

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270013
Stavba energetických strojů a zařízení
Specializace: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Suché chladicí věže pro tepelnou elektrárnu velkého výkonu

Autor: **Mgr. Bc. Šárka POLANECKÁ**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. František HEZOUČKÝ, Ph.D.**

Konzultant: Ing. Přemysl Žižka

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. et Mgr. Šárka POLANECKÁ**
Osobní číslo: **S19N0152P**
Studijní program: **N0715A270013 Stavba energetických strojů a zařízení**
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Téma práce: **Suché chladicí věže pro tepelnou elektrárnu velkého výkonu**
Zadávající katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Zásady pro vypracování

1. Zpracovat návrh systému odvodu tepla pro elektrárnu velkého výkonu v podmínkách kontinentálního klimatu s omezeným množstvím chladicí vody. Práce musí obsahovat stanovení základních rozměrů suchých chladicích věží, termohydraulický výpočet zvolené teplosměnné plochy, vyčíslení spotřeb médií a energií v průběhu celého roku a základní porovnání s mokrou chladicí věží.
2. Základní technické údaje pro referenční provozní stav:
Čistý elektrický výkon generátoru.....1247 MW
Množství páry vystupující z turbíny (celkem).....938 kg/s
Entalpie páry vystupující z turbíny.....2321.9 kJ/kg
Tlak v kondenzátoru.....5.53 kPa (abs.)
Teploty a vlhkosti vzduchu pro jednotlivé měsíce v roce budou zadány samostatnou tabulkou.

Rozsah diplomové práce: **50 – 70 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- Efficient water management in Water Cooler Reactors, IAEA dokument NP-T-2.6, 2012
- Cooling Tower Fundamentals, SPX Cooling Technologies, 2009
- A method for predicting the performance of Natural Draft Cooling Towers, Environmental Protection Agency, 1970
- Power Plant Cooling Technologies, F. Yilmaz, M.-A. Hessami, A. Kouzami, E. Hu, 2011

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. František Hezoucký, Ph.D.**
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: **Ing. Přemysl Žížka**
HX tech s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **31. října 2020**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
Podpis autora

Poděkování

Ráda bych na tomto místě poděkovala docentu Hezoučkému za odborné vedení diplomové práce. Dále inženýru Žižkovi za konzultace a cenné rady při zpracovávání praktické části práce. V neposlední řadě chci poděkovat manželovi a dětem za nekonečnou trpělivost a podporu během mého studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Polanecká	Jméno Šárka	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270013 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulu) Doc. Ing. Hezoucký, Ph.D.	Jméno František	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Suché chladicí věže pro tepelnou elektrárnu velkého výkonu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	77	TEXTOVÁ ČÁST	56	GRAFICKÁ ČÁST	21
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce se zabývá návrhem systému odvodu tepla pro elektrárnu velkého výkonu v podmínkách kontinentálního klimatu s omezeným množstvím chladicí vody. V teoretické části představuje druhy chlazení tepelných elektráren a technologické možnosti jejich řešení. V praktické části představuje výpočet suché chladicí věže s přirozeným tahem a porovnání vlivu na výkon v průběhu roku s mokrou chladicí věží.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	chladič systémy, mokré chlazení, suché chlazení, vzduchem chlazený kondenzátor, chladicí věž, tepelný výměník voda - vzduch

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Polanecká	Name Šárka
FIELD OF STUDY	N0715A270013 „Stavba energetických strojů a zařízení“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hezoucký, Ph.D.	Name František
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Dry cooling towers for high power thermal power plant	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	77	TEXT PART	56	GRAPHICAL PART	21
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis deals with the design of a heat removal system for a large power plant in a continental climate with a limited amount of cooling water. The theoretical part presents the types of cooling of thermal power plants and the technological possibilities of their solution. The practical part presents the calculation of a dry cooling tower with natural draft and a comparison of the effect on performance during the year with a wet cooling tower.
KEY WORDS	cooling systems, wet cooling, dry cooling, air cooled condenser, cooling tower, water-air heat exchanger

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Úloha chlazení v cyklu parní elektrárny	11
2.1	Cyklus páry v parní elektrárně	11
2.2	Rankin – Clausiův cyklus.....	11
3	Druhy chlazení	15
3.1	Fyzikální princip mokrého chlazení.....	15
3.2	Fyzikální princip suchého chlazení	17
4	Používané technologie chladicích systémů.....	18
4.1	Otevřený chladicí okruh.....	18
4.2	Uzavřený chladicí okruh	19
4.2.1	Mokré chlazení	19
4.2.1.1	Chladicí rybník	19
4.2.1.2	Mokrá chladicí věž	20
4.2.2	Suché chlazení	22
4.2.2.1	Přímé suché chlazení	22
4.2.2.2	Nepřímé suché chlazení.....	22
4.2.3	Hybridní chlazení.....	24
4.2.3.1	Hybridní chladicí věže.....	24
4.2.3.2	Spojení mokré a suché chladicí věže.....	26
4.2.3.3	Zvýšení výkonu suchého chlazení.....	28
4.3	Volba chladicího systému	29
5	Nejdůležitější komponenty chladicích věží	30
5.1	Základní komponenty.....	30
5.1.1	Nosný skelet.....	30
5.1.2	Ventilátory	32
5.2	Komponenty pro mokré chlazení.....	33
5.2.1	Rozstřikovací hlavy	34
5.2.2	Vestavby	35
5.2.3	Eliminátory únosu.....	36
5.3	Komponenty pro suché chlazení	37
5.3.1	Žebrované trubky.....	37
6	Bilanční výpočty	41
6.1	Volba teplotních spádů.....	41
6.2	Bilanční výpočty pro mokrou chladicí věž	41
6.3	Bilanční výpočty pro suchou chladicí věž	44

6.3.1	Vliv okolní teploty na výkon turbíny	46
6.4	Bilanční výpočty pro hybridní chladicí věž	47
7	Návrh chladicího okruhu	48
7.1	Suchá chladicí věž s přirozeným tahem	49
7.1.1	Skelet věže	49
7.1.2	Tepelný výměník	52
7.1.2.1	Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody	54
7.1.2.2	Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu	55
7.1.2.3	Výpočet vnější teplosměnné plochy a počtu svazků trubek	58
7.2	Vzduchem chlazený kondenzátor	59
8	Chlazení v nenávrhových stavech	60
8.1	Diskuse nenávrhových stavů – porovnání s mokrou chladicí věží	63
9	Závěr	64
10	Reference	66
11	Seznam použitých zkratk a symbolů	67
13	Seznam obrázků	69
14	Seznam tabulek	70

1 Úvod

Ačkoli je celosvětová snaha o využívání obnovitelných zdrojů energie, tepelné elektrárny jsou, a ještě dlouho budou primárním producentem elektrické energie, pokud ne na fosilní paliva, pak jistě můžeme očekávat rozvoj jaderných elektráren III+ či výhledově snad i IV. generace.

Dominantou velkého množství tepelných elektráren s kondenzační parní turbínou jsou chladičí věže, ze kterých obzvláště za vlhkých chladnějších dnů stoupá mohutná parní vlečka. Tyto chladičí věže, tzv. mokré nebo výparné, spotřebovávají pro svůj provoz značné množství přídavné vody. Elektrárny využívající mokrého chlazení proto musí stát v blízkosti dostatečně vydatného zdroje vody.

V mnoha rozvojových zemích se plánuje výstavba jaderných reaktorů s cílem řešit rostoucí energetické nároky těchto zemí a jejich omezené fosilní zdroje. [1] Nemalá část těchto zemí uvažujících o zavedení jaderné energetiky se nachází v oblastech s nedostatkem vody. Klasické mokré chlazení by zde nebylo možné použít. Existují ale možnosti, jak odvést odpadní teplo z cyklu s menším nebo dokonce žádným množstvím vody. Jedná se o hybridní chladičí věže s mokrou a suchou částí či spojení samostatné mokré a suché chladičí věže. Rozdělení potřebného chladičího výkonu mezi mokrou a suchou částí pak záleží na možnostech dostupného vodního zdroje. V případě velmi omezeného množství vody je možné využití úplně suchého chlazení v suché chladičí věži nebo přímo vzduchem chlazeného kondenzátoru.

Tato diplomová práce jednotlivé druhy chlazení a možnosti technické realizace představí a následně uvede návrh suché chladičí věže s přirozeným tahem.

2 Úloha chlazení v cyklu parní elektrárny

2.1 Cyklus páry v parní elektrárně

V elektrárenském cyklu tepelných elektráren dochází k neustálé přeměně jedné energie v jinou. Energie uvolněná z paliva (ať už fosilního nebo jaderného) se přemění v mechanickou, a ta nakonec v elektrickou. Pracovní tekutinou je voda, která, podle toho, v jaké fázi cyklu se nachází, je ve formě kapaliny nebo páry. Pracovní cyklus lze úplně zjednodušeně popsat takto: Tepelná energie uvolněná hořením paliva případně jadernou reakcí přemění vodu ve výparník (tedy kotli či parogenerátoru) v páru o vysoké teplotě a tlaku. Tato pára následně expanduje v turbíně, kde roztáčením lopatek koná mechanickou práci přenášenou na alternátor. Po průchodu turbínou je pára o nízké teplotě a tlaku, takže již není možné další využití ke konání práce, přivedena do kondenzátoru, kde odevzdá zbylou tepelnou energii a zkondenzuje opět do kapalné formy, a je dopravena čerpadlem zpět do výparníku. Pro dosažení co nejvyšší tepelné účinnosti je konec expanze páry v turbíně limitovaný odvodem tepla z cyklu do okolí a je závislý na parametrech prostředí.

Protože tekutina prochází cyklickým procesem, nedojde k žádné čisté změně její vnitřní energie ($\oint dE = 0$) a v důsledku toho se energie vnesená do jednotkové hmotnosti tekutiny jakožto teplo během cyklu musí rovnat energii získané ve formě vykonané práce tekutiny.

Tedy

$$\sum_{\text{cyklus}} q_i = \sum_{\text{cyklus}} a_t^i \quad (2.1)$$

neboli

$$q_{in} - q_{out} = a_t^{out} - a_t^{in} \quad (2.2)$$

kde q_{in} je teplo přivedené kapalině [J/kg],
 q_{out} je teplo odvedené z kapaliny [J/kg],
 a_t^{in} je práce přivedená do cyklu [J/kg],
 a_t^{out} je práce získaná z cyklu [J/kg].

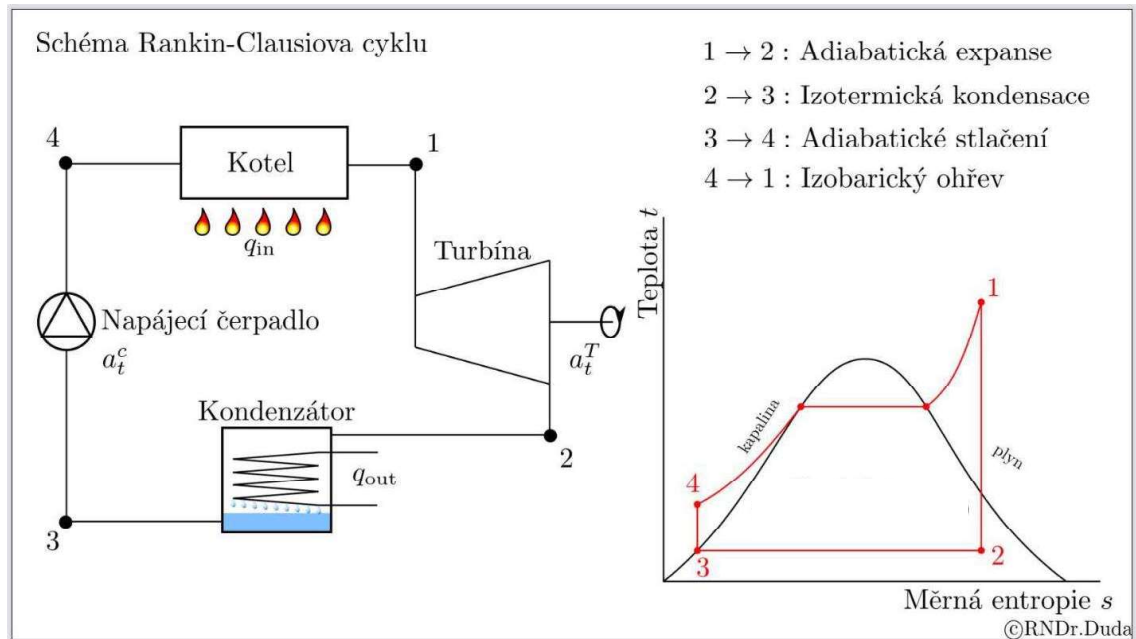
Účinnost takového parního cyklu potom bude

$$\eta_{\text{cyklus}} = \frac{a_t^{out} - a_t^{in}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (2.3)$$

2.2 Rankin – Clausiův cyklus

Pro každý proces, ze kterého se parní cyklus skládá, můžeme uvažovat nějaký ideální termodynamický proces, který představuje základní požadovanou operaci a nevyvolává žádné vedlejší účinky (jako například tepelné či mechanické ztráty). Pro výparník to bude proces ohřevu vody pro přeměnu v páru za stálého tlaku. Ideální proces probíhající v turbíně je adiabatická expanze páry. Přeměna zpět ve vodu probíhá v kondenzátoru odvodem tepla opět za stálého tlaku. Následný ideální proces čerpání vody do výparníku je adiabatická komprese končící na stejném tlaku, jako cyklus započal. Tento ideální proces je znám jako Rankin – Clausiův cyklus, který je dnes nejrozšířenějším cyklem

využívaným v tepelných elektrárnách. Schéma cyklu a T-s diagram jsou zobrazeny na obrázku 1.



Obrázek 1: R-C cyklus [2]

Pro každý z ideálních dějů vykonávaných v cyklu můžeme vyjádřit práci, kterou vykonává nebo spotřebovává a teplo přivedené či odvedené.

1. Adiabatická expanze v turbíně:

Při expanzi je energie páry transformována v turbíně na mechanickou práci. V ideálním případě by expanze probíhala izoentropicky, ale ve skutečnosti při proudění páry vznikají v turbíně ztráty. Snahou je, aby expanze u kondenzační turbíny končila při co nejnižším tlaku, resp. kondenzační teplotě, a tím bylo využito maximum energie páry. Konečný tlak páry za posledním stupněm je limitován teplotou a množstvím chladicího média, které odvádí zbytkové (kondenzační) teplo z kondenzátoru. Měrná práce na turbíně je dána vztahem

$$a_t^T = h_1 - h_2 \quad (2.4)$$

2. Izotermická kondenzace:

Po expanzi v turbíně je nízkopotenciální pára vedena do kondenzátoru, kde je převedena zpět do kapalného stavu. Teplo je odvedeno chladicím médiem, kterým je nejčastěji voda nebo vzduch, do vnějšího prostředí. Teplota, respektive tlak v kondenzátoru je dán teplotou chladicího média. Měrné odvedené teplo v kondenzátoru je dáno vztahem

$$q_{out} = h_2 - h_3 \quad (2.5)$$

3. Adiabatické stlačení:

Zvýšení tlaku probíhá nejprve kondenzačním a posléze napájecím čerpadlem. Základním principem v Rankin - Clausiově cyklu je, že spotřebovaná čerpací práce je díky malé stlačitelnosti vody v kapalném stavu řádově menší než práce vykonaná na turbíně při expanzi vodní páry. Měrná čerpací práce je dána vztahem

$$a_t^P = h_4 - h_3 \quad (2.6)$$

4. Izobarický ohřev:

Přivedeným teplem je nejprve voda ohřáta na mez sytosti, následně probíhá vypařování za konstantní teploty a tlaku a ve většině cyklů je pára dále přehřívána pro zvýšení účinnosti cyklu. V jaderných elektrárnách s tlakovodními reaktory se do turbíny zavádí sytá pára přímo z parogenerátoru, ale v průběhu expanze je ještě odvedena k separaci kapiček zkondenzované vody a přehřátí, protože bez této úpravy by na konci expanze byla pára příliš vlhká a docházelo by k erozi lopatek. Množství přivedeného tepla v základním cyklu je dáno vztahem

$$q_{in} = h_1 - h_4 \quad (2.7)$$

Výsledná tepelná účinnost ideální cyklu je potom podílem získané měrné práce a přivedeného měrného tepla

$$\eta_{tid} = \frac{a_t^T - a_t^P}{q_{in}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (2.8)$$

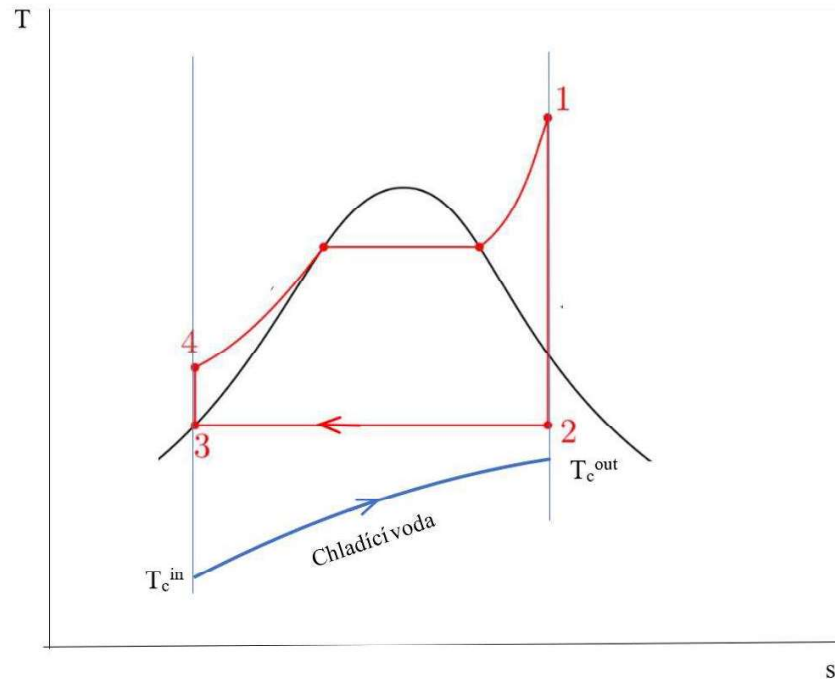
Tuto rovnici můžeme upravit

$$\eta_{tid} = \frac{a_t^T - a_t^P}{q_{in}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_3) - (h_4 - h_3)} \quad (2.9)$$

Po zanedbání práce čerpadla se vztah zjednoduší

$$\eta_{tid} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (2.10)$$

Ze zjednodušeného výrazu pro tepelnou účinnost ideálního cyklu je patrné, že čím větší bude entalpický spád na turbíně, tím bude účinnost cyklu větší. Velikost entalpického spádu je dána koncovým bodem expanze, který určuje teplota, respektive tlak kondenzace. Teplota v kondenzátoru je přímo dána teplotou chladicího média. Předávání tepla z kondenzující páry do chladicího média je zobrazeno dole na obrázku 2. Mezi teplotou na vstupu do kondenzátoru v bodu 2 a teplotou ohřátého chladicího média (T_c^{out}) je vždy koncový teplotní rozdíl, pro nějž se v literatuře používá zkratka TTD (Terminal Temperature Difference). Tento rozdíl je dán technickou nemožností úplného vyrovnání teplot ochlazovaného a chladicího média v tepelném výměníku. Teploty se k sobě limitně blíží v případě nekonečné teplosměnné plochy.



Obrázek 2: T-s diagram R-C cyklu se zobrazením chladicí vody

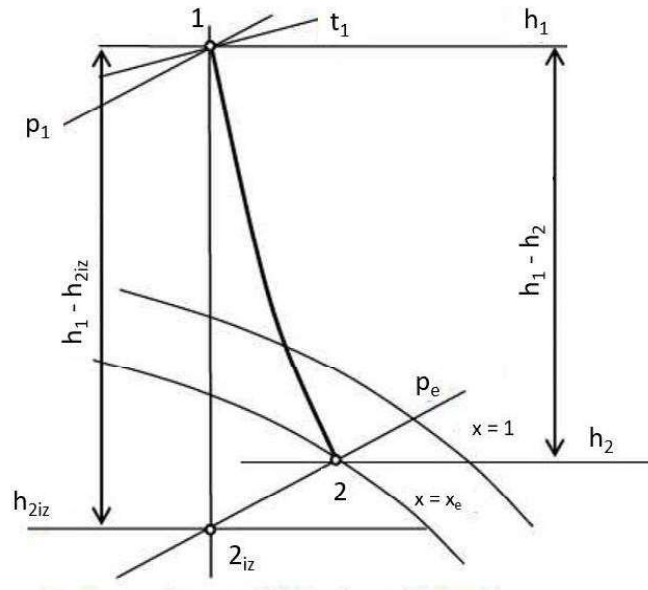
V případě ideálního cyklu tedy můžeme říci, že čím nižší teplota kondenzace, tím delší expanze, a tudíž větší výkon turbíny.

V reálném stroji expanze neprobíhá izoentropicky, při průchodu páry lopatkovou mříží dochází ke ztrátám. Vnitřní termodynamická účinnost turbíny je potom poměr ideálního a skutečného entalpického spádu

$$\eta_{td} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2iz}} \quad (2.11)$$

Tepelná účinnost reálného cyklu je potom dána součinem obou výše uvedených účinností

$$\eta_t = \eta_{tid} \cdot \eta_{td} \quad (2.12)$$



Obrázek 3: Expanze v turbíně v h-s diagramu

3 Druhy chlazení

Chladicí soustavy představují v elektrárnách významnou úlohu. Jak bylo výše nastíněno, provoz chladicího okruhu, který zajišťuje kondenzaci páry, která odvedla práci na turbíně, zásadním způsobem ovlivňuje celkovou účinnost elektrárny. Pro dosažení co největšího entalpického spádu při expanzi v turbíně a tím maximalizace výkonu, je potřebný velký teplotní rozdíl mezi zdrojem tepla a vnějším prostředím, kde je nízkopotenciální teplo odváděno. Z hlediska chladicího okruhu je proto vhodné umístění elektráren poblíž zdroje velmi studené vody. Mnoho elektráren, fosilních a jaderných, má vyšší čistý výkon v zimě než v létě kvůli rozdílům v teplotě chladicí vody.

V mnoha případech není možné využití zdroje studené vody, existuje však mnoho dalších způsobů zajištění odvodu tepla z chladicí vody. V následujících dvou kapitolách bude objasněn fyzikální princip, a tedy základní rozdíl mezi mokřím a suchým chlazením a následně jednotlivé technologické možnosti využití mokřého a suchého chlazení.

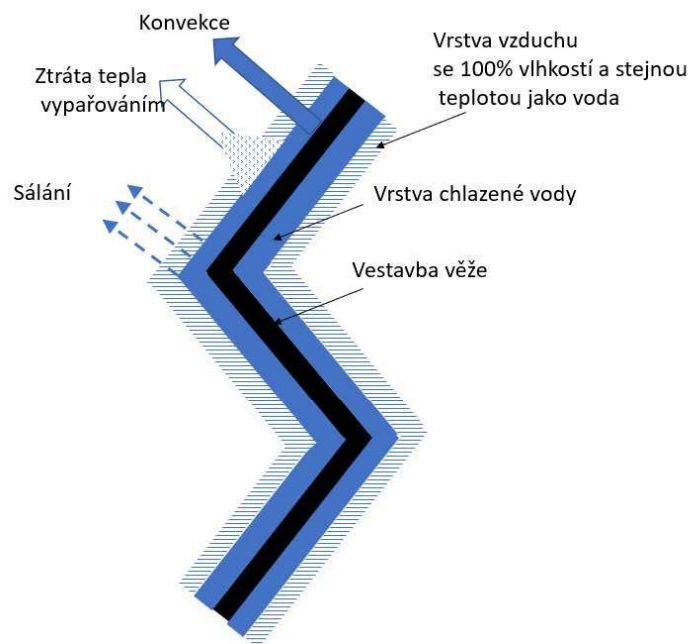
3.1 Fyzikální princip mokřého chlazení

Rozdíl mezi tlakem par na povrchu vody (ať již ve formě kapky, vodního filmu či hladiny) a parciálním tlakem vodní páry již obsažené atmosféře způsobuje odpařování. Aby voda změnila svůj stav z kapaliny na páru, musí jí být dodána tepelné energie, která je známá jako výparné teplo. Toto teplo, které k procesu vypaření potřebuje, bude získávat z okolí. Mokré chladicí věže využívají tohoto principu tím, že vytvářejí podmínky, za kterých se voda odpařuje za přítomnosti proudícího vzduchu. Tímto způsobem se teplo odebírá z vody a přenáší do vzduchu a proces se nazývá odpařovací chlazení. Princip je velmi jednoduchý, ale procesy přenosu tepla jsou poměrně složité.

Mechanismy, kterými je voda ochlazována, lze nejlépe pochopit z obrázku 4, který ilustruje film vody na vestavbě ve věži. Vrstva vody je obklopena tenkým filmem vzduchu, který je nasycený a zůstává téměř nerušený procházejícím proudem vzduchu. Přes tento statický film nasyceného vzduchu dochází k přenosu tepla třemi způsoby:

- Sáláním z povrchu, což je velmi malá část z celkového množství tepelného toku a obvykle se zanedbává.
- Vedením a konvekcí mezi vodou a vzduchem. Množství přeneseného tepla bude záviset na teplotách vzduchu a vody. Je to celkem významná část celku a může to být až čtvrtina.
- Odpařováním. To představuje dominantní přenos tepla a je to důvod, proč se celý proces nazývá „odpařovací chlazení“.

Odpařování, ke kterému dochází při kontaktu vzduchu a vody, je způsobeno rozdílem v tlaku vodní páry na povrchu vody a ve vzduchu. Tyto tlaky par jsou funkcí teploty vody a stupně nasycení vzduchu.



Obrázek 4: Ilustrace odpařovacího chlazení z vodního filmu

V chladicí věži jde proud vody a vzduchu v protisměru, takže chlazená voda opouštějící spodní část výplně věže je ve styku se vstupujícím vzduchem. Podobně bude horká voda vstupující do výplně v kontaktu s teplým vzduchem opouštějícím chladicí systém.

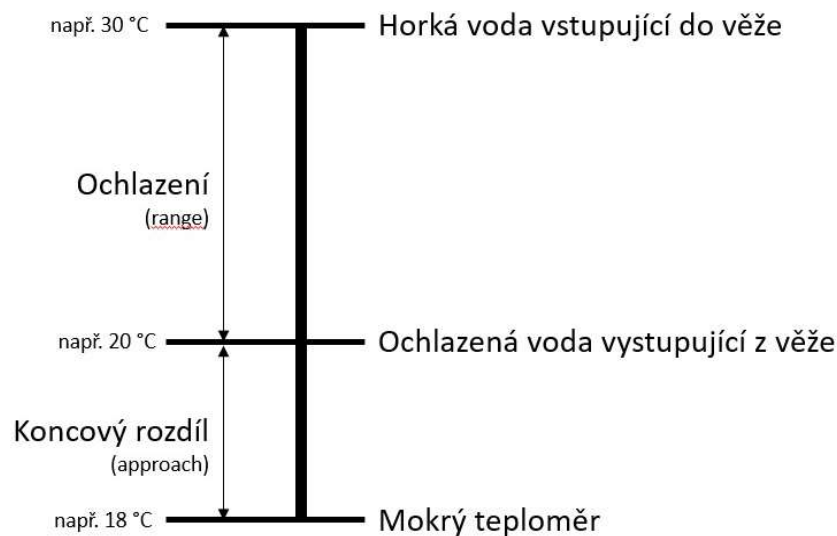
Odpařování proběhne v celém objemu chladicího systému (vestaveb). V horní části věže je skutečnost, že je vzduch téměř nasycený, kompenzována vysokou teplotou vody a následně vysokým tlakem par. Množství odpařování, které probíhá, závisí na řadě faktorů, včetně celkové plochy povrchu, kterou voda představuje a množství proudícího vzduchu. Čím větší je průtok vzduchu, tím větší je chlazení. [3]

Teoreticky nejnížší možnou dosaženou teplotou chladicí vody je teplota mokrého teploměru, která je měřitelná speciálním teploměrem. Pokud je baňka teploměru udržována neustále zvlhčená a odpařování vlhkosti je podporováno pohybujícím se proudem vzduchu s minimální rychlostí 5 metrů za sekundu, pak bude teplota zaznamenaná teploměrem klesat, dokud nebude dosaženo rovnováhy. Teplota, která se poté zaznamenává, se nazývá teplota mokrého teploměru a má přesný vztah k vlhkosti vzduchu.

Mechanismus dosažení rovnováhy probíhá tak, že je-li nenasycený vzduch v kontaktu s kapalnou vodou v adiabatických podmínkách, tzn. do okolí není přiváděno ani odváděno teplo, bude se do něj odpařovat voda a zvyšovat jeho vlhkost. Výparné teplo nelze přivádět zvenčí, protože děj je adiabatický, musí být proto čerpáno buďto

ze vzduchu nebo z vody. Pokud je teplota vlhkého povrchu vyšší než teplota vzduchu, bude odpařování z povrchu snižovat teplotu kapalné vody. Když bude voda chladnější než vzduch, bude do vody přecházet citelné teplo. Nakonec bude rovnováha dosažena na takové teplotě, při které bude ztráta tepla z vody odpařováním přesně vyvážena teplem přicházejícím ze vzduchu do vody jako citelné teplo. Za takových podmínek zůstane teplota vody konstantní, a tato teplota je právě teplotou mokrého teploměru.

Teploty mokrého teploměru by se dosáhlo v chladicí věži limitně při nekonečně dlouhé době kontaktu vody se vzduchem. Taková chladicí věž by musela být nekonečně vysoká, reálně proto dochází k rozdílu mezi výstupní teplotou chladicí vody a teplotou mokrého teploměru. Tento rozdíl je nazýván koncovým rozdílem (v literatuře označován jako „approach“), a je určen velikostí a účinností věže. Obrázek 5 ukazuje vztah mezi ochlazením (v literatuře „range“) a koncovým rozdílem teplot v procesu odvodu tepla.



Obrázek 5: Ilustrace ochlazení a koncového rozdílu

3.2 Fyzikální princip suchého chlazení

Protože v případě suchého chlazení je voda vedená v trubkách, a nedochází ke kontaktu vody s okolním vzduchem, z principu chlazení je vyloučena část odpařování. Chlazení probíhá známým způsobem rekuperačního tepelného výměníku typu voda – vzduch.

V trubkách výměníku proudí ochlazovaná chladicí voda, která je přivedena z kondenzátoru po odvedení tepla z páry. Na vnější straně trubek proudí vzduch, který teplo odebírá a odvádí do okolí. Sdílení tepla v rekuperačním výměníku probíhá několika procesy, a to především vedením (kondukcí) a prouděním (konvekcí). U proudící tekutiny je teplo sdíleno konvekcí. Na průběh konvekce má zásadní vliv stav a druh proudění. Konvekce je vždy spojena s kondukcí. V případě laminárního proudění probíhá konvekce ve směru proudu a ve směru kolmém k drahám částic se teplo sdílí vedením. V turbulentním proudění je proud tvořen směsí různých druhů vírů, které mají rozdílné velikosti, směry rotace i rychlosti, což je zdrojem nahodilosti probíhajících dějů (změny teplot a tlaků, tepelné toky), tekutina je intenzivně promíchávána, což dává vynikající podmínky konvekce. Na povrchu každého protékaného nebo obtékaného tělesa vzniká tenká vazká podvrstva, kde je proudění vždy laminární a teplo je sdíleno kondukcí. V pevných látkách, tedy v případě výměníku ve stěnách trubek, je teplo sdíleno vedením. Pro zvětšení teplosměnné plochy se využívá žebrování na straně s nižší tepelnou

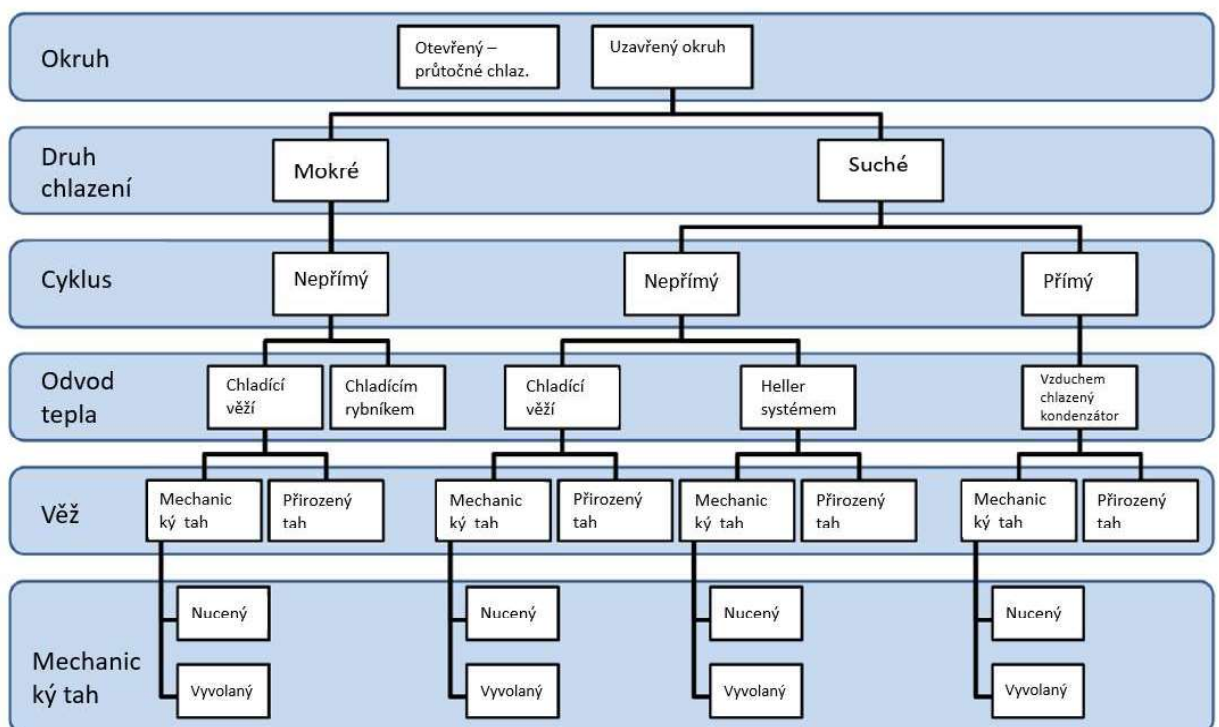
kapacitou, v případě výměníku voda – vzduch tedy na straně vzduchu, aby se částečně kompenzoval výrazný rozdíl mezi přestupem tepla na straně vody a straně vzduchu.

4 Používané technologie chladicích systémů

V současnosti se využívají pro chlazení kombinace těchto principů:

- otevřený nebo uzavřený okruh chladicího média – u uzavřeného cyklu dochází k recirkulaci chladiva
- uzavřený okruh může být mokrý (odpařovací) nebo suchý
- u suchého chlazení je chladicí okruh přímý nebo nepřímý – u mokrého nepřímý.

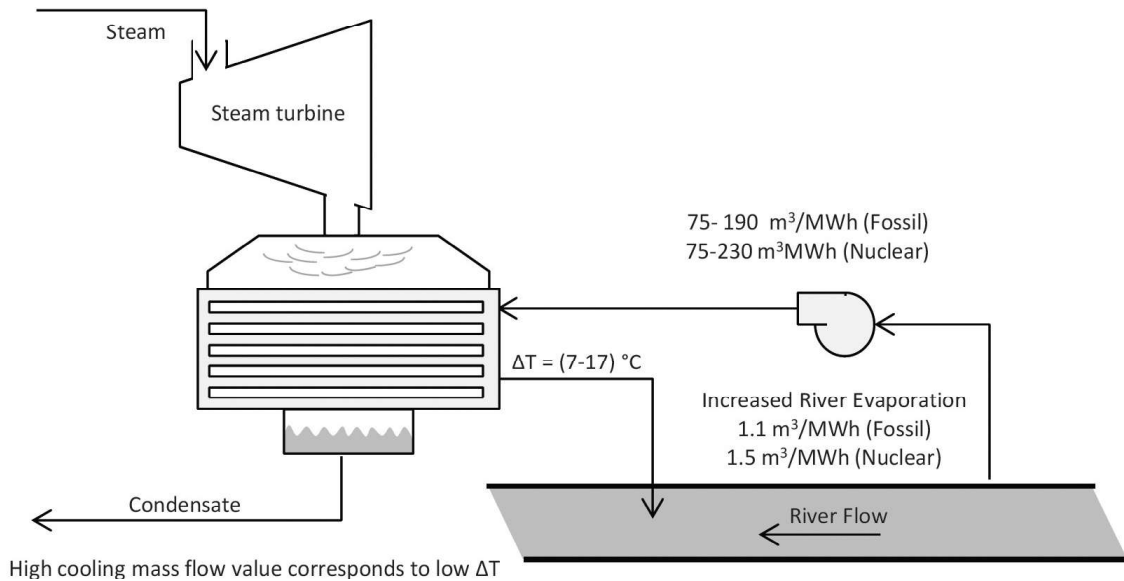
Možné dělení je na obrázku 6.



Obrázek 6: Rozdělení chladicích věží [1]

4.1 Otevřený chladicí okruh

Elektrárny umístěné poblíž velkých vodních zdrojů používají s výhodou průtočné vodní chlazení v otevřeném okruhu. To znamená, že chladicí voda je odebrána ze zdroje, použita k chlazení v kondenzátoru, a opět navracena zpět do zdroje níže po toku řeky. Toto průtočné chlazení odebírá ze zdroje velké množství vody, která je ale opět navracena zpět v téměř nezměněné podobě. Navracená voda je jen mírně teplejší. Pouze malé množství se spotřebuje zvýšeným odpařováním do atmosféry z ohřáté výstupní vody. Z hlediska ochrany životního prostředí musí být dbáno na ovlivnění podmínek v místě návratu ohřáté chladicí vody.



Obrázek 7: Otevřený chladicí cyklus neboli průtočné chlazení [1]

Jde o nejvýhodnější způsob chlazení tam, kde jsou dostatečně vodnaté řeky.

4.2 Uzavřený chladicí okruh

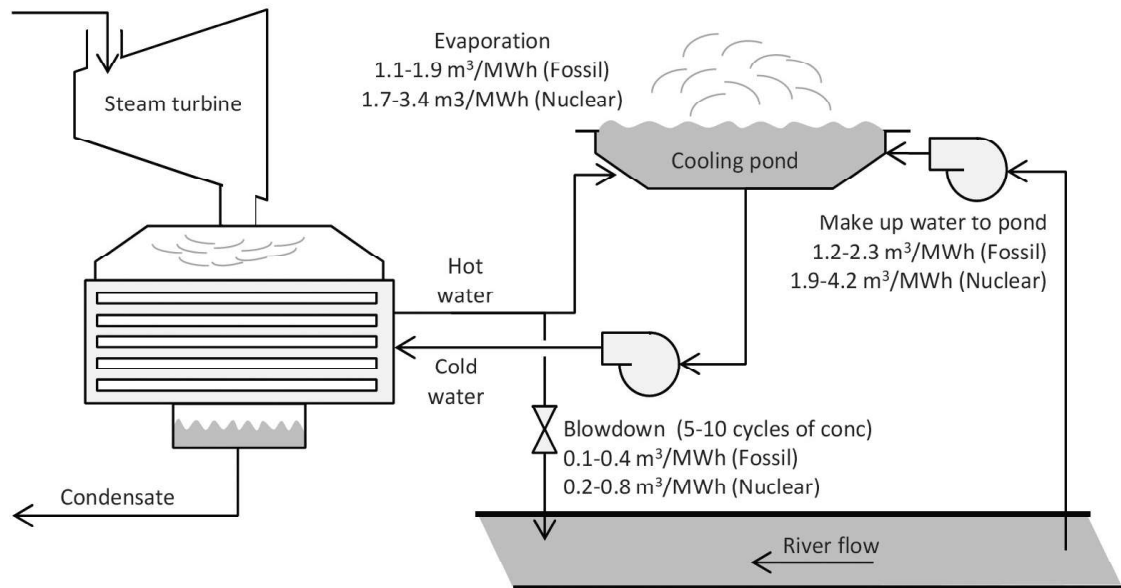
V uzavřeném (recirkulačním) okruhu chladicí voda proudí z kondenzátoru do chladicího zařízení, kde se teplo z vody odevzdává okolnímu vzduchu, a následně se chladicí voda s nižší teplotou vrací zpět do kondenzátoru. Chladicí systémy s uzavřeným cyklem mohou využívat mokré chlazení, suché chlazení nebo hybrid mokrého i suchého chlazení. Tyto alternativy jsou popsány dále.

4.2.1 Mokré chlazení

4.2.1.1 Chladicí rybník

Chladicí rybníky se používají pro přenos tepla odváděného z parního kondenzátoru do atmosféry místo chladicích věží v některých recirkulačních mokrych chladicích systémech obvykle menšího výkonu. Přenos tepla z nádrže do atmosféry probíhá zářením, konvekcí, vedením a odpařováním vody z hladiny nádrže. To vyžaduje velkou plochu umožňující výměnu tepla, která je u některých konstrukcí kombinována s rozstřikovacím zařízením, čímž se zvyšuje efektivní povrchová plocha pro výměnu tepla generováním vodních kapiček. Rozprašovací zařízení umožňují zmenšení povrchu chladicího rybníku na přibližně 5 % plochy jednoduchého rybníku, ale toto chlazení stále zabírá o 10 – 20 % více plochy než při použití mokré chladicí věže. Přenos tepla je ovlivňován hlavně lokální topografií, vlhkostí vzduchu, slunečním zářením a rychlostí větru. Specifická vodní plocha se pro přenos tepla pohybuje v rozmezí 1 500 až 3 500 m² / MW (t) a objem přibližně 10 km³ na 1 000 MW (e).

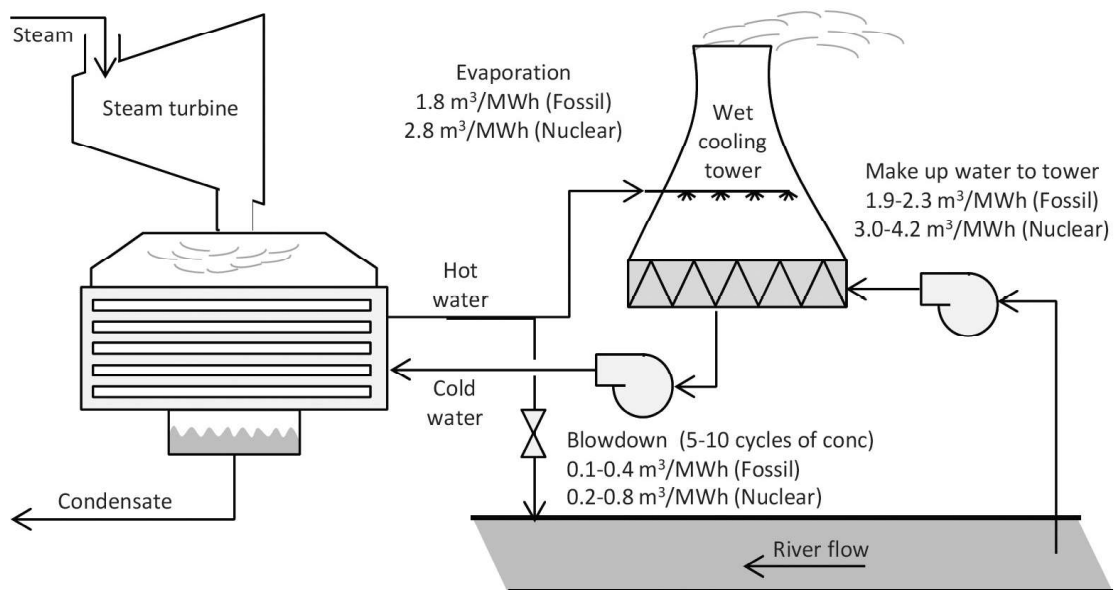
Studená voda se čerpá z rybníka, prochází kondenzátorem a vrací se zpět do vzdálené části rybníka, kde se odvede teplo. Aby se pokryly ztráty odpařováním, odkalováním a netěsnostmi systému, doplňuje se voda v nádrži z jiného vodního zdroje. [1] Tento způsob se používá například v jaderných elektrárnách pro pomocné chladicí okruhy nezávislé na hlavním odvodu tepla.



Obrázek 8: Chladicí rybník [1]

4.2.1.2 Mokrú chladicí věž

Mokrú chladicí věž snižují celkový objem odběru vody z prostředí o téměř 95% ve srovnání s otevřeným chlazením. Přestože je odběr vody podstatně menší, stále jde o značné množství, až 1 m³ / s pro elektrárnu s výkonem 1 000 MW (e) [1]. Tyto elektrárny proto musí být stále umístěny v blízkosti dostatečně vydatného vodního zdroje. V mokrých chladicích věžích se voda rozstříkuje, kaskádúje ve vestavbě, a tím se přivádí do kontaktu se vzduchem, který proudí (stoupá) věží přirozeným tahem nebo nuceně za pomoci mechanických ventilátorů. Jak voda prochází věží, přenáší své teplo do vzduchu konvekci a hlavně odpařováním. Ochlazená voda se shromažďuje v bazénu věže a čerpá se chladicím čerpadlem cirkulační chladicí vody zpět do kondenzátoru.



Obrázek 9: Mokrú chladicí věž [1]

Odpařování v chladicí věži závisí na místních podmínkách, které jsou určeny relativní vlhkostí vzduchu a teplotou suchého teploměru (teplota suchého vzduchu měřená běžným

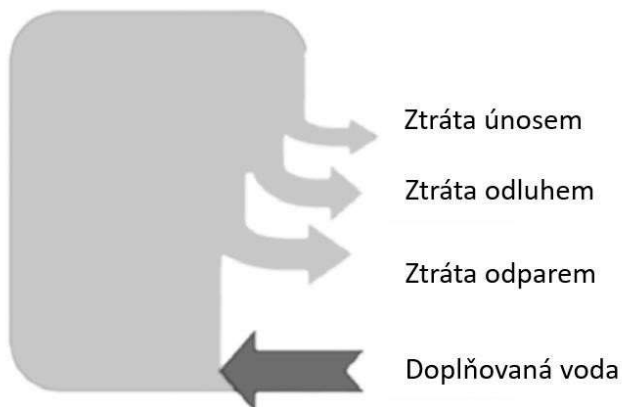
teploměrem). Schopnost přenosu tepla mokré chladicí věže, přímo související s odpařováním, se zvyšuje s klesající relativní vlhkostí při dané teplotě suchého teploměru.

Teoreticky nejnižší možná teplota na výstupu chladicí vody je teplota mokrého teploměru vzduchu vstupujícího do věže. Tento limit však není technicky dosažitelný, protože by byla zapotřebí nekonečná plocha pro výměnu tepla.

Kromě toho, že chladicí věž opouští voda ve formě páry, jsou proudem vzduchu strhávány malé kapičky vody, vzniká tak ztráta chladicí vody únosem. Při použití moderních omezovačů únosu ale může být množství únosu méně než 0,005 % průtočného množství cirkulační vody. [4]

Voda, která se odpařuje z věže, je chemicky čistá; to znamená, že neobsahuje žádné minerální pevné látky, které byly původně v chladicí vodě rozpuštěny. Odpařování má za následek zvyšování koncentrace těchto rozpuštěných minerálů v chladicím okruhu. Pokud by k tomuto docházelo neřízeně, brzy by bylo dosaženo limitu rozpustnosti minerálů. Když je dosaženo limitu rozpustnosti, minerály (nejčastěji vápenaté a hořečnaté soli) se vysráží jako vodní kámen nebo kal. Aby se zabránilo nadměrné koncentraci minerálů z věže, je určité množství chladicí vody vypouštěno: odluhováno. Množství odluhu je určováno chemickou službou tak, aby se udržovala koncentrace rozpuštěných minerálů dostatečně hluboko pod limitem rozpustnosti. Velikost odluhu závisí na koncentraci cirkulační vody a je charakterizována podílem koncentrace cirkulační vody ke koncentraci vody přídatné (stupněm zahuštění).

Voda, která se ztrácí odpařením, únosem a odluhem, musí být nahrazena doplňováním z vodního zdroje, aby byl zachován konstantní objem v systému.



Obrázek 10: Doplňování vody do uzavřeného systému chladicí věže [1]

Existují dva běžné typy mokrých chladicích věží: věže s přirozeným tahem a věže s mechanickým tahem. Dále jsou klasifikovány podle toho, zda směry proudění vzduchu a horké vody jsou souprůdné nebo protiprůdné. Ve věžích s přirozeným tahem je proudění vzduchu věží indukováno rozdíly hustoty ohřátého vzduchu uvnitř věže (menší hustota) a chladnějšího (s větší hustotou) okolního vzduchu díky „komínovém efektu“.

Věže s mechanickým tahem využívají ventilátorů k vytvoření proudu vzduchu o definovaném objemu, díky čemuž zajistí stabilnější tepelný výkon méně ovlivněný okolními podmínkami než věže s přirozeným tahem.

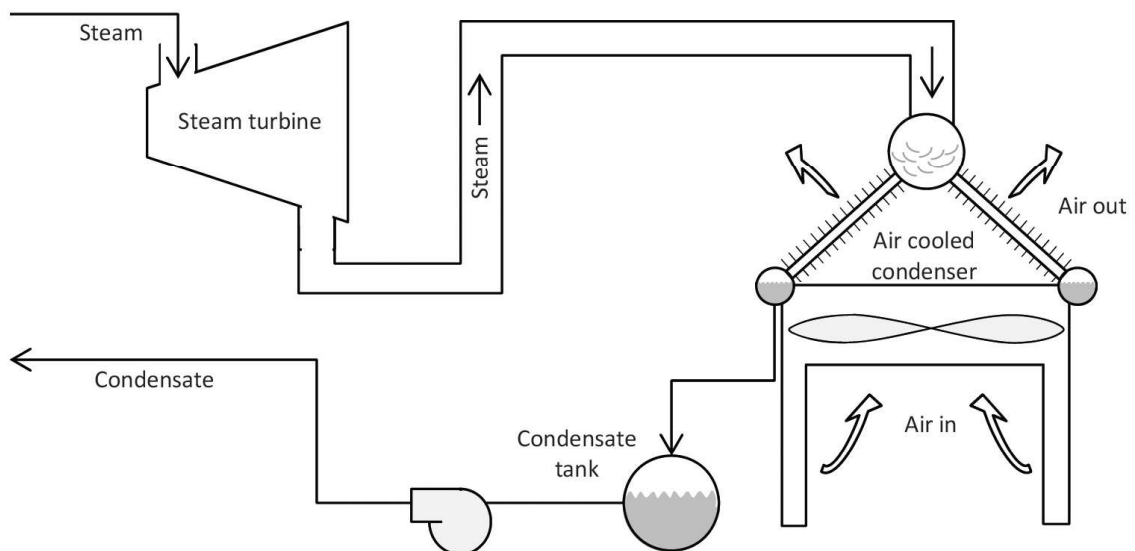
Věže s mechanickým tahem mohou být buďto s nuceným resp. vyvolaným tahem podle toho, zda je ventilátor umístěn ve vstupu nebo na výstupu z věže.

4.2.2 Suché chlazení

Potřeba chladicí vody elektrárny může být v rozporu s možnostmi zdroje vody v její lokalitě. Možnou cestou ke snížení spotřeby vody je nahrazení odpařovacích mokrých chladicích věží suchými chladicími věžemi chlazenými pouze vzduchem. Suché chladicí systémy jsou však nákladnější než srovnatelné mokré systémy a jejich použití obvykle sníží tepelnou účinnost zařízení a omezí výkon elektrárny v nejteplejších částech roku. To je zvláště důležité pro tropické země (příklad: Indie, Spojené arabské emiráty), kde jsou nejteplejší letní dny ty, kdy je zároveň největší spotřeba elektrické energie. Kvůli zvýšenému protitlaku turbíny mohou vzniknout ztráty až několika procent výkonu. Mokré chlazení zajišťuje chlazení, které se blíží teplotě mokrého teploměru. Suché chlazení se může přiblížit pouze teplotě okolního vzduchu. Pokud není relativní vlhkost 100%, je teplota vzduchu vždy vyšší než teplota mokrého teploměru, takže výstupní teplota systému suchého chlazení bude téměř vždy vyšší než pro systém mokrého chlazení. Se zvyšující se výstupní teplotou chladicího systému klesá účinnost elektrárny. Suché chladicí systémy lze dělit na přímé a nepřímé.

4.2.2.1 Přímé suché chlazení

V systému přímého suchého chlazení je expandovaná pára turbíny přiváděna přímo do vzduchem chlazeného kondenzátoru (Air Cooled Condenser - ACC), jak je znázorněno na obrázku 11. Pára kondenzuje uvnitř trubek kondenzátoru, které jsou na straně chladicího vzduchu žebrované. Nevýhodou tohoto systému jsou prostorové nároky na zařízení, vysoké investiční náklady, nezanedbatelná spotřeba energie pro ventilátory a v některých lokalitách případně i hluk. Výše zmíněné nevýhody jsou kompenzovány nulovou spotřebou vody.



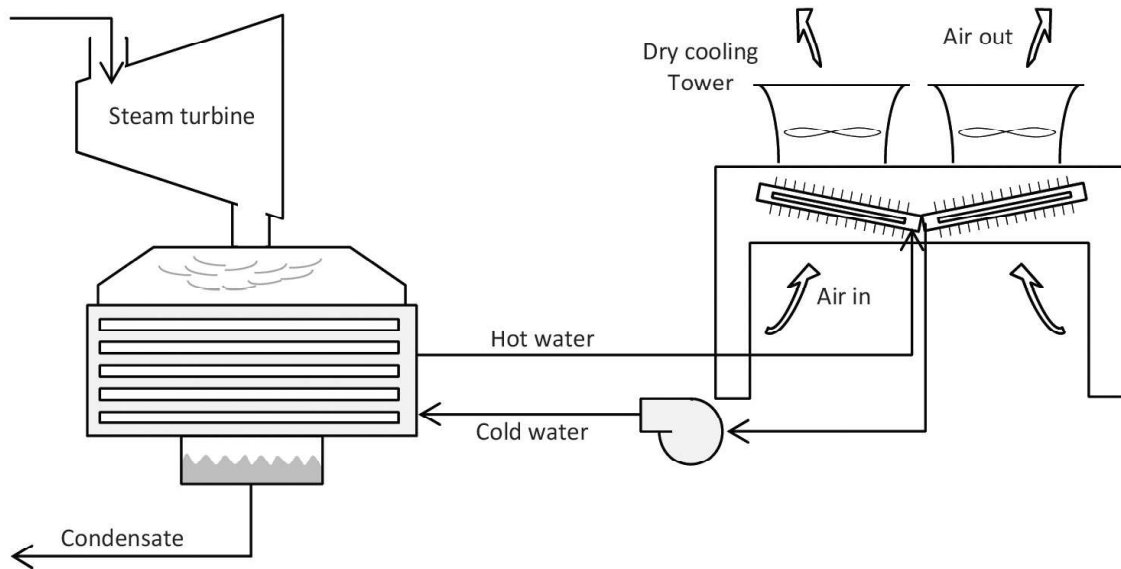
Obrázek 11: Vzduchem chlazený kondenzátor – přímé chlazení [1]

4.2.2.2 Nepřímé suché chlazení

Suchá chladicí věž

Nepřímé suché chladicí systémy mají samostatný povrchový kondenzátor konvenčního typu s pláštěm a trubkami. Pára na výstupu turbíny kondenzuje díky chladicí vodě cirkulující v trubkách kondenzátoru. Tato voda je chlazená v suchých chladicích věžích

vzduchem procházejícím přes žebrované trubkové výměníky tepla. K průchodu vzduchu výměníkem tepla se používají buď věže s mechanickým tahem, nebo věže s přirozeným tahem.



Obrázek 12: Nepřímé suché chlazení s věží s nuceným tahem [1]

Nepřímé suché chladič systémy používají vloženou smyčku mezi kondenzátorem a prostředím, což snižuje účinnost, ale zvyšuje kontrolu nad procesem. To umožňuje rychlé korekce k dosažení optimálních rychlostí kondenzace a kondenzačního tlaku jednoduchým nastavením průtoku ve smyčce, což činí nepřímé suché chlazení vhodnějším pro větší aplikace.

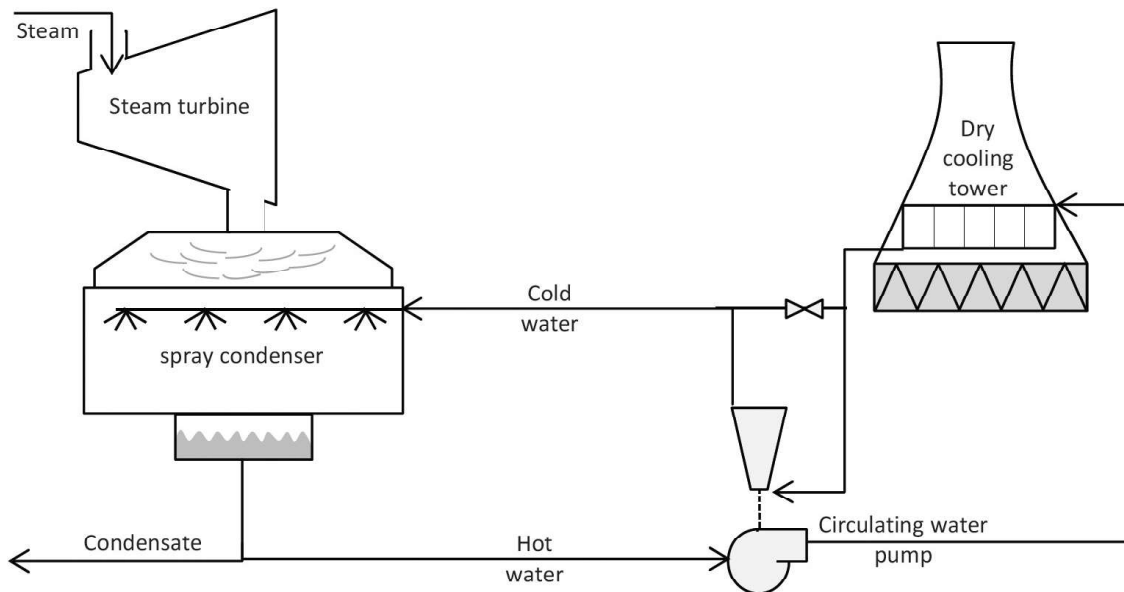
Nepřímé suché chlazení má další výhodu v tom, že lze chladič systém přesunout dále od budovy strojovny. Při přímém suchém chlazení musí být systém bezprostředně sousedící s budovou kvůli potížím s dopravou vysokoteplotní odpadní páry bez úniku. Sekundární smyčka v nepřímém suchém chlazení je však na atmosférickém tlaku a lze ji snadno vzdálit od strojovny elektrárny. To umožňuje nepřímému suchému chlazení využívat věže s přirozeným tahem. Chladič věže typu Iterson použité k vytvoření komínového efektu potřebného pro suché chlazení jsou ve srovnání s podobnými mokřými systémy velké a drahé. [1]

Heller systém

Alternativní přístup k suchému chlazení představuje Heller systém. Systém je podobný nepřímému suchému chlazení, který využívá vložený vodní okruh mezi kondenzátorem parní turbíny a suchou chladič věží, avšak s některými rozdíly.

Parní kondenzátor je směsný kondenzátor s přímým kontaktem (Direct Contact - DC), ve kterém pára kondenzuje na povrchu stříkaných kapiček a filmů studené vody, čímž prakticky eliminuje jakýkoli koncový teplotní rozdíl mezi kondenzátem a chladič vodou. Výsledná směs kondenzátu se poté čerpá do vzduchem chlazeného tepelného výměníku, kde se ochladí a vrací zpět do kondenzátoru. Systém je schematicky znázorněn na obrázku 13. Část (~ 3%) cirkulující vody je odebírána z horké strany smyčky a vrácena do energetického cyklu jako napájecí voda pro kotel. U systému Heller je průtok chladič vody zhruba 50krát větší než kondenzátu. To je srovnatelné se systémem průtočného nebo odpařovacího systému. V systému Heller tato chladič voda, která má kvalitu kondenzátu, cirkuluje v meziobvodu mezi místem, kde dochází ke kondenzaci, a chladičem, kde je jeho teplo odevzdáno okolnímu vzduchu prostřednictvím tepelných výměníků s žebrovanými trubkami. Klíčovou výhodou Hellerova přístupu je,

že rozšiřuje použitelnost suchého chlazení. To je důležité se stále rostoucím tlakem na snižování spotřeby vody při současném zachování konkurenceschopnosti elektráren.



Obrázek 13: Heller systém [1]

Suchá chladicí věž je obvykle s přirozeným tahem, aby se snížila vlastní spotřeba elektrárny, i když existují i jednotky s ventilátorem.

Aby se zabránilo průniku vzduchu do výměníku v chladicí věži, kde je chladicí voda o kvalitě kondenzátu, udržuje se zde tlak nad jednou atmosférou. Pro snížení vlastní spotřeby pro pohon čerpadla je ochlazená voda vracena do kondenzátoru přes turbínu pro rekuperaci práce. Obecně je 30–35 % výkonu čerpadla poskytováno regenerační turbínou. Možnost tohoto využití závisí na výškovém rozdílu mezi chladicí věží a turbínovou halou. Regenerační turbína je obvykle Francisova nebo Kaplanova. [1]

4.2.3 Hybridní chlazení

Hybridní a vodu šetřící chladicí systémy byly vyvinuty pro použití v oblastech s nedostatečným přístupem k vodě jako vodu šetřící nebo také pro eliminaci vytváření viditelné vlečky, přičemž se zabrání vysokým nákladům na zcela suché chladicí systémy a v případě potřeby zajistí nízké teploty procesní kapaliny. Tento systém se také používá k udržení výkonu turbíny blízkém návrhovému i při špičkových teplotách okolního vzduchu v letních měsících. Existuje i řada způsobů, jak použít skromné množství vody ke zvýšení výkonu vzduchem chlazených kondenzátorů v omezených obdobích roku, během nichž je současně vysoká okolní teplota a spotřeba energie.

Konvenční přístupy používají hybridní systémy (tj. chladicí věže s mokrymi a suchými sekcemi) nebo nezávislé systémy suchých a mokrých chladicích věží, kde je teplo odváděno dvěma samostatnými chladicími systémy. Suchý systém odvádí většinu nebo celé odpadní teplo kondenzátoru během měsíců mimo špičku. Mokrý systém odvádí část tepla během letních špiček, kdy je výkon suchého systému omezen. Tyto hybridní systémy nebo suché a mokré chladicí systémy existují v mnoha různých uspořádáních a provedeních.

4.2.3.1 Hybridní chladicí věže

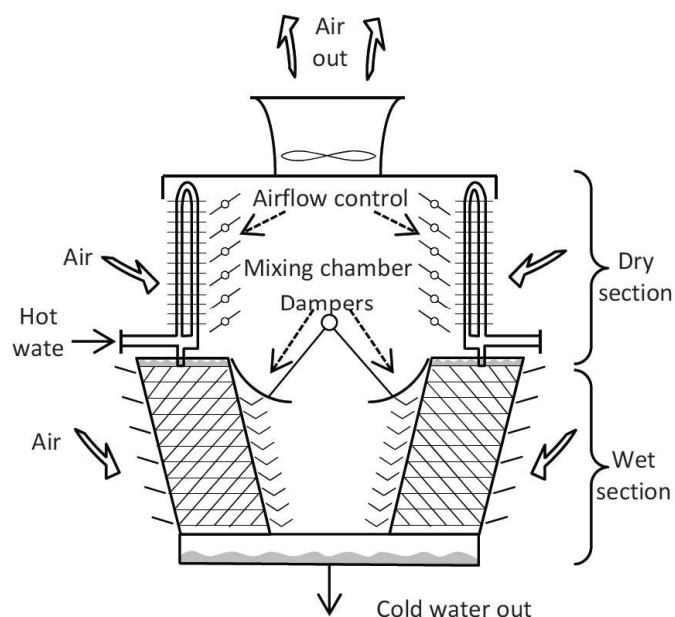
Hybridní chladicí věže jsou využívány k oběma výše popsaným účelům – jak k zabránění vzniku viditelné vlečky, tak ke snížení spotřeby chladicí vody. Vlečka vznikající nad

mokrou chladicí věž ovzduší prakticky neznečišťuje, přesto existují důvody, proč není její vznik žádoucí, ať už je to nelibost občanů při stavbě věží v zastavěné oblasti nebo například možnost vzniku námrazy v okolí chladicí věže v zimních měsících. Vlečka vzniká tím, že teplý vlhký vzduch odcházející z chladicí věže je chladnějším okolním vzduchem ochlazen pod jeho rosný bod. Dále vlečka odnáší kapičky vody, které jsou v chladicí věži z chladicí vody strhávány, v těchto kapičkách se mohou vyskytovat některé potenciálně škodlivé látky, pokud je obsahuje chladicí voda (např. aditiva zabraňující rozvoji života v chladicí vodě), ale s moderními eliminátory je tento únos velmi malý, kolem 0,005% cirkulující vody. Množství odpařené vlhkosti do vzduchu ovlivňuje několik faktorů. Jedná se o míru odváděného tepla ze zdroje odpadního tepla, okolní teploty mokrého a suchého teploměru a množství vzduchu protékajícího věží vůči množství cirkulující vody. Vlečka se nejčastěji vyskytuje během chladnějších měsíců, kdy míchání teplého vlhkého vzduchu vystupujícího z věže se studeným okolním vzduchem způsobuje kondenzaci vodních kapiček a tím jejich zviditelnění.

Hybridní chladicí věž funguje v zásadě jako mokrá chladicí věž. Dodatečná suchá část (na obrázku 14 instalovaná v horní části chladicí věže) snižuje viditelnou vlečku ohřevem vlhkého vzduchu přicházejícího z mokré zóny natolik, aby nedocházelo ke kondenzaci. Proud horkého vzduchu k ohřevu vzduchu z mokré sekce je vytvářen ve výměnících tepla, přičemž jako topné médium slouží cirkulující voda, která má být ochlazována. K ohřevu vzduchu proto není zapotřebí žádná další energie. Jelikož se část tepla odvádí v suché části hybridní věže, je v režimu věže pro redukci vlečky zároveň mírně snížena spotřeba chladicí vody.

Další možností využití hybridní chladicí věže je přímo úspora chladicí vody, kdy se v suché části odvádí množství tepla nikoli jen pro eliminaci vlečky, ale přímo za účelem chlazení.

A naopak, je možné využití hybridní věže namísto suché chladicí věže především v letních měsících, kdy v suché věži není možné dosáhnout uspokojující teploty chladicí vody a dochází ke znatelnému poklesu výkonu zařízení z důvodu zvýšení protitlaku na turbíně.



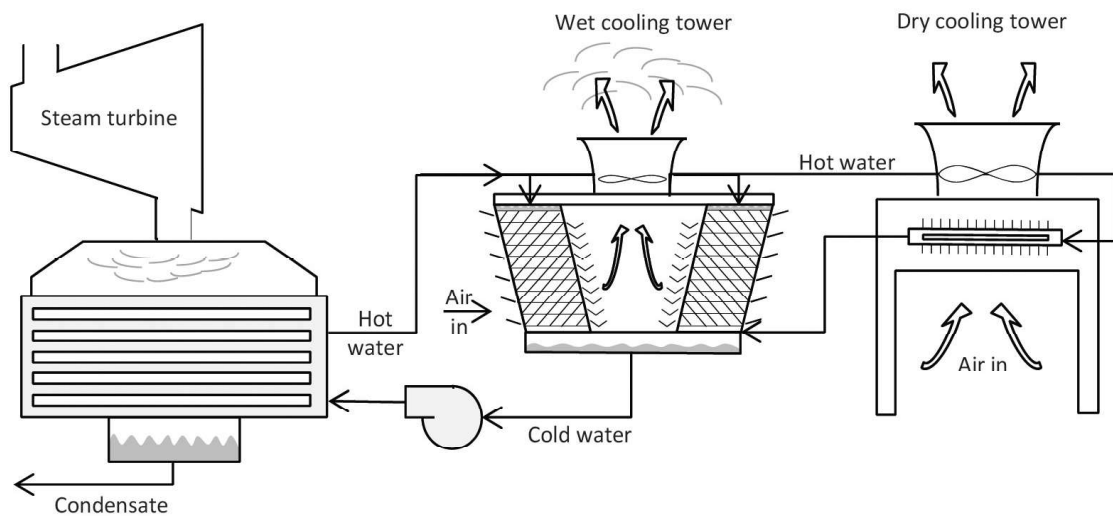
Obrázek 14: Hybridní chladicí věž [1]

4.2.3.2 Spojení mokré a suché chladicí věže

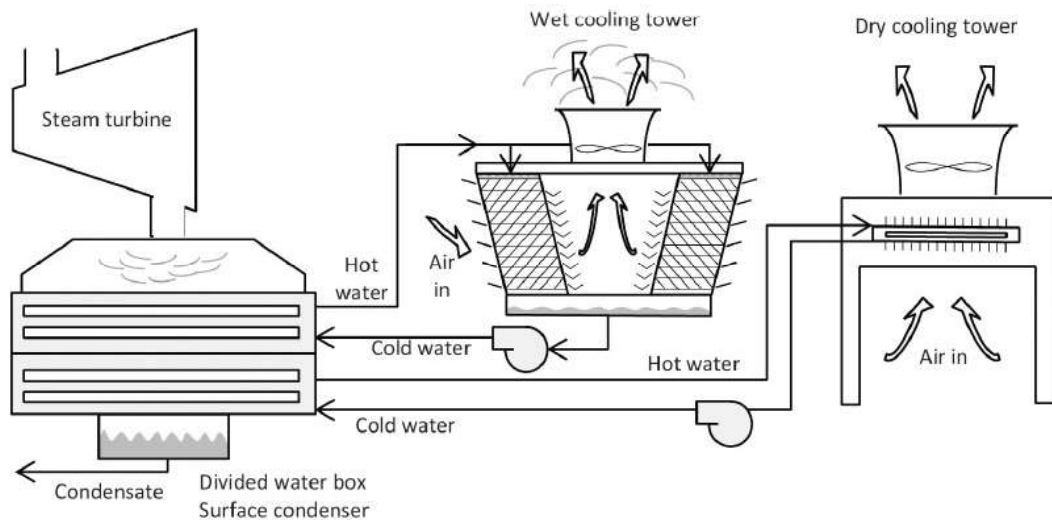
Další možností hybridního chlazení je využití dvou nezávislých chladicích systémů – suché a mokré chladicí věže, kdy suchá chladicí věž je používána primárně, a v případě špičkových letních měsíců, kdy výkon suchého chlazení nedostačuje k udržení požadovaného protitlaku turbíny a docházelo by k přílišnému poklesu výkonu, je část tepla odváděna mokrou chladicí věží.

Možností zapojení takových systémů je řada, existuje mnoho návrhů, avšak realizovaných je pouze zlomek. Níže je uvedeno několik příkladů.

- Paralelně spojená suchá a mokrá věž s povrchovým kondenzátorem – v tomto okruhu na obrázku 15 je jeden společný kondenzátor chlazen mokrým a suchým systémem paralelně, avšak mokrá chladicí věž je navržena tak, že funguje pouze v návrhových letních měsících.
- Paralelně spojená suchá a mokrá věž s děleným povrchovým kondenzátorem – v tomto systému na obrázku 16 je kondenzátor rozdělen na dvě sekce tak, aby suchá a mokrá chladicí věž fungovaly nezávisle.
- Paralelně spojený suchý a mokrý systém se vzduchem chlazeným kondenzátorem (ACC) a klasickým povrchovým kondenzátorem – pára opouštějící turbínu je rozdělena podle potřeby na dva proudy, kdy jeden je chlazen ve vzduchem chlazeném kondenzátoru, a pokud jeho výkon nestačí, část páry je druhým proudem odvedena do povrchového kondenzátoru chlazeného mokrou chladicí věží. Tento systém je zobrazen na obrázku 17.

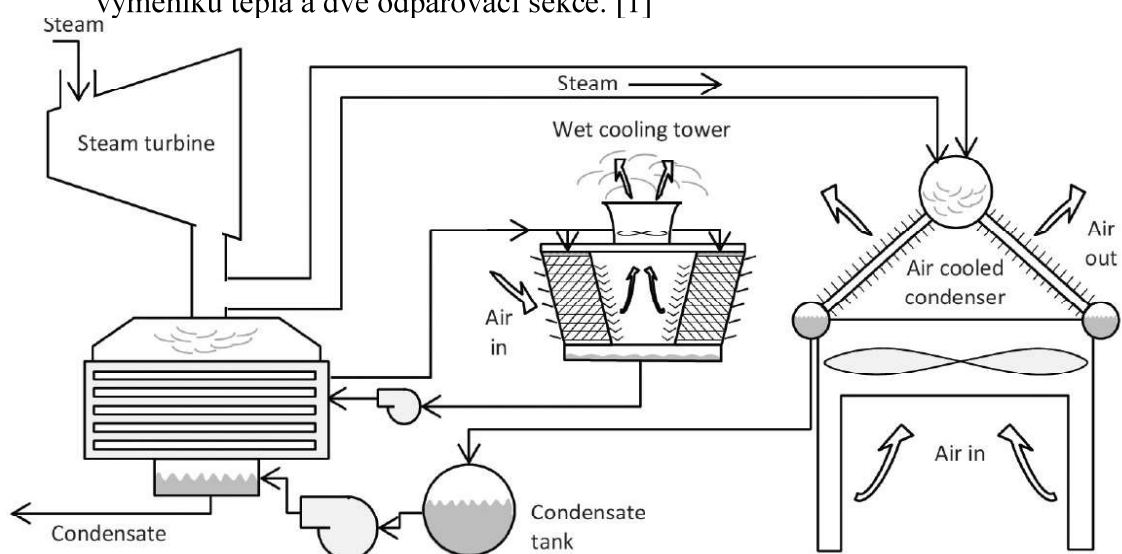


Obrázek 15: Paralelní zapojení mokré a suché chladicí věže s jedním povrchovým kondenzátorem [1]

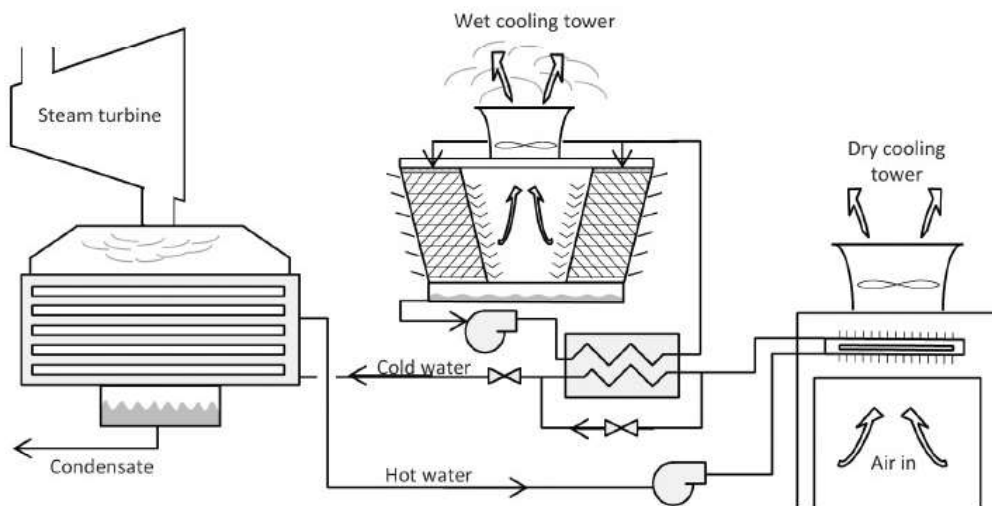


Obrázek 16: Paralelní zapojení mokré a suché chladicí věže s děleným kondenzátorem

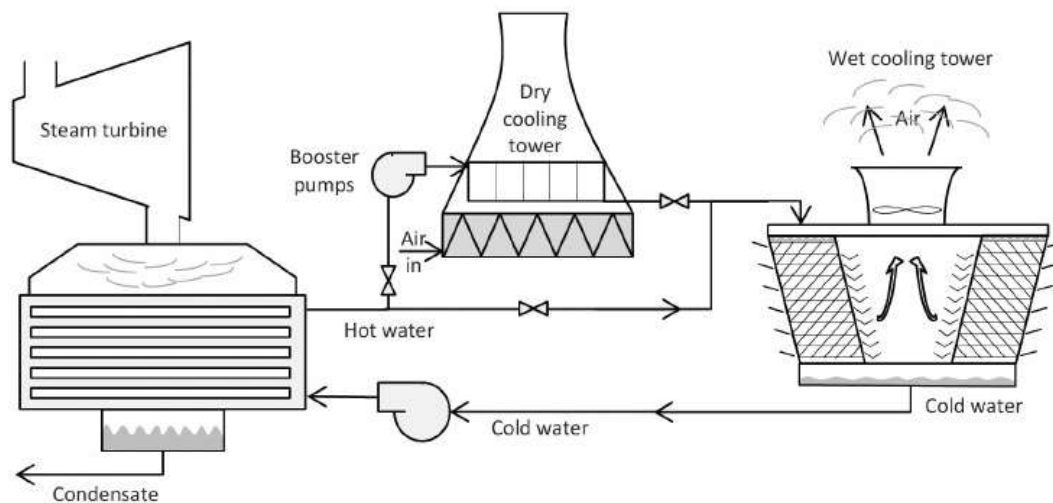
- Sériově spojený suchý a mokrý systém s povrchním kondenzátorem – v tomto systému na obrázku 18 se horká voda po průchodu kondenzátorem nejprve ochladí v suché chladicí věži obvykle s mechanickým tahem a následně stejná voda prochází tepelnými výměníky, které se dále chladí pomocí mokré chladicí věže. Pokud je teplota vody na výstupu suché chladicí věže v provozním rozsahu kondenzátoru, pak mokrá chladicí věž není v provozu.
- Jednookruhový sériově spojený suchý a mokrý systém s povrchním kondenzátorem – jak je znázorněno na obrázku 19, horká voda z kondenzátoru se nejprve ochladí v suché chladicí věži a poté se dále ochladí v mokré chladicí věži, aby se dosáhlo požadované teploty ochlazené vody na vstupu kondenzátoru. V tomto systému vyžadují suché i mokré systémy velké věže. Příklad tohoto typu systému lze nalézt v elektrárně San Juan o výkonu 500 MW(e) v Novém Mexiku, která se skládá ze dvou chladicích věží s indukovaným tahem. Každá věž se skládá z pěti buněk a každá buňka obsahuje šestnáct vzduchem chlazených modulů výměníku tepla a dvě odpařovací sekce. [1]



Obrázek 17: Paralelně spojený ACC a mokrá chladicí věž



Obrázek 18: Sériově spojený suchý a mokrý systém s povrchoým kondenzátorem



Obrázek 19: Jednookruhový sériově spojený suchý a mokrý systém s povrchoým kondenzátorem

4.2.3.3 Zvýšení výkonu suchého chlazení

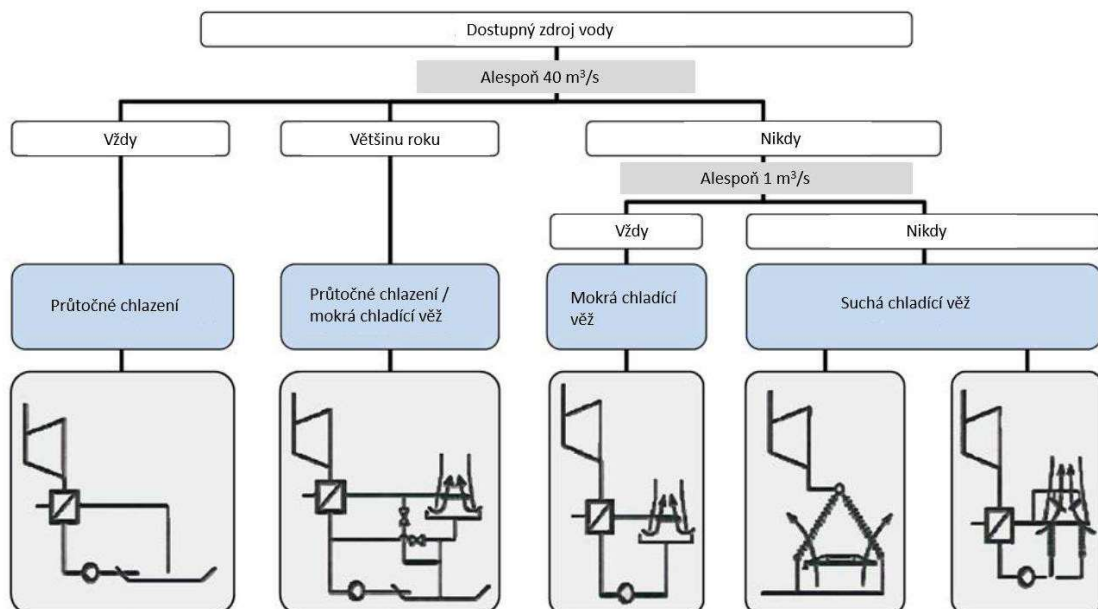
Výkon suchých chladicích věží (jak pro normální suché systémy, tak pro chladicí systémy Heller) lze dále zvýšit použitím buď zaplavovacího chlazení, nebo předchlazení vstupního vzduchu vodou.

Zaplavovací ACC kondenzátor je vzduchem chlazený tepelný výměník, který odvádí teplo do okolí prostřednictvím kombinace suchého (konvekce) a mokrého chlazení (konvekce + odpařování). Způsob provozu závisí zejména na tepelném zatížení a okolních atmosférických podmínkách. Pára proudí potrubím výměníku s žebrovanými trubkovnicemi ve tvaru V. Každý hybridní chladič je konstruován pro určitou prahovou teplotu. Vzroste-li okolní teplota nad tuto hodnotu, nastává přechod od suchého k mokrému chlazení. Při poklesu teploty pod mezní hodnotu se přejde z mokrého zpět do suchého módu. V případě mokrého způsobu chlazení je žebrovaný povrch trubkového výměníku postupně zaplavován/ smáčen vodou podle toho, jak stoupá okolní teplota. Při nižších teplotách se teplo odvádí do ovzduší částečně konvekcí a odpařováním. Jestliže teplota vzduchu dále stoupá, rychlost průtoku zaplavující vody se zvětšuje, dokud

k odvodu tepla nedochází převážně odpařováním. Přebytek zaplavující vody se schraňuje v nádrži pod žebrovanými trubkami. Odtud se voda opět čerpá na vršek trubkovnic, kde je rovnoměrně rozvedena podél vrcholu trubkovnice a stéká přes trubky zpět do nádrže. Další možností ke zvýšení výkonu je předchlazení vzduchu. V těchto systémech je voda přiváděna do proudu vstupního vzduchu vzduchem chlazeného kondenzátoru. Voda se odpařuje a snižuje teplotu vzduchu proudícího na svazky žebrovaných trubek. Vlivem odpařování vzrůstá stupeň zahuštění chladicí vody, což se stejně jako v případě mokrých chladicích věží řeší pravidelným odluhem. Ztráta odparem a odluhem musí být do systému doplňována.

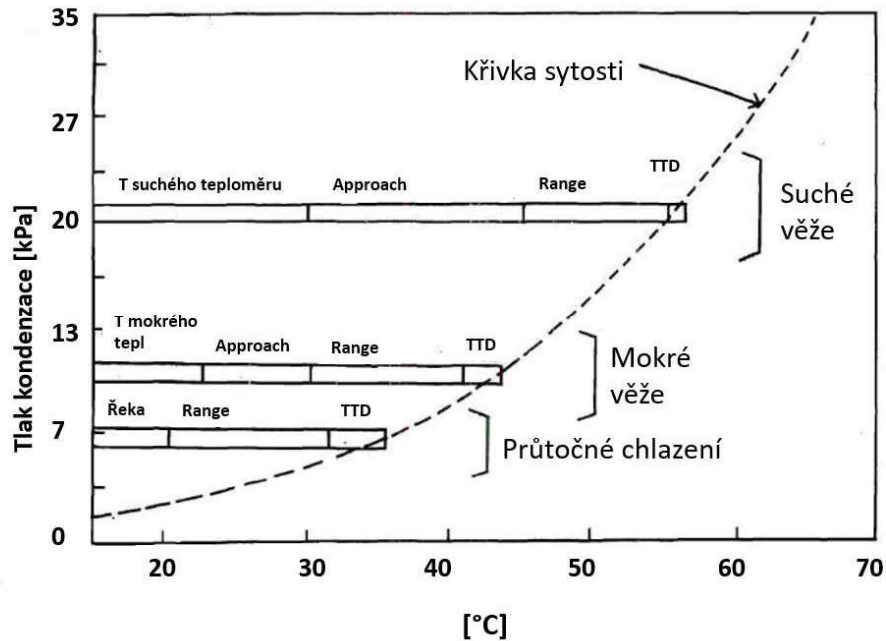
4.3 Volba chladicího systému

Při volbě chladicího systému hraje roli několik faktorů. Nejpodstatnějším hlediskem je dostupné množství chladicí vody závisící na geografickém umístění elektrárny. Cílem návrhu chladicí věže je dosažení co nejnižšího tlaku v kondenzátoru pro získání největšího možného výkonu turbíny, a to co nejstabilněji, tedy s malými výkyvy. V tomto ohledu je nejvýhodnější průtočné chlazení, ideálně s chladicí vodou čerpanou z moře. Takové chlazení je koncepčně jednoduché, má nízké kapitálové i provozní náklady. Často je ale možné narazit na daná omezení v možném čerpaném množství vody a v povoleném gradientu teploty vody. Ve velké spouště případů takový zdroj vody ani není k dispozici a je nutné vybrat z dalších variant. Jednoduchý rozhodovací diagram v závislosti na množství dostupné vody pro zařízení s výkonem 1000 MW(e) je znázorněn na obrázku 20. V případě malého množství chladicí vody pro provoz mokré chladicí věže je vhodné uvážit některou z hybridních variant, kde dle dostupných možností převažuje buďto mokrá nebo suchá část nebo je použito asistence vypařovacího chlazení pouze špičkově pro zamezení poklesu výkonu při vysokých teplotách okolního vzduchu.



Obrázek 20: Rozhodovací diagram pro volbu chlazení v závislosti na dostupném množství vody [1]

Dalším rozhodujícím faktorem je samozřejmě ekonomické hledisko, kdy hrají roli jak vstupní náklady pro výstavbu zařízení, tak provozní náklady jak na vlastní spotřebu zařízení, tak na údržbu a v neposlední řadě ve vlivu na výkon elektrárny. Ilustrace vlivu teploty na velikost protitlaku pro základní druhy chlazení je na obrázku 21.



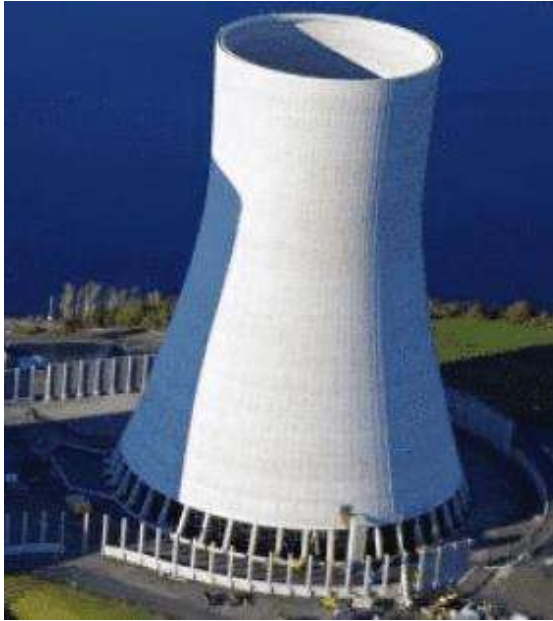
Obrázek 21: Ilustrace vlivu teploty chladicího systému na tlak na konci expanze [5]

5 Nejdůležitější komponenty chladicích věží

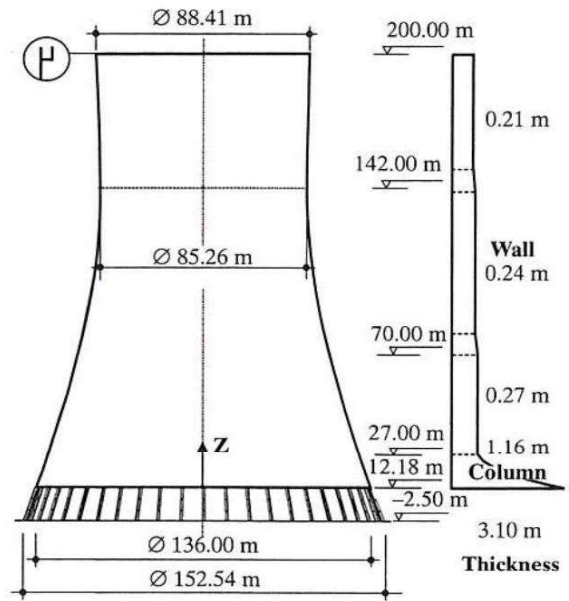
5.1 Základní komponenty

5.1.1 Nosný skelet

Základní a nejvýraznější komponentou chladicí věže je její nosný skelet. V případě věží s přirozeným tahem je nejčastěji využíván tzv. Itersonovský typ se střednicovou rovinou ve tvaru rotačního hyperboloidu. Jedná se obvykle o železobetonovou skořepinu s proměnnou tloušťkou, která klesá lineárně po výšce. U paty věže je tloušťka stěny okolo jednoho metru, u koruny je to jen 15 až 20 cm. Celý plášť je po obvodu postaven na systému podpěrných sloupů, tvořících vstupní otvory pro nasávání okolního vzduchu do věže.



Obrázek 22: Chladicí věž typu Iterson

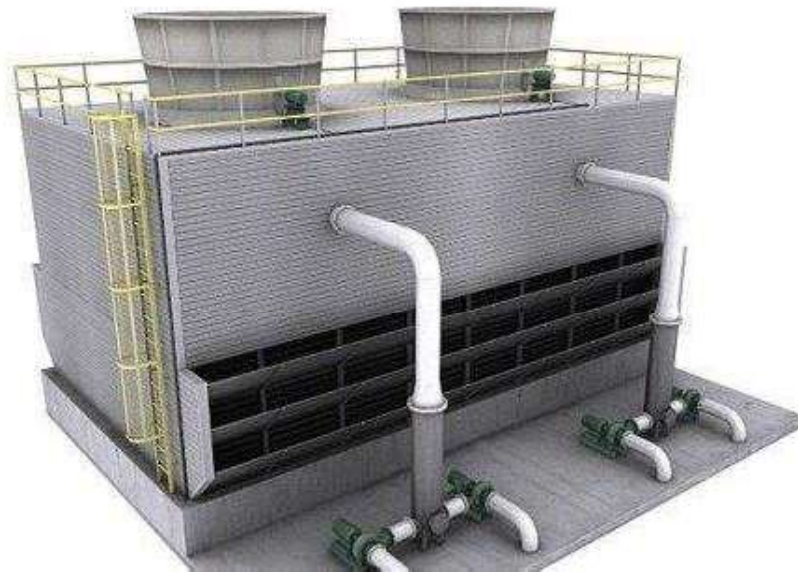


Obrázek 23: Geometrie chladicí věže elektrárny Niederaussem [6]

V případě věže s nuceným tahem je skelet výrazně menší, není nutné vytvářet komínový efekt, protože průchod vzduchu zajišťují ventilátory umístěné buďto na vstupu do věže nebo na výstup z věže.



Obrázek 24: Chladicí věž s vertikálními ventilátory



Obrázek 25: Chladicí věž s horizontálními ventilátory

5.1.2 Ventilátory

Ventilátory chladicích věží musí vytvářet proud vzduchu o požadovaném objemu efektivně, za produkce co nejmenších vibrací a hluku. Materiál použitý pro výrobu ventilátorů musí odolávat nejen vysokému mechanickému namáhání, ale také korozivním účinkům okolí, ve kterém ventilátor pracuje.

V chladicích věžích se využívá vrtulových ventilátorů díky jejich jednoduchosti, variabilitě a schopnosti dopravovat obrovské množství vzduchu o nízkých statických tlacích. Jsou poměrně levné, mohou být použity na věži jakékoli velikosti a mohou vyvinout vysokou celkovou efektivitu, když je celý systém správně navržen ke konkrétní konfiguraci věž - výplň – válec ventilátoru. Nejpoužívanější průměry se pohybují od 60 centimetrů do 10 metrů. Ventilátory o průměru 120 cm a větším průměru mohou být vybaveny nastavitelnými lopatkami, které umožňují použití ventilátorů v širokém pracovním rozsahu. Takto lze ventilátor nastavit tak, aby dodával přesné požadované množství vzduchu při minimální spotřebě energie. Rychlost otáčení vrtulového ventilátoru se obvykle mění v nepřímém poměru k jeho průměru. Menší ventilátory se otáčejí při relativně vysokých rychlostech, zatímco ty větší se otáčejí o něco pomaleji. Aplikovaná rychlost otáčení ventilátorů vrtule obvykle závisí na nejlepší účinnosti a některé průměry běžně pracují při rychlostech špiček blížících se 4 000 m za minutu. Jelikož jsou však vyšší rychlosti špičky spojeny s vyššími hladinami zvuku, je někdy nutné zvolit ventilátory otáčející se nižší rychlostí, aby byl splněn limitní požadavek.

Důraz na co nejnižší náklady na provoz chladicí věže má za následek neustálý vývoj v oblasti ventilátorů pro chladicí věže. Nové generace ventilátorů mají nízkou hmotnost, aby snížily ztráty energie, a mají méně, ale širších lopatek, které snižují aerodynamický odpor. Záměrem dobrého designu vrtulového ventilátoru je dosáhnout co nejrovnoměrnejších rychlostí vzduchu v účinné oblasti ventilátoru, od náboje po špičky lopatek. Nejúčinnějším způsobem, jak toho dosáhnout, je zúžená a zkroucená lopatka s průřezem odpovídajícím profilu leteckého křídla.

Nejčastěji využívaným materiálem pro výrobu lopatek byly historicky slitiny hliníku, které se i nadále používají kvůli jejich relativně nízkým nákladům, dobrým vlastnostem při tlumení vnitřních vibrací a odolnosti proti korozi ve většině prostředí. V současné době se používají i lehčí lopatky s mimořádnou odolností proti korozi vyrobeny z plastu vyztuženého skleněnými vlákny. [7]



Obrázek 26: Ventilátor chladicí věže s plastovými lopatkami



Obrázek 27: Ventilátor chladicí věže s mužem pro představu velikosti

5.2 Komponenty pro mokré chlazení

Technologické zařízení uvnitř věže tvoří rošt s několika vrstvami vestaveb, systém distribuce vody a eliminátory zabraňující úletu malých kapiček. Celá tato kompozice je

umístěna uvnitř věže ve výšce asi 10 až 20 metrů. Prostor nad eliminátory až ke koruně věže je úplně prázdný, slouží jen jako komín.

5.2.1 Rozstříkovací hlavy

Ohřátá voda z kondenzátorů proudí mohutným potrubím do středu chladicí věže nad chladicí vestavbu. Systémem rozvodných kanálů je rozvedena po celé ploše věže a pro rovnoměrnou distribuci je na vestavby rozstříkována pomocí rozstříkovacích hlav. Rozstříkovací hlava se skládá ze dvou samostatných částí – rozprašovací trysky a talířku. Tryska stříká vodu na talířek, který ji rozpráší pro lepší distribuci do okolí. Původní rozstříkovací hlavy byly vyráběny z keramiky nebo skla, talířek byl pod trysku instalován pomocí dřevěné tyčky. Dnes se používají kompaktní plastové hlavy vyráběné jako tryska s talířkem v jednom kuse. [8]



Obrázek 28: Plastové rozstříkovací trysky [8]

Správně navržená distribuce vody ovlivňuje výkon chladicí věže. Trysky by měly být umístěny tak, aby se voda rovnoměrně rozprostřela po celé vestavbě věže bez mezer tak, aby byla vestavba zcela navlhčená. Mezery v pokrytí vestavby vodou by měly za následek nerovnoměrné obtékání vestavby vzduchem, protože vestavba bez vody klade menší odpor, vzduch by proudil převážně těmito místy, a naopak od mokřích částí, kde má probíhat chlazení, by byl proud odkloněn.

Další způsob, jaký rozprašovací systém ovlivňuje výkon věže, je chlazení, které probíhá ještě před dopadem vody na vestavbu. Chladicí účinek v této zóně se může pohybovat mezi 5–15 % celkového chlazení. Pro maximalizaci tohoto účinku je nejdůležitější co největší interakce mezi vodou a vzduchem. Tedy čím menší kapičky dokáže tryska vytvořit, tím lepšího chladicího účinku dosáhne. [9]

Pro konstrukci věže je proto nutné brát v potaz důležité charakteristiky rozstříkovacích hlav:

- průtok – každá tryska dosahuje určitého průtoku pro daný tlakový rozdíl, který je dán tlakem na výstupu z trysky a tlakem, do kterého je rozstříkováno.
- velikost kapiček
- distribuce kapaliny – celkový vytvořený plošný vzor

Protože jsou trysky umístěny na obdélníkové mřížce, ale vytvářejí kruhový vzor postřiku na rovinnou plochu, není možné nanášet vodu rovnoměrně přes horní část vestavby. V praxi se ve fázi návrhu zvolí typ trysky, poté se upraví rozteč polí a provozní tlak, aby

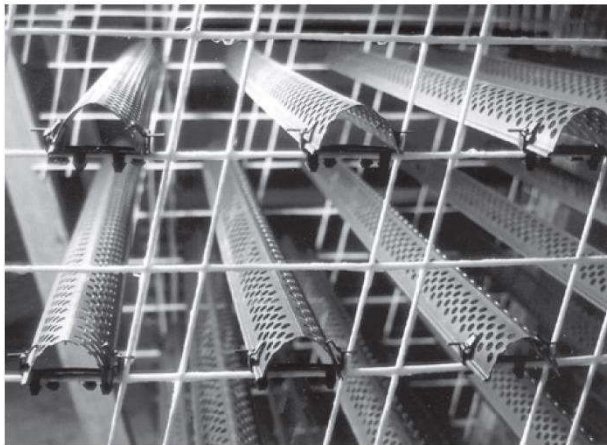
se zlepšila rovnoměrnost nanášení vody v horní části vestavby. Typické komerční trysky vytvářejí vzorový profil (průtok na plochu jako funkce poloměru), který má buď prstencovou charakteristiku, nebo je ve středu hustě vyplněn a směrem k vnějším okrajům klesá.

5.2.2 Vestavby

Pokud by voda po rozstříku pouze padala volně do bazénu, dala by se doba kontaktu mezi vodou a vzduchem prodloužit pouze výškou věže. U nekonečně vysoké věže by se teplota studené vody rovnala teplotě mokrého teploměru vstupujícího vzduchu a teplota ohřátého vzduchu by dosáhla hodnoty vstupující vody. Pro množství odváděného tepla u elektráren velkých výkonů, by stavba takovéto „prázdné“ věže, ale nebyla technicky možná. Nejdůležitější komponentou pro výkon věže jsou proto vestavby. Mají za úkol vytvořit co největší kontakt mezi vodou a vzduchem, a to jak ve smyslu plochy, tak ve smyslu času. Této maximalizace kontaktu musí navíc dosáhnout s co nejmenší odporem kladeným průchodu vzduchu věží.

Rozlišujeme dva základní typy vestaveb – rozstříkovou a filmovou.

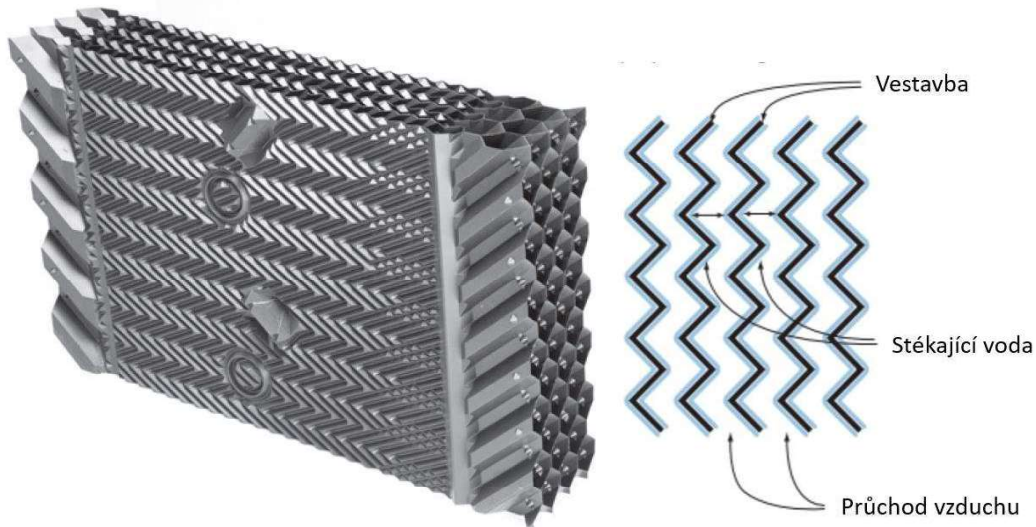
Rozstříkové vestavby rozbíjí dopadající vodu na drobné kapičky pomocí paralelně uložených překážek. Kaskádováním přes postupné úrovně vestaveb se rozruší vertikální průchod vody věží, čímž se prodlouží doba průchodu vody věží a opakovaným dopadáním a rozstříkováním v několika vrstvách se maximalizuje kontakt s okolním vzduchem. Díky několikanásobnému rozstříkování jsou vestavby tohoto typu schopny rovnoměrné distribuce vody věží i v případě nedokonalého pokrytí sprchovým systémem. Jsou však citlivé na přesné uložení, v případě sklonu vestavby potom díky působení gravitace po vestavbě voda stéká ke straně a věž ztrácí na výkonu. Oproti filmovým vestavbám jsou méně náchylné k zanášení, hodí se proto do provozů s horší kvalitou vody. Z charakteru uložení vestaveb horizontálně vyplývá, že nejmenší odpor vzduchu bude tato výplň klást ve vertikálním směru, proto se využívá převážně v souproudeém uspořádání.



Obrázek 29: Výplň rozstříkového typu [10]

Vestavby filmové rozprostírají procházející vodu do tenkého filmu na svém dlouhém vertikálně orientovaném povrchu. Využívají se prakticky ve všech protiproudých chladicích věžích. Listy se lisují do vlnitých nebo „chevronových“ vzorů, aby se vytvořily turbulence v proudu vzduchu a zároveň se zvětšila plocha vody vystavená proudění. Pro stejnou velikost věže poskytují větší chladicí výkon než vestavby rozstříkové, ale jsou citlivé na správnou distribuci vody. Konstrukce věže musí zajistit velmi dobré rovnoměrné rozložení jak proudícího vzduchu, tak stékající vody. V případě vody bohaté

na minerály mohou trpět zanášením, design výplní se ale stále zdokonaluje a je k dispozici rozmanitá škála vzorů, které jsou odolnější vůči usazování nečistot.



Obrázek 30: Výplň filmového typu [10]

Jak pro vestavby rozstříkové, tak filmové je nejpoužívanějším materiálem PVC pro jeho snadné tvarování, inertnost vůči většině běžných chemikálií, pevnostní charakteristiku a nízkou rychlost hoření.

5.2.3 Eliminátory únosu

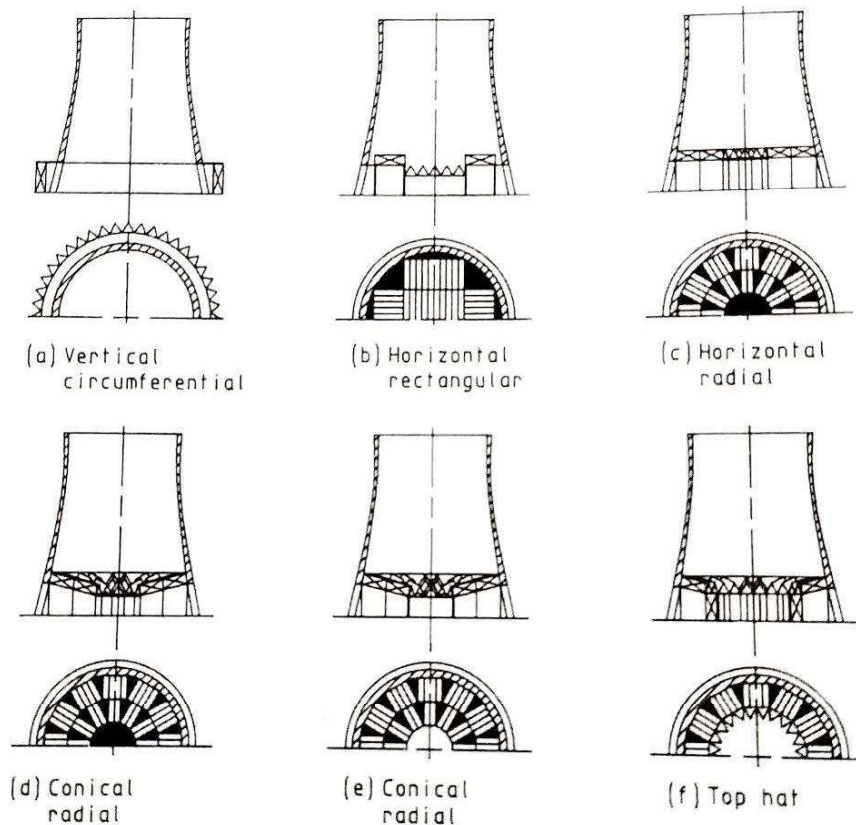
Při distribuci vody je snaha o vytvoření co největšího množství co nejmenších kapiček. Tyto drobné kapičky jsou ale proudem vzduchu strhávány a odnášeny z věže. Následkem je jednak ztráta chladicí vody a zároveň možnost ekologického ohrožení, protože tyto kapičky mají složení chladicí vody se všemi případnými aditivami. Z důvodu eliminace tohoto únosu jsou nad sprchovým systémem věže instalovány eliminátory. Eliminátory jsou navrženy tak, aby při průchodu jimi docházelo k prudkým změnám proudu, přičemž v důsledku odstředivé síly dojde k dopadu kapiček na povrch eliminátoru, po kterém steče zpět do věže, zatímco proud vzduchu pokračuje ven. Eliminátory jsou obvykle klasifikovány podle počtu změn směru proudu neboli průchodů, přičemž zvýšení počtu průchodů snižuje množství úletu, ale znamená navýšení tlakové ztráty. U vestaveb filmového typu bývají eliminátory integrovány ve výplni. Použitý materiál je obdobný jako u vestaveb, nejčastěji PVC či PP. Moderní typy eliminátorů ve velkých chladicích věžích snižují únos na 0,001 až 0,0005 % chladicí vody v systému.



Obrázek 31: Eliminátor úletu [10]

5.3 Komponenty pro suché chlazení

V útrokách suché chladicí věže se skrývá tepelný výměník typu voda - vzduch. Při návrhu komponent výměníku je jedinou zásadní otázkou výběr trubek pro jeho výrobu a jeho umístění ve věži. Používané varianty jsou zobrazeny na obrázku 32.



Obrázek 32: Rozložení výměníků v suché chladicí věži [11]

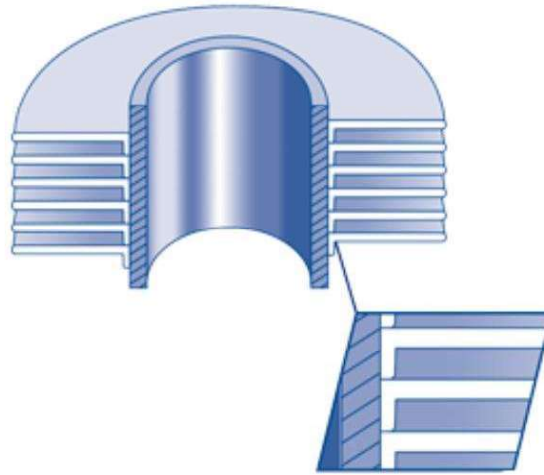
5.3.1 Žebrované trubky

Protože v případě chlazení vzduchem probíhá výměna tepla mezi vodou s velkou tepelnou kapacitou a vzduchem, který má tepelnou kapacitu několikanásobně menší, je nutné na straně vzduchu zvětšit povrch, na kterém výměna tepla probíhá. Pro zvětšení teplosměnné plochy se využívají trubky žebrované. Žebrované trubky se vyrábějí v mnoha provedeních, co se týče tvaru, i kombinace různých materiálů jak pro trubky, tak pro žebra.

Na výkon výměníku tepla z žebrovaných trubek má významný vliv profil žeber. Žebra musí být s trubicí pevně spojena, aby bylo dosaženo maximální tepelné vodivosti mezi trubicí a žebrem. Čím větší jsou žebra, tím větší výměny tepla lze dosáhnout. S rostoucí délkou žebra ale roste i tlaková ztráta při průchodu vzduchu výměníkem, čímž jeho výkon zase klesá. Zvolené žebrování musí být v rovnováze mezi těmito dvěma protichůdnými efekty.

Žebro typu „L“

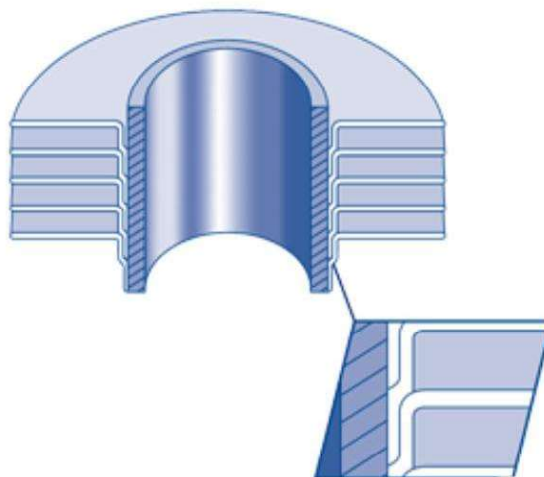
Běžným typem žebrované trubky je s žebrem typu „L“. Název je odvozen od tvaru žebra, který vytváří v příčném řezu. Žebro z profilu v daném tvaru je napnuto kolem trubky do spirály těsně tak, aby byl kontakt mezi trubkou a žebrem maximální a bez jakékoli mezery. Deformace pod napětím poskytuje optimální kontaktní tlak patky žebra na základní trubku. Tím je dosaženo maximálního přenosu tepla a zvyšuje se antikorozní ochrana trubky. Základní trubka bývá vyrobena z uhlíkové oceli a žebro potom z tvárného nerezavějícího kovu, jako hliník nebo měď, které jsou schopny odolat stlačení na patce žebra a zároveň napínání na vnější straně při stáčení kolem trubky. Tato žebra mohou pracovat do teplot 150 až 170 °C.



Obrázek 33: Žebrovaná trubka typu "L" [11]

Žebro typu „LL“

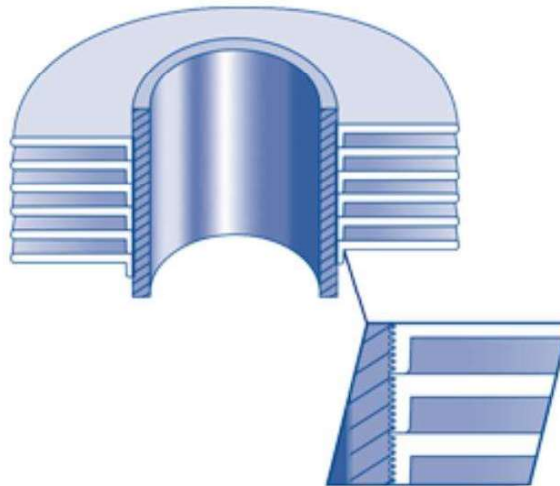
Vyrábí se stejným způsobem jako trubka s žebrováním typu „L“ s tím rozdílem, že patka žebra se překrývá, aby zcela uzavřela základní trubku, čímž poskytuje vynikající odolnost proti korozi. Tento typ žebrované trubky se často používá jako alternativa k dražšímu žebrovanému typu v korozivním prostředí.



Obrázek 34: Žebrovaná trubka typu "LL" [11]

Žebra typu „KL“

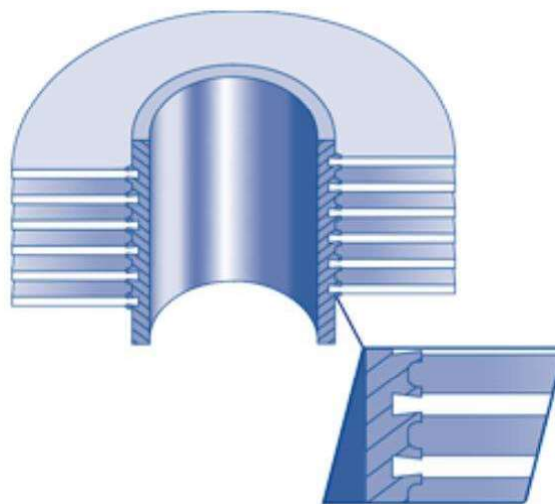
Žebrované trubky typu KL se někdy nazývají také rýhované žebrované trubky. Patka žebra o profilu L je veválcována do vnějšího povrchu předem rýhované trubky a na obou koncích zajištěna. Tím je zajištěno pevnější spojení než u obyčejného „L“ typu, které optimalizuje přenos tepla.



Obrázek 35: Žebrovaná trubka typu "KL" [11]

Integrované žebrování typu „G“

V tomto typu trubek je žebro vloženo a svařeno do spirálové drážky vyříznuté na vnějším povrchu základní trubky. Takto zapuštěná žebra jsou nejvhodnější pro použití při velkých rozdílech v teplotních cyklech nebo při vysokých teplotách. Hlavní omezení tohoto žebrování spočívá v nutnosti použití základní trubky o minimální tloušťce 1,65 mm pro možnost vytvoření drážek. Žebro typu „G“ však vydrží teploty do 400 °C a žebra mohou být vyrobena z uhlíkové oceli pro zlepšení tepelné vodivosti.

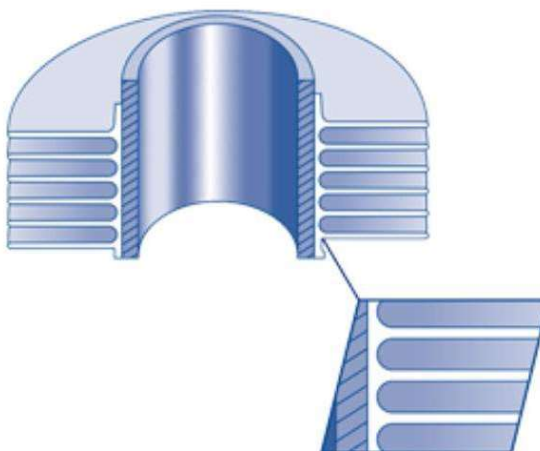


Obrázek 36: Integrované žebrování typu „G“ [11]

Extrudovaná žebrovaná trubka

Tento typ žebrování je vytvořen z bimetalové trubky sestávající z hliníkové vnější trubky a vnitřní trubky z téměř jakéhokoli materiálu. Žebro je vytvořeno válcováním materiálu

z vnějšíku vnější trubky, čímž se získá integrální žebro s vynikajícími vlastnostmi přenosu tepla a dlouhou životností. Extrudované žebrování nabízí vynikající antikorozi ochranu základní trubky a vylučuje prakticky veškeré vystavení vnějšímu prostředí.



Obrázek 37: Extrudovaná žebrovaná trubka [11]

Velkoplošné lamely

Jedná se o profilované tenké plechy, tvořící společná žebra pro více trubek současně, případně pro celý svazek. Výhodou je vzájemné svázání jednotlivých trubek a vyšší odolnost svazku vůči vibracím a průhybům. Používá se rovněž v kombinaci s trubkami nekruhového průřezu, pomocí nichž se snižuje tlaková ztráta na straně vzduchu. Vlastnosti jsou obdobné jako v případě typu „L“.

Souhrn základních vlastností žebrovaných trubek je uveden v následující tabulce.

	Maximální teplota [°C]	Odolnost vůči korozi	Mechanická odolnost	Materiál žeber	Materiál základní trubky
Žebro typu „L“	150	Střední	Nízká	Hliník, měď	Žádné teoretické omezení
Žebro typu „LL“	180	Vysoká	Nízká	Hliník, měď	Žádné teoretické omezení
Žebro typu „KL“	260	Střední	Střední	Hliník, měď	Žádné teoretické omezení
Integrované žebrování typu „G“	400	Nízká	Střední	Hliník, měď, Uhlíková ocel	Žádné teoretické omezení
Extrudovaná žebrovaná trubka	285	Vysoká	Vysoká	Hliník	Žádné teoretické omezení

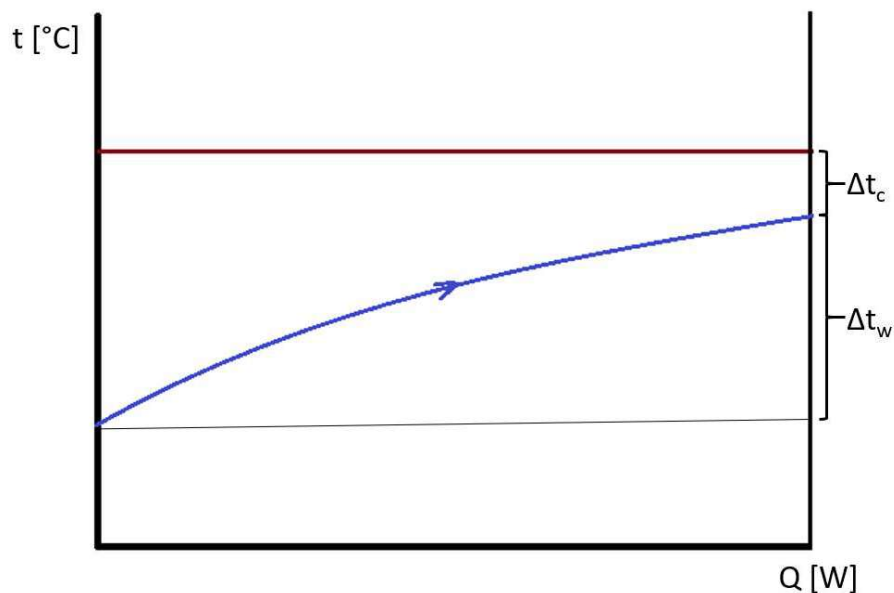
Tabulka 1: Základní vlastnosti žebrovaných trubek [11]

6 Bilanční výpočty

Tlak v kondenzátoru, a tím i tlak na konci expanze páry v turbíně je silně závislý na teplotě chladicího média. Vysoký tlak kondenzace znamená ztrátu výkonu turbíny, protože dojde ke snížení entalpického spádu. Příliš nízký tlak ovšem znamená přílišnou vlhkost páry na posledních stupních turbíny.

6.1 Volba teplotních spádů

Pro účely návrhu vyjdeme z obvykle dosahovaných teplotních spádů jak na chladicí věži, tak na kondenzátoru. Vzhledem k tomu, že plocha kondenzátoru je konečná, nelze dosáhnout dochlazení kondenzátu na teplotu chladicí vody. Vždy bude rozdíl teploty chladicího média a kondenzační teploty v řádu jednotek stupňů. Výsledný teplotní rozdíl kondenzátu a chladicí vody (TTD) Δt_c volíme 3 °C, ohřátí chladicí vody v kondenzátoru budeme uvažovat v rozsahu $\Delta t_w = 10 \sim 15$ °C.



Obrázek 38: Teplotní spád na kondenzátoru

6.2 Bilanční výpočty pro mokrou chladicí věž

Množství vody v chladicím okruhu je dáno velikostí tepelného výkonu, který je nutné odvézt z kondenzátoru pro dosažení kondenzační teploty. Vyjdeme z tepelné bilance kondenzátoru.

$$\dot{m}_s \cdot (i_2 - i_c) = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta t_w \quad (6.1)$$

Výraz na levé straně rovnice (6.1) představuje teplo odebrané páře (s), které je rovno teplu předanému chladicí vodě (w), což představuje výraz vpravo.

Hmotnostní množství chladicí vody můžeme z rovnice (6.1) vyjádřit jako:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_s \cdot (i_2 - i_c)}{c_{pw} \cdot \Delta t_w} \quad (6.2)$$

Parametry páry, tedy její průtok a výstupní entalpii máme zadanou, teplotní spád chladicí vody jsme zvolili v rozmezí 10 ~ 15 °C. Měrná tepelná kapacita vody při konstantním tlaku c_{pw} je známá. Pro výpočet potřebného množství cirkulující vody v okruhu chybí určit entalpii kondenzátu. Pro danou teplotu sytosti kondenzátu, na které závisí tlak v kondenzátoru, určíme z tabulek pro vodu a vodní páru entalpii syté kapaliny pro daný tlak, což je hledaná entalpie kondenzátu $h_c(x=0, p_c)$.

V mokré chladicí věži dochází k přímému kontaktu chladicí vody se vzduchem a teplo je odváděno odparem. Dochází tedy k úniku chladiva v důsledku jeho odpaření. Tento děj je možné vyjádřit další bilanční rovnicí (6.3), která vyjadřuje teplo spotřebované pro vypařování na levé straně a teplo chladicí vody na straně pravé.

$$\dot{m}_E \cdot H_V = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta t_w \quad (6.3)$$

Množství odpařené chladicí vody je potom dáno vztahem (6.4), v němž H_V představuje měrné výparné teplo.

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta t_w}{H_V} \quad (6.4)$$

Další ztrátu chladicí vody představují drobné kapičky, které jsou unášeny proudem vzduchu. Nad rozprašovacím systémem jsou pro jejich zachycení umístěny eliminátory úletu, ze kterých zachycená voda steče do nádrže chladicí vody na spodku chladicí věže. Proto ztráta únosem tvoří 0,001 – 0,005 % z množství cirkulující vody.

$$\dot{m}_D = (0,00001 \sim 0,0005) \cdot \dot{m}_w \quad (6.5)$$

Při odpařování z okruhu odchází chemicky čistá voda, cirkulující voda je ale voda z přírodního vodního zdroje, obsahuje tedy určité množství rozpuštěných minerálů. Tyto minerály zůstávají přítomny v cirkulující vodě, a tím dochází k jejímu zahušťování. Při překonání určité koncentrace minerálů ve vodě by začalo docházet k jejich usazování a zanášení systému. Proto je část obíhající vody pravidelně odváděna tzv. odluhem a doplňována čerstvou vodou. Množství odluhu závisí na stupni zahuštění, což je podíl koncentrace cirkulační vody ke koncentraci vody přidavné.

$$n = \frac{C_w}{C_M} \quad (6.6)$$

Stupeň zahuštění se obvykle pohybuje v rozmezí 3 – 4,5.

Množství odluhu tedy závisí na množství odpařené vody a na stupni zahuštění pro konkrétní zdroj. Pro návrh budeme uvažovat stupeň zahuštění 4,5.

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{m}_E}{n - 1} \quad (6.7)$$

Všechny výše uvedené ztráty musí být do systému opět vráceny doplňovanou vodou ze zdroje. Množství doplňované vody je tedy dáno jako

$$\dot{m}_M = \dot{m}_E + \dot{m}_D + \dot{m}_B \quad (6.8)$$

Pro případ tohoto návrhu jsou vstupní hodnoty shrnuty v tabulce 2:

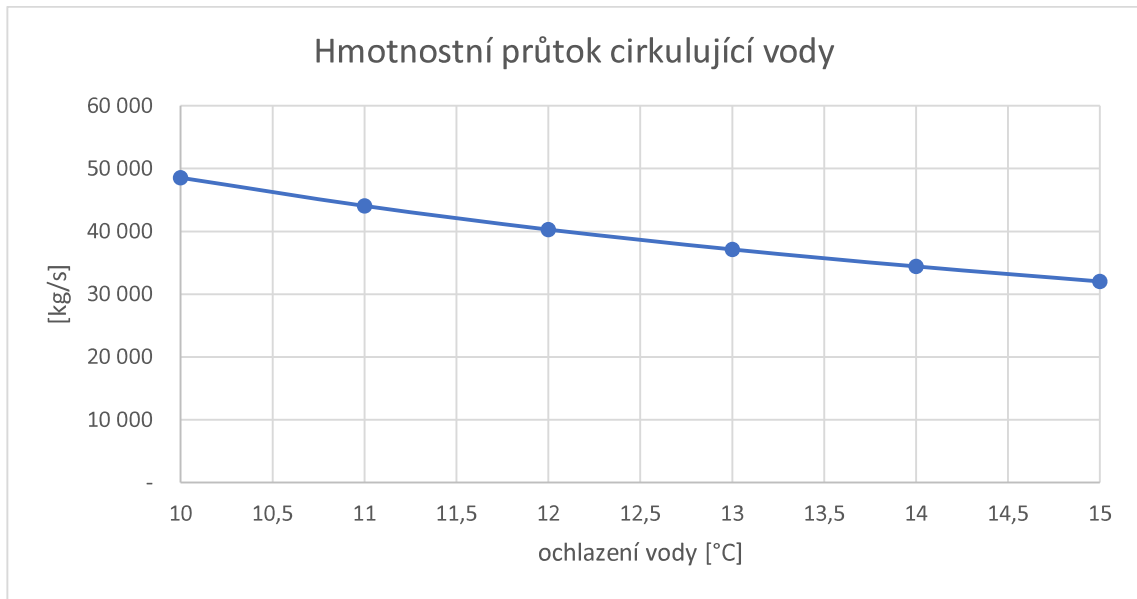
Veličina	Jednotka	Hodnota
Entalpie výstupní páry	[kJ/kg]	2321,9
Množství páry	[kg/s]	938
Tlak v kondenzátoru	[bar]	0,0553
Ohřátí chladicí vody	[°C]	10 ~ 15
Teplotní rozdíl kondenzátu a chladicí vody (TTD)	[°C]	3
Měrná tepelná kapacita vody	[kJ/kg.K]	4,182

Tabulka 2: Vstupní hodnoty pro bilanci mokré chladicí věže

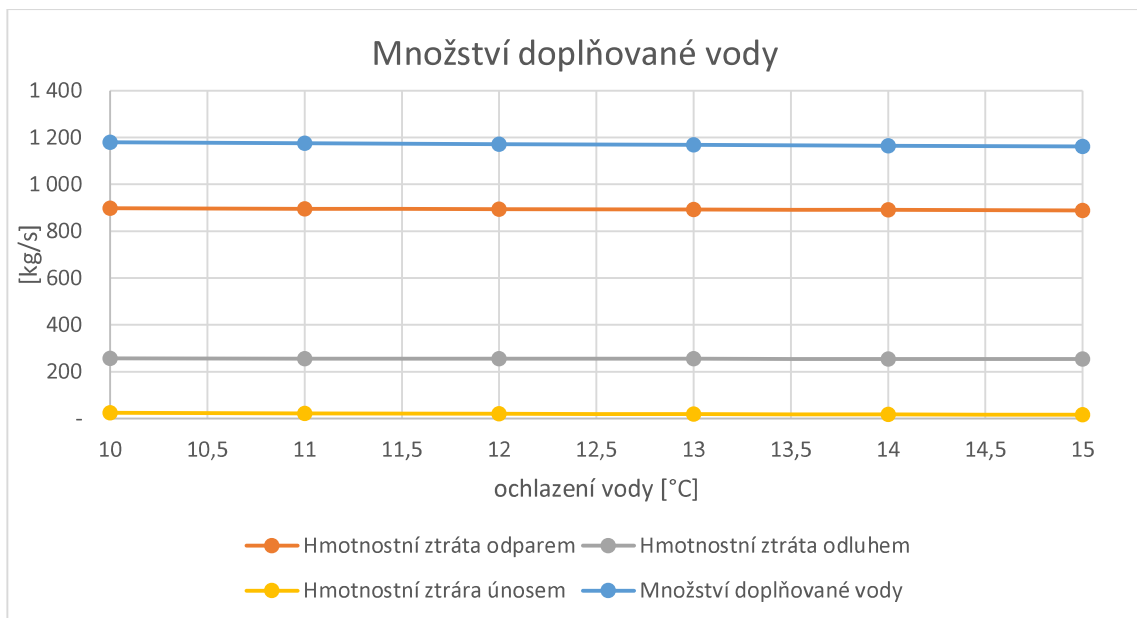
Výsledky bilančních výpočtů mokré chladicí věže jsou shrnuty v tabulce 3 a pro názornost zaneseny v grafech na obrázcích 39 a 40.

Veličina	Zn.	Jedn.	Hodnota					
			10	11	12	13	14	15
Ohřátí chladicí vody	Δt_w	[°C]						
Teplota sytosti v kondenzátoru	t_c	[°C]	31,67	32,67	33,67	34,67	35,67	36,67
Tlak v kondenzátoru	p_c	[bar]	0,0467	0,0494	0,0523	0,0553	0,0584	0,0617
Entalpie kondenzátu	h_c	[kJ/kg]	132,73	136,91	141,09	145,27	149,45	153,62
Tepelný výkon předávaný v kondenzátoru	Q	[kW _t]	2 053 445	2 049 524	2 045 604	2 041 683	2 037 763	2 033 843
Hmotnostní průtok cirkulující vody	\dot{m}_w	[kg/s]	49105,78	44559,04	40769,99	37563,78	34815,50	32433,59
Hmotnostní ztráta odparem	\dot{m}_E	[kg/s]	908,60	906,87	905,13	903,40	901,66	899,93
Hmotnostní ztráta odluhem	\dot{m}_B	[kg/s]	259,60	259,11	258,61	258,11	257,62	257,12
Hmotnostní ztráta únosem	\dot{m}_D	[kg/s]	24,55	22,28	20,38	18,78	17,41	16,22
Množství doplňované vody	\dot{m}_M	[kg/s]	1194,61	1190,29	1186,35	1182,70	1179,28	1176,04

Tabulka 3: Výsledky bilančních výpočtů mokré chladicí věže



Obrázek 39: Hmotnostní průtok chladicí vody v mokré chladicí věži



Obrázek 40: Množství doplňované vody pro mokrou chladicí věž

6.3 Bilanční výpočty pro suchou chladicí věž

V suché chladicí věži je teplo cirkulující chladicí vody předáváno vzduchu bez přímého kontaktu, nedochází tedy k odparu a veškeré teplo je předáno konvekcí. Teplo předané v kondenzátoru ani množství cirkulující vody se oproti mokré chladicí věži nezmění. Odpadá však nutnost doplňování vody, protože k odparu ani únosu nedochází, nedochází tedy k zahušťování a není proto nutný ani odkal.

V případě suché chladicí věže je tedy stěžejní množství vzduchu, které bude schopné celé odpadní teplo odvést. Toto množství vychází z bilance, kde na levé straně je velikost tepla obsaženého v chladicí vodě a na pravé straně je teplo odvedené vzduchem.

$$\dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta t_w = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta t_a \quad (6.9)$$

Ohřátí vzduchu v chladicí věži je pro prvotní bilanci zvoleno na 15 °C a návrhová teplota okolního vzduchu vychází z průměrných teplot v dané oblasti (viz Příloha 2).
Na základě těchto dat je zvolena návrhová teplota 15 °C.

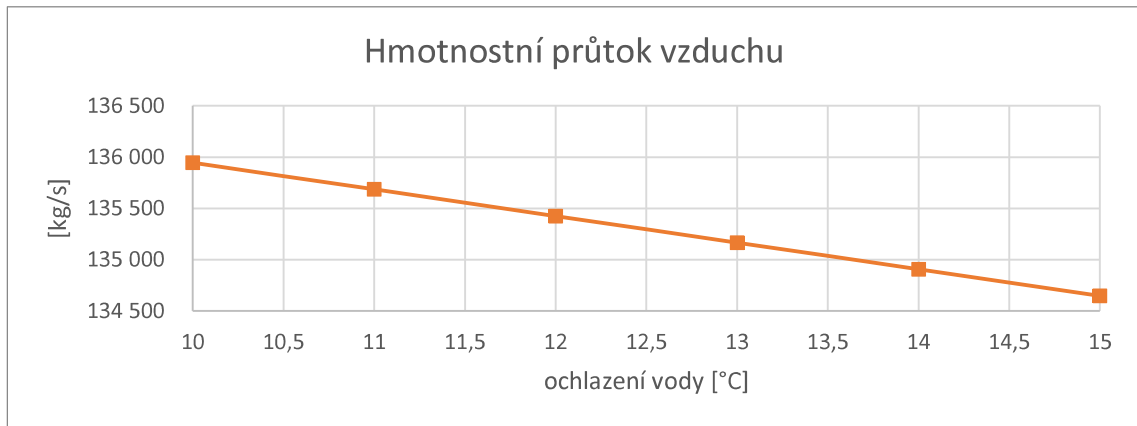
Veličina	Jednotka	Hodnota
Entalpie výstupní páry	[kJ/kg]	2321,9
Množství páry	[kg/s]	938
Tlak v kondenzátoru	[bar]	0,0553
Ohřátí chladicí vody	[°C]	10 ~ 15
Teplotní rozdíl kondenzátu a chladicí vody (TTD)	[°C]	3
Teplota okolního vzduchu	[°C]	15
Ohřátí vzduchu v chladicí věži	[°C]	15
Měrná tepelná kapacita vzduchu	[kJ/kg.K]	1,007

Tabulka 4: Vstupní hodnoty pro bilanci suché chladicí věže

Výsledky bilančních výpočtů suché chladicí věže jsou shrnuty v tabulce 5 a pro názornost zaneseny v grafu na obrázku 41.

Veličina	Zn.	Jedn.	Hodnota					
			10	11	12	13	14	15
Ohřátí chladicí vody	Δt_w	[°C]						
Teplota sytosti v kondenzátoru	t_c	[°C]	31,67	32,67	33,67	34,67	35,67	36,67
Tlak v kondenzátoru	p_c	[bar]	0,0467	0,0494	0,0523	0,0553	0,0584	0,0617
Entalpie kondenzátu	h_c	[kJ/kg]	132,73	136,91	141,09	145,27	149,45	153,62
Tepelný výkon předávaný v kondenzátoru	Q	[kW _i]	2 053 445	2 049 524	2 045 604	2 041 683	2 037 763	2 033 843
Hmotnostní průtok cirkulující vody	\dot{m}_w	[kg/s]	49 105,78	44 559,04	40 769,99	37 563,78	34 815,50	32 433,59
Hmotnostní průtok vzduchu	\dot{m}_a	[kg/s]	135 944,7	135 685,1	135 425,6	135 166,0	134 906,5	134 647,0

Tabulka 5: Výsledky bilančních výpočtů suché chladicí věže



Obrázek 41: Hmotnostní průtok vzduchu v suché chladicí věži

6.3.1 Vliv okolní teploty na výkon turbíny

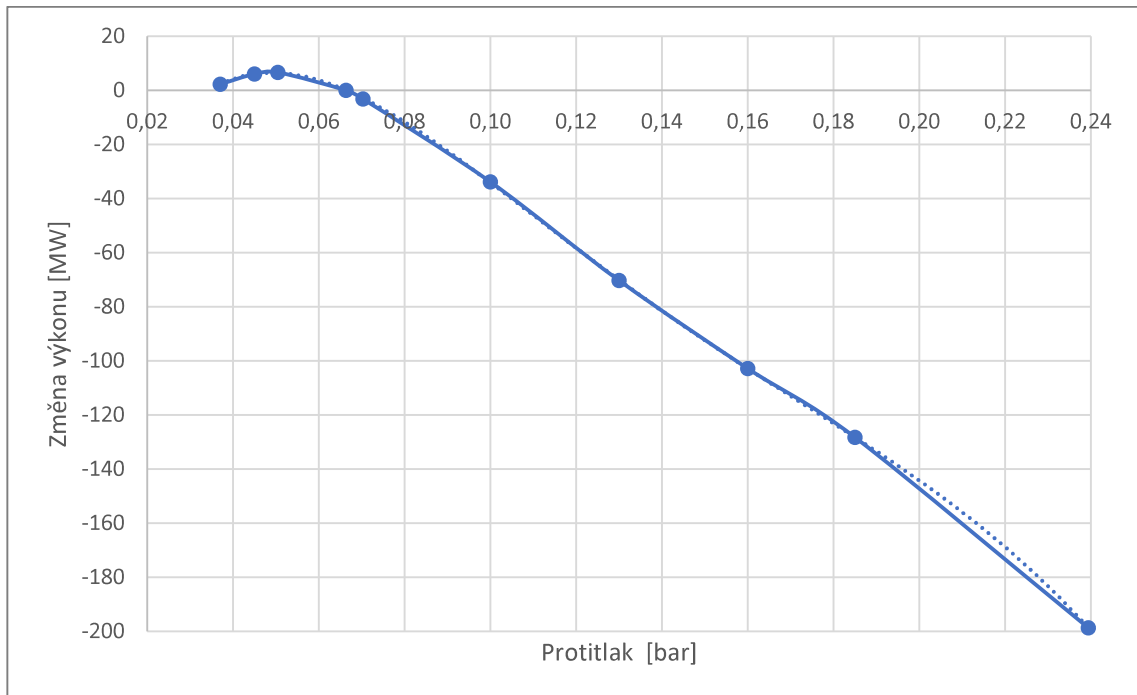
Obzvláště v případě čistě suché chladicí věže je dosažená teplota chladicí vody, tím i teplota sytosti a tlak v kondenzátoru, silně závislá na okolní teplotě.

V zimních měsících to znamená, že je dosahováno nižšího než návrhového protitlaku turbíny. Na první pohled je situace příznivá, protože nižší protitlak znamená větší expanzní spád na turbíně, a tedy zlepšení výkonu. Tohoto zlepšení se ale dosahuje jen do určité hodnoty protitlaku (mezního vakua), při dalším snižování silně narůstá ztráta výstupní rychlostí poslední lopatky, což je kinetická energie páry, která už není dále využita. Další snížení pak vede až k aerodynamickému ucpaní lopatkové mříže.

V letních měsících při vysokých okolních teplotách se naopak tlak v kondenzátoru zvyšuje, a tedy dochází ke snížení tepelného spádu a snižování výkonu. Velké zvýšení protitlaku má potom za následek ventilaci posledního stupně, což je stav, kdy je stupeň příliš odlehčen. Oběžné lopatky pracují jako ventilátor, tj. energie se negeneruje z páry, ale spotřebovává ve formě ventilačních ztrát. V důsledku těchto ztrát se zvyšuje teplota posledních stupňů a jejich teplotní namáhání.

V konkrétním případě navrhované suché věže se pohybují extrémní teploty od -3 °C do 36 °C , čemuž odpovídají tlaky 0,03 respektive 0,21 bar. Návrhový protitlak při teplotě 15 °C činí 0,0553 bar. Maximálního výkonu se dosáhne při hodnotě mezního vakua 0,05 bar, dále se již výkon opět snižuje. Při hodnotě 0,037 bar se lopatka „ucpe“ (tj. narazí na limit průtoku).

Jak je vidět na obrázku 42, zvyšování protitlaku vede k velmi prudkému snížení výkonu až o 200 MW a na protitlaku mezi 0,185 – 0,190 bar přejde poslední lopatka do ventilace.



Obrázek 42: Vliv hodnoty protitlaku na výkon turbíny

Tyto extrémní stavy je nutno při konstrukci turbíny brát v potaz a vypořádat se s nimi vhodně navrženou regulací a optimalizací koncových stupňů turbíny.

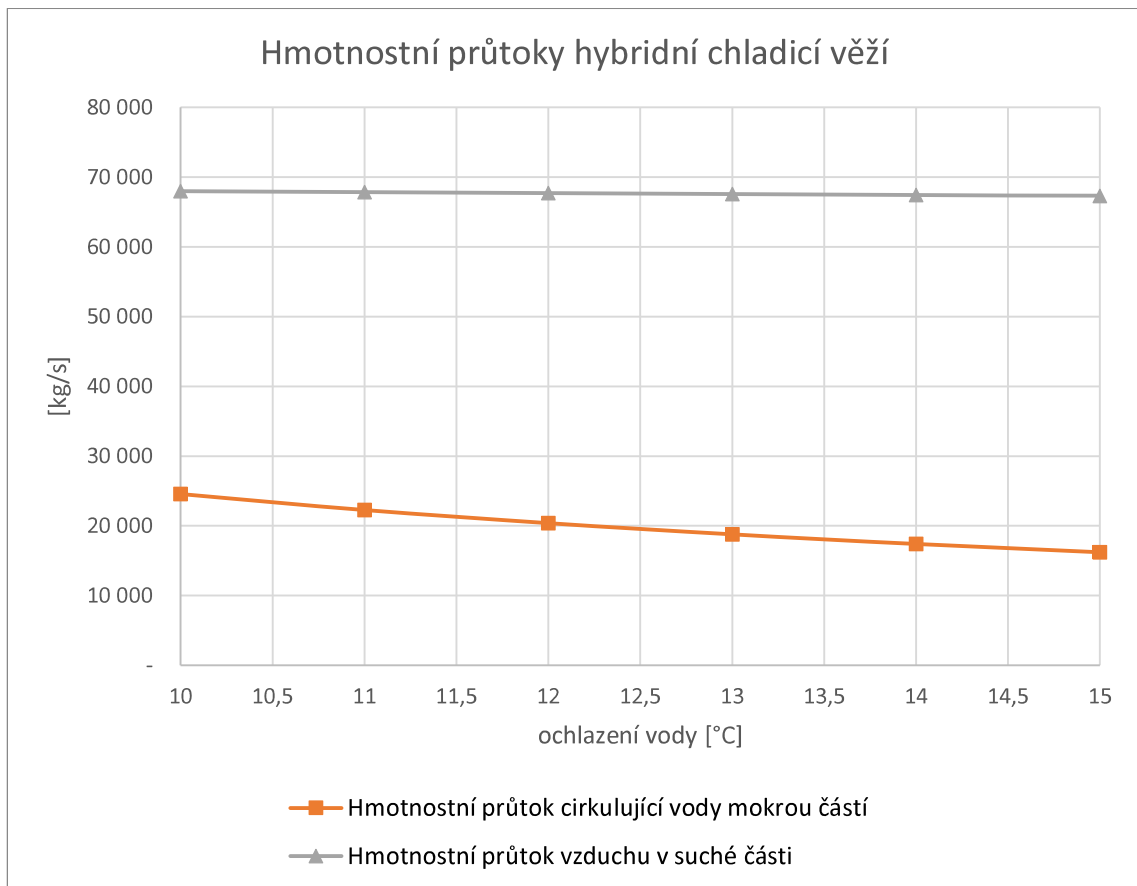
6.4 Bilanční výpočty pro hybridní chladicí věž

Bilance pro hybridní chladicí věž je kombinací bilance suché a mokré věže se zvoleným poměrem mokrého a suchého chlazení. Ve výpočtu byl tento poměr zvolen jako 50 %, to znamená, že polovina tepla z kondenzátoru bude odvedena mokrou částí a druhá polovina suchou částí. Stejně jako v předchozích dvou případech je stejné množství cirkulující vody nutné pro odvod tepla z kondenzátoru. Pouze zvolená část této vody je ale v přímém kontaktu se vzduchem v mokré části, a proto se tedy zmenší množství ztrát oproti mokré chladicí věži.

Veličina	Zn.	Jedn.	Hodnota					
			10	11	12	13	14	15
Ohřátí chladicí vody	Δt_w	[°C]	10	11	12	13	14	15
Teplota sytosti v kondenzátoru	t_c	[°C]	31,67	32,67	33,67	34,67	35,67	36,67
Tlak v kondenzátoru	p_c	[bar]	0,0467	0,0494	0,0523	0,0553	0,0584	0,0617
Entalpie kondenzátu	h_c	[kJ/kg]	132,73	136,91	141,09	145,27	149,45	153,62
Tepelný výkon předávaný v kondenzátoru	Q	[kW _t]	2 053 445	2 049 524	2 045 604	2 041 683	2 037 763	2 033 843
Hmotnostní průtok cirkulující vody	\dot{m}_w	[kg/s]	24 552,89	22 279,52	20 385,00	18 781,89	17 407,75	16 216,79

Hmotnostní ztráta odparem	\dot{m}_E	[kg/s]	454,30	453,43	452,57	451,70	450,83	449,97
Hmotnostní ztráta odluhem	\dot{m}_B	[kg/s]	92,66	90,39	89,41	89,65	91,13	93,99
Hmotnostní ztráta únosem	\dot{m}_D	[kg/s]	12,28	11,14	10,19	9,39	8,70	8,11
Množství doplňované vody	\dot{m}_M	[kg/s]	561,09	557,00	554,39	553,15	553,26	554,84
Hmotnostní průtok vzduchu v suché části	\dot{m}_a	[kg/s]	67 972,36	67 842,57	67 712,80	67 583,02	67 453,25	67 323,49

Tabulka 6: Výsledky bilančních výpočtů hybridní chladicí věže



Obrázek 43: Hmotnostní průtoky hybridní chladicí věže

7 Návrh chladicího okruhu

Zadané a zvolené hodnoty pro návrh chladicího okruhu jsou následující:

Veličina	Jednotka	Hodnota
Entalpie výstupní páry	[kJ/kg]	2321,9
Množství páry	[kg/s]	938
Tlak v kondenzátoru	[kPa]	5,53

Teplota kondenzace T_c	[°C]	34,6
Ohřátí chladicí vody ΔT_w	[°C]	13
TTD	[°C]	3

Tabulka 7: Zadané hodnoty pro návrh chladicího okruhu

Průměrné atmosférické hodnoty okolního vzduchu jsou pro danou oblast:

Veličina	Jednotka	Hodnota
Teplota T_1	[°C]	15
Tlak p_1	[kPa]	98,591
Relativní vlhkost w	[%]	55

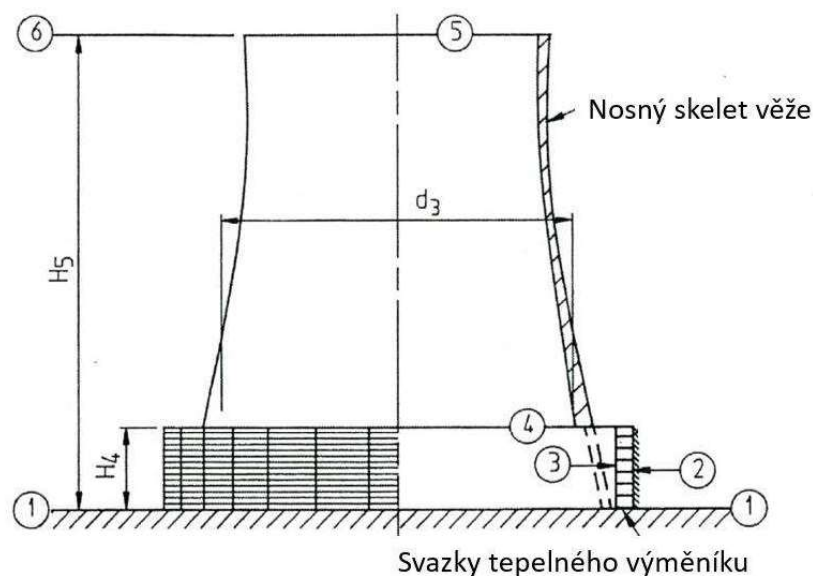
Tabulka 8: Průměrné atmosférické podmínky

7.1 Suchá chladicí věž s přirozeným tahem

Návrh suché chladicí věže s přirozeným tahem probíhal iteračně tak, aby výměník uvnitř věže odvedl potřebné teplo z chladicí vody s rychlostmi proudění medií ve zvolených tolerancích a zároveň věž vytvořila tah pro dostatečný průtok vzduchu.

7.1.1 Skelet věže

Pro návrh rozměrů skeletu vyjdeme z rozměrů největší suché chladicí věže, která je v tepelné elektrárně Kendal v Jižní Africe. Věž o výšce 165 m a patním průměru 165 m odvádí 920 MW tepla, množství chladicí vody, která věží obíhá je 15 400 kg/s. Metoda návrhu je převzata z [12].



Obrázek 44: Suchá věž s přirozeným tahem s vertikálním výměníkem tepla

Hustota ohřátého vzduchu uvnitř věže je menší než hustota okolního vzduchu. Výsledkem je, že tlak uvnitř věže je menší než vnější tlak ve stejné výšce. Tento tlakový rozdíl způsobuje, že vzduch proudí věží rychlostí závislou na různých odporech proudění, rozměrech chladicí věže a charakteristikách výměníku tepla.

Přibližný tlakový rozdíl mezi vnějškem a vnitřkem věže při střední výšce výměníku tepla, který způsobuje proudění vzduchu věží, lze vyjádřit pomocí odporů proudění.

$$\Delta p_a \approx (\rho_{ao} - \rho_{ai})g \left(H_5 - H_4/2 \right) = \sum \text{odporu proudění} \quad (7.1)$$

kde ρ_{ao} a ρ_{ai} jsou hustoty vzduchu vně respektive uvnitř věže v úrovni stření výšky výměníku. Tato rovnice je známá jako rovnice tahu.

Z této základní rovnice vychází použitá metoda pro výpočet tahu velkých chladicích věží. Jak vzduch proudí chladicí věží, dochází k několika ztrátám jako například při proudění skrz podpěry věže, při změně směru proudu, při výstupu z věže. Nejvýraznější ztráta je ztráta průchodem tepelným výměníkem. Vůči této ztrátě je možné ostatní zanedbat. Ztrátový koeficient při průchodu výměníkem je určen experimentálně, a pro daný výměník z žebrovaných trubek je vyjádřen jako

$$K_{he} = 1383,94759(m_a/\mu_a A_{fr})^{-0,332458} \quad (7.2)$$

Kde A_f je čelní plocha výměňkových svazků dána jako

$$A_{fr} = b_b * L_t * n_b \quad (7.3)$$

Pro tuto věž je ve [12] odvozena rovnice tahu následující

$$K_{he}(m_a/A_{fr})^2 = 2\rho_{a23}(\rho_{a2} - \rho_{a3})g(H_5 - H_4) \quad (7.4)$$

Pro určení ρ_{a2} a ρ_{a3} je nezbytná znalost tlaků v uvedených místech. Gradient tlaku v gravitačním poli je dán jako

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g \quad (7.5)$$

Pro izoentropicky proces platí

$$p/\rho^\kappa = konst \quad (7.6)$$

Hustotu můžeme pro ideální plyn vyjádřit jako

$$\rho = p/RT \quad (7.7)$$

Dosazením (7.6) do (7.5) a derivováním podle výšky získáme

$$\frac{(1 - \kappa) dp}{\kappa p dz} + \frac{1 dT}{T dz} = 0 \quad (7.8)$$

Z rovnice (7.4), (7.5) a (7.7) můžeme vyjádřit teplotní gradient

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{g(1 - \kappa)}{\kappa R} \quad (7.9)$$

Změny g v závislosti na výšce zanedbáme a dosazením $g = 9,8 \text{ m/s}^2$, $\kappa = 1,4$ a $R = 287,08 \text{ J/kgK}$ určíme

$$\frac{dT}{dz} = -0,00975 \text{ K/m} \quad (7.10)$$

Tento gradient je známý jako adiabatická míra poklesu pro suchý vzduch (dry adiabatic lapse rate – DALR).

Integrací rovnice (7.8)

$$T = T_1 - \frac{g(\kappa - 1)z}{\kappa R} \quad (7.11)$$

kde T_1 je teplota na úrovni země.

Pro suchý vzduch se tato rovnice zjednoduší na

$$T = T_1 - 0,00975z \quad (7.12)$$

Z rovnice (7.4) a (7.6) vyplývá

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{g}{RT} dz \quad (7.13)$$

Dosazením (7.10) do (7.12) a integrací mezi povrchem země a výškou z získáme

$$p = p_1 \left[1 - \frac{g(\kappa - 1)z}{\kappa RT_1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (7.14)$$

Pro suchý vzduch se rovnice zjednoduší na

$$p = p_1 (1 - 0,00975z/T_1)^{3,5} \quad (7.15)$$

Pro případ vlhkého vzduchu je možné odvodit následující úpravy rovnic pro teplotu a tlak

$$T = T_1 - 0,00975(1 + w)z/(1 + 1,9w) \quad (7.16)$$

$$p = p_1 \left[1 - \frac{0,00975(1 + w)z}{(1 + 1,9w)T_1} \right]^{2,1778(1+1,9w)/(w+0,622)} \quad (7.17)$$

kde w je měrná vlhkost [kg vodní páry / kg suchého vzduchu].

Výpočet hmotnostního průtoku vzduchu navrhovanou věží pomocí (7.2) a (7.3) byl proveden iteračně tak, aby ohřátí vzduchu odpovídalo možné realitě, tzn., aby ohřátý vzduch nebyl teplejší než ochlazovaná vstupní voda, maximální ohřátí vzduchu by bylo tedy možné 17 °C při zvoleném ohřátí chladicí vody 13 °C.

Protože byla zároveň snaha dodržet maximální velikost věže stejně jako je již zmiňovaná největší suchá chladicí věž, bude nutné chlazení rozdělit do tří věží.

Pro jednu věž platí:

Veličina	Jednotka	Hodnota
Výška věže H_5	[m]	144
Průměr u paty věže d_3	[m]	144
Tloušťka stěny u paty věže	[m]	0,8
Průměr ve střední výšce věže	[m]	85,4
Výška výměníku H_4	[m]	20
Čelní plocha svazků A_{fr}	[m ²]	17 884
Odváděné teplo $Q_{1/3}$	[kW]	680 561

tlak okolního vzduchu	[Pa]	98 681
Teplota okolního vzduchu T_{a1}	[°C]	15
Teplota vzduchu na vstupu do výměníku T_{a2}	[°C]	14,9
Teplota výstupního vzduchu T_{a3}	[°C]	30,2
Střední teplota vzduchu $T_{a23} = (T_{a2} + T_{a3})/2$	[°C]	22,55
Hustota vzduchu na vstupu do výměníku ρ_{a2}^1	[kg/m ³]	1.1897
Hustota vzduchu na výstupu z výměníku ρ_{a3}	[kg/m ³]	1,1289
Střední hustota vzduchu ve výměníku $\rho_{a23} = 1/(0,5 \cdot (1/\rho_{a3} + 1/\rho_{a2}))$	[kg/m ³]	1,1585
Dynamická viskozita vzduchu ve výměníku μ_{23}^2	[Pa·s]	1,8243 x 10 ⁻⁵
Hmotnostní průtok vzduchu věží m_a	[kg/s]	44 996

Tabulka 9: Výsledky návrhu skeletu chladicí věže

Jelikož bude odvod tepla realizován ve třech věžích, pro daný hmotnostní průtok věží a třetinové odváděné množství tepla bude skutečné ohřátí vzduchu ve věži určeno z bilanční rovnice

$$\Delta T = \frac{Q_{1/3}}{m_a \cdot c_{pa}} = 15,2 \text{ K} \quad (7.18)$$

7.1.2 Tepelný výměník

Pro návrh tepelného výměníku byl zvolen jeho základní design z žebrovaných trubek s extrudovaným žebrováním. Materiál a rozměry trubek jsou zvoleny následovně:

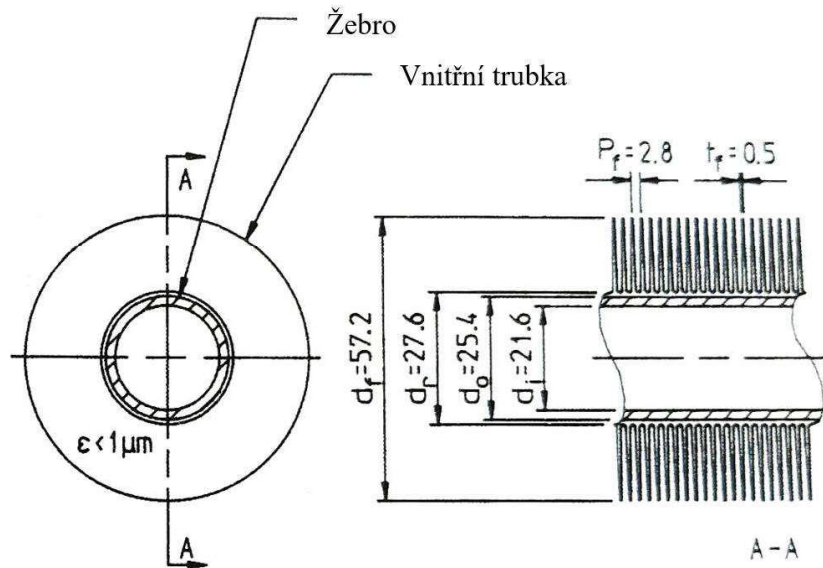
Veličina	Jednotka	Hodnota
Materiál žeber	-	Hliníková slitina EN AW 6063: AlMg0.7Si
Tepelná vodivost λ_f	[W/mK]	204
Průměr trubky včetně žebra d_f	[mm]	57,2
Průměr trubky u paty žebra d_r	[mm]	27,6
Výška žebrování h_f	[mm]	15,9
Tvar žebra	-	zúžené
Tloušťka žebra na špičce t_{ft}	[mm]	0,25
Střední tloušťka žebra t_f	[mm]	0,5
Tloušťka žebra na patě t_{fr}	[mm]	0,75
Rozestup žeber P_f	[mm]	2,8

¹ Hustoty dle tlaku a teploty vzduchu byly určeny pomocí doplňku CoolProp v MS Excel pomocí vzorce „=1/HAPropsSI("Vha";"T";'teplota v K';"P";'tlak v Pa';"R";'relativní vlhkost desetinným číslem')“

² Dynamická viskozita dle tlaku a teploty vzduchu byla určena pomocí doplňku CoolProp v MS Excel pomocí vzorce „=HAPropsSI("mu";"T";'teplota v K';"P";'tlak v Pa';"R";'relativní vlhkost desetinným číslem')“

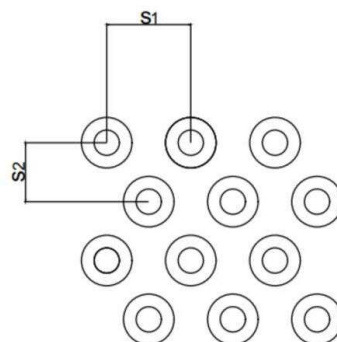
Počet žebër na jednotku délky trubky n_f	-	328
Drsnost žebër ε_f	[μm]	< 1
Materiál vnitřní trubky	-	Ocel pro tepelné výměníky EN 10027-1 P235GH
Tepelná vodivost λ_t	[W/mK]	50
Vnější průměr trubky d_o	[mm]	25,4
Vnitřní průměr trubky d_i	[mm]	21,6

Tabulka 10: Hodnoty pro žebrované trubky tepelného výměníku



Obrázek 45: Žebrovaná trubka pro tepelný výměník

Rozměr základního svazku trubek byl zvolen dle technických možností pro přepravu materiálu, tedy délka 20 m a maximální šířka 2,8 m. Pro trubky zvolených rozměrů danému rozměru svazku odpovídá 46 trubek na šířku svazku



Veličina	Jednotka	Hodnota
Uspořádání trubek ve svazku	-	Střídavé
Počet řad trubek n_r	-	4
Počet trubek v řadě n_{tr}	-	46

Počet svazků n_b	-	985
Rozestup trubek na šířku s_1	[mm]	58
Rozestup trubek na výšku s_2	[mm]	50,22
Délka trubek L_t	[m]	20
Skutečná šířka svazku b_b	[m]	2,723
Čelní plocha svazku A_{fb}	[m ²]	54,46

Tabulka 11: Hodnoty pro trubkový svazek tepelného výměníku

7.1.2.1 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody

Poměr konvektivního přenosu tepla ku konduktivnímu přenosu tepla je dán Nusseltovým číslem.

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (7.19)$$

Nusseltovo číslo jako funkce Reynoldsova a Prantdlova čísla se určuje empiricky pro dané druhy geometrií a proudění.

Pro daný výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody byla použita Gnielinskiho rovnice pro určení Nu [13]:

$$Nu_w = \frac{\left(\frac{f_D}{8}\right) (Re - 1000) Pr \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{0,67}\right]}{1 + 12,7 \left(\frac{f_D}{8}\right)^{0,5} (Pr^{0,67} - 1)} \quad (7.20)$$

kde f_D je součinitel tření dán vztahem

$$f_D = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (7.21)$$

Daná rovnice je platná pro tyto parametry:

$$2300 < Re < 10^6$$

$$0,5 < Pr < 10^5$$

$$0 < d/L < 1$$

kde d je vnitřní průměr trubky a L délka trubky.

Reynoldsovo číslo dává do souvislosti setrvačné síly s viskozitou a pomocí něj je možné určit, zda je proudění tekutiny laminární či turbulentní.

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (7.22)$$

Při znalosti hmotnostního průtoku media trubkou je možné použít upravený vztah:

$$Re_w = \frac{4\dot{m}_w}{n_t \pi d_i \mu_w} \quad (7.23)$$

Prantdlovo číslo vyjadřuje míru podobnosti mezi rychlostním a teplotním polem a je možné díky němu určit, jaký přenos tepla (konvektivní nebo konduktivní) v kapalině převládá.

$$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w} \quad (7.24)$$

Po ověření podmínek použití konkrétního empirického vzorce pro Nusseltovo číslo se následně určí součinitel přestupu tepla

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_i} \quad (7.25)$$

Výsledky pro stranu vody daného výměníku jsou shrnuty v tabulce.

Veličina	Jednotka	Hodnota
Vstupní teplota vody T_{wi}	[°C]	31,67
Výstupní teplota vody T_{wo}	[°C]	18,67
Střední teplota vody T_w	[°C]	25,17
Hustota vody ρ_w	[kg/m ³]	997,139
Měrná tepelná kapacita vody c_{pw}	[J/kgK]	4180,95
Dynamická viskozita vody μ_w	[Pa.s]	8,87x10 ⁻⁴
Tepelná vodivost vody λ_w	[W/mK]	0,608
Rychlost proudění vody v_w	[m/s]	1,13
Reynoldsovo číslo pro vodu Re_w	-	13 780
Prandtlovo číslo pro vodu Pr_w	-	6,09
Poměr průměru ku délce trubky d/L	-	0,001
Součinitel tření f_D	-	0,0287
Nusseltovo číslo Nu_w	-	101,3
Součinitel přestupu tepla α_w	[W/m ² K]	2 851,73

Tabulka 12: Výsledky pro stranu vody tepelného výměníku

7.1.2.2 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu

Nusseltovo číslo pro stranu vzduchu u tepelného výměníku z žebrovaných trubek s vysokým žebrováním střídavě uspořádaným je dáno následujícím vztahem [14]:

$$Nu_a = 0,242 Re^{0,658} \left(\frac{P_f}{h_f} \right)^{0,297} \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{-0,091} Pr^{1/3} F_1 F_2 \quad (7.26)$$

Daná rovnice je platná pro tyto parametry:

$$\begin{aligned} 0,2 < \frac{h_f}{d_r} < 0,7 \\ 0,13 < \frac{P_f}{h_f} < 0,57 \\ 1,15 < \frac{s_1}{s_2} < 1,72 \\ 2\,000 < Re < 10^6 \end{aligned}$$

Koeficient F_1 má v rovnici vliv pouze při vysokých teplotách, jinak je jeho hodnota 1. Koeficient F_2 závisí na počtu řad trubek dle tabulky

Počet řad trubek	1	2	3	4 a více
Koeficient F_2	0,76	0,84	0,92	1

Tabulka 13: Hodnoty koeficientu F_2

Plocha kanálu mezi žebrováním v trubkovém svazku, jíž proudí vzduch je dána vztahem

$$S_b = n_b(b_b L_t - L_t d_f n_{tr} - 2h_f t_{ft} n_f L_t n_{tr}) \quad (7.27)$$

Rychlost vzduchu proudícího kanálem mezi žebrováním je

$$v_a = \frac{m_a}{\rho_a S_b} \quad (7.28)$$

Reynoldsovo číslo s korekcí pro nejmenší obtékaný prostor je dáno vztahem

$$Re_a = \frac{v_a D_{ch} \rho_a}{\psi_S \eta} \quad (7.29)$$

kde korekční faktor je určen jako

$$\psi_S = 1 - \frac{\pi}{4} \frac{S_1}{d_f} \quad (7.30)$$

a charakteristický rozměr je

$$D_{ch} = \frac{\pi d_r}{2} \quad (7.31)$$

Prandtlovo číslo se určí obdobně jako v případě vodní strany

$$Pr_a = \frac{\mu_a c_{pa}}{\lambda_a} \quad (7.32)$$

Teoretický součinitel přestupu tepla na straně vzduchu je

$$\alpha_a = \frac{Nu_a \lambda_a}{d_e} \quad (7.33)$$

Pro stanovení skutečného součinitele přestupu tepla spalin je nutné vyčíslit účinnost žeber dle následujícího vztahu

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2\alpha_a}{t_{ft}\lambda_f}} \psi_f\right)}{\sqrt{\frac{2\alpha_a}{t_{ft}\lambda_f}} \psi_f} \quad (7.34)$$

kde ψ_f je korekční faktor žebrování

$$\psi_f = \frac{d_o}{2} \left(\frac{d_f}{d_o} - 1\right) \left(1 + 0,35 \ln \frac{d_f}{d_o}\right) \quad (7.35)$$

Skutečný součinitel přestupu tepla na straně vzduchu je potom

$$\alpha_a^r = \left(\frac{\eta_f S_z + S_w}{S_c}\right) \alpha_a \quad (7.36)$$

Plochy částí trubek pro potřeby vyčíslení skutečného součinitele přestupu tepla se určí následovně.

Plocha povrchu žebor pro jednotkovou délku trubky

$$S_z = \left(\frac{\pi(d_f^2 - d_r^2)}{2} + \pi d_f t_{ft} \right) n_f \quad (7.37)$$

Plocha trubky mezi žebry pro jednotkovou délku trubky

$$S_w = n_f P_f \pi d_r \quad (7.38)$$

Celková plocha žebrované trubky pro jednotkovou délku

$$S_c = S_z + S_w \quad (7.39)$$

Vnitřní plocha trubky

$$S_i = \pi d_i \quad (7.40)$$

Ekvivalentní průměr pro Nusseltovo číslo je

$$d_e = \frac{S_i + S_z \sqrt{\frac{S_z}{2n_f}}}{S_c} \quad (7.41)$$

Výsledky pro stranu vzduchu daného výměníku jsou shrnuty v tabulce.

Veličina	Jednotka	Hodnota
Profil žebrování h_f/d_r	-	0,54
Rozteč ku výšce žebra P_f/h_f	-	0,19
Poměr mezer s_1/s_2	-	1,155
Hustota vzduchu ρ_a	[kg/m ³]	1,162
Měrná tepelná kapacita vzduchu c_{pa}^3	[J/kgK]	1014,61
Dynamická viskozita vzduchu μ_a^4	[Pa.s]	1,824x10 ⁻⁵
Tepelná vodivost vzduchu λ_a^5	[W/mK]	0,026
Hmotnostní průtok vzduchu m_a	[kg/s]	134 989
Plocha kanálu S_d	[m ²]	24 241
Rychlost vzduchu v kanálu v_a	[m/s]	4,8
Korekční faktor pro nejmenší obtékaný prostor ψ_s	-	0,225

³ Měrná tepelná kapacita určena v MS Excel pomocí doplňku CoolProp funkcí HAPropsSI("cp_ha";"T";teplota v K;"P";tlak v Pa;"R";relativní vlhkost desetinným číslem)

⁴ Dynamická viskozita určena v MS Excel pomocí doplňku CoolProp funkcí HAPropsSI("mu";"T";teplota v K;"P";tlak v Pa;"R";relativní vlhkost desetinným číslem)

⁵ Tepelná vodivost určena funkcí HAPropsSI("Conductivity";"T";teplota v K;"P";tlak v Pa;"R";relativní vlhkost desetinným číslem)

Reynoldsovo číslo pro vzduch Re_a	-	58 620
Prandtlovo číslo pro vzduch Pr_a	-	0,710
Ekvivalentní průměr d_e	[m]	0,0438
Nusseltovo číslo Nu_a	-	178,35
Teoretický součinitel přestupu tepla pro vzduch α_a	[W/m ² K]	168,35
Korekční faktor žebrování ψ_f	-	0,0185
Účinnost žebrování η_f	-	0,996
Skutečný součinitel přestupu tepla pro vzduch α_a^r	[W/m ² K]	168,29
Plocha povrchu žebříků S_z	[m ²]	1,322
Plocha trubky mezi žebry S_w	[m ²]	0,0796
Celková plocha žebrované trubky S_c na jednotku délky	[m ²]	1,4017

Tabulka 14: Výsledky pro stranu vzduchu tepelného výměníku

7.1.2.3 Výpočet vnější teplosměnné plochy a počtu svazků trubek

Potřebnou teplosměnnou plochu pro tepelný výměník určíme pomocí vztahu

$$S = \frac{Q}{k\Delta T_{ln}} \quad (7.42)$$

Součinitel prostupu tepla [13]:

$$k = \frac{1}{S_c \left(\frac{1}{\alpha_a^r (S_c - (1 - \eta_f) S_z)} + \frac{1}{S_i} \sum R_n + \frac{1}{\alpha_w S_i} \right)} \quad (7.43)$$

kde $\sum R_n$ je tepelný odpor přechodu mezi ocelovou trubkou a hliníkovými žebry

$$\sum R_n = \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi\lambda_t} + \frac{\ln \frac{d_r}{d_o}}{2\pi\lambda_f} \quad (7.44)$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (7.45)$$

Potřebný počet trubkových svazků potom určíme jako

$$n_b = \frac{S}{S_b} \quad (7.46)$$

kde S_b je teplosměnná plocha jednoho svazku trubek

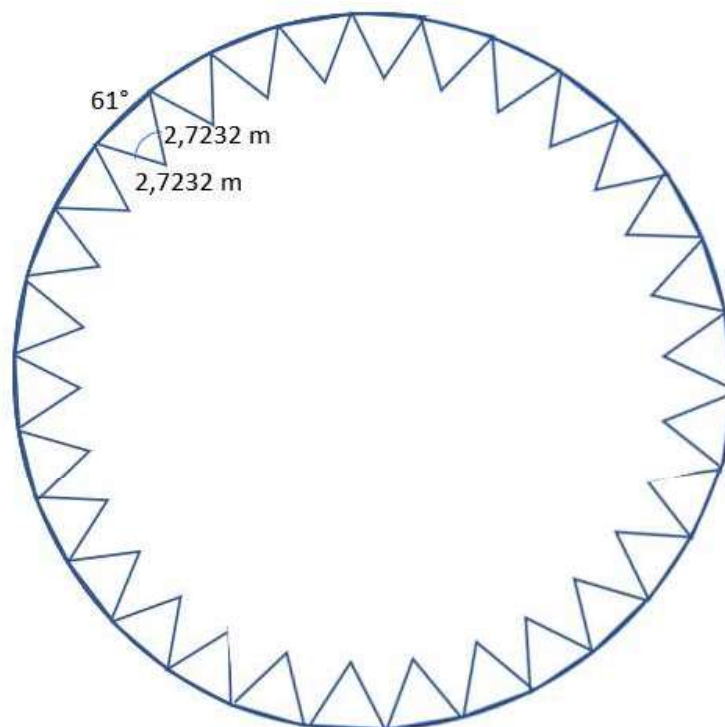
$$S_b = L_t S_c n_{tr} n_r \quad (7.47)$$

Výsledky výpočtu počtu svazků jsou uvedeny v tabulce.

Veličina	Jednotka	Hodnota
Tepelný odpor rozhraní trubky a žebra ΣR_n	[K/W]	0,001082
Součinitel prostupu tepla k	[W/m ² K]	167,08
Teplotní rozdíl výstupního vzduchu a vstupní vody ΔT_1	[K]	3,67
Teplotní rozdíl vstupního vzduchu a výstupní vody ΔT_2	[K]	1,47
Logaritmický teplotní spád ΔT_{ln}	[K]	2,40
Potřebná teplosměnná plocha S	[m ²]	5 081 889,74
Teplosměnná plocha jednoho svazku trubek S_b	[m ²]	5 158,58
Potřebný počet svazků n_b	-	985

Tabulka 15: Výsledky výpočtu teplosměnné plochy tepelného výměníku

Výměníkové svazky budou rozděleny do třech navržených věží. Budou rozmístěny po obvodu věží do tvaru zubů s vrcholovým úhlem 61°.



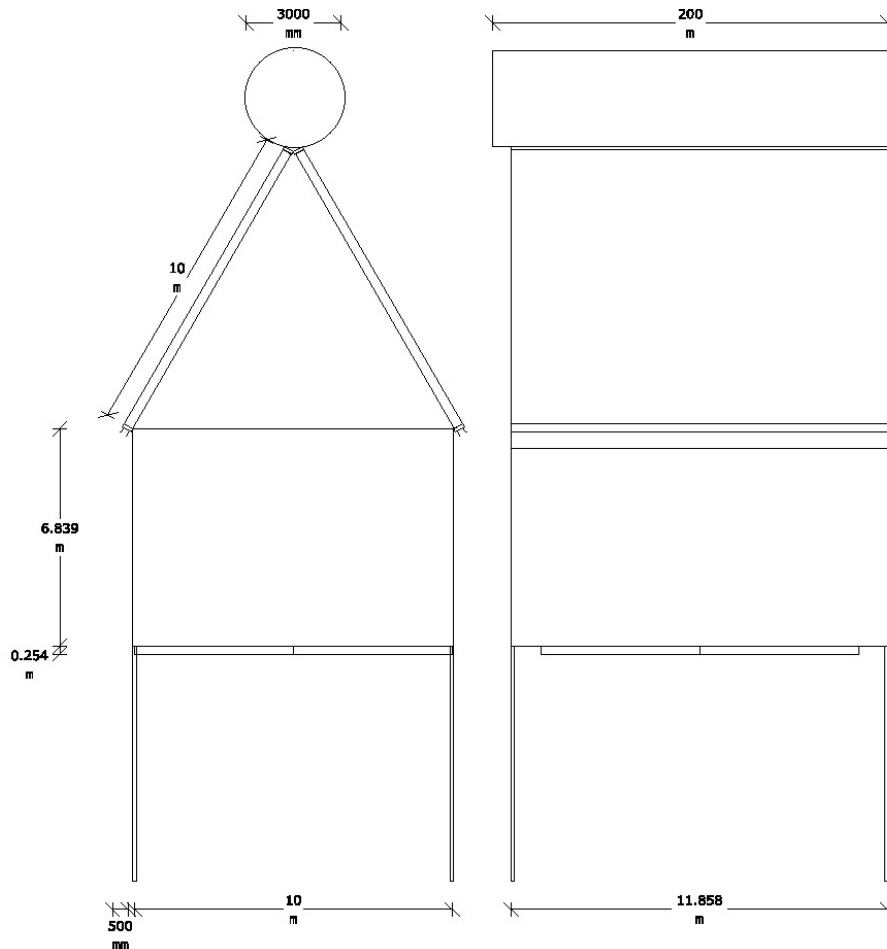
Obrázek 46: Půdorys rozmístění výměňkových svazků

7.2 Vzduchem chlazený kondenzátor

Pro porovnání byl navržen vzduchem chlazený kondenzátor s nuceným tahem. Pro tento návrh byl použit software HTRI Xchanger Suite. Pro návrh se předpokládají dva

kondenzátory skládající se z paralelně spojených jednotek A-typu. Vstupem, který software pro návrh vyžaduje, je množství páry, její suchost (byla určena ze zadané entalpie) a tlak kondenzace. Dále se zvolí geometrie trubek – zvolena byla žebrovaná trubka o průměru 1 palce s žebry o výšce 16 mm a tloušťce 0,5 mm na patě a 0,3 mm na špičce v počtu 354 žeber na metr. Uspořádání trubek ve svazku je zvoleno do rovnostranného trojúhelníka s roztečí 84 mm.

Celý výsledek výpočtu je obsahem Přílohy 1. Jeden kondenzátor obsahuje 90 jednotek, skládajících se z 560 10metrových žebrovaných trubek. Každá jednotka používá ventilátor o příkonu 151 kW, což činí celkovou spotřebu ventilátorů pro oba kondenzátory 27,18 MW. Skica jednotky je na obrázku 47.



Obrázek 47: Skica jedné jednotky pro ACC ze SW HTRI

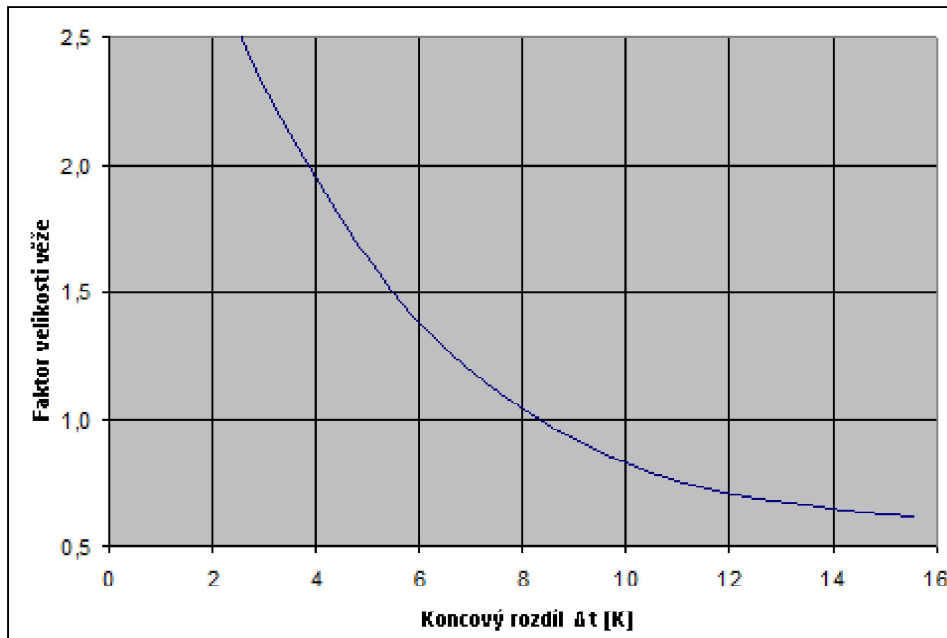
8 Chlazení v nenávrhových stavech

Chladicí věž byla navržena pro průměrné roční hodnoty okolní teploty a vlhkosti vzduchu. V tomto návrhovém stavu ale většinu roku pracovat nebude. Na možnost vychlazení chladicí vody má zásadní vliv okolní teplota vzduchu, ovšem roli hraje i vlhkost, jelikož vlhkost vzduchu ovlivňuje jeho hustotu, na které je závislý tah věží.

Pro ověření nenávrhových stavů chlazení použijeme navržené parametry věže a výměníku, tedy rozměry a ΔT_m je zafixováno a pro jednotlivé okolní podmínky je opět iteračně dohledán hmotnostní tok vzduchu věží a ohřátí vzduchu. Na teplotách vstupního a výstupního vzduchu poté závisí teplota chladicí vody, na níž dále závisí tlak

v kondenzátoru a tím entalpie páry po expanzi, což je parametr nejvíce ovlivňující výkon turbíny, jak bylo rozebráno v kapitole 2.2.

Pro porovnání je obdobným způsobem vyjádřena i entalpie na konci expanze pro různé okolní podmínky pro případ mokré věže, která sice v zadávacích podmínkách bez přístupu vody není možná realizovat, ale dává představu o limitaci suchého chlazení. V případě mokré chladicí věže její chladicí schopnost ovlivňuje teplota mokrého teploměru (viz kapitola 3.1). Při návrhu mokré chladicí věže se nejprve volí tzv. koncový rozdíl, což je rozdíl teploty mokrého teploměru a výstupní chladicí vody. Na velikosti koncového rozdílu závisí velikost chladicí věže, jak je patrné z grafu na obrázku 48. Pro účely porovnávacího výpočtu je zvolen koncový rozdíl 3 °C, což je v aktuální praxi nejnižší využívaná hodnota, kdy oproti 8 °C by chladicí věž byla více než dvojnásobná, ale díky takto nízké hodnotě by turbína dosahovala lepších výkonů a jelikož se jedná o elektrárnu velkého výkonu s předpokladem celoročního provozu, investice do velké chladicí věže by se vyplatila.



Obrázek 48: Vliv hodnoty koncového rozdílu na velikost věže

V Příloze 2 jsou zadané průměrné měsíční hodnoty vlhkosti vzduchu jako parciální tlak vodní páry obsažené ve vzduchu. Pro výpočty je zapotřebí znát relativní vlhkost vzduchu, což je podíl parciálního tlaku páry p_{vp} k tlaku syté páry pro danou teplotu suchého teploměru p_{vs} .

$$\varphi = p_{vp} / p_{vs} \quad (8.1)$$

Pro danou teplotu a vlhkost okolního vzduchu je průtok a ohřátí vzduchu ve věži určeno iteračně jako v kapitole 7.1.1. Díky výslednému teplotnímu rozdílu a konstantnímu ΔT_{in} je následně určena vstupní a výstupní teplota vody.

$$T_{a2} = T_{a1} + \Delta T_a \quad (8.2)$$

$$T_{w1D} = \frac{T_{a1} \left(-e^{\frac{T_{a1}}{\Delta T_{ln}}} \right) + (T_{a2} + \Delta T_w) e^{\frac{T_{a2} + \Delta T_w}{\Delta T_{ln} + \Delta T_w}}}{e^{\frac{T_{a2} + \Delta T_w}{\Delta T_{ln} + \Delta T_w}} - e^{\frac{T_{a1}}{\Delta T_{ln}}}} \quad (8.3)$$

$$T_{w2D} = T_{w1} - \Delta T_w \quad (8.4)$$

$$T_{cD} = T_{w1D} + TTD \quad (8.5)$$

Tlak kondenzace je určen pomocí tabulek vody a vodní páry pro teplotu kondenzace, což je teplota ohřáté chladicí vody zvýšena o teplotní rozdíl TTD, následně je pro tlak kondenzace z tabulek vody a vodní páry určena entalpie syté páry jako entalpie páry na konci expanze.

Pro příklad mokré chladicí věže je za pomoci doplňku CoolProp⁶ určena teplota vlhkého teploměru pro danou teplotu a vlhkost vzduchu. Teplota chladicí vody je poté určena jako teplota mokrého teploměru + koncový rozdíl (approach).

$$T_{w2W} = T_{wb} + \Delta T_{approach} \quad (8.6)$$

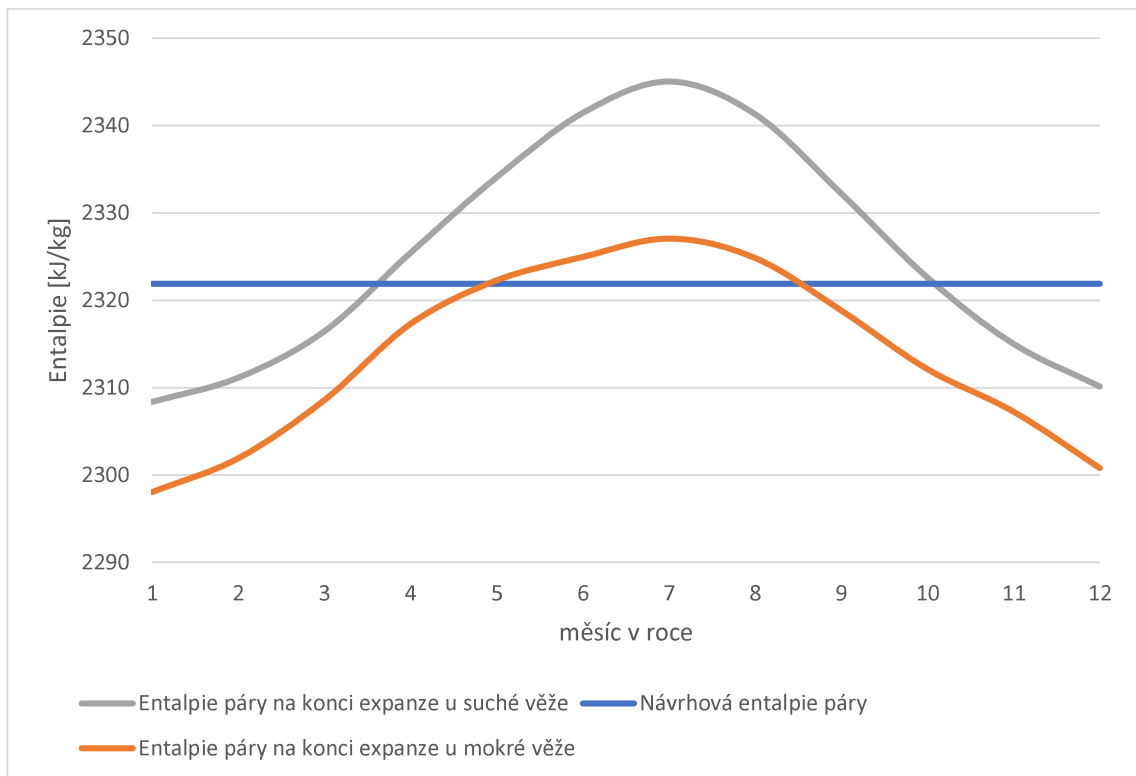
$$T_{w1W} = T_{w2W} + \Delta T_w \quad (8.7)$$

Následně je stejně jako u suché chladicí věže pomocí tabulek vody a vodní páry určen tlak kondenzace a entalpie páry na konci expanze.

Rozdíly ve vývoji entalpie páry na konci expanze pro oba druhy chlazení jsou patrné z grafů na obrázku 49.

Kompletní výsledky jsou shrnuty v Příloze 3.

⁶ určení teploty vlhkého teploměru v MS Excel pomocí funkce „=HAPropsSI("T_wb";"T";teplota v K;"P";tlak v Pa;"R";relativní vlhkost desetinným číslem)“



Obrázek 49: Vývoj entalpie páry na konci expanze během roku

8.1 Diskuse nenávrhových stavů – porovnání s mokrou chladicí věží

Z grafu v předchozí kapitole je viditelná velká závislost suché chladicí věže na okolních podmínkách. Tato závislost je samozřejmě i u mokré chladicí věže, ale tam díky teplotě mokrého teploměru je křivka pro letní měsíce méně „špičatá“. Díky vypařovacímu chlazení je v letních měsících při malé vlhkosti okolního vzduchu možné vychladit chladicí vodu až pod teplotu suchého teploměru, což je v případě suché chladicí věže technicky nemožné. Také snížení výkonu oproti návrhovému stavu, které u suché chladicí věže nastává od dubna do října, je u mokré chladicí věže pouze od května do září.

Mokrá chladicí věž vychází obecně menší než suchá chladicí věž stejného výkonu, tedy investiční náklady budou pro mokrou chladicí věž menší.

Suchá chladicí věž s přirozeným tahem nemá ale praktický žádnou spotřebu médií, protože cirkulující voda je v uzavřeném okruhu ideálně beze ztrát. Provozní náklady spočívají jen v případném čištění žebrovaných trubek výměníku. Mokrá chladicí věž spotřebovává neustále určité množství chladicí vody, provozní náklady budou proto větší o náklady na úpravu vody a případně sankce za kvalitu vypouštěné vody.

9 Závěr

Úlohou diplomové práce bylo zpracování návrhu systému odvodu tepla pro elektrárnu velkého výkonu v podmínkách kontinentálního klimatu s omezeným množstvím chladicí vody.

V první kapitole práce je popsán Rankin – Clausiův cyklus popisující děje v tepelné elektrárně a účinnost cyklu pro demonstrování úlohy chlazení na výkon elektrárny. V druhé kapitole je popsán fyzikální princip chlazení v mokré a suché chladicí věži, z nějž je patrný rozdíl mezi mokrým a suchým chlazením. V následujících kapitolách jsou popsány dostupné technologie a možnosti chladicích systémů mokrých, suchých a hybridních a základní komponenty používané pro stavbu chladicích věží.

V praktické části diplomové práce je nejprve proveden bilanční výpočet pro mokrou, suchou a hybridní chladicí věž pro porovnání potřeby vody případně vzduchu pro jednotlivé varianty chlazení a pro několik hodnot ochlazení chladicí vody.

Samotný návrh systému odvodu tepla je proveden pro jednu variantu ochlazení chladicí vody, a sice 13 °C a pro průměrné hodnoty okolního vzduchu 15 °C a 55% relativní vlhkost. Vzhledem k zadání je zvolena suchá chladicí věž s přirozeným tahem. Návrh suché chladicí věže s přirozeným tahem spočívá v navržení rozměru skeletu zajišťujícího potřebný hmotnostní tok vzduchu, který byl zvolen klasického Itersonovského typu a tepelného výměníku pro odvod tepla, který byl zvolen jako výměník z ocelových trubek s extrudovaným žebrováním z hliníkové slitiny. Výměník se skládá z mnoha svazků, velikost svazku byla určena s ohledem na možnosti dopravy takové komponenty, tedy maximálně 2,8 m široký a 20 m dlouhý. Oba návrhy spolu souvisí, protože velikost výměníku ovlivňuje tlakové ztráty v chladicí věži, a tedy hmotnostní průtok vzduchu a tím ohřátí vzduchu ve věži, na kterém zpět závisí množství odvedeného tepla výměníkem. Výpočet proto probíhá iteračně tak, aby byly splněny základní podmínky, jako je maximální výška věže 165 m, maximální patní průměr věže 165 m a maximální ohřátí vzduchu 17 °C. Dalším sledovaným parametrem byla rychlost proudění vody v trubkách a rychlost proudění vzduchu kanálem, kdy požadované rychlosti byly 1 – 2 m/s pro vodu a do 5 m/s pro vzduch.

Výsledkem splňujícím všechny určené parametry jsou 3 suché chladicí věže o výšce 144 m a patním průměru 144 m. Každá věž poskytne hmotnostní průtok vzduchu přibližně 45 000 kg/s. V každé věži je po obvodu umístěn čtyřřadý tepelný výměník o 328 svazcích. Celkový počet svazků tepelného výměníku je tedy 984, což při 46 trubkách v řadě a 4 řadách čítá přibližně 181 000 žebrovaných trubek.

Taková věž bude nákladná na výstavbu, ale následné provozní náklady budou prakticky nulové, protože uzavřený cyklus nespotřebovává žádná média, při přirozeném tahu není potřeba energií. Pro porovnání je uveden výpočet vzduchem chlazeného kondenzátoru pomocí softwaru HTRI, který pro vytvoření proudu vzduchu využívá ventilátory a spotřeba energie činí 27,18 MW.

Po návrhu odvodu tepla následuje přehled chlazení v nenávrhových stavech v průběhu roku. Pro již danou chladicí věž a tepelný výměník byly měněny teploty a vlhkosti a bylo určeno ohřátí vzduchu a jeho hmotnostní průtok. Na základě toho byly pro konstantní teplotní logaritmický spád a konstantní ochlazení vody určeny vstupní a výstupní teplota chladicí vody, díky které bylo možno určit tlak v kondenzátoru a posléze entalpii páry na konci expanze. Jelikož účinnost cyklu přímo závisí na entalpickém spádu turbíny, je z vývoje entalpie vidět vliv okolních podmínek na výkon elektrárny.

Pro porovnání je obdobně proveden výpočet hodnot entalpie v průběhu roku pro případ, že by chladicí věž byla mokrá, a tedy výsledky ovlivňovala teplota mokrého teploměru.

Z výsledků je patrná velká nevýhoda suché chladicí věže, a to její závislost na teplotě okolního vzduchu. Pro odstranění tohoto nedostatku by se dalo uvažovat nad hybridní chladicí věží koncipované jako vodu šetřící nebo s využitím mokré části jen v období největších teplot pro eliminaci snížení výkonu.

Další z možností je omezení projektu na 2 suché chladicí věže o patním průměru 165 metrů za cenu zhoršení výstupního tlaku turbíny. Případná úvaha o chladicích věžích ještě větších rozměrů je nad rámec této práce.

10 Reference

- [1]. **Agency, International Atomic Energy.** *Efficient water management in water cooled reactors*. Vienna : IAEA, 2012. 978-92-0-132610-2 (ISBN).
- [2]. **Daniel, Duda.** Termomechanika. *podklady pro cvičení*. Plzeň : Západočeská Univerzita.
- [3]. **G. B. Hill, E. J. Pring, Peter D. Osborn.** *Cooling Towers Principles and Practice*. London : Butterworth-Heinemann, 1990.
- [4]. **František, Hezoučký.** Chladicí věže. *učební text*. Plzeň : Západočeská Univerzita.
- [5]. **Chou, Min Shen.** *A comparison of wet type and dry type cooling towers by energy availability methods*. Georgia : Georgia Institute of Technology, 1973.
- [6]. **Busch D., Harte R., Krätzig W., Montag U.** *World's Tallest Natural Draft Cooling Tower, near Cologne, Germany*. : Structural Engineering International, 2001. Sv. 11(2). DOI: 10.2749/101686601780347084.
- [7]. **Hensley, John C.** *Cooling Tower Fundamentals*. Overland Park, Kansas : SPX Cooling Technologies, Inc., 2009.
- [8]. **Vitkovic, Pavol.** Water distribution characteristics of spray nozzles in a cooling tower. *EPJ Web of Conferences*. 02109, 2015, Sv. 92, DOI: 10.1051/epjconf/20159202109.
- [9]. **Kranc, S. C.** Optimal spray patterns for counterflow cooling towers with structured packing. *Applied Mathematical Modelling*. 31, 2007, Sv. 676 - 686, doi:10.1016/j.apm.2005.11.027.
- [10]. Purposes and Types of Fill. *Proof in performance*. [Online] SPX COOLING TECHNOLOGIES, INC., 2016. [Citace: 24. 03 2021.] <http://proofinperformance.com/wp-content/uploads/2017/04/CTII-02A.pdf>.
- [11]. Finned Tubes. *Heat Exchanger Tubes*. [Online] PROFINS LIMITED, 2019. [Citace: 27. 3 2021.] <https://www.profins.com/en/finned-heat-exchanger-tubes/>.
- [12]. **Kroger, Detlev Gustav.** *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-flow Performance Evaluation and Design, volume II*. Oklahoma : PennWell Books, 2004. ISBN 1-59370-019-9.
- [13]. **Kroger, Detlev Gustav.** *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-flow Performance Evaluation and Design, volume I*. Oklahoma : PennWell Corporation, 2004. ISBN 0-87814-896-5.
- [14]. **Hewitt, G.F.** *Process Heat Transfer*. New York : airmon Press, Inc., 1992. ISBN 0-88173-122-6.
- [15]. **Kuppan, T.** *Heat exchanger design handbook*. 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-4212-6.
- [16]. **Zoltán Szabó, Attila Grégász, Zoltán Mezey.** *Water Conservation Type Cooling Systems for Nuclear Power Plants*. San Francisco, CA : GEA EGI Contracting/Engineering Co. Ltd., 2011.
- [17]. **András Balogh, Zoltán Szabó.** *HELLER System: The Economical Substitute for Wet Cooling*. Charlotte (NC) : GEA EGI Contracting/Engineering Co. Ltd, 2008.
- [18]. **Thulukkanam, Kuppan.** *Heat exchanger design handbook*. Boca Raton : CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-4212-6.

11 Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Jednotka	Význam
A, S	[m ²]	plocha
a_t	[J/kg]	měrná technická práce
b	[m]	šířka
C	[%]	koncentrace
c_p	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
d	[m]	průměr
f_D	[-]	součinitel tření
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
h	[J/kg]	měrná entalpie
H	[m]	výška
H_v	[J/kg]	měrné výparné teplo
k	[W/m ² K]	součinitel prostupu tepla
K_{he}	[-]	ztrátový koeficient při průchodu tepelným výměníkem
L	[m]	délka
n	[-]	stupeň zahuštění, počet
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[kPa], [bar] ⁷	tlak
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
q	[J/kg]	měrné teplo
Q	[W]	teplo
R	[J/kgK]	plynová konstanta
R	[K/W]	tepelný odpor
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[m]	rozestup
t	[m]	tloušťka
t, T	[°C], [K]	teplota
w	[kg/kg]	měrná vlhkost
α	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla
η	[-]	účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[W/mK]	tepelná vodivost
μ	[Pa·s]	dynamická viskozita
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	hustota
\dot{m}	[kg/s]	hmotnostní průtok
ψ	[-]	koreční faktor

⁷ Pro účely použití tabulek vody a vodní páry je tlak v barech

Index	Význam
1	začátek děje
2	konec děje
a	vzduch
B	odluh
b	svazek
c	kondenzační
D	únos
E	odpar
f	žebro
fr	čelní
i, in	vstupní
id	ideální
iz	izoentropický
M	přídavný
o, out	výstupní
r	pata
r	řady
s	pára
t	tepelný, trubka
td	termodynamický
tr	trubek v řadě
w	voda

Zkratka	Význam
ACC	vzduchem chlazený kondenzátor
DC	kondenzátor s přímým kontaktem
TTD	Koncový teplotní rozdíl mezi kondenzátem a ohřátých chladicím médiem

12 Seznam obrázků

Obrázek 1: R-C cyklus [2]	12
Obrázek 2: T-s diagram R-C cyklu se zobrazením chladicí vody	14
Obrázek 3: Expanze v turbíně v h-s diagramu	15
Obrázek 4: Ilustrace odpařovacího chlazení z vodního filmu	16
Obrázek 5: Ilustrace ochlazení a koncového rozdílu	17
Obrázek 6: Rozdělení chladicích věží [1]	18
Obrázek 7: Otevřený chladicí cyklus neboli průtočné chlazení [1]	19
Obrázek 8: Chladicí rybník [1]	20
Obrázek 9: Mokrý chladicí věž [1]	20
Obrázek 10: Doplnění vody do uzavřeného systému chladicí věže [1]	21
Obrázek 11: Vzduchem chlazený kondenzátor – přímé chlazení [1]	22
Obrázek 12: Nepřímé suché chlazení s věží s nuceným tahem [1]	23
Obrázek 13: Heller systém [1]	24
Obrázek 14: Hybridní chladicí věž [1]	25
Obrázek 15: Paralelní zapojení mokré a suché chladicí věže s jedním povrchovým kondenzátorem [1]	26
Obrázek 16: Paralelní zapojení mokré a suché chladicí věže s děleným kondenzátorem	27
Obrázek 17: Paralelně spojený ACC a mokrý chladicí věž	27
Obrázek 18: Sériově spojený suchý a mokrý systém s povrchovým kondenzátorem	28
Obrázek 19: Jednookruhový sériově spojený suchý a mokrý systém s povrchovým kondenzátorem	28
Obrázek 20: Rozhodovací diagram pro volbu chlazení v závislosti na dostupném množství vody [1]	29
Obrázek 21: Ilustrace vlivu teploty chladicího systému na tlak na konci expanze [5]	30
Obrázek 22: Chladicí věž typu Iterson elektrárny Niederaussem [6]	31
Obrázek 23: Geometrie chladicí věže	31
Obrázek 24: Chladicí věž s vertikálními ventilátory	31
Obrázek 25: Chladicí věž s horizontálními ventilátory	32
Obrázek 26: Ventilátor chladicí věže s plastovými lopatkami	33
Obrázek 27: Ventilátor chladicí věže s mužem pro představu velikosti	33
Obrázek 28: Plastové rozstřikovací trysky [8]	34
Obrázek 29: Výplň rozstřikového typu [10]	35
Obrázek 30: Výplň filmového typu [10]	36
Obrázek 31: Eliminátor úletu [10]	36
Obrázek 32: Rozložení výměníků v suché chladicí věži [11]	37
Obrázek 33: Žebrovaná trubka typu "L" [11]	38
Obrázek 34: Žebrovaná trubka typu "LL" [11]	38
Obrázek 35: Žebrovaná trubka typu "KL" [11]	39
Obrázek 36: Integrované žebrování typu „G“ [11]	39
Obrázek 37: Extrudovaná žebrovaná trubka [11]	40
Obrázek 38: Teplotní spád na kondenzátoru	41
Obrázek 39: Hmotnostní průtok chladicí vody v mokré chladicí věži	44
Obrázek 40: Množství doplňované vody pro mokrou chladicí věž	44
Obrázek 41: Hmotnostní průtok vzduchu v suché chladicí věži	46
Obrázek 42: Vliv hodnoty protitlaku na výkon turbíny	47
Obrázek 43: Hmotnostní průtoky hybridní chladicí věži	48
Obrázek 44: Suchá věž s přirozeným tahem s vertikálním výměníkem tepla	49

Obrázek 45: Žebrovaná trubka pro tepelný výměník	53
Obrázek 46: Půdorys rozmístění výměňkových svazků	59
Obrázek 47: Skica jedné jednotky pro ACC ze SW HTRI	60
Obrázek 48: Vliv hodnoty koncového rozdílu na velikost věže	61
Obrázek 49: Vývoj entalpie páry na konci expanze během roku	63

13 Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní vlastnosti žebrovaných trubek [11]	40
Tabulka 2: Vstupní hodnoty pro bilanci mokré chladicí věže	43
Tabulka 3: Výsledky bilančních výpočtů mokré chladicí věže	43
Tabulka 4: Vstupní hodnoty pro bilanci suché chladicí věže	45
Tabulka 5: Výsledky bilančních výpočtů suché chladicí věže	45
Tabulka 6: Výsledky bilančních výpočtů hybridní chladicí věže	48
Tabulka 7: Zadané hodnoty pro návrh chladicího okruhu	49
Tabulka 8: Průměrné atmosferické podmínky	49
Tabulka 9: Výsledky návrhu skeletu chladicí věže	52
Tabulka 10: Hodnoty pro žebrované trubky tepelného výměníku	53
Tabulka 11: Hodnoty pro trubkový svazek tepelného výměníku	54
Tabulka 12: Výsledky pro stranu vody tepelného výměníku	55
Tabulka 13: Hodnoty koeficientu F_2	55
Tabulka 14: Výsledky pro stranu vzduchu tepelného výměníku	58
Tabulka 15: Výsledky výpočtu teplosměnné plochy tepelného výměníku	59

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet vzduchem chlazeného kondenzátoru softwarem HTRI



Output Summary

Released to the following HTRI Member Company:

Xacc 8.2 09-Feb-21 9:10 SN: 13222-409467498

SI Units

ACC comparison study

DP Sarka Polanecka

Rating-Incline a-frame air-cooler forced draft countercurrent to crossflow

See Data Check Messages Report for Warning Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name					
Fluid condition		Sens. Gas		Cond. Vapor	
Total flow rate	(kg/s)	58788.785		488.000	
Weight fraction vapor, In/Out		1.0000	1.0000	0.8452	0.0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	15.00	31.15	37.99	37.48
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	15.00	36.67	15.00	37.42
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	100.14	99.981	6.630	6.448
Pressure drop, Total/Allow	(Pa) (kPa)	157.00	250.00	0.182	0.500
Midpoint velocity	(m/s)		7.08		25.57
- In/Out	(m/s)			0.00	2.60e-3
Heat transfer safety factor	(-)		1.0000		1.0000
Fouling	(m2-K/W)		0.000100		0.000150
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	43.10	Actual U	(W/m2-K)	34.553
Tubeside film coef	(W/m2-K)	6344.6	Required U	(W/m2-K)	32.627
Clean coef	(W/m2-K)	38.034	Area	(m2)	2517624
Hot regime		Cond. Vapor	Overdesign	(%)	5.90
Cold regime		Sens. Gas			
EMTD	(Deg C)	11.6			
Duty	(MegaWatts)	955.200			
Unit Geometry			Tube Geometry		
Bays in parallel per unit		90	Tube type		High-finned
Bundles parallel per bay		2	Tube OD	(mm)	50.800
Extended area	(m2)	2517624	Tube ID	(mm)	47.800
Bare area	(m2)	157498	Length	(m)	10.000
Bundle width	(m)	11.820	Area ratio(out/in)	(-)	16.988
Nozzle		Liq. Outlet	Outlet		
Number	(-)	3	0	Number of passes	(-)
Diameter	(mm)	200.00	0.000	Number of rows	(-)
Velocity	(m/s)	2.78e-2	0.00	Tube count	(-)
R-V-SQ	(kg/m-s2)	0.77	0.00	Tube count Odd/Even	(-)
Pressure drop	(kPa)	0.000	0.000	Material	Carbon steel
Fan Geometry			Fin Geometry		
No/bay	(-)	1	Type		Circular
Fan ring type		Straight	Fins/length	(fin/meter)	354.0
Diameter	(m)	10.000	Fin root	(mm)	50.800
Ratio, Fan/bundle face area	(-)	0.3322	Height	(mm)	16.000
Driver (design/min. ambient)	(kW)	151.67	Base thickness	(mm)	0.500
Tip clearance	(mm)	18.050	Over fin	(mm)	82.800
Efficiency	(%)	85.000	Efficiency	(%)	86.8
Fans turned-off	(-)	All Fans On	Area ratio (fin/bare)	(-)	16.0
			Material		Aluminum 1100-annealed
Airsides Velocities				Thermal Resistance, %	
Face	(m/s)	Actual	Standard	Air	80.18
Maximum	(m/s)	6.87	6.92	Tube	9.25
Flow	(100 m3/min)	29134	29360	Fouling	9.15
Velocity pressure	(Pa)	28.62		Metal	1.42
Bundle pressure drop	(Pa)	122.90		Bond	0.00
Bundle flow fraction	(-)	1.000			
Bundle	78.28	Airsides Pressure Drop, %		Louvers	0.00
Ground clearance	0.00	Fan guard	0.00	Hail screen	0.00
Fan ring	16.39	Fan area blockage	0.00	Steam coil	0.00

PŘÍLOHA č. 2

Zadané atmosférické podmínky

Table A1 - 1 Ambient Temperature (°C)

	Average monthly												Average Yearly	Absolute minimum	Absolute maximum	Average max in hottest period	Average min in coldest period
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII					
1.1	4.3	9.3	16.4	22.6	27.6	30.0	27.5	21.3	14.3	8.0	3.2	15.5	-28.7	49	38.5	-28	

Table A1 - 2 Daily Average and Maximum Ambient Temperature Amplitude (°C)

	Daily average ambient temperature amplitude per month												Daily max temperature amplitude	
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	January	July
10.0	11.2	11.9	13.6	15.9	17.3	17.7	18.3	19.0	17.2	13.9	10.6	26.8	31.3	

Table A1 - 3 Ambient Air Humidity

	Monthly water vapour partial pressure, gPa												Ambient average min relative humidity, %	
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Cold period	Hot period
5.6	6.2	8.0	11.0	12.1	11.9	12.7	11.9	9.5	7.7	7.8	6.1	62	23	

PŘÍLOHA č. 3

Hodnoty nenávrhových stavů pro porovnávané chladicí věže

Hodnoty nenávrhových stavů pro suchou chladicí věž

Měsíc	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Vzduch												
Teplota T_{a1} [°C]	1,1	4,3	9,3	16,4	22,6	27,6	30	27,5	21,3	14,3	8	3,2
Vlhkost vzduchu φ [-]	0,84	0,74	0,68	0,59	0,44	0,32	0,3	0,32	0,37	0,47	0,72	0,79
Ohřátí vzduchu ΔT_a [°C]	21	19,3	17,15	14,87	13,38	12,47	12,1	12,47	13,58	15,39	17,67	19,85
Teplota T_{a2} [°C]	22,1	23,6	26,45	31,27	35,98	40,07	42,1	39,97	34,88	29,69	25,67	23,05
Hmotnostní průtok vzduchu m_a [kg/s]	32816,91	35539,72	39945,73	46088,47	51186,31	54943,19	56559,68	54920,65	50432,35	44523,39	38770,8	34530,44
Voda												
Teplota T_{w1} [°C]	22,39596	24,09243	27,34565	32,85576	38,19501	42,74475	44,97816	42,64475	37,00167	31,09014	26,44908	23,46872
Teplota T_{w2} [°C]	9,395961	11,09243	14,34565	19,85576	25,19501	29,74475	31,97816	29,64475	24,00167	18,09014	13,44908	10,46872
Teplotní logaritmický spád ΔT_{ln} [°C]	2,400026	2,400714	2,400607	2,400577	2,4	2,400003	2,400097	2,400004	2,400003	2,400006	2,40092	2,400029
Kondenzace												
Teplota kondenzace T_c [°C]	25,39596	27,09243	30,34565	35,85576	41,19501	45,74475	47,97816	45,64475	40,00167	34,09014	29,44908	26,46872
Tlak kondenzace p_c [bar]	0,032453	0,035873	0,043317	0,059005	0,07868	0,099679	0,111641	0,099171	0,073851	0,053515	0,041142	0,034581
Entalpie páry na konci expanze u suché věže [kg/kg]	2308,354	2311,136	2316,461	2325,445	2334,104	2341,443	2345,032	2341,282	2332,173	2322,571	2314,995	2310,114

Hodnoty nenávrhových stavů pro mokrou chladicí věž

Měsíc	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Voda												
Teplota mokrého teploměru T_{wb} [°C]	0,132593	2,475777	6,547779	11,856603	14,91031	16,555556	17,85349	16,48325	12,79473	8,675106	5,718215	1,80086
Teplota T_{w1} [°C]	3,132593	5,475777	9,547779	14,856603	17,91031	19,555556	20,85349	19,48325	15,79473	11,67511	8,718215	4,80086
Teplota T_{w2} [°C]	16,13259	18,47578	22,54778	27,856603	30,91031	32,555556	33,85349	32,48325	28,79473	24,67511	21,71821	17,80086
Kondenzace												
Teplota kondenzace T_c [°C]	19,13259	21,47578	25,54778	30,856603	33,91031	35,555556	36,85349	35,48325	31,79473	27,67511	24,71821	20,80086
Tlak kondenzace p_c [bar]	0,022164	0,025618	0,032747	0,044599	0,052981	0,058039	0,062319	0,057808	0,047043	0,037118	0,031169	0,024578
Entalpie páry na konci expanze u suché věže [kg/kg]	2298,051	2301,911	2308,603	2317,295	2322,278	2324,956	2327,066	2324,839	2318,828	2312,091	2307,241	2300,8