25,4	1	15,88	0,625	19,41	0,764	0,4331	11	0,457	0,018
25,4	1	15,88	0,625	19,56	0,77	0,3937	10	0,584	0,023
25,4	1	15,88	0,625	19,61	0,772	0,4331	11	0,406	0,016
25,4	1	15,88	0,625	19,69	0,775	0,3150	8	0,762	0,03
25,4	1	15,88	0,625	19,86	0,782	0,3937	10	0,457	0,018
25,4	1	15,88	0,625	19,99	0,787	0,3937	10	0,406	0,016

25,4	1	15,88	0,625	20,12	0,792	0,3937	10	0,381	0,015
25,4	1	15,88	0,625	20,42	0,804	0,3543	9	0,457	0,018
25,4	1	15,88	0,625	20,55	0,809	0,3543	9	0,406	0,016
25,4	1	15,88	0,625	21,08	0,83	0,3150	8	0,457	0,018
25,4	1	15,88	0,625	21,23	0,836	0,3150	8	0,406	0,016
25,4	1	16,00	0,63	19,74	0,777	0,4331	11	0,406	0,016
25,4	1	16,00	0,63	20,12	0,792	0,3937	10	0,406	0,016
25,4	1	16,00	0,63	21,36	0,841	0,3150	8	0,406	0,016
25,4	1	16,00	0,63	22,33	0,879	0,2756	7	0,406	0,016
25,4	1	19,05	0,75	23,60	0,929	0,3543	9	0,457	0,018
31,75	1,25	15,88	0,625	19,61	0,772	0,4331	11	0,406	0,016
31,75	1,25	19,05	0,75	22,25	0,876	0,3543	9	0,787	0,031
31,75	1,25	19,05	0,75	22,58	0,889	0,4331	11	0,457	0,018
31,75	1,25	22,23	0,875	25,58	1,007	0,4331	11	0,508	0,02
31,75	1,25	22,23	0,875	26,59	1,047	0,3543	9	0,508	0,02
38,1	1,5	25,40	1	29,21	1,15	0,3150	8	0,787	0,031
38,1	1,5	25,40	1	28,60	1,126	0,3543	9	0,787	0,031
38,1	1,5	25,40	1	29,31	1,154	0,3150	8	0,762	0,03
50,8	2	25,40	1	29,24	1,151	0,3543	9	0,762	0,03
50,8	2	28,58	1,125	32,08	1,263	0,3543	9	0,635	0,025
50,8	2	25,40	1	28,60	1,126	0,3543	9	0,787	0,031

BECA ENGINEERING

Tabulka 2: Materiál a rozměry firmy BecaEngineering [22]

Material - G-fin; L-fin; LL-fin; KL-fin; Extruded-fin Finned Tubes				
Tube	SA179 - A179 Carbon Steel	SA213 - A213 Stainless Steel	SB75 - B75 Copper	SB111 - B111 Copper Alloy
Fins	SB209 - B209 Aluminium Alloy 1050 or 1060		SB152 - B152 Copper	
Notes	For different materials please contact our technical office			

Technical Specifications - G-fin; L-fin; LL-fin; KL-fin; Extruded-fin Finned Tubes										
Fin Types	Length		Tube Diameter		Thickness		Finned Tube Diameter		Fins Density	
	(m)	(ft)	(mm)	(inch)	(mm)	(BWG)	(mm)	(inch)	(fins/m)	(fins/inch)
L-Fin	0,3 ÷ 18	1 ÷ 59	25,4 ÷ 50,8	1" ÷ 2"	1,65 ÷ 3,76	19 ÷ 9	57,15 ÷ 76,20	2 ¼" ÷ 3"	276 ÷ 472	7 ÷ 12
LL-Fin										
KL-Fin										
G-Fin										
Extruded										

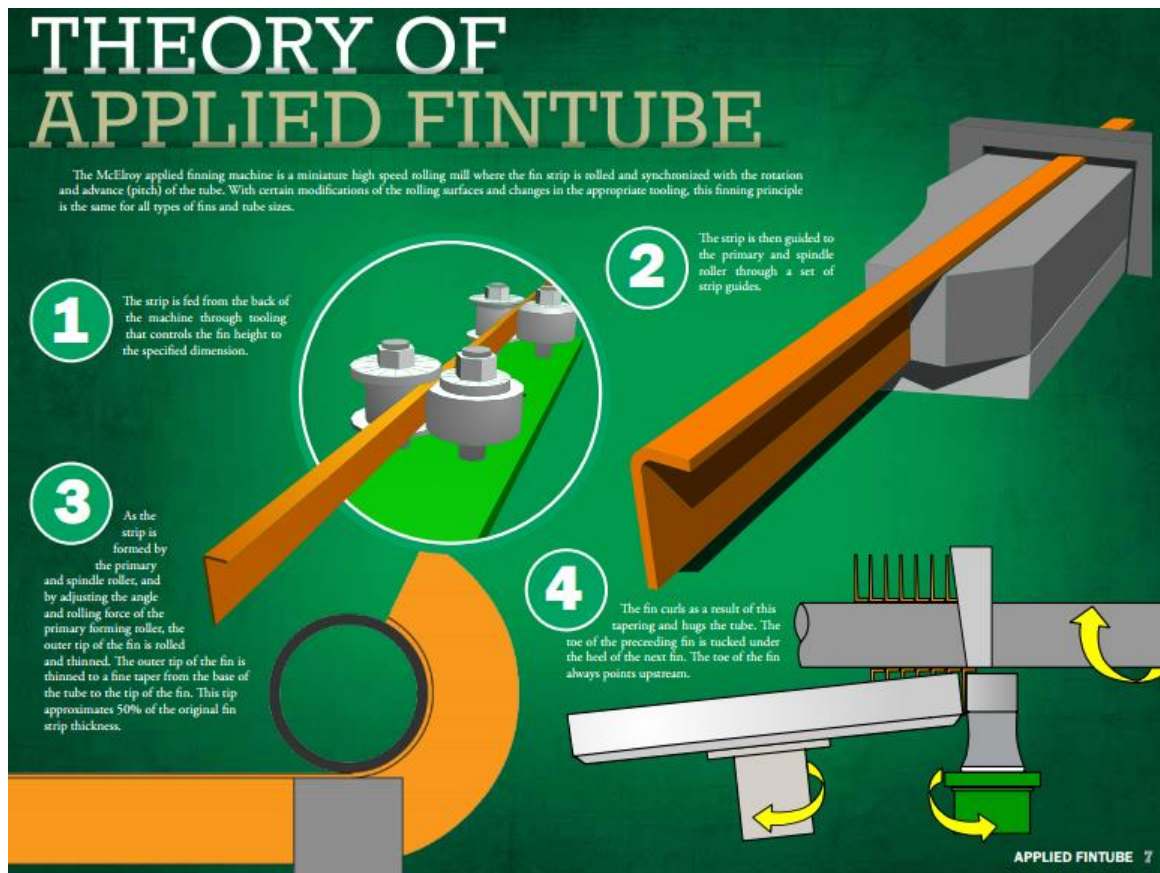
DELFINTUBES

Tabulka 3: Rozměry žebrování firmy delfinTubes [12]

TUBE O.D.		FIN THICKNESS		MAXIMUM FIN HEIGHT		FINS PER METER		FINS PER INCH	
mm	inch	mm	inch	mm	inch	Min.	Max. *	Min.	Max.
25.4	1.000	0.90-2.60	0.036-0.102	13	0.5	79	276	2	7
26.7	1.050	0.90-2.60	0.036-0.102	13	0.5	79	276	2	7
31.8	1.250	0.90-2.60	0.036-0.102	13-16	0.5-0.625	79	276	2	7
33.4	1.315	0.90-2.60	0.036-0.102	13-16	0.5-0.625	79	276	2	7
38.1	1.500	0.90-2.60	0.036-0.102	16	0.625	39	276	1	7
42.2	1.660	0.90-2.60	0.036-0.102	15-19	0.625-0.750	39	276	1	7
44.5	1.750	0.90-2.60	0.036-0.102	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
48.3	1.900	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
50.8	2.000	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
57.1	2.250	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
60.3	2.375	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
63.5	2.500	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
73.0	2.875	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
76.2	3.000	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
88.9	3.500	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
101.6	4.000	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
114.3	4.500	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
127.0	5.000	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
141.3	5.563	0.90-3.00	0.036-0.134	25	1.000	39	276	1	7
152.4	6.000	0.90-3.00	0.036-0.134	25-32	1.000-1.250	39	276	1	7
168.3	6.625	0.90-3.00	0.036-0.134	25-32	1.000-1.250	39	276	1	7
219.1	8.625	0.90-3.00	0.036-0.134	25-32	1.000-1.250	39	276	1	7

1.4.4 Výroba žebrováných trubek

Postup výroby žebrováných trubek podle výrobce žebrovacích strojů McElroy



Obr. 1.22: Výroba žebrování [19]

1. Pásek je přiveden zadní stranou stroje, který kontroluje výšku žebra na specifikovaný rozměr.

2. Pásek je naveden na primární a vřetenovou kladku (angl. primary and spindle roller) pomocí sady vedení.
3. Nastavením úhlu a tažné síly primární kladky je vnější hrana žebra zahnutá a zúžená. Vnější hrana žebra je tvarována do jemného kužele od paty žebra až po vnější hranu.
4. Žebro se v důsledku tvarování do kužele zkroutí a tím pevně obejmě trubku. Špička předchozí paty žebra se zastrčí pod patu následujícího žebra. Pata žebra vždy směřuje proti pohybu trubky.

1.5 Výrobci ACC

Výběr některých výrobců vzduchových kondenzátorů:

Bronswerk	www.bronswerk.com
SPIG	www.spig-int.com
FANS	www.fans.cz
GEA – Heat Exchangers	www.gea-heatexchangers.com
Clyde Bergemann Power Group	www.cbpg.com
GEI Industrial Systems Ltd.	www.geiind.com
evapco BLCT	www.evapco-blct.com
Transparent Energy System pvt. Ltd	www.tespl.com
Paharpur Cooling Towers Ltd.	www.paharpur.com
JORD	www.jord.com.au
SPX	http://spxcooling.com/products/air-cooled-condensers
a další.	

2 PŘESTUP TEPLA NA VNITŘNÍ STRANĚ TRUBEK

2.1 Matematicko-fyzikální popis přenosu tepla

Dle článku [8] nebyl prozatím stanoven konkrétní postup výpočtu pro přenos tepla při dvoufázovém proudění v nakloněných trubkách, přestože na toto téma bylo vytvořeno několik studií.

Při kondenzaci páry bude součinitel přestupu tepla vycházet vždy v řádu tisíců bez ohledu na použitou metodu, zatímco na straně vzduchu bude součinitel přestupu tepla vycházet v desítkách, proto tato neshoda v metodě výpočtu parní strany nemá významný vliv na součinitel prostupu tepla.

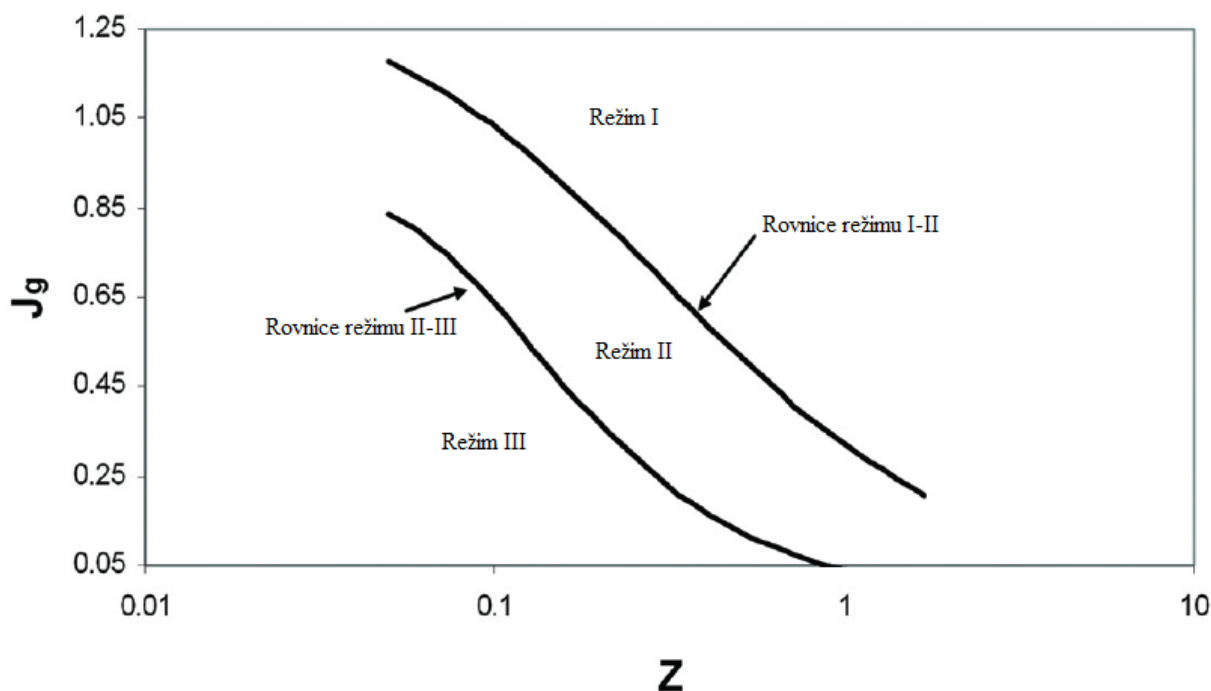
Studie prokázaly vliv úhlu náklonu na přenos tepla na straně kondenzující páry uvnitř trubek, nicméně podle článku [8] se autoři studií rozcházejí ve výsledném vlivu. Podle některých studií je vliv náklonu pozitivní, podle jiných negativní vzhledem k přenosu tepla v nakloněných trubkách.

Podle článku [9] je vhodné přestup tepla v nakloněných trubkách počítat, jako by byly vertikální, dokud nebude k dispozici více experimentálních dat k odvození vhodného postupu výpočtu.

2.1.1 Výpočet dle nové Shahovy korelační rovnice

Jak bylo napsáno výše, tento postup výpočtu bude shodný s výpočtem pro vertikální trubku.

Pro vertikální a nakloněné trubky byly identifikovány tři režimy proudění, které byly dány do souvislosti s bezrozměrnou rychlostí páry.



Obr. 2.1: Režimy proudění vertikální a nakloněné trubky [9]

Shahův korelační parametr Z se vypočte [9]:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} \cdot p_r^{0,4} \quad (2.1)$$

kde p_r je redukovaný tlak vztažený ke kritickému tlaku vody.

$$p_r = \frac{p_k}{p_{krit}} \quad (2.2)$$

Jg je bezrozměrná rychlost proudění [9]:

$$Jg = \frac{x \cdot G}{\left[g \cdot d_i \cdot \rho_g \cdot (\rho_l - \rho_g) \right]^{0,5}} \quad (2.3)$$

Hranice mezi režimem I a režimem II je dána následující rovnicí, při platnosti této rovnice se současně objevuje režim proudění I [9]:

$$Jg \geq \frac{1}{2,4 \cdot Z + 0,73} \quad (2.4)$$

Hranice mezi režimem II a režimem III je dána následující rovnicí, při platnosti této rovnice se současně objevuje režim proudění III [9]:

$$Jg \leq 0,89 - 0,93 \cdot e^{(-0,087 \cdot Z^{-1,17})} \quad (2.5)$$

Podle rovnic (2.3) až (2.5) se určí režim proudění, na jehož základě se posléze provede výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry.

PRO REŽIM I PLATÍ [9]:

$$\alpha_i = \alpha_l \quad (2.6)$$

$$\alpha_l = \alpha_{LT} \cdot \left(\frac{\eta_l}{14 \cdot \eta_g} \right)^n \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (2.7)$$

kde exponent n a α_{LT} :

$$n = 0,0058 + 0,557 \cdot p_r \quad (2.8)$$

$$\alpha_{LT} = 0,023 \cdot \text{Re}_{LT}^{0,8} \cdot \text{Pr}_l^{0,4} \quad (2.9)$$

Reynoldsovo číslo je zde uvažováno jako proudění osamocené kondenzátu [9]:

$$\text{Re}_{LT} = \frac{G \cdot d_i}{\eta_l} \quad (2.10)$$

PRO REŽIM III PLATÍ [9]:

$$\alpha_i = \alpha_{Nu} \quad (2.11)$$

$$\alpha_{Nu} = 1,32 \cdot \text{Re}_{LS}^{-1/3} \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot \lambda_l^3}{\eta_l^2} \right]^{1/3} \quad (2.12)$$

Zde je Reynoldsovo číslo uvažováno pro množství kondenzátu ve vstupní části trubky

$$\text{Re}_{LS} = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_i}{\eta_l} \quad (2.13)$$

PRO REŽIM II PLATÍ [9]:

$$\alpha_i = \alpha_l + \alpha_{Nu} \quad (2.14)$$

Ve výše uvedených Reynoldsových číslech je použito hodnoty G (z angl. mass flux), je to hmotnostní tok páry vztážený na vnitřní průřez trubky.

$$G = \frac{\dot{M}_{lr}}{S_i} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{lr}}{\pi \cdot d_i^2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right] \quad (2.15)$$

Toto vyjádření odpovídá rozměrově i číselným výsledkům Reynoldsova čísla v obvyklejší podobě:

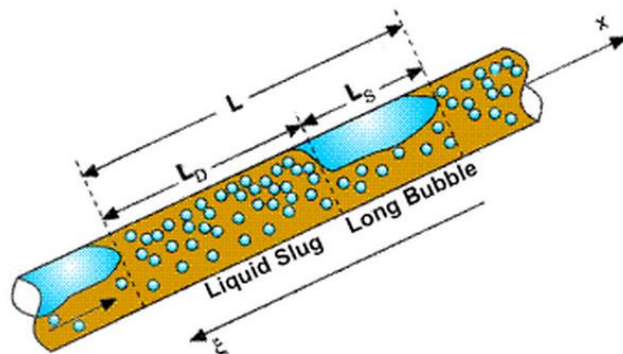
$$\text{Re} = \frac{w \cdot \rho \cdot d_i}{\eta} \quad (2.16)$$

2.2 Vliv náklonu trubek na proudění

Náklon trubek má vliv především na způsob proudění v trubkách. Následující obrázek popisuje graficky proudění v trubce v závislosti na odklonu od horizontální roviny. Záporné hodnoty úhlu popisují proudění směrem dolů a kladné hodnoty úhlu popisují proudění směrem vzhůru od horizontální roviny.

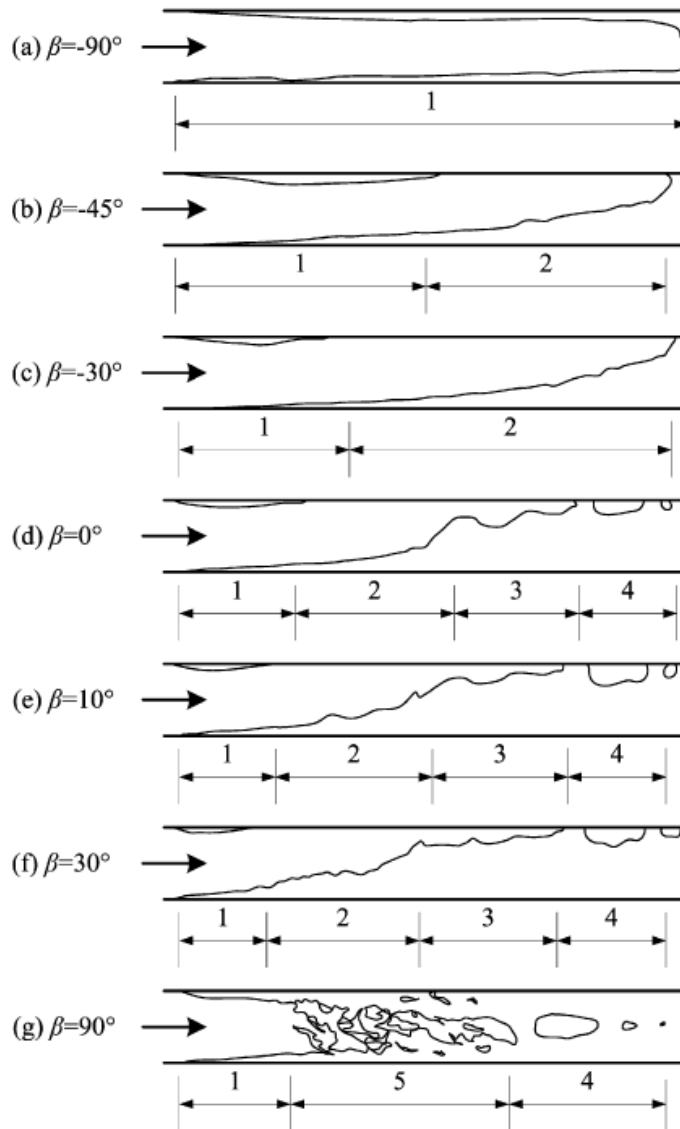
Při dvoufázovém proudění v nakloněných trubkách se vyskytují následující druhy proudění (viz Obr. 2.3):

- Prstencové proudění (= annular flow) – Tento druh proudění se vyznačuje prouděním tenkého kapalného filmu podél stěny trubky, přičemž plynná fáze proudí střední částí trubky.
- Laminární proudění (= stratified flow) – Tento druh proudění se vyznačuje odděleným prouděním kapalně a plynné fáze, přičemž je tok ovlivněn gravitací a kapalná fáze tak tvoří vrstvu na spodní straně trubky.
- Pístové proudění (= slug flow) – Tento druh proudění se vyznačuje dvěma sekvencemi proudů. Jedna sekvence je tvořena malými bublinkami plynu v kapalině. Druhá sekvence je jedna dlouhá bublina plynu:



Obr. 2.2: Slug flow [15]

- Vířivé proudění (= churn flow) – Tento druh proudění se vyznačuje vysokou nestabilitou proudu. Je tvořen silnou vrstvou kapaliny, která osciluje k různým stranám trubky. Objevuje se pouze u vertikálního proudění.



Obr. 2.3: Vliv náklonu trubek na způsob proudění [8]

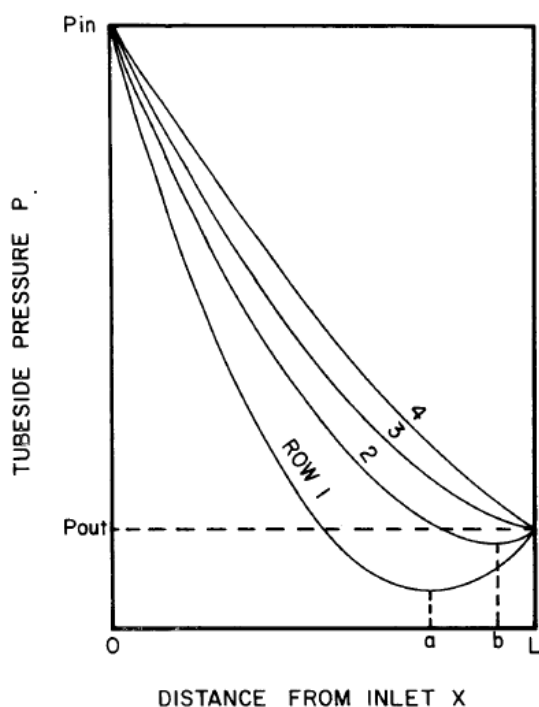
1. Prstencové proudění
2. Laminární tok
3. Částečně pístový tok
4. Pístový tok
5. Vířivý tok

Z obrázku vyplývá, že pro sklon 60° dolů od horizontální roviny lze očekávat prstencové proudění a ve spodní části trubky laminární tok.

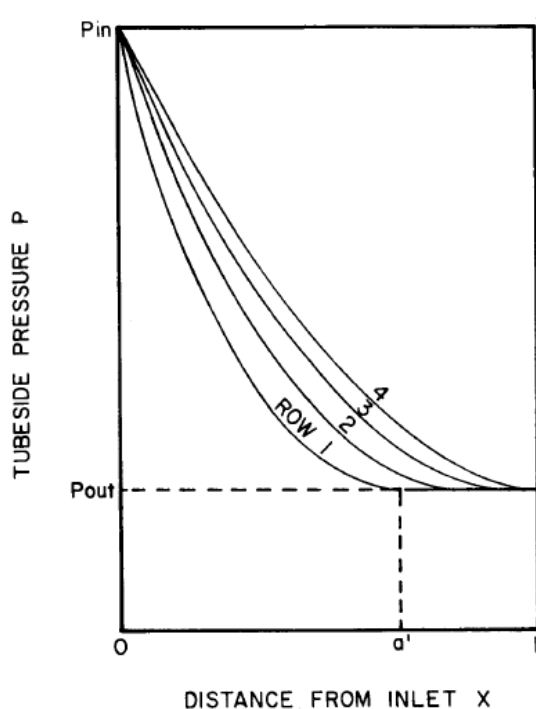
Přehledový článek [8] nicméně uvádí, že doposud nebyl literaturou přijat obecný postup pro predikci chování dvoufázového proudění v nakloněných trubkách a je třeba dalšího výzkumu.

2.3 Vliv obsahu vzduchu v parní straně

V každé aplikaci vakuovou kondenzací je přítomné malé množství nekondenzovatelných plynů. Pokud je ACC navržen jako jednotahový a zároveň víceřadý, bude pára do nejspodnější řady trubek vstupovat z obou stran vlivem tlakových ztrát při kondenzaci. Pára zkondenzuje a kondenzát za pomoci gravitace odečte do sběrače kondenzátu, ale vzduch se začne akumulovat v místě nejnižšího tlaku. Nezávisle na vstupní koncentraci vzduchu v páře bude akumulace trvat tak dlouho, dokud nedosáhne výstupní části trubky do sběrače. Způsob proudění se neustálí, dokud vzduchové kapsy ve všech trubkách nedosáhnou výstupní části. V poslední řadě trubek se vzduch nehromadí, protože vlivem nejvyšší teploty na poslední řadě trubek zde vzniká nejmenší množství kondenzátu, proto je i tlaková ztráta menší než ve spodních řadách. Ve vzduchové kondenzaci se tento jev nazývá „vzduchová kapsa“³. [6] [2]



Obr. 2.4: Schematický stav tlaku před akumulací vzduchu [2]



Obr. 2.5: Schematický stav tlaku po stabilizaci vzduchové akumulace [2]

Jak je vidět z Obr. 2.4, v první a druhé řadě trubek je výstupní tlak vlivem nízké vnější teploty (oproti poslední řadě trubek) nižší než v poslední řadě trubek. Vlivem opačného tlakového gradientu začne do prvních řad proudit pára ze společného sběrače kondenzátu.

Z Obr. 2.5 je patrné, že po vyrovnání výstupního tlaku a zaplnění vzduchové kapsy stoupne tlak v kondenzátoru, čímž se zhorší účinnost kondenzace a zkrátí expanze páry v turbíně.

Podle [2] tento jev má tyto následky:

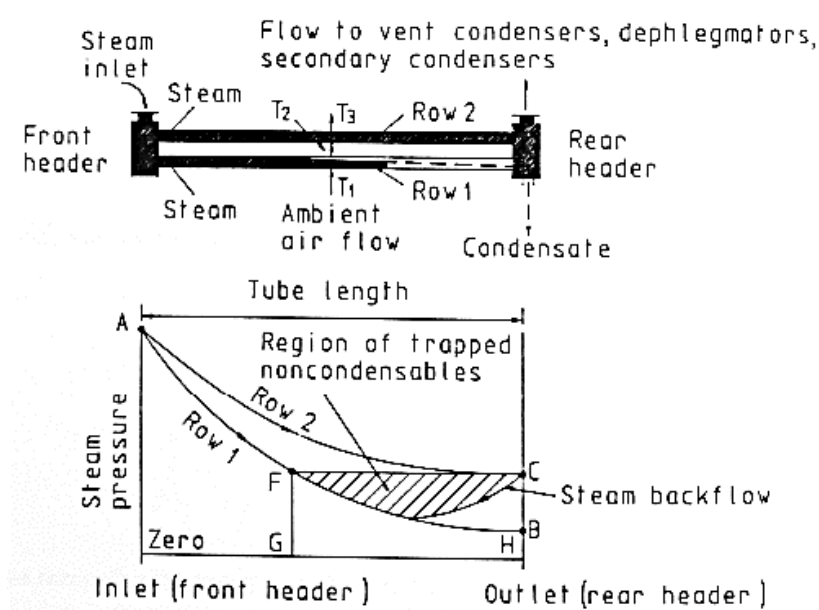
- 1) Část výměníku lze považovat za nepoužitelnou pro kondenzaci.
- 2) Část trubky obsahující stálou vzduchovou kapsu je vystavena zhoršenému koroznímu prostředí, než bylo původně plánováno.

³ angl. Air blanketing

- 3) Vzduchová kapsa umožňuje, aby byla výstupní část spodních řad trubek chladná stejně jako okolní vzduch. To má za následek zamrznání při nízkých teplotách okolního prostředí.

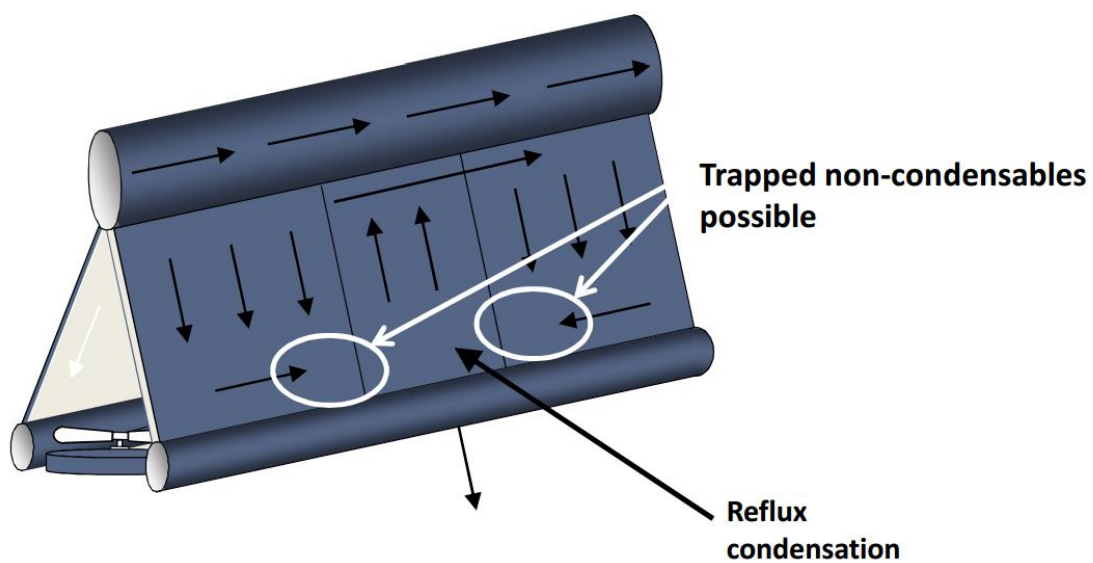
Při zimním provozu se může stát, že vlivem snižování výkonu ventilátorů (až do úplného odpojení) za účelem snížení výkonu kondenzace (součinitel přestupu tepla na straně vzduchu) dojde ke zvětšení vzduchové kapsy, což opět zvyšuje riziko zamrznutí. [2]

Zdroj [6] uvádí stejný problém na jednodušším dvouřadém trubkovém kondenzátoru



Obr. 2.6: Dvouřadý kondenzátor [6]

Problém s akumulací nekondenzujících plynů nastává i u jednořadého ACC (= SRC):

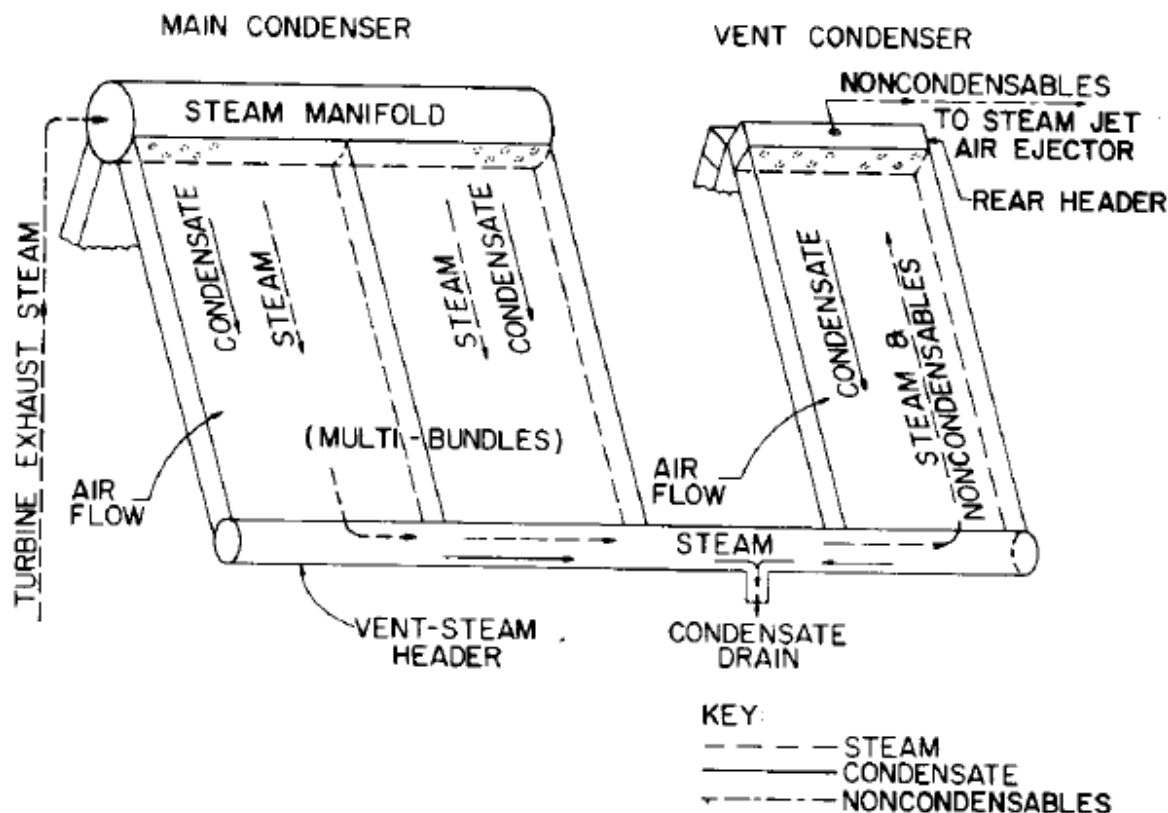


Obr. 2.7: Akumulace nekondenzujících plynů u SRC [7]

2.3.1 Metody zamezení akumulace vzduchu

Během mnoha let provozu vzduchových kondenzátorů bylo vyvinuto několik metod jak zamezit akumulaci vzduchu v trubkách a zpětnému proudění páry. Mnoho návrhů ACC kombinuje více než jeden z následujících způsobů. [2]

ODVZDUŠŇOVACÍ (VYCHLAZOVACÍ) KONDENZÁTOR



Obr. 2.8: Typické rozvržení při použití odvzdušňovacího kondenzátoru [2]

Tento způsob je pravděpodobně nejpoužívanější a nejstarší. Do kondenzátoru zavádí druhý tah v sérii za prvním (viz kapitola o vychlazovací sekci 1.3.2). Pokud je vhodně navržen, zabrání akumulaci vzduchu v hlavní kondenzační ploše vysáváním přebytku páry a nekondenzujících plynů z předchozích řad trubek hlavní kondenzační sekce. Přebytečná pára zde kondenzuje a kondenzát se vrací zpět do oběhu jako z hlavní kondenzační plochy. Zbylá pára, která zde nezkondenzuje, je odvedena společně se vzduchem do vývěv. [2]

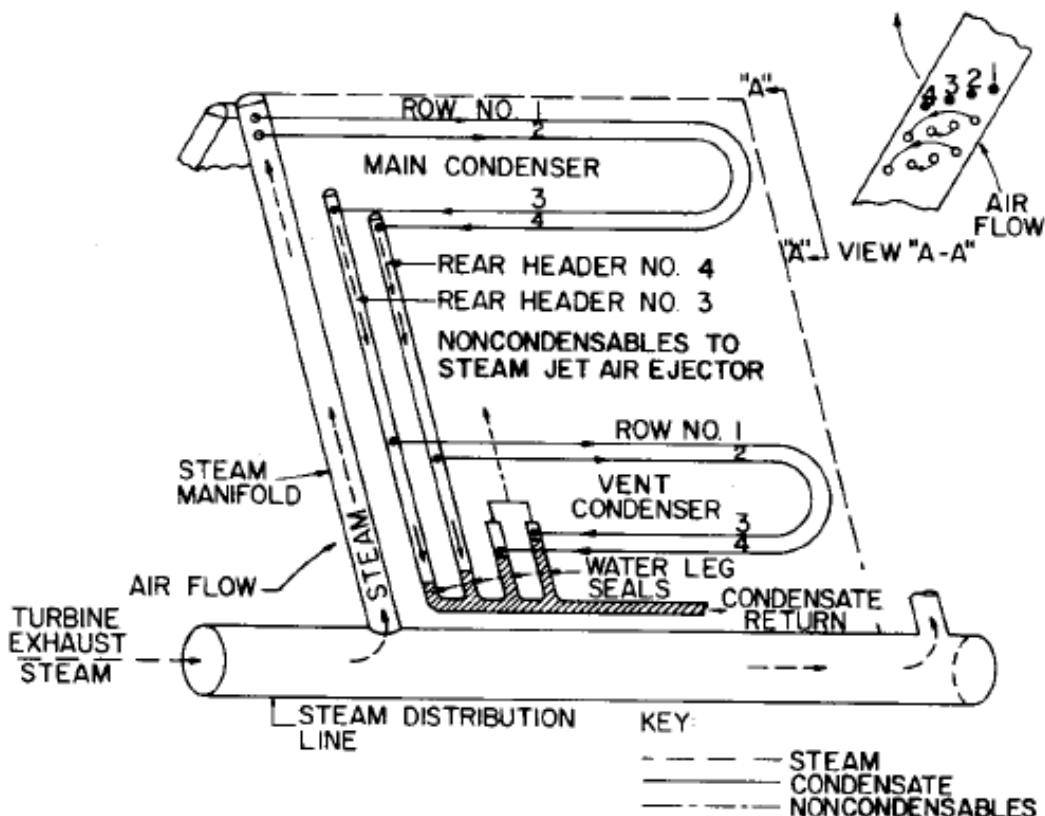
Toto řešení s sebou přináší tři hlavní problémy [2]:

- 1) Sériové zapojení zvyšuje tlakovou ztrátu na straně páry. Jak klesá kondenzační tlak a teplota, klesá i teplotní diference mezi párou a chladicím vzduchem, což vyžaduje větší teplosměnnou plochu v odvzdušňovací sekci. Jako opatření proti nadměrně vysoké rychlosti a tlakové ztrátě je vhodné použití kratších trubek v hlavní sekci, to zvyšuje délku přívodního potrubí páry a tím i celkovou cenu zařízení.
- 2) Odvzdušňovací kondenzátor by musel být příliš velký na to, aby ochránil hlavní kondenzační plochu před zamrznutím při nízkých teplotách, pokud je snížen průtok chladicího vzduchu. Při vstupní rychlosti vzduchu do první řady trubek kolem 3 [m/s] je potřeba, aby odvzdušňovací sekce měla zhruba velikost 1/5 celkové teplosměnné plochy za účelem ochrany hlavní sekce před zpětným tokem páry. Pokud jsou během nízkých teplot ventilátory vypnuty a vstupní rychlost vzduchu je tím snížena (dle [2])

je vstupní rychlost cca 0,75 [m/s]), odvzdušňovací sekce musí mít zhruba velikost 1/2 celkové teplosměnné plochy za účelem adekvátní ochrany před zamrznutím.

- 3) Přestože by byla velikost odvzdušňovací plochy vhodně veliká, stále zůstává problém se zpětným prouděním páry přímo uvnitř odvzdušňovacího kondenzátoru.

1. DVA NESMÍŠENÉ TAHY, INVERZNÍ POŘADÍ



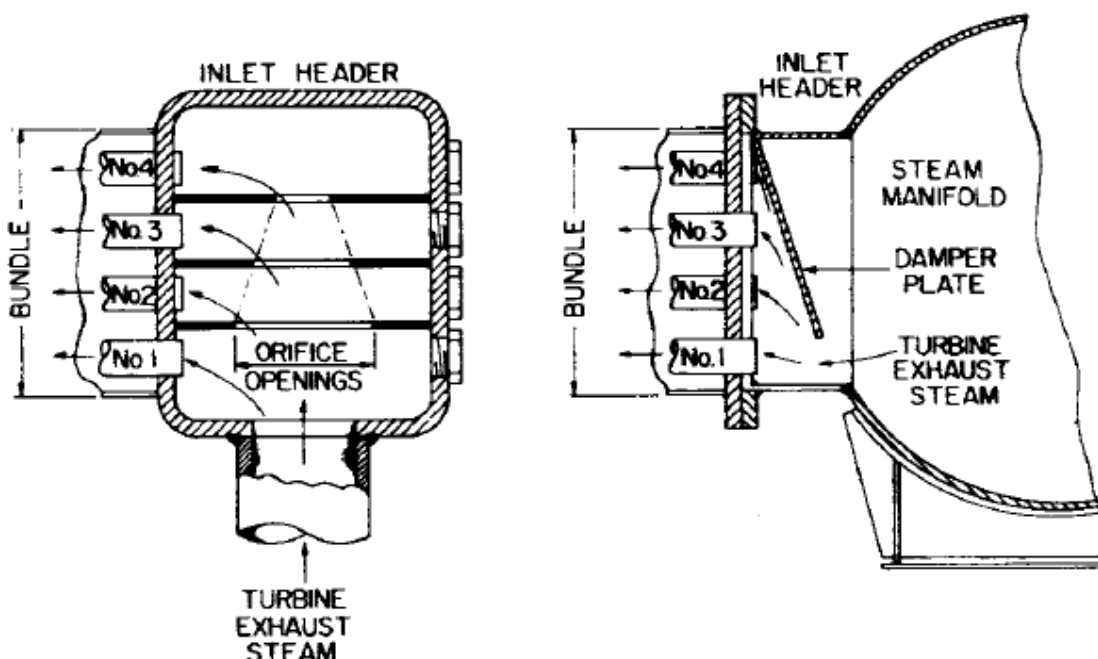
Obr. 2.9: Typické uspořádání dvou nesmíšených tahů, inverzní pořadí [2]

U tohoto způsobu má každá trubkovnice vlastní hlavní a odvzdušňovací sekci. Řady 1 a 4 hlavního kondenzátoru jsou připojeny do řad 2 a 3 odvzdušňovacího kondenzátoru a řady 2 a 3 jsou připojeny do odvzdušňovacích řad 1 a 4. [6]

Tento způsob pracuje poměrně dobře při vyšších vstupních rychlostech, kde v řadách 1 a 4 kondenzuje přibližně stejné množství páry jako v řadách 2 a 3. Při nízké vstupní rychlosti bude účinnost řad zhruba poloviční i v případě, že spodní řada trubek provádí první průchod, tlaková ztráta v řadách 1 a 4 (při předpokladu nulového zpětného proudění) bude téměř o 80 % vyšší než je v řadách 2 a 3. Navíc dvoutahové uspořádání vyžaduje krátké trubky a dlouhé potrubí přivádějící páru za účelem udržování tlakové ztráty v rozumných mezích, což výrazně zvyšuje cenu. [2]

2. OMEZOVAČE PROUDĚNÍ

Přestože je na tento způsob několik patentů, používají se pouze zřídka. V zásadě se používají dva způsoby. První využívá otvorů, které se vkládají přímo na vstup do trubek, nebo dovnitř přívodního hrdla páry. Druhý využívá sadu klapek, fixní nebo pohyblivé, které se vkládají do přívodního hrdla. Základní myšlenkou obou způsobů je omezení množství páry jdoucí do vyšších řad a vyrovnat výstupní tlak na výstupu trubek tak, aby nedocházelo ke zpětnému proudění páry na výstupu z trubek. [2]



Obr. 2.10: Typické uspořádání omezovačů proudění [2]

Nevýhodou pevných omezovačů proudění je zjevně nastavení na jeden průtok, kde bude účinnost největší, a neschopnost reagovat na změnu výkonu jak na straně páry, tak na straně vzduchu. Nastavitelné klapky je možné přenastavit podle změn na parní i na vzduchové straně. Nastavování klapky lze provést manuálně, či automaticky. Manuální nastavení má zjevnou nevýhodu v nepřesnosti nastavení. U automatického ovládní lze očekávat vyšší pořizovací náklady. [2]

3. VARIABILNÍ PRŮMĚR TRUBEK

Tato metoda spočívá v tom, že každá řada trubek má jiný průměr trubek. Ve spodních řadách se použijí trubky s větším průměrem a ve vyšších řadách se použijí trubky s menším průměrem. Tato metoda je obdobou k metodě omezení průtoku a i zde platí, že nastavení trubek je pouze pro jeden stav. [2]

4. RŮZNÁ DÉLKA ŽEBER A RŮZNÝ POČET ŽEBER

Obě tyto metody používají stejný princip a tím je změna teplosměnné plochy v dané řadě. V nižších řadách se sníží počet žebor zvýšením mezi žebrové mezery, toto opatření snižuje kondenzační výkon v nižších řadách a snižuje tak zpětný tok páry do trubky. Stejněho výsledku lze dosáhnout snížením výšky žebor v nižších řadách. Tyto způsoby mají stejnou nevýhodu jako předchozí řešení a tím je nastavení na jediný stav. Tento způsob navíc zhoršuje celkový výkon kvůli zhoršení účinnosti v nižších řadách. [2]

5. SEKVENČNÍ VYPÍNÁNÍ VENTILÁTORŮ

Tato metoda funguje na principu vypínání určitých ventilátorů tak, aby se udržoval minimální protitlak na výstupu z turbíny, zatímco ostatní ventilátory běží. V tomto případě nastane zpětné proudění páry z trubek chlazených přirozeným tahem do trubek chlazených nuceným tahem. Aby se zabránilo zamrznutí trubek se vzduchovou kapsou, spínače pohonů ventilátorů jsou načasovány tak, aby se v určitých časových intervalech vzduchová kapsa „vyfoukla“ z trubky. Časováním se jednotlivé ventilátory střídají v provozu. [2]

6. JEDNOŘADÝ KONDENZÁTOR

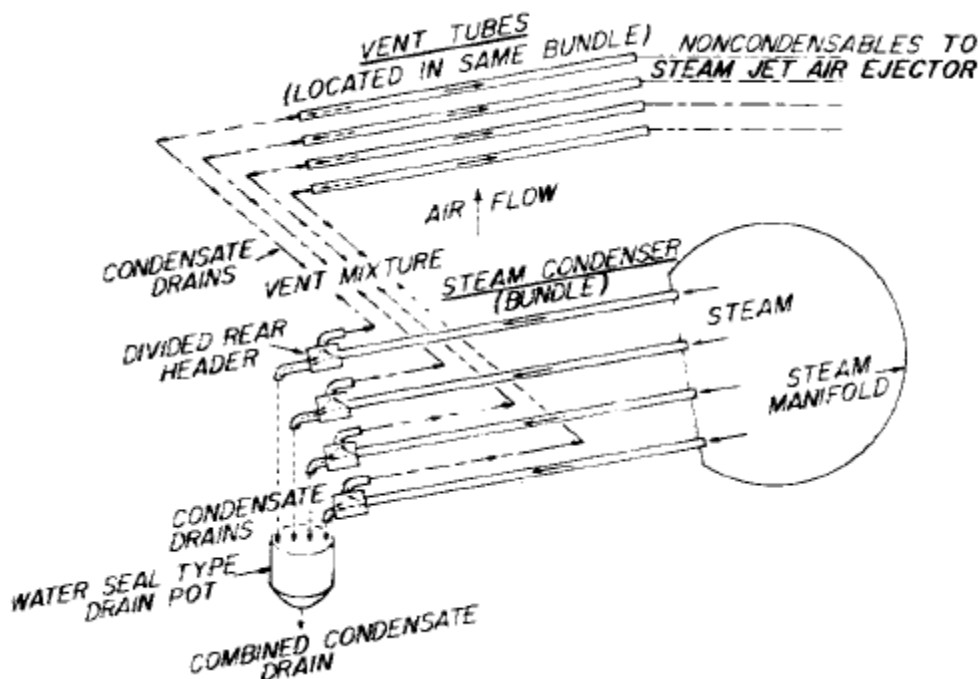
Při použití tohoto přístupu k návrhu se eliminuje většina zpětného proudění páry. Nicméně nějaké zpětné proudění přetrvává i při použití tohoto způsobu, zde je především způsobené nerovnoměrným prouděním vzduchu z ventilátoru.

Trubky pro tento kondenzátor jsou zploštělé pro získání co největšího průřezu. Průřez může být eliptický až obdélníkový. Podle článku [2] má tento design nevýhodu, že vzduchové kanály musí být rovné a dlouhé za účelem zachování hustoty toku v porovnání s čtyřřadým uspořádáním. To způsobuje laminární proudění vzduchu a nižší součinitel přestupu tepla na straně vzduchu.

7. DĚLENÁ VÝSTUPNÍ KOMORA

U tohoto způsobu je použita běžná konstrukce vstupního potrubí, ale na každé řadě trubek je výstupní komora, která funguje jako rozdělovač kondenzátu a vzduchu, resp. zbytků páry. Každá řada trubek tak má vlastní vývěvy. Toto řešení odstraňuje rozdíly tlaku na konci řady a odstraňuje se tím přirozená snaha o vyrovnání tlaku na konci řad. O tomto systému může být uvažováno jako o oddělených jednořadých výměnících postavených na sobě.

Tento systém má několik výhod oproti předchozím návrhům. Hlavní výhodou je to, že zabráňuje zpětnému proudění při jakékoliv změně vstupní rychlosti vzduchu nebo účinnosti. Tento systém je v podstatě nezávislý na geometrii trubek a dovoluje tak různé konstrukce, čímž umožňuje částečně snížit cenu za celkový povrch. Naproti tomu se zvyšuje cena za dělicí výstupní komory a další sady odvzdušňovacího zařízení. Dle [2] jsou ale tyto navyšující náklady přijatelné v porovnání s celkovými náklady na teplosměnnou plochu, základovou stavbu, ventilátory, atd. [2]



Obr. 2.11: Schéma systému s dělenou výstupní komorou [2]

3 PŘESTUP TEPLA NA VNĚJŠÍ STRANĚ TRUBEK

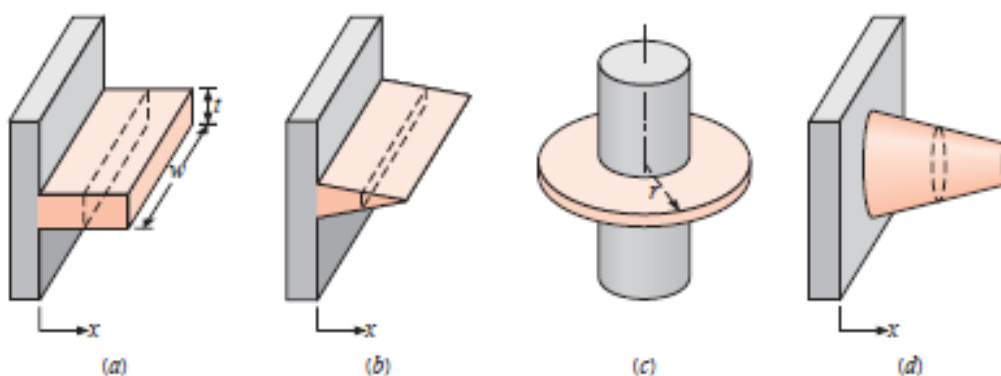
3.1 Matematicko-fyzikální popis přenosu tepla

Celkový prostup tepla žebrovanou trubicou je podle [10]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{air}} + \frac{A}{A_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_0 - d_i}{2 \cdot \lambda_m} \right) \quad (3.1)$$

Jednotlivé členy součinitele prostupu tepla budou v následujících kapitolách rozebrány.

Použití žebor má hlavní význam jako rozšíření teplosměnné plochy a tím zlepšení přestupu tepla do chladicího média.



Obr. 3.1: Konfigurace žebrování [4]

- (a) – Přímé žebro s konstantním průřezem
- (b) – Přímé žebro s nekonstantním průřezem
- (c) – Radiální žebro
- (d) – Čepové žebro

3.1.1 Střední součinitel přestupu tepla

Pro součinitel přestupu tepla na straně vzduchu je publikováno několik variant výpočtu.

Nejprve je potřeba stanovit součinitel přestupu tepla mezi žebry, který vychází z rychlosti vzduchu ve volném prostoru mezi ventilátory a první řadou trubek. Tato rychlost se pomocí poměrné volné plochy mezi žebry přepočítá na rychlost mezi žebry. [10]

$$w_s = w_0 \cdot \frac{A_0}{A_s} \quad (3.2)$$

Poměr volné plochy mezi žebry je potom podle [10]:

$$\frac{A_0}{A_s} = \frac{s_t \cdot (a + \delta)}{(s_t - d_0) \cdot a + (s_t - D) \cdot \delta} \quad (3.3)$$

kde s_t je rozteč mezi trubkami, δ je tloušťka žebra, a je šířka mezery mezi jednotlivými žebry

$a = \frac{1}{n_f} - \delta$, kde n_f je počet žebor na metr.

Následně je možné vypočítat Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re} = \frac{w_s \cdot d_0 \cdot \rho_{air}}{\eta_{air}} \quad (3.4)$$

Následně je možné vypočítat Nusseltovo číslo [17] a podobně [5]:

$$\text{Nu} = 0,134 \cdot \text{Re}^{0,68} \cdot \text{Pr}_{air}^{1/3} \cdot \left(\frac{H}{s_f}\right)^{-0,2} \cdot \left(\frac{\delta}{s_f}\right)^{-0,12} \quad (3.5)$$

kde H_f je výška žebra, s_f je rozteč žebel $s_f = \frac{1}{n_f}$.

Další možností pro výpočet Nusseltova čísla pro řazení trubek „In-line“ je dle VDI [10]:

$$\text{Nu}_d = 0,22 \cdot \text{Re}_d^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{H \cdot (H + d_0 + \delta)}{s_f \cdot d_0}\right]^{-0,15} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (3.6)$$

a pro přesazené řazení trubek „straggled“ se Nusseltovo číslo vypočte:

$$\text{Nu}_d = 0,38 \cdot \text{Re}_d^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{H \cdot (H + d_0 + \delta)}{s_f \cdot d_0}\right]^{-0,15} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (3.7)$$

Poté je možné vypočítat střední součinitel přestupu tepla α_m :

$$\alpha_m = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{air}}{d_0} \quad (3.8)$$

Poté se pro součinitel prostupu tepla vypočte virtuální součinitel přestupu tepla [10]:

$$\alpha_v = \alpha_m \cdot \left(\frac{A}{A_f} + \eta_f \cdot \frac{A_f}{A}\right) = \alpha_m \cdot \left[1 - (1 - \eta_f) \cdot \frac{A_f}{A}\right] \quad (3.9)$$

η_f je účinnost žebra, které se věnuje kapitola 3.1.3.

Zdroj [6] uvádí iterativní postup výpočtu pro přestup tepla na straně vzduchu, který vychází z účinnosti žebel (viz 3.1.3) a přeneseného tepelného toku:

$$e_f \cdot A = A - A_f \cdot (1 - \eta_f) \quad (3.10)$$

$$\alpha_{air} = \left[e_f \cdot A \cdot \left(\frac{\Delta T_{ln}}{Q} - \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} - \sum \frac{R_n}{A_n} \right) \right]^{-1} \quad (3.11)$$

Do účinnosti žebra vstupuje právě výsledek z tohoto výpočtu.

3.1.1.1 Soupis potřebných povrchů

Dle [10]

Povrch jednoho žebra: $A_{sf} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_0^2) = 2 \cdot \pi \cdot (r_f^2 - r_0^2)$

Povrch všech žebel jedné trubky: $A_f = n_f \cdot A_{sf}$

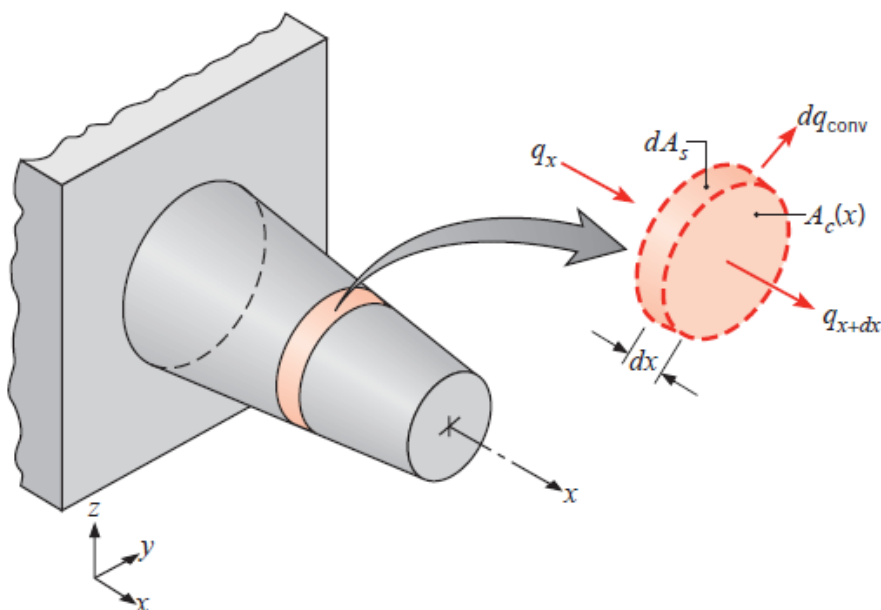
Volný vnější povrch trubky: $A_t = (n_f + 1) \cdot \pi \cdot d_0 \cdot a$

Vnější povrch trubky bez žebrování: $A_{t0} = \pi \cdot d_0 \cdot l$

Celkový vnější povrch: $A = A_f + A_t$

Vnitřní povrch trubky: $A_i = \pi \cdot d_i \cdot l$

3.1.2 Výchozí předpoklad pro žebrování



Obr. 3.2: Energetická bilance rozšířeného povrchu [4]

Podle [4] je předpokladem pro odvození základní rovnice jednorozměrný směr vedení tepla v ose X, přestože vedení žebrem je dvourozměrné. Dále se předpokládá, že teplota je rovnoměrná po tloušťce žebra a je funkcí pouze x . Předpokládá se časově ustálený děj a také to, že tepelná vodivost materiálu žebra je konstantní, radiace z povrchu žebra je zanedbatelná a součinitel přestupu tepla α na povrchu žebra je rovnoměrný.

Aplikováním zákona zachování energie

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_a \quad (3.12)$$

do Obr. 3.2, dostaneme podle [4]:

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{conv} \quad (3.13)$$

Z Fourierova zákona:

$$q_x = -\lambda \cdot A_p \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.14)$$

Kde A_p je příčný průřez žebra, který se může měnit s x . V místě $x + dx$ vyjádřené jako

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} \cdot dx \quad (3.15)$$

Následným dosazením (3.14) do rovnice (3.15) dostaneme:

$$q_{x+dx} = -\lambda \cdot A_p \cdot \frac{dT}{dx} - \lambda \cdot \frac{d}{dx} \cdot \left(A_p \cdot \frac{dT}{dx} \right) \cdot dx \quad (3.16)$$

Součinitel přestupu tepla vyjádřený jako:

$$dq_{conv} = \alpha_{air} \cdot dA_s \cdot (T - T_\infty) \quad (3.17)$$

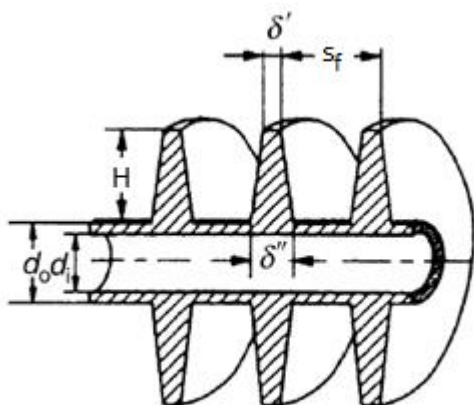
kde dA_s je dle Obr. 3.2 povrch diferenčního elementu. Dosazením výše uvedených rovnic do bilanční rovnice (3.13), dostaneme podle [4]:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_p} \cdot \frac{dA_p}{dx} \right) \cdot \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_p} \cdot \frac{\alpha}{\lambda} \cdot \frac{dA_s}{dx} \right) \cdot (T - T_\infty) \quad (3.18)$$

Rovnice 3.18 je dle [4] základní energetickou rovnicí pro rozšířené (žebrované) povrchy. Pro správné okrajové podmínky poskytuje řešení pro rozložení teploty, což může být použito v kombinaci s rovnicí (3.14) pro výpočet vedení tepla v jakémkoliv místě x .

3.1.3 Účinnost radiálního žebra kruhového průřezu

Aby bylo možné vypočítat přenesený tepelný výkon žebrováním, je nejprve zapotřebí zjistit účinnost žebra, která bude v této kapitole odvozena.



Obr. 3.3: Řez žebrovanou trubkou [10]

Podélné žebrování se vyjadřuje pomocí exponenciálních nebo hyperbolických funkcí (viz $\sinh(x)$, atd.). U vzduchem chlazeného kondenzátoru se však používají trubky, které mají radiální žebrování. Ty už není možné matematicky popsat pomocí výše zmíněných funkcí a je třeba uvažovat následující tvrzení dle [4] a [5]. Tloušťka žebra se s poloměrem nemění, tzn. je konstantní. Průřez žebra $A_p = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \delta$ se mění s poloměrem r , v rovnici (3.18) nahradíme x poloměrem r a povrch žebra vyjádříme jako $A_{sf} = 2 \cdot \pi \cdot (r^2 - r_0^2)$. Rovnice (3.18) potom přejde na tvar:

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dT}{dr} - \frac{2 \cdot \alpha_{air}}{\lambda_f \cdot \delta} \cdot (T - T_\infty) = 0 \quad (3.19)$$

Dále se podle [4] i [5] provedou následující nahrazení:

$$m = \left(\frac{2 \cdot \alpha_{air}}{\lambda_f \cdot \delta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.20)$$

$$\theta = T - T_{\infty} \quad (3.21)$$

m určuje tzv. parametr žebra, θ je rozdíl teplot. Rovnice (3.19) potom přejde na tvar [4]:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\theta}{dr} - m^2 \cdot \theta = 0 \quad (3.22)$$

nebo [5]:

$$r^2 \cdot \frac{d^2\theta}{dr^2} + r \cdot \frac{d\theta}{dr} - m^2 \cdot r^2 \cdot \theta = 0 \quad (3.23)$$

Obě výše zmíněné rovnice jsou rovnicí modifikované Besselovy rovnice nultého řádu, která má řešení z hlediska Besselovy modifikované funkce dle [4], [5]:

$$\theta(r) = C_1 \cdot I_0(m \cdot r) + C_2 \cdot K_0(m \cdot r) \quad (3.24)$$

I_0 a K_0 jsou modifikované Besselovy funkce nultého řádu, prvního a druhého druhu. Při použití okrajových podmínek do rovnice (3.24) dle [4], [5]:

$$\theta(r = r_0) = \theta_0 \quad (3.25)$$

$$\left. \frac{d\theta}{dr} \right|_{r=r_f} = 0 \quad (3.26)$$

dostaneme dvě rovnice [5]:

$$\begin{aligned} \theta_0 &= C_1 \cdot I_0(m \cdot r_0) + C_2 \cdot K_0(m \cdot r_0) \\ 0 &= C_1 \cdot I_1(m \cdot r_f) - C_2 \cdot K_1(m \cdot r_f) \end{aligned} \quad (3.27)$$

Po vypočtení integračních konstant C_1 a C_2 a jejich dosazení do rovnice (3.24) se dojde k výsledku [4], [5]:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{I_0(m \cdot r) \cdot K_1(m \cdot r_f) + K_0(m \cdot r) \cdot I_1(m \cdot r_f)}{I_0(m \cdot r_0) \cdot K_1(m \cdot r_f) + K_0(m \cdot r_0) \cdot I_1(m \cdot r_f)} \quad (3.28)$$

$I_1(m \cdot r) = \frac{d}{d(m \cdot r)} [I_0(m \cdot r)]$, $K_1(m \cdot r) = -\frac{d}{d(m \cdot r)} [K_0(m \cdot r)]$ jsou modifikované

Besselovy funkce prvního řádu, prvního a druhého druhu. Hodnoty modifikovaných Besselových funkcí lze vyhledat v tabulkách, nebo vypočítat pomocí matematických programů (Maple, Matlab, MS Excel, atd.).

Teplo jdoucí patou žebra je definované jako [4], [5]:

$$q_f = -\lambda_f \cdot A_p \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=r_0} = -\lambda_f \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot \delta \left. \frac{d\theta}{dr} \right|_{r=r_0} \quad (3.29)$$

Po derivaci této rovnice vyjde [4], [5]:

$$q_f = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_f \cdot \delta \cdot r_0 \cdot \theta_0 \cdot m \cdot \frac{K_1(m \cdot r_0) \cdot I_1(m \cdot r_f) - I_1(m \cdot r_0) \cdot K_1(m \cdot r_f)}{K_0(m \cdot r_0) \cdot I_1(m \cdot r_f) + I_0(m \cdot r_0) \cdot K_1(m \cdot r_f)} \quad (3.30)$$

Účinnost žebra potom vychází ze vztahu [5]:

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{id}} = \frac{q_f}{2 \cdot \alpha_{air} \cdot \pi \cdot \theta_0 \cdot (r_f^2 - r_0^2)} \quad (3.31)$$

Po dosazení rovnice (3.30) do rovnice (3.31) se dojde k výsledku [4], [5], [6]:

$$\eta_f = \frac{2 \cdot r_0}{m \cdot (r_f^2 - r_0^2)} \cdot \frac{K_1(m \cdot r_0) \cdot I_1(m \cdot r_f) - I_1(m \cdot r_0) \cdot K_1(m \cdot r_f)}{K_0(m \cdot r_0) \cdot I_1(m \cdot r_f) + I_0(m \cdot r_0) \cdot K_1(m \cdot r_f)} \quad (3.32)$$

Pro přiblížení reálnému stavu (tj. neizolovaný konec žebra) podle [4] i [5] stačí použít ve výpočtu účinnosti žebra korigovaný poloměr $r_{fc} = r_f + \frac{t}{2}$ místo poloměru r_f .

Tepelný odpor žebra je dle [4]:

$$R_{t,f} = \frac{1}{\alpha_{air} \cdot A_f \cdot \eta_f} \quad (3.33)$$

VDI Heat Atlas [10] navrhuje výpočet bez použití Besselových funkcí:

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} = \frac{1}{X} \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}} \quad (3.34)$$

X je parametr žebra:

$$X = \varphi \frac{d_0}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{air}}{\lambda_f \cdot \delta}} \quad (3.35)$$

kde φ je operand, pro radiální žebro kruhového průřezu:

$$\varphi = \left(\frac{D}{d_0} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \left(\frac{D}{d_0} \right) \right] \quad (3.36)$$

Pokud žebro nemá konstantní průřez po výšce jako v Obr. 3.3, použije se aritmetický průměr $\delta = \frac{1}{2}(\delta'' + \delta')$.

Výpočet podle VDI je pro případ této diplomové práce vůči výpočtu pomocí Besselových funkcí o cca 2 % nižší. Kvůli zřejmé opakovanosti v literatuře budou ve výpočtu žebrování použity Besselovy funkce.

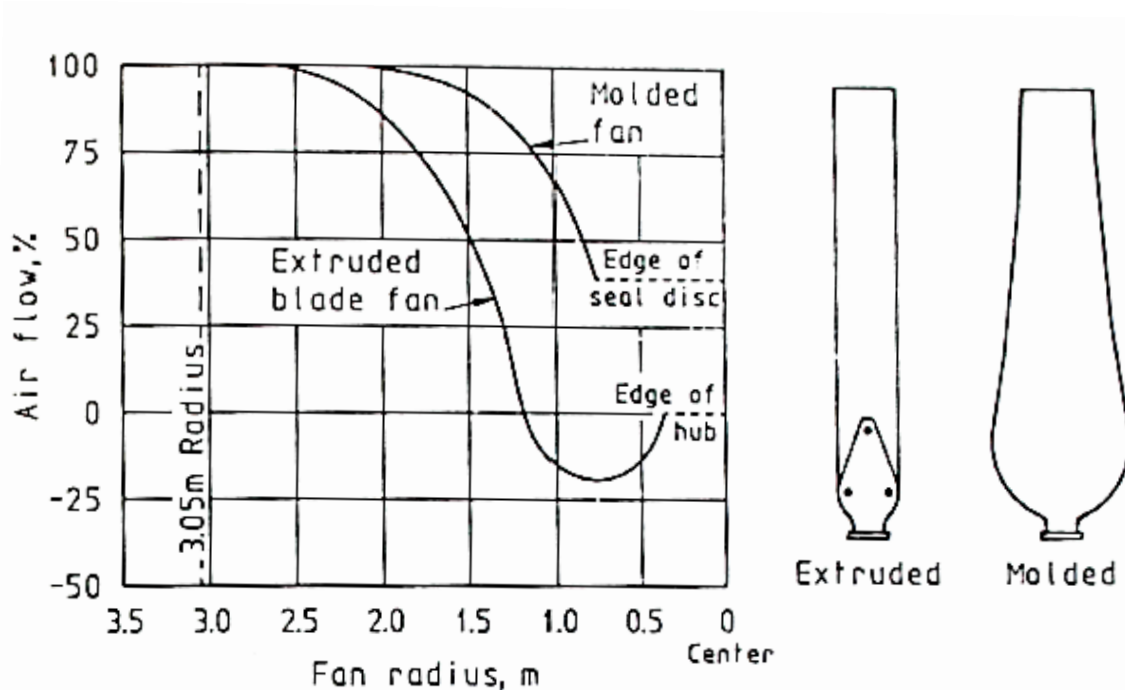
3.2 Ventilátory

V této kapitole budou shrnuty některé charakteristické rysy axiálních ventilátorů nejčastěji používaných v aplikaci vzduchem chlazených výměníků.

Při volbě ventilátoru je třeba brát v úvahu faktory, jako jsou cena, výkonnost (stabilita, náročnost regulace, vlastní spotřeba, rozsah průtoků), mechanická zařízení, samočisticí schopnosti lopatek, hlukové emise. [6]

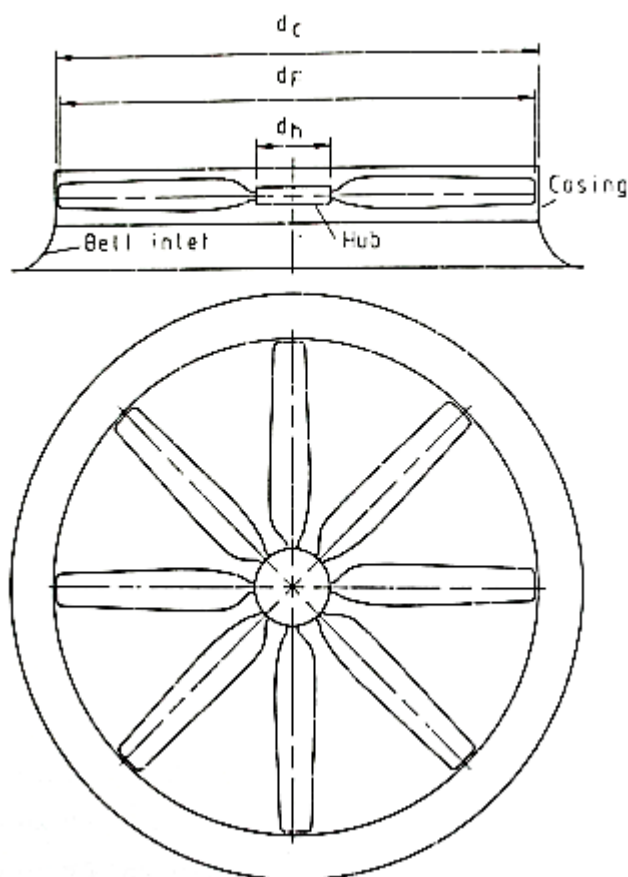
Moderní axiální ventilátory mají lisované hliníkové lopatky, nebo formované lopatky ze skelných vláken. Lisované hliníkové lopatky mají vždy jednotnou šířku tělavy, zatímco lopatky ze skelných vláken mohou mít libovolný tvar. [6]

Základním kritériem pro design lopatek je produkce co nejrovnoměrnějšího toku vzduchu po celém průměru ventilátoru. Ve směru od konce lopatky k její patě tangenciální rychlost klesá, za účelem produkce rovnoměrného proudění se musí zvětšovat šířka lopatky a její zakroucení směrem ke středu ventilátoru. Vektory rychlosti vzduchu na patní straně lopatky mohou v některých případech dosahovat opačných (záporných) hodnot. Toto chování je způsobeno návrhem lopatky a zpětným prouděním. Příklad takového chování je možné vidět na následujícím obrázku 3.4. [6]

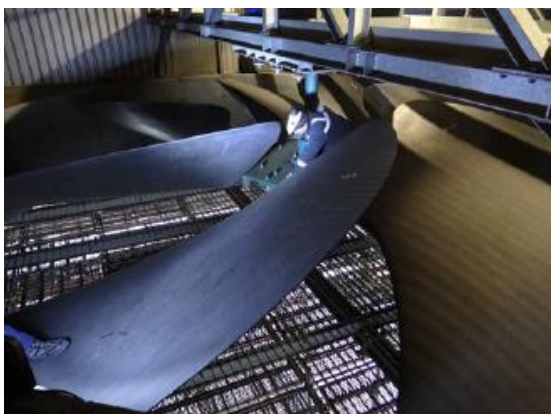


Obr. 3.4: Rozložení rychlosti vzduchu v závislosti na tvaru lopatky [6]

Axiální ventilátory mají většinou čtyři až osm lopatek. S rostoucím počtem lopatek roste dodávaný objem vzduchu, ale roste i cena ventilátoru. Pro specifikovaný objem vzduchu mohou být sníženy otáčky ventilátoru přidáním dalších lopatek, to má za následek snížení hluku, zvýšení účinnosti ale i ceny. [6]



Obr. 3.5: Ukázka axiálního ventilátoru s osmi lopatkami a se vstupním opláštěním zvonového typu [6]



Obr. 3.6: Pohled shora na uložení ventilátoru [3]



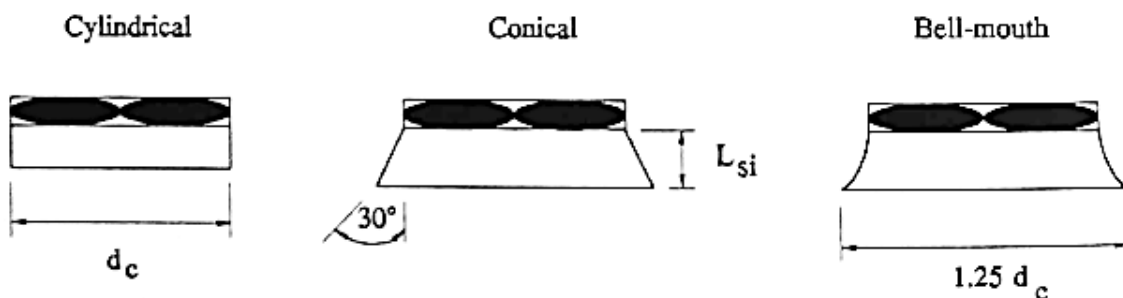
Obr. 3.7: Pohled zdola na uložení ventilátoru [3]

Ve ventilátoru může docházet ke snížení účinnosti díky zpětnému proudění. To se děje mezerou mezi špičkou lopatek ventilátoru a opláštěním⁴, kde vzduch proudí z místa o větším tlaku (výstup ventilátoru) do místa s nižším tlakem (vstup ventilátoru). V praktickém použití se doporučuje diference velikosti průměru opláštění a průměru ventilátoru v rozmezí 0,5 % až 1 % nebo volba menšího průměru ventilátoru d_F . [6]

⁴ Angl. casing or shroud

3.2.1 Vstupní opláštění ventilátoru

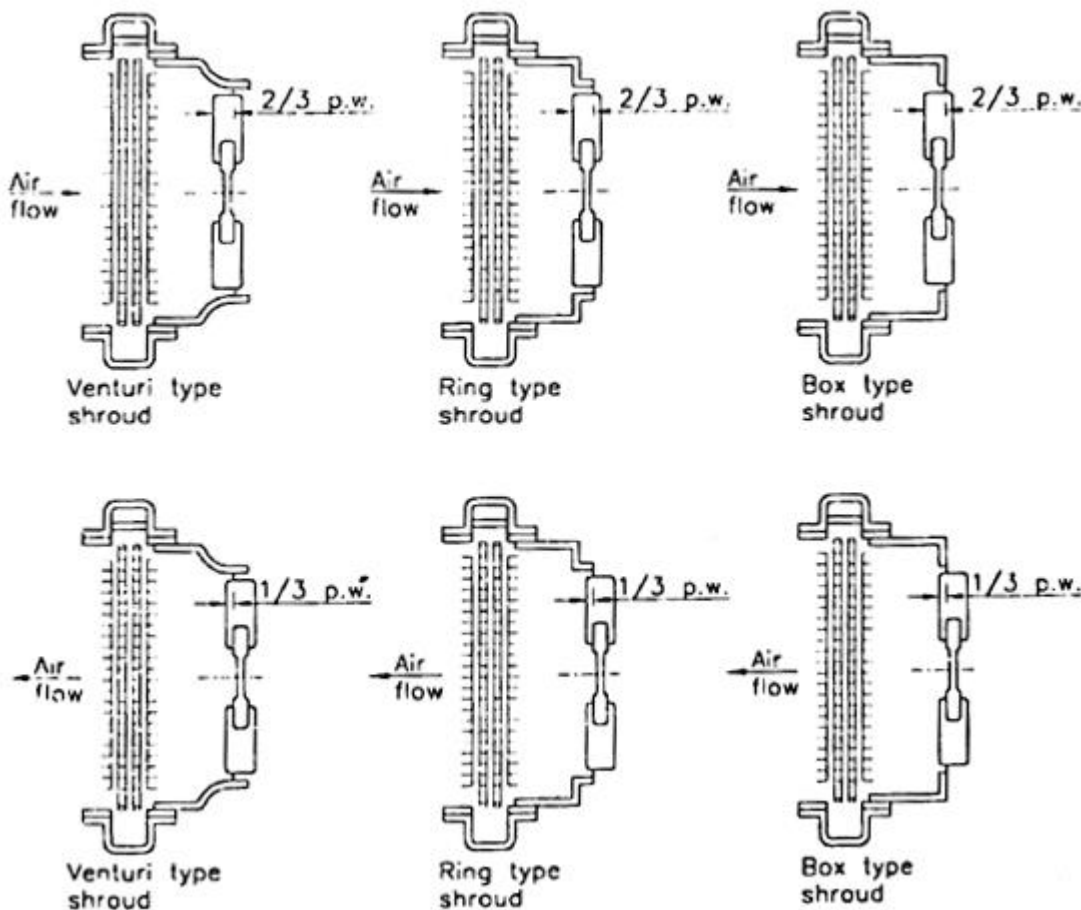
Zaoblené nebo zvonové opláštění na vstupu vzduchu zajišťuje dobrý výkon ventilátoru. Používají se i levnější varianty vstupního opláštění, ale ty snižují výkonnost a účinnost zařízení. [6]



Obr. 3.8: Příklady vstupního opláštění ventilátoru [6]

Pokud je ventilátor opatřen válcovým, resp. kónickým vstupním opláštěním, průtok vzduchu bude v porovnání se zvonovým typem o 5 %, resp. 3 % nižší. [6]

U velmi krátkých opláštění se ukázalo, že umístění ventilátoru má kritický vliv na účinnost ventilátoru. Optimální pozice ventilátoru v různých opláštěních je ukázána na následujícím obrázku z automobilového průmyslu.



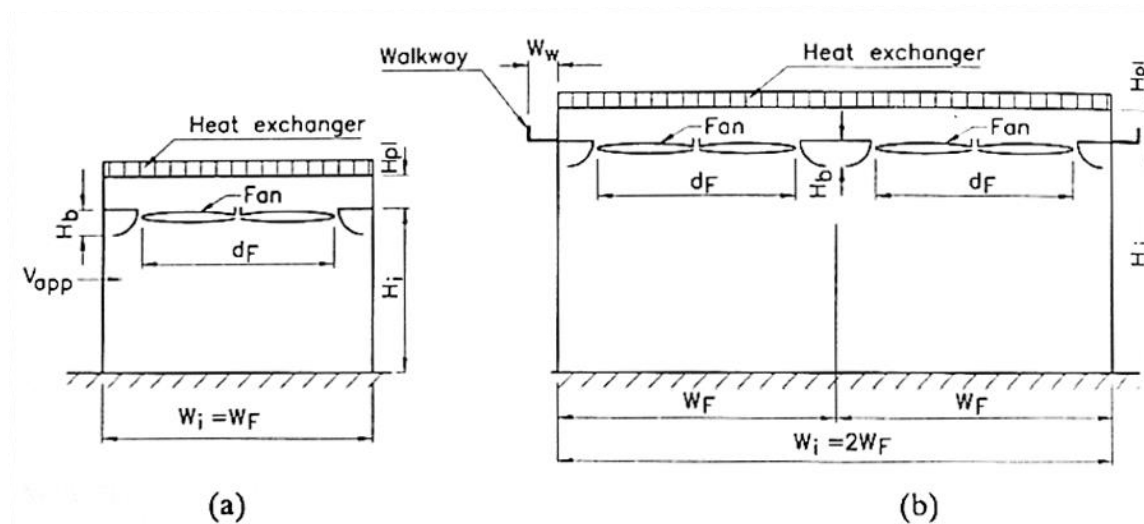
Obr. 3.9: Ukázka doporučeného umístění ventilátoru v automobilovém průmyslu [6]

Obecně je doporučeno umístění ventilátoru v opláštění přibližně $2/3$ projektované šířky lopatky (p.w.⁵) od vstupní hrany opláštění v případě sání přes chladič. V případě profukování chladičem je doporučeno umístění ventilátoru v opláštění přibližně $2/3$ šířky lopatky od vstupní hrany opláštění. [6]

3.2.2 Vstupní ztráty

Většina velkých vzduchových výměníků se skládá z více než jedné ventilátorové jednotky. Kde je třeba více ventilátorů, tam se ukládají buď do jedné řady, nebo do více řad. Díky narušování a separaci toku chladicího vzduchu na vstupu do ventilátorů dochází ke vzniku ztrát, které mají za následek snižování efektivity výměníku. [6]

Průtok vzduchu může být výrazně snížen, pokud je sání ventilátorů příliš blízko země. Výška sání ventilátorů pro dvouřadý výměník je doporučena alespoň jeden průměr ventilátoru od země. Je také nutno brát v úvahu blízkost budov, případně jiných výměníků pro zamezení nadměrným vstupním ztrátám. [6]

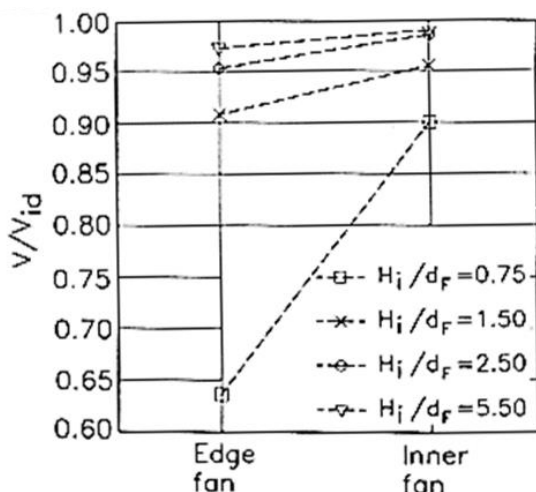


Obr. 3.10: Vzduchem chlazené výměníky s nuceným tahem [6]

- (a) Jednořadý vzduchem chlazený výměník
- (b) Dvouřadý vzduchem chlazený výměník

Experimenty ukazují, že výkony ventilátorů jsou významně ovlivněny polohou ventilátorů v ACC (viz Obr. 3.11) a také výškou plošiny vzduchového kondenzátoru. Tyto faktory mají vliv na skutečný průtok vzduchu. Při snižování výšky plošiny ve čtyřřadém výměníku se snižuje průtok vzduchu v různých řadách jinak. Nejvíce jsou ovlivněny vnější řady:

⁵ Z angl. projected blade width

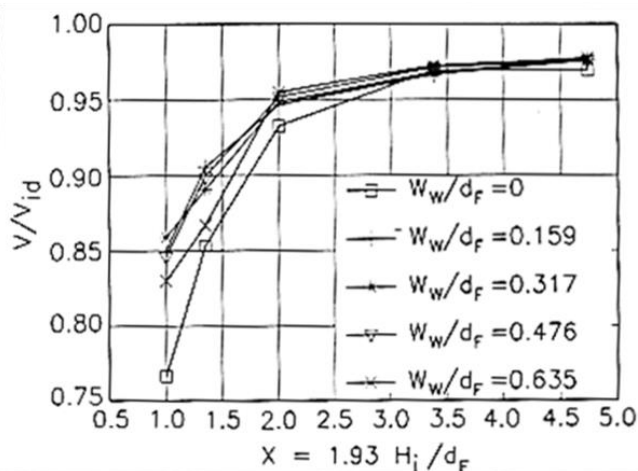


Obr. 3.11: Snížení průtoku vzduchu v jednotlivých řadách ventilátoru ve čtyřřádem výměníku [6]

kde V/V_{id} je poměr skutečného průtoku vzduchu vůči ideálnímu.

H_i/d_f udává výšku plošiny vůči průměru ventilátoru.

Testy také ukázaly, že pokud se k výměníku připevní obslužná lávka, která má neprůchozí podlažku, jako je na Obr. 3.10 (b), dojde ke zvýšení průtoku vzduchu ventilátory. Stejného efektu může být docíleno rozšířením základní plošiny. [6]



Obr. 3.12: Vliv obslužné plošiny (rozšíření plošiny) na průtok vzduchu [6]

kde X udává výšku plošiny vztaženou na průměr ventilátoru

S tím souvisí problém recirkulace teplého vzduchu, který si krajní ventilátory přisávají (viz Obr. 3.13).

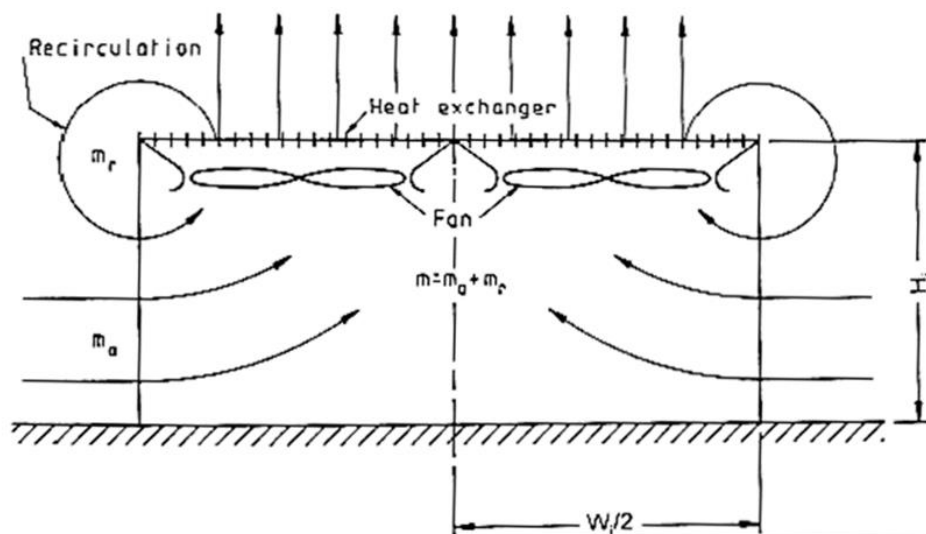
3.2.3 Recirkulace

Pojem recirkulace souvisí s přisáváním teplého vzduchu z výtlačku zpět do sání ventilátoru. Tento problém se vyskytuje při bezvětří, kdy proud teplého vzduchu stoupá vzhůru.

Recirkulace je nahodilý jev, který je ovlivněn mnoha faktory, zejména konfigurací výměníku a jeho orientací, přilehlými budovami a převládajícím počasím. Tento problém se vyskytuje častěji u přetlakových výměníků. [6]

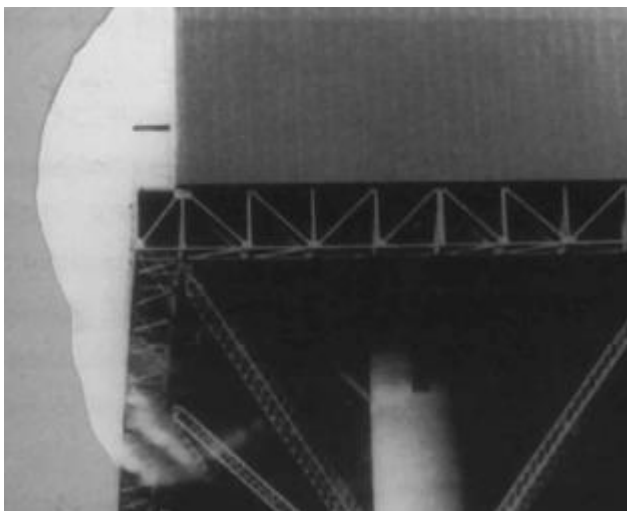
Tento jev se stává záluďným problémem, protože čím je recirkulovaný vzduch teplejší, tím je protitlak turbíny vyšší (ve smyslu zvýšení dosažené teploty sytosti v kondenzátoru). Čím

vyšší je teplota v ACC, tím je vyšší teplota výstupního vzduchu, resp. recirkulovaného vzduchu.[3]



Obr. 3.13: Recirkulace vzduchu [6]

Problém s recirkulací je možné ověřit pomocí kouřové clony či dýmovnice. K odstranění tohoto problému pomáhá přidání opláštění ACC. [6], [3]



Obr. 3.14: Zjišťování recirkulace v Matimba power plant [6]



Obr. 3.15: Zjišťování recirkulace pomocí ruční dýmovnice [3]

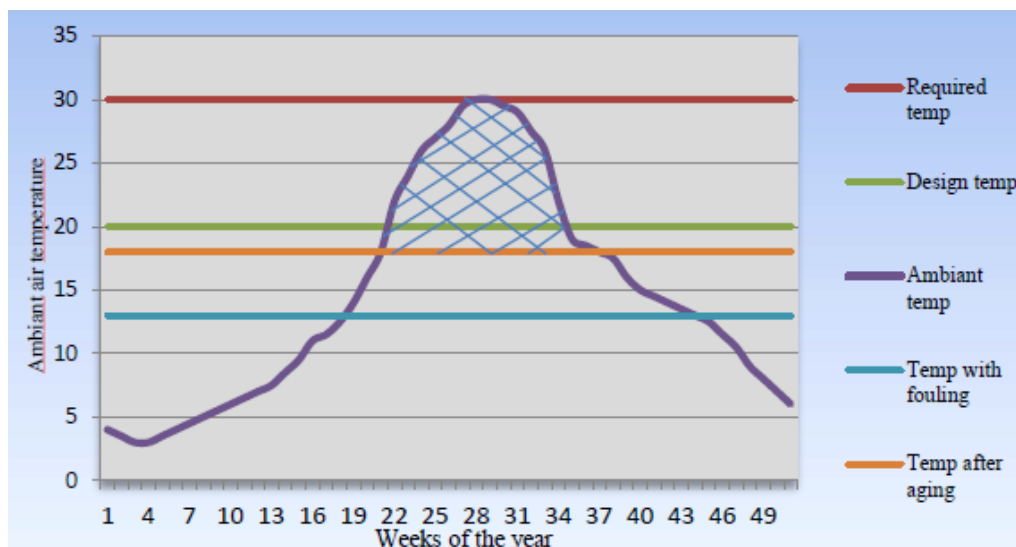
Zakrytí ventilátorů opláštěním ACC zabraňuje mimo jiné vnějším povětrnostním vlivům v ovlivňování výkonu ventilátorů. Boční vítr způsobuje snížení výkonu ventilátorů, což v důsledku vede k horší účinnosti celého tepelného cyklu. Vliv větru může způsobovat problémy s převodovkou a pohonem ventilátorů. Odchýlení proudu vzduchu větrem způsobí jeho zrychlení na sací straně ventilátorů. Díky tomuto jevu na sací straně dochází k odtržení proudu od sání, což způsobuje nerovnoměrný tok vzduchu v ACC. Obecně lze říci, že čím je boční vítr silnější, tím tyto jevy působí silněji. Dochází tak ke zhoršení chladicího výkonu a zvyšuje se riziko poškození ventilátorů, pohonů, převodovek a dochází k zavzdušňování, tím dojde ke snížení odtahu nekondenzujících plynů na závětrné straně – zvyšuje se riziko zamrznutí.



Obr. 3.16: Zjišťování recirkulace [6]

3.3 Volba návrhové teploty vzduchu

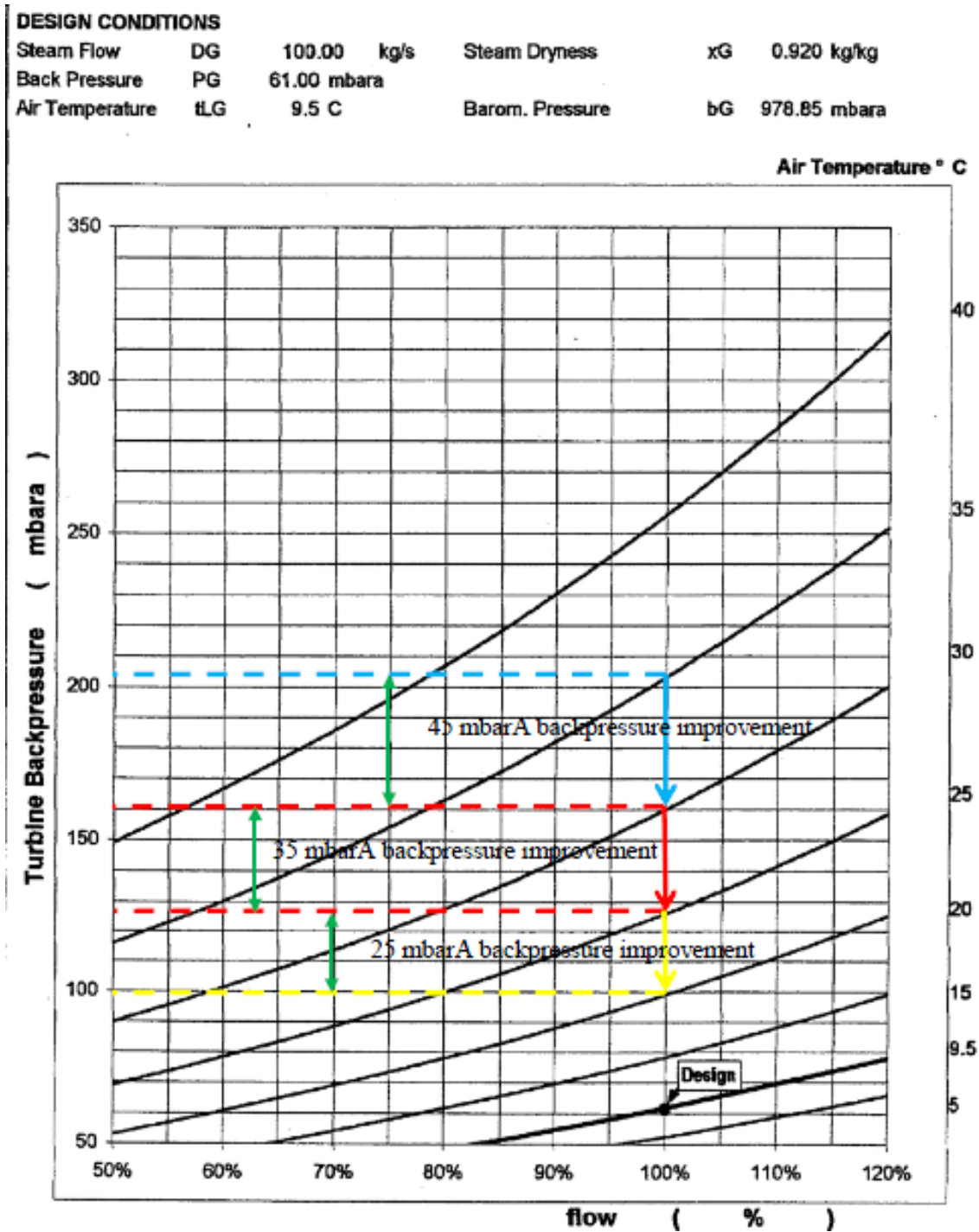
Při navrhování vzduchového kondenzátoru je problém s určením vhodného bodu návrhu s ohledem na venkovní teplotu. Bod návrhu má významný vliv na velikost kondenzátoru. Vždy se jedná o kompromis mezi velikostí plochy (pro vyšší návrhovou teplotu vychází větší teplosměnná plocha) nebo určitým omezením výkonu při vyšších letních teplotách vzduchu. Většinou je návrhová teplota výrazně nižší než nejvyšší letní teplota. [3], [20] Jedná se v zásadě o nalezení technicko-ekonomického optima.



Obr. 3.17: Příklad různých návrhových teplot [3]

3.4 Charakteristika kondenzátoru

Tento dokument je nejdůležitější charakteristikou, kterou poskytuje dodavatel vzduchem chlazeného kondenzátoru. Informuje o chování kondenzátoru v různých provozních stavech turbíny a ukazuje chování při různých teplotách okolí. V následujícím obrázku je barevně znázorněn vliv nástřiku chladicí vody (viz kapitola 3.5.1).



Obr. 3.18: Charakteristika vzduchem chlazeného kondenzátoru [3]

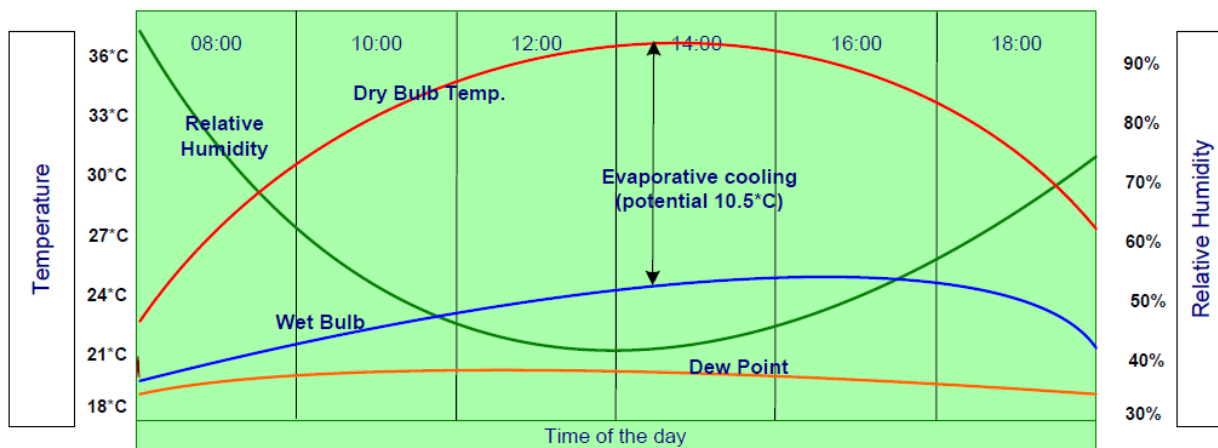
3.5 Zvyšování přenosu tepla na straně vzduchu

3.5.1 Nástřikový chladicí systém

Tento chladicí systém funguje na principu vysokotlakého mlhovacího zařízení, který ovlivňuje vlastnosti okolního vzduchu. Vypařováním mikrokapiček vody v sací části ACC dochází k adiabatickému chlazení vzduchu. Tepelná energie vzduchu spotřebovaná na odpar vody se projeví snížením teploty vzduchu. Tento jev má tedy pozitivní dopad do dosaženého vakua v ACC. [3], [20] Nevýhodou tohoto systému je složitost systému trysek, které musejí být zásobovány vodou, což vyžaduje jednak zdroj vody a jednak čerpadla, která přispívají k nárůstu vlastní spotřeby bloku.

Vhodný chladicí systém může ochladit vzduch až o 10 [°C] v suchých klimatických lokalitách jako je poušť a až o 8 [°C] v podmínkách evropského klimatu. [3]

Systém by měl být navržen tak, aby byla všechna voda odpařena ještě dříve, než se dostane na mechanické části, neboť kolizí kapiček vody a zařízení dochází k poškozování vnější vrstvy materiálu lopatek ventilátoru a k zanášení žebrování vodním kamenem. [3], [20]



Obr. 3.19: Ilustrativní potenciál chladicího zařízení [3]

Jak je vidět z výše uvedeného obrázku, pro odpar vody je potřeba nízká relativní vlhkost vzduchu.



Obr. 3.20: Testovací zařízení dle [20]



Obr. 3.21: Ukázka několika vrstvého roztřiku vody s kompletním odpadem [3]

3.5.2 Čištění teplosměnných ploch

Žebrované teplosměnné plochy se během provozu zanášejí prachem obsaženým ve vzduchu. Externí zanášení má za následek zhoršení přestupu tepla na straně vzduchu a tím snížení kapacity ACC až o 40 %, protože zanesení zabraňuje nejenom správnému průtoku vzduchu, ale také funguje jako tepelná izolace žeber. Z tohoto důvodu je důležité ACC pravidelně čistit. Při čištění je problém s bezpečností, především kvůli tvaru A-frame. Dostupnost horní části trubkovnic je náročná a potenciálně nebezpečná. Pro čištění teplosměnné plochy za provozu, je nutné použít demineralizovanou vodu. Běžná voda by vytvořila na žebrech minerální nánosy.

Většina vzduchových kondenzátorů vybavena permanentním čisticím systémem, který umožňuje rychlé a bezpečné čištění žebrovaných ploch. Při používání tohoto systému jsou dle článku [3] pro rychlé čištění důležitá:

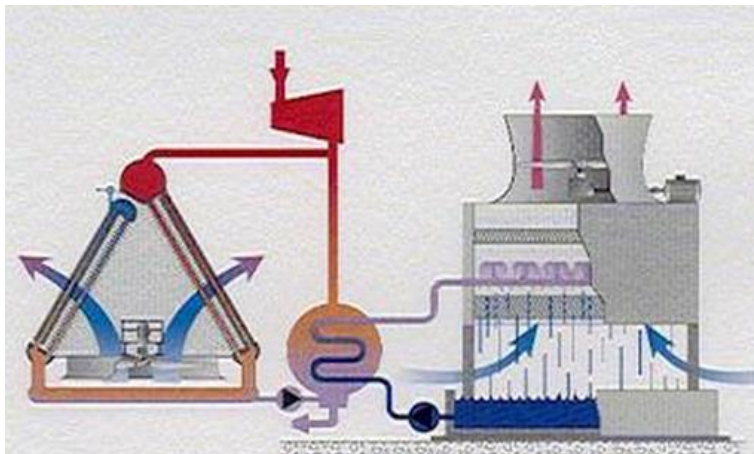
- Odolnost žebrování při tlakovém čištění – nesmí docházet k ohýbání žeber pod tlakem vody
- Výkonná čerpadla (alespoň 220 [l/min])
- Dostatečný počet trysek v alespoň dvou řadách
- Tlak alespoň 120 [bar] pro maximalizaci čisticího účinku na žebrované trubky



Obr. 3.22: Ukázka čisticího systému [3]

3.5.3 Paralelní kondenzační systém (PAC)

Tento systém rozděljuje proud páry vycházející z turbíny na dva proudy. Jeden proud je veden do vzduchového kondenzátoru, zatímco druhý proud je veden do povrchového kondenzátoru, který je chlazen pomocí chladicí věže. Spotřeba vody smyčky povrchového kondenzátoru se řídí nastavením rozdělení proudů páry mezi ACC a povrchový kondenzátor. [14]

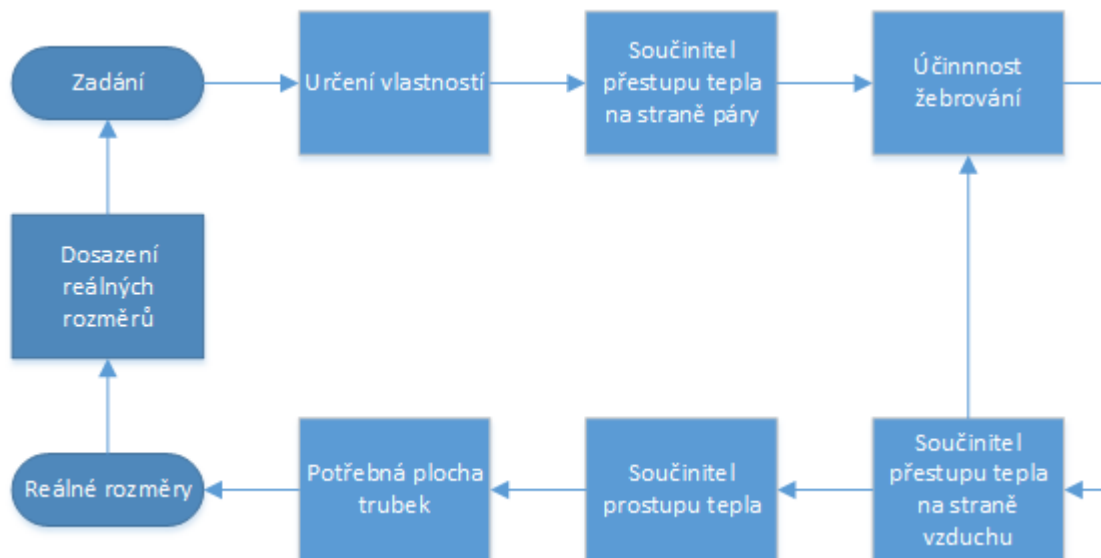


Obr. 3.23: Schéma paralelního kondenzačního systému [14]

PAC systém může velmi efektivně odvádět přebytečné teplo i během teplých dní, přičemž umí snižovat nejvyšší spotřebu vody. Pokud jsou ACC navrženy na 100% průtok, je možné během chladných dnů úplně vyřadit smyčku povrchového kondenzátoru. [14]

4 NÁVRH VZDUCHEM CHLAZENÉHO KONDENZÁTORU

4.1 Postup výpočtu



Obr. 4.1: Výpočtové schéma

4.2 Zadání

Proveďte zjednodušený termodynamický výpočet vzduchem chlazeného kondenzátoru pro uvedené fyzikální a geometrické parametry.

Cílem tohoto návrhu vzduchem chlazeného kondenzátoru je:

- Užití výpočetních postupů z předchozí řešerše.
- Určení potřebného počtu zadaných teplosměnných trubek, resp. svazků pro dosažení zadaného tlaku v kondenzátoru.
- Vyhотовit zjednodušený náčrtek uspořádání teplosměnných ploch navrženého kondenzátoru a vytvořit zjednodušený celkový sestavný výkres kondenzátoru včetně schematického umístění ventilátorů a jejich pohonů.

Při výpočtu kondenzátoru byl použit program Excel a VBA modul pro určení vlastností páry a vody dle IF97 X-Steam. Parametry vzduchu byly počítány pomocí rovnic ze zdroje [6] pomocí vytvořeného modulu ve VBA (viz příloha 1)

4.2.1 Fyzikální zadání

NA STRANĚ VZDUCHU

Teplota suchého teploměru na vstupu: $t_{air}^{in} = 14 [^{\circ}C]$

Objemový průtok vzduchu modulem: $\dot{V}_{air} = 550 [m^3 \cdot s^{-1}]$

Tlak vzduchu: $p_{air} = 0,9895 [bar]$

Rychlost vzduchu před vstupem do trubkového svazku: $w_0 = 2,55 [m \cdot s^{-1}]$

Přídavný teplený odpor na straně vzduchu: $R_f = 1.15 \cdot 10^{-4} [m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$

NA STRANĚ PÁRY

Teplota sytosti v kondenzátoru: $t_k = 40,16[^\circ\text{C}]$

Průtok páry: $\dot{m}_p = 130,89[t \cdot h^{-1}]$

Entalpie na výstupu z turbíny: $i_2 = 2248,6[kJ \cdot kg^{-1}]$

Přídavný tepelný odpor na straně páry: $R_p = 1,50 \cdot 10^{-4}[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$

Tlak na výstupu z turbíny: $p_{exh} = 0,08[bar]$

Pozn.: U vzduchem chlazených kondenzátorů se používá hodnota ITD (= initial temperature difference), která udává rozdíl mezi teplotou sytosti v kondenzátoru a teplotou vzduchu na vstupu. V tomto případě je tedy $ITD = 40,16 - 14 = 26,16[^\circ\text{C}]$.

Obecně lze říci, že čím menší je ITD, tím větší bude ACC. Např. firma SPIG používá rozsah $ITD = 14 \div 22 [^\circ\text{C}]$. [18]

4.2.2 Geometrické zadání trubek

Žebrování trubky je vyrobené z hliníku a materiál základní trubky je uhlíková ocel

Délka trubek: $L = 9,8[m]$

Vnější průměr základní trubky: $d_0 = 50,8[mm]$

Tloušťka stěny základní trubky: $t = 1,5[mm]$

Rozteč trubek: $s_r = 102[mm]$

Průměr přes žebra: $D = 82,5[mm]$

Tloušťka žebra: $\delta = 0,457[mm] = 0,018''$ (voleno)

Rozteč žeber: $s_f = 2,82[mm]$ (voleno)

Uvažovaná tepelná vodivost základní trubky: $\lambda_m = 57,5[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

Uvažovaná tepelná vodivost žebra: $\lambda_f = 205[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

Uspořádání teplosměnných trubek bude provedeno ve svazcích se sklonem 60° , přičemž jeden svazek bude složen ze čtyř řad (tři řady jsou první tah a jedna řada je druhý tah) a dvaceti řad podélných (= 80 trubek na svazek). Počet potřebných svazků bude navržen výpočtem. Uspořádání svazků bude provedeno do tvaru písmene A (A-frame air-cooled condenser).

Jako počáteční vstup do výpočtu bude uvažováno, že v jednom modulu je 10 trubkových svazků ($n_{tr,m} = 80$ trubek v modulu) a celkově $NM = 8$ modulů. Reálná hodnota vyjde z výpočtu. První řada trubek je připojena na vývěvy ($n_{tr,v} = 200$ trubek v modulu).

4.2.3 Zjednodušující předpoklady

1. Distribuce páry do jednotlivých teplosměnných trubek bude považována za rovnoměrnou, tzn., že průtok kondenzující páry v každé trubce bude shodný.
2. Nebude uvažován vliv větru
3. Nebude uvažován vliv recirkulace chladicího vzduchu
4. Nebude uvažován vliv sluneční radiace
5. Nebudou uvažovány tlakové ztráty na parní straně
6. Rychlostní profil chladicího vzduchu na vstupu do teplosměnných bloků bude vyrovnaný, tj. po délce a šířce teplosměnného bloku bude vstupní rychlost chladicího vzduchu konstantní.

4.3 Určení vlastností a geometrie

Dopočet vlastností pomocí X-Steam a připravených vztahů pro výpočet vlastností vzduchu (viz příloha 1) a základních vztahů.

4.3.1 Pára

Pro stanovení parametrů páry byly pomocí X-Steam zjištěny následující parametry:

Tlak v kondenzátoru (funkcí teploty sytosti): $p_k(t_k) = 0,0745 [bar]$

Z toho plyne tlaková ztráta v potrubí mezi koncem turbíny a vzduchovým kondenzátorem:

$$\Delta p_{potr} = p_{exh} - p_k = 0,08 - 0,0745 = 0,0055 [bar]$$

Entalpie sytého kondenzátu: $i'(p_k) = 168,21 [kJ \cdot kg^{-1}]$

Entalpie syté páry: $i''(p_k) = 2573,83 [kJ \cdot kg^{-1}]$

Dynamická viskozita kondenzátu⁶: $\eta_l(p_k, t_k - 0,05) = 6,52 \cdot 10^{-4} [Pa \cdot s]$

Dynamická viskozita páry⁷: $\eta_g(p_k, t_k + 0,05) = 1,03 \cdot 10^{-5} [Pa \cdot s]$

Hustota kondenzátu: $\rho_l(p_k) = 992,122 [kg \cdot m^{-3}]$

Hustota syté páry: $\rho_g(p_k) = 0,05165 [kg \cdot m^{-3}]$

Prandtlovo číslo kondenzátu: $Pr_l = 4,3311 [-]$

Tepelná vodivost kondenzátu: $\lambda_l(p_k) = 0,62877 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

Tepelná vodivost syté páry: $\lambda_g(p_k) = 0,01949 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

Průtok páry: $\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_p}{3,6} = \frac{130,86}{3,6} = 36,35 [kg \cdot s^{-1}]$

Vlhkost páry na vstupu do ACC:

⁶ - 0,05 je zde použito kvůli X-Steam, který neumožňuje určení viskozity na mezních křivkách.

⁷ + 0,05 je zde použito ze stejného důvodu uvedeného výše

$$x = \frac{i_2 - i'}{i'' - i'} = \frac{2248,6 - 168,21}{2573,83 - 168,21} = 0,8648[-] \quad (4.1)$$

Potřebný tepelný výkon ACC:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (i_2 - i') = 36,35 \cdot (2248,6 - 168,21) = 75\,622,19 [kW] \quad (4.2)$$

4.3.2 Vzduch

Pro výpočet vlastností vzduchu bylo použito pomocného VBA modulu (viz příloha)

Hustota vstupního vzduchu: $\rho_{air}^{in}(p_{air}, t_{air_in}) = 1,2 [kg \cdot m^{-3}]$

Hmotnostní průtok vzduchu:

$$\dot{m}_{air} = \dot{V}_{air} \cdot \rho_{air}^{in} = 550 \cdot 1,2 = 660,233 [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.3)$$

Výstupní teplota:

$$t_{air}^{out} = t_{air}^{in} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{air} \cdot c_p(t_{air}^{in})} \cdot 1000 = 14 + \frac{75\,622,19 \cdot 1000}{660,233 \cdot 1006,57} = 28,22 [^{\circ}C] \quad (4.4)$$

Střední teplota vzduchu:

$$t_{air}^{st} = \frac{t_{air}^{in} + t_{air}^{out}}{2} = \frac{14 + 28,22}{2} = 21,11 [^{\circ}C] \quad (4.5)$$

Dynamická viskozita vzduchu: $\eta_{air}(t_{air}^{st}) = 1,8204 \cdot 10^{-5} [Pa \cdot s]$

Hustota vzduchu $\rho_{air}(t_{air}^{st}) = 1,1714 [kg \cdot m^{-3}]$

Měrná tepelná kapacita vzduchu: $c_{p_air} = 1006,76 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

Tepelná vodivost vzduchu: $\lambda_{air} = 0,025776 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

Prandtlovo číslo vzduchu: $Pr_{air} = 0,70289 [-]$

4.3.3 Geometrie

Počet žeber:

$$s_f = \frac{1}{s_f} = \frac{1}{2,82} \cdot 1000 = 354,6 [m^{-1}] \quad (4.6)$$

Šířka mezery mezi žebry:

$$a = s_f - \delta = 2,82 - 0,457 = 2,363 [mm] \quad (4.7)$$

Výška žebra:

$$H = \frac{D - d_0}{2} = \frac{82,5 - 50,8}{2} = 15,85 [mm] \quad (4.8)$$

Vnitřní průměr trubky:

$$d_i = d_0 - 2 \cdot t = 50,8 - 2 \cdot 1,5 = 47,8 [\text{mm}] \quad (4.9)$$

4.3.4 Výpočet povrchů

Povrch jednoho žebra:

$$A_{sf} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_0^2) = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,0825^2 - 0,0508^2) = 0,006638 [\text{m}^2] \quad (4.10)$$

Povrch žeber jedné trubky:

$$A_f = l \cdot n_f \cdot A_{sf} = 9,8 \cdot 354,6 \cdot 0,006638 = 23,067 [\text{m}^2] \quad (4.11)$$

Volný vnější povrch trubky:

$$A_t = (n_f \cdot l + 1) \cdot \pi \cdot d_0 \cdot a = (354,6 \cdot 9,8 + 1) \cdot \pi \cdot 0,0508 \cdot 0,002363 = 1,31 [\text{m}^2] \quad (4.12)$$

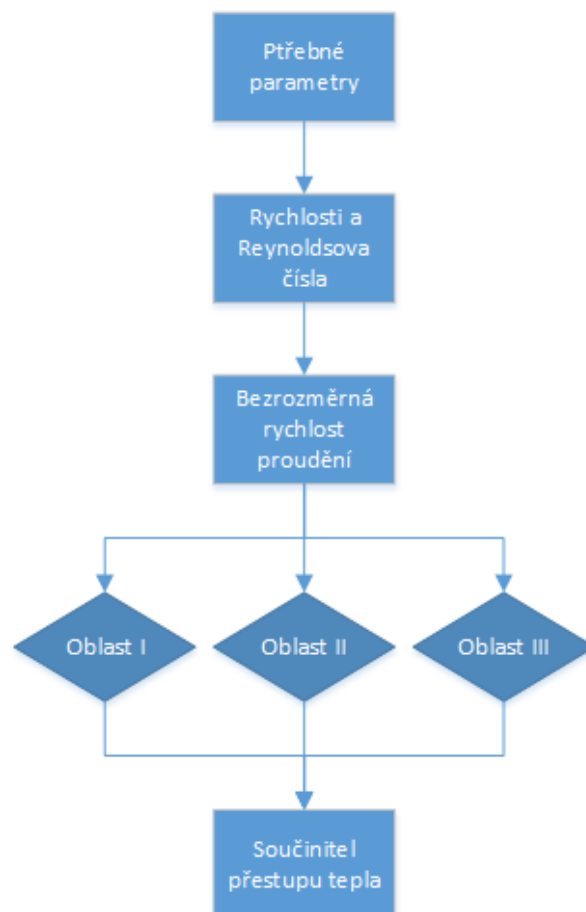
Celkový vnější povrch:

$$A = A_f + A_t = 23,067 + 1,31 \doteq 24,377 [\text{m}^2] \quad (4.13)$$

Vnitřní povrch trubky:

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L = \pi \cdot 0,0478 \cdot 9,8 \doteq 1,47 [\text{m}^2] \quad (4.14)$$

4.4 Součinitel přestupu tepla na straně páry



Obr. 4.2: Schéma výpočtu přestupu tepla na straně páry

Nejprve je potřeba stanovit průřez a průtok páry vnitřní stranou trubky. Průřez trubky:

$$S_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0478^2}{4} = 0,001795 [m^2] \quad (4.15)$$

Průtok páry, resp. vody jednou trubkou:

$$\dot{m}_{tr} = \frac{\dot{m}_p}{NM \cdot (n_{tr_m} - n_{tr_v})} = \frac{36,35}{8 \cdot (800 - 200)} = 0,007573 [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.16)$$

V literatuře se vyskytuje ve výpočtu Reynoldsova čísla hmotnostní průtok vztažený na průřez trubky „Mass flux“:

$$G = \frac{\dot{m}_{tr}}{S_i} = \frac{0,001795}{0,007573} = 4,22 [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}] \quad (4.17)$$

4.4.1 Rychlosti a Reynoldsova čísla

UVAŽOVÁNÍ CELÉHO MNOŽSTVÍ JAKO PARNÍ FÁZI

$$w_g = \frac{G}{\rho_g} = \frac{4,22}{0,05165} = 81,7 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.18)$$

$$Re_g = \frac{G \cdot d_i}{\eta_g} = \frac{4,22 \cdot 0,0478}{1,03 \cdot 10^{-5}} = 19\,557,8 [-] \quad (4.19)$$

UVAŽOVÁNÍ PROUDĚNÍ SAMOSTATNÉHO KONDENZÁTU NA VSTUPU

$$w_{LS} = \frac{G \cdot (1-x)}{\eta_l} = \frac{4,22 \cdot (1-0,8648)}{6,52 \cdot 10^{-4}} = 0,000575 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.20)$$

$$Re_{LS} = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_i}{\eta_l} = \frac{4,22 \cdot (1-0,8648) \cdot 0,0478}{6,52 \cdot 10^{-4}} = 41,85 [-] \quad (4.21)$$

UVAŽOVÁNÍ CELÉHO MNOŽSTVÍ JAKO KONDENZÁTU

$$w_{LT} = \frac{G}{\eta_l} = \frac{4,22}{6,52 \cdot 10^{-4}} = 0,004254 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.22)$$

$$Re_{LT} = \frac{G \cdot d_i}{\eta_l} = \frac{4,22 \cdot 0,0478}{6,52 \cdot 10^{-4}} = 309,56 [-] \quad (4.23)$$

4.4.2 Postup dle Shahových korelačních rovnic

Výpočet probíhá v souladu s kapitolou 2.1.1.

Výpočet redukovaného tlaku (tlak sytosti v ACC vztažený na kritický tlak vody $p_{krit} = 220,6 [bar]$):

$$p_r = \frac{p_k}{p_{krit}} = \frac{0,0745}{220,6} = 0,0003376 [-] \quad (4.24)$$

Shahův korelační parametr:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \cdot p_r^{0,4} = \left(\frac{1}{0,8648} - 1\right)^{0,8} \cdot 0,0003376^{0,4} = 0,00926[-] \quad (4.25)$$

Nyní se vypočte bezrozměrná rychlost proudění:

$$Jg = \frac{x \cdot G}{\left[g \cdot d_i \cdot \rho_g \cdot (\rho_l - \rho_g)\right]^{0,5}}$$

$$Jg = \frac{0,8648 \cdot 4,22}{\left[9,81 \cdot 0,0478 \cdot 0,05165 \cdot (992,122 - 0,05165)\right]^{0,5}} \quad (4.26)$$

$$Jg = 0,001336[-]$$

Nyní je potřeba vyhodnotit hranice režimů I-II a II-III dle Obr. 2.1 a vyhodnotit do jaké oblasti spadá vypočtená bezrozměrná rychlost páry.

Hranice I-II:

$$I - II = \frac{1}{2,4 \cdot Z + 0,73} = \frac{1}{2,4 \cdot 0,00926 + 0,73} = 1,329[-] \quad (4.27)$$

Hranice II-III

$$II - III = 0,89 - 0,93 \cdot e^{(-0,087 \cdot Z^{-1,17})} = 0,89 - 0,93 \cdot e^{-0,087 \cdot Z^{-1,17}} = 0,8899[-] \quad (4.28)$$

Vzhledem k tomu, že $Jg < II - III$ se jedná o proudění v režimu III. Proto platí, že $\alpha_i = \alpha_{Nu}$:

$$\alpha_i = 1,32 \cdot \text{Re}_{LS}^{-1/3} \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot \lambda_l^3}{\eta_l^2} \right]^{1/3}$$

$$\alpha_i = 1,32 \cdot 41,85^{-1/3} \cdot \left[\frac{992,122 \cdot (992,122 - 0,05165) \cdot 9,81 \cdot 0,62877^3}{(6,52 \cdot 10^{-4})^2} \right]^{1/3} \quad (4.29)$$

$$\alpha_i = 6\,772,57 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

4.5 Součinitel přestupu tepla na straně žebry

Postup výpočtu závisí na zvolené variantě postupu. V této diplomové práci bude použit iterační výpočet (kapitoly 4.6 a 4.8). Na ukázkou bude pro porovnání rozdílů uveden postup výpočtu pomocí Nusseltova čísla pro „In-Line“ rozložení trubek.

4.5.1 Rychlost mezi žebry

Poměr volné plochy mezi žebry:

$$\frac{A_0}{A_s} = \frac{s_t \cdot s_f}{(s_t - d_0) \cdot a + (s_t - D) \cdot \delta} \quad (4.30)$$

$$\frac{A_0}{A_s} = \frac{0,102 \cdot 0,00282}{(0,102 - 0,0508) \cdot 0,002363 + (0,102 - 0,0825) \cdot 0,000457} = 2,214[-]$$

Rychlost mezi žebry:

$$w_s = w_0 \cdot \frac{A_0}{A_s} = 2,55 \cdot 2,214 = 5,65 \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (4.31)$$

Korekce rychlosti na vstupní teplotu vzduchu:

$$w_{sT} = w_s \cdot \frac{273,15 + t_{air}^{st}}{273,15 + t_{air}^{in}} = 5,65 \cdot \frac{273,15 + 21,11}{273,15 + 14} \doteq 5,79 \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (4.32)$$

4.5.2 Bezrozměrná kritéria

Literatury [4], [5], [6], [10] uvádí pro výpočet Reynoldsova čísla vztah bez uvažování vlivu žebrování:

$$Re_{air} = \frac{d_0 \cdot \rho_{air} \cdot w_{sT}}{\eta_{air}} = \frac{0,0508 \cdot 1,1714 \cdot 5,79}{1,82 \cdot 10^{-5}} = 18916,01 [-] \quad (4.33)$$

Nusseltovo číslo pro rozložení trubek „In-line“:

$$Nu_{air} = 0,22 \cdot Re_{air}^{0,6} \cdot \left[1 + 2 \frac{H \cdot (H + d_0 + \delta)}{s_f \cdot d_0} \right]^{-0,15} \cdot Pr_{air}^{1/3}$$

$$Nu_{air} = 0,22 \cdot 18916,01^{0,6} \times$$

$$\times \left[1 + 2 \frac{0,01585 \cdot (0,01585 + 0,0508 + 0,000457)}{0,00284 \cdot 0,0508} \right]^{-0,15} \cdot 0,70289^{1/3}$$

$$Nu_{air} = 47,59 [-] \quad (4.34)$$

4.5.3 Součinitel přestupu tepla (Nu pro In-line)

Z NUSSELTOVA ČÍSLA PRO „IN-LINE“:

$$\alpha_{air} = \frac{Nu_{air} \cdot \lambda_{air}}{d_0} = \frac{47,59 \cdot 0,025776}{0,0508} = 24,15 \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right] \quad (4.35)$$

Tento výsledek by se dosadil do rovnice pro α_v (3.9). Výsledek by se použil jako vstupní hodnota pro výpočet žeber.

ITERATIVNÍ VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA

Pro iterativní postup výpočtu přestupu tepla je potřeba nejdříve vypočítat účinnost žebrování, která vychází právě z iterativně získaného přestupu tepla na straně vzduchu. Vstupní hodnota iterace: $\alpha_{air} = 33,198 \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right]$, což je v souladu s výsledkem z MS Excel. V zásadě je možné zvolit jakékoliv jiné číslo a postupně se přibližovat správnému výsledku.

4.6 Účinnost žeber

Zde je tedy uvažován jako vstup výše zmíněný součinitel přestupu tepla.

Zavede se geometrický parametr r_{2c} :

$$r_{2c} = \frac{D}{2} + \frac{\delta}{2} = \frac{0,0825}{2} + \frac{0,000457}{2} = 0,04148 [m] \quad (4.36)$$

Vypočte se parametr žebra:

$$m = \left(\frac{2 \cdot \alpha_{air}}{\lambda_f \cdot \delta} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \cdot 33,198}{205 \cdot 0,000457} \right)^{\frac{1}{2}} = 26,62 \left[m^{-1} \right] \quad (4.37)$$

Následně se vypočtou koeficienty Besselových funkcí mr_1 a mr_2 :

$$mr_0 = m \cdot \frac{d_0}{2} = 26,62 \cdot \frac{0,0508}{2} = 0,676196 [-] \quad (4.38)$$

$$mr_f = m \cdot r_{fc} = 26,62 \cdot 0,04148 = 1,104236 [-] \quad (4.39)$$

Jak je řečeno v kapitole 3.1.3, vypočtou se Besselovy funkce I a K nultého a prvního řádu. Výpočet byl proveden pomocí programu MS Excel a zde je výsledná tabulka:

Tabulka 4: Besselovy funkce I a K

	mr_0	mr_f
I_0	1,11762	1,32887
I_1	0,35779	0,64066
K_0	0,68615	0,36345
K_1	1,10356	0,50626

Pro zpřehlednění bude výpočet (3.32) rozdělen na dva kroky. V prvním kroku bude vypočten zlomek s Besselovými funkcemi, zde nazván jako Besselův koeficient účinnosti žebra B. V druhém kroku bude již vypočtena účinnost žebra.

$$B = \frac{K_1(m \cdot r_0) \cdot I_1(m \cdot r_f) - I_1(m \cdot r_0) \cdot K_1(m \cdot r_f)}{K_0(m \cdot r_0) \cdot I_1(m \cdot r_f) + I_0(m \cdot r_0) \cdot K_1(m \cdot r_f)}$$

$$B = \frac{1,10356 \cdot 0,64066 - 0,35779 \cdot 0,50626}{0,68615 \cdot 0,64066 + 1,11762 \cdot 0,50626} \quad (4.40)$$

$$B = 0,52304 [-]$$

Nyní je již možné vypočíst účinnost žebra:

$$\eta_f = \frac{2 \cdot \frac{d_0}{2}}{m \cdot \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \right]} \cdot B =$$

$$\eta_f = \frac{0,0508}{26,62 \cdot \left[\left(\frac{0,0825}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,0508}{2} \right)^2 \right]} \cdot 0,52304 \quad (4.41)$$

$$\eta_f = 0,9282 [-]$$

4.7 Účinnost žebër dle VDI

Tato část výpočtu slouží pouze pro srovnání dvou metod výpočtu účinnosti žebër. V dalším výpočtu je uvažováno s účinností žebër s výpočtem Besselových funkcí.

Geometrický parametr žebra:

$$\varphi = \left(\frac{D}{d_0} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D}{d_0} \right] = \quad (4.42)$$

$$\varphi = \left(\frac{0,0825}{0,0508} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \frac{0,0825}{0,0508} \right] = 0,7299[-]$$

Parametr žebra:

$$X = \varphi \cdot \frac{d_0}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{air}}{\lambda_f \cdot \delta}} = 0,7299 \cdot \frac{0,0508}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 33,198}{208 \cdot 0,457 \cdot 10^{-3}}} = 0,49355[-] \quad (4.43)$$

Účinnost žebër dle VDI:

$$\eta_f = \frac{\tanh(X)}{X} = \frac{\tanh(0,49355)}{0,49355} = 0,9260[-] \quad (4.44)$$

Na tomto případu lze vidět, že rozdíl v postupu výpočtu činí cca 0,2 [%].

4.8 Součinitel přestupu tepla (iterační postup)

Efektivní plocha žebrovaného povrchu:

$$e_f \cdot A = A - A_f \cdot (1 - \eta_f) = 24,377 - 23,067 \cdot (1 - 0,9282) = 22,72[m^2] \quad (4.45)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta T_{ln} = \frac{t_{air}^{out} - t_{air}^{in}}{\ln \frac{t_k - t_{air}^{in}}{t_k - t_{air}^{out}}} = \frac{28,22 - 14}{\ln \frac{40,16 - 14}{40,16 - 28,22}} = 18,13[^\circ C] \quad (4.46)$$

Nyní je již možné dopočítat virtuální součinitel přestupu tepla na straně vzduchu:

$$\alpha_{air} = \left[e_f \cdot A \cdot \left(\frac{\Delta T_{ln} \cdot n_{tr,m} \cdot NM}{\dot{Q}} - \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} - \frac{R_p}{A_i} - \frac{R_f}{A} \right) \right]^{-1}$$

$$\alpha_{air} = \left[22,72 \cdot \left(\frac{18,13 \cdot 800 \cdot 8}{75 \cdot 622,19 \cdot 1000} - \frac{1}{6 \cdot 772,57 \cdot 1,47} - \frac{1,5 \cdot 10^{-4}}{1,47} - \frac{1,15 \cdot 10^{-4}}{24,377} \right) \right]^{-1} \quad (4.47)$$

$$\alpha_{air} = 33,198[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

4.9 Součinitel prostupu tepla

Nyní je již možné vypočítat součinitel prostupu tepla pro celkovou velikost kondenzátoru

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_v} + R_f + \frac{A}{A_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_0 - d_i}{2 \cdot \lambda_m} + R_p \right) \right]^{-1}$$

$$k = \left[\frac{1}{33,198} + 1,15 \cdot 10^{-4} + \frac{24,377}{1,47} \cdot \left(\frac{1}{6772,57} + \frac{0,0508 - 0,0478}{2 \cdot 57,5} + 1,5 \cdot 10^{-4} \right) \right]^{-1} \quad (4.48)$$

$$k = 28,06 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

4.10 Potřebná teplosměnná plocha žebrovaných trubek

$$S_{potř} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{75\,622,19 \cdot 1000}{28,06 \cdot 18,13} = 148\,657,42 [m^2] \quad (4.49)$$

Z toho plyne počet potřebných modulů:

$$NM_{potř} = \frac{S_{potř}}{n_{tr_m} \cdot A} = \frac{148\,657,42}{800 \cdot 24,377} = 7,62 [-] \quad (4.50)$$

Po převodu na celé číslo vyjde reálný počet modulů a k tomu reálná plocha trubek, stejně tak i teplo, které bude ACC schopen za daných podmínek přenést.

4.11 Reálné rozměry

Po zaokrouhlení nahoru je tedy počet modulů:

$$NM_{real} \doteq 8 [-] \quad (4.51)$$

Z toho plyne počet trubek:

$$n_{tr} = n_{tr_m} \cdot NM_{real} = 800 \cdot 8 = 6400 [-] \quad (4.52)$$

Reálná teplosměnná plocha žebrovaných trubek je potom:

$$S_{real} = NM_{real} \cdot A \cdot n_{tr_m} = 8 \cdot 24,377 \cdot 800 = 156\,017,09 [m^2] \quad (4.53)$$

Reálné předané teplo:

$$\dot{Q}_{real} = S_{real} \cdot k \cdot \Delta T_{ln} = \frac{156\,017,09 \cdot 28,06 \cdot 18,13}{1000} = 79\,366,06 [kW] \quad (4.54)$$

4.12 Výpočet z MS Excel

Tabulka 5: Výpočet z MS Excel

Fyzikální zadání			
Vzduch			
Objemový průtok vzduchu modulem	Vair	550	[m ³ /s]
Tlak vzduchu	pair	0,9895	[bar]
Rychlost vzduchu na výstupu z ventilátorů	w0	2,55	[m/s]
Přídavný tepelný odpor na straně vzduchu	Rf	1,50E-04	[m ² K/W]
Pára			
Teplota sytosti v kondenzátoru	tk	40,16	[°C]
Průtok páry	mp	36,35	[kg/s]
Entalpie páry na vstupu do ACC	i2	2248,6	[kJ/kg]
Přídavný tepelný odpor na straně páry	Rp	1,50E-04	[m ² K/W]
Geometrické zadání			
Délka trubek	L	9,8	[m]
Vnější průměr trubky	d0	50,8	[mm]
Tloušťka trubky	t	1,5	[mm]
Průměr přes žebra	D	82,5	[mm]
Tloušťka žebra	δ	0,457	[mm]
Rozteč žeber	sf	2,82	[mm]
Tepelná vodivost materiálu trubky	λm	57,5	[W/mK]
Tepelná vodivost materiálu žeber	λf	205	[W/mK]
Počet trubek - předběžný návrh, vyjde z výpočtu	ntr	6400	[ks]
Počet modulů - předběžný návrh, vyjde z výpočtu	NM	8	
Počet trubek v modulu	ntrm	800	[ks]
Počet trubek připojených na vývěvu v modulu	ntrv	200	[ks]
Rozteč trubek	str	102	[mm]
Dopočet vlastností a geometrie			
Pára			
Tlak v kondenzátoru	pk	0,0745	[bar]
Entalpie sytého kondenzátu	i'	168,2097	[kJ/kg]
Entalpie syté páry	i''	2573,8283	[kJ/kg]
Suchost páry	x	0,8648	[-]
Dynamická viskozita sytého kondenzátu	ηl	6,52E-04	[kg/ms]=[Pas]
Dynamická viskozita syté páry	ηg	1,0314E-05	[kg/ms]=[Pas]
Hustota sytého kondenzátu	ρl	992,121976	[kg/m ³]
Hustota syté páry	ρg	0,051650	[kg/m ³]
Prandtlovo číslo sytého kondenzátu	Pr _l	4,331142	[-]
Tepelná vodivost sytého kondenzátu	λl	0,628766	[W/mK]

Tepelná vodivost syté páry	λ_g	0,019493	[W/mK]
Průtok páry 1 trubkou	mp_1tr	0,007573	[kg/s]

Tepelný výkon ACC	Q	75 622,19	[kW]
--------------------------	----------	------------------	-------------

Vzduch

Hmotnostní průtok vzduchu	Mair	660,2326	[kg/s]
Výstupní teplota vzduchu	tair_out	28,2239	[°C]
Střední teplota vzduchu	tair_st	21,1119	[°C]
Dynamická viskozita vzduchu	η_{air}	1,82039E-05	[kg/ms]=[Pas]
Hustota vzduchu	ρ_{air}	1,17141	[kg/m ³]
Měrná tepelná kapacita vzduchu	cpair	1006,76265	[kJ/kgK]
Tepelná vodivost vzduchu	λ_{air}	0,02578	[W/mK]
Prandtlovo číslo vzduchu	Prair	0,70289	[-]

Geometrie

Počet žebër na 1 metr	nf	354,6	[1/m]
Vzdálenost mezi žebry	a	2,363	[mm]
Počet žebër na trubce	nf_1tr	3475,177	[-]
Výška žebra	H	15,85	[mm]
Vnitřní průměr trubky	di	47,8	[mm]

Součinitel přestupu tepla na straně žebër

Poměr volné plochy mezi žebry	A0/As	2,2144	[-]
Rychlost mezi žebry	ws	5,6466	[m/s]
Rychlost mezi žebry korigovaná na teplotu (hustotu) vzduchu	wsT	5,7866	[m/s]
Reynoldsovo číslo	Re_air	18916,0194	[-]
Nusseltovo číslo	Nu_air	47,5862	[-]
Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu (In-Line)	α_{air}	24,1453	[W/m ² K]
Virtuální součinitel přestupu tepla na straně vzduchu (In-line)	α_{v_air}	22,5044	[W/m ² K]

Iterace

Efektivní plocha	ef*Ac	22,7210	m ²
Virtuální součinitel přestupu tepla na straně vzduchu (stragged)	α_{v_air}	33,19843	W/m²K

Žebrování

Redukovaný poloměr žebër	r2c	0,04148	[m]
Parametr žebra	m	26,62188	[m ⁻¹]
Koeficient Besselovy funkce mr1	mr0	0,67620	[-]
Koeficient Besselovy funkce mr2	mrf	1,10424	[-]

Besselovy funkce I	I0(mr0)	1,1176186	[-]
	I1(mr0)	0,3577936	[-]
	I0(mrf)	1,3288670	[-]
	I1(mrf)	0,6406557	[-]
Besselovy funkce K	K0(mr0)	0,6861478	[-]
	K1(mr0)	1,1035629	[-]
	K0(mrf)	0,3634506	[-]
	K1(mrf)	0,5062637	[-]
Besselův koeficient účinnosti žebra	B	0,523045	[-]
Účinnost žebra	η_f	0,928179	[-]

Součinitel přestupu tepla na straně páry

Průřez trubky	Si_tr	0,0017945	[m ²]
Průtok páry/vody jednou trubkou	m_tr	0,0075729	[kg/s]
Mass flux	G	4,2200491	[kg/m ² s]
Rychlost uvažující celé množství jako páru	w_g	81,704144	[m/s]
Rychlost uvažující samotný kondenzát	w_LS	0,000575	[m/s]
Rychlost uvažující celé množství jako kondenzát	w_LT	0,004254	[m/s]
Reynoldsovo číslo uvažující celé množství jako páru	Re_g	19557,800	[-]
Reynoldsovo číslo uvažující proudění osamocené kondenzátu	Re_LS	41,851306	[-]
Reynoldsovo číslo uvažující celé množství jako kondenzát	Re_LT	309,561859	[-]
Redukovaný tlak (tlak vztažený na kritický tlak)	pr	0,000338	[-]
Shahův korelační parametr	z	0,009260	[-]
Bezrozměrná rychlost páry	Jg	0,001336	[-]
Číslo režimu		III	
Alfa LT	α_{LT}	4,064	[W/m ² K]
Alfa režimu I	α_I	269,466	[W/m ² K]
Alfa režimu II	$\alpha_I + \alpha_{Nu}$	7042,037	[W/m ² K]
Alfa režimu III	α_{Nu}	6772,572	[W/m ² K]
Přestup tepla na straně páry	α_{kond}	6772,5717	[W/m²K]

Povrchy

Povrch jednoho žebra	Af pf	0,006638	[m ²]
Povrch žebek jedné trubky	Af pt	23,066742	[m ²]
Volný vnější povrch trubky	At pt	1,310929	[m ²]

Vnější povrch trubky bez žeber	At0 pt	1,564010	[m ²]
Celkový vnější povrch	Ac	24,37767	[m ²]
Vnitřní povrch	Ai	1,471648	[m ²]

Velikost

Součinitel prostupu tepla	k	28,0626	[W/m²K]
Střední logaritmický teplotní spád	LMTD	18,1274	°C
Potřebná velikost teplosměnné plochy žebrovaných trubek	S	148 657,42	[m ²]
Potřebný počet modulů	NM	7,623	[-]
Reálný počet modulů	NMreal	8	[-]
Počet trubek	ntreal	6400	
Reálná teplosměnná plocha žebrovaných trubek	Sreal	156 017,09	[m ²]
Reálné předané teplo	Qreal	79 366,06	[kW]

ZÁVĚR

Vzduchem chlazené kondenzátory tvoří v dnešní době nedílnou součást trhu s energetickými zařízeními. Vzduchem chlazené kondenzátory se používají v různých tvarových variacích (viz kapitola 1.1) a různých velikostech (mimo energetické využití je lze najít v klimatizačních jednotkách, atd.). Díky velké variaci žebrovaných trubek lze nalézt vhodnou variantu žebrování pro potřebnou aplikaci.

První kapitola diplomové práce se zabývá rozdělením vzduchového chlazení, přičemž v dalších kapitolách se diplomová práce zaměřuje na vzduchem chlazený kondenzátor typu A-frame. V první kapitole je vysvětlena koncepce a obecný postup výstavby ACC. Dále se tato kapitola zabývá typy žebrovaných ploch a stručně jejich výrobou. Je zde uveden seznam vybraných výrobců ACC.

Druhá kapitola se zabývá postupem výpočtu dle Shahovy korelační rovnice, jejímž výsledkem je součinitel přestupu tepla na straně páry. Dále je v této kapitole stručně popsán vliv náklonu trubek na dvoufázové proudění uvnitř trubek. Tato kapitola dále popisuje vliv obsahu nekondenzujících plynů na parní straně a zabývá se metodami zamezení akumulace vzduchu (tvorbě vzduchových "pytlů").

Třetí kapitola uvádí výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu a odvození výpočtu účinnosti žeber. U součinitele přestupu tepla je možný postup dvěma způsoby. Buď postupně vypočítat Reynoldsovo číslo, Nusseltovo číslo a součinitele přestupu tepla, nebo iterativním postupem podle rovnice (4.47). V této kapitole je stručná rešerše ventilátorů, kde jsou zmíněny vybrané problémy týkající se provozu ventilátorů na ACC. Dále jsou v této kapitole vybrané způsoby zlepšení přestupu tepla na straně vzduchu.

Z volně dostupných zdrojů a literatury byl v této diplomové práci navržen postup tepelného výpočtu pro vzduchem chlazený kondenzátor pro vybraný projekt, jehož cílem je stanovit potřebnou celkovou teplosměnnou plochu.

Model výpočtu má několik zjednodušujících předpokladů, které budou dále odstraněny. Jedná se především o předpoklady: Distribuce páry do trubek zřejmě není rovnoměrná a k jejímu zrovnoměrnění je potřeba užít distributorů páry na vstupní části trubek. Při výpočtu byl zanedbán vliv větru, který má význam jak na vstupní část ventilátoru (ztráty ventilátoru, horší rovnoměrnost průtoku), tak při vysokých rychlostech způsobuje recirkulaci teplého vzduchu z kondenzátoru. Dále byl zanedbán vliv slunečního záření, které zvyšuje teplotu vnějšího povrchu kondenzátoru.

Výpočetní model také zanedbává změnu tlaku uvnitř teplosměnných trubek vlivem tlakových ztrát. S poklesem tlaku po délce trubky bude klesat i teplota sytosti v kondenzátoru. Například při tlaku v ACC 7,4 [kPa] pokles tlaku o 0,4 [kPa] znamená pokles teploty sytosti o cca 1 [°C]. Taková změna podle navrženého modelu výpočtu znamená navýšení počtu modulů o jeden navíc.

Zanedbání tlakových ztrát na parní straně také znemožňuje odhad chování nekondenzujících plynů (viz kapitola 2.3), protože nejsou k dispozici tlakové ztráty v jednotlivých řadách trubek. Další prostor pro zlepšení výpočetního modelu je v přestupu tepla na straně páry, kde jsou podle Shahovy korelační rovnice uvažovány skloněné trubky jako vertikální trubky, neboť doposud nebyl přijat žádný obecný postup pro výpočet kondenzace páry uvnitř skloněných trubek.

Výpočetní model neuvažuje samostatný výpočet druhého tahu, který je protiproudého uspořádání, resp. nekondenzující plyny proudí vzhůru, zatímco kondenzát stéká po stěnách trubek dolů do sběrného kolektoru a dále do sběrače kondenzátu. Součinitelé přestupu tepla

jsou tedy bráni jako střední hodnoty součinitele přestupu tepla pro celý kondenzátor. Vhodnějším přístupem by bylo propočítat jednotlivé řady trubek (kvůli změně teploty vzduchu na výstupu z předchozí řady), přičemž by trubky byly rozděleny na několik podélných úseků podle stability řešení. Tento přístup tedy navádí na iterativní výpočet ve dvou osách – po délce trubek a po jednotlivých řadách trubek. Tímto přístupem by se daly přesněji určit termodynamické vlastnosti vzduchem chlazeného kondenzátoru.

Z výše uvedeného vyplývá, že i součinitel prostupu tepla vypočtený z tohoto modelu je střední hodnotou pro celý vzduchem chlazený kondenzátor.

Přes výše zmíněná zjednodušení tepelného výpočtu se výsledky uvedeného výpočetního modelu s komerčním datasheetem shodují ve velikosti teplosměnné plochy s přesností pod 0,1 [%]. Tato shoda je významně ovlivněna volbou žebrování, resp. tloušťkou a roztečí žeber. Mimo žebrování lze celkovou teplosměnnou plochu ovlivnit volbou počtu trubek a volbou délky trubek.

Podle vypracovaného modelu je možné s přijatelnou přesností stanovit celkovou velikost teplosměnné plochy, resp. počet modulů vzduchem chlazeného kondenzátoru (bez optimalizací). V případě, že se potřebná teplosměnná plocha blíží k reálné teplosměnné ploše, je třeba brát zřetel na výše zmíněná zjednodušení modelu výpočtu.

V technické praxi je předmětem zadání udržení podmínek na výstupu turbíny při návrhové teplotě okolí. Na základě těchto podmínek se navrhne nejprve parovod a posléze se navrhuje vzduchem chlazený kondenzátor. Dalšími požadavky může být omezení hlučnosti ventilátorů, či jejich vlastní spotřeba.

5 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY

- [1] BALL, Jackson. *Optimizing Heat Exchanger Process and Cost Effectiveness* [online]. 2014. [cit. 2015-03-16]. Dostupné z: <http://deltathx.com/uploadsdocs/fintypes.pdf>
- [2] BERG, W. F. a J. L. BERG. Flow Patterns for Isothermal Condensation in One-Pass Air-Cooled Heat Exchangers. *Heat Transfer Engineering* [online]. 1980, roč. 1, č. 4, s. 21–31 [cit. 2015-05-21]. ISSN 0145-7632. DOI:10.10/01457638008939565
- [3] ELLMER, Marc. *How to improve air cooler vacuum steam condensers performance in the field* [online]. 2012 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.elflow.nl/wp-content/uploads/2013/04/papers/Powergen.Europe.2012.pdf>
- [4] INCROPERA, Frank P., Theodore L. BERGMAN, Adrienne S. LAVINE a David P. DEWITT. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th Edition*. New York: John Wiley & Sons, 2011. ISBN 978-0470-50197-9.
- [5] KRAUS, Allan D., Abdul AZIZ a James WELTY. *Extended surface heat transfer*. New York: John Wiley & Sons, 2001. ISBN 0-471-39550-1.
- [6] KRÖGER, Detlev G. *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: thermal-flow performance evaluation and design*. Matieland, South Africa: University of Stellenbosch, nepravidelné stránkování.
- [7] LESTINA, Thomas. *Challenges of Process Condenser Design Condenser Design Practices Pure components Condenser Design Practices Mixtures* [online]. 2012 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: http://mydocs.epri.com/docs/publicmeetingmaterials/11-26-2012/5-Lestina_EPRI-NSF-Condenser-Design-Challenge.pdf
- [8] 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, vol. 37, issue 8, s. 845-859 [cit. 2015-05-21]. DOI: 10.46/j.ijmultiphaseflow.2011.04.005. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030193221300966>
- [9] Shah, M. Mohammed. An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes. *HVAC&R Research*. 2011, roč. 15, č. May 2013, s. 37–41.
- [10] VDI GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK. *VDI heat atlas*. 2nd ed. Berlin: Springer, 2010, xxi, 1585 s. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [11] *Air Fin Cooler Finned Tube Types | GEA Heat Exchangers* [online]. 2014. [cit. 2015-03-15] Dostupné z: <http://www.gea-heatexchangers.com/products/finned-tube-heat-exchangers/air-fin-coolers-for-oil-and-gas/finned-tubes/>
- [12] *Be.Ca. Engineering - G-fin; L-fin; LL-fin; KL-fin; Extruded-fin Finned Tubes* [online]. 2010 [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: <http://www.beca-engineering.com/Products/FinnedTubes.html>
- [13] *BGR Energy Systems Limited* [online]. 2007. [cit. 2015-03-22]. Dostupné z: <http://bgrcorp.com/gct-aircool.php>

- [14] *Direct Air-Cooled Condensers* /GEA Energy Technology [online]. 2013. [cit. 2015-02-16]. Dostupné z: http://www.gea-energytechnology.com/opencms/opencms/gas/en/products/Direct_Air-Cooled_Condensers.html
- [15] Fundamentals. *www.thermopedia.com* [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/38/?tid=10&sn=1297>
- [16] *Finned Heat Exchanger Tubes - Profins* [online]. [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <http://www.profins.com/finned-heat-exchanger-tubes.html>
- [17] *Heat transfer and Pressure Drop in High-Finned TruFin Tube Banks* [online]. 2012 [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: http://www.wlv.com/wp-content/uploads/2014/06/databook/ch4_3.pdf
- [18] Interní literatura Doosan Škoda Power
- [19] *Mc Elroy Fintube Catalog* [online]. 2014 [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: <http://www.mcelroy.com/pdf/McElroyFintubeCatalog.pdf>
- [20] *Spray cooling Enhancement of Air-Cooled condensers: Final report 1005360*[online]. Palo Alto: EPRI, 2003. ©2003 Electric Power Research Institute [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <http://www.epri.com/abstracts/Pages/ProductAbstract.aspx?ProductId=000000000001005360>
- [21] *Videos & Animations / GEA Heat Exchangers* [online]. 2014 [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: <http://www.gea-heatexchangers.com/media/videos-animations///category/animations/movie/air-cooled-condenserbra-tube/>
- [22] *www.delfinTubes.com* [online]. 2009 [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: http://www.delfintubes.com/UserFiles/1/File/tabla_dimensional_tubos_aleteadosrev1.PDF

6 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Společné indexy:

Index	Význam
l	Liquid, kapalná fáze uvnitř kondenzátoru
g	Gas, plynná fáze uvnitř kondenzátoru
f	Fin, žebrování
air	Vzduch
LS	Uvažování samostatného kondenzátu
LT	Uvažování celého množství jako kondenzátu

Seznam symbolů a zkratk:

Označení	Jednotka	Význam
t_{air}^{in}	°C	Teplota suchého teploměru na vstupu vzduchu do kondenzátoru
t_{air}^{out}	°C	Výstupní teplota vzduchu z kondenzátoru

t_{air}^{st}	$^{\circ}C$	Střední teplota vzduchu
t_k	$^{\circ}C$	Teplota sytosti v kondenzátoru
ΔT_{ln}	$^{\circ}C$	Střední logaritmičeský teplotní spád (LMTD)
T	$^{\circ}C$	Teplota povrchu
T_{∞}	$^{\circ}C$	Teplota volného proudu média
θ	$^{\circ}C$	Rozdíl teplot dle požadovaného poloměru žebra r
θ_0	$^{\circ}C$	Rozdíl teplot mezi patou a špičkou žebra
p_{air}	bar	Tlak vzduchu
p_{exh}	bar	Tlak vzduchu na výstupu z turbíny
p_k	bar	Tlak sytosti v kondenzátoru
p_{krit}	bar	Kritický tlak vody
p_r	-	Redukovaný tlak
Δp_{potr}	bar	Tlaková ztráta potrubí mezi výstupem turbíny a ACC
\dot{V}_{air}	$m^3 \cdot s^{-1}$	Objemový průtok vzduchu jedním ventilátorem
\dot{m}_{air}	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_p	$kg \cdot s^{-1}, t \cdot h^{-1}$	Hmotnostní průtok páry, resp. kondenzátu
\dot{m}_{tr}	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok páry, resp. Kondenzátu jednou trubicí
w	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost
w_0	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost vzduchu před vstupem do trubkového svazku
w_s	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost mezi žebry
w_{sT}	$m \cdot s^{-1}$	Korigovaná rychlost mezi žebry na vstupní teplotu vzduchu
R_f	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Přídavný tepelný odpor na straně vzduchu
R_p	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Přídavný tepelný odpor na straně páry
$R_{t,f}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor žebra
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie páry na výstupu z turbíny
i'	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie sytého kondenzátu
i''	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie syté páry
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota
ρ_{air}^{in}	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota vzduchu na vstupu do kondenzátoru
η	$Pa \cdot s$	Dynamická viskozita
η_f	-	Účinnost žebor
λ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Tepelná vodivost
λ_m	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Tepelná vodivost základní trubky
x	-	Kvalita páry na vstupu do ACC
\dot{Q}	kW	Tepelný výkon kondenzátoru
\dot{Q}_{real}	kW	Reálně předané teplo

E_{in}	J	Energie vstupující
E_g	J	Energie generovaná
E_{out}	J	Energie vystupující
E_a	J	Energie akumulovaná
q_x	$W \cdot m^{-2}$	Měrný tepelný výkon v ose x
c_p	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita
$c_p(t_{air}^{in})$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita na vstupu vzduchu do kondenzátoru
Pr	-	Prandtlovo číslo
Re	-	Reynoldsovo číslo
Nu	-	Nussletovo číslo
L	m	Délka trubky
d_i	m	Vnitřní průměr trubky
d_o	m	Vnější průměr základní trubky
r_o	m	Vnější poloměr základní trubky
D	m	Průměr přes žebra
r	m	Poloměr pro výpočet teploty ve vybraném místě žebra pomocí θ_b
r_f	m	Poloměr přes žebra
r_{fc}	m	Geometrický parametr žebra
H	m	Výška žebra
t	m	Tloušťka základní trubky
δ	m	Tloušťka žebra
s_f	m	Rozteč žeber
s_t	m	Rozteč trubek v trubkovnici
a	m	Šířka mezery mezi žebry
x	m	Souřadnice v ose x
dx	m	Diferenciální element
dq_{conv}	W	Teplo odvedené konvekcí z diferenciálního elementu
$\frac{A_o}{A_s}$	-	Poměr volné plochy mezi žebry
A_{sf}	m^2	Povrch jednoho žebra
A_f	m^2	Povrch žeber jedné trubky
A_t	m^2	Volný vnější povrch trubky
A	m^2	Celkový vnější povrch
A_p	m^2	Průřez žebra
dA_s	m^2	Povrch diferenciálního elementu
A_i	m^2	Vnitřní povrch trubky
S_i	m^2	Vnitřní průřez trubky
$S_{potř}$	m^2	Potřebná teplosměnná plocha žebrovaných trubek
S_{real}	m^2	Reálná teplosměnná plocha žebrovaných trubek
NM	-	Počet modulů

$NM_{potř}$	-	Potřebný počet modulů
NM_{real}	-	Reálný počet modulů
n_{tr}	-	Počet trubek
n_{tr_m}	-	Počet trubek v modulu
n_{tr_v}	-	Počet trubek napojených na vývěvy
G	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	Mass flux
m	m^{-1}	Parametr žebra
I_0	-	Besselova funkce I nultého řádu
I_1	-	Besselova funkce I prvního řádu
K_0	-	Besselova funkce K nultého řádu
K_1	-	Besselova funkce K prvního řádu
B	-	Besselův koeficient
φ	-	Geometrický parametr žebra dle VDI
X	-	Parametr žebra dle VDI
$ef \cdot A$	m^2	Efektivní plocha žebra
Z	-	Shahův korelační parametr
Jg	-	Bezrozměrná rychlost proudění
g	$m \cdot s^{-2}$	Gravitační zrychlení
α	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla
α_i	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla na straně páry
α_v	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Virtuální součinitel přestupu tepla na straně vzduchu
α_m	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Střední součinitel přestupu tepla
k	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel prostupu tepla
$C1, C2$	-	Integrační konstanty
ITD	-	Initial temperature difference
ACC	-	Air-cooled condenser
$p.w.$	-	Projected blade width

7 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Rozměry žebrování McElroy [19]	21
Tabulka 2: Materiál a rozměry firmy BecaEngineering [22]	22
Tabulka 3: Rozměry žebrování firmy delfinTubes [12]	23
Tabulka 4: Besselovy funkce I a K	60
Tabulka 5: Výpočet z MS Excel	63

8 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1: Chladicí věže s přirozeným tahem [6]	12
Obr. 1.2: Chladicí věž s nuceným tahem vzduchu [6]	13
Obr. 1.3: Horizontální vzduchový výměník [6]	13

Obr. 1.4: Další konfigurace vzduchem chlazených výměníků [6]	14
Obr. 1.5: Vzduchem chlazený kondenzátor (A-frame) [6]	14
Obr. 1.6: Vzduchem chlazený kondenzátor [21]	15
Obr. 1.7: Příklad připojení svazků podle GEA Heat Exchangers [21]	15
Obr. 1.8: Příklad žebrování podle GEA Heat Exchangers [21]	15
Obr. 1.9: ACC Matimba Power Station ve výstavbě [14].....	17
Obr. 1.10: Matimba Power Station [13].....	17
Obr. 1.11: Odvod směsi první řadou trubek	17
Obr. 1.12: Trubka kruhového průřezu [11]	18
Obr. 1.13: Trubka eliptického průřezu [11]	18
Obr. 1.14: Plátové žebrování [1].....	18
Obr. 1.15: Vinuté předepjaté žebrování [1].....	19
Obr. 1.16: Žebrování s patou "L" [16]	19
Obr. 1.17: Přesazené "LL" žebrování [16]	19
Obr. 1.18: Žebrování typu "KL" [16]	20
Obr. 1.19: Vestavěné žebrování [16]	20
Obr. 1.20: Mono-metalické žebrování [1].....	20
Obr. 1.21: Bi-metalické žebrování [16]	21
Obr. 1.22: Výroba žebrování [19].....	23
Obr. 2.1: Režimy proudění vertikální a nakloněné trubky [9]	25
Obr. 2.2: Slug flow [15]	27
Obr. 2.3: Vliv náklonu trubek na způsob proudění [8]	28
Obr. 2.4: Schematický stav tlaku před akumulací vzduchu [2].....	29
Obr. 2.5: Schematický stav tlaku po stabilizaci vzduchové akumulace [2]	29
Obr. 2.6: Dvouřadý kondenzátor [6].....	30
Obr. 2.7: Akumulace nekondenzujících plynů u SRC [7].....	30
Obr. 2.8: Typické rozvržení při použití odvzdušňovacího kondenzátoru [2]	31
Obr. 2.9: Typické uspořádání dvou nesmíšených tahů, inverzní pořadí [2]	32
Obr. 2.10: Typické uspořádání omezovačů proudění [2].....	33
Obr. 2.11: Schéma systému s dělenou výstupní komorou [2].....	34
Obr. 3.1: Konfigurace žebrování [4].....	35
Obr. 3.2: Energetická bilance rozšířeného povrchu [4]	37
Obr. 3.3: Řez žebrovanou trubkou [10]	38
Obr. 3.4: Rozložení rychlosti vzduchu v závislosti na tvaru lopatky [6].....	41
Obr. 3.5: Ukázka axiálního ventilátoru s osmi lopatkami a se vstupním opláštěním zvonového typu [6].....	42

Obr. 3.6: Pohled shora na uložení ventilátoru [3]	42
Obr. 3.7: Pohled zdola na uložení ventilátoru [3]	42
Obr. 3.8: Příklady vstupního opláštění ventilátoru [6]	43
Obr. 3.9: Ukázka doporučeného umístění ventilátoru v automobilovém průmyslu [6]	43
Obr. 3.10: Vzduchem chlazené výměníky s nuceným tahem [6]	44
Obr. 3.11: Snížení průtoku vzduchu v jednotlivých řadách ventilátoru ve čtyřřadém výměníku [6]	45
Obr. 3.12: Vliv obslužné plošiny (rozšíření plošiny) na průtok vzduchu [6]	45
Obr. 3.13: Recirkulace vzduchu [6]	46
Obr. 3.14: Zjišťování recirkulace v Matimba power plant [6]	46
Obr. 3.15: Zjišťování recirkulace pomocí ruční dýmovnice [3]	46
Obr. 3.16: Zjišťování recirkulace [6]	47
Obr. 3.17: Příklad různých návrhových teplot [3]	47
Obr. 3.18: Charakteristika vzduchem chlazeného kondenzátoru [3]	48
Obr. 3.19: Ilustrativní potenciál chladicího zařízení [3]	49
Obr. 3.20: Testovací zařízení dle [20]	49
Obr. 3.21: Ukázka několika vrstvého rozstříku vody s kompletním odpadem [3]	49
Obr. 3.22: Ukázka čisticího systému [3]	50
Obr. 3.23: Schéma paralelního kondenzačního systému [14]	51
Obr. 4.1: Výpočtové schéma	52
Obr. 4.2: Schéma výpočtu přestupu tepla na straně páry	56

9 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	VBA kód pro výpočet parametrů vzduchu
Příloha 2	Výkres 1-19052015_Layout (A3)
Příloha 3	Výkres 2-19052015_Trubkovy_svazek (A3)
Příloha 4	Výkres 3-19052015_PID (A3)
Příloha 5	Výkres 4-19052015_Flow diagram (A4)