

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky

Teoretický základ strojního inženýrství
práce



**Tepelné čerpadlo pracující s nízkopotenciálním
teplem z chladicího systému datových center**

Heat pump working with low-potential heat from the
data center cooling system

Bakalářská práce

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pechar** Jméno: **Hugo** Osobní číslo: **508939**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Tepelné čerpadlo pracující s nízkopotenciálním teplem z chladicího systému datových center

Název bakalářské práce anglicky:

Heat pump working with low-potential heat from the data center cooling system

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte

a/ situační výkres tepelného zdroje, dopravní cesty a vstupu do výměňkové stanice zásobovaného objektu,
b/ zpracujte současnou zdrojovou část datového centra (i s popsáním možností jejího budoucího upgrade vč. případné akumulace tepla a výroby chladu) od serverů po výstup tepla/chladu z datového centra ve formě technologických schemat, Power and Flow diagramu a Pipe and Instrumentation diagramu.

c/zpracujte podrobně jednu sestavu uliček datového centra a její propojení s tepelným čerpadlem ve formě kladecího plánu potrubí, seznamu potrubí a armatur a seznamu strojů a zařízení.

c/ zhodnoťte jednotlivé pracovní režimy svého návrhu pomocí pracovních diagramů tepelných čerpadel a výrobních grafů,
d/vypravujte ekonomické hodnocení záměru za využití parametrizace ve smyslu studie proveditelnosti - zhodnoťte výkony, spotřeby, náklady a výnosy.

Seznam doporučené literatury:

Dle pokynů vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Pavel Sláma, Ph.D. ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **15.04.2024**

Termín odevzdání bakalářské práce: **31.07.2024**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Pavel Sláma, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Michal Schmirler, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Anotační list

Název práce:	Tepelné čerpadlo pracující s nízkopotenciálním teplem z chladicího systému datových center
Title:	Heat pump working with low-potential heat from the data center cooling system
Autor:	Hugo Pechar
Akademický rok:	2023/2024
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství (B2342)
Studijní obor:	Bez oboru (2301R000)
Ústav:	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky
Druh práce:	Bakalářská práce
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Sláma, Ph.D
Abstrakt:	<p>Tato bakalářská práce se zabývá návrhem parametrů a hlavních komponentů tepelného čerpadla využívajícího odpadní teplo z datových center. Dále také využitím tohoto zhodnoceného tepla včetně časové závislosti spotřeby v zásobovaném objektu s řešením akumulace v době poklesu spotřeby. Podrobně zpracovává napojení tepelného čerpadla na chladicí systém a serverové místnosti datového centra. V závěru práce posuzuje projekt z ekonomického hlediska.</p>
Abstract:	<p>This bachelor thesis deals with the design of parameters and main components of a heat pump utilizing waste heat from data centers. It also addresses the utilization of this recovered heat, including the time dependence of consumption in the supplied facility with a solution for accumulation during periods of reduced consumption. It elaborates on the connection of the heat pump to the cooling system and server rooms of the data center. In the end, the thesis assesses the project from an economic perspective.</p>
Klíčová slova:	tepelné čerpadlo, datové centrum, odpadní teplo, spotřeba tepla, ekonomické zhodnocení, výměníky, kompresor, expanzní ventil, zásobování teplem
Keywords:	heat pump, data centre, waste heat, heat consumption, economic assessment, heat exchangers, compressor, expansion valve, heat supply

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing. Pavla Slámy, Ph.D., s využitím literárních zdrojů uvedených v seznamu citované literatury.

V Praze dne:

.....

Hugo Pechar

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce, panu Ing. Pavlu Slámovi, PhD., za cenné rady v řadě problémů a za odborné vedení práce. Děkuji také za jím vynaložený čas na odborné konzultace a za výbornou komunikaci během tvorby práce. Dále bych rád poděkoval panu Marku Božkovi ze společnosti TTC Teleport za poskytnutí dat a informací týkajících se datových center. V neposlední řadě děkuji také své rodině a přátelům za podporu během studia.

Přehled použitých veličin a jednotek

Zkratka veličiny Jednotka Popis veličiny

Písmena latinské abecedy

A	m^2	plocha
a	-	bezrozměrný parametr (tlaková ztráta ve výparníku)
a_f, b_f	m, mm	rozměry žebra (výparník)
\hat{a}	m, mm	amplituda sinusoidy
c	$m \cdot s^{-1}$	rychlost
c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku
COP	-	topný faktor tepelného čerpadlo (coefficient of performance)
d	m, mm	průměr
d_h	m, mm	hydraulický průměr
EER	-	koeficient energetické účinnosti
F_t	-	index protiproudnosti
G	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	koeficient přestupu tepla mezi vodou v trubce a zeminou na 1 m trubky
h	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie
H	m, mm	výška
h_{RE}	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla dlouhovlnným sáláním
I_{sol}	kWh	úhrn globálního záření
k	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	koeficient prostupu tepla, koeficient bezpečnosti
l	m	délka
L	m, mm	délka
$LMTD$	K	střední logaritmičeský teplotní rozdíl
\dot{m}	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní tok
n	-	počet
Nu	-	Nusseltovo číslo
P	W, kW	výkon
p	Pa, bar	tlak
Δp	-	tlaková ztráta
P_p	W, kW	elektrický příkon
Pr	-	Prandltovo číslo
Q	J, MJ	teplo
\dot{Q}	W, kW	tepelný výkon
Q_{sky}	$kWh/měsíc$	měsíční úhrn záření vyzářeného konstrukcí zpět vůči obloze

R	$K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$	tepelný odpor
Re	-	Reynoldsovo číslo
s	m, mm	tloušťka
s_1, s_2	m, mm	rozteč trubek výparníku
t	$^{\circ}C$	teplota ve stupních Celsia
T	K	teplota v Kelvinech
V	m^3	objem
\dot{V}	$m^3/s, m^3/hod$	objemový tok
W	m, mm	šířka
x	-	suchost mokré páry
\dot{Z}	W, kW	ztrátový výkon

Písmena řecké abecedy

α	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla
δ	K	rozdíl teplot
ε	-	kompresní poměr
η	-	účinnost
η_e	-	izoentropická účinnost
λ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
Λ	-	vlnová délka sinusoidy
λ_t	-	součinitel třecích ztrát
φ	-	úhel sklonu (kondenzátor)
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
ξ	-	koeficient místní tlakové ztráty, koeficient tlakové ztráty

Přehled použitých indexů

Dolní indexy

Označení	Název	Označení	Název
ξ	místní	o	vnější, outer
B	budovy	ok	okolí
$cold$	studený	out	výstupní hodnota
\check{c}	čerpadlo	P	prostupem
d	dopravní médium	p	přívodní
des	desek	sol	solární
$evap$	evaporace, výpar	t	třecí
f	zanášení (fouling), žebro (fin)	tr	trubek
hot	teplý	V	větrací

<i>ch</i>	chladiivo	<i>v</i>	vratná
<i>i</i>	vniřní, inner	<i>vým</i>	výměník
<i>in</i>	vstupní hodnota	<i>vz</i>	vzduch
<i>k</i>	kompresor	<i>z</i>	zemina
<i>kond</i>	kondenzace	<i>ž</i>	žebro
<i>n</i>	návrhový		

Horní indexy

Označení	Název
----------	-------

"	sytá pára
'	sytá kapalina

Přehled použitých zkratk

Zkratka	Vysvětlení
COP	Topný/chladicí faktor
DC	Datové centrum
EER	Koeficient energetické účinnosti
FNKV	Fakultní nemocnice Královské Vinohrady
IT	Informační technologie
KNTB	Krajská nemocnice Tomáše Bati ve Zlíně
LMTD	Střední logaritmický teplotní rozdíl
MOPD	Maximální operační tlakový rozdíl
PID	Pipe and Instrumentation diagram
TV	Teplá voda

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Datová centra	2
2.1	Způsoby chlazení serverů	2
2.1.1	Chlazení vzduchem.....	2
2.1.2	Další způsoby chlazení serverů.....	4
2.2	Provoz na datovém centru.....	5
2.2.1	Teplotní podmínky v sekundárním chladicím okruhu.....	6
3	Modelová situace	7
3.1	Tepelné ztráty budovy DC.....	7
3.2	Odběr tepla.....	10
3.2.1	Výběr koncepce na základě odběru tepla	10
3.2.2	Spotřeba tepla ve FNKV	11
4	Návrh tepelného čerpadla	13
4.1	Počet TČ a výkonové hladiny na vstupu	13
4.2	Výběr chladiva.....	14
4.2.1	Chladivo R717	16
4.2.2	Chladivo R1234ze(E)	16
4.2.3	Koncepce vycházející z výběru chladiva.....	17
4.3	Kompresor a tepelné oběhy	17
4.3.1	Rotační šroubový kompresor	18
4.3.2	Pístový kompresor	18
4.3.3	Výběr kompresoru	18
4.3.4	Oběhy TČ s reálnými kompresory.....	20
4.3.5	Vyhodnocení výběru.....	22
4.3.6	Čpavkové tepelné čerpadlo.....	22
4.4	Návrh výparníku	23
4.4.1	Rozdělení výparníku	24
4.4.2	Návrhové hodnoty a základní rovnice	24
4.4.3	Koeficient prostupu tepla.....	25
4.4.4	Výsledné rozměry výparníku.....	27
4.4.5	Tlaková ztráta vzduchu ve výparníku.....	27
4.5	Kondenzátor.....	28
4.5.1	Vstupní hodnoty a základní rovnice	28
4.5.2	Koeficient prostupu tepla.....	29
4.5.3	Výsledek výpočtu	31
4.6	Subcooler	32

4.7	Expanzní ventil	33
5	Provoz tepelného čerpadla	34
5.1	Srovnání produkce a spotřeby tepla.....	34
5.2	Využití přebytků v produkci tepla	34
5.2.1	Akumulace tepla	35
5.2.2	Výroba chladu.....	35
5.3	Ztráty dopravního okruhu	36
5.4	Pracovní režimy	36
5.5	Výrobní grafy.....	38
6	Napojení TČ na uličky v DC	39
6.1	Tlaková ztráta v okruhu vzduchu.....	40
7	Ekonomické zhodnocení projektu	41
8	Upgrade DC	44
9	Diskuse.....	45
10	Závěr	46
11	Reference	47

Seznam obrázků

Obrázek 1 Distribuce PUE v datových centrech, [3].....	2
Obrázek 2 Otevřená konfigurace	3
Obrázek 3 Konfigurace Studená ulička	3
Obrázek 4 Konfigurace Teplá ulička	4
Obrázek 5 Jednofázové ponorné chlazení, [8].....	4
Obrázek 6 Průběh tepelného výkonu a teplot v serverové místnosti během jednoho dne, zdroj dat: [10].....	5
Obrázek 7 Schéma chlazení DC	6
Obrázek 8 Teploty v sekundární okruhu během 1 dne, zdroj dat: [10]	6
Obrázek 9 Plánek okolí Fakultní nemocnice Královské Vinohrady.....	7
Obrázek 10 Obálka budovy DC.....	8
Obrázek 11 Průměrné měsíční ztráty budovy	9
Obrázek 12 Schéma ztrát budovy DC v horkých dnech.....	10
Obrázek 13 Tepelný příkon FNKV v průměrných dnech, zdroj dat: [17].....	12
Obrázek 14 Spotřeba tepla ve VFN, zdroj dat: [20]	13
Obrázek 15 Schéma porovnávacího oběhu.....	15
Obrázek 16 Schéma napojení na uličky s R717	17
Obrázek 17 Schéma napojení na uličky R1234ze(E)	17
Obrázek 18 Kompresory používané v tepelných čerpadlech, [25].....	18
Obrázek 19 Schéma tepelného oběhu	19
Obrázek 20 Tepelný oběh s kompresorem Bitzer OSHA7452-K a s chladivem R717, zdroj: [27].....	21
Obrázek 21 Tepelný oběh s kompresorem Bitzer CSH7573-90Y-40P a s chladivem R1234ze(E), zdroj: [27]	21
Obrázek 22 Schéma TČ Red Genium 300.....	22
Obrázek 23 Schéma výparníku	23
Obrázek 24 Teplotní schéma výparníku	24
Obrázek 25 Rozměry žebra.....	26
Obrázek 26 Geometrie deskových výměníků, zdroj: [32].....	30
Obrázek 27 Skládání desek.....	30
Obrázek 28 Výřez z technického listu Alfa Laval T35, zdroj: [37]	32
Obrázek 29 Výřez z technického listu Alfa Laval T8, zdroj: [37]	33
Obrázek 30 Odběr tepla na ohřev TV a výkonové hladiny TČ	34
Obrázek 31 Schéma zapojení absorpční jednotky	36
Obrázek 32 Výrobní graf TČ – Maximální výkon	38
Obrázek 33 Výrobní graf TČ – Minimální výkon	38
Obrázek 34 Výrobní graf TČ – Průměrný výkon	39
Obrázek 35 CAD model napojení TČ na uličky v DC	39
Obrázek 36 Zapojení ventilátorů	40
Obrázek 37 Ekonomická bilance projektu.....	42
Obrázek 38 Tepelný oběh chladiva R1234ze(E) při ponorném chlazení, zdroj: [27]	44

Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry modelového DC.....	7
Tabulka 2 Ztráty budovy DC.....	10
Tabulka 3 Parametry porovnávacího cyklu	14
Tabulka 4 Výsledky výběru chladiva	16
Tabulka 5 Vstupní parametry do Bitzer software.....	19
Tabulka 6 Parametry tepelného oběhu TČ s reálnými kompresory.....	20
Tabulka 7 Parametry TČ Red Genium 300	22
Tabulka 8 Výparník – výchozí návrhové hodnoty.....	24
Tabulka 9 Výsledné rozměry výparníku.....	27
Tabulka 10 Kondenzátor – vstupní hodnoty výpočtu.....	28
Tabulka 11 Subcooler – vstupní hodnoty výpočtu	32
Tabulka 12 Zhodnocení pracovních režimů TČ	37

Seznam příloh

Přílohy v přílohové části práce

- PŘÍLOHA 1 Výpočet výparníku
- PŘÍLOHA 2 Výpočet kondenzátoru
- PŘÍLOHA 3 Výpočet subcooleru
- PŘÍLOHA 4 Seznam potrubí napojení TČ na sál
- PŘÍLOHA 5 Seznam armatur napojení TČ na sál
- PŘÍLOHA 6 Seznam strojů napojení TČ na sál
- PŘÍLOHA 7 Výpočet tlakové ztráty v okruhu vzduchu

Přílohy vložené v deskách

- PŘÍLOHA 8 Situační výkres
- PŘÍLOHA 9 Pipe and instrumentation diagram
- PŘÍLOHA 10 Power and Flow diagram Plný výkon do nemocnice
- PŘÍLOHA 11 Power and Flow diagram Nabíjení akumulace
- PŘÍLOHA 12 Power and Flow diagram Vybíjení akumulace
- PŘÍLOHA 13 Power and Flow diagram 90 % zatížení TČ
- PŘÍLOHA 14 Power and Flow diagram 80 % zatížení TČ
- PŘÍLOHA 15 Power and Flow diagram Vypnuté TČ
- PŘÍLOHA 16 Kladecí plán potrubí napojení TČ na sál

1 Úvod

Datová centra představují, se stále vyšší světovou mírou využívání IT služeb, rychle rostoucí odvětví v sektoru služeb. S jejich navyšujícím se počtem se zvyšuje i množství energie spotřebované pro jejich fungování. Tato energie se v procesorech serverů mění na teplo, které je potřeba odebrat. K tomu se používá mnoho druhů chlazení, výsledek je však vždy stejný. Energie (za použití další energie) je mařená do okolního prostoru. To je nejenom neekonomické, ale může to způsobovat problémy, především v hustě osídlených oblastech. Města se sama o sobě na mnohých místech světa potýkají s vysokými teplotami a toto další nadměrné zatěžování jim neprospívá.

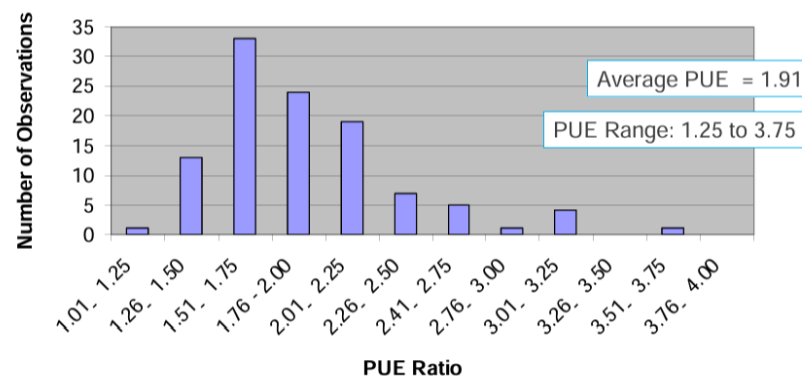
Téma využitelnosti tepla z datových center se tak jeví jako velmi aktuální. Vizí je získání stabilního zdroje tepla pro okolní objekty a zároveň ušetřit v datovém centru značné náklady spojené s chlazením serverů. Tato problematika však není jednoduchá. Maximální provozní teploty serverů se pohybují mezi 50 a 60 °C. Přímá využitelnost tepla s tak nízkým potenciálem není příliš reálná. Zde vstupuje do hry tepelné čerpadlo. Tepelné čerpadlo je strojní zařízení, které navyšuje potenciál tepla na úkor práce kompresoru.

Cílem této práce tedy je navrhnout základní komponenty pro tepelné čerpadlo vhodné pro využití v datových centrech a nalezení vhodného objektu, kde by bylo toto teplo uplatněno. Celá práce je koncipovaná jako konkrétní technické řešení problému, obsahující i ekonomické zhodnocení projektu. Snahou je přiblížit se co nejvíce reálné situaci a ukázat, zda má využití tepelného čerpadla v datových centrech širší smysl.

2 Datová centra

Datová centra (DC) jsou nedílnou součástí dnešní infrastruktury. Poskytují jak výpočetní sílu, tak prostor pro uchovávání informací. S rapidním nárůstem uživatelů internetu (z 3 miliard v roce 2015 na 5,3 miliard v roce 2022) se zvyšuje množství energie spotřebované datovými centry. V roce 2022 dosáhla elektrická energie spotřebovaná datovými centry 1,3 % z celkové světové spotřeby elektrické energie (těžba kryptoměn nezahrnuta) [1]. Vzhledem k dalšímu očekávanému růstu je snaha zvyšovat účinnost DC. Nacházejí se nové technologie chlazení serverů, které umožňují hustější osídlení serverů. To vše vede ke zvyšující se potřebě i lepší rentabilitě projektů využívajících odpadní teplo vznikající v datových centrech.

Účinnost DC je dnes již standardně porovnávána metodou PUE. PUE, indikátor energetické efektivity, je veličina vyvinutá neziskovou organizací The Green Grid. Je definovaná jako poměr celkové spotřeby DC ku spotřebě IT vybavení [2]. Ideální datové centrum by tedy mělo PUE rovno 1. Datová centra, která se zúčastnila programu Energy star organizace EPA mezi lety 2007 a 2010 průměrně dosáhla $PUE = 1,91$ viz Obrázek 1.



Obrázek 1 Distribuce PUE v datových centrech, [3]

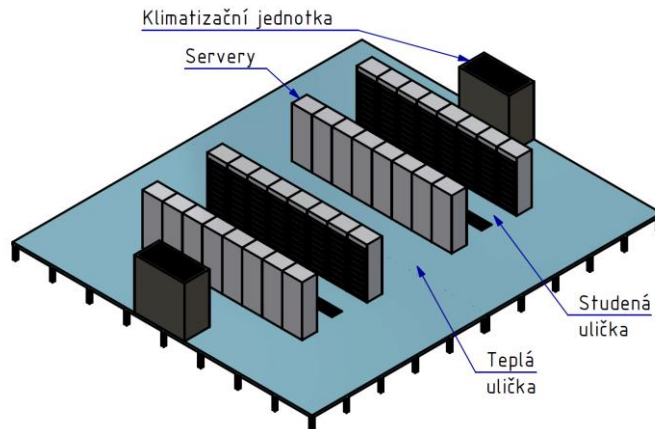
Tato hodnota se prozatím příliš nemění, vzhledem k tomu, že pozdější studie také organizovaná agenturou EPA pouze na území USA v roce 2018 došla k velmi podobným výsledkům ($PUE = 1,924$). Výzkumů se však účastní DC, kterým na celkové účinnosti centra záleží a mají snahu ji zvyšovat. Dá se tedy předpokládat, že skutečná průměrná hodnota PUE by byla vyšší. Je tedy jasné, že datová centra kromě užitečné energie, tedy té spotřebované IT vybavením, spotřebovávají velké množství energie na zajištění chodu DC. Největší část této energie spotřebovuje chladicí systém. Využití odpadního tepla by tak mohlo ušetřit energii spotřebovanou chladicím systémem, a tudíž zlepšit celkovou účinnost datového centra.

2.1 Způsoby chlazení serverů

2.1.1 Chlazení vzduchem

Chlazení vzduchem je nejpoužívanější a nejstarší technologií chlazení DC. Je používána především díky nižší ceně, snadnému přístupu k serverům, snadnější výstavbě systému a menšímu riziku poruch. Nevýhodou jsou vysoké objemové toky vzduchu, potřebné kvůli nízké teplotní kapacitě a hustotě vzduchu, a také menší účinnost oproti

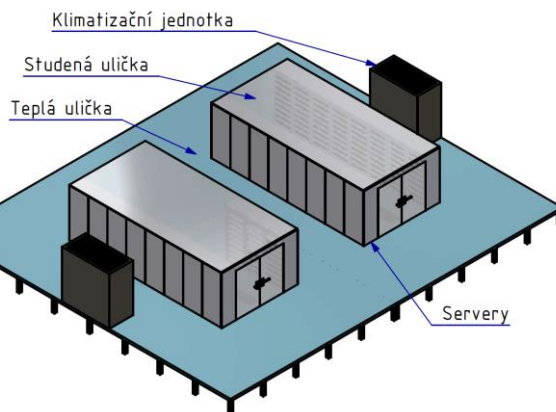
jiným metodám. Vyskytuje se ve třech základních konfiguracích s drobnými obměnami. Pro chlazení se používá klimatizačních jednotek s výměníky vzduch-voda (chladio) [4].



Obrázek 2 Otevřená konfigurace

Otevřená konfigurace se používá především u starších DC. Její nevýhodou je nízká teplota vzduchu na vstupu zpravidla 12 až 20 °C. Teplota na výstupu nebývá vyšší než 28 °C. Dochází zde ke značnému promíchávání teplého a studeného vzduchu, což má za následek nízkou účinnost metody. Na obrázku je zachycena varianta, kdy jsou řady racků uspořádány do studených a teplých uliček, nicméně ty od sebe nejsou nijak odděleny. Studený vzduch bývá veden do místnosti kanálky v podlaze [5].

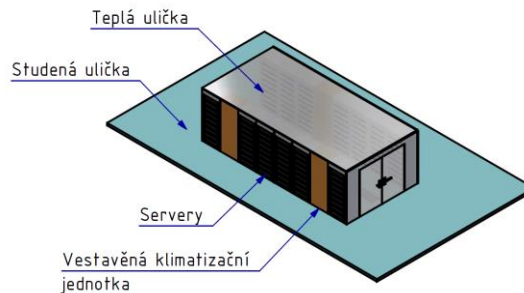
Využitelnost odpadního tepla je vzhledem k nízkým teplotám malá. Nová datová centra se již touto cestou nepouštějí. V porovnání s ostatními konfiguracemi dosahuje vysokých hodnot PUE (2 až 3).



Obrázek 3 Konfigurace Studená ulička

V konfiguraci Studená ulička (CAC) vstupuje studený vzduch do studené uličky kanálky v podlaze a skrze servery proudí do teplé uličky. Studená ulička je uzavřená, naopak teplá ulička vyplňuje zbytek serverové místnosti. Okolní prostory, které bývají běžněji obsluhovány lidmi, se tedy stávají teplou uličkou. Díky tomu není možné udržovat v nich příliš vysoké teploty, zpravidla do 30 °C. Tím se především u hustě zastavěných serverových místností klade nárok na snížení teploty vstupního vzduchu. Chladicí, nebo jiná technika je navíc nucena pracovat při vyšších teplotách (nachází se v teplé uličce), což snižuje její životnost. Také dochází k větším tepelným ztrátám do okolí.

Využitelnost odpadního tepla je lepší než v předchozím případě. Teploty však stále nejsou příliš vysoké. Tato metoda je využívána při modernizaci stávajících DC, protože je mnohem snazší na instalaci než konfigurace teplé uličky (HAC) [6]. Touto metodou je možné dosáhnout PUE nižší než 2 [7].



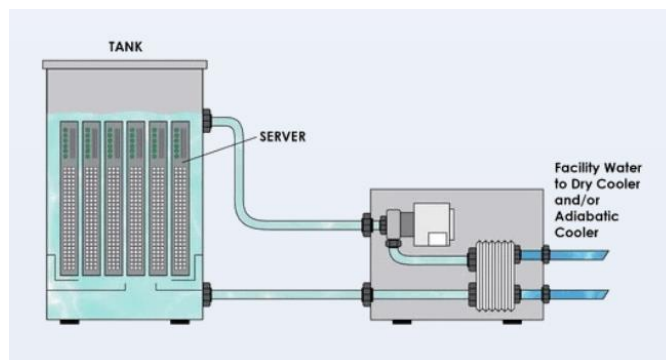
Obrázek 4 Konfigurace Teplá ulička

Konfigurace Teplá ulička (HAC) je nejpoužívanější u nových DC. Vždy 2 řady serverů obrácené proti sobě tvoří uzavřenou teplou uličku. Do ní proudí studený vzduch přímo skrz servery z okolního prostoru (serverové místnosti), který je tedy uličkou studenou. Uvnitř teplé uličky je udržován konstantní podtlak pomocí ventilátorů. Vzduch z teplé uličky je hnán buď stropem místnosti na klimatizační jednotku, která může být umístěná ve studené uličce, nebo ve vedlejší místnosti. Druhou variantou je nahrazení některých racků v uličce chladicí jednotkou, skrz kterou teplý vzduch proudí ven (výměník vzduch-voda, ventilátor). Tato verze je výhodná především jednoduchostí instalace [6]. Nevýhodou potom je úbytek místa pro servery v řadě. Klimatizační jednotky, které vyhovují rozměrem vyrábí například firma CONTEG.

Vzhledem k tomu, že teplá ulička není v prostoru běžně obsluhovaném lidmi bývá její teplota v rozmezí 30 až 40 °C. Teplota studené uličky bývá udržována na konstantní hodnotě dle přání zákazníka. Obvyklá hodnota je 25 °C, pro bankovní sektor 22 °C a v ojedinělých případech až 27°C. Dosažitelná hodnota PUE je okolo 1,5 [7].

2.1.2 Další způsoby chlazení serverů

Chlazení ponorem (Immersion cooling) je nejmodernější technologií chlazení datových center. Využívá ponoru serverů do nevodivé kapaliny, dielektrika. Tato metoda dosahuje vůbec nejlepších hodnot PUE a to i 1,15 [8]. Nevýhodou je vysoká cena chladiva, která se může pohybovat kolem 150 £/litr (chladiivo NOVEC-7100). Metoda je ideální pro energeticky hustě osídlené servery a umožňuje značnou úsporu místa oproti vzduchem chlazeným serverům.

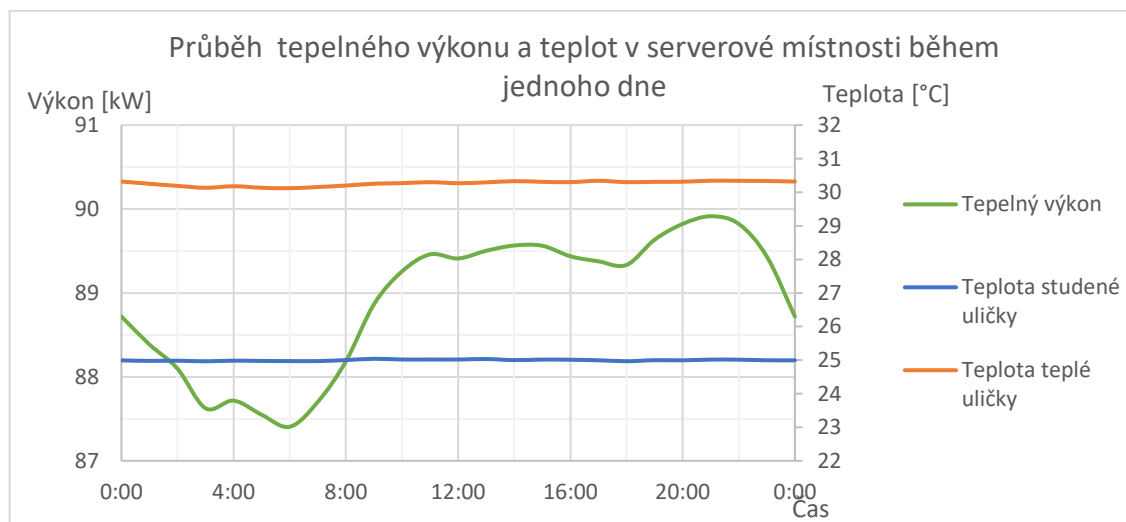


Obrázek 5 Jednofázové ponorné chlazení, [8]

Existují principiálně 2 druhy ponorného chlazení. Chlazení dvoufázové, kdy dochází k vypařování a kondenzaci dielektrické lázně, není příliš vhodné pro využití odpadního tepla, jelikož chladicí médium proudící v kondenzátoru má příliš nízkou teplotu. Zadruhé je to jednofázové chlazení, kdy dochází k cirkulaci dielektrika v uzavřeném chladicím okruhu. Výstup dielektrika z lázně může při dobré optimalizace dosahovat vysokých teplot, a to i 50 °C (při vstupu 30 °C) [9]. Využitelnost odpadního tepla se tedy jeví jako vysoká, nicméně jen minimum DC ji v tuto chvíli využívá.

2.2 Provoz na datovém centru

Tepelné (energetické) zatížení serverových místností DC v čase je důležitou otázkou práce. K zjištění časového trendu byly použity hodnoty naměřené v datovém centru TTC DC2 ve dnech 1. až 7.3.2023 na 5 serverových sálech. Jedná se o aritmetický průměr všech dní a všech pěti místností. Topný výkon je položen rovný příkonu na IT vybavení sálů, jelikož se prakticky veškerá energie poskytovaná serverům v procesorech, či paměti serverů mění na teplo. Výsledky jsou zobrazeny v následujícím grafu.



Obrázek 6 Průběh tepelného výkonu a teplot v serverové místnosti během jednoho dne, zdroj dat: [10]

Servery jsou chlazené metodou teplé uličky, s vestavěnými chladicími jednotkami. Místnost je osazena 6 chladicími jednotkami COOLTEG CW60 firmy CONTEG (jedna je záložní). Jedná se o klasický tepelný výměník s křížovým proudem vzduch – voda s vodou proudící v trubkách a se vzduchem smáčejším žebra a vnější stěny trubky. Je osazen ventilátory udržujícími trvalý podtlak 2 Pa v teplé uličce, zvlhčovačem a vysoušečem vzduchu. V provozu mohou být i místnosti s teplotou teplé uličky kolem 40 °C. Takto vysokých teplot je možné dosáhnout pouze velkým zatížením serverů (např. těžba kryptoměn). Z dlouhodobého hlediska je toto přetížení serverů nevhodné.

Rozdíl mezi nejvyšší a nejnižší hodnotou spotřeby během dne je 3 kW, to platí nejen pro průměr, ale i pro všechny místnosti zvlášť. Žádné větší útlumy v provozu tedy nenastávají. Stejný trend pozorujeme i na starších datových centrech chlazených v otevřené konfiguraci (osobní konzultace v datovém centru Coolhousing). Jak tepelný výkon sálu, tak teploty uliček tudíž lze považovat za konstantní v čase.

Průměrné hodnoty měřených veličin v průběhu dne jsou:

$$\dot{Q}_{prům} = 88,9 \text{ kW}$$

průměrný příkon na sál

$$t_{cold} = 25 \text{ °C}$$

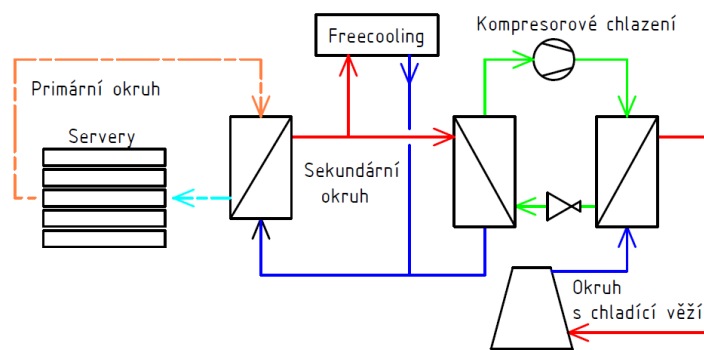
průměrná teplota studené uličky

$$t_{hot} = 30,26 \text{ °C}$$

průměrná teplota teplé uličky

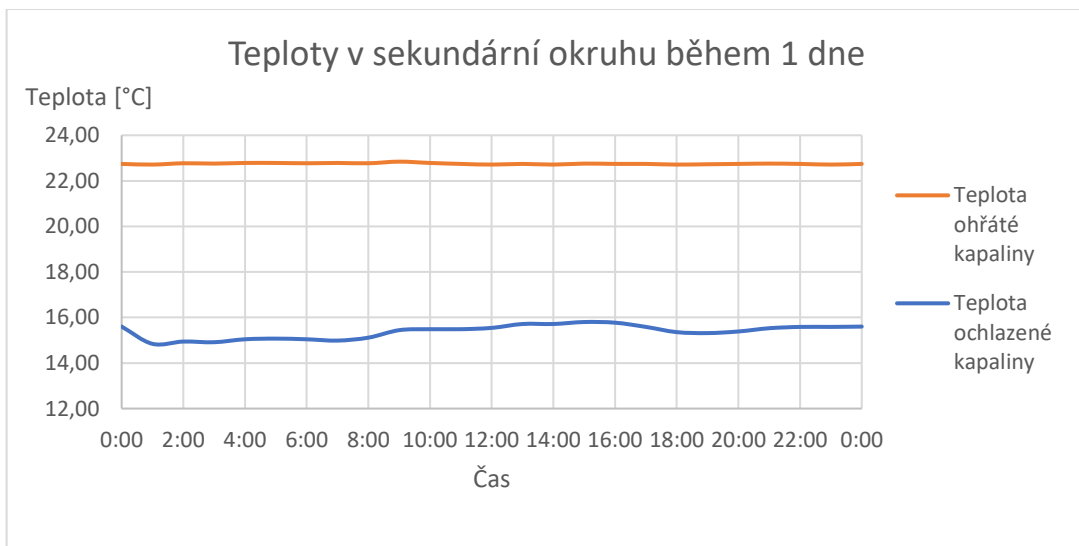
2.2.1 Teplotní podmínky v sekundárním chladicím okruhu

V chladicím systému DC se využívá několika okruhů. Pro lepší orientaci v jejich zapojení a názvech viz *Obrázek 7*. Primární chladicí okruh odebírá teplo přímo ze serverů a jeho pracovním médiem je tedy většinou vzduch (kapitola 2.1 *Způsoby chlazení serverů*). Freecooling je způsob chlazení, kdy je médium chlazeno přímo okolním vzduchem bez použití kompresoru, či chladicí věže. Je možné na něj přepnout až od určité venkovní teploty (zhruba 5 °C) [11].



Obrázek 7 Schéma chlazení DC

Sekundární okruh je v práci uvažován jako jedno z možných míst napojení tepelného čerpadla na chladicí systém. Dopravním médiem bývá voda, nebo jako v případě TTC DC2 30% směs vody s propylenglykolem. Graf níže zobrazuje vývoj teplot v tomto okruhu. Data pocházejí ze stejného časového úseku i DC jako data v grafu *Obrázek 6*.



Obrázek 8 Teploty v sekundární okruhu během 1 dne, zdroj dat: [10]

$$t_{hot} = 22,75 \text{ °C}$$

průměrná teplota ohřáté kapaliny

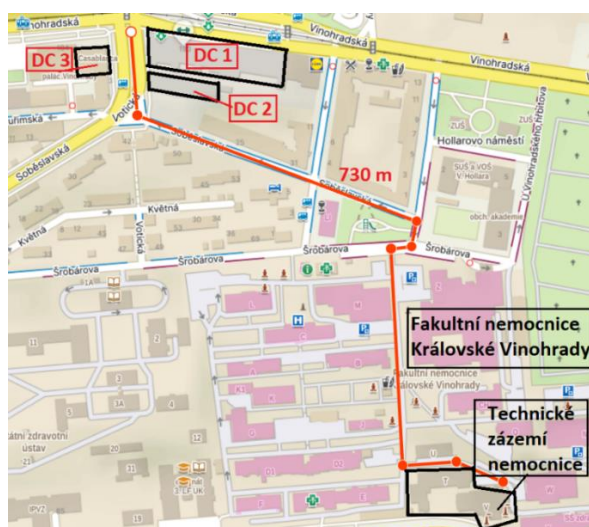
$$t_{cold} = 15,4 \text{ °C}$$

průměrná teplota ochlazené kapaliny

3 Modelová situace

Modelovou situaci je třeba definovat z pohledu DC a z pohledu objektu odebírajícího teplo. Vzhledem k tomu, že na sebe jednotlivé části závisí, představím nejprve výsledek výběru. V podkapitolách je výsledná volba zdůvodněna.

Po průzkumu možností na území České republiky a z rozhodnutí vysvětlených níže v této kapitole byla za modelovou situaci vybrána tato. Sestává se ze 3 DC. Jsou to DC společnosti T-Mobile (DC 1), DC Coolhousing s.r.o (DC 2) a DC Casablanca (DC 3). Zásobovaným objektem je Fakultní nemocnice Královské Vinohrady (FNKV) nacházející se v jejich blízkosti. Situace je zobrazená na *Obrázek 9*, podrobněji v situačním výkresu *PŘÍLOHA 8 (vložená)*.



Obrázek 9 Plánek okolí Fakultní nemocnice Královské Vinohrady

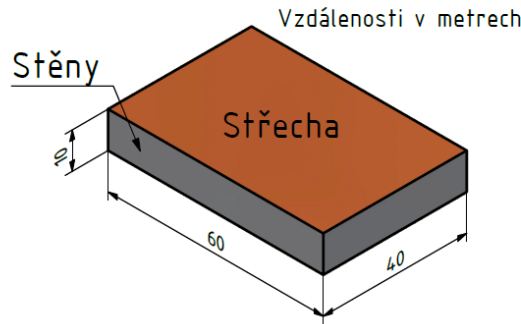
Trojice DC bude pro potřeby práce redukována na 1 fiktivní datové centrum s příkonem na IT vybavení přibližně odpovídajícím sumě příkonů skutečných DC. Parametry tohoto fiktivního DC jsou v tabulce níže.

Počet sálů se servery	-	14
Konfigurace sálů	-	Teplá ulička
Příkon na IT na sál	kW	90
Celkový příkon na IT	kW	1260
Teplota teplé uličky	°C	30
Teplota studené uličky	°C	25

Tabulka 1 Parametry modelového DC

3.1 Tepelné ztráty budovy DC

Jak již bylo zmíněno výše, příkon na IT vybavení je rovný topnému výkonu DC. Část tohoto výkonu však unikne skrz konstrukci stavby do okolí. Jinými slovy vytápí objekt DC. Tento výkon se stává nepoužitelným pro další využití a musí být odečten před dalšími výpočty. Pro hrubé určení těchto ztrát byla použita znalost rozměrů budovy TTC DC2 z poskytnuté výkresové dokumentace. Díky tomu mohly být z poměru topných výkonů odhadnuty rozměry DC a obálka budovy.



Obrázek 10 Obálka budovy DC

Celková ztráta budovy \dot{Z}_B se skládá ze tří částí. Jsou to ztráta prostupem \dot{Z}_p , větrací ztráta \dot{Z}_v a solární zisky P_{sol} . Ztráta budovy (i všechny její části) je počítána pouze jako měsíční průměr. Veškeré meteorologické hodnoty byly použity z archivu Hydrometeorologického ústavu za rok 2022 pro Prahu. Jedná se o průměrnou venkovní teplotu t_{ok} a úhrn globálního záření I_{sol} [12].

Ztráta prostupem

Tato ztráta byla počítána jako běžný případ prostupu tepla s následujícími parametry. Vnitřní teplota budovy t_B byla zvolena na 22 °C (o 3 °C méně než teplota studené uličky), jelikož se nepředpokládá, že serverové sály budou přímo u vnější stěny. Koeficienty prostupu tepla pro vnější stěnu $k_{stěna}$ a plochou střechu $k_{střecha}$ byly určeny z požadovaných hodnot v normě ČSN 73 0540-2:2011 [13]. Ztráty byly počítány dle vzorce níže.

$$\dot{Z}_p = (S_{stěny} \cdot k_{stěna} + S_{střecha} \cdot k_{střecha}) \cdot (t_B - t_{ok}) \cdot 10^{-3} \quad [kW]$$

Větrací ztráta

Větrací ztráta byla počítána zjednodušeným výpočtem dle normy ČSN EN 12831-1 [14]. Pro tento výpočet bylo třeba určit objem větraných místností v DC. Ten byl odhadnut jako 40 % z celkového objemu ohraničeného obálkou budovy V_B . Z něj byl vypočítán minimální průtok větracího vzduchu \dot{V}_v . Minimální intenzita větrání n_{min} byla dle normy stanovena na 0,5 hod^{-1} .

$$\dot{V}_v = \frac{n_{min}}{3600} \cdot 0,4 \cdot V_B \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Tepelná ztráta byla dále vypočtena dle

$$\dot{Z}_v = \dot{V}_v \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_B - t_{ok})$$

Kde ρ je hustota vzduchu a c_p měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku při t_B a atmosférickém tlaku.

Solární zisky

Solární zisky byly počítány zjednodušením postupu ustanoveným v normě EN ISO 52 016-1 [15]. Byla uvažována pouze střecha objektu a činitel zastínění objektu byl položen roven 1 (žádné zastínění). Měsíční úhrn ztrát byl počítán podle vztahu

$$Q_{sol} = \alpha \cdot R_{SE} \cdot k_{střecha} \cdot A_{střecha} \cdot I_{sol} - Q_{sky} \quad [kWh/měsíc]$$

kde α je součinitel pohltivosti slunečního záření (polotmavý povrch $\alpha = 0,6$), R_{SE} je tepelný odpor při přestupu tepla na vnějším povrchu (určen z ČSN EN ISO 6946 [16]), $k_{střecha}$ je součinitel prostupu tepla konstrukce, I_{sol} představuje úhrn globálního ozáření za měsíc dopadajícího kolmo na konstrukci a Q_{sky} představuje měsíční úhrn záření vyzářeného konstrukcí zpět vůči obloze. Byl počítán podle vzorce níže.

$$Q_{sky} = 0,001 \cdot R_{SE} \cdot k_{střecha} \cdot S_{střecha} \cdot h_{RE} \cdot \Delta\theta_{sky} \cdot \tau \quad [kWh/měsíc]$$

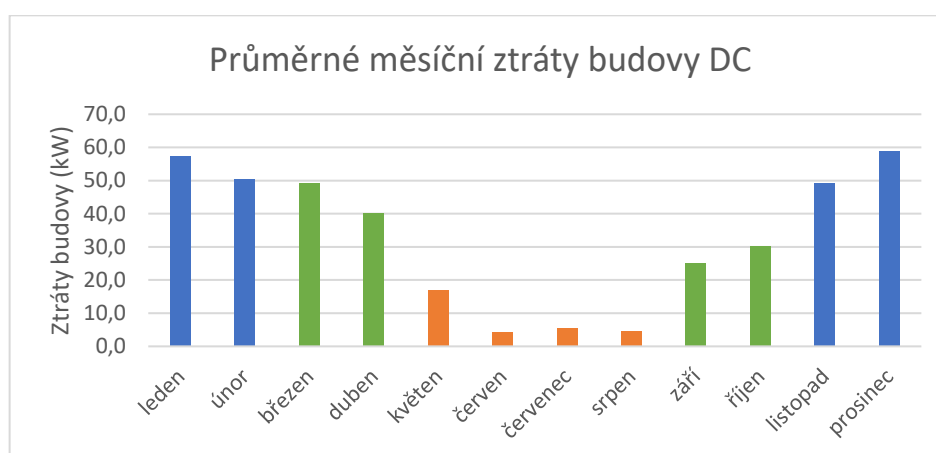
kde h_{RE} je součinitel přestupu tepla dlouhovlnným sáláním (uvažována paušální hodnota $4,14 \text{ W/m}^2\text{K}$), $\Delta\theta_{sky}$ je rozdíl mezi teplotou vzduchu a zdánlivou teplotou oblohy (pro pásma mezi tropy a subpolárními oblastmi 11 K) a τ časový údaj rovný počtu hodin v daném měsíci. Průměrné měsíční zisky byly následujícím způsobem přepočteny na výkon.

$$P_{sol} = \frac{Q_{sol}}{24 \cdot \text{počet dní v měsíci}} \quad [kW]$$

Celkové ztráty budovy

Celkové ztráty budovy jsou počítány podle vzorce níže. Zanedbána byla ztráta do země. Výsledky jsou v grafu *Obrázek 11*.

$$\dot{Z}_B = \dot{Z}_P + \dot{Z}_V - P_{sol}$$



Obrázek 11 Průměrné měsíční ztráty budovy

Jak je vidět v grafu, měsíce během roku byly rozděleny do tří následujících kategorií.

zima (modrá): listopad, prosinec, leden, únor

léto (oranžová): květen, červen, červenec, srpen

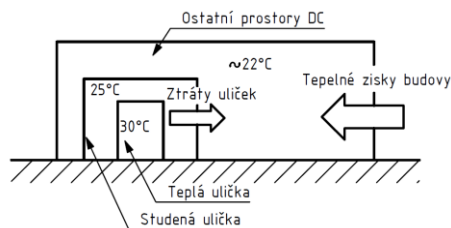
přechodné období (zelená): březen, duben, září, říjen

V *Tabulka 2* jsou uvedeny průměrné hodnoty ztrát za každé období a ztráty během dvou extrémních dnů.

1. Extrémně studený den (teplota okolí $-8 \text{ }^\circ\text{C}$, nulový globální úhrnem záření)
2. Extrémně teplý den (nulové ztráty serverových místností – vysvětleno níže)

Během extrémně teplého dne (teplý a slunečný letní den) nebude budova DC teplo ztrácet, ale získávat. Nicméně vzhledem k teplotním podmínkám panujícím v serverových místnostech a zbytku DC a vzhledem k poloze serverových místností v DC, budova DC jako celek sice teplo získává, z uliček se však stále ztrácí. Situace je

vysvětlena na následujícím schématu. Vzniklé zisky budovy jsou chlazený klasickým klimatizačním zařízením. Ztráty uliček do budovy jsou pro nízký teplotní rozdíl zanedbány.



Obrázek 12 Schéma ztrát budovy DC v horkých dnech

Do tepelného výkonu datového centra nebyl započítán tepelný výkon ostatních spotřebičů na DC (osobní počítače, osvětlení).

	Průměrné ztráty budovy (kW)	Tepelný výkon odváděný vzduchem	
		Celé DC (kW)	1 sál (kW)
Zima	54	1206	86
Léto	8	1252	89
Přechodné období	36	1224	87
Extrémně studený den	85	1175	84
Extrémně teplý den	0	1260	90

Tabulka 2 Ztráty budovy DC

Ze ztrát budovy vyplývá minimální (84 kW), maximální (90 kW) a průměrný (88 kW) výkon serverové místnosti.

3.2 Odběr tepla

3.2.1 Výběr koncepce na základě odběru tepla

Vzhledem k charakteru odebíraného (dodávaného) tepla lze v zásadě volit ze dvou koncepcí představených níže.

Koncepce s 1° TČ

Tato koncepce využívá jednostupňové tepelné čerpadlo (TČ), které je schopné dodávat teplo při rozumných hodnotách COP na teplotě zhruba 70°C (kapitola 4.3 Kompressor a tepelné oběhy), což je dostačující pro přípravu teplé vody, nebo vytápění specifické budovy s nižší potřebnou teplotou pro vytápění (např.: podlahové topení). Příprava teplé vody je navíc omezená tím, že obvykle mají rezidenční domy výměňkovou stanici pro ohřev teplé vody pro stejnou teplotu, jakou je do nich dodáváno teplo pro vytápění. Z toho je patrné, že tato koncepce je omezena vyhledáním vhodného odběrného objektu, využitelnost tepla není tedy univerzální (jako třeba teplo z teplárny). Takovýmto vhodným objektem by měl být objekt, který má vysokou spotřebu teplé vody, nebo je vytápěn médiem o nižších teplotách. Může to být například nemocnice, obchodní centrum (velké množství restaurací v jedné budově), bazén, hotel nebo prádelna. Výhodou je nižší pořizovací a servisní cena tepelného čerpadla, ta může být u 2° tepelného čerpadla až násobně vyšší. Celý projekt je pak při existenci vhodného objektu v dostupné vzdálenosti od DC jednodušeji aplikovatelný a levnější, tedy atraktivnější pro investora, kterým je nejpravděpodobněji DC.

Koncepce s 2° TČ

Tato druhá koncepce pracuje s 2° tepelným čerpadlem, které by mělo být schopné dodávat teplo na teplotě 90°C. Teplo na této teplotní hladině je způsobilé k vytápění běžných objektů. DC by tak fungovalo v zásadě jako výtopna, s teplotou stejnou jako na výstupu běžné okrskové výměňkové stanice. Mohlo by vytápět běžné domy ve svém okolí, případně poskytovat teplo některým průmyslovým objektům. Nevýhodou je složitost a vysoká cena 2° TČ od které by se dále odvíjela návratnost celého projektu. V případě, že by v okolí DC neexistovala jedna budova s dostatečně velkou spotřebou tepla bylo by nutné uzavřít smlouvu s vysokým počtem smluvních partnerů a vybudovat rozvětvenou infrastrukturu.

Výsledná volba

Pro tuto práci byla vybrána Koncepce s 1° TČ. Byl dohledán objekt se slibnou spotřebou teplé vody v blízkosti DC. Tímto objektem je Fakultní nemocnice Královské Vinohrady stojící v blízkosti 3 datových center. Situace je popsána na začátku kapitoly 3 *Modelová situace* a podrobně zobrazená na situačním výkresu *PŘÍLOHA 8 (vložená)*.

3.2.2 Spotřeba tepla ve FNKV

Jak je ukázáno v kapitolách 2.2 *Provoz na datovém centru* a 3.1 *Tepelné ztráty budovy DC* DC představují v zásadě konstantní zdroj tepla s konstantními teplotami i tepelným výkonem. Neméně důležitá je však při návrhu TČ časová závislost odběru tepla, v tomto případě na straně Fakultní nemocnice Královské Vinohrady. Ideální by bylo tyto hodnoty získat přímo z FNKV. Technické oddělení nemocnice se mnou však během vytváření práce nekomunikovalo. Proto byla ke zjištění této závislosti použita data z celoročního měření od 1.1.2023 do 31.12.2023 v Krajské nemocnici Tomáše Bati ve Zlíně [17]. Data byla sbírána každých 10 minut, jeden den je tedy složen ze 144 bodů měření. Rok byl rozdělen na období stejně jako v předchozí kapitole. Z každého období byl po vyčlenění chybových dat vytvořen jeden průměrný den (aritmetickým průměrem ze všech dní období pro každý časový bod).

Dále bylo třeba převést údaje ze Zlína na nemocnici na Vinohradech. K tomu byly použity údaje vyplývající z výročních zpráv daných nemocnic z let 2017, 2018 a 2019 [18], [19].

$$\textit{Tepelný příkon Vinohrady} = K \cdot \textit{Tepelný příkon Zlín}$$

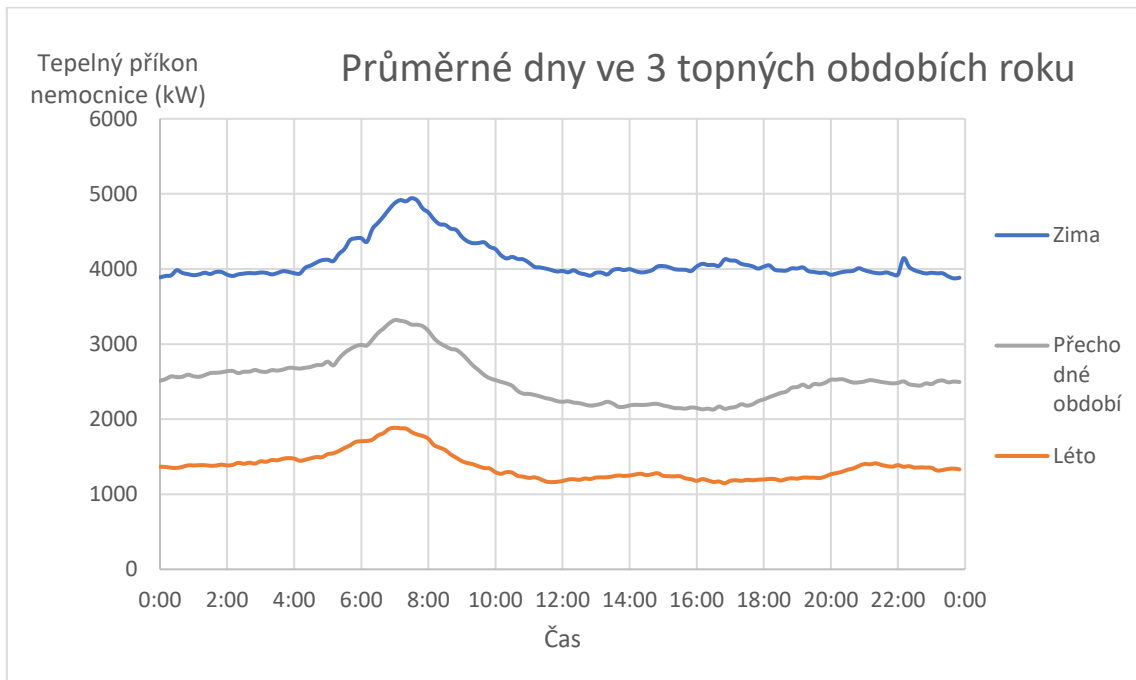
kde porovnávací koeficient K je určen následujícím vztahem, který respektuje fakt, že v KNTB jsou do počtu hospitalizovaných pacientů započtení i pacienti z oddělení následné péče a ve FNKV nikoliv. Pacienti hospitalizovaní v následné péči jsou do koeficientu zahrnuti zpět pouhým porovnáním počtu lůžek následné péče. Data pro počet pacientů v následné péči v FNKV nejsou k dispozici (pouze počet lůžek).

$$K = \frac{t_{hosp_{V_{ak}}} \cdot hosp_{V_{ak}} + L_{V_{n}}}{t_{hosp_{Z_{ak}}} \cdot hosp_{Z_{c}} \cdot \left(1 - \frac{L_{Z_{n}} \cdot ob_{Z_{n}}}{L_{Z_{ak}} \cdot ob_{Z_{ak}} + L_{Z_{n}} \cdot ob_{Z_{n}}}\right) + L_{Z_{n}}}$$

Ve vzorci je t_{hosp} průměrnou dobou hospitalizace (ve dnech), $hosp$ je celkovým počtem hospitalizovaných pacientů v daném roce, L je počet lůžek a ob je průměrná obloženost lůžek (v procentech). Dolní indexy pod danými veličinami značí:

V FNKV
 Z KNTB
 ak akutní péče
 n následná péče

Pro výpočet byl použit aritmetický průměr koeficientu K pro roky 2017, 2018 a 2019. Toto výsledné K je rovno 2,14. Výsledky zpracování dat se započtením koeficientu K jsou v grafu *Obrázek 13*.



Obrázek 13 Tepelný příkon FNKV v průměrných dnech, zdroj dat: [17]

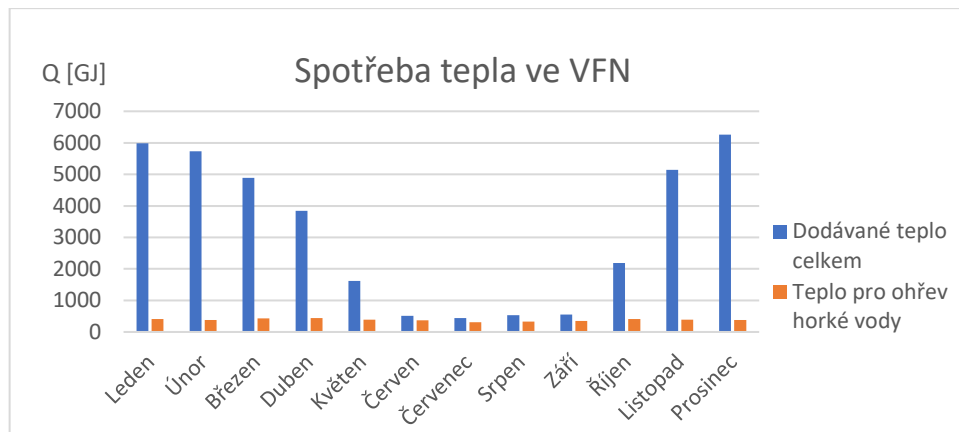
Určení podílu tepelného příkonu pro ohřev vody

Do této chvíle se tato kapitola zabývala celkovým tepelným příkonem nemocnice, vzhledem ke koncepci zvolené v 3.2.1 *Výběr koncepce na základě odběru tepla* je však třeba z celkového tepelného příkonu zjistit tepelný příkon pro přípravu teplé vody (TV).

Jeden způsob nabízí norma ČSN EN 12831-3 [14], která uvádí spotřebu vody o 60 °C pro nemocnici bez prádelny jako $V_{W,f,day} = 56 \text{ l}/(\text{lůžko} \cdot \text{den})$. Celková spotřeba tepla pro ohřev TV na den podle zmiňované normy tedy je

$$Q_{w,day} = \rho_w \cdot V_{W,f,day} \cdot L \cdot c_p \cdot \Delta T$$

kde L je počet lůžek ve FNKV a $\Delta T = 50 \text{ K}$, což odpovídá běžnému ohřevu z 10 °C na 60 °C. Výsledky vycházející z výpočtu však neodpovídají běžné praxi. Pro letní období by to znamenalo podíl pouze 9,5 % z celkové dodávané tepelné energie. Pro určení spotřeby lépe odpovídající realitě bylo použito dat z areálu A Všeobecné fakultní nemocnice v Praze (VFN) naměřených za rok 2023 (*Obrázek 14*). V areálu A VFN je teplá voda připravována v budově kotelny a je potom potrubím bez cirkulace dodávána do nemocničních budov areálu. Ve starších nemocnicích se jedná o obvyklý postup.



Obrázek 14 Spotřeba tepla ve VFN, zdroj dat: [20]

Z těchto dat můžeme vyvodit průměrné podíly spotřeby tepla pro přípravu TV k celkovému dodávanému teplu v jednotlivých obdobích roku. Z dat ovšem vyplývá další skutečnost. Odběr tepla pro ohřev vody je téměř konstantní napříč celým rokem. To umožňuje zanedbat data ze zimy a přechodného období, která jsou silně ovlivněna stavem zateplení posuzovaného objektu, a použít pouze data z letního období. Podíl celkového topného příkonu a příkonu pro ohřev TV vyjadřuje koeficient K_{TV} .

- letní období: $K_{TV} = 56,7 \%$

Tento koeficient K_{TV} aplikujeme na data z Obrázek 13 pro letní období. Tepelný příkon pro ohřev TV pak bude.

$$\dot{Q}_{TV} = K_{v \text{ léto}} \cdot (\text{Tepelný příkon FNKV v létě})$$

Přijmeme-li předpoklad, že spotřeba tepla pro ohřev teplé vody kopíruje křivku celkového tepelného příkonu (Obrázek 13), získáme denní závislost dále rozebranou v 5 Provoz tepelného čerpadla. Zde pouze zmíním průměrný tepelný výkon pro ohřev TV během dne, který je 776 kW.

4 Návrh tepelného čerpadla

Tepelné čerpadlo pro využití odpadního tepla má oproti TČ s běžnými přírodními zdroji tepla (venkovní vzduch, voda) výhodu prakticky konstantního přísunu tepla o stále stejné teplotě (vzduch 30 °C) a to jak v rámci roku, tak v rámci dne. Nicméně se může potýkat s nekonstantním odběrem (kapitola 3.2.2 Spotřeba tepla ve FNKV). Bude proto nezbytné rozdělit celkový odváděný výkon do několika TČ, aby v případě nízkého odběru bylo možné mít alespoň část TČ spuštěných. Zároveň to umožňuje modulaci celého problému. To znamená jednodušší postup při rozšíření DC, uzavření smlouvy s dalším odběrným objektem nebo použití systému i pro DC pracující s jinými hodnotami výkonů. Také se zkrátí vzdálenost nutná pro přepravu vzduchu/chladiva ze serverových místností.

Návrh zapojení a regulace je podrobně zobrazen v Pipe and Instrumentation diagramu (PID), viz PŘÍLOHA 9 (vložená). Napojení TČ na uličky DC je detailně rozebráno v kapitole 6 Napojení TČ na uličky v DC a v příslušných přílohách.

4.1 Počet TČ a výkonové hladiny na vstupu

Z kapitoly 3 Modelová situace a vyplývá, že DC by mohlo dodávat tepla pro ohřev TV ve FNKV (kde byl spočítaný průměrný příkon pro ohřev TV jako 776 kW). Tento

výkon by měla z větší části vykrýt 3 TČ, každé získávající teplo ze 2 serverových sálů o výkonu 90 kW na sál (podrobněji v 5 *Provoz tepelného čerpadla*). Tato čerpadla by z hlediska dopravního okruhu byla zapojena paralelně. Při jiném, například sériovém zapojení, by docházelo k rozdílnému zatížení kondenzátorů. Na kondenzátoru druhého TČ by bylo značně menší *LMTD*.

Během návrhu TČ bude vycházeno ze stavů dodávaného tepla odvozených v 3.1 *Tepelné ztráty budovy DC* a z 2.2 *Provoz na datovém centru*. Z druhé jmenované kapitoly vyplývá konstantní průběh teplot vzduchu na vstupu do TČ. Jednotlivé stavy se tak liší pouze výkonem. Tyto výkonové hladiny na vstupu do TČ jsou uvedeny níže.

1. Maximální výkon – odpovídá případu Extrémně teplý den, $\dot{Q}_{in} = 180 \text{ kW}$
2. Minimální výkon – odpovídá případu Extrémně studený den, $\dot{Q}_{in} = 168 \text{ kW}$
3. Průměrný výkon – odpovídá průměrné hodnotě z celého roku, $\dot{Q}_{in} = 176 \text{ kW}$

Pro zajištění správného fungování za všech okolností bude TČ navrhováno pro výkonovou hladinu Maximální výkon.

4.2 Výběr chladiva

Pro výběr chladiv bylo porovnáváno 127 látek na zjednodušeném modelu oběhu tepelného čerpadla (*Obrázek 15*). Pro model oběhu byl použit software MATLAB s nainstalovanou volně přístupnou knihovnou CoolProp. Teplota ve výparníku byla stanovena na základě teplot v teplé a studené uličce z 2.2 *Provoz na datovém centru*. Teplota kondenzace byla nastavena na 70°C. Izoentropická účinnost komprese byla nastavena na fixní hodnotu 0,5. Do modelu nebylo z důvodu zjednodušení cyklu zahrnuto přehřátí látky za výparníkem (superheating) a podchlazení látky za kondenzátorem (subcooling), ke kterému bude docházet a pozitivně ovlivní topný faktor.

Teplota evaporace	(°C)	22
Teplota Kondenzace	(°C)	70
Superheating		není
Subcooling		není
Izoentropická účinnost komprese	(-)	0,5

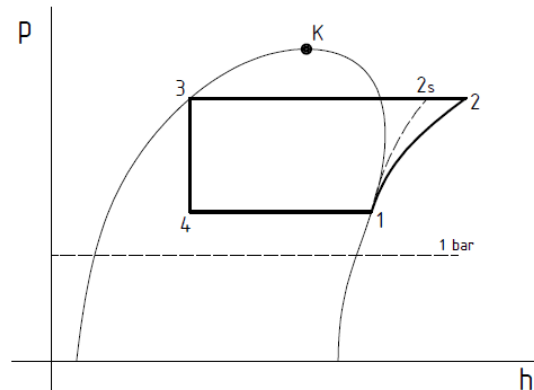
Tabulka 3 Parametry porovnávacího cyklu

Z látek dostupných v knihovně CoolProp byla vyřazena chladiva splňující následující podmínky:

1. Kritická teplota látky je nižší než teplota kondenzace
2. Chladivo není v současnosti možné použít
3. Tlak při evaporaci je menší než atmosférický (menší než 1 bar)
4. GWP100 vyšší než 150

Podmínka 1 umožňuje realizovat srovnávací oběh. Podmínka 2 vylučuje technické látky pro jiné účely (např.: Propyne – palivo), silně toxické látky (např.: Ethylenoxid – karcinogen) a chladiva v současnosti zakázaná legislativně (např.: R21). Podmínka 3 je běžná u výparníků z důvodu těsnosti zařízení (okolní vzduch nemá tendenci pronikat do

potrubí). Podmínka 4 byla zvolena na základě možného budoucího vývoje nařízení v oblasti ochrany životního prostředí.



Obrázek 15 Schéma porovnávacího oběhu

Výčet a komentář parametrů dalšího porovnávání

1. Topný faktor – COP

- Topný faktor je základním a nejdůležitějším parametrem porovnávání. Vyjadřuje účinnost celého cyklu. Je to poměr vložené energie (komprese) a energie získané v kondenzátoru.

$$\text{COP} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

2. Kompresní poměr – ε

- Kompresní poměr je důležitý z hlediska kompresoru. Příliš velké kompresní poměry nad 5 nemusí být dosažitelné.

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$$

3. Kladná odchylka od atmosférického tlaku ve výparníku – Δp

- Nižší odchylka od atmosférického tlaku umožňuje použít trubky s tenčí stěnou, což snižuje tepelný odpor v kondenzátoru.

$$\Delta p = p_1 - 1 \text{ [bar]}$$

4. Aritmetický průměr měrné tepelné kapacity ve výparníku – $c_{prům}$

- vyšší měrná tepelná kapacita znamená nižší hmotnostní toky chladiva, což snižuje nároky na dopravu chladiva oběhem.

$$c_{prům} = c_{plyn} \cdot x_4 + c_{kap} \cdot (1 - x_4)$$

kde x_4 je suchost mokré páry na začátku kondenzace.

5. GWP100 – potenciál globálního oteplování

- udává míru toho, kolik energie pohltí daná látka za daný čas (GWP100 – 100 roků) v poměru k jedné tuně CO₂ [21].

Za nejdůležitější bylo uvažováno kritérium COP. Z chladiv, která prošla vstupními podmínkami tedy bylo vybráno 5 s nejvyšším COP, pro něž bylo zpracováno ohodnocení

srovnávací metodou vícekritériálního rozhodování. Do procesu byla zároveň navíc (nehledě na pořadí a podmínku 4) zařazena chladiva R1234ze(E), R134a a R1234yf, jelikož se jedná o chladiva běžně používaná v tepelných čerpadlech. Výsledky jsou v tabulce níže.

Název	COP	Body	ε	Body	Δp	Body	$C_{prům}$	Body	GWP100	Body	Součet Bodů	Pořadí
	(-)		(-)		(-)		(J/kg/K)					
R717	3,47	7,00	3,63	0,89	8,13	0,01	3749	1,00	0	0,50	9,40	1
R1233zd(E)	3,44	6,95	4,39	0,74	0,16	0,50	954	0,25	77	0,47	8,92	2
R1234ze(Z)	3,44	6,95	4,20	0,77	0,60	0,14	1015	0,27	6	0,50	8,62	4
R1311	3,36	6,78	3,24	1,00	3,52	0,02	450	0,12	0,4	0,50	8,42	5
R600	3,36	6,78	3,65	0,89	1,21	0,07	1991	0,53	3	0,50	8,76	3
R1234ze(E)	3,11	6,27	3,54	0,92	3,55	0,02	1083	0,29	6	0,50	8,00	6
R134a	3,10	6,26	3,48	0,93	5,08	0,02	1131	0,30	1430	0,00	7,51	8
R1234yf	2,86	5,77	3,26	0,99	5,27	0,02	1122	0,30	4	0,50	7,58	7
Váhy kritérií	7		1		0,5		1		0,5		10	

Tabulka 4 Výsledky výběru chladiva

Největší počet bodů získalo chladivo R717, které má v porovnávacím oběhu zároveň největší COP. Pro další 4 chladiva v pořadí se nepodařilo najít komerčně dostupné kompresory v odpovídající velikosti (jedná se buď o nová chladiva, nebo o chladiva používaná v daleko menších zařízeních). Vhodné kompresory byly nalezeny až pro R1234ze(E) (6. podle bodovací tabulky). Proto byla vybrána chladiva R717 a R1234ze(E). Finální rozhodnutí mezi těmito dvěma chladivy je provedeno v kapitole 4.3 *Kompresor a tepelné oběhy*.

4.2.1 Chladivo R717

Chladivo R717 neboli Amoniak (Čpavek) je přírodní organická látka vhodná pro průmyslové účely. Jeho chemický vzorec je NH_3 . Mezi jeho vlastnosti patří vysoké součinitele přestupu tepla při změně skupenství, nereaguje s většinou kovů ani polymerů. Jeho výrobní cena je oproti jiným chladivům nízká. To se projevuje i jeho nízkou nákupní cenou, ta se v lednu 2024 pohybovala v rozmezí 400 až 800 dolarů za tunu [22]. Jeho nevýhodou je toxicita, hořlavost a výbušnost. Na to je třeba dbát při návrhu. Řadí se do bezpečnostní třídy B2L. V současné době je hojně používán především díky jeho dobrým termodynamickým vlastnostem a nízkému ekologickému dopadu $\text{GWP}_{100} = 0$, $\text{ODP} = 0$ (ozone depletion potencial).

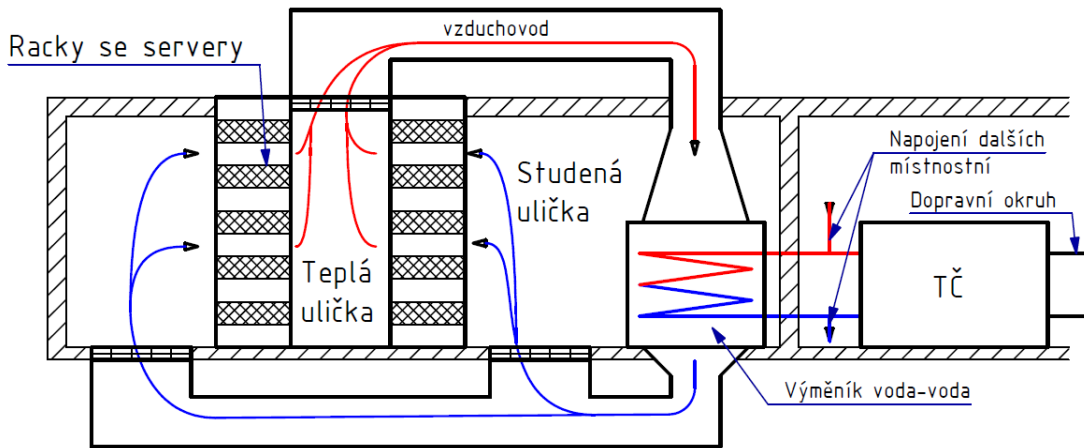
Potrubí a zařízení, ve kterém se vyskytuje čpavek, je potřeba držet ve speciální místnosti s detekcí úniku a se stálým větráním. Používání čpavku jako chladiva klade i další nároky na uživatele (uvedené v [23]). Není tedy možné vyvést oběh do serverových sálů. Navíc není možné ofukovat výparník tepelného čerpadla s amoniakem vzduchem, který by měl dále cirkulovat v budově (možnost úniku a následného zamoření prostor).

4.2.2 Chladivo R1234ze(E)

R1234ze(E) je chladivo ze skupiny HFO s chemickým názvem trans-1,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene. Hodí se pro použití jak v tepelných čerpadlech voda-voda, tak vzduch-voda. Vzhledem k vysoké kritické teplotě ($109\text{ }^\circ\text{C}$) se hodí i pro použití ve vyšších teplotách. Řadí se do bezpečnostní třídy A2L, je tedy netoxické. Dolní mez výbušnosti je na 7 % objemu.

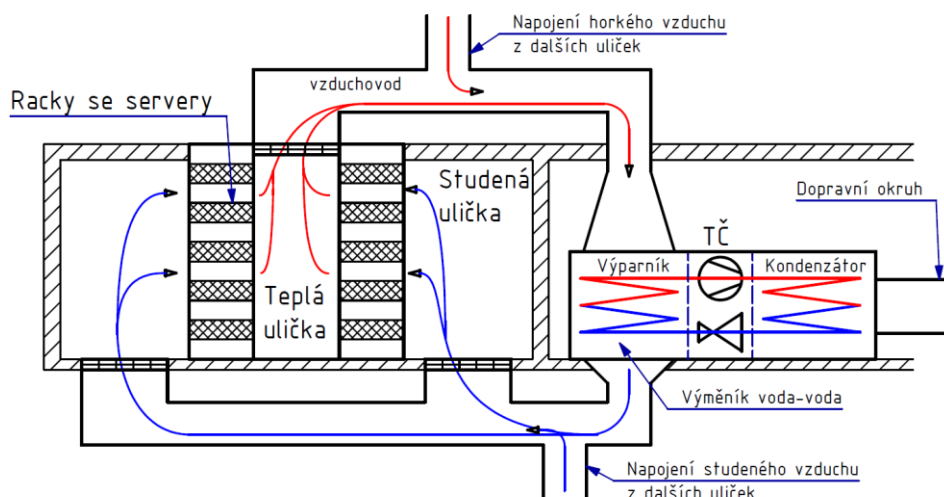
4.2.3 Koncepce vycházející z výběru chladiva

Na základě výběru chladiv je třeba dále uvažovat 2 rozdílné koncepce zapojení a umístění TČ. V případě R717 je nutné využít sekundární chladicí okruh s cirkulací kapaliny (běžně voda-propylenglykol), který bude chladit servery přes klasické výměníky vzduch-voda. Kapalina poté předává teplo TČ přes výměník voda-voda (výparník TČ). Tato koncepce je již využívána v některých datových centrech, zatím ovšem není používáno TČ s okruhem čpavku. Schéma zapojení je na *Obrázek 16*.



Obrázek 16 Schéma napojení na uličky s R717

Při využití chladiva R1234ze(E) by bylo možné přeskočit sekundární okruh a ofukovat vzduchem z uliček rovnou výparník tepelného čerpadla. Toho je v omezené účinnosti a míře využíváno v některých starých datových centrech v otevřené konfiguraci pod názvem DX technologie. Ve velkých datových centrech se toho zatím příliš nevyužívá. Schéma je na *Obrázek 17*.

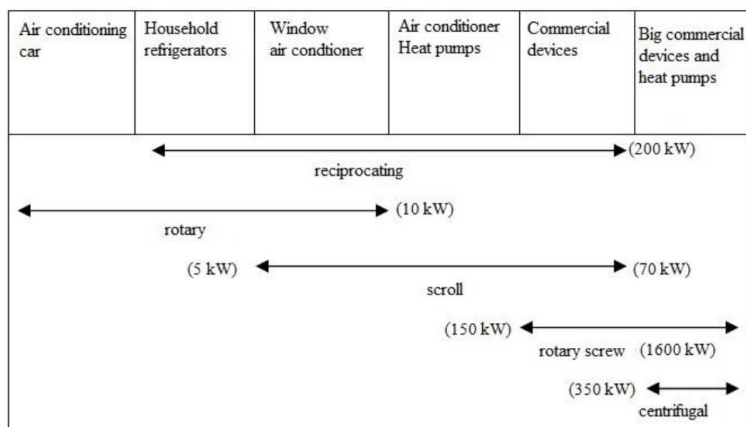


Obrázek 17 Schéma napojení na uličky R1234ze(E)

4.3 Kompresor a tepelné oběhy

V tepelných čerpadlech se běžně používají objemové kompresory, ve kterých dochází ke kompresi v uzavřené komoře, nebo turbokompresory, které dodávají médium kinetickou energii, která se následně mění na energii potenciální (tlakovou) [24].

Druh kompresoru použitý v TČ je závislý na konkrétní aplikaci a na předpokládané výkonové hladině. To je zobrazeno na *Obrázek 18*.



Obrázek 18 Kompresory používané v tepelných čerpadlech, [25]

Pro potřeby této práce na základě *Obrázek 18* a na základě nabídky kompresorů vyhovují rotační šroubové kompresory, nebo pístové kompresory (reciprocating).

4.3.1 Rotační šroubový kompresor

Rotační šroubový kompresor se řadí mezi objemové kompresory. Jeho hlavní část tvoří dva šrouby uložené paralelně vedle sebe. Jeden z nich je poháněn elektromotorem. Nízkotlaké médium vstupuje do sací komory a vyplňuje šroubovici. Jak postupuje po šroubovici směrem k výstupu, stává se prostor obsahující médium stále menší, čímž dochází ke kompresi.

Mezi výhody rotačního šroubového kompresoru patří rovnoměrnost proudění, necitlivost na prudké změny tlaku a jeho snadná regulovatelnost [24]. Regulaci umožňuje takzvaný posuvný regulátor (slider regulator). Jedná se o posuvný mechanismus umístěný koaxiálně se šrouby, který při posunutí proti směru proudu chladiva otevírá „zkratku“, kterou plyn opustí kompresní komoru před jejím koncem. Díky tomu je možné snadno a efektivně nastavit kompresor v rozmezí 10 % až 100 % jeho výkonu [26].

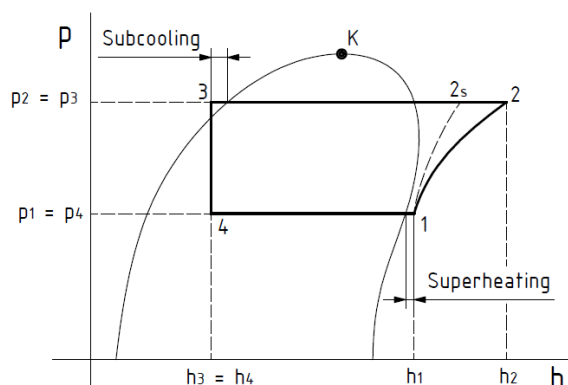
4.3.2 Pístový kompresor

Pístový kompresor je v zásadě inverzí pístového spalovacího motoru. Elektromotor roztáčí klikovou hřídel, která přes klikový mechanismus převádí rotaci na posuvný pohyb pístu, který během svého pohybu zmenšuje objem zabíraný plynem ve válci a tím dochází ke kompresi. Poté dojde k výfuku plynu a při zpětném pohybu pístu dochází k sání.

Nevýhodou tohoto kompresoru je nestabilita výtoků z kompresoru a značné vibrace, které zatěžují celé tělo kompresoru [24].

4.3.3 Výběr kompresoru

Pro chladivo R717 a R1234ze(E) byl pomocí volně dostupného nástroje Bitzer software vybrán vhodný kompresor. Zároveň byly tepelné oběhy upraveny tak, aby lépe odpovídaly skutečnosti (zahrnutý Superheating a Subcooling), a aby splňovaly provozní limity dostupných kompresorů. Cílem bylo dosažení co možná nejvyšší teploty kondenzace při zvolené podmínce $COP \geq 4,6$. Nastavení oběhů bere v úvahu koncepční úpravy spojené s jednotlivými chladivými.



Obrázek 19 Schéma tepelného oběhu

Nástroj Bitzer software byl nastaven pomocí následujících parametrů.

Chladivo		R717	R1234ze(E)
t_{evap}	[°C]	13	22
t_{kon}	[°C]	60	72
Superheating	[°C]	5	2
Subcooling	[°C]	5	22

Tabulka 5 Vstupní parametry do Bitzer software

Jak je vidět bylo nutné ponížít teplotu kondenzace R717 oproti porovnávacímu cyklu. Bylo tak učiněno, protože Bitzer software nenabízí kompresor pro čpavek, který by měl povolenou vyšší teplotu kondenzace než 60 °C.

Z prostředí Bitzer byla odečtena t_2 , tedy výstupní teplota komprese, maximální hmotnostní tok kompresorem \dot{m}_{max} a výkon na hřídeli P_{in} . Zbytek hodnot byl dopočítán pomocí vzorců uvedených níže. Pro určení stavových hodnot v bodech cyklu byla použita knihovna CoolProp. Pro EER má konstanta 0,92 význam účinnosti elektromotru.

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$$

$$\eta_e = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\dot{Q}_{in MAX} = (h_1 - h_4) \cdot \dot{m}_{max}$$

$$\dot{Q}_{out MAX} = (h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_{max}$$

$$EER = 0,92 \cdot \frac{\dot{Q}_{out MAX}}{P_{in}}$$

Výsledné parametry oběhu a kompresoru jsou uvedeny v následující tabulce. Všechny kompresory v tabulce jsou rotační šroubové, jelikož jsou v porovnání s dostupnými pístovými pro dané podmínky účinnější.

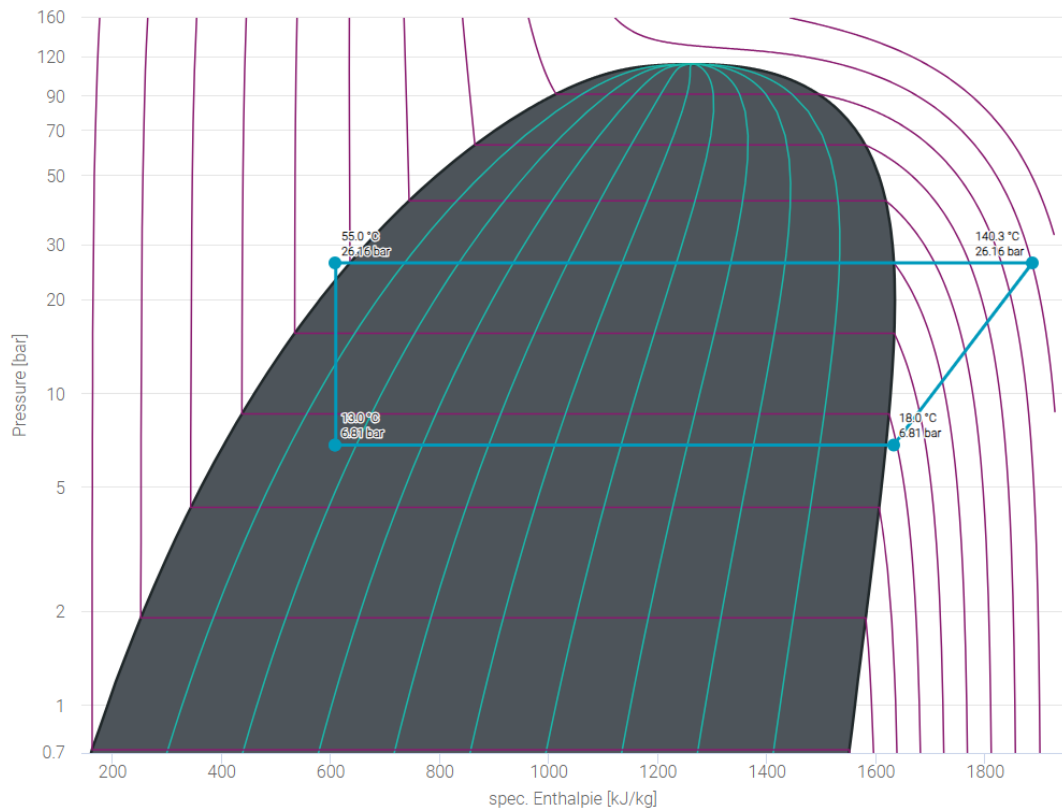
Označení chladiva		R717	R1234ze(E)	
Název chladiva		Amoniak		
Kompresor		OSHA7452-K	CSH7573-90Y-40P	CSH8593-140Y-40P
t_1	(°C)	18	24	24
p_1	(bar)	6,81	4,55	4,55
h_1	(kJ/kg)	1634,38	400,74	400,74
t_2	(°C)	148,2	81	80,9
p_2	(bar)	26,14	16,85	16,85
h_2	(kJ/kg)	1910,27	436,90	436,77
h_{2s}	(kJ/kg)	1837,52	425,17	425,17
t_3	(°C)	50	50	50
h_3	(kJ/kg)	586,12	269,50	269,50
x_4	(-)	0,148	0,236	0,236
COP	(-)	4,80	4,63	4,64
ε	(-)	3,84	3,70	3,70
η_e	(-)	0,736	0,676	0,678
\dot{m}_{max}	(kg/hod)	959	5395	6305
	(kg/s)	0,27	1,50	1,75
$\dot{Q}_{in max}$	(kW)	279,2	196,7	229,9
$\dot{Q}_{out max}$	(kW)	352,7	250,9	293,0
P_{in}	(kW)	73,2	55,2	64,2
EER	(-)	4,40	4,18	4,20

Tabulka 6 Parametry tepelného oběhu TČ s reálnými kompresory

4.3.4 Oběhy TČ s reálnými kompresory

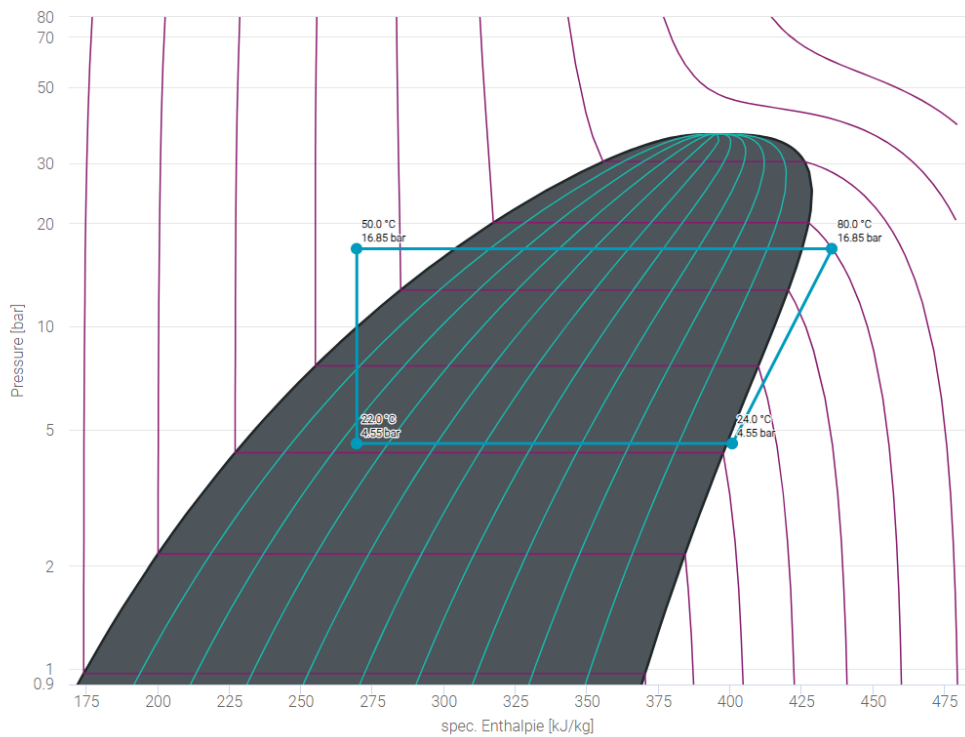
Obrázky tepelných oběhů byly vytvořeny pomocí webového prostředí Log ph diagram od TLK Energy [27].

log(p)-h chart Ammonia (R717)
 COP (Heat Pump) = 5.02 / COP (Refrigerator) = 4.02



Obrázek 20 Tepelný oběh s kompresorem Bitzer OSHA7452-K a s chladivem R717, zdroj: [27]

log(p)-h chart R1234zeE
 COP (Heat Pump) = 4.76 / COP (Refrigerator) = 3.76



Obrázek 21 Tepelný oběh s kompresorem Bitzer CSH7573-90Y-40P a s chladivem R1234ze(E), zdroj: [27]

4.3.5 Vyhodnocení výběru

Jak je vidět v *Tabulka 6*, nejvyšších hodnot COP při daných podmínkách dosahuje kompresor OSHA7452-K a s chladivem R717. Kompresory s chladivem R1234ze(E) dosahují hodnoty COP nižší o 0,17 pro CSH7573-90Y-40P a o 0,16 pro CSH8593-140Y-40P, mají ale vyšší teploty kondenzace (o 12 °C). Čpavek sice dosahuje vyšší teploty na výstupu komprese, ale v této vyšší teplotní hladině (nad teplotou kondenzace) je uložen pouze malý podíl celkové výstupní energie.

$$\frac{h_2 - h''(p_2)}{h_2 - h_3} = 20,76 \%$$

U R1234ze(E) je nad teplotou kondenzace uloženo ještě daleko menší procento energie (7,05 %). Tedy ani v jednom případě není možné zahřát dopravní médium výrazně nad hodnotu teploty kondenzace.

Především z důvodů možné účinnosti a zároveň inovativnosti řešení problému **technologií DX a chladivem R1234ze(E)** se bude práce nadále zabývat právě tímto, s výjimkou podkapitoly 4.3.6 *Čpavkové tepelné čerpadlo*, která za pomoci softwaru RTSelect numericky řeší případné TČ pro ohřev TV využívající čpavek. Zvoleným kompresorem pro R1234ze(E) je CSH7573-90Y-40P, protože jeho maximální výkon na vstupu je bližší potřebnému výkonu na vstupu $\dot{Q}_{in} = 180 \text{ kW}$. Jeho COP je navíc téměř shodné s CSH8593-140Y-40P.

4.3.6 Čpavkové tepelné čerpadlo

Pro případ, že by DC nechtělo zasahovat do stávajícího systému chlazení, kde je již vybudován celý sekundární okruh, bylo navrženo komerčně dostupné čpavkové TČ. Návrh proběhl v softwaru RTSelect na licenci poskytnuté společností GEA. Jeho výsledkem je optimalizované TČ Red Genium 300 [28]. Teploty vstupní látky (voda-propylenglykol 30 %) byly zvoleny z kapitoly 2.2.1 *Teplotní podmínky v sekundárním chladícím okruhu*. Teploty výstupní látky (voda) byly určeny následovně:

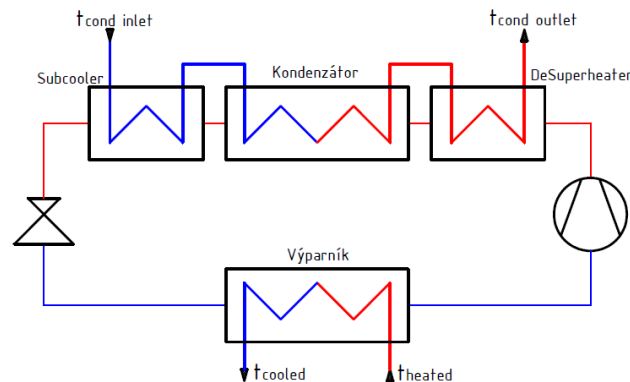
$$t_{kond\ in} = 40^\circ\text{C}$$

$$t_{kond\ out} = 70^\circ\text{C}$$

Parametry spolu s konkrétními modely výměníků jsou v tabulce *Tabulka 7*, schéma pak na *Obrázek 22*. Takové TČ by uchladiło 4 serverové sály (každý o příkonu na IT 90 kW).

Q_{in}	Q_{out}	P_k	COP	Výparník	Kondenzátor	Subcooler	DeSuperHeater
403	500	106	4,74	5TH-244/1/1	4HH-114/1/1	3LL-48/2/1	3LL-80/1/1

Tabulka 7 Parametry TČ Red Genium 300



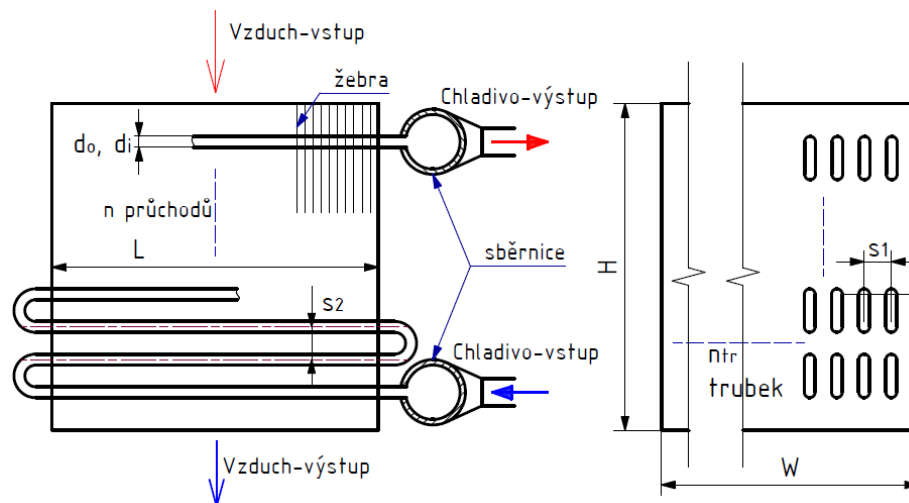
Obrázek 22 Schéma TČ Red Genium 300

4.4 Návrh výparníku

Výparník je tepelný výměník, kde na straně chladiva (chladnější látky) dochází k její evaporaci. Využívají se především tyto typy výměníků: kotlový (Shell and Tube), deskový (Plate) a svazkový výměník příčně ofukovaný (Cross Flow Finned Tube). V systémech vzduch-voda se využívá poslední zmiňovaný. Jeho hlavní výhodou, je snadné zvětšení vnějšího povrchu pomocí žebry. Toho je zapotřebí z důvodu nízkého koeficientu přestupu tepla na straně vzduchu.

Pro získání geometrického uspořádání výměníku byla provedena analýza dostupných produktů od různých dodavatelů. Informace jsou však velmi často nekompletní, a to ze dvou hlavních důvodů. Zaprvé je převážná většina výroby velkých výměníků vzduch-voda v Číně a čínští výrobci neuvádějí kompletní geometrii. Zadruhé jsou parametry tohoto typu výměníku uváděny v možném rozmezí (např. mezera mezi žebry 0,6 až 4,2 mm). Z tohoto důvodu se nejedná o pouhou modulaci dostupného výrobku, ale ve své podstatě o návrh celého výměníku, který svou geometrií a použitými materiály odpovídá běžně dostupným výrobkům. Součástí návrhu není pevnostní výpočet.

Zvolené uspořádání je na obrázku níže. Jedná se o křížový proud na n protiproudě propojených řadách (n průchodů). Takto navržený výměník se pro vyšší počet průchodů blíží chování protiproudému, který je z hlediska tepelné výměny ideální. Trubky jsou uspořádány v zákrytu (inline arrangement), což usnadňuje konstrukci a parametrizaci výměníku. Schéma také zobrazuje důležité rozměry výparníku.

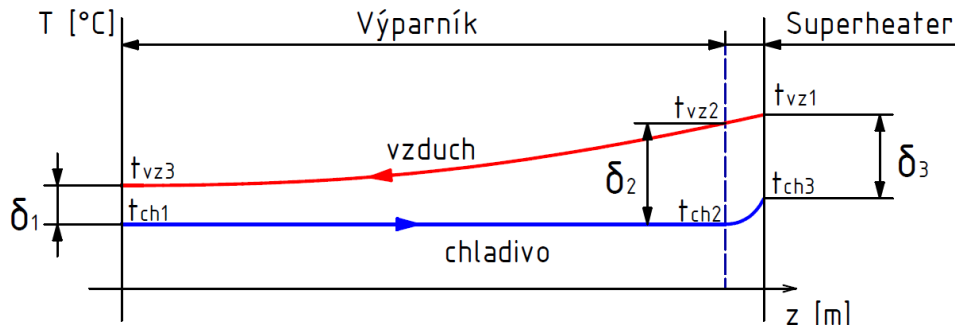


Obrázek 23 Schéma výparníku

Výpočetní excel je v **PŘÍLOHA 1 (přílohová část)**. Cílem výpočtu je určit potřebný počet průchodů n a počet trubek n_{tr} . Rozměry d_o , d_i , s_1 a s_2 včetně tloušťky žebry t_z a šířky mezery mezi žebry b_{mez} jsou určeny z rozměrů běžných u komerčně dostupných výparníků vzduch-voda. Rozměr W vychází z počtu trubek a z rozteče trubek s_1 . Rozměr L byl zvolen s ohledem na prostor v DC. Výška výparníku H je závislá na počtu průchodů a na rozteči trubek s_2 . Materiály částí výparníku jsou určeny také podle dostupných produktů.

4.4.1 Rozdělení výparníku

Celkový výparník se z hlediska tepelného výpočtu skládá ze dvou částí, z výparníku a ze Superheateru, v němž se chladivo ohřívá do oblasti přehřáté páry o 2 °C nad teplotu evaporace. Na Obrázek 24 je zobrazené teplotní schéma celkového výparníku.



Obrázek 24 Teplotní schéma výparníku

Teplota vzduchu na vstupu do výparníku t_{vz2} (na výstupu ze Superheateru) byla určena z energetické bilance podle vztahu níže.

$$t_{vz2} = t_{vz1} - \frac{\dot{m}_{ch}(h_2 - h'')}{\dot{m}_{vz} \cdot c_p}$$

Pro každou část se zvlášť určí koeficient prostupu tepla k , $LMTD$ a počet průchodů n . Obě části budou naopak sdílet počet trubek n_{tr} a index protiproudosti F_t . Celkový výměník následně vznikne sečtením počtu průchodů jednotlivých částí.

4.4.2 Návrhové hodnoty a základní rovnice

Návrhové hodnoty výměníku jsou v následující tabulce. Jedná se o již výsledné hodnoty prošlé výpočtem.

Název	Označení	Jednotky	Výparník	Superheater
Teplota vzduchu na vstupu	t_{vzin}	(°C)	29,93	30
Teplota vzduchu na výstupu	t_{vzout}	(°C)	25	29,93
Teplota chladiva na vstupu	t_{chin}	(°C)	22	22
Teplota chladiva na výstupu	t_{chout}	(°C)	22	24
Střední logaritmický rozdíl teplot	$LMTD$	(K)	5,07	6,92
Návrhový přenášený výkon	\dot{Q}_n	(kW)	177,36	2,64
Index protiproudosti	F_t	(-)	0,975	
Počet trubek	n_{tr}	(-)	48	
Vnější průměr trubek	d_o	(mm)	18	
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	(mm)	1	
Materiál trubek			SF-Cu (99,5 %)	
Rozteč trubek v kolmém směru	s_1	(mm)	40	
Rozteč trubek v rovnoběžném směru	s_2	(mm)	40	
Tloušťka žebra	$t_{\check{z}}$	(mm)	0,12	
Tloušťka mezery mezi žebry	b_{mez}	(mm)	2,2	
Materiál žebra			hliník	

Tabulka 8 Výparník – výchozí návrhové hodnoty

Teploty vyplývají z hodnot odvozených v předchozích oddílech práce. Přenášený tepelný výkon vychází z výkonové hladiny Maximální výkon. Výsledný výměník musí splňovat následující upravenou výměňkovou rovnicí

$$\dot{Q}_n = n \cdot k \cdot n_{tr} \cdot A_1 \cdot F_t \cdot LMTD$$

Kde k je celkový součinitel prostupu tepla (počítán v 4.4.3), A_1 je teplosměnná plocha na 1 průchod výměníku a 1 trubku a F_t je index protiproudnosti výměníku. Střední logaritmický teplotní rozdíl $LMTD$ se spočítá jako

$$LMTD = \frac{\delta_2 - \delta_1}{\ln(\delta_2/\delta_1)}$$

$$\delta_2 = t_{vz_{in}} - t_{ch_{out}}, \quad \delta_1 = t_{vz_{out}} - t_{ch_{in}}$$

Index protiproudnosti byl určen ze skript Výměníky pro chladicí techniku [29] pro křížový proud na 4 řadách protiproudně propojených trubek (vyšší počet má zlepšující charakter). Počet trubek byl určen ze zvolené rychlosti (doporučená rychlost pro parovodní směs ve vodorovných trubkách) $c_{ch} = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [30]. Zvolené trubky jsou měděné chladírenské trubky z materiálu SF-Cu (Cu = 99,5 %) dle normy DIN 8905. Rozteče trubek byly určeny poměrově z rozteče pro trubky 5/8“ (15,785 mm) bývalého výrobce Vzduchotechnika Nové Město nad Váhom [29]. Tloušťka žebra, šířka mezery mezi žebry a materiál žebor byl určen ze stránek výrobce UAR H.Stars Group [31] a také z [29]. Návrhové parametry byly iteračně upravovány, dokud nebylo dosaženo optimálního výsledku.

4.4.3 Koeficient prostupu tepla

Koeficient prostupu tepla k je pro výměník se svazkem žebrovaných trubek daný vztahem

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_v} + R_{f \text{ out}} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_o - d_i}{2\lambda_{tr}} + R_{f \text{ in}} \right)$$

kde α_v je virtuální koeficient přestupu tepla na vnější straně, $R_{f \text{ out}}$ je odpor zanesení výměníku na vnější straně, A je celkový vnější povrch výměníku, A_i je vnitřní povrch výměníku, α_i je koeficient přestupu tepla na vnitřní straně, d_o a d_i jsou vnější a vnitřní průměry trubek a $R_{f \text{ in}}$ je odpor zanesení výměníku na vnitřní straně [32].

Pro určení dílčích tepelných odporů bylo použito postupů a kritériálních rovnic uvedených v odborné knize VDI Heat Atlas [32]. Jmenovitě v sekcích G1 Heat transfer in Pipe Flow a M1 Heat Transfer to Finned Tubes.

Přestup tepla na vnitřní straně

Pro výpočet koeficientu přestupu tepla na vnitřní straně byla použita kritériální rovnice přestupu tepla pro plně vyvinuté turbulentní proudění v trubce.

$$Nu_m = \frac{(\xi / 8) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi / 8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right]$$

kde $\xi = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$. Rovnice platí pro $Re \in (10^4; 10^6)$ $Pr \in (0,1; 1000)$ a $d_i/l \leq 1$. Charakteristický rozměr je vnitřní průměr trubky d_i , l je délka trubky za kterou byla dosazena hodnota $L / 2$. Během ohřívání chladiva dochází ke snížení jeho hustoty a je tedy zvyšována rychlost (rovnice kontinuity). Reynoldsovo číslo (a tedy ani Nusseltovo) číslo není konstantní v celém výměníku. Pro návrh bylo provedeno

„rozkrokování“ výměníku přes hodnotu měrné entalpie. Bylo vypočteno Nusseltovo číslo pro každý krok a následně bylo určeno průměrné Nusseltovo číslo a průměrný koeficient přestupu tepla na vnitřní straně α_i . Ve výpočtu nebyl uvažován děj varu chladícího média, který by přestup tepla zvýšil.

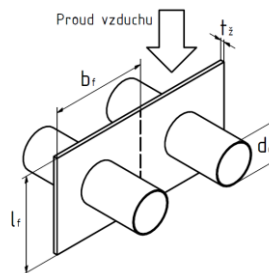
Přestup tepla na vnější straně

Přestup tepla na vnější straně byl počítán metodou účinnosti žebířů popsané v [32]. Nejprve bylo pomocí následující kritériální rovnice z Nu_d vypočteno α_m .

$$Nu_d = 0,22 Re_d^{0,6} \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0,15} Pr^{1/3}$$

Rovnice platí pro trubky v zákrytu s více než 4 řadami, $Re_d \in (10^3; 10^5)$ a pro $A / A_{t0} \in (5; 30)$. Charakteristický rozměr je vnější průměr trubek d_o , A je povrch výměníku se žebry a A_{t0} je celý povrch trubky, pokud by tam žebra nebyla. Při dodržení všech podmínek dává rovnice výsledky s přesností do 10 % až 25 %.

Dále je potřeba zjistit účinnost žebra η_f . Je tak učiněno na základě bezrozměrných geometrických parametrů vycházejících z rozměrů zobrazených v Obrázek 25, na α_m a na tepelné vodivosti materiálu žebra $\lambda_f = 203 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (hliník).



Obrázek 25 Rozměry žebra

$$\varphi' = 1,28 \cdot \frac{b_f}{d_o} \sqrt{\left(\frac{l_f}{b_f} - 0,2 \right)}$$

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0,35 \ln \varphi')$$

$$X = \varphi \frac{d_o}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_m}{\lambda_f \delta}}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X}$$

Díky účinnosti žebířů je možné zjistit virtuální koeficient přestupu tepla α_v .

$$\alpha_v = \alpha_m \left(\frac{A_t}{A} + \eta_f \frac{A_f}{A} \right)$$

kde A_t je povrch volné trubky, A_f je povrch žebířů a A je celkový povrch výměníku.

Zbylé tepelné odpory

Tato část se zabývá zbylými tepelnými odpory z rovnice pro výpočet koeficientu přestupu tepla v úvodu této kapitoly. Součinitel tepelné vodivosti byl určen z hodnoty pro

měď při 25 °C. Tepelný odpor zanesení na vnitřní straně byl určen z hodnoty doporučené pro výparníky s uhlovodíky C₁ až C₄. Tepelný odpor zanesení na vnější straně byl zanedbán. Počítá se s důslednou filtrací vzduchu v DC a s případným čištěním výměníku.

$$R_{f \text{ in}} = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$$

$$\lambda_{tr} = 386 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$R_{f \text{ out}} = 0 \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$$

Běžně se při chlazení vzduchu musí dávat pozor na kondenzaci vodních par na povrchu výměníku. Z Mollierova h-x diagramu pro vlhký vzduch při atmosférickém tlaku $p = 101,325 \text{ kPa}$ však vyplývá, že při podmínkách v tomto případě (chlazení na teplotu 25 °C) je možné ochlazovat vzduch o relativní vlhkosti i 0,9 (měrná vlhkost $x = 18 \text{ g}_p/\text{kg}_{sv}$) bez dosažení rosného bodu, který je pro vzduch o této měrné vlhkosti zhruba 23 °C [33]. V datových centrech je udržovaná vlhkost vzduchu v rozmezí 40 až 50 % [34].

4.4.4 Výsledné rozměry výparníku

Výsledné rozměry kondenzátoru vzešlé z výpočtu jsou spolu s koeficientem přestupu tepla uvedeny v následující tabulce.

Název rozměru	Označení	Jednotky	Výparník	Superheater	Celkem
Šířka výměníku	W	(mm)	1960		
Délka výměníku	L	(mm)	2000		
Výška výměníku	H	(mm)	-	-	1320
Počet průchodů	n	(-)	31,90	0,35	33
Počet trubek	n_{tr}	(-)	48		
Koeficient prostupu tepla	k	(W.m ²)	9,63	9,16	9,63
Vnější teplosměnná plocha výměníku	A	(m ²)	77,59	0,85	80,27
Vnitřní teplosměnná plocha výměníku	A_i	(m ²)	3,21	0,04	3,32

Tabulka 9 Výsledné rozměry výparníku

4.4.5 Tlaková ztráta vzduchu ve výparníku

Pro potřeby kapitoly 6.1 *Tlaková ztráta v okruhu vzduchu* bylo třeba určit tlakovou ztrátu vzduchu ve výparníku. Výpočet proběhl podle L1.4 VDI Heat Atlasu [32]. Jedná se o tlakovou ztrátu svazků trubek v křížovém proudu. Vliv žeber, která způsobují rozdělení proudu a třecí ztráty na stěnách žeber, byl zanedbán. Výsledná ztráta je rovna

$$\Delta p_{výp} = \xi \cdot n \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2}$$

kde c je

$$c = \frac{a}{a-1} \cdot \frac{A_0}{A_z} \cdot c_{vz}$$

kde čelní průřez $A_0 = L \cdot W$, A_z je plocha žeber v průřezu a a je bezrozměrný parametr závislý na rozteči trubek a na jejich vnějším průměru.

$$a = \frac{s_1}{d_0}$$

4.5 Kondenzátor

Kondenzátor je výměník tepla, na jehož jedné straně dochází ke kondenzaci chladiva a druhá je v tomto případě omývaná vodou. Pro takové kondenzátory je běžné použití deskového výměníku. Ten umožňuje efektivnější využití prostoru, než například kotlový výměník (Shell and Tube) [35]. Zároveň jsou deskové výměníky v klasickém zapojení protiproudé, což přirozeně zvyšuje jejich účinnost. Formálně se kondenzátor dělí na Desuperheater, kde se médium dostane na bod syté páry, a samotný kondenzátor, kde dochází ke kondenzaci až na hranici syté kapaliny. Energie uložená nad bodem syté páry je ovšem pro R1234ze(E) příliš malá, a proto se výměník spojí v jeden, kde v části bude probíhat desuperheating a v části kondenzace. Deskové výměníky využívají tzv. korugačnický vzor, který zvyšuje teplosměnnou plochu, zvyšuje tuhost desek a usměrňuje proud mezi deskami takovým způsobem, který je výhodný z hlediska přenosu tepla.

Po průzkumu nabídky společnosti Alfa Laval byla vybrána řada rozebíratelných průmyslových výměníků T. Tyto výměníky splňují jak maximální konstrukční tlak (tlak kondenzace 16,3 bar) tak maximální povolenou teplotu (maximální povolené teploty jsou řádově okolo 170 °C). Za materiál desky byla zvolena austenitická nerezová ocel AISI 304 (dle EN X5CrNi18-10). Jedná se o standardní nerezovou ocel bez zvýšené korozní odolnosti. V potravinářství se užívá na vybavení bez kontaktu s produktem [36]. Pro účely kondenzátoru se jeví jako dostačující. Desky jsou od sebe odděleny pryžovým těsněním (NBR, EPDM, FKM).

Výpočetní excel, ve kterém byl výpočet proveden, je v *PŘÍLOHA 2 (přílohová část)*.

4.5.1 Vstupní hodnoty a základní rovnice

Vstupní hodnoty do výpočtu jsou v následující tabulce. Stejně jako v případě výparníku se jedná o hodnoty výsledného výměníku.

Název	Označení	Jednotky	Desuperheater	Kondenzátor
Hmotnostní tok chladiva	\dot{m}_{ch}	(kg/s)	1,37	
Teplota dopravního média na vstupu	$t_{d in}$	(°C)	67,9	46,1
Teplota dopravního média na výstupu	$t_{d out}$	(°C)	70	67,9
Teplota chladiva na vstupu	$t_{ch in}$	(°C)	72	72
Teplota chladiva na výstupu	$t_{ch out}$	(°C)	81,0	72
Střední logaritmičkový rozdíl teplot	$LMTD$	(K)	5,91	11,83
Návrhový přenášený výkon	\dot{Q}_n	(kW)	16	166
Šířka volného kanálu	b	(mm)	3,4	
Tloušťka desky	s_d	(mm)	1	
Materiál desky			AISI 304	
Úhel sklonu	φ	(°)	45	
Vlnová délka sinusoidy povrchu	Λ	(mm)	7	

Tabulka 10 Kondenzátor – vstupní hodnoty výpočtu

Teplota kondenzace a teplota chladiva na vstupu vyplývá z 4.3 *Kompresor a tepelné oběhy*. Za dopravní médium byla zvolena teplárenská upravená voda, jejíž vstupní teplota do TČ byla stanovena na 40 °C (vstup do subcooleru viz 4.6 *Subcooler*) a výstupní na 70 °C. Teplota na vstupu do kondenzátoru je však již zvýšena teplem získaným v subcooleru. Hodnota této teploty a teploty na vstupu do desuperheateru byla určena stejným způsobem z energetické bilance jako v kapitole 4.4.1. *Rozdělení výparníku*. Střední logaritmičtý teplotní rozdíl *LMTD* se určí stejně jako v případě výparníku. Návrhový přenášený výkon je vypočítán jako

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_{ch} \cdot (h_{in} - h_{out})$$

kde \dot{m}_{ch} je hmotnostní tok chladiva a h_{in} a h_{out} jsou měrné entalpie na vstupu a na výstupu do dané části výměníku. Geometrie uvedená v tabulce vychází z technického listu (*Obrázek 28*). Výjimkou je úhel sklonu korugačního vzoru φ , který technický list konkrétního výměníku neuvádí. Výrobce Alfa Laval pouze uvádí, že je schopen dodat desky s variabilními geometrickými vlastnostmi vzorkování. Proto jsem zvolil úhel 45°.

Výměník musí splňovat výměňkovou rovnici upravenou pro potřeby výpočtu.

$$\dot{Q}_n = k \cdot n_{ch} \cdot A_L \cdot L \cdot LMTD$$

kde A_L je teplosměnná plocha na 1 m 1 průchodu chladiva, L je potřebná délka výměníku a n_{ch} je počet průchodů chladiva, který se počítá jako,

$$n_{ch} = \frac{n_{des} - 1}{2}$$

kde n_{des} je počet desek. Tato hodnota se zaokrouhlí dolů, tím je ošetřeno to, že pokud je počet desek lichý, nebude chladivo na vnějším průchodu výměníku, což omezí ztráty tepla do okolí. Počet průchodů dopravního média n_d se počítal stejným způsobem, pouze zaokrouhlením nahoru.

Cílem výpočtu je iteračně určit dostatečný počet desek tak, aby bylo splněno následující kritérium:

$$L_p - (L_{kond} + L_{desup}) \geq 0$$

L_p je skutečná délka výměníku uvedená v technickém listu (odečtená jako z *Obrázek 26*), L_{kond} je potřebná délka kondenzátoru a L_{desup} potřebná délka desuperheateru.

4.5.2 Koeficient prostupu tepla

Koeficient prostupu tepla se určí z následující rovnice.

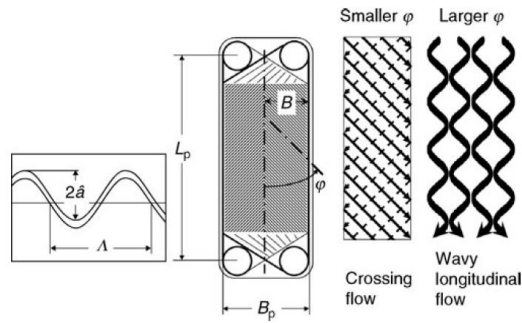
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{ch}} + \frac{s_{des}}{\lambda_{des}} + \frac{1}{\alpha_d} + R_{fch} + R_{fd}$$

dílčí tepelné odpory byly určeny výpočtem dle postupu uvedeného v VDI Heat Atlas v sekci N6 Pressure Drop and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers [32].

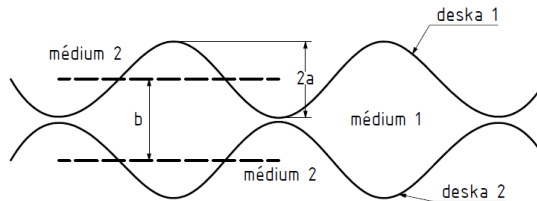
Přestup tepla

Koeficienty přestupu tepla pro chladivo α_{ch} a pro dopravní médium α_d jsou počítány stejným způsobem. Materiálové parametry byly odečteny z hodnot pro střední teploty v dané části výměníku. K chladivu v kondenzátoru bylo přistoupeno podobně jako k chladivu ve výparníku v 4.4.3 *Koeficient prostupu tepla*.

Geometrie deskových výměníků je schematicky zobrazena na *Obrázek 26*, způsob skládání desek na sebe pak na *Obrázek 27*.



Obrázek 26 Geometrie deskových výměníků, zdroj: [32]



Obrázek 27 Skládání desek

Volná šířka desky pro tok médií B_p byla určena jako průměr W a K^{**} z technického listu. Amplituda sinusoidy \hat{a} byla určena jako šířka volného kanálu b uvedená výrobcem dělená dvěma (vychází se z předpokladu, že se jedná o průměrnou šířku kanálu).

Nejprve je nutné určit poměr mezi plochou imaginární rovné desky a skutečnou teplosměnnou plochou desky Φ . Tento poměr je v případě sinusového korugačního vzorku závislý na amplitudě sinusoidy \hat{a} a vlnové délce Λ . Vlnová délka však není nikde uvedena a byla proto určena s ohledem na následující kritéria.

- $\Phi \doteq 1,22$ běžná průmyslová hodnota [32]
- $\Lambda / \hat{a} \in (4; 8)$ nutné pro platnost kritériálních rovnic

Φ se vypočítá se pomocí numerického integrálu od 0 do Λ pro funkci

$$y = \hat{a} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\Lambda} x\right)$$

$$\Phi = \frac{\sum_i \sqrt{(y_{i+1} - y_i)^2 + h^2}}{\Lambda}$$

kde h je délka kroku. Dalším krokem je vypočtení hydraulického průměru a teplosměnné plochy, ke které je vztažený α . Ty jsou definovány následovně.

$$d_h = \frac{4\hat{a}}{\Phi}$$

$$A = \Phi \cdot B_p \cdot L_p \quad (A_L = \Phi \cdot B_p)$$

Rychlost prodění je definována jako

$$c = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot 2\hat{a} \cdot B_p}$$

kde \dot{m} je hmotnostní tok pro jeden průchod. Nusseltovo číslo vztažené na d_h se vypočítá pomocí následující kritériální rovnice.

$$Nu = 1,615 \left[\left(\xi \frac{Re}{64} \right) Re Pr \frac{d_h}{L} \right]^{\frac{1}{3}}$$

kde Re je Reynoldsovo číslo vztažené na d_h , Pr je Prandltovo číslo a $\xi = f(\varphi)$ je koeficient tření, který se vypočítá z kombinace ξ_0 pro $\varphi = 0^\circ$ a ξ_1 pro $\varphi = 90^\circ$.

pro $Re \leq 2000$ – laminární

$$\xi_0 = \frac{B_0}{Re}$$

$$\xi_1 = a \left(\frac{B_1}{Re} + C_1 \right)$$

pro $Re \geq 2000$ – turbulentní

$$\xi_0 = (1,8 \log(Re) - 1,5)^{-2}$$

$$\xi_1 = a \left(\frac{K_1}{Re^n} \right)$$

pro $\varphi \in (0^\circ; 90^\circ)$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos(\varphi)}{\sqrt{b \tan \varphi + c \sin \varphi + \xi_0 / \cos \varphi}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_1}}$$

kde $B_0 \approx 64$, $B_1 = 597$, $C_1 = 3,85$, $K_1 = 39$, $n = 0,289$ (platí pro $\Lambda/\hat{a} = 4$) a $a = 3,8$, $b = 0,18$, $c = 0,36$ (platí pro $\Lambda/\hat{a} \in (4; 8)$).

Koeficient přestupu tepla se určí z vypočítaného Nusseltova čísla

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h}$$

Zbylé tepelné odpory

Tato část se zabývá zbylými tepelnými odpory z rovnice pro koeficient prostupu tepla z úvodu této kapitoly. Součinitel tepelné vodivosti desky se určí jako standartní pro AISI 304 při pokojové teplotě, tepelný odpor zanesení výměníku na straně chladiva $R_{f\ ch}$ se určí stejně jako v případě výparníku a tepelný odpor zanesení výměníku na straně dopravního média $R_{f\ d}$ se odečte z [32] jako doporučená hodnota pro upravovanou vodu.

$$\lambda_{des} = 16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$R_{f\ ch} = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

$$R_{f\ d} = 0,088 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

4.5.3 Výsledek výpočtu

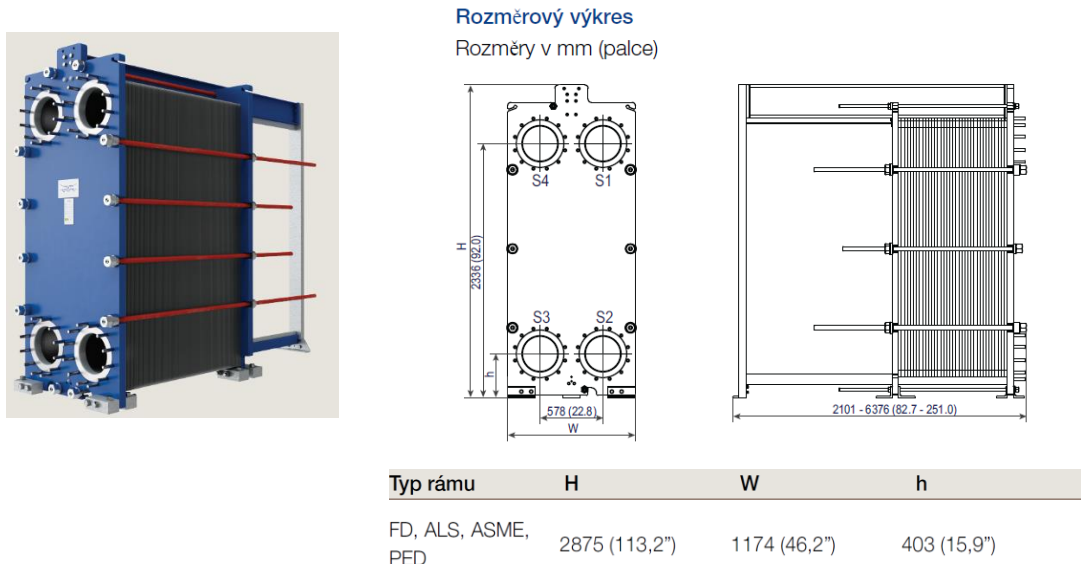
Jako vyhovující byl vybrán výměník Alfa Laval T35 s rámem FD. Jelikož se zvyšujícím se počtem desek klesá rychlost média (větší průtočný průřez) a s ní i koeficient prostupu tepla. Nejvýhodnější variantou se ukázalo být sériové zařazení 2 výměníků o počtu desek $n_{des} = 330$. Upraveným kritériem výběru oproti 1 výměníku je:

$$n_{vým} \cdot L_p - (L_{kond} + L_{desup}) \geq 0$$

kde $n_{vým}$ je počet výměníků. Výřez z technického listu výměníku je v *Obrázek 28*. Zapojení výměníků je zobrazeno na PID (*PŘÍLOHA 9 (vložená)*).

Alfa Laval T35

Rozebíratelný deskový výměník tepla pro široký rozsah aplikací



Obrázek 28 Výřez z technického listu Alfa Laval T35, zdroj: [37]

4.6 Subcooler

Za kondenzátory tepelného čerpadla (z pohledu chladiva) se dnes často řadí tzv. subcooler (též ekonomizér). Ten umožňuje podchlazení chladiva do oblasti kapaliny, což výrazně zlepšuje *COP*. Proto jsem se rozhodnul subcooler zařadit. Výpočet probíhal stejným způsobem jako v případě kondenzátoru. Z výpočtu vyšel výměník Alfa Laval T8 s rámem FG, PED o počtu desek $n_{des} = 42$. Vstupní hodnoty jsou v *Tabulka 11*. Výřez z technického listu výměníku je v *Obrázek 29*. Výpočetní excel je v *PŘÍLOHA 3 (přílohová část)*. Zapojení subcooleru je v PID (*PŘÍLOHA 9 (vložená)*).

Název	Označení	Jednotky	Subcooler
Hmotnostní tok chladiva	\dot{m}_{ch}	(kg.s-1)	1,37
Teplota dopravního média na vstupu	$t_{d in}$	(°C)	40
Teplota dopravního média na výstupu	$t_{d out}$	(°C)	46,15
Teplota chladiva na vstupu	$t_{ch in}$	(°C)	72
Teplota chladiva na výstupu	$t_{ch out}$	(°C)	50
Střední logaritický rozdíl teplot	$LMTD$	(K)	16,69
Návrhový přenášený výkon	\dot{Q}_n	(kW)	47,05
Šířka volného kanálu	b	(mm)	2,3
Tloušťka desky	s_d	(mm)	1
Materiál desky			AISI 304
Úhel sklonu	φ	(°)	45
Vlnová délka sinusoidy povrchu	Λ	(mm)	5

Tabulka 11 Subcooler – vstupní hodnoty výpočtu

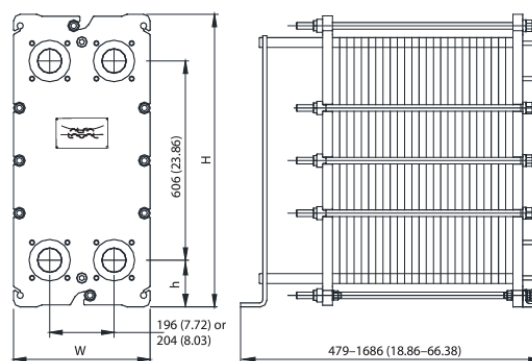
Alfa Laval T8

Rozebíratelný deskový výměník tepla pro široký rozsah aplikací



Rozměrový výkres

Rozměry v mm (palce)



Typ rámu	H	W	h
FM	890 (35,04")	400 (15,78")	142 (5,59")
FG	890 (35,04")	400 (15,78")	142 (5,59")
FG, ASME	890 (35,04")	416 (16,38")	142 (5,59")

Obrázek 29 Výřez z technického listu Alfa Laval T8, zdroj: [37]

4.7 Expanzní ventil

V expanzním ventilu probíhá škrcení chladiva. Škrcení je izoentalpický proces, při kterém dochází k tlakovému poklesu z tlaku panujícího ve vysokotlaké oblasti (kondenzátor) na tlak v nízkotlaké oblasti (výparník). Expanzní ventil také reguluje TČ, jelikož uzpůsobuje hmotnostní tok chladiva na základě měření probíhajícího běžně za výparníkem (viz Pipe and Instrumentation diagram *PŘÍLOHA 9 (vložená)*). Existují dva základní druhy expanzních ventilů. Jsou to termostatický expanzní ventil (TEV) a elektrický expanzní ventil (EEV).

Termostatický expanzní ventil se používá především v menších TČ. Pro větší průmyslové TČ je daleko vhodnější EEV. Je to elektronicky řízený a motorem ovládaný expanzní ventil, který z měření tlaku a teploty za výparníkem a pomocí řídicí jednotky reguluje TČ. Řídicí jednotka má zpravidla nahrané hodnoty teploty a tlaku pro sytou páru s uživatelsky nastaveným superheatem. Díky tomu vyhodnocuje, zda je dosažený superheat rovný požadovanému. V případě, že tomu tak není, upraví průtok skrz ventil.

Po průzkumu nabídky firmy Danfoss jsem zvolil Elektronický expanzní ventil ICM 20-C, který vyhovuje všemi provozními podmínkami a je vhodný pro využití s R1234ze(E). Hodnoty jsou uváděny ve tvaru max povolený/max dosahovaný.

Objemový tok:	4,6 / 4,573 $m^3 \cdot s^{-1}$
MOPD:	52 / 12,3 bar
Maximální operační tlak:	52 / 16,85 bar

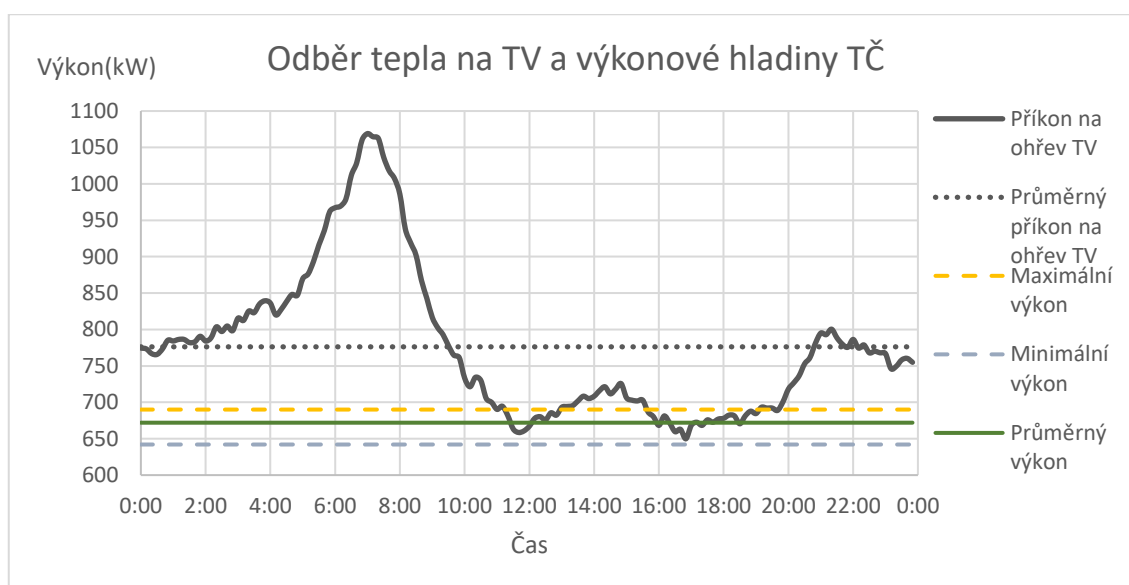
5 Provoz tepelného čerpadla

Cílem této kapitoly je srovnat produkci a spotřebu tepla a definovat pracovní režimy z tohoto srovnání vyplývající. V závěru kapitoly budou zhodnoceny jednotlivé pracovní režimy TČ a bude vytvořen výrobní graf TČ.

5.1 Srovnání produkce a spotřeby tepla

V následujícím grafu je srovnán produkovaný tepelný výkon při návrhových výkonových hladinách (produkce) a tepelný výkon pro ohřev TV ve FNKV (spotřeba) určený v 3.2.2 *Spotřeba tepla ve FNKV*. V tomto srovnání nefigurují tepelné ztráty v dopravním systému. Produkce je počítána z rovnice

$$\dot{Q}_{out} = \frac{\dot{Q}_{in}}{h_1 - h_4} \cdot (h_2 - h_4) = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_4)$$



Obrázek 30 Odběr tepla na ohřev TV a výkonové hladiny TČ

V grafu je možné se přesvědčit, že po většinu dne, pro minimální výkon dokonce po celý den, je tepelný výkon na výstupu DC pod hranicí tepelné spotřeby nemocnice. Při maximálním a průměrném výkonu se během dne vyskytují 2 časové úseky, kdy je produkovaný výkon větší, než je tepelná spotřeba nemocnice. Využitím tohoto výkonu se zabývá následující oddíl. Graf také potvrzuje předpoklad z 4.1 *Počet TČ a výkonové hladiny na vstupu*, že spotřebu dokážou téměř pokrýt 3 tepelná čerpadla. Zvyšovat jejich počet nemá smysl, jelikož při zapojení dalšího TČ (nebo i jen dalšího sálu) je celková vyprodukovaná energie během dne vyšší než spotřebovaná.

5.2 Využití přebytků v produkci tepla

Existují 2 základní možnosti naložení s tepelnými přebytky. První možností je akumulace tepla a jeho následné využití v době převahy spotřeby nad produkcí. V případě nepřiliš vysoké kapacity je tato varianta je nejjednodušší. Nevyžaduje další strojní zařízení ani rozsáhlejší infrastrukturu. Není také třeba hledat jiné odbytné místo. Vzhledem k uvedeným výhodám a podmínkám v *Obrázek 30* jsem tuto metodu zvolil. Druhou možností je využití tepla ve zpracovávajícím procesu a převést ho na jinou formu

energie, případně na teplo na jiné teplotní úrovni. Příkladem může být výroba chladu absorbcí, či adsorbci nebo organický Rankinův cyklus (ORC) pro výrobu elektřiny.

5.2.1 Akumulace tepla

Akumulaci tepla rozlišujeme krátkodobou (8hod, 24 hod) a sezónní. V našem případě se zcela zřejmě jedná o akumulaci krátkodobou. Teplo jde vázat ve formě citelného tepla nebo latentního tepla. Pro citelné teplo se užívá především vody, pro latentní se vhodné látky označují jako PCM (např.: parafíny). Systémy s PCM jsou většinou dražší a ze své podstaty vyžadují tepelnou směnu (výměník tepla). Naopak se obejdou bez těžké tlakové nádoby, kterou vyžadují systémy s vodou [38].

K přebytkům v produkci tepla dochází během dne mezi 11:20 a 19:00. Během tohoto období bude docházet k akumulaci. Naakumulovaný výkon bude vypuštěn během noci. Energie akumulovaná během dne $Q = 43,767 \text{ MJ}$ vyplývá z dat *Obrázek 32* (se započtením ztrát). Vzhledem k malé kapacitě a krátkému časovému úseku byla zvolena přímá akumulace tepla v dopravním médiu (vodě). Objem potřebné nádoby se spočítá z následujícího vztahu.

$$V = k \cdot \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho} = 0,531 \text{ m}^3 \doteq 550 \text{ l}$$

kde ΔT je rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou dopravního média do TČ a k je koeficient bezpečnosti $k = 1,5$. Nádoba je izolovaná. Schéma zapojení je v Pipe and Instrumentation diagramu (*PŘÍLOHA 9 (vložená)*). Vzhledem k velikosti akumulovaného tepla vůči produkci tepla se jedná pouze o akumulaci částečnou [38].

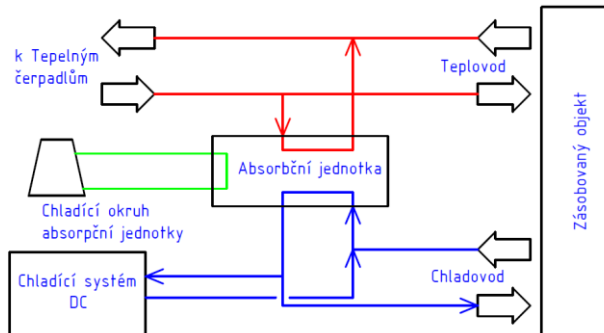
5.2.2 Výroba chladu

Jako další způsob využití nadprodukce tepla bude v této práci rozvedena možnost výroby chladu. V případě, že by v zásobovaném subjektu docházelo k výrazným denním, či především sezónním výchytkám ve spotřebě tepla, pro které už by akumulace nebyla vhodnou volbou bylo by možné o výrobě chladu z tepla uvažovat.

Nejběžnějším způsobem výroby chladu je absorpční chlazení. Jeho variantou je adsorbční chlazení využívající pracovní látku v pevném stavu, které se však zatím nevyužívá v takovém rozsahu. Při absorpčním chlazení je využíváno odpadního tepla, pro extrakci vodní páry z roztoku vody a pracovní látky (většinou LiBr) v generátoru. Tato vodní pára se za pomoci vlastního oběhu s chladicí věží zkondenzuje a přečerpá přes expanzní ventil do absorbéru, ve kterém je velice nízký tlak. Tato změna tlaku zkondenzované vody způsobí změnu její teploty na zhruba 4 °C. Voda je rozstříkovaná na výparník, ve kterém proudí výstupní ochlazovaná voda. Ta předá vodě o 4 °C teplo a způsobí tak její přeměnu na vodní páru. Vodní pára se znovu spojí s LiBr na dně absorbéru. Roztok je pak znovu čerpán do generátoru. Pro systém je zcela zásadní zabránění smíchání horké vody, jejíž teplo je využíváno, studené vody, která je ochlazovaná, chladicí vody (pro kondenzaci vodní páry) a chladiva – pracovní vody používané v cyklu [39].

Systém popsany výše se nazývá Single effect absorption. Je možné ho využít pro teplotu horké vody 80 až 100 °C, což je nad teplotou dosahovanou na výstupu z TČ (70 °C). Pro nízkopotenciální zdroje se používá varianta Single effect double lift absorption. Tato varianta využívá navíc pomocný generátor, absorbér a nepracuje s LiBr-H₂O, ale s roztokem NH₃-H₂O nebo TFE-TEGDME. Je možné pracovat s teplotou horké vody od 55 °C do 80 °C. Oproti klasickému Single effect má nižší COP (0,2 až 0,45) [39].

Chladu vyrobeného v absorpční jednotce by bylo možné použít pro odlehčení systému kompresorového chlazení v DC, nebo pro dodávku chladu do zásobovaného objektu. Celá situace by žádala vlastní (i ekonomické) posouzení. Schéma zapojení absorpční jednotky se zásobováním chladu i s odlehčením systému kompresorového chlazení DC je na *Obrázek 31*.



Obrázek 31 Schéma zapojení absorpční jednotky

5.3 Ztráty dopravního okruhu

Pro přesnější definování pracovních režimů a pro potřeby kapitoly 7 *Ekonomické* byly spočítány ztráty tepelné a tlakové dopravního okruhu. Na základě doporučené rychlosti v dálkových tepelných vedení 1 až 2,5 m/s bylo zvoleno potrubí DN 80.

Tepelné byly počítány postupem uvedeným v [40], pro 2. izolační třídu.

$$\dot{Q}_z = L \cdot G \cdot (t_p - t_v + 2t_z) = 18,3 \text{ kW}$$

kde L je délka potrubí, G je tepelná vodivost mezi vodou v potrubí a zeminou, t_p je teplota vody v přívodní větvi, t_v ve vratné a t_z je teplota zeminy (13,3 °C pro Prahu, 50 cm pod povrchem, ČHMÚ).

Tlakové ztráty byly spočítány pouze třecí, ztráty místní byly zahrnuty v koeficientu $k = 1,1$. Drsnost potrubí $K = 2 \text{ mm}$ byla odečtena z [41] pro silně inkrustovanou ocel (min. hodnota). Koeficient třecích ztrát $\lambda_t = 0,058$ byl odečten z Moodyho diagramu.

$$\Delta p = k \cdot \lambda_t \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} = 1124,8 \text{ kPa}$$

5.4 Pracovní režimy

Souhrn pracovních režimů a jejich zhodnocení je v tabulce *Tabulka 12*. Jejich bližší představení je v příslušných Power and Flow diagramech *PŘÍLOHA 10* až *PŘÍLOHA 15* (*vložené*). Hodnoty v tabulce odpovídají průměrnému výkonu, v diagramech jsou hodnoty pro všechny výkonové hladiny (viz 3.1 *Tepelné ztráty budovy DC*). Pracovní režimy nejprve stručně okomentují.

1. Plný výkon do nemocnice – celý výkon ze serverových sálů je přímo přenášen přímo do nemocnice.
2. Nabíjení akumulace – přebytek produkovaného výkonu je ukládán v akumulátoru. Rychlosti nabíjení akumulace (výkony) jsou odvozeny z dat v *Obrázek 30*. Minimální jsem zvolil jako 1 kW.

3. Vybíjení akumulace – přebytek spotřeby je částečně vykrýván vybíjením akumulátoru. Rychlost vybíjení akumulace jsem zvolil 8 kW.
4. 90 % zatížení TČ – 10 % výkonu serverů je odkloněno na chladicí systém DC. 90 % je zpracováváno TČ a je dodáváno do nemocnice. V případě nedostatečného odběru tepla v nemocnici a plné akumulací nádoby.
5. 80 % zatížení TČ – obdobně jako u 90 % zatížení TČ.
6. Vypnuté TČ – Tepelné čerpadlo je vypnuté. Probíhá odstávka TČ. Celý výkon ze serverů je odkloněn na chladicí systém DC.

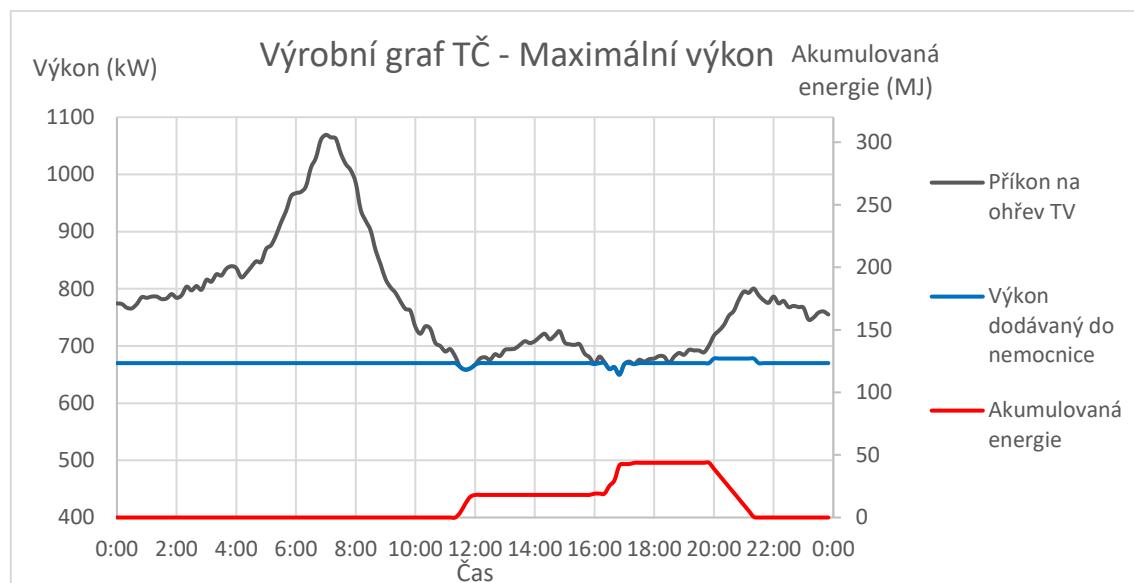
		Plný výkon do nemocnice	Nabíjení akumulace	Vybíjení akumulace	90% zatížení TČ	80% zatížení TČ	Vypnuté TČ
COP	(-)	4,63	4,63	4,63	4,63	4,63	-
Zatížení kompresoru	(%)	89,5	89,5	89,5	80,5	71,6	0
Výkon na kondenzátoru TČ	(kW)	224	224	224	202	180	0
Výkon na výparníku TČ	(kW)	176	176	176	158	141	0
Výkon dodávaný do nemocnice	(kW)	655	647	663	588	520	0

Tabulka 12 Zhodnocení pracovních režimů TČ

Výrobce kompresorů Bitzer neudává hodnoty potřebné pro výpočet izoentropické účinnosti (a z ní COPu) pro jiný než maximální hmotnostní průtok. V tabulce je proto zobrazen COP pro tento (maximální) průtok a zároveň procentuální zatížení kompresoru hmotnostním tokem.

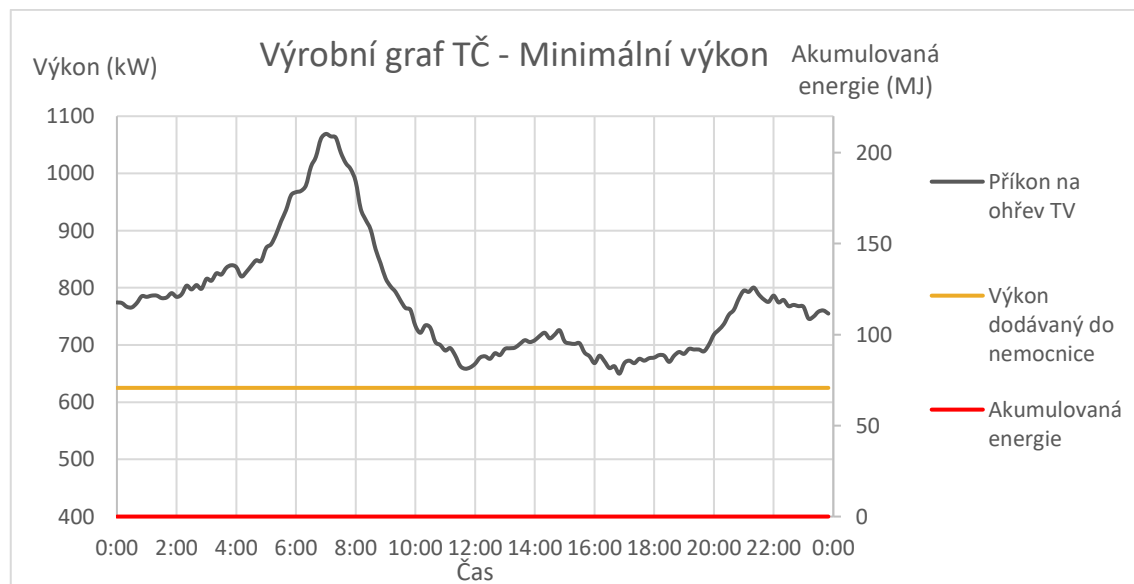
5.5 Výrobní grafy

Níže jsou zobrazeny výrobní grafy pro jednotlivé výkonové hladiny. Pod každým grafem je popsán sled pracovních režimů během dne.



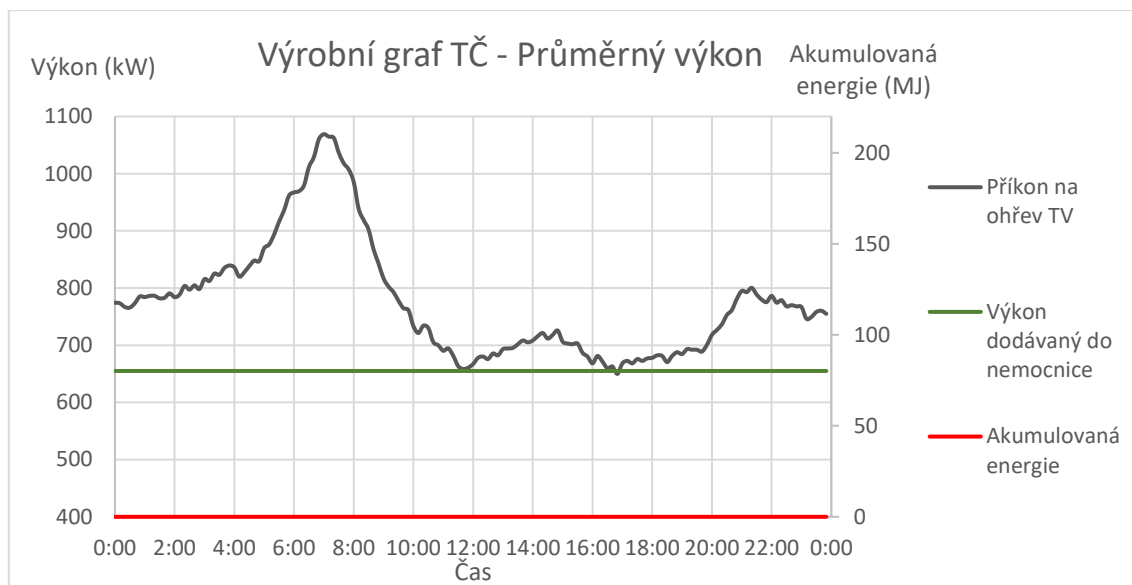
Obrázek 32 Výrobní graf TČ – Maximální výkon

0:00 – 11:30 Plný výkon do nemocnice, 11:30 – 12:00 Nabíjení akumulace, 12:00 – 16:00 Plný výkon do nemocnice, 16:00 – 17:20 Nabíjení akumulace, 17:20 – 19:50 Plný výkon do nemocnice, 19:50 – 21:20 Vybití akumulace, 21:20 – 0:00 Plný výkon do nemocnice



Obrázek 33 Výrobní graf TČ – Minimální výkon

0:00 – 0:00 následující den: Plný výkon do nemocnice

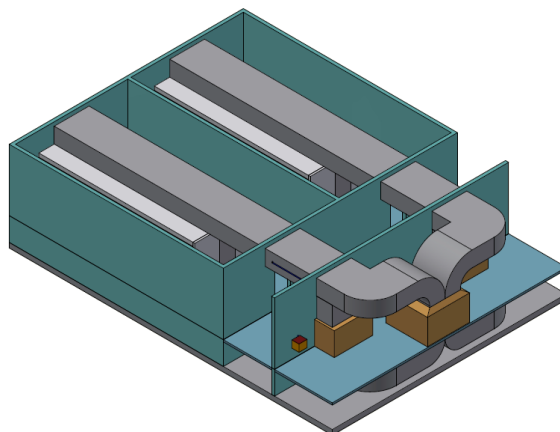


Obrázek 34 Výrobní graf TČ – Průměrný výkon

0:00 – 0:00 následující den: Plný výkon do nemocnice

6 Napojení TČ na uličky v DC

Tato kapitola se zabývá detailním řešením připojení TČ na teplou a studenou uličku v DC. Celá situace je detailně zobrazena v kladečím plánu potrubí (PŘÍLOHA 16 (vložená)). Schéma zapojení a regulace je v PID diagramu (PŘÍLOHA 9 (vložená)). Seznam potrubí je v PŘÍLOHA 4, seznam použitých armatur v PŘÍLOHA 5 a seznam strojů v PŘÍLOHA 6 (všechny v přílohové části). Na Obrázek 35 je v isometrii zobrazen CAD model napojení 2 uliček DC na TČ.



Obrázek 35 CAD model napojení TČ na uličky v DC

Okruh obsahuje filtry vhodné pro filtraci vzduchu v DC [42], sací a výfukové výústky, požární, regulující a zpětné klapky. Dále také zařízení udržující optimální vlhkost vzduchu (pro datová centra vhodná vlhkost v rozmezí 40 až 50 % [34]). V neposlední řadě také ventilátor, jehož návrhem se zabývá následující podkapitola.

6.1 Tlaková ztráta v okruhu vzduchu

Pro správné dimenzování ventilátoru byla vypočtena tlaková ztráta pro dva mezní pracovní režimy: Plný výkon do nemocnice, kde vzduch proudí jen přes větev s TČ, a Vypnuté TČ, kde proudí jen přes větev s výměníkem chladicího systému. Obě ztráty jsou vztaheny na Maximální výkon, a tedy maximální průtok vzduchu. Výpočetní excel je v *PŘÍLOHA 7 (přílohová část)*. Potřebný výkon ventilátoru se vypočítá z:

$$P = \Delta p \cdot \dot{V}$$

Při proudění látky v potrubí dochází obecně ke tlakovým ztrátám třecím a místním. Třecí ztráty jsou se vypočtou dle

$$\Delta p_t = \lambda_t \frac{L}{d_h} \rho \cdot \frac{c^2}{2}$$

kde λ_t součinitel třecích ztrát (odečten z Moodyho diagramu). Je funkcí Reynoldsova čísla a hydraulické (relativní) drsnosti potrubí. Drsnost potrubí pozinkovaného plechu spojeného přírubami je $K = 0,15 \text{ mm}$ [43].

Místní ztráty jsou dány následujícím vztahem.

$$\Delta p_\xi = \xi \rho \cdot \frac{c^2}{2}$$

kde ξ je součinitel místních ztrát. Ten byl pro jednotlivé prvky okruhu odečítán z [44]. Pro filtry a odvlhčovací vložku byla tlaková ztráta odečtena z katalogových listů výrobců [42], [45].

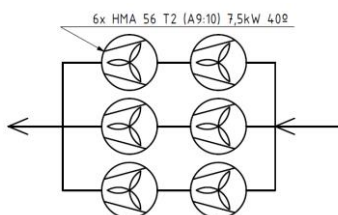
Významnou tlakovou ztrátu vykazuje také výparník TČ (*4.4.5 Tlaková ztráta vzduchu ve výparníku*). V neposlední řadě tlaková ztráta mezi studenou a teplou uličkou je 2 Pa. Vyplyývá to z informací poskytnutých zaměstnanci TTC Teleport (*2.2 Provoz na datovém centru*). Tato ztráta (podtlak udržovaný v teplé uličce) zajistí dostatečné obtékání serverů pro odvod tepla. Pro pracovní stav Vypnuté TČ není určena tlaková ztráta na výměníku chladicího systému. Předpokládá se nižší než na výparníku TČ (větší LMTD menší výměník, menší ztráta). Pro režim Vypnuté TČ je proto vypočtena ztráta okruhu jen z důvodu kontroly, zda není ztráta ve větvi s výměníkem chladicího systému výrazně vyšší, než ztráta větve s TČ.

Celková tlaková ztráta se spočítá součtem jednotlivých ztrát.

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_\xi + \Delta p_{výp} + \Delta p_{uličky}$$

Tato ztráta se rovná 951 Pa pro Plný výkon do nemocnice a 545 Pa pro Vypnuté TČ (bez výměníku).

Na základě výpočtu tlakových ztrát a hmotnostního průtoku byly vybrány ventilátory HMA 56 T2 (A9:10) 7,5kW 40° v následujícím sériově paralelním zapojení.



Obrázek 36 Zapojení ventilátorů

7 Ekonomické zhodnocení projektu

V této části je provedeno ekonomické zhodnocení projektu. Z 5.5 *Výrobní grafy* a z 3.2.2 *Spotřeba tepla ve FNKV* vyplývá, že systém tepelných čerpadel je schopen dodávat teplo v režimu Plný výkon do nemocnice na výkonové hladině průměrný výkon po celý rok. Provoz může být během roku krátkodobě přerušen z důvodu odstávky DC, nebo může dojít k výpadku spotřeby TV ve FNKV. V ekonomické rozvaze tedy budu počítat s dodávaným výkonem 655 kW po 350 dní roku. Menší krátkodobé přerušování dodávky tepla je schopná pokrýt akumulace. Ekonomická rozvaha je počítána ze současných cen elektřiny a tepla (bez započtení inflace). Je tak možné učinit, jelikož inflace figuruje jak v nákladech (cena elektřiny), tak ve výnosech (cena tepla, cena elektřiny – úspory).

Mezi investiční náklady zařadím: náklady na koupi a instalaci TČ *TČN*, náklady na stavbu teplovodu *TvN* a režijní náklady *RN* (20 % z předchozích nákladů). Do režijních je tedy zahrnuto: realizace napojení TČ na uličky DC, nákup a instalace armatur, nádob a čerpadla pro dopravní okruh, napojení na výměňkovou stanici nemocnice...). Mezi provozní náklady budou počítány odpisy *Odp* a náklady na provoz kompresoru TČ a čerpadla pro dopravu tepla mezi DC a nemocnicí neboli celkové náklady na elektřinu *EN*. Mezi výnosy řadím výnos z prodaného tepla *TepZ* a úspory za kompresorové chlazení *ChÚ*, které by bylo nutné vynaložit, pokud by výkon ze serverů nebyl odváděn do nemocnice. Životnost projektu jsem stanovil na 30 let.

Náklady na koupi jednoho TČ byly po konzultaci se zástupcem firmy GT Energy stanoveny na 10 000 000 Kč. Cena vychází z ceny dostupného TČ vzduch-voda pro venkovní instalaci HELIOTHERM SOLID S55L-M COMPACT o stejném výkonu na vstupu. Cena za instalaci byla stejným způsobem stanovena na 2 500 000 Kč. Celková cena nákupu a instalace tří TČ je tedy 37 500 000 Kč. Jedná se pouze o přibližnou hodnotu pro potřeby bakalářské práce. Skutečné TČ pro datová centra by bylo třeba popsat pro zjištění reálné ceny.

Cena stavby teplovodu vychází z [40] se započtením průměrné inflace mezi lety 2012 (vydání článku) a 2023 rovné 3,82 %. Cena na stavbu 1 m dvojice potrubí DN 80 s 2. izolační třídou je 1 667 Kč a cena na výstavbu celé délky teplovodu (883 m) 1 471 961 Kč. Režijní náklady jsou 7 794 392 Kč (vypočteny jako 20 % z ostatních investičních nákladů). Celkové investiční náklady projektu jsou 46 766 353 Kč.

$$IN = TČN + TvN + RN$$

Výše odpisů je určena výpočtem podle Zákona o daních z příjmů č. 586/1992 Sb. Podle přílohy jmenovaného zákona je zařízení tepelné čerpadlo ve 2. odpisové skupině (5 let). Náklady na elektřinu se vážou na dodávaný elektrický příkon na 3 kompresory a 1 čerpadlo.

$$P_{pk} = 3 \cdot \frac{1}{0,9} \cdot \dot{m}_{prům} \cdot (h_2 - h_1) = 53,9 \text{ kW}$$

$$P_{pč} = \frac{1}{0,75} \cdot \Delta p \cdot \dot{V}_{prům} = 8,2 \text{ kW}$$

kde Δp je tlaková ztráta dopravního okruhu (5.3 *Ztráty dopravního okruhu*). Cena elektřiny byla odečtena z ceníku ČEZ pro podnikatele [46], kteří jsou současnými zákazníky, s fixací na 3 roky (jedná se o průměr z těchto 3 let) pro provoz tepelného

čerpádku. Tato cena je 5 002,39 Kč/MWh (včetně DPH). Stejná cena platí i pro výpočet úspor na kompresorovém chlazení serverů. Příkon na toto chlazení jsem určil z předpokládaného PUE datového centra. Z 2.1 Způsoby chlazení serverů pro konfiguraci teplá ulička vyplývá dosahované PUE = 1,5, pro potřeby této kapitoly budu počítat s poměrem:

$$\frac{\text{Příkon na chladicí zařízení} + \text{Příkon na IT}}{\text{Příkon na IT}} = \frac{P_{ch} + P_{IT}}{P_{IT}} = 1,3$$

Odtud můžeme vypočítat výkon uspořený na chladicím systému pro 3 instalovaná TČ.

$$P_{úsp} = (1 - 1,3) \cdot 3 \cdot P_{IT\ 2\ sály} = 158,4\ kW$$

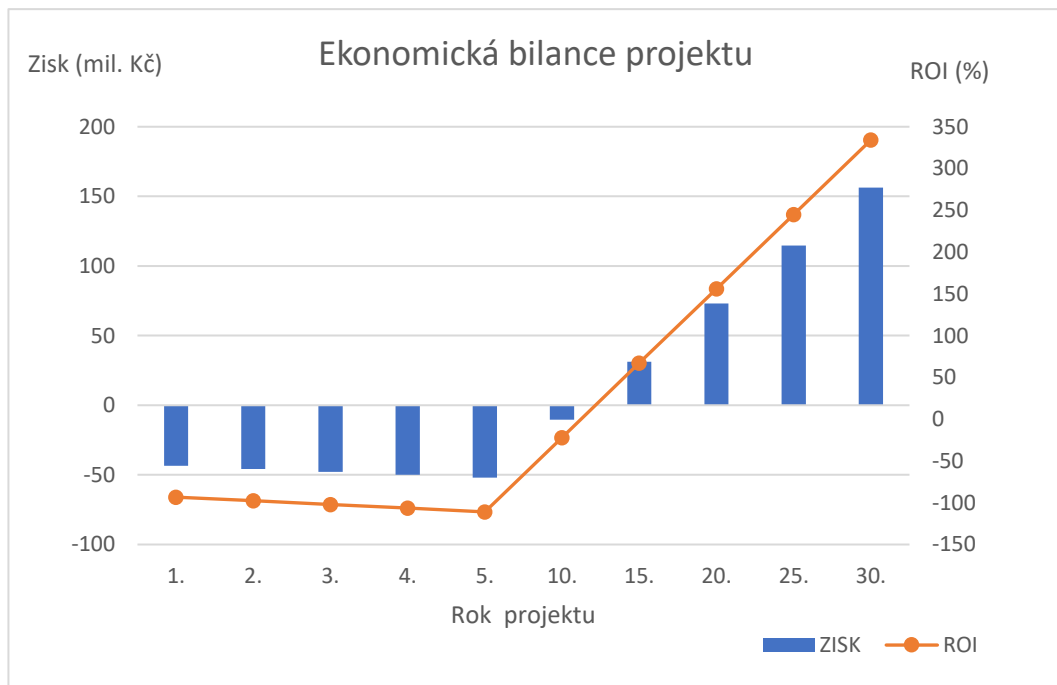
Roční náklady na elektřinu tedy jsou 7 134 908 Kč a úspory za elektřinu pro kompresorové chlazení 6 655 980 Kč. Cena za dodávané teplo byla stanovena na 1,6 Kč/kWh (bez DPH). Tato cena znamená pro nemocnici roční úspory v hodnotě 2 297 507 Kč oproti ceně tepla Pražské teplárenské (na kterou je nemocnice připojena) [47]. To odpovídá úsporám ve výši 16 % na přípravu TV.

Bilance projektu za celé období je v grafu *Obrázek 37*. Celkový hrubý zisk a návratnost (return of investment – ROI) v daném roce projektu se spočítají podle následujících vztahů:

$$ZISK_i = TepZ_i + ChÚ_i - IN - EN_i - Odp_i + ZISK_{i-1} + sgn(i - 1) \cdot IN$$

$$ROI_i = \frac{ZISK_i}{IN}$$

Projekt se dostává do kladných čísel ve 12. roce svého trvání. Se ziskem po 30 letech 156 243 969 Kč.



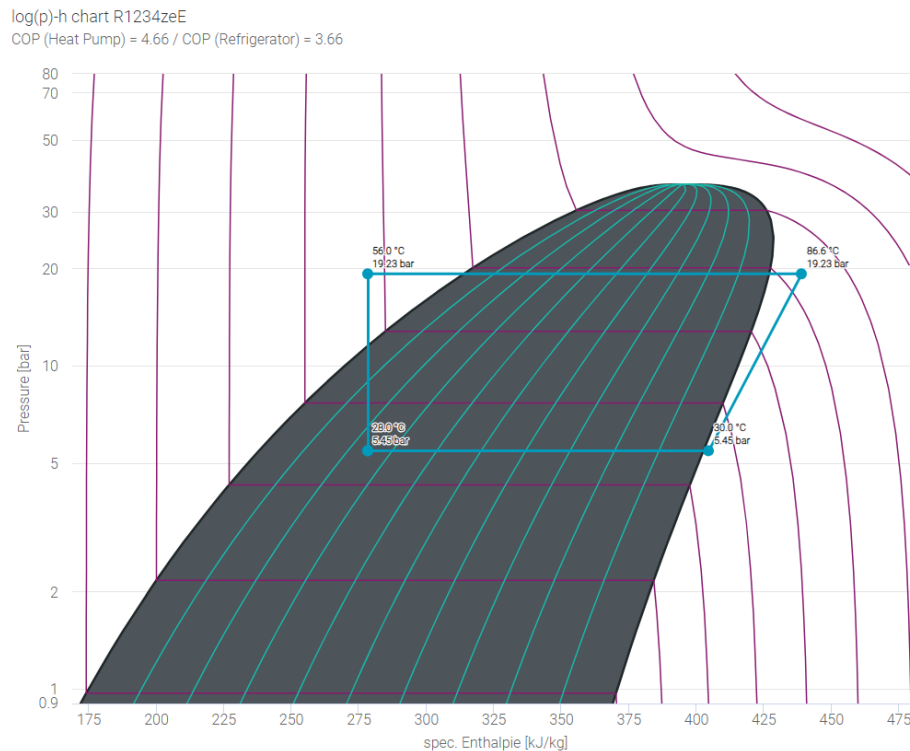
Obrázek 37 Ekonomická bilance projektu

Pro výrazné zvýšení zisků a návratnosti by bylo nutné buď zvýšit roční výnosy, nebo snížit investiční náklady. Investiční náklady jsou z většiny tvořeny náklady na koupi a instalaci TČ. Mnou určená cena je pouze orientační a bylo by třeba příslušné TČ poptat

a cenu určit přesně. Roční výnosy se odvíjí od ceny a množství dodávaného tepla a od ceny elektřiny a *COP* tepelného čerpadla. Případné výrazné navýšení množství dodávaného tepla by znamenalo nutnost použití dalšího TČ, a tedy další navýšení investičních nákladů. *COP* by mohlo být zvýšeno navýšením teploty v teplé a studené uličce. Cena elektřiny by mohla být snížena uzavřením vhodné smlouvy s dodavatelem, což lze v případě vysokého odběru DC očekávat.

8 Upgrade DC

Tato kapitola krátce okomentuje změnu ve způsobu využití odpadního tepla v případě, kdy DC přejde na chlazení ponorem (2.1.2 *Další způsoby chlazení serverů*). Jak vyplývá z příslušné kapitoly, muselo by se jednat o jednofázové chlazení. V tomto případě je možné udržet teplotní spád minerálního oleje (primárního chladiče serverů) na hodnotě 50/30 °C. Při použití chladiva R1234ze(E) s přibližně stejným COP jako má navrhované čerpadlo vzduch-voda (4,63) a při stejné izoentropické účinnosti komprese (0,676) by bylo možné realizovat následující tepelný oběh (s teplotou kondenzace 78 °C).



Obrázek 38 Tepelný oběh chladiva R1234ze(E) při ponorném chlazení, zdroj: [27]

Tento oběh by při nejlepším odlehčil kondenzátor TČ (větší LMTD) pro přípravu teplé vody. Teplota však zdaleka není dostačující pro univerzální zásobování teplem. Pro obecné využití tepla by tak muselo dojít k navýšení vstupní teploty do lázně serverů.

Výhodnější se jeví zachování teploty kondenzace na 72 °C, v tom případě by došlo k výraznému navýšení COP a to na 5,34. Faktem však stále zůstává, že pořizovací cena ponorného chlazení zůstává pro většinu datových center příliš vysoká a navzdory tvrzení výrobců ponorného chlazení servisovatelnost serverů je zřejmě horší než v případě chlazení vzduchem. Systém ponorného chlazení je navíc účinnější (PUE až 1,15), což znamená menší vynaloženou energii na chlazení serverů, a tedy menší úspory za chlazení serverů v případě využívání tepla mimo DC. To by prakticky znamenalo menší návratnost investice, a tedy by projekt vůbec nemusel být provozovatelem datového centra vůbec schválen.

9 Diskuse

V této kapitole stručně zhodnotím jednotlivá rozhodnutí a výsledky, ke kterým jsem v bakalářské práci došel.

Mnou zvolený přístup k návrhu TČ, tedy TČ vzduch-voda s chladivem R1234ze(E) a přímým ofukováním výparníku TČ vzduchem ze serverů pro ohřev TV se v kapitole *7 Ekonomické zhodnocení projektu* ukázal jako proveditelný. Ve stejné kapitole jsem také představil způsoby, pomocí kterých by bylo možné navýšit zisky.

Druhá mnou uváděná možnost, kterou je použití termodynamicky vhodnějšího chladiva R717 v TČ voda-voda pro ohřev TV, se na základě kapitoly *4.3.6 Čpavkové tepelné čerpadlo* také jeví rozumně. Její výhodou je napojení ne na okruh vzduchu, ale na sekundární chladicí okruh. To by znamenalo menší nároky na prostor uvnitř DC i na konkrétní podobu chlazení serverů. Nevýhodou je samozřejmě toxicita chladiva. Využití tepla v teplotních sítích o vyšší teplotě vypadá i při přechodu DC na ponorné chlazení pro 1° TČ nerealizovatelně (*1*)

Upgrade DC). Jedinou možností tedy nejspíš je dvoustupňové tepelné čerpadlo, kterému se tato práce nevěnuje. Celý projekt je tak závislý na existenci vhodného objektu v okolí DC, jehož nalezení může být problematické.

Východiskem z této problematické situace podle mého názoru může být výstavba nových DC doprovázená výstavbou obytných čtvrtí v blízkosti DC, která by měla síť zásobování teplem opřenu o DC. Výměníkové stanice v domech by byly dimenzovány pro teplotní spád dosažitelný pomocí TČ v DC. Pro DC by to znamenalo výrazné úspory na chlazení serverů a pro domácnosti úspory na nakoupeném teple. V takovém případě by bylo možné uvažovat o rozsáhlejší akumulaci tepla, případně o výrobě chladu z tepla během letních měsíců absorpčním chlazením.

Závěrem dodám pár slov k realizaci projektu. Zisk z projektu je závislý na ceně počáteční investice a také na množství a časovém průběhu odběru. Obě hodnoty byly v této práci určeny pouze přibližně. Pro konkrétní realizaci projektu by bylo třeba obě tyto hodnoty značně zpřesnit. Stejně tak výpočet kapacity akumulace, který vychází právě z průběhu spotřeby tepla, a nemusí tedy odpovídat skutečnosti.

10 Závěr

Na začátku své bakalářské práce jsem zpracoval krátkou rešerši o datových centrech a jejich hospodaření s energií, která je značně závislá na způsobu chlazení serverů. Tyto způsoby byly představeny. Ve druhé části rešerše jsem na základě práce s daty ze skutečného datového centra ukázal průběh tepelného výkonu datového centra během jednoho dne. Ukázalo se, že datová centra představují časově konstantní zdroj tepla o stále stejných teplotách. Pro možnost napojení na sekundární chladicí okruh jsem také zpracoval data týkající se teplot panujících v tomto okruhu.

V další kapitole jsem představil konkrétní místo realizace projektu. Zvolil jsem koncepci pracující s 1° tepelným čerpadlem pro ohřev teplé vody. Za zásobovaný objekt jsem vybral Fakultní nemocnici Královské Vinohrady. Ve stejné kapitole jsem také představil časový průběh spotřeby teplé vody v tomto objektu.

V následující části jsem se věnoval návrhu komponentů tepelného čerpadla. Po úvaze jsem zvolil tepelné čerpadlo vzduch-voda, které umožňuje přeskočit sekundární chladicí okruh a tím se dostat na vyšší teplotu evaporace. Toto čerpadlo využívá chladivo R1234ze(E) bezpečnostní třídy A2. Vybral jsem pro něj vhodný kompresor, kondenzátor, subcooler, expanzní ventil a navrhnul výparník. Vytvořil jsem pracovní diagram tepelného čerpadla (p-h diagram tepelného oběhu). Konkrétní zapojení a regulace celé soustavy jsem zpracoval v Pipe and Instrumentation diagramu.

V další kapitole jsem se věnoval provozu navrženého tepelného čerpadla. Srovnal jsem produkci a spotřebu tepla, okomentoval využití přebytků produkce (akumulace, výroba chladu) a vhodnou variantu akumulace jsem i navrhnul. Vypočítal jsem tepelné a tlakové ztráty v okruhu dopravujícím teplo do nemocnice. Dále jsem odvodil pracovní režimy tepelného čerpadla, které jsem vyhodnotil v příslušné tabulce a pomocí Power and Flow diagramů. V závěru této části jsem zpracoval výrobní grafy tepelného čerpadla.

V následující části jsem vyřešil napojení tepelného čerpadla na uličku DC. Spočítal jsem tlakovou ztrátu okruhu a navrhnul vhodný ventilátor a další zařízení a armatury. Celou situaci jsem zpracoval ve formě pomocí kladecího plánu potrubí a pomocí seznamů potrubí, armatur a zařízení.

V předposlední části jsem zhodnotil projekt z ekonomického hlediska. Ukázalo se, že při daných podmínkách a při současných cenách energií se investice vrátí po 12 letech a po uplynutí předpokládané životnosti projektu 30 let činí zisk 156 243 969 Kč. Nemocnice navíc každý rok ušetří 2 297 507 Kč na teplé vodě.

V závěrečné části se krátce věnuji situaci využití tepla v případě ponorného chlazení serverů.

11 Reference

- [1] „Data centres & networks”, IEA. Viděno: 2. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.iea.org/energy-system/buildings/data-centres-and-data-transmission-networks>
- [2] „PUE™: A Comprehensive Examination of the Metric”. The Green Grid, 2012. [Online]. Dostupné z: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://datacenters.lbl.gov/sites/default/files/WP49-PUE%20A%20Comprehensive%20Examination%20of%20the%20Metric_v6.pdf
- [3] A. Sullivan, „ENERGY STAR® for Data Centers”. US EPA, Energy star, 4. únor 2010. [Online]. Dostupné z: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.energystar.gov/ia/partners/prod_development/downloads/DataCenters_GreenGrid02042010.pdf
- [4] B. Watson a V. K. Venkiteswaran, „Universal Cooling of Data Centres: A CFD Analysis”, *Energy Procedia*, roč. 142, s. 2711–2720, pro. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.12.215.
- [5] S. A. Nada a M. A. Said, „Effect of CRAC units layout on thermal management of data center”, *Appl. Therm. Eng.*, roč. 118, s. 339–344, kvě. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.003.
- [6] R. Schmidt, A. Vallury, a M. Iyengar, *Energy Savings Through Hot and Cold Aisle Containment Configurations for Air Cooled Servers in Data Centers*. 2011. doi: 10.1115/IPACK2011-52206.
- [7] J. Niemann, K. Brown, a V. Avelar, „WP 135 - Impact of Hot and Cold Aisle Containment on Data Center Temperature and Efficiency”. Schneider Electric, 1. prosinec 2017. Viděno: 20. únor 2024. [Online]. Dostupné z: <https://it-resource.schneider-electric.com/white-papers/wp-135-impact-of-hot-and-cold-aisle-containment-on-data-center-temperature-and-efficiency-5>
- [8] „Liquid Cooling”, UNICOM Engineering. Viděno: 20. únor 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.unicomengineering.com/liquid-cooling/>
- [9] M. Hnayno, A. Chehade, H. Klabá, G. Polidori, a C. Maalouf, „Experimental investigation of a data-centre cooling system using a new single-phase immersion/liquid technique”, *Case Stud. Therm. Eng.*, roč. 45, s. 102925, kvě. 2023, doi: 10.1016/j.csite.2023.102925.
- [10] „Měření v TTC DC2”. TTC Teleport, oddělení provozu, březen 2023.
- [11] M. Borkowski a A. K. Piłat, „Customized data center cooling system operating at significant outdoor temperature fluctuations”, *Appl. Energy*, roč. 306, s. 117975, led. 2022, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.117975.
- [12] „Portál ČHMÚ : Historická data : Počasí : Měsíční data : Měsíční data dle z. 123/1998 Sb.” Viděno: 2. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.chmi.cz/historicka-data/pocasi/mesicni-data/mesicni-data-dle-z.-123-1998-Sb>
- [13] „ČSN 73 0540-2, Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky”. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.

- [14] „ČSN EN 12831. Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu." Česká agentura pro standardizaci, 2018.
- [15] „ČSN EN ISO 52016-1. Energetická náročnost budov - Potřeba energie na vytápění a chlazení, vnitřní teploty a citelné a latentní tepelné výkony - Část 1: Výpočtové postupy." Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [16] „ČSN EN ISO 6946. Stavební prvky a stavební konstrukce - Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla - Výpočtové metody." Česká agentura pro standardizaci.
- [17] „Měření spotřeby tepla v Krajské nemocnici Tomáše Bati ve Zlíně". TAČR TE01020036 Pokročilé technologie pro výrobu tepla a elektřiny.
- [18] „Výroční zpráva 2019". Krajská nemocnice Tomáše Bati. [Online]. Dostupné z: <https://www.kntb.cz/dokumenty-uverejnovane-dle-zakona-c-902012-sb-o-obchodnich-korporacich>
- [19] „Výroční zpráva 2019". Fakultní nemocnice Královské Vinohrady, 2019. [Online]. Dostupné z: <https://www.fnkv.cz/url-vyrocní-zpravy.php>
- [20] „Měření spotřeby tepla v Všeobecné fakultní nemocnici". VFN Technicko-provozní úsek, Odbor energetiky a údržby, Oddělení tepelného hospodářství, 2023.
- [21] O. US EPA, „Understanding Global Warming Potentials". Viděno: 26. únor 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials>
- [22] H. Edwardes-Evans, M. Perez, a J. Burgess, „Interactive: Ammonia price chart". Viděno: 27. únor 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.spglobal.com/commodityinsights/en/market-insights/latest-news/energy-transition/051023-interactive-ammonia-price-chart-natural-gas-feedstock-europe-usgc-black-sea>
- [23] „Bezpečnostní pokyny O_714024_11". GEA, 2. březen 2020.
- [24] A. Gužda a N. Szmolke, „Compressors in Heat Pumps", *Mach. Dyn. Research*, roč. 39, s. 71–83, čer. 2016.
- [25] M. Rubik, *Heat Pumps Guide*. Warszawa: Technika instalacyjna w budownictwie, 2006.
- [26] V. A. Pronin, V. A. Tsvetkov, A. V. Kovanov, a D. V. Zhigovskaia, „Methods for regulating the performance of screw compressors and features applications for single rotor machines", *AIP Conf. Proc.*, roč. 2412, č. 1, s. 030040, pro. 2021, doi: 10.1063/5.0075107.
- [27] „Log ph diagram online I TLK Energy". Viděno: 27. únor 2024. [Online]. Dostupné z: <https://tlk-energy.de/en/phase-diagrams/pressure-enthalpy>
- [28] „RTSelect – product configuration software". Viděno: 2. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.gea.com/en/campaigns/rtsselect/>
- [29] Z. Dvořák, *Chladicí technika II. (Výměňníky pro chladicí zařízení)*, První vydání. Krnov: České vysoké učení technické v Praze, 1990.
- [30] „Ke stažení | Ústav energetiky fakulty strojní 12115 – ČVUT v Praze". Viděno: 1. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://energetika.cvut.cz/pro-studenty/ke-stazeni/>

- [31] „Finned Tube Heat Exchanger | Heat Exchanger Manufacturer | H.Stars". Viděno: 1. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <http://www.heater-chiller.com/4-3-finned-tube-heat-exchanger.html>
- [32] *VDI Heat Atlas*, Second Edition. Berlin: Springer, 2010.
- [33] „Mollierův h-x diagram vlhkého vzduchu pro standartní tlak $p=101,325$ kPa". ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky.
- [34] „Zvlhčování vzduchu pro datová centra". Viděno: 29. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.condair.cz/data-center>
- [35] „Alfa Laval". Viděno: 15. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.cz/>
- [36] „Nerezové oceli - charakteristika základních typů - Tubes International". Viděno: 15. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.tubes-international.cz/technicke-informace/nerezove-oceli-charakteristika-zakladnich-typu/>
- [37] „Řada průmyslových výměníků", Alfa Laval. Viděno: 21. květen 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.cz/produkty/prenos-tepla/deskove-vymeniky-tepla/rozebiratelne-deskove-vymeniky-tepla/rada-prumyslovych-vymeniku/>
- [38] M. Kabrhel, „Akumulace tepla". Fakulta stavební ČVUT v Praze.
- [39] R. Nikbakhti, X. Wang, A. K. Hussein, a A. Iranmanesh, „Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement", *Alex. Eng. J.*, roč. 59, č. 2, s. 707–738, dub. 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.01.036.
- [40] V. Valenta, „Výběr izolačních tříd u předizolovaného potrubí", TOPIN. Viděno: 11. květen 2024. [Online]. Dostupné z: <http://www.topin.cz//clanky/vyber-izolacnich-trid-u-predizolovaneho-potrubi-detail-9227>
- [41] „Drsnost potrubí - Vodovod.info - portál vodárenství", Vodovod.info. Viděno: 11. květen 2024. [Online]. Dostupné z: <https://vodovod.info/index.php/extra/tabulky/196-drsnost-potrubi>
- [42] „Data Centers", AAF International. Viděno: 29. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.aafintl.com/us/industries/electronics/data-centers>
- [43] „Tlakové ztráty při proudění tekutin potrubím", Katedra technických zařízení budov K11125. Viděno: 11. květen 2024. [Online]. Dostupné z: <https://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=24>
- [44] „Výpočet tlakové ztráty místním odporem ve vzduchotechnice", QPRO Vzduchotechnika a klimatizace. Viděno: 29. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.qpro.cz/Tlakova-ztrata-mistnimi-odpory>
- [45] „MsPak – odvlhčovací médium - 1Filter", 1FILTER. Viděno: 29. duben 2024. [Online]. Dostupné z: <https://1filter.cz/mspak>
- [46] „Ceníky Skupina ČEZ". Viděno: 12. květen 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/firmy/cs/podpora/ceniky.html>
- [47] „Ceny a obchodní podmínky Pražská teplotárenská a.s." Viděno: 12. květen 2024. [Online]. Dostupné z: <https://www.ptas.cz/ceny-a-obchodni-podminky/>

PŘÍLOHA 1

Výpočet výparníku

VSTUPNÍ PARAMETRY

Termodynamické			
Odváděný výkon	Q'_in	180	(kW)
Teplota evaporace	t_evap	22	(°C)
Superheating	t_sup	2	(°C)
Suchost na vstupu	x_in	0,2356	(-)
Rychlost chladiva na vstupu	c_in	1,5	(m.s-1)
Teplota vzduchu na vstupu	t_vz in	30	(°C)
Teplota vzduchu na výstupu	t_vz out	25	(°C)
Tlak vzduchu	p_vz	1	(bar)
Součinitel prostupu tepla trubky	λ_tr	386	(W.m-1.K-1) (měď)
Součinitel prostupu tepla žebra	λ_ž	203	(W.m-1.K-1) (hliník)
Součinitel protiproudosti	F_t	0,975	(-)

Geometrické			
Vnější průměr trubky	d_o	18	(mm)
Tloušťka stěny trubky	s_tr	1	(mm)
Rozteče trubek	s_1	40	(mm)
	s_2	40	(mm)
Tloušťka žebra	t_ž	0,12	(mm)
Tloušťka mezery mezi žebry	b_mez	2,2	(mm)
Délka výměníku	L	2000	(mm)
Absolutní drsnost trubek	K	0	(mm)
Rovný úsek trubky trubky mimo žebra	s_p	20	(mm)

kolmo na směr proudění vzduchu
rovnoběžně na směr proudění vzduchu
pro měděné trubky 0mm

ODVOZENÉ HODNOTY

Termodynamické			
Tlak ve výparníku	p_evap	4,55	(bar)
Hmotnostní toky	m'_ch	1,37	(kg.s-1)
	m'_vz	35,8	(kg.s-1)
Měrná entalpie na vstupu	h_A	269,5	(kJ.kg-1)
Měrná entalpi na mezi sytosti	h_B	398,8	(kJ.kg-1)
Měrná entalpie na výstupu	h_C	400,7	(kJ.kg-1)
Rychlost vzduchu	c_vz	7,87	(m.s-1)

Vzduch - materiálové parametry			
Hustota		1,159	(kg/s)
Cp		1006,4	(J/kg/K)
Dynamická visk		1,86E-05	(Pa.s)
Kinematická viskozita		1,60E-05	(m2/s)
Tepelná vodivost		2,64E-02	(W/m/K)
Teplotní vodivost		2,27E-05	(m2/s)

Geometrické			
Vnitřní průměr trubek	d_i	16	(mm)
Počet trubek	n_tr	48	(-)
Počet žebor	n_ž	864	(-)
Šířka výměníku	W	1960	(mm)

ROZDĚLENÍ NA VYPARNÍK A SUPERHEATER

		Výparník	Superheater
Rozdíl měrných entalpií chladiva	dh	129,3	1,9 (kJ.kg-1)
Přenášený výkon	Q'	177,4	2,6 (kW)
Teplota vzduchu na vstupu	t_vz_in	29,93	30 (°C)
Teplota vzduchu na výstupu	t_vz_out	25	29,93 (°C)
Teplota chladiva na vstupu	t_ch_in	22	22 (°C)
Teplota chladiva na výstupu	t_ch_out	22	24 (°C)
Střední logaritmičtý teplotní rozdíl	LMTD	5,07	6,92 (K)
Součinitel prostupu tepla	k	9,63	9,16 (W.m^-2.K-1)
Potřebný počet průchodů	n	31,90	0,35 (-)

CELKEM			
Rozdíl měrných entalpií chladiva	dh	131,2	(kJ.kg-1)
Přenášený výkon	Q'	180	(kW)
Teplota vzduchu na vstupu	t_vz_in	30	(°C)
Teplota vzduchu na výstupu	t_vz_out	25	(°C)
Teplota chladiva na vstupu	t_ch_in	22	(°C)
Teplota chladiva na výstupu	t_ch_out	24	(°C)
Potřebný počet průchodů	n	33	(-)
Výška výměníku	H	1320	(mm)

TEPELNÉ ODPORY ZANESENÍ VÝMĚNÍKU			
Tepelný odpor zanesení na vnitřní straně	R_f in	0,00018	(K.m2.W-1)
Tepelný odpor zanesení na vnější straně	R_f out	0	(K.m2.W-1)

SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA ZVENKU - stejný pro Výparník i Superheater

Plochy pro jedno patro výměníku a jednu trubku

Ao	0,080	(m2)
As	0,042	(m2)
At	0,107	(m2)
Ato	0,113	(m2)
Ai	0,101	(m2)
Af	2,325	(m2)
A	2,43	(m2)

A	total outer surface
A _s	smallest cross-sectional area
A _t	free outer surface of tube
A _{to}	surface of bare tube without fins
A _i	inside surface of tubes
A _f	fin surface
A ₀	inflow cross-sectional area

zdroj: VDI Heat Atlas

Určení alfaM

Rychlost vzduchu mezi žebry	c_s	15,10	(m.s-1)
Reanoldsovo číslo pro d_o	Re_d	16963	(-)
konstanta	C	0,22	(-)
Prandltovo číslo (vzduch)	Pr	0,70697	(-)
Nusseltovo číslo pro d_o	Nu_d	42,66	(-)
	alfa_m (Nu_d)	62,65	(W.m^-2.K-1)

pro trubky v zákrytu víc než 4 průchody C=0,22

Zahnutí žeber

Rozměry žebra	b_f	0,04	(m)
	L_f	0,04	(m)
Bezrozměrné veličiny	phi'	2,54	(-)
	phi	2,05	(-)
	X	1,322	(-)
Účinnost žeber	nF	0,6559	(-)
Součinitel přestupu tepla	alfa_V (Nu_d)	42,0	(W.m-2.K-1)

kolmo na proud
rovnoběžně s proudem

SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA ZE VNITŘÍ

Hmotnostní tok na 1 trubku	m'_ch	0,0286	(kg.s-1)
Průřez 1 trubky		0,000201062	(m2)

		Výparník	Superheater	
Hustota	rho	44,5	23,9	(kg/m3)
Rychlost	c	3,7	5,9	(m/s)
Dynamická viskozita	mi	8,21E-05	1,23E-05	(Pa.s)
Reynoldsovo číslo	Re_di	4,16E+04	1,84E+05	(-)
bezrozměrný parametr	ξ	2,31E-02	1,57E-02	(-)
Tepelná vodivost	λ	3,70E-02	1,34E-02	(W.m-1.K-1)
Prandltovo číslo	Pr	2,36	0,88	(-)
Nusseltovo číslo	Nu_di	160,56	299,00	(-)
Průměrný koeficient přestupu tepla	alfa_i	320	299	(W.m-2.K-1)

TLAKOVÁ ZTRÁTA Vzduch

Reynoldsovo číslo	Re	1,70E+04	(-)
Bezrozměrné parametry	a	2,222	(-)
	b	2,222	(-)
	f_al	22,778	(-)
	f_at	0,119	(-)
Odporový součinitel pro laminární proud.	ξ_lam	0,001	(-)
Odporový součinitel pro turbulentní proud.	ξ_turb	0,045	(-)
Vliv turbulentního odporu	Ff	1,000	(-)
Odporový součinitel	ξ	0,046	(-)
Rychlost v mezi žebry	c_ž	8,30	(m.s-1)
Rychlost v místě nejmenšího průřezu	c	15,1	(m.s-1)
Tlaková ztráta výparníku	dp	201,2	(Pa)

PŘÍLOHA 2

Výpočet kondenzátoru

VSTUPNÍ PARAMETRY				
Termodynamické				
Hmotnostní tok chladiva	m'_ch	1,37	(kg.s-1)	
Teplota chladiva na vstupu	t_ch in	81	(°C)	
Teplota kondenzace	t_kond	72	(°C)	
Teplota dopravního média na vstupu	t_d in	46,1	(°C)	Vypočteno energetickou bilancí
Teplota dopravního média na výstupu	t_d out	70	(°C)	
Tlak dopravního média	p_d	1,2	(bar)	
Dopravní médium		Voda	Při změně přepsat	tabulku Dopravní médium - materiálové parametry
Součinitel prostupu tepla	λ_d	16	(W.m-1.K-1)	Nerezová ocel AISI 304
Geometrické				
Délka desky	Lp	2336	(mm)	2,336 (m)
Rozteč vstupů	K**	578	(mm)	0,578 (m)
Šířka desky	W	1174	(mm)	1,174 (m)
Inclination angle	phi	45	(°)	0,785398163 (rad) kontrolní rozměry
Vlnová délka sinusoidy povrchu	λ	7	(mm)	0,007 (m) N/(a*pi)
Amplituda sinusoidy povrchu	a	1,7	(mm)	0,0017 (m) 1,3 běžně 1,22
Šířka volného kanálu	b	3,4	(mm)	0,0034 (m) /a
Tloušťka desky	s_d	1	(mm)	0,001 (m) 4,12 musí být 4 až 8, jinak neplatí ξ1
Počet výměníků sériově	n_vým	2	(-)	
Počet desek	n_des	330	(-)	
Kontrolní rozměr iterace	Lp-L	8,75	(mm)	

ODVOZENÉ HODNOTY				
Termodynamické				
Tlak v kondenzátoru	p_kond	16,85	(bar)	Pozor na max pov. tlak
Měrná entalpie na vstupu	h_A	436,90	(kJ.kg-1)	
Měrná entalpie na mezi sytosti páry	h_B	425,11	(kJ.kg-1)	
Měrná entalpie na mezi sytosti kapaliny	h_C	303,81	(kJ.kg-1)	
Přenášený výkon	Q'	182,6	(kW)	
Hmotnostní tok dopravního média	m'_d	1,83	(kg.s-1)	vazba na list SUBCOOLER
Hmotnostní tok na pro 1 průchod	m'_ch	0,0084	(kg.s-1)	
	m'_d	0,0111	(kg.s-1)	
Dopravní médium - materiálové parametry				
Teplota na vstupu		40	(°C)	
Teplota na výstupu		70	(°C)	
Hustota		985,7	(kg/s)	
Cp		4183	(J/kg/K)	
Dynamická visk		0,001	(Pa.s)	
Kinematická viskozita		5,11E-07	(m2/s)	
Tepelná vodivost		0,646	(W/m/K)	
Teplotní vodivost		1,57E-07	(m2/s)	
Voda-Propylynglykol 30%: INCOMP::APG-30%				
Geometrické				
Počet průchodů chladiva	n_ch	164		
Počet průchodů dopravního média	n_d	165		
Šířka desky	Bp	876	(mm)	0,876 (m)
Poměr zakřivené plochy desky vůči rovné	PHI	1,44	(-)	
Plocha 1 rovné desky	Ao	2,05	(m2)	
Teplosměnná plocha 1 desky	Ap	2,95	(m2)	
Teplosměnná plocha na 1 m 1 průchodu	A1	1,26	(m2)	(2* Ap/Lp)
Minimální rozměr kolmo na desky	B	1452		
Hydraulický průměr	d_h	4,71	(mm)	0,004714258 (m)

ROZDĚLENÍ NA Desuperheater, Kondenzátor

		Desuperheater	Kondenzátor
Přenášený výkon	Q'	16	166 (kW)
Teplota dopravního média na vstupu	t_d in	67,89	46,15 (°C)
Teplota dopravního média na výstupu	t_d out	70	67,89 (°C)
Teplota chladiva na vstupu	t_ch in	72	72 (°C)
Teplota chladiva na výstupu	t_ch out	81	72 (°C)
Střední logaritmičkový teplotní rozdíl	LMTD	5,91	11,83 (K)
Součinitel prostupu tepla	k	16	18 (W.m-2.K-1)
Potřebná délka výměníku	L	0,82	3,84 (m)
Celková délka výměníku potřebná	Lcelk	4663,25	(mm)
Celková délka výměníku zvolená	Lzvolená	4672,00	(mm)

PŘESTUP TEPLA Chladivo

Hustota (střední teplota)	rho	92,45	250,98	(kg.m-3)
Rychlost	c	0,03	0,02	(m.s-1)
Dynamická viskozita	mi	1,53E-05	5,96E-05	(Pa.s)
Reynoldsovo číslo	Re	8,63E+02	2,89E+02	(-)
Režim toku (v případě kondenzátoru průměr)		Laminární	Laminární	
Součinitel třecích ztrát při phi=0°	ξ0	0,0742	0,2879	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi=90°	ξ1	6,479	14,0563	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi	ξ	0,9632	1,0801	(-)
Měrná tepelná kapacita při p=konst	Cp	1307	1519	(J.kg-1.K-1)
Tepelná vodivost	Lambda	1,95E-02	3,92E-02	(W.m-1.K-1)
Prandltovo číslo	Pr	1,03	2,22	(-)
Nusseltovo číslo	Nu	5	3	(-)
Koeficient přestupu tepla na straně chladiva	alfa_ch	19	21	(W.m-2.K-1)

PŘESTUP TEPLA Dopravní médium

Hustota (střední teplota)	rho	985,70	985,70	(kg.m-3)
Rychlost	c	0,00	0,00	(m.s-1)
Dynamická viskozita	mi	5,04E-04	5,04E-04	(Pa.s)
Reynoldsovo číslo	Re	2,61E+01	2,61E+01	(-)
Režim toku		Laminární	Laminární	
Součinitel třecích ztrát při phi=0°	ξ0	2,4497	2,4497	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi=90°	ξ1	90,684	26,701	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi	ξ	1,6036	1,5527	(-)
Měrná tepelná kapacita při p=konst	Cp	4183	4183	(J.kg-1.K-1)
Tepelná vodivost	Lambda	6,46E-01	6,46E-01	(W.m-1.K-1)
Prandltovo číslo	Pr	3,26	3,26	(-)
Nusseltovo číslo	Nu	1	1	(-)
Koeficient přestupu tepla na straně chladiva	alfa	107	106	(W.m-2.K-1)

VEDENÍ TEPLA STĚNOU

λ_tr/s_d	16000	(W.m-2.K-1)
----------	-------	-------------

ZANESENÍ VÝMĚNÍKU

R_foul ch	0,00018	(K.m2.W-1)
R_foul d	0,000088	(K.m2.W-1)

PŘÍLOHA 3

Výpočet subcooleru

VSTUPNÍ PARAMETRY	
Termodynamické	
Hmotnostní tok chladiva	m' _{ch} 1,37 (kg.s-1)
Teplota chladiva na vstupu (kondenzace)	t _{ch in} 72 (°C)
Subcooling	t _{sub} 22 (°C)
Teplota dopravního média na vstupu	t _{d in} 40 (°C)
Teplota dopravního média na výstupu	t _{d out} 46,1 (°C)
Tlak dopravního média	p _d 1,2 (bar)
Dopravní médium	Voda Při změně přepsat tabulku Dopravní médium - materiálové parametry
Součinitel prostupu tepla	λ _d 16 (W.m-1.K-1) Nerezová ocel AISI 304
Geometrické	
Délka desky	Lp 606 (mm) 0,606 (m)
Rozteč vstupů	K** 204 (mm) 0,204 (m)
Šířka desky	W 400 (mm) 0,4 (m)
Inclination angle	phi 45 (°) 0,785398 (rad) kontrolní rozměry
Vlnová délka sinusoidy povrchu	Λ 5 (mm) 0,005 (m) N/(a*π)
Amplituda sinusoidy povrchu	a 1,15 (mm) 0,00115 (m) běžně 1,22
Šířka volného kanálu	b 2,3 (mm) 0,0023 (m) A/a
Tloušťka desky	s _d 1 (mm) 0,001 (m) 4,35 musí být 4 až 8, jinak neplatí ξ1
Počet výměníků sériově	n _{vým} 1 (-)
Počet desek	n _{des} 42 (-)
Kontrolní rozměr iterace	Lp-L 3,89 (mm)

ODVOZENÉ HODNOTY			
Termodynamické		Dopravní médium - materiálové parametry	
Tlak v kondenzátoru	p _{kond} 16,85 (bar) Pozor na max pov. tlak	Teplota na vstupu	40 (°C)
Teplota chladiva na výstupu	t _{ch out} 50 (°C)	Teplota na výstupu	70 (°C)
Měrná entalpie na mezi sytosti kapaliny	h _C 303,81 (kJ.kg-1)	Hustota	985,7 (kg/s)
Měrná entalpie na výstupu	h _D 269,50 (kJ.kg-1)	Cp	4183 (J/kg/K)
Přenášený výkon	Q' 47,1 (kW) vazba na list KONDENZÁTOR	Dynamická visk	0,001 (Pa.s)
Hmotnostní tok dopravního média	m' _d 1,83 (kg.s-1)	Kinematická viskozita	5,11E-07 (m2/s)
Hmotnostní toky na pro 1 průchod	m' _{ch} 0,0327 (kg.s-1)	Teplotná vodivost	0,646 (W/m/K)
	m' _d 0,04356426 (kg.s-1)	Teplotní vodivost	1,57E-07 (m2/s)
		Voda-Propylenglykol 30%:	INCOMP::APG-30%
Geometrické			
Počet průchodů chladiva	n _{ch} 20		
Počet průchodů dopravního média	n _d 21		
Šířka desky volná pro proud kapaliny	Bp 302 (mm) 0,302 (m)		
Poměr zakřivené plochy desky vůči rovné	PHI 1,44 (-) Běžně 1,22		
Plocha 1 rovné desky	Ao 0,183012 (m2)		
Teplosměnná plocha 1 desky	Ap 0,26 (m2)		
Teplosměnná plocha 1 m 1 průchodu	A1 0,871 (m2) (2*Ap/Lp)		
Hydraulický průměr	d _h 3,19 (mm) 0,003189 (m)		

Výsledky

Subcooler	
Přenášený výkon	Q' 47,05 (kW)
Teplota dopravního média na vstupu	t _{d in} 40 (°C)
Teplota dopravního média na výstupu	t _{d out} 46,15 (°C)
Teplota chladiva na vstupu	t _{ch in} 72 (°C)
Teplota chladiva na výstupu	t _{ch out} 50 (°C)
Střední logaritmičkový teplotní rozdíl	LMTD 16,69 (K)
Součinitel prostupu tepla	k 269 (W.m-2.K-1)
Potřebná délka výměníku	L 0,60 (m)
Celková délka výměníku potřebná	602,11 (mm)
Celková délka výměníku zvolená	Lzvolená 602,11 (mm)

PŘESTUP TEPLA Chladivo

Hustota (střední teplota)	rho	1032,51	(kg.m-3)
Rychlost	c	0,10	(m.s-1)
Dynamická viskozita	mi	1,22E-04	(Pa.s)
Reynoldsovo číslo	Re	2,59E+03	(-)
Režim toku		Turbulentní	
Součinitel třecích ztrát při phi=0°	ξ0	0,0464	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi=90°	ξ1	4,026	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi	ξ	0,9342	(-)
Měrná tepelná kapacita při p=konst	Cp	1552	(J.kg-1.K-1)
Tepelná vodivost	Lambda	6,30E-02	(W.m-1.K-1)
Prandtltovo číslo	Pr	3,00	(-)
Nusseltovo číslo	Nu	19	(-)
Koeficient přestupu tepla na straně chladiva	alfa_ch	368	(W.m-2.K-1)

PŘESTUP TEPLA Dopravní médium

Hustota (střední teplota)	rho	985,70	(kg.m-3)
Rychlost	c	0,10	(m.s-1)
Dynamická viskozita	mi	5,04E-04	(Pa.s)
Reynoldsovo číslo	Re	5,95E+02	(-)
Režim toku		Laminární	
Součinitel třecích ztrát při phi=0°	ξ0	0,1075	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi=90°	ξ1	4,853	(-)
Součinitel třecích ztrát při phi	ξ	0,9730	(-)
Měrná tepelná kapacita při p=konst	Cp	4183	(J.kg-1.K-1)
Tepelná vodivost	Lambda	6,46E-01	(W.m-1.K-1)
Prandtltovo číslo	Pr	3,26	(-)
Nusseltovo číslo	Nu	7	(-)
Koeficient přestupu tepla na straně chladiva	alfa	1480	(W.m-2.K-1)

VEDENÍ TEPLA STĚNOU

λ_tr/s_d	16000	(W.m-2.K-1)
----------	-------	-------------

ZANESENÍ VÝMĚNÍKU

R_fout ch	0,00018	(K.m2.W-1)
R_fout d	0,000088	(K.m2.W-1)

PŘÍLOHA 4

Seznam potrubí - Napojení TČ na sál

ID potrubí	Začátek	Konec	Médium	Fáze	Návrhový		Operační		Izolace (mm)	Ohřev	P&ID	Úprava povrchu	Poznámky
					Tlak (kPa)	Teplota (°C)	Tlak (kPa)	Teplota (°C)					
1800x800-TČ1-S1-L1	Horká ulička	Výparník TČ	vzduch	plyn	110	50	98,6	30	25 - skelná vlna Ecosoft	není	PŘÍLOHA 9	žárové zinkování 50 μm	Pevnostní výpočet vyžadován
1800x800-TČ1-S1-L2	Výparník TČ	Ventilátory	vzduch	plyn	110	30	98,6	25	25 - skelná vlna Ecosoft	není	PŘÍLOHA 9	žárové zinkování 50 μm	
1800x800-TČ1-S1-L3	1800x800-TČ1-S1-L1	Výměník chladicího systému	vzduch	plyn	110	50	98,6	30	26 - skelná vlna Ecosoft	není	PŘÍLOHA 9	žárové zinkování 50 μm	
1800x800-TČ1-S1-L4	Výměník chladicího systému	1800x800-TČ1-S1-L2	vzduch	plyn	110	30	98,6	25	25 - skelná vlna Ecosoft	není	PŘÍLOHA 9	žárové zinkování 50 μm	
1800x800-TČ1-S1-L5	Ventilátory	1800x800-TČ1-S1-L6, 1800x800-TČ1-S1-L7	vzduch	plyn	110	30	98,6	25	25 - skelná vlna Ecosoft	není	PŘÍLOHA 9	žárové zinkování 50 μm	
800x800-TČ1-S1-L6	1800x800-TČ1-S1-L5	Studená ulička	vzduch	plyn	110	30	98,6	25	26 - skelná vlna Ecosoft	není	PŘÍLOHA 9	žárové zinkování 50 μm	
800x800-TČ1-S1-L7	1800x800-TČ1-S1-L5	Studená ulička	vzduch	plyn	110	30	98,6	25	27 - skelná vlna Ecosoft	není	PŘÍLOHA 9	žárové zinkování 50 μm	

PŘÍLOHA 5

Seznam armatur - napojení TČ na sál

ID armatury	Název	Označení výrobce	ID Potrubí	P&ID	Technické specifikace	Poznámka	kusů
TČ1-S1-VL1	Vyústka listová jednořadá		1800x800-TČ1-S1-L1	PŘÍLOHA 9	1000x600, ocel, pozinkováno		11
TČ1-S1-F1	Filtr hrubý		1800x800-TČ1-S1-L1	PŘÍLOHA 9	1000x600x50, MERV 9		11
TČ1-S1-F2	Filtr jemný		1800x800-TČ1-S1-L1	PŘÍLOHA 9	1000x600x100, MERV 13		11
TČ1-S1-KLP1	Požární klapka	Systemair FDS-EI90S 800x900	1800x800-TČ1-S1-L1	PŘÍLOHA 9	800x900, ovládání servopohonem	multiinstalace	2
TČ1-S1-KLR1	Regulační klapka	Mandík RDTM 800x1800 .57	1800x800-TČ1-S1-L1	PŘÍLOHA 9	1800x800, ovládání servopohonem s plynulou regulací polohy		1
TČ1-S1-KLZ1	Zpětná klapka	Mandík NKTM 800x1800	1800x800-TČ1-S1-L1	PŘÍLOHA 9	1800x800, listy spojeny táhlem	atypický rozměr	1
TČ1-S1-KLR2	Regulační klapka	Mandík RDTM 800x1800 .57	1800x800-TČ1-S1-L3	PŘÍLOHA 9	1800x800, ovládání servopohonem s plynulou regulací polohy		1
TČ1-S1-KLP2	Požární klapka	Systemair FDS-EI90S 800x900	1800x800-TČ1-S1-L2	PŘÍLOHA 9	800x1600, ovládání servopohonem		1
TČ1-S1-OV1	Odvlhčovací vložka	MsPak odvlhčovací médium	800x800-TČ1-S1-L6	PŘÍLOHA 9	800x900, ovládání servopohonem	multiinstalace	2
TČ1-S1-OV2	Odvlhčovací vložka	MsPak odvlhčovací médium	800x800-TČ1-S1-L7	PŘÍLOHA 9	600x600		10
TČ1-S1-VL2	Vyústka listová jednořadá		1800x800-TČ1-S1-L6	PŘÍLOHA 9	1000x600, ocel pozinkováno		11
TČ1-S1-VL3	Vyústka listová jednořadá		1800x800-TČ1-S1-L7	PŘÍLOHA 9	1000x600, ocel, pozinkováno		11

PŘÍLOHA 6

Seznam strojů - napojení TČ na sál

ID Zařízení	Název	ID potrubí 1 (vstup)	ID Potrubí 2 (výstup)	P&ID	Technické specifikace	Poznámky	Hmotnost (kg)	Kusů
TČ1-S1-VENT	Ventilátor HMA 56 T2 (A9:10) 7,5kW 40°	1800x800-TČ1- S1-L2	1800x800-TČ1- S1-L5	PŘÍLOHA 9	Axiální ventilátor, ASM 7,5 kW, prac. bod	sériově paralelní zapojení, rozestup distanční trubkou	73	6
TČ1-S1-PZ	Parní zvlhčovač vzduchu s elektrodovým ohřevem Condair EL 5	1800x800-TČ1- S1-L1	1800x800-TČ1- S1-L1	PŘÍLOHA 9	420x670x370, 5kg/hod	zavedení do vzt potrubí hadicí, distributor páry Condair	40	1
TČ1	Tepelné čerpadlo vzduch-voda pro DC	-	-	PŘÍLOHA 9	R1234ze(E), 180 kW (na výparníku)			1

PŘÍLOHA 7

Výpočet tlakové ztráty v okruhu vzduchu

Název veličiny	Označení veličiny	Jednotky	Provozní stavy	
			Maximální výkon	Vypnuté TČ
Tepelný výkon na vstupu TČ	Q' prod	(kW)	180	180
Hmotnostní tok vzduchu na TČ	m' vz	(kg.s-1)	35,8	35,8
Hmotnostní tok vzduchu na 1 sál	m' 1s	(kg.s-1)	17,9	17,9
Objemový tok vzduchu na 1 sál	V' 1s	(m3/hod)	55552	55552
Objemový tok vzduchu na TČ (1sál)	V' TČ	(m3/hod)	55552	0
Objemový tok vzduchu na chladicí systém DC (1sál)	V' chs	(m3/hod)	0	55552
Tlakové ztráty třecí	dp_t	(Pa)	25	21
Tlakové ztráty místní	dp_ξ	(Pa)	723	521
Tlaková ztráta výparníku	dp_vyp	(Pa)	201	0
Tlakový rozdíl uliček	dp_uličky	(Pa)	2	2
Celková tlaková ztráta	dp	(Pa)	951	545

Pro stav vypnuté TČ není určena ztráta na výměníku chladicího systému

Parametry vzduchu					
t1	t2	p	cp	rho	v
(°C)	(°C)	(bar)	(J.kg-1.K-1)	(kg.m3)	(m2.s-1)
30	25	1	1006	1,159	1,602E-05

Úsek 1 teplá ulička-křížení

Rozměry potrubí	A	(m)	1,8			
	B	(m)	0,8			
Hydraulický průměr	d_h	(m)	1,11			
Délka potrubí	L	(m)	9,29			
Rychlost	c	(m/s)	10,716	10,716		
Reynoldsovo číslo	Re	(-)	7,41E+05	7,41E+05		
Drsnost potrubí	K	(mm)	0,15			
Relativní drsnost potrubí	K/d_h	(-)	1,35E-04			
Součinitel třecích ztrát	λ_f	(-)	0,012			
Třecí ztráty	dp_t	(Pa)	6,70	6,70		
Součinitele místních ztrát	ξ (-)		c (m.s-1)	c (m.s-1)	dp_1	dp_2
Výustka listová - sání			1,6	2,2	4,5	4,5
Filtr vzduchu hrubý			8,6	2,2	24,4	24,4
Filtr vzduchu jemný			9,4	2,2	26,6	26,6
Požární klapka			0,24	10,716	16,0	16,0
Místní tlakové ztráty	dp_ξ	(Pa)	71,4	71,4		
Ztráty celkem	dp	(Pa)	78,1	78,1		

Odečteno z Moodyho diagramu

Úsek 2 křížení - Výparník

Rozměry potrubí	A	(m)	1,8			
	B	(m)	0,8			
Hydraulický průměr	d_h	(m)	1,11			
Délka potrubí	L	(m)	4,38			
Rychlost	c	(m/s)	10,716	0,000		
Reynoldsovo číslo	Re	(-)	7,41E+05	0,00E+00		
Drsnost potrubí	K	(mm)	0,15			
Relativní drsnost potrubí	K/d_h	(-)	1,35E-04			
Součinitel třecích ztrát	λ_f	(-)	0,012			
Třecí ztráty	dp_t	(Pa)	3,16	0,00		
Součinitele místních ztrát	ξ (-)		c (m.s-1)	c (m.s-1)	dp_1	dp_2
Regulační klapka otevřená			0,25	10,7	16,638	0,000
Koleno R=0			1,31	10,7	87,182	0,000
Zpětná klapka			1,6	10,7	106,482	0,000
Koleno R=600			0,268	10,7	17,836	0,000
Rozšíření na výparník			0,109	10,7	7,254	0,000
Místní tlakové ztráty	dp_ξ	(Pa)	235,4	0,0		
Ztráty celkem	dp	(Pa)	238,5	0,0		

Odečteno z Moodyho diagramu

Úsek 3 Výparník - Křížení

Rozměry potrubí	A	(m)	1,8			
	B	(m)	0,8			
Hydraulický průměr	d _h	(m)	1,11			
Délka potrubí	L	(m)	4,1			
Rychlost	c	(m/s)	10,716	0,000		
Reynoldsovo číslo	Re	(-)	7,41E+05	0,00E+00		
Drsnost potrubí	K	(mm)	0,15			
Relativní drsnost potrubí	K/d _h	(-)	1,35E-04			
Součinitel třecích ztrát	λ _f	(-)	0,012		Odečteno z Moodyho diagramu	
Třecí ztráty	dp _t	(Pa)	2,96	0,00		
Součinitele místních ztrát		ξ (-)	c (m.s-1)	c (m.s-1)	dp ₁	dp ₂
Zúžení		0,0224	10,7	0,0	1,491	0,000
Koleno R=48		0,915	10,7	0,000	60,894	0,000
Koleno R=0		1,31	10,7	0,000	87,182	0,000
Místní tlakové ztráty	dp _ξ	(Pa)	149,6	0,0		
Ztráty celkem	dp	(Pa)	152,5	0,0		

Úsek 4 pře výměník CHS

Rozměry potrubí	A	(m)	1,8			
	B	(m)	0,8			
Hydraulický průměr	d _h	(m)	1,11			
Délka potrubí	L	(m)	3,3			
Rychlost	c	(m/s)	0,000	10,716		
Reynoldsovo číslo	Re	(-)	0,00E+00	7,41E+05		
Drsnost potrubí	K	(mm)	0,15			
Relativní drsnost potrubí	K/d _h	(-)	1,35E-04			
Součinitel třecích ztrát	λ _f	(-)	0,012		Odečteno z Moodyho diagramu	
Třecí ztráty	dp _t	(Pa)	0,00	2,38		
Součinitele místních ztrát		ξ (-)	c (m.s-1)	c (m.s-1)	dp ₁	dp ₂
T odbočka (Koleno R=0)		1,45	0,0	10,7	0,000	96,499
T odbočka (Koleno R=0)		1,45	0,0	10,7	0,000	96,499
Místní tlakové ztráty	dp _ξ	(Pa)	0,0	193,0		
Ztráty celkem	dp	(Pa)	0,0	195,4		

Úsek 5 křížení - rozbočka

Rozměry potrubí	A	(m)	1,8			
	B	(m)	0,8			
Hydraulický průměr	d _h	(m)	1,11			
Délka potrubí	L	(m)	5			
Rychlost	c	(m/s)	10,716	10,716		
Reynoldsovo číslo	Re	(-)	7,41E+05	7,41E+05		
Drsnost potrubí	K	(mm)	0,15			
Relativní drsnost potrubí	K/d _h	(-)	1,35E-04			
Součinitel třecích ztrát	λ _f	(-)	0,012		Odečteno z Moodyho diagramu	
Třecí ztráty	dp _t	(Pa)	3,60	3,60		
Součinitele místních ztrát		ξ (-)	c (m.s-1)	c (m.s-1)	dp ₁	dp ₂
Požární klapka		0,24	10,7	10,7	15,972	15,972
		1,45	10,7	10,7	96,499	96,499
Místní tlakové ztráty	dp _ξ	(Pa)	112,5	112,5		
Ztráty celkem	dp	(Pa)	116,1	116,1		

Úsek 5 rozbočka - studená ulička

Rozměry potrubí	A	(m)	0,8			
	B	(m)	0,8			
Hydraulický průměr	d _h	(m)	0,80			
Délka potrubí	L	(m)	5,5			
Rychlost	c	(m/s)	12,056	12,056		
Reynoldsovo číslo	Re	(-)	6,02E+05	6,02E+05		
Drsnost potrubí	K	(mm)	0,15			
Relativní drsnost potrubí	K/d _h	(-)	1,88E-04			
Součinitel třecích ztrát	λ _f	(-)	0,015		Odečteno z Moodyho diagramu	
Třecí ztráty	dp _t	(Pa)	8,69	8,69		
Součinitele místních ztrát		ξ (-)	c (m.s-1)	c (m.s-1)	dp ₁	dp ₂
Rozbočka		1,19	12,1	12,1	100,232	100,232
Odvlhčovací vložka		16,55	2,1	2,1	44,061	44,061
Výústka listová - výfuk		3,6	2,1	0,0	9,583	0,000
Místní tlakové ztráty	dp _ξ	(Pa)	153,9	144,3		
Ztráty celkem	dp	(Pa)	162,6	153,0		