

Projekt získávání tepla z odpadní vody budov U5

Bc. Radek Úředníček

Diplomová práce
2007



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2006/2007

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Radek ÚŘEDNÍČEK**
Studijní program: **N 3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce technologických zařízení**

Téma práce: **Projekt získávání tepla z odpadní vody budov U5**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii na dané téma
2. Zpracujte analýzu problematiky
3. Zpracujte projektové řešení záměru
4. Zpracujte tepelnou bilanci odpadní vody
5. Proveďte výpočet výměníků a konstrukční návrh
6. Závěr a ekonomické vyhodnocení řešení

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. SAZIMA M.-- KMONÍČEK V.-- SCHNELLER J. a kol.: Teplo, Praha, SNTL 1989
2. DVOŘÁK Z. a kol.: Tepelná čerpadla, Praha, SNTL 1987
3. ŽERAVÍK A.: Stavíme tepelné čerpadlo, Přerov, EURO-PRINT 2003
4. ŠORIN S. N.: Sdílení tepla, Praha, SNTL 1988
5. DUFKA J.: Vytápění netradičními zdroji tepla, Praha, BEN 2003
6. ŘEHÁNEK J. a kol.: Tepelné technické a energetické vlastnosti budov, Praha, Grada Publishing a.s., 2002

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zdeněk Dvořák, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání diplomové práce:

13. února 2007

Termín odevzdání diplomové práce:

25. května 2007

Ve Zlíně dne 17. ledna 2007


prof. Ing. Ighác Hoza, CSc.
děkan




doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá problematikou úspor tepla při ohřevu teplé užitkové vody pomocí tepelného čerpadla v budovách U5. Zdrojem tepla je zde využito odpadní vody, která ve velkém množství odchází z budov zcela bez využití. Tepelné čerpadlo dokáže zužítkovat nejen zbytkovou energii obsaženou v odpadní vodě, ale také nízkopotenciální energii, kterou obsahuje voda již z okolí.

Tento projekt tepelného čerpadla by měl při své realizaci nízké pořizovací náklady a vysokou účinnost, ve srovnání s ostatními zdroji tepla, protože odpadní voda má celoročně stálou teplotu bez ohledu na roční období. U tohoto projektu také není potřeba rozsáhlých zemních prací jako je tomu téměř u všech ostatních přírodních zdrojů. Navíc svou teplotou je odpadní voda velmi výhodná pro tepelné čerpadlo. Projekt by měl při své realizaci nemalé ekonomické úspory.

Klíčová slova: tepelné čerpadlo , vytápění , teplo , výměník , sdílení tepla

ABSTRACT

This master work deal with problems about save energy to preparing warm useful water by heat pump in our school. Source of heat is waste water which leaving our school without usage. Heat pump save scrap heat from waste water and low-temperature energy from countryside include in this water.

This heat pump project should be low-spending and high-useful effect then other natural sources, because waste water has changeless temperature all seasons of the year. This project needn't ground works as like at nearly all other natural sources of heat. Temperature of waste water is very good to heating by heat pump. This project should be has a very good economies.

Keywords: heat pump , heating , heat , heat exchange , thermal transmittance

Poděkování

Děkuji panu inženýrovi Dvořákovi za poskytnuté informace a odbornou pomoc.

Motto:

Problematika úspor tepla a jeho sdílení je spojena s řadou technických projektů. Sledována je zejména jejich účinnost, hmotnostní výkon i možnost údržby. Konstrukční řešení se odvíjí z pravidla z výkonu a vypočtené tepelné bilance rozměrových požadavků na výměník tepla a materiálových konstant. Energie získané z tepla z vratných a odpadních vod může přinést ekonomické efekty.

OBSAH

ÚVOD	9
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 PROJEKTOVÝ ZÁMĚR	12
2 TEPELNÁ ČERPADLA	14
2.1 PRINCIP TEPELNÉHO ČERPADLA	14
2.2 SCHÉMA TEPELNÉHO ČERPADLA	14
2.3 TOPNÝ FAKTOR.....	15
2.4 KOMPRESORY	17
2.4.1 Pístové kompresory	18
2.4.2 Šroubové kompresory.....	19
2.4.3 Turbokompresory	19
2.5 POHONY TEPELNÝCH ČERPADEL	19
2.6 AKUMULACE TEPLA.....	21
2.6.1 Využití citelného tepla	22
2.6.2 Využití skupenského tepla	23
2.6.3 Využití chemických reakcí	23
2.6.4 Využití adsorpčního tepla.....	24
2.7 CHLADIVA	25
2.7.1 Označování chladiv	25
2.7.2 Rozdělení chladiv podle fyzikálních vlastností.....	26
2.7.3 Rozdělení chladiv podle chemického složení	26
2.8 MAZACÍ OLEJE.....	26
3 TEPELNÝ AUDIT	28
3.1 ZDROJE NÍZKOPOTENCIÁLNÍ ENERGIE	28
3.2 PŘÍRODNÍ ZDROJE	30
3.2.1 Vzduch	30
3.2.2 Voda	31
3.2.2.1 Povrchová voda.....	31
3.2.2.2 Podzemní voda.....	32
3.2.2.3 Geotermální vody.....	32
3.2.3 Půda.....	33
3.2.4 Sluneční záření	35
3.3 DRUHOTNÉ ZDROJE	36
4 SDÍLENÍ TEPLA	39
4.1 VEDENÍ (KONDUKCE)	39
4.1.1 Vedení tepla – deska	39
4.1.2 Vedení tepla – válec	40
4.2 PROUDĚNÍ (KONVEKCE).....	41
4.2.1 Deska.....	42

4.2.2	Válec (trubka).....	42
4.3	SÁLÁNÍ (RADIACE)	43
5	VÝMĚNÍKY TEPLA	44
5.1	ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ.....	44
5.2	ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ PODLE TOKU TEKUTIN	45
5.3	TEPELNÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU	46
5.3.1	Teplotní spád ve výměníku	47
5.3.2	Tepelný výkon	48
5.3.3	Výpočet koeficientu prostupu tepla.....	48
5.3.4	Prostup tepla.....	49
5.4	ZÁKLADNÍ DRUHY TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	49
5.4.1	Deskový výměník.....	49
5.4.2	Trubkový výměník	51
II	PRAKTICKÁ ČÁST	53
6	ANALÝZA PROJEKTU.....	54
6.1	ODPADNÍ VODA	56
6.2	VÝHODNOST ODPADNÍ VODY JAKO ZDROJE ENERGIE	56
6.3	VYUŽITÍ PROJEKTU	57
7	PROJEKTOVÉ ŘEŠENÍ ZÁMĚRU.....	58
7.1	PŘÍPRAVNÁ ZAŘÍZENÍ PRO SYSTÉM TČ	59
7.1.1	Deskový odlučovač pevných látek a vody.....	59
7.1.2	Zásobník vody	60
7.1.2.1	Návrh velikosti zásobníku vody.....	60
8	TEPELNÁ BILANCE ODPADNÍ VODY BUDOV U5	62
8.1	ENERGETICKÁ ÚROVEŇ ODPADNÍ VODY.....	63
8.2	MNOŽSTVÍ ENERGIE SPOTŘEBOVANÉ NA PŘÍPRAVU TUV	64
8.2.1	Spotřebované množství TUV za rok 2006.....	64
8.2.2	Výpočet spotřebované energie na přípravu TUV za rok 2006.....	65
8.3	VYUŽITELNÝ TEPELNÝ VÝKON Z ODPADNÍ VODY.....	65
8.3.1	Výpočet topného faktoru	66
8.4	VÝPOČET VÝKONU PRO POHON KOMPRESORU	67
8.5	CELKOVÝ VÝKON TEPELNÉHO ČERPADLA.....	68
8.6	VYUŽITELNÉ MNOŽSTVÍ ENERGIE Z TEPELNÉHO ČERPADLA ZA ROK.....	68
8.7	SROVNÁNÍ HORKOVODNÍHO OHŘEVU TUV S PROJEKTEM TČ.....	69
9	VÝPOČET A KONSTRUKCE TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ.....	70
9.1	VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH VÝMĚNÍKŮ.....	70
9.2	STANOVENÍ OBJEMOVÉHO VÝKONU KOMPRESORU A PRŮMĚRŮ POTRUBÍ.....	70
9.2.1	Výběr chladiva	71
9.2.2	Výpočet objemových průtoků chladiva R22 a výkonu kompresoru	71

9.2.3	Výpočet průměrů potrubí	73
9.3	ABSORPČNÍ TEPELNÝ VÝMĚNÍK	74
9.3.1	Výpočet počtu chladivových trubek	75
9.3.2	Uspořádání trubek ve výměníku.....	75
9.3.3	Konstrukční řešení výparníku	76
9.4	KONDENZAČNÍ TEPELNÝ VÝMĚNÍK.....	77
9.4.1	Konstrukční řešení kondenzátoru.....	78
9.4.2	Výpočet výstupní teploty TUV.....	79
9.4.3	Přepočet topného faktoru	81
9.4.4	Výpočet tepelné izolace zásobníku TUV	82
10	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ PROJEKTU.....	84
	ZÁVĚR	86
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	88
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	90
	SEZNAM OBRÁZKŮ	93
	SEZNAM TABULEK.....	94
	SEZNAM PŘÍLOH.....	95

ÚVOD

Význam energie pro život společnosti je nesporný. Bez dostatku energie nemůže technická, a zejména vysoce rozvinutá společnost existovat. Energie pro všechna výrobní odvětví a spotřebu obyvatelstva se doposud získává asi z 90% přímým využitím nebo přeměnami tepelné energie. Tepelná energie je tedy pro lidstvo životně důležitá. Přírodním zdrojem tepelné energie jsou doposud v největší míře téměř výhradně fosilní paliva (uhlí, ropa, zemní plyn) a teprve koncem minulého století se začalo využívat rozsáhlejší využití jaderných paliv.

Všechny tyto zdroje se však rychle vyčerpávají a jejich těžba je stále nákladnější. Kromě toho je velmi neekonomické využívat fosilní paliva jako zdroj tepla, protože tyto látky jsou důležitou surovinou pro chemický průmysl.

K řešení energetického problému vede v podstatě mnoho cest.

Měla by se věnovat větší pozornost co nejlepšímu využití dosavadních přírodních zdrojů, což vyžaduje vysokou účinnost přeměn energie, a zejména vysokou účinnost využití tepla.

Dále pak by se měl klást důraz na snížení spotřeby energie v technologických i netechnologických procesech. Z mnoha těchto procesů se dosud značná část energie odvádí nevyužita ve formě odpadního tepla do okolí.

Dalším důležitým aspektem by mělo být využívání nových zdrojů energie a nacházení nových cest jak tento problém řešit.

Již několik desítek let budí oprávněný zájem netradiční energetika, díky zvýšené nutnosti hospodaření s energiemi všeho druhu, kterou rozumíme využívání přírodních a druhotných energetických zdrojů, popř. termodynamických systémů způsoby jinými než obvyklými.

Jsou to především systémy využívající principů přečerpání tepla, které umožňují efektivněji využívat primární zdroje energie. Tyto systémy se podle svého principu nazývají tepelná čerpadla. Tepelná čerpadla ve spojení s netradičními energetickými zdroji tvoří nový energetický potenciál nízkopotenciální nebo také nízkoteplotní energetiky.

Vytápění či ohřev teplé užitkové vody pomocí tepelného čerpadla je znám již dlouhou dobu avšak k jeho velkému rozšíření příliš nedošlo, až na severské země, z důvodu nemalých ekonomických nákladů na stavbu.

Tato práce se zabývá jednou takovou novou myšlenkou, která by měla rozšířit využití tepelných čerpadel hlavně do větších budov, kde je větší produkce odpadní vody ve které odchází velká část energie zcela nevyužita.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PROJEKTOVÝ ZÁMĚR

Zásobování budov energií a spotřeba energie v budovách se stává v současnosti velmi diskutovanou problematikou.

Zabezpečení potřeb národního hospodářství palivy a energií je zásadní problém, kterým se zabývají všechny státy včetně naší republiky. Všechny řešení palivově energetického problému se shodují v tom, že je potřebné nejen zvyšovat těžbu paliv, získávat další zdroje energie, ale i důsledněji řešit způsoby a formy jejich využívání a příslušnými opatřeními dosáhnout podstatné úspory.

Rozbor spotřeby energie v budovách ukazuje, že z celkové spotřeby paliv a energie připadá

76 až 83 % na vytápění,

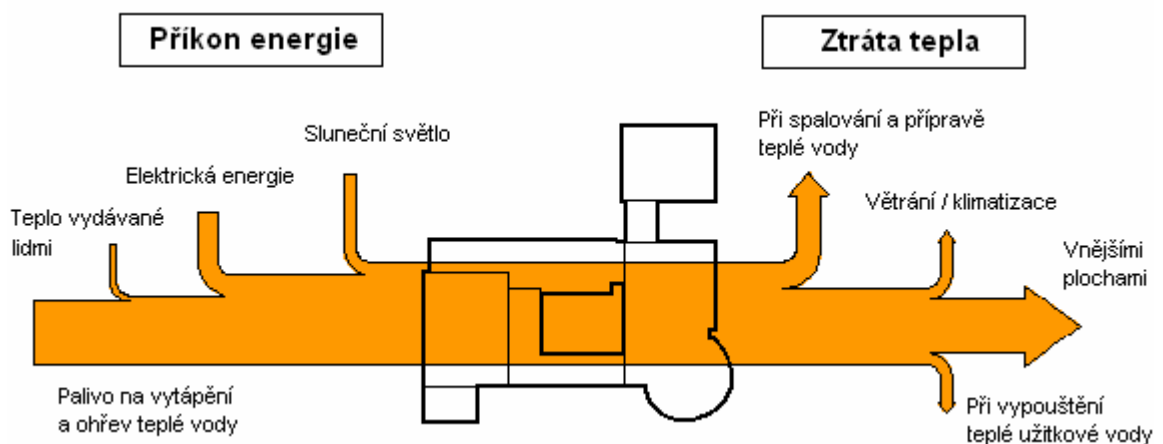
8 až 10 % na přípravu teplé vody,

4 až 6 % na osvětlení a elektrické spotřebiče,

3 až 4,5 % na vaření,

2 až 3,5 % na chlazení a mrazení.

Základní představu o příkonu, spotřebě a uniku energie znázorňuje Obr.1



Obr. 1. Energetická bilance v budovách U5 v topném období

Využíváním klimatizace s rekuperací vzduchu se dá však docílit snížení odpadního tepla z tohoto procesu až o 70%.

Efektivnější využití paliv a energie v nevýrobní sféře znamená však více racionalizovat spotřebu a odvod energie z budov. [11]

2 TEPELNÁ ČERPADLA

Tepelné čerpadlo je zařízení skládající se z výparníku, kompresoru, kondenzátoru a expanzního ventilu. (Obr.2) Toto zařízení umí využívat nízkopotenciální nebo také nízkoteplotní energii, které je kolem nás velké množství a dokáže ji převést do užitečné podoby. Ke svému provozu potřebuje dodat určité množství energie. Tepelné čerpadlo tedy energii nevyrobí, ale pouze přečerpává (odtud jeho název) na vyšší teplotní úroveň. [9]

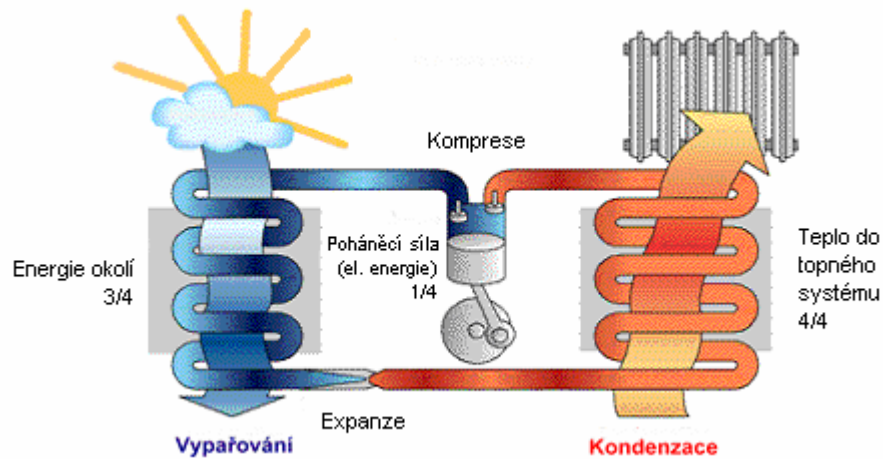
2.1 Princip tepelného čerpadla

Tepelné čerpadlo odebírá teplo o relativně nízké teplotě (tzv. nízkopotenciální tepelná energie) z venkovního prostředí a přečerpává je na teploty použitelné pro další účely.

Nosičem pro přenos tohoto tepla se používá pracovní látka – chladiva, které se odpařuje i při nízkých teplotách. Jde tedy o proces transformace tepla, při kterém je zapotřebí elektrická práce několikanásobně menší než je hodnota získané tepelné energie. Nevyužitým nezůstane ani teplo vzniklé prací kompresoru tepelného čerpadla, to se započítá do celkem získané tepelné energie. Efektivita čerpadla je ale přímo závislá na teplotě zdroje. [20]

2.2 Schéma tepelného čerpadla

Kompresor poháněný elektrickým motorem vhání stlačené chladivo (dříve používaný a neekologický freon, dnes již ekologická bezfreonová chladiva) v plynném skupenství o teplotě asi 80°C (podle druhu použitého chladiva) do kondenzátoru. Plyn procházející kondenzátorem je ochlazen obíhající vodou a kondenzuje. Během kondenzace uvolňuje energii do topného systému nebo teplé užitkové vody. Z kondenzátoru pokračuje chladivo, které je nyní již v tekutém stavu, do expanzního (škrťacího) ventilu, který slouží jako omezovač průtoku mezi vysokotlakou a nízkotlakou stranou systému. Řídí tedy přívod správného množství kapaliny do tepelného výměníku, který se označuje jako výparník. Ve výparníku se chladivo setkává s kapalinou na přenos tepla, přicházející z energetického zdroje. V této fázi se kapalina pod vlivem nízkého tlaku mění v plyn (odpařuje se) a odebírá teplo zdroji. Po průchodu výparníkem proudí chladivo, již v plynném stavu, opět k sací straně kompresoru, kde je znovu stlačeno. Tím je oběh chladiva uzavřen. [19,20]



Obr. 2. Schéma tepelného čerpadla

2.3 Topný faktor

Topný faktor je dán poměrem získaného topného výkonu a příkonu tepelného čerpadla, nebo-li kolikrát více energie získáme, než do tohoto systému vložíme:

$$e = \frac{Q_{OUT}}{Q_{EL}} = \frac{(Q_{IN} + Q_{EL})}{Q_{EL}} = \frac{T_{OUT}}{(T_{OUT} - T_{IN})} \quad (1)$$

e – topný faktor [-]

T_{IN} – teplota zdroje tepla [°K]

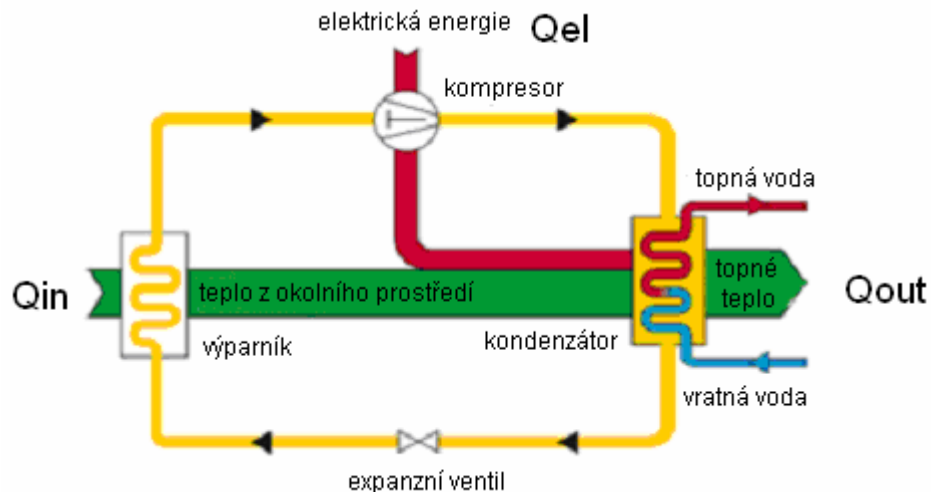
T_{OUT} – teplota na výstupu [°K]

Q_{IN} – energie získaná z vnějšího prostředí při teplotě T_{IN}

Q_{EL} – energie potřebná pro pohon kompresoru

$Q_{OUT} = Q_{IN} + Q_{EL}$ – celková získaná energie při vyšší teplotě T_{OUT}

Topný faktor udává kolikrát větší je získaný výkon (získaná energie) proti vynaloženému příkonu (vynaložené energii).



Obr. 3. Topný faktor

Topný faktor závisí na teplotě zdroje tepla a na teplotě, při které je teplo vyprodukováno a spotřebováváno.

Hodnota topného faktoru u reálných čerpadel se pohybuje asi od 2,5 do 4. Při extrémních teplotách může dosahovat topný faktor čísla 1,5 nebo na druhé straně až 5,5. Zjednodušeně řečeno – čím je vyšší teplota zdroje tepla na vstupní straně a nižší potřeba teploty na straně výstupní (do otopné soustavy), tím je vyšší topný faktor. Při nízké teplotě zdroje a vysoké teplotní potřebě se topný faktor snižuje a tím se také snižuje účinnost a možnost využití tepelného čerpadla. Pro představu závislosti topného faktoru na teplotách poslouží Tab. I. [10]

Tabulka I. Závislost topného faktoru na teplotě nízkopotenciálního tepla a vody na výstupu

Teploty [°C]		Topný faktor [-]
nízkopotenciální zdroj tepla / voda na výstupu tepelného čerpadla		
-15 / 50		1,6
-7 / 45		2,4
2 / 50		2,8
2 / 35		3,7
7 / 35		4,4

2.4 Kompresory

Kompresory slouží v systému tepelného čerpadla ke stlačování par chladiva, které vznikají ve výparníku. Stlačené páry se silně zahřejí a vedou se do kondenzátoru, kde se zkapalní a předají teplo do ohřívané vody.

Teploty nasávaných par se pohybují obvykle v mezích -20 až 10°C , výtlačné teploty se pohybují v mezích 60 až 100°C .

Důležitým parametrem kompresorů bez ohledu na typ je sací výkon. Udává se v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ přečerpaného plynu. Jde o objem na sávaných par vztažený k tlaku v sacím hrdle.

Kompresory pro tepelná čerpadla musí splňovat tyto podmínky:

- Schopnost práce v celém požadovaném rozsahu tlaků a teplot. Pro univerzální použití i při vysokých teplotách zdroje se kompresory konstruuje pro výtlačné tlaky $2,6$ až 3 MPa.
- Provozní spolehlivost při dlouhodobé životnosti pro zajištění dlouhodobého bezporuchového provozu s minimální obsluhou a údržbou.
- Minimální spotřeba energie při plném výkonu i v celém rozsahu regulace, zpravidla vyjadřována topným faktorem a pro dané rozpětí tlaků a teplot závislá především na účinnostech kompresorů.
- Nízké pořizovací ceny, což je požadavek obecně se týkající všech částí tepelného čerpadla i těchto systémů jako celků.

Z běžně vyráběných druhů splňují tyto podmínky především kompresory pístové, šroubové a radiální turbokompresory. Z ostatních druhů jsou některé používány ojediněle např. křídlové nebo s valivým pístem nekruhového průřezu.

Základní rozdělení druhů kompresorů podle principu a provedení:

- **Hermetické** provedení kompresoru má ve společné nádobě a na společné hřídeli elektromotor i kompresor. Olejová náplň je také společná. Výhodou je naprostá těsnost, z nádoby vede jen sací a výtlačné potrubí. Nemůže tedy docházet k únikům chladiva.

- **Polohermetické** provedení kompresoru má elektromotor i kompresor na jedné hřídeli v hermetické skříni, takže mezi sebou nepotřebují žádná těsnění. Elektromotor, ventilová deska kompresoru i kliková skříň jsou ale přístupné pomocí demontovatelných vík. Tyto kompresory bývají obvykle pístové.
- **Otevřené** provedení představuje pouze samotný kompresor. Jeho hřídel je utěsněna ucpávkou proti úniku chladiva a vychází ven ze skříně. [7,9]

2.4.1 Pístové kompresory

Jsou to nejvíce rozšířené druhy, hlavně v malých provedeních. Používají se prakticky ve všech typech domácích chladniček a mrazáčích. Velkou výhodou těchto kompresorů je jejich vytrvalost konstrukce již několik desítek let. Není ojedinělé, že kompresory v těchto systémech dosahují životnosti až 20-ti let.

U hermetického provedení je elektromotor chlazen parami nasávaného chladiva, olejová lázeň bývá společná. Jako nevýhoda pístových kompresorů bývá uváděno to, že nesou bez poškození nasátí kapalného chladiva. Je samozřejmé, že v provozu se musí provést taková opatření, aby ke vniknutí kapaliny do sacího potrubí nemohlo dojít. Do sacího potrubí se například zařadí odlučovač kapalného chladiva.

U pístových kompresorů ve většině případů nezáleží na smyslu otáčení motoru, pokud není stanoven směr otáčení z důvodu mazání.

Výkonnější kompresory bývají vybaveny i vnitřní tepelnou ochranou vinutí motoru (při přehřátí se motor vypne, po ochlazení znovu zapne) a také přetlakovou pojistku, která spojuje při překročení tlaku výtlak se sáním. Pojistný ventil bývá obvykle nastaven na 3MPa.

Hlučnost pístových kompresorů dnes není díky jejich moderní konstrukci nijak vysoká. [7,9]

2.4.2 Šroubové kompresory

Jako chladivové se používají šroubové kompresory s jedním poháněným rotorem a vstřikem oleje. Ten umožňuje téměř bezztrátové odvalování druhého rotoru, těsní spáru mezi rotory, odvádí část kompresního tepla a částečně tlumí hluk.

Šroubové kompresory mají sice nevýhody poklesu energetické hospodárnosti při práci mimo vestavěný tlakový poměr, nutnosti tlumit hluk a odlučování, popř. chlazení oleje, ale mají řadu výrazných výhod. Jsou jimi především malé rozměry a nízká hmotnost, provozní spolehlivost a dlouhá životnost, možnost použití běžných konstrukčních materiálů při malém namáhání rotoru odstředivými silami.

Pro tyto výhody nabývají stále většího uplatnění a pokrývají rozsah výkonností mezi pístovými stroji a turbokompresory. [7,9]

2.4.3 Turbokompresory

Radiální turbokompresory se používají obecně pro tepelná čerpadla vysokých topných výkonů. Provozní vlastnosti turbokompresorů umožňují typizaci pouze pro poměrně úzký rozsah teplot vypařování a kondenzace a pro jeden druh chladiva, jak je tomu typicky u jednotek využívající systém voda – voda. Všechny ostatní případy vyžadují individuální konstrukce, i když s využitím společných prvků.

Návrh rozměrů a konstrukčního řešení, popř. přepočty pro změněné pracovní podmínky vyžadují technicky náročné postupy a řady speciálních podkladů a informací, které jsou předmětem odborné literatury oboru. [7,9]

2.5 Pohony tepelných čerpadel

K uskutečnění tepelného oběhu, na jehož principu pracuje tepelné čerpadlo je třeba dodat určité množství poháněcí energie. Pohon kompresoru může být zajištěn spalovacím motorem nebo elektromotorem.

U spalovacího motoru je energie obsažená v palivu částečně využita k přeměně na energii mechanickou (míra přeměny je dána účinností motoru), zbytek odchází ve formě tepelné energie do chladící vody a výfukových plynů. Při přímém spojení s tepelným čerpadlem je pro jeho pohon použita získaná mechanická energie a tepelná energie produko-

vaná motorem je vždy účelně využívána. Protože tato tepelná energie je na vyšší teplotní hladině, než poskytuje běžné tepelné čerpadlo, používá se různých zapojení. Například tepelné čerpadlo pracuje samostatně v jednom tepelném okruhu, např. ve spojení s nízkoteplotním otopným systémem, teplo získané z chladicí vody a výfukových plynů tepelného motoru a je vedeno do dalšího otopného systému, který je dimenzován na vyšší teploty. V jiných zapojeních prochází ohřívaná látka prvně kondenzátorem tepelného čerpadla a po částečném ohřátí se její teplota zvyšuje průchodem dalšími výměníky tepla, kde se ohřívá od chladicí vody motoru a výfukových plynů.

Další výhodou použití spalovacího motoru je také možnost regulace tepelného čerpadla pomocí změny otáček. Nevýhodou však bývá konstrukční náročnost spalínového výměníku tepla, který podle druhu paliva a spalování v motoru musí být řešen s ohledem na korozi.

Takto provedené hodnocení ukazuje zdánlivě jednoznačnou výhodnost pohonu tepelného čerpadla spalovacím motorem.

Z čistě technických hledisek brání použití tepelného motoru jeho velká složitost, vyšší cena a především nízká životnost ve porovnání s použitím elektromotoru.

Mezi výhody použití elektromotoru pro pohon tepelného čerpadla lze uvést:

- vysoká životnost a spolehlivost
- rozšířená výroba, konstrukční jednoduchost a z toho plynoucí nízká cena
- nízká hlučnost bez znečišťování ovzduší
- možnost konstrukce hermetických a polohermetických kompresorů a při jejich použití hermetizace okruhu, zamezení úniku chladiva a vysoká spolehlivost tepelného čerpadla
- snadné spouštění
- odpadá pomocné příslušenství (nádrž na palivo apod.)
- bezpečnost provozu nevyžadující speciální stavební úpravy např. z požárního hlediska.
- regulace otáček

Z celospolečenských hledisek je nutno pohony tepelného čerpadla vždy spojovat s otázkou výroby elektrické energie. Použití tepelných motorů je opodstatněno v těch státech, kde výroba elektrické energie je založena na kapalných a plyných palivech a kde dosavadní praxe u topení a přípravy teplé užitkové vody byla na tato paliva též orientována. Tam kde tato paliva patří mezi dovážená a dosavadní energetika je založena na tuhých palivech, výroba elektrické energie převládá spalováním uhlí, přičemž část vyrobené elektrické energie je používána pro přímou přeměnu v tepelnou energii (přímotopné a akumulární topení, příprava teplé užitkové vody), všude tam lze očekávat přednostní uplatnění elektromotoru jako poháněcí jednotky k tepelnému čerpadlu. Protože k takovým státům patří i naše republika, lze očekávat v našich podmínkách přednostní uplatnění elektromotoru pro pohon tepelného čerpadla. [7]

2.6 Akumulace tepla

Úkolem akumulace tepla je sladění energetických zdrojů a odběrů v časově energeticky vyvážený celek. Správné vyřešení tohoto problému mnohdy rozhoduje o technických možnostech a ekonomických parametrech celého energetického systému. Zjevná potřeba tepelné akumulace je u solárních systémů, kde je potřeba vyrovnat nerovnoměrnost vzniklou kolísáním intenzity slunečního záření během dne či delších časových období. Stejně problémy je nutno řešit i při využívání odpadních tepel, protože obecně nejsou nikdy v rovnováze jejich zdroje a potřeby.

U tepelných čerpadel se s akumulací setkáváme také proto, že regulace jejich výkonu je do značné míry spojena s přerušováním jejich chodu. Není ekonomické stavět tepelné čerpadlo na plný špičkový výkon a v mnoha případech se požaduje jejich provoz v časově omezené době, např. plné využití nočního proudu a vyloučení jejich provozu v době energetických špiček.

Jako příklad potřeby akumulace tepla u tepelného čerpadla lze uvést zařízení pro ohřev teplé užitkové vody, neboť nelze budovat průtokové ohřívače (analogicky plynovým), ale vždy ohřívače akumulárního typu. [7]

V současné době jsou uvažovány čtyři různé metody akumulace tepla:

- **Využití citelného tepla** – při akumulaci se zvyšuje teplota akumuláčnického materiálu.
- **Využití skupenského (latentního) tepla** – při akumulaci dochází ke změně skupenství.
- **Využití chemických reakcí** – jež uvolňují nebo k uskutečnění potřebují dodání tepelné energie
- **Využití adsorpčního tepla** – je spojeno s procesy adsorpce a desorpce plynu či páry na akumuláčnickém materiálu.

2.6.1 Využití citelného tepla

Tento způsob akumulace tepelné energie patří mezi nejběžnější. Jako akumuláčnická látka se nejčastěji používá voda, v některých případech pak látky tuhé (půda, šterk, stavební konstrukce apod.). Nevýhodou tohoto způsobu je nízká hustota akumulované energie způsobující, že zásobník musí být značného objemu. Tepelná energie je akumulována vždy na teplotní hladině odlišné od teploty okolí. To vede k nutnosti izolování akumulátoru, přičemž i přes toto opatření dochází k tepelným ztrátám, takže doba, po níž může být tepelná energie hospodárně akumulována, je časově omezená. Při nabíjení a vybíjení akumulátoru se mění teplota jeho náplně, což způsobuje, že konečná fáze nabíjení probíhá většinou za energeticky se zhoršujících podmínek (ve spojení s tepelným čerpadlem klesá topný faktor). Teplo je ze zásobníku odjímáno vždy za proměnlivé teploty, což může způsobovat v jednotlivých případech technické obtíže.

Nejčastěji se používá akumulace tepla do vody. Akumulátory tohoto typu se vyrábějí jako tlakové a beztlakové. U menších objemů, zejména pro přípravu teplé užitkové vody bývá dávana přednost systémům tlakovým zjednodušujícím rozvod vody. U větších objemů akumulátorů by tlakové systémy byli příliš materiálově náročné a tím i drahé, takže i za cenu komplikovanějšího vodního rozvodu se používají beztlakové systémy umožňující ve větší míře užití plastů.

U otevřených beztlakových zásobníků je třeba při kolísání hladiny řešit otázky koroze a při přípravě teplé užitkové vody také otázky hygienického charakteru. [7]

2.6.2 Využití skupenského tepla

Od akumulační látky tvořící náplň akumulátoru tohoto typu se vyžaduje:

- teplota fázové přeměny musí odpovídat požadovanému účelu akumulace,
- chemická stálost, nízká korozivnost, nehořlavost a jedovatost,
- malé objemové změny při fázové přeměně,
- nízká tendence k podchlazení,
- vysoká rychlost krystalizace,
- dostupnost a nízká cena.

Jako akumulační látky jsou nejčastěji používány hydráty anorganických solí. Použití organických látek je méně časté. Uplatňují se především parafíny, ale jejich nevýhodou je nižší hodnota skupenského tepla tání než u hydrátů solí.

Z otázek, jež musí být při jejich užití řešeny, lze uvést ochranu proti korozi akumulátorů, potlačení tendence k podchlazení a teplotnímu rozvrstvení materiálu. Podchlazením je nazýváno to, že při nabíjení zásobníku dochází k fázové přeměně při vyšší teplotě než je vybíjení, tzn., že energie akumulovanou v latentním teple získáme na nižší teplotní hladině, než je teplota tání. Proces krystalizace lze v některých případech podnítit iniciační látkou, která podstatně omezí podchlazení, nebo je odstraní docela. Některé hydráty mají také nízkou rychlost krystalizace, dokonce tak nízkou, že omezuje jejich praktické užití, i když mají např. dobré tepelné vlastnosti a jsou levné.

Akumulace tepelné energie nemusí být vždy řešena klasickým způsobem. V posledních letech se zkoušejí stavební prvky v jejichž jádru je náplň z hydrátů solí. Používají se látky, jejichž bod tání je v rozmezí teplot 20 až 25°C. Při jejich použití se zvyšuje akumulační schopnost vytápěného prostoru při minimálním kolísání teploty stěn. [7]

2.6.3 Využití chemických reakcí

Řada chemických reakcí je doprovázena uvolňováním tepla (exotermní) či potřebou dodávat teplo během reakce (endotermní). Pokud chemické látky připouštějí verzibilitnost

procesu, tj. při rozkladu látky na výchozí složky potřebují dodávat teplo a při následujícím slučování složek teplo uvolňují, přičemž množství tohoto tepla vztažené na jednotkové množství (objemové nebo hmotnostní) je dostatečně velké, jsou cenově dostupné a mají přiměřené chování ke konstrukčním materiálům umožňujícím konstrukci akumulátoru v přiměřené ceně, jde o látky vhodné pro chemické zásobníky.

Chemické zásobníky umožňují konstruovat akumulátory menších objemů a vzhledem k tomu, že jednotlivé chemické složky se uchovávají při teplotě okolí, nevznikají tepelné ztráty a energii lze akumulovat po neomezenou dobu. Tyto vlastnosti umožňují přenos akumulované tepelné energie z místa výskytu do místa spotřeby, např. po železnici nebo silnici.

Nevýhodou chemických akumulátorů je větší komplikovanost, cena a také to, že jejich vývoj není dosud ukončen a v mnoha případech chybí praktické zkušenosti. Pochody probíhající v chemických akumulátorech se ve značné míře podobají procesům v periodicky pracujících absorpčních zařízeních.

Ve fázi akumulace tepla se uvolňuje plyn či pára, pro jejichž zkapalnění je třeba odvést určité množství tepla do okolí. Při vybíjení je nutno z okolí dodat toto dříve ztracené teplo a zařízení tedy pracuje v tomto okamžiku analogicky jako tepelné čerpadlo, tzn. odebírá teplo z okolí při nízké teplotní hladině a transformuje je na potřebnou vyšší teplotní hladinu. Proto se někdy těmto chemickým akumulacním zařízením říká chemická tepelná čerpadla.

U praktických aplikací se používají tuhé či kapalné látky, které váží látky plynné, v současné době velmi často páry čpavku nebo vody. [7]

2.6.4 Využití adsorpčního tepla

Tyto systémy využívají pro akumulaci tepla pochodu adsorpce vodní páry tuhou látkou. Tento pochod je provázen uvolňováním tepla (exotermický), při vysoušení tuhé látky je naopak zapotřebí teplo dodávat (pochod endotermický). Tento pochod je v chladicí technice znám a využíván pro vysoušení chladiva.

Jako adsorbentu lze použít stejných látek, které se užívají v chladicí technice, tj.:

- aktivovaný oxid hlinitý,

- silikagel,
- zeolity, krystalické alumosilikáty,
- uhlík (aktivní uhlí).

Tyto látky jsou chemicky inertní, nestárnou, jsou dostupné a poměrně levné. Použití není zcela bez problému, neboť akumulární schopnost těchto látek roste s teplotou, takže optimální oblast využití je nad dnes běžnou teplotní hranicí tepelného čerpadla. [7]

2.7 Chladiva

Chladivo je nositelem energie v tepelném čerpadle, bez kterého by systém nemohl fungovat. Je celá řada druhů chladiv, ale pro použití v tepelném čerpadle se hodí jen některá z nich. Mohou to být čisté jednosložkové sloučeniny, nebo směsy dvou a více sloučenin. Chladiva se dají rozdělit podle různých charakteristických vlastností. [9]

2.7.1 Označování chladiv

Písmeno R je první písmeno anglického slova „refrigerant“, chladivo. Písmeno u některých chladiv má význam „cyclic“, cyklický. V tabulce jsou popsány jednotlivé skupiny podle číselného označení.

Tabulka II. Rozdělení chladiv podle chemického složení do skupin

R10 až R50	skupina na bázi metanu
R110 až R170	skupina na bázi etanu
R216 až R290	propanová skupina
RC316 až RC318	skupina cyklických uhlovodíků
R400 až R411B	zeotropní směs chladiv
R500 až R509	azeotropní směs chladiv
R600 až R620	ostatní organické sloučeniny
R630 až R631	sloučeniny dusíku
R702 až R764	anorganická chladiva
R1112 až R1270	nenasycené uhlovodíky

2.7.2 Rozdělení chladiv podle fyzikálních vlastností

Podle teplotních vlastností a poměru složek lze chladiva rozdělit na azeotropní a zeotropní.

Azeotropní chladiva jsou taková, která se chovají jako čisté kapaliny. Během fázové přeměny z páry na kapalinu se složení par a kapaliny nemění. Mohou to být chladiva jednosložková, ale i vícesložková. Azeotropní chladivo je např. R22, R290, azeotropní směs je např. R502 či R507.

Zeotropní chladiva jsou směsi obvykle 2 až 4 druhů chladiv, která mají během fázové přeměny páry na kapalinu proměnné složení. Pokud je rozdíl teplot nasycených par složek velmi malý, nazývají se blízce azeotropními. Zeotropní chladivo je např. R407a, zatímco R404a je směs blízce azeotropní. U zeotropních chladiv se udává tzv. teplotní zklus, což je rozdíl teplot varu i při stejném tlaku.

2.7.3 Rozdělení chladiv podle chemického složení

Podle chemického složení se chladiva rozdělují na skupiny CFC, HCFC, HCF, HC.

CFC – jsou to plně halogenizované uhlovodíky a jejich směsi, tj. všechny atomy vodíku v molekule jsou nahrazeny atomy prvků ze skupiny halogenidů, tedy chlorem, fluorem, někdy i bromem. Někdy se nazývají „tvrdé freony“. Mezi tvrdé freony se řadí chladiva R11, R12, R13, R113, R114, R115, R502, R503 a další.

HCFC – jsou to chlorofluorované uhlovodíky, mají v molekule i atomy vodíku. Říká se jim „měkké freony“. Jsou to R21, R22, R141b, R142b, R123, R124.

HFC – nemají v molekule atomy chloru, jen fluor. Patří sem například R134a, R152a, R125, R32, R218, R407c, R404a.

HC – jsou to přírodní uhlovodíky a jejich směsi. Jsou zcela bez halogenidů, ale jsou hořlavé. [9]

2.8 Mazací oleje

Každé chladivo vyžaduje jiný mazací prostředek, protože se musí v oleji dokonale rozpouštět. Malé množství oleje je neustále unášeno chladivem po celém okruhu. Olej se

stále vrací zpět do kompresoru a musí jej tam být stále dostatečné množství. Dříve hojně používané minerální či alkybenzenové oleje se hodí pro chlorovaná nebo některá alternativní chladiva. Jiná alternativní chladiva vyžadují jiné druhy olejů, a to polyolesterové. [9]

3 TEPELNÝ AUDIT

Tepelným auditem se nazývá analýza všech vstupních a výstupních tepelných faktorů, které ovlivňují projektový záměr. Jsou to všechny zdroje, které produkují tepelnou energii, ale jsou to také i tepelné ztráty objektu. Tepelnými zdroji se rozumí přívod plynu, či pevných paliv pro vytápění, přívod elektrické energie, ale i tepelné ovlivnění budovy působením svitu slunce a dokonce i teplo vyprodukované lidmi. Tepelné ztráty objektů se uskutečňují především vnějšími stěnami, okny a střechou. Jsou to však také ztráty odvedené při spalování, přípravě teplé vody, větráním a klimatizací. Patří sem také ztráta tepla při pouštění teplé užitkové vody.

Všechny tyto faktory tvoří tepelný audit.

Tepelný audit se provádí především na stavbách při řešení nových vytápěcích jednotek, klimatizačních zařízení nebo nových projektových záměrů.

3.1 Zdroje nízkopotenciální energie

Nízkopotenciální energie je obsažena v každé látce kolem nás. Tuto energii lze získávat z různých zdrojů, jak z přírodních látek tak z látek vyprodukovaných lidskou činností.

Rozhodující vliv na efektivnost a účelnost pro použití tepelných čerpadel mají parametry zdroje nízkoteplotní energie. Základními parametry zdroje energie pro nízkoteplotní stranu systému tepelného čerpadla jsou teplotní úroveň a hmotnostní tok látky ze které se energie ve formě tepla přenáší.

Teplota zdroje energie je rozhodujícím faktorem pro získání největšího množství energie. Je zásadním činitelem ovlivňujícím teplotní rozdíl mezi teplotou na výstupu z tepelného čerpadla a vstupní teplotou zdroje. Dalším důležitým faktorem pro výběr nejvýhodnějšího nízkopotenciálního zdroje je hmotnostní tok energetického zdroje.

Z komplexního technicko – ekonomického hlediska je možné všeobecně formulovat tyto základní požadavky na zdroje nízkopotenciální energie pro tepelné čerpadla:

- co nejvyšší teplotní úroveň zdroje
- dostatečné množství pro daný systém

- co nejmenší teplotní rozdíl mezi požadovaným tepelným tokem na výstupu tepelného čerpadla a nízkoteplotním zdrojem energie.
- dostupnost zdroje v libovolném čase při jeho nejvyšší teplotě
- co nejmenší energetická náročnost dopravy hmotnostního toku zdroje nízkoteplotní energie do systému tepelného čerpadla
- co nejmenší fyzikální a chemické účinky zdroje na výměníky tepla (koroze, zanášení potrubí, zamrzání)
- co nejmenší další investice na získání zdroje energie
- co nejmenší závislost zdroje od geografických podmínek, podnebí a půdních podmínek.

V podstatě neexistuje zdroj nízkopotenciální energie pro tepelná čerpadla, který by optimálně splňoval všechny uvedené podmínky. Některé z uvedených podmínek jsou vzájemně neslučitelné a je zřejmé, že je těžké najít perfektní zdroj energie pro tepelné čerpadlo.

Základní zdroje nízkopotenciální energie pro tepelné čerpadla se rozdělují na přírodní a druhotné zdroje.

Rozdělení:

a) Přírodní zdroje ve formě:

- Okolního vzduchu,
- vodních zdrojů (povrchové, spodní a geotermální vody),
- tepelné energie obsažené v zemské kůře (v půdě),
- sluneční energie.

b) Druhotné zdroje:

- Forma odpadových tepelných toků plynů, kapalin a jiných látek z průmyslových technologických a ostatních netechnologických procesů.

3.2 Přírodní zdroje

Přírodní zdroje nízkopotenciální energie pro tepelné čerpadla jsou všeobecně dostupné a jejich kvantitativní a kvalitativní úroveň závisí na klimatických podmínkách, s výjimkou zdrojů energie vulkanického původu a půdních zdrojů z velkých hloubek (geotermálních vod). Množství získatelné energie z přírodních zdrojů a jejich teplotní úroveň má sezónní charakter, co se nejvýrazněji projevuje při sluneční energii, vzduchu a povrchových vodách.

Základní vlastnosti přírodních zdrojů nízkopotenciální energie vzhledem k dostupnosti podle místa a času, teploty zdroje a její změny v průběhu času, provozní a investiční náklady, zastavěný prostor, vhodnost pro masové uplatnění a specifické problémy jsou následující: [7,8,9]

3.2.1 Vzduch

Venkovní vzduch představuje neomezený tepelný zdroj energie pro tepelné čerpadlo. Zejména v těch případech, kdy tepelné čerpadlo slouží pro účely vytápění, je z ekologického hlediska venkovní vzduch nejvhodnějším tepelným zdrojem, neboť teplo odebrané je mu vráceno tepelnými ztrátami objektu, takže dochází k minimálnímu narušení přirozené tepelné rovnováhy. Vzhledem k nízké měrné tepelné kapacitě a k nízkým hodnotám součinitele přestupu tepla mezi vzduchem a povrchem výměníku tepla (výparníku) musí jím probíhat velké množství vzduchu, výparník musí mít značné rozměry a příkon ventilátoru zajišťující průtok vzduchu výparníkem není zanedbatelný.

Do výpočtu topného faktoru je třeba brát nejen příkon kompresoru, ale i ventilátoru. U vzduchového výparníku je třeba uvažovat i hlučnost ventilátoru. Tepelné čerpadla určené pro vytápění, využívající jako zdroj tepla venkovní vzduch, se zřídka staví jako monovalentní (pouze samotný zdroj tepla k vytápění). Většinou je třeba k otopnému systému kromě tepelného čerpadla připojit další zdroj tepla, který při poklesu teploty venkovního vzduchu svým výkonem doplňuje tepelné čerpadlo, nebo přebírá zcela funkci topení, protože v zimním období, kdy vzrůstá potřeba tepelného výkonu pro vytápění, teplota zdroje klesá a tím i topný výkon tepelného čerpadla. Bylo by sice možno dimenzovat tepelné čerpadlo na plný výkon s monovalentním provozem, ale takovéto tepelné čerpadlo by však bylo investičně neúměrně nákladné.

Venkovní vzduch obsahuje vždy určité procento vodní páry, jež při teplotách vzduchu blízkých 0°C, vymrzá na povrchu výparníku. Vzniklá námraza zhoršuje prostup tepla a také zvětšuje průtočné odpory na straně vzduchu. Proto musí být tato vrstva pravidelně odtávána, velmi často reverzací chodu tepelného čerpadla, což jednak zdražuje provoz tepelného čerpadla a zhoršuje průměrnou hodnotu topného faktoru. Nevýhodou venkovního vzduchu jako zdroje tepla pro tepelné čerpadlo je kolísání teploty během dne a roku.

Provozní náklady tohoto systému jsou průměrné, investiční malé (v porovnání s ostatními zdroji), požadavky na zastavěný prostor jsou malé a je vhodný pro masové uplatnění v mírném podnebním pásmu (ne v severských krajinách). Regulace je složitá vzhledem k velkým teplotním změnám prostředí. [7,8,9]

3.2.2 Voda

Voda je nejlepším zdrojem nízkoteplotní energie pro tepelné čerpadla z hlediska dobrých vlastností pro přenos tepla a vysoké hodnotě střední měrné tepelné kapacity. Problémem jsou velké průtokové množství potřebné pro tepelné čerpadla větších výkonů a nemožnost využití vodních zdrojů s nižšími teplotami než 0°C kvůli zamrznutí výparníku oběhu tepelného čerpadla.

3.2.2.1 Povrchová voda

Je velmi nepříznivou skutečností, že teplota povrchové vody klesá až k bodu mrazu a většinou v zimních měsících klesá též průtok. Jako zdroj tepla je povrchová voda vhodná v těch případech, kdy vlivem energetických děl nad místem čerpání došlo k oteplení toku (např. výstavba elektrárny).

Pro potřeby tepelného čerpadla je buďto voda čerpadlem ze zdroje odváděna k výparníku tepelného čerpadla (v tomto případě se doporučuje během roku řídit odběr z těch míst, kde je nejlepší, tj. v zimních měsících ode dna, v letních od hladiny), nebo je použit nepřímý systém, kdy v povrchové vodě je umístěn výměník tepla, který odnímá teplo vodě a pomocí teplonosné látky – nejčastěji nemrznoucí směsi – toto teplo přivádí do výparníku tepelného čerpadla. Nevýhodou tohoto nepřímého systému je, že vlivem vícenásobného přestupu tepla (voda – teplonosná látka – chladiivo) musí tepelné čerpadlo pracovat s nižší teplotou vypařovací, a tedy horšími parametry, výhodou je možnost provozu i

při teplotách vody blízkých 0°C a nezanášení teplosměnné plochy výparníku tepelného čerpadla a odstranění nebezpečí znečištění vody při netěsnosti, popř. poruše výparníku.

Při hodnocení přínosu tepelného čerpadla nesmí být zapomenuto na příkon čerpadla na vodu či teplonosnou látku a na to, že u většiny zdrojů povrchové vody její odběr, i když při současném vrácení ochlazení vody, podléhá poplatkům.

3.2.2.2 *Podzemní voda*

Podzemní vody u kterých teplota dosahuje přibližně průměrnou roční teplotu okolního vzduchu 8 až 10°C, jsou výhodným zdrojem tepla z hlediska konstantnosti a hodnoty její tepelné úrovně. Při využívání podzemní vody je třeba mít na zřeteli, že její odběr závisící na výkonu tepelného čerpadla a stupni ochlazení většinou mnohonásobně překračuje běžnou spotřebu vody, takže vydatnost pramene musí být dostatečná. Lze přibližně uvažovat spotřebu 70 až 110 l.hod⁻¹ vody na 1 kW topného výkonu.

Výhodnost použití podzemní vody jako zdroje tepla se projevuje při nízkých teplotách okolního vzduchu, tzn. především u tepelného čerpadla s provozem monovalentním.

V těchto případech se budují 2 studny, jedna čerpací, z níž je voda odnímána, a jedna vsakovací, do níž je ochlazená voda vrácena. Obě studny musí být v dostatečné vzdálenosti, vsakovací podle možnosti ve směru proudění podzemních vod. Při větším odběru vody bývá upozorňováno na to, že zvýšením proudění v podzemí dochází po čase k zanesení vodních cest, což může ovlivnit vydatnost pramene. V těchto případech lze doporučit reverzaci funkce studní.

Odnímání tepla podzemním vodám ve větší míře může působit nepříznivě ekologicky kvůli hospodaření s vodními zdroji.

Investiční náklady v případě systému dvou studní závisí na ceně vrtů a obvykle jsou vysoké. Provozní náklady jsou se vzduchem srovnatelné. Vhodnost pro instalaci závisí nejvíce na vydatnosti pramene. [7,8]

3.2.2.3 *Geotermální vody*

Dostupnost závisí na konkrétní lokalitě. Teplotní úroveň je podle konkrétní lokality od 15 do 90 °C. Geotermální vody o teplotě vyšší než 40°C je vhodné využít přímo. Jako

zdroj tepla pro tepelné čerpadlo lze použít tuto vodu již ochlazenou, popř. vodu získávanou při nižší teplotě.

Investiční náklady závisí na ceně vrtů a podle lokálních případů výskytu. Provozní náklady jsou malé.

Problémem je možnost koroze a zanášení v závislosti na mineralizaci vody. Výhodou je jednoduchá regulace oběhu tepelného čerpadla a dosažení vysoké hodnoty topného faktoru systému. [7]

3.2.3 Půda

Je všeobecně známo, že v našich klimatických podmínkách ani v nejstudenějších dnech neklesá teplota půdy v hloubce 0,8 – 1 m pod teplotu mrazu, takže do těchto hloubek jsou bez nebezpečí ukládána vodovodní potrubí. Tato skutečnost motivuje řadu projektantů tepelných čerpadel určených pro otopné účely k tomu, aby využili tepla obsaženého v půdě jako nízkopotenciálního tepelného zdroje. V těchto případech se do půdy ukládají svazky trubek nejčastěji z polyetylenu jimiž proudí teplonosná látka, jež odjímá půdě teplo a předává je chladiivu ve výparníku tepelného čerpadla. Pro vybudování tohoto systému se uvádějí následující doporučené hodnoty:

- průměr trubky 20 – 25 mm
- rozteč mezi trubkami 0,5 – 1,8 m, průměrně 1 m
- hloubka uložení 0,5 – 3 m v závislosti na druhu půdy
- jednotkové odnímané teplo 6 – 40 W.m⁻² plochy pozemku, podle ročního období
- maximální délka trubky ve svazku 100 m

Půda je výhodným zdrojem nízkopotenciální energie pro tepelné čerpadlo zejména z hlediska teplotní úrovně, poměrně malých tepelných fluktuací se zvětšující se hloubkou, dostupnosti a tepelné kapacity. Termofyzikální vlastnosti půdy jako je hustota, střední měrná tepelná kapacita a koeficient tepelné vodivosti závisí na různých typech půdy, přičemž hustota a obsah vlhkosti v rozhodující míře mají vliv na koeficient tepelné vodivosti.

U výměníku tepla zakopaném pod povrchem země výrazně ovlivňuje dosažitelný topný faktor teplotní úroveň půdy, která se přes celý rok mění a v zimním období klesá na hranici použitelnosti tohoto zdroje. Nevýhodou je také, že vybudování tohoto systému je náročné na zemní práce a je podmíněno dostatečně velkou plochou pozemku a tím jsou zde vysoké pořizovací náklady.

Vzniká také otázka, zda tepelné čerpadlo bude s tímto zdrojem schopno zajistit celoroční potřebu tepla pro vytápění v monovalentním provozu, tj. bez pomocného tepelného zdroje, neboť by musel být vybudován investičně nákladný, rozsáhlý půdní systém, který by musel být dimenzován na výpočtové hodnoty otopného systému s tím, že po velkou část otopné sezóny by byl předimenzován.

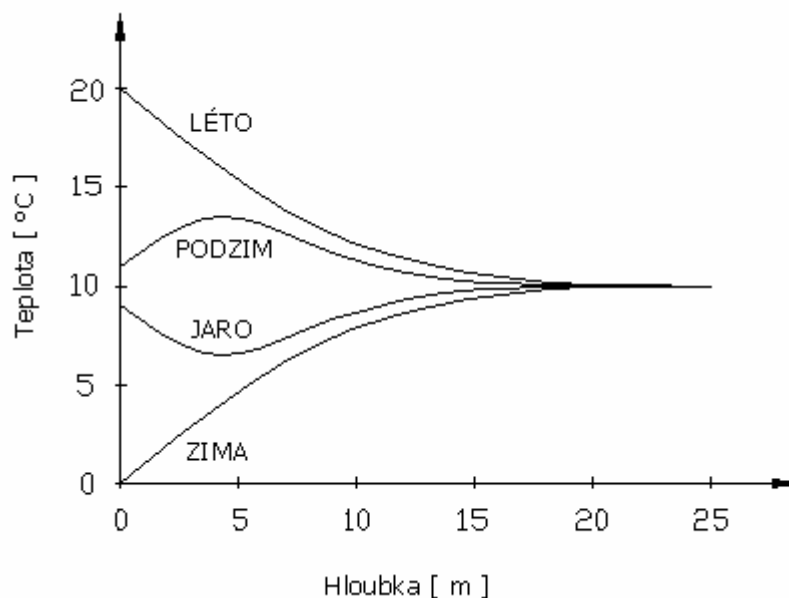
V neprospěch tohoto způsobu získávání nízkopotenciálního tepla hovoří skutečnost, že totiž v nejstudenějších měsících lze půdě odnímat nejmenší teplo, přičemž obzvláště v jarních měsících s hloubkou uložení množství odnímaného tepla klesá. Odnímá-li se půdě teplo, v závislosti na vlastnostech půdy, hloubce spodní vody, uspořádání a umístění trubkového systému a množství odnímaného tepla klesá v oblasti ovlivněné výměníkem tepla teplota. S poklesem teploty dochází k difúzi vody do míst uložení trubek. Tato voda při podnulových teplotách teplonosné látky namrzá na vnějším povrchu trubek při chodu tepelného čerpadla. V době klidu většinou přívodem tepla z okolí roztává.

Při využívání půdy jako zdroje tepla je tedy třeba vždy počítat s poklesem teploty v půdě v místě odběru tepla pod její normální teplotu.

Teplota půdy v hloubce okolo 15 m je přibližně stejná po celý rok. (viz Obr.4) Vrty se projektují obvykle 70 až 120m hluboké a tím odstraňují nevýhody výše zmíněných podpovrchových výměníků jako je kolísání teploty podle ročního období a zabrání velkého pozemku. Výhodou tohoto systému jsou malé provozní náklady a topný faktor je přibližně po celý rok stejný. Problematické jsou však vysoké investiční náklady na vyhloubení vrtu a s tím spojené náklady na zařízení a materiál.

Další nevýhodou použití půdy jako zdroje nízkopotenciální energie pro tepelné čerpadla je omezení dané geologickou stavbou zemské kůry, což znemožňuje instalaci trubek výměníku tepla v skalnatých, resp. velmi tvrdých terénech, a poměrně velké a těžko přesně vyčíslitelné investiční náklady tohoto systému. Prakticky nepřipadají v úvahu opravy trubkových výměníků zakopaných v zemi při případném poškození.

Proto vhodnost na velké použití je omezená a závisí na konkrétních podmínkách v dané lokalitě. [7]



Obr. 4. Průběhy teplot v zemi v závislosti na ročním období

3.2.4 Sluneční záření

Sluneční záření převedené solárním systémem na tepelnou energii může sloužit jako energetický zdroj pro tepelné čerpadlo. Na vnější obal zemské atmosféry dopadá ze slunce 1 340 až 1390 W což představuje solární konstantu. Průchodem přes atmosféru se sluneční záření částečně absorbují víceatomovými plyny obsažených ve vzduchu a rozptyluje odražen paprsků od molekul vzduchu a částec prachu.

Na rozdíl od ostatních přírodních zdrojů tepla v určitých ročních obdobích při dostatečně velkém a vhodně pro tento účel konstruovaném solárním systému se jím dosahuje takových teplot a množství tepla, že není třeba použít tepelné čerpadlo. Je tedy solární systém zejména v letních měsících konkurence schopný tepelnému čerpadlu, takže se stavějí jednak pouhé solární systémy určené pro ohřev látek (nejčastěji vzduchu a vody) hlavně v letních, méně často v přechodných měsících, jednak se tyto systémy doplňují tepelným čerpadlem, přičemž tato kombinace vede k zlevnění vlastního solárního systému a většinou k prodloužení doby jeho provozu. Návrh systémů využívajících sluneční záření je otázkou

ekonomickou, při jejímž řešení se vychází především z ceny tepelného čerpadla a solárního systému, zejména kolektorů nebo absorberů.

Sluneční kolektory je možné podle stupně koncentrace slunečního záření rozdělit na ploché a koncentrační. Podle použité pracovní látky dělíme sluneční kolektory na kapalinové a vzduchové. U nízko-teplotních systémů, pracujících s teplotami do 50 až 60 °C se nejčastěji používají ploché kolektory, méně často koncentrující nebo vakuové. Konstrukce kolektorů je vždy určitým kompromisem mezi teoretickými poznatky a výrobními možnostmi. Nejlepší nemusí být vždy kolektory s největší účinností; mnohdy jsou vhodnější kolektory jednoduché, jež mají sice nižší účinnost, ale jsou levnější a v provozu spolehlivé při dostatečné životnosti. Na základě těchto úvah je třeba posuzovat i vhodnost použití jednoduchého či dvojitého zasklení kolektoru, popř. vypuštění krycích skel vůbec a přechod na solární absorber. Obzvláště v poslední době se věnuje zvýšená pozornost solárním absorberům, které se uplatňují jako tzv. absorpční střechy, popř. absorpční fasády. V těchto případech plní absorbery dvojí funkci: jednak přeměňují sluneční záření na tepelnou energii sice s menší účinností, zejména při vyšších teplotách ohřívání látky, ale na druhou stranu s velkým povrchem a při nízké ceně. Jednak chrání budovu před vlivy povětrnostními a tím přebírají funkci normální střechy či fasády.

V našich zeměpisných podmínkách jsou nejpříznivější předpoklady pro získávání přímého slunečního záření u jižně orientovaných ploch. V ročním průměru jsou nejpříznivější podmínky při skloně 45 °C.

Sluneční záření je dostupné podle místa všude, podle času je proměnlivě nepředvídatelné a teplotní úroveň závisí od stupně koncentrace a může dosáhnout libovolné hodnoty.

Investiční náklady jsou většinou vysoké, zatímco provozní náklady nízké. Vhodnost na masové použití závisí na mnoha parametrech jako jsou klimatické podmínky, investiční náklady a další. Problémem je potřeba použít akumulátory tepla, resp. dodatkové zdroje tepla, při využívání sluneční energie v zimních měsících na vytápění, přípravu užitkové vody apod. [7]

3.3 Druhotné zdroje

Druhotnými zdroji energie rozumíme také druhy energií z odpadových energetických toků z rozličných technologických i jiných tepelných procesů, které se dají různým způso-

bem ekonomicky využít. Nepatří však do nich tepelné toky, které jsou prakticky nevyužitelné, jako např. tepelné ztráty budov, rozvodů a rozličných zařízení na přestup tepla do okolí.

Jednu skupinu odpadního tepla tvoří tepla obsažená v látkách, jež opouštějí technologické pochody za teploty vyšší, než je současné teplotě okolí. Pokud mají tyto látky teploty nižší, než jsou teploty vhodné pro rekuperaci tepla, mohou být vhodným zdrojem tepla pro tepelná čerpadla. Protože většina standardních tepelných čerpadel má omezenou vypařovací teplotu jak horní, tak i dolní teplotní hranici, je u teplejších odpadních látek vždy vhodné a mnohdy i nutné počítat s rekuperací tepla či přímým užitím pro otop, popř. předehřev látek a jako zdroje tepla pro tepelné čerpadlo užít až ochlazené odpadní látky.

Vzhledem k různorodostem těchto látek co do druhu a teploty lze poskytnout toto obecné doporučení, neboť každý konkrétní případ musí být řešen samostatně.

Zdroje odpadního tepla ve formě toků rozličných látek z průmyslových a jiných tepelných procesů je možné podle původu rozdělit na:

- Tepelné toky vznikající zvyšováním teplotní úrovně chladících médií při chlazení kompresorů, rozličných motorů, v chladících soustavách kondenzačních elektráren, při chlazení v potravinářském průmysle apod. Chladícími médii bývají zejména kapaliny (většinou voda).
- Teplo látek, které vystupují z tepelných procesů. Jde především o plyny, rozličné výrobky, strusku apod. Teplotní úroveň těchto látek bývá různá v závislosti na konkrétním tepelném procesu, kterého se zúčastňují. Do této skupiny zařazujeme i teplý vzduch odcházející při větrání využitý ve vzduchotechnických zařízeních.
- Tepelné toky získané přestupem do okolí při vysokých teplotách jako jsou ztráty stěnami a dveřmi průmyslových pecí. Ekonomické využití těchto tepelných toků naráží zatím na technické těžkosti kvůli konstrukčnímu provedení získávání tohoto tepla pro další užití.
- Odpadové teplo ve formě výparného tepla vody obsaženého ve spalinách. Z tohoto druhu odpadového tepla, které je dáno rozdílem spalovacího tepla a výhřevnosti paliva.

Z uvedených energetických zdrojů ve formě odpadních tepel je možné jako zdroj nízkopotenciální energie pro systémy tepelných čerpadel výhodně využít zejména odpadové teplo z průmyslových a jiných tepelných procesů přenášené toky tekutin s tepelnou úrovní vhodnou pro konkrétní oběh tepelného čerpadla.

Odpadové teplo s tepelnou úrovní vhodnou pro využití v systémech tepelných čerpadel se vyskytuje v potravinářském průmyslu převážně ve formě teplých odpadních vod. V energetice zejména ve formě chladících vod kondenzátorů parních turbín.

V chemickém průmyslu kde se vyskytuje mnoho odpadních tepelných toků vhodných pro tepelná čerpadla se využívají zejména jako součást technologie.

Za vhodný zdroj nízkopotenciální energie je možné pokládat i odpadní tepelné toky z netechnologických procesů jako jsou tepelné toky dané teplým vzduchem odcházejícím z místností při větrání a odpady odtékajícími z lidských sídel do kanalizace. Tyto odpadní tepla mají vhodnou tepelnou úroveň a vyskytují se v množství které není pro využití zanedbatelné. [7]

4 SDÍLENÍ TEPLA

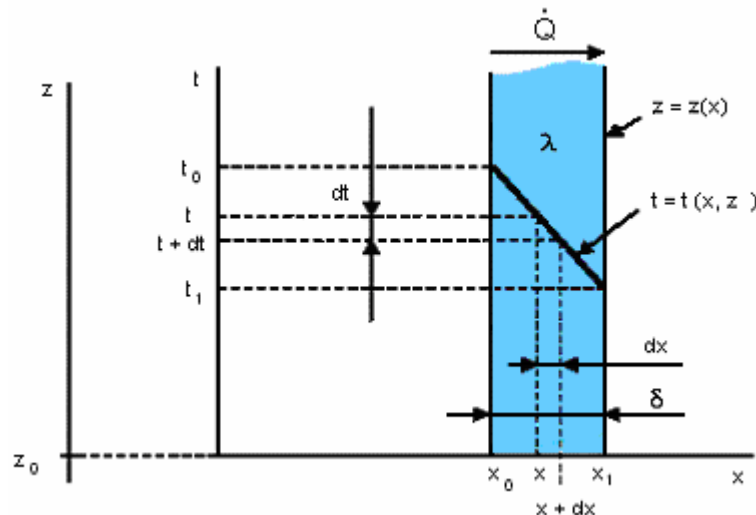
Sdílení tepla je děj, při kterém dochází k přenosu tepelné energie z jednoho místa systému na místo jiné. Pokud má k tomuto přenosu docházet bez přívodu vnější práce, je podmíněn rozdílem teplot v systému

Tepelným tokem nazýváme tok tepla, který přechází od tělesa s vyšší teplotou k tělesu s nižší teplotou. Podle toho, v jakém prostředí a na jakých fyzikálních základech se tento pohyb tepelné energie uskutečňuje, rozeznáváme sdílení tepla vedením, prouděním a zářením hmoty. [1,4]

4.1 Vedení (kondukce)

Při vedení se teplo šíří pouze v důsledku tepelného pohybu strukturních částic hmoty (molekul, atomů a volných elektronů). V ryzí formě nastává sdílení tepla vedením v tuhých tělesech a ve velmi tenkých nepohybujících se vrstvách kapalin nebo plynů. [3]

4.1.1 Vedení tepla – deska



Obr. 5. Vedení tepla deskou

Fourierův zákon vedení tepla:
$$d\dot{Q} = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx} \cdot dS \quad (2)$$

Intenzita toku tepla: $q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad q = \frac{d\dot{Q}}{dS} \quad (3)$

Po integraci (deska): $\dot{Q} = -\lambda \cdot \frac{t_0 - t_1}{x_0 - x_1} \cdot S = \lambda \cdot \frac{t_0 - t_1}{\delta} \cdot S \quad (4)$

Odpor vedení tepla: $R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (5)$

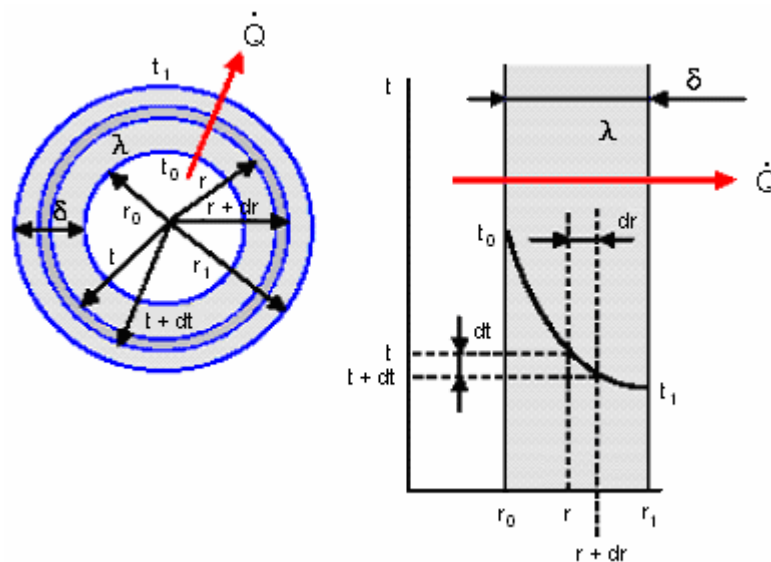
\dot{Q} – tepelný tok [W]

S – teplosměnná plocha [m²]

λ – součinitel tepelné vodivosti [W.m⁻¹.K⁻¹] = [kg.m.s⁻³.K⁻¹]

δ – tloušťka stěny [mm]

4.1.2 Vedení tepla – válec



Obr. 6. Vedení tepla válcem

Fourierův zákon vedení tepla: $\dot{Q} = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot S \quad (6)$

Teplosměnná plocha: $S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$ (7)

$$d\dot{Q} = -2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot r$$
 (8)

Po integraci (válec): $\dot{Q} = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda \cdot \frac{t_0 - t_1}{\ln\left(\frac{d_1}{d_0}\right)}$ (9)

\dot{Q} – tepelný tok [W]

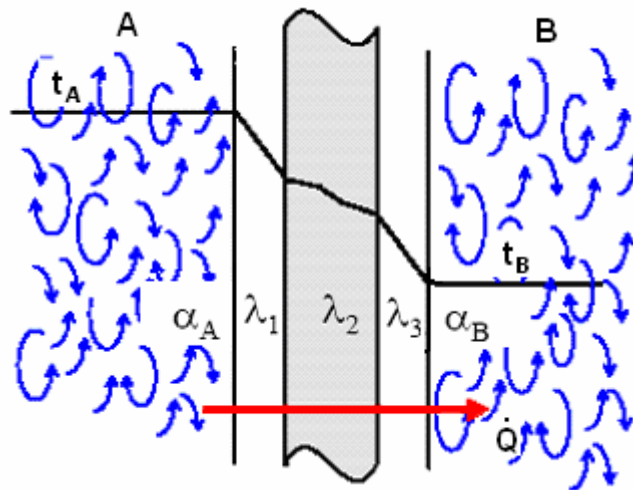
S – teplosměnná plocha [m²]

λ – součinitel tepelné vodivosti [W.m⁻¹.K⁻¹] = [kg.m.s⁻³.K⁻¹]

δ – tloušťka stěny [mm]

4.2 Proudění (konvekce)

Při proudění se teplo šíří účinkem tepelné vodivosti a bezprostředního směšování molekulárních (složek tvořených velkým počtem molekul) částí prostředí z jedné oblasti prostoru do druhé. Sdílení tepla prouděním nastává v pohybujících se kapalinách, plynech a sypkých látkách. Teplo se může šířit konvekcí při volném nebo nuceném proudění. K nucenému proudění dochází působením tlakových sil (proudění účinkem tlakového spádu). Samovolné přemísťování tekutiny probíhá následkem její rozdílné hustoty v různých místech prostoru (přirozená konvekce). Způsob pohybu tekutiny může být velmi rozdílný. Proudění je laminární, mají – li jednotlivé proudnice lineární charakter bez poruch v příčném směru, nebo turbulentní, jestliže v proudu vznikají poruchy a dochází k příčnému přemísťování částic tekutiny. Blízko povrchu obtékaného tělesa existuje vždy mezní vrstva tekutiny s největším rychlostním spádem. Proudění v mezní vrstvě může být laminární nebo turbulentní v závislosti na celkovém charakteru proudění. [2,3,5]



Obr. 7. Prostup tepla

4.2.1 Deska

Tepelný tok:
$$\dot{Q} = k \cdot (t_A - t_B) \cdot S \quad (10)$$

Součinitel prostupu tepla:
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_A} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_B} \quad (11)$$

4.2.2 Válec (trubka)

Tepelný tok:
$$\dot{Q} = k_l \cdot (t_A - t_B) \cdot L \quad (12)$$

Součinitel prostupu tepla:
$$\frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_A \cdot d_A} + \sum_{j=1}^n \frac{\ln \frac{d_{j+1}}{d_j}}{2\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_B \cdot d_B} \quad (13)$$

\dot{Q} – tepelný tok [W]

λ – součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

t_A, t_B – teploty prostředí [$^{\circ}\text{K}$]

α_A, α_B – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

k, k_L – součinitel prostupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

d_A, d_B – vnitřní, vnější průměr trubky [m]

S – teplosměnná plocha [m^2]

L – účinná délka trubek [m]

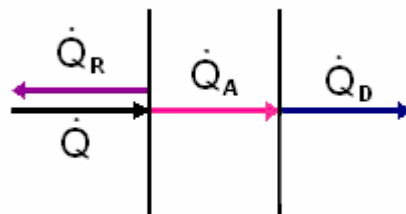
4.3 Sálání (radiace)

Při sálání se teplo přenáší z jednoho tělesa na druhé účinkem elektromagnetického vlnění mezilehlým prostředím, jímž tepelné záření může procházet. Při tomto pochodu se část vnitřní energie vyzařujícího tělesa mění ve vyzařovanou energii šířící se elektromagnetickým polem a znovu se transformující v energii tepelných pohybů strukturálních částic při dopadu na druhé (ozařované) těleso.

Při sdílení tepla sáláním je energie předávána tepelným zářením vlnových délek 0,3 – 40 μm . Energie záření, která dopadá na libovolné těleso, je jím částečně pohlcována, část energie tělesem projde a část se odrazí zpět do okolního prostoru v závislosti na vlastnostech a struktuře tělesa, tvaru a stavu jeho povrchu.

Dopadne – li na těleso určitý zářivý tok \dot{Q} , část \dot{Q}_R se odrazí, část \dot{Q}_A se pohltí a část \dot{Q}_D tělesem projde. [2,3,5]

$$\dot{Q}_R + \dot{Q}_A + \dot{Q}_D = \dot{Q} \quad (14)$$



Obr. 8. Zářivý tok

5 VÝMĚNÍKY TEPLA

Výměníky tepla jsou konstrukční prvky, které zprostředkovávají přenos, neboli výměnu tepla mezi médii tak, aby nedošlo k jejich fyzickému kontaktu. Pro výměnu tepla platí druhá věta zákona termodynamiky, který říká, že teplo se předává pouze z prostředí s vyšší teplotou do prostředí s nižší teplotou. Mezi médii musí vždy existovat teplotní rozdíl.

V tepelném čerpadle slouží výměníky k předávání tepla z vnějšího prostředí, tedy ze zdroje tepla, do chladiva v chladivovém okruhu a z něj pak do vody topného systému. Podle použití se nazývají výparníky nebo kondenzátory.

Každý tepelný výměník je charakterizován celou řadou parametrů. Jedním z nich je plocha, přes kterou se obě média stýkají. Dalším důležitým parametrem je závislost tlakových ztrát na průtoku média. Přenesený výkon závisí mimo jiné na množstevním průtoku za jednotku času a teplotním spádu. [9]

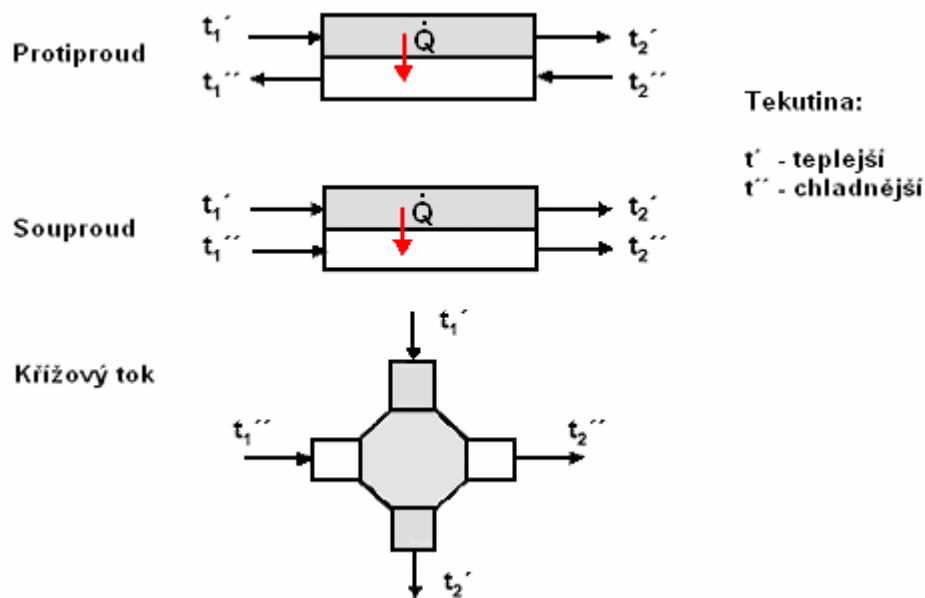
5.1 Základní rozdělení výměníků

- **Rekuperační výměníky** – zahřívající a zahříváné prostředí (nosiče tepla) je odděleno pevnou stěnou. Přenos tepla probíhá nepřetržitě při nepřerušovaném toku látek. Výhodou rekuperátorů je jejich těsnost a schopnost provozu při značných tlakových rozdílech zahřívajícího a zahříváného prostředí.
- **Regenerační výměníky** – teplosměnná plocha je střídavě obtékána zahřívacím a zahříváním prostředím. Při obtékání zahřívajícího prostředí se akumuluje teplo v materiálu regenerátoru za současného ochlazování tohoto prostředí. Akumulované teplo se ve druhé fázi odevzdává protékajícímu zahřívánému prostředí. Regenerátory mají výhodu v tom, že zabírají málo místa a velká ucelenost jejich konstrukce. Mají však nedostatek spočívající ve složitosti konstrukce a nemožnosti provozu při větších tlakových spádech mezi prostředím zahřívajícím a zahříváním.
- **Směšovací výměníky** – jsou to odlišné výměníky od předchozích dvou druhů, protože se v nich zahřívací i zahříváné látky přímo stýkají. Výhodou těchto výměníků, zvláště kondenzátorů, je jejich jednoduchost a vel-

ká ucelenost. Jejich nedostatkem je však nevhodnost pro široké uplatnění, protože není možné od sebe oddělit ochlazující kapalinu a kondenzát. [3]

5.2 Rozdělení výměníků podle toku tekutin

Rozlišujeme několik druhů vzájemného pohybu teplotnosných prostředí (nosičů tepla). Hlavními z nich jsou protiproud, souproud a křížový tok. Kromě toho rozeznáváme mnohonásobně zkřížený tok, paralelní smíšený tok a postupně smíšený tok.

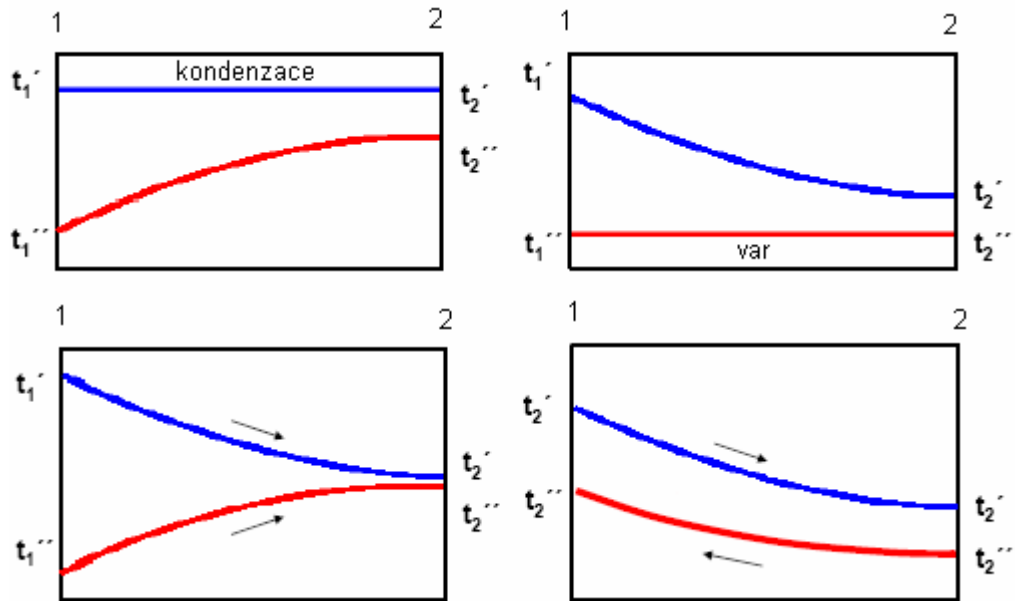


Obr. 9. Hlavní druhy vzájemného pohybu teplotnosného prostředí

Při souproudu nemůže teplota zahřívajícího prostředí dosáhnout větší hodnoty než jakou má nižší teplota zahřívajícího prostředí.

Při protiproudu může zahřívající prostředí dosáhnout teploty blízké se nejvyšší teplotě zahřívajícího prostředí.

Všechny ostatní případy vzájemného pohybu představují zvláštní případy těchto dvou hlavních způsobů. [3,5]



Obr. 10. Průběh teplot ve výměnících tepla

5.3 Tepelný výpočet výměníku

Při výpočtu sdílení tepla výměníku jsou obvykle známy počáteční hodnoty parametrů teplosných prostředí a teplosměnná plocha. Neznámy bývají konečné teploty prostředí (ověřovací výpočet). Jindy bývají známy počáteční a konečné teploty teplosných prostředí a neznámá bývá velikost teplosné plochy (konstrukční výpočet).

Konstrukční výpočet je mnohem jednodušší, poněvadž jsou známy teplotní podmínky pochodu, takže je nutno určit pouze potřebné geometrické charakteristiky tepelného výměníku. Někdy k tomu přistupuje ještě určení tepelného zatížení pro výpočtovou velikost teplosměnné plochy.

Při ověřovacím výpočtu je třeba zvolit teplotní podmínky pochodu, které značně ovlivňují sdílení tepla a vyžadují tedy poměrně vysokou přesnost odhadu. Při ověřovacím výpočtu se používá dvou metod, z nichž první je metoda postupného přibližování a vede k volbě neznámých teplot. V tomto případě je postup i metodika stejná jako při výpočtu konstrukčním. Druhá metodika vede k přímému stanovení hledaných teplot bez odhadu. Zde se zavádějí pomocné parametry, jichž se při konstrukčním výpočtu nepoužívá. Podle analogické metodiky neprovádí ověřovací výpočet s postupným přibližováním. [3]

5.3.1 Teplotní spád ve výměníku

Při souproudu nebo protiproudu a také při konstantní teplotě jednoho prostředí platí:

$$\text{Logaritmický střed rozdílů teplot: } \Delta t_{ls} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (15)$$

$$\text{Protiproud: } \Delta t_1 = (t'_1 - t''_1) \quad (16)$$

$$\Delta t_2 = (t'_2 - t''_2) \quad (17)$$

$$\text{Souproud: } \Delta t_1 = (t'_1 - t''_1) \quad (18)$$

$$\Delta t_2 = (t'_2 - t''_2) \quad (19)$$

$\Delta t_{1,2}$ – rozdíl vstupních a výstupních teplot zahřívacího a zahřívajícího prostředí [°C]

t'_1, t''_1 – vstupní teploty zahřívacího a zahřívajícího prostředí [°C]

t'_2, t''_2 – výstupní teploty zahřívacího a zahřívajícího prostředí [°C]

Smyslem výpočtu zařízení je určení jeho tepelného výkonu Q a konečných teplot teplosměnných prostředí při dané teplosměnné ploše S , daných průtokových množstvích a počátečních teplotách teplosměnných prostředí i známém součiniteli přestupu tepla k . Jestliže veličina součinitele přestupu tepla není známa, postupuje se při výpočtu metodou postupných přiblížení, přičemž se v prvním kroce výpočtu zvolí určitá, pro dané zařízení pravděpodobná hodnota součinitele přestupu tepla anebo častěji se odhadne konečná teplota teplosměnných prostředí a podle nich se vypočítá hodnota součinitele přestupu tepla.

K určení tohoto součinitele je přesnost potřebná při předběžném odhadu teplot menší než přesnost nutná při metodě postupného přiblížování.

5.3.2 Tepelný výkon

$$\text{Zahřívací prostředí:} \quad \dot{Q}' = \dot{m}' \cdot cp' \cdot (t'_1 - t'_2) \quad (20)$$

$$\text{Zahřívávané prostředí:} \quad \dot{Q}'' = \dot{m}'' \cdot cp'' \cdot (t''_1 - t''_2) \quad (21)$$

\dot{Q}', \dot{Q}'' – tepelný tok [W]

\dot{m}', \dot{m}'' – hmotnostní tok zahřívacího, zahřívávaného prostředí [kg.s⁻¹]

cp', cp'' – střední měrná tepelná kapacita zahřívacího, zahřívávaného prostředí [J.kg⁻¹.K⁻¹]

t'_1, t''_1 – vstupní teploty zahřívacího a zahřívávaného prostředí [°C]

t'_2, t''_2 – výstupní teploty zahřívacího a zahřívávaného prostředí [°C]

Množství tepla které je odebráno zahřívacímu prostředí se rovná přijatému teplu zahřívávanému prostředí. Potom platí:

$$\dot{Q}' = \dot{Q}'' \quad (22)$$

$$\dot{m}' \cdot cp' \cdot (t'_1 - t'_2) = \dot{m}'' \cdot cp'' \cdot (t''_1 - t''_2) \quad (23)$$

5.3.3 Výpočet koeficientu prostupu tepla

$$\text{Deska:} \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_A} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_B} \quad (24)$$

$$\text{Trubka:} \quad \frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_A \cdot d_A} + \sum_{j=1}^n \frac{\ln \frac{d_{j+1}}{d_j}}{2\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_B \cdot d_B} \quad (25)$$

k, k_L – součinitel prostupu tepla [W.m⁻¹.K⁻¹]

α_A, α_B – součinitel přestupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]

λ – součinitel tepelné vodivosti [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

d_A, d_B – vnitřní, vnější průměr trubky [m]

5.3.4 Prostup tepla

Deska:
$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ls} \quad (26)$$

Trubka:
$$\dot{Q} = k_l \cdot L \cdot \Delta t_{ls} \quad (27)$$

Logaritmický střed rozdílů teplot:
$$\Delta t_{ls} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (28)$$

\dot{Q} – množství přešlého tepla ze zahřívacího prostředí do zahřívajícího prostředí [W]

k, k_L – součinitel prostupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$]

S – teplosměnná plocha [m^2]

L – účinná délka trubek [m]

Δt_{ls} – logaritmický střed rozdílů teplot [$^{\circ}\text{C}$]

$\Delta t_{1,2}$ – rozdíl vstupních a výstupních teplot zahřívacího a zahřívajícího prostředí [$^{\circ}\text{C}$]

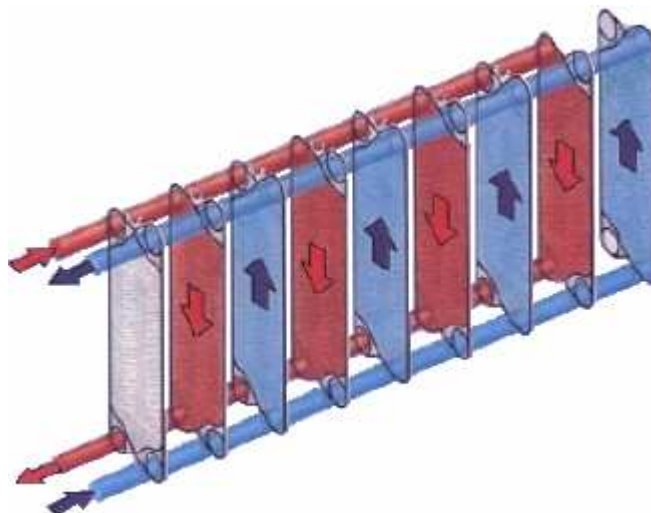
5.4 Základní druhy tepelných výměníků

Existuje celá řada různých typů výměníků. Pro přenos tepla mezi médii kapalina / chladivo se v tepelném čerpadle obvykle používají deskové a trubkové výměníky, pro přenos tepla vzduch / chladivo trubkové lamelové, doplněné ventilátorem. [8,9]

5.4.1 Deskový výměník

Skládá se ze skupiny obvykle nerezových desek, které mají speciálně tvarované proli- sy. Ty jsou tvarovány tak, že při složení na sebe vytvoří dvě skupiny kanálků, kterými pak

odděleně od sebe proudí teplotná média. Desky bývají k sobě na mnoha místech spájeny čistou mědí nebo niklem nebo i svařeny, takže výměník tvoří velmi kompaktní celek a snáší vysoké provozní tlaky. Běžná velikost provozních tlaků se podle konstrukce výměníků pohybuje v mezích (1,5 – 3,2) MPa, zkušební tlaky jsou až 4 MPa. Pájené či svařované výměníky jsou nerozebíratelné a počet desek se už nedá změnit. Vývody z výměníků bývají upraveny pro přišroubování, ale i pro připájení potrubí, přičemž obě sekce nemusejí mít shodné průměry ani provedení vývodů. Existují i verze rozebíratelných deskových výměníků, které se dají po rozebrání čistit. Pro tepelná čerpadla se avšak nepoužívají. Deskové výměníky pro funkci výparníků, mají-li vyšší počet desek, obvykle nad 30, mají být v provedení s distributorem (rozvaděčem) chladiva, aby se chladivo rovnoměrně rozdělilo mezi všechny desky. Distributor není samostatný díl, ale je tvořen přímo velikostí otvorů a tvarováním jednotlivých desek už při jejich výrobě.



Obr. 11. Schéma deskového výměníku

Výhodou deskových výměníků je jejich velká účinnost a vysoký přenášený výkon při malých rozměrech. Jsou velice kompaktní, snadno se montují a snesou vysoké tlaky. Jsou chemicky odolné a snadno se tepelně izolují. Někteří výrobci k nim dodávají i speciálně tepelně izolační obaly na míru.

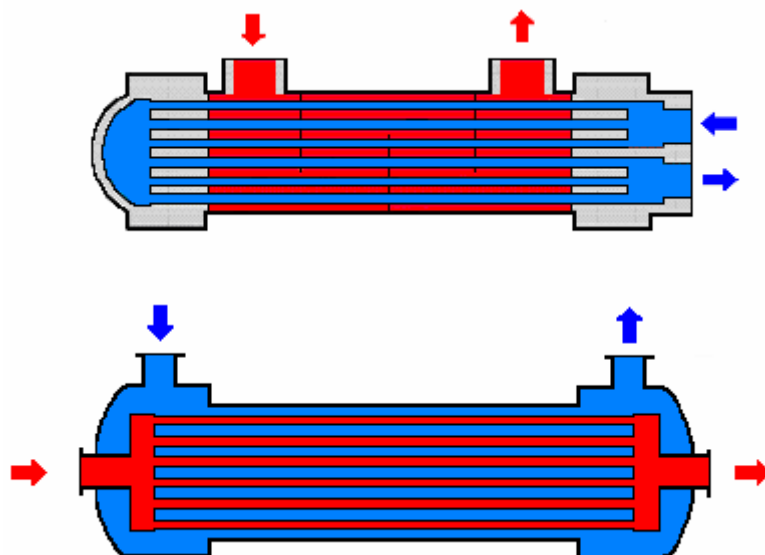
Jednou z nevýhod jsou vyšší tlakové ztráty. Ty se dají snížit použitím většího počtu desek, ale na úkor ceny. Jinou nevýhodou mohou být poměrně malé mezery mezi jejich

deskami. Snadno se mohou zanést či ucpat nečistotami. Proto se příliš nehodí pro použití u otevřených primárních okruhů, kde se mohou zanést nečistotami z vody. U pájených či svařovaných typů je pak přídatné čištění obtížné. V neposlední řadě je i jejich cena relativně vysoká. V tepelném čerpadle se ale pro své převažující výhody velice často používají. [5,9,22]

5.4.2 Trubkový výměník

Existuje celá řada druhů trubkových výměníků. Základní rozdělení je podle jejich konstrukce.

V prvním případě se jedná o výměník, který se skládá z válcové nádoby většího průměru, do které je vložena spirálově svinutá druhá trubka nebo celý svazek trubek. Ty jsou vně nebo i uvnitř výměníku propojeny paralelně do jedné. Tím se dosáhne velké teplosměnné plochy. Ve svazku svinutých trubek proudí jedno médium, obvykle chladivo u výměníku tepelného čerpadla, ve velké nádobě kolem nich pak druhé, většinou voda. Nádoby bývají nerezové, ale výměníky v tomto provedení jsou poměrně drahé. Výhodou je jednoduchá konstrukce a velice malé tlakové ztráty. Tento druh výměníku se dá použít i pro znečištěné kapaliny, protože se dá při vhodném konstrukčním provedení rozebrat a vyčistit.



Obr. 12. Schémata trubkových výměníků

Druhý typ výměníku je „trubka v trubce“ (nebo více trubek v trubce). Do jedné dlouhé trubky většího průměru je vsunuta druhá vystředěná trubka menšího průměru, nebo svazek několika slabších trubek. V mezerách mezi trubkami proudí jedno médium a ve trubce nebo trubkách druhé.

Pro dosažení velké teplosměnné plochy musí být trubky značně dlouhé a proto bývají tyto výměníky svinuty do kruhů přiměřeného průměru. Komerčně dodávané výměníky mívají jen jednu vystředěnou vnitřní trubku a oba povrchy bývají pro dosažení větších teplotních ploch žebrované. Výměníky bývají svinuté do kruhů o poměrně malých průměrech a díky žebrování nemusejí být ani příliš dlouhé. [5,9]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

6 ANALÝZA PROJEKTU

Do budov školy je přiváděno velké množství energie v nejrůznějších formách a také velké množství užitkové vody.

Největší podíl energie tvoří energie určená pro vytápění. V budovách školy je vytápění řešeno pomocí horké vody z teplárny, jejíž teplota bývá v rozmezí 110 – 140°C podle ročního období.

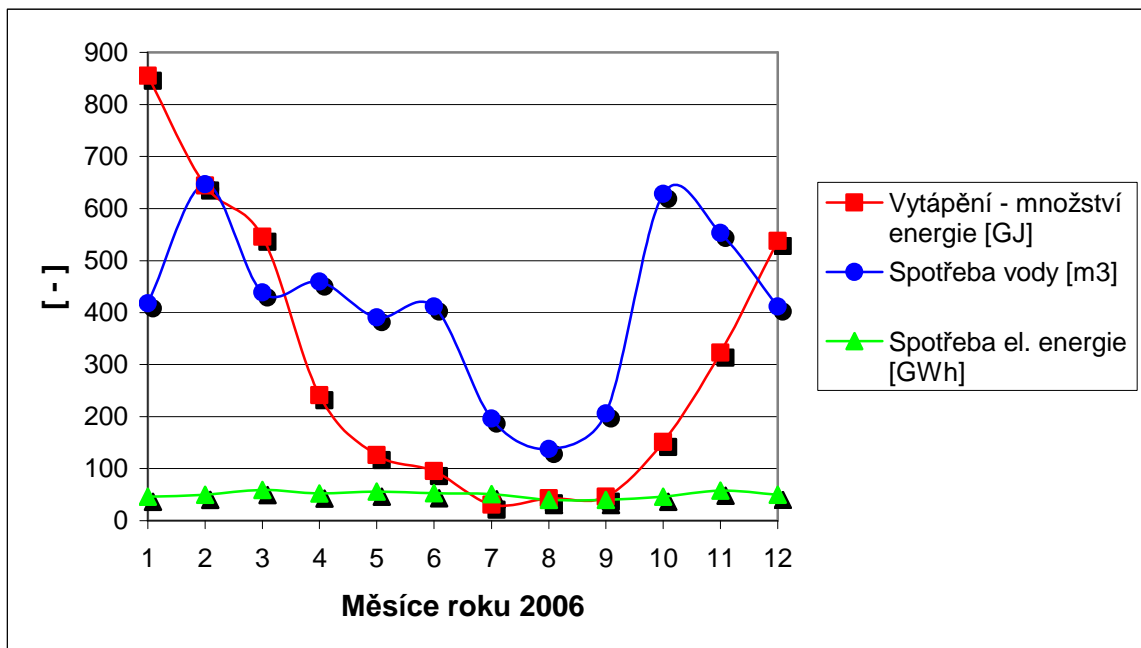
Další výraznou částí energie, která vstupuje do budov je elektrická energie.

Poslední složkou vstupující do budov je užitková voda. Užitková voda by se také dala označit jako energie, i když forma této energie je za normálních podmínek skryta. Do užitkové vody je také vkládána další energie, kterou se rozumí potenciální (tlaková) a energie na přípravu teplé užitkové vody.

Množství jednotlivých energií a užitkové vody, vstupující do budov školy od ledna do prosince roku 2006, ukazuje Tabulka III.

Tabulka III. Množství energií a užitkové vody vstupující do budov školy

OBDOBÍ 2006	Množství energie vstupující do budov U5 určené pro vytápění – horká voda. [GJ]	Spotřeba elektřiny v budovách U5. [MWh]	Množství vody vstupující do bu- dov. [m³]
LEDEN	855	46	418
ÚNOR	644	50	647
BŘEZEN	546	59	439
DUBEN	241	52	460
KVĚTEN	126	56	391
ČERVEN	95	53	412
ČERVENEC	31	51	196
SRPEN	43	40	138
ZÁŘÍ	46	40	206
ŘÍJEN	151	46	628
LISTOPAD	323	58	553
PROSINEC	538	50	412
CELKEM	3639	601	4900
PRŮMĚR	303,25	50,08	408,34



Obr. 13. Grafické znázornění energií a užitkové vody vstupující do budov U5

Na Obr.13 je možno vidět grafické znázornění množství jednotlivých energií a vody vstupující do budov U5 za jednotlivé měsíce roku 2006.

Spotřeba užitkové vody má relativně stálý charakter, mimo období prázdnin, kdy budovy U5 jsou téměř bez studentstva a její spotřeba tak klesá až na třetinu průměrné spotřeby.

Na obrázku je také možno rozeznat výrazný sezónní charakter spotřeby energie určené pro vytápění. Zdálo by se, že spotřeba této energie bude přes letní měsíce nulová, ale není tomu tak, protože tato energie mimo vytápění slouží také pro ohřev teplé užitkové vody.

Poslední částí je spotřeba elektrické energie, která je téměř konstantní po celý rok s mírným poklesem v období prázdnin.

Tento projekt je však zaměřen na co nejefektivnější využití energie z vypouštěné odpadní vody pomocí tepelného čerpadla a proto ostatním energiím nebude věnována větší pozornost.

6.1 Odpadní voda

Z budov U5 je odváděno (mimo ztráty budovy) nejvíce energie v odpadní vodě. Nejvíce zbytkově energetická voda pochází z kuchyně, sprch a umyvadel budov.

Avšak nejenom tato voda se dá využít. Za zdroj tepla se dá považovat také studená voda z vodovodu, která obsahuje nízkopotenciální energii již z okolí. Navíc tato voda, i když v malé míře, do sebe naakumulovala energii už tím, že se v objektu budov zdržela delší dobu (hlavně v zimních měsících) než došlo k jejímu užití.

Dalším zdrojem je také voda ze sociálních zařízení, protože budovu U5 navštěvuje velký počet studentů. Tato voda je navíc ohřátá působením lidského faktoru.

Ze všech těchto zdrojů se však přivádí voda do jednoho odpadu a tím jsou její teploty smíchány. Průměrná teplota odpadní vody je velmi blízká teplotě uvnitř budov, nezávisle na ročním období. Teplotní úroveň této vody je velmi výhodná pro systém tepelného čerpadla.

6.2 Výhodnost odpadní vody jako zdroje energie

Opadní voda jako zdroj energie předčívá drtivou většinu nedostatků přírodních zdrojů energie pro tepelné čerpadlo, jenž byli zmíněny v teoretické části práce.

- Teplota vypouštěné odpadní vody se v průběhu roku téměř nemění a je tak zaručen stálý výkon TČ. Neměnné podmínky na nízkotlaké straně tepelného čerpadla mají také pozitivní vliv na jeho životnost.
- Nízké provozní náklady tepelného čerpadla a vysoký topný faktor vlivem zvýšené teplotní úrovně odpadní vody.
- Na rozdíl od všech ostatním zdrojů energie není potřeba žádné hnací jednotky v primárním okruhu výparníku tepelného čerpadla. Voda je do každého místa spotřeby v budovách dopravována pod tlakem a může tedy do primárního okruhu stékat samospádem.
- U odpadní vody, nejsou potřebné žádné náklady na zemní práce a ani zabránění velkého pozemku jako je tomu u přírodních zdrojů odebírajících teplo z půdy.

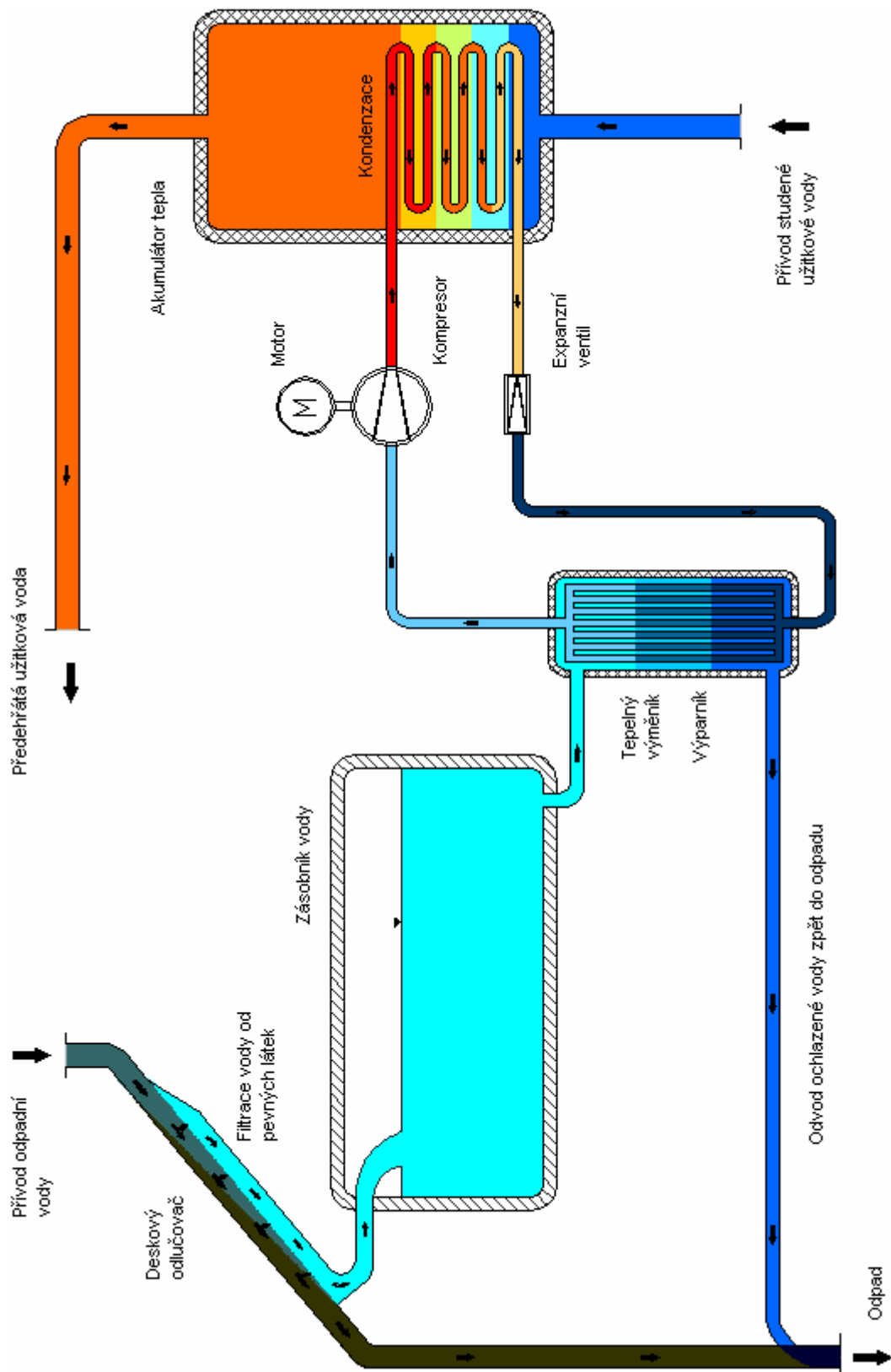
- Není způsobeno žádné ovlivnění spotřeby vody, protože zdrojem je přímo voda odtékající z budov.
- Nehrozí zamrzání výparníku tepelného čerpadla jako je tomu u systému odebírající teplo ze vzduchu, kdy při teplotách blízkým nule dochází vlivem vlhkosti procházejícího vzduchu ke tvorbě námrazy na výparníku tepelného čerpadla a tím k výraznému zhoršení přestupu tepla.
- Nízké pořizovací náklady celého systému, protože je již vybudováno přírodní i odpadní potrubí.

6.3 Využití projektu

Vzhledem k tomu, že produkce odpadní vody budov U5 je stálá po celý rok, mimo období prázdnin, bylo by neefektivní navrhovat tento systém pro otopný okruh kvůli sezónnímu charakteru vytápění.

Tento projekt získávání tepla z odpadní vody se pro svou provázanost jak na straně zdroje, tak na straně spotřeby tepla, nejefektivněji hodí pro ohřev teplé užitkové vody, protože potřeba této vody je celoročně stejná jako vypouštění odpadní vody.

7 PROJEKTOVÉ ŘEŠENÍ ZÁMĚRU



Obr. 14. Projektové schéma

Na projektovém schématu (Obr.14) lze vidět jak odpadní voda samospádem teče k deskovému odlučovači, kde jsou od této vody oddělovány pevné látky, které pokračují dál do odpadu.

Odpadní voda zbavená pevných látek vtéká do zásobníku vody. Zásobník v tomto projektu slouží k vyrovnávání plynulosti spotřeby vody přes výparník tepelného čerpadla, protože přítok odpadní vody není stálý.

Ze zásobníku teče odpadní voda již kontinuálně do primárního výměníku – výparníku tepelného čerpadla, kde je jí odebíráno teplo a ochlazená pak putuje zpět do odpadu.

Vlivem odnímání tepla odpadní vodě dochází k varu chladiva ve výparníku. Vzniklé páry jsou nasávány kompresorem. Po stlačení par kompresorem se plyn chladiva silně zahřeje.

V kompresoru se k energii nesené plynem přidá další část energie ve formě ztrátového tepla z elektromotoru kompresoru a tepla vzniklého třením.

Stlačený plyn na výtlaku kompresoru dosahuje teploty okolo 80°C a je veden do sekundárního výměníku – kondenzátoru. Tam horký plyn předá své teplo do přehřívané užitkové vody a sám kondenzuje.

Chladivo projde expanzním ventilem, čímž se ještě víc ochladí a již v kapalném stavu putuje zpět do výparníku. Ochlazené kapalně chladivo ve výparníku má teplotu nižší než vstupující odpadní voda a tím dochází opět k zahřívání a vypařování chladiva. Celý cyklus se tak opakuje.

Přehřátá voda pokračuje k dalšímu užitku.

7.1 Přípravná zařízení pro systém TČ

V tomto projektu jsou to zařízení bez kterých by celý projekt buď nemohl pracovat správně, nebo by nepracoval bezporuchově. Těmito zařízeními však není věnována větší konstrukční pozornost z důvodu obsáhlosti práce.

7.1.1 Deskový odlučovač pevných látek a vody

Deskový odlučovač je v tomto systému určen pro odloučení odpadní vody od pevných látek jako jsou exkrementy, papír a jiné cizí předměty, které se dostávají do odpadu.

Odlučovač by měl být co nejjednodušší konstrukce pro jeho snadné čištění. Pro tento projekt byla pouze teoreticky navržena plochá plechová nádoba s vnitřním sítím připojená na odpadní potrubí. Odlučovač by měl být skloněný pod určitým úhlem, tak aby přes síto docházelo k separaci veškeré odpadní vody a zároveň nedocházelo k ulpívání pevných látek na sítu, které musí odcházet dál do odpadu. V tomto odlučovači by měla být také namontována sada vodních trysek, které by zaručovali cyklické čištění plochy síta několikrát za den.

Odlučovač zaručuje bezporuchový chod systému, protože jinak by docházelo k ucpávání výparníku tepelného čerpadla.

7.1.2 Zásobník vody

Zásobník vody je v tomto případě navržen k akumulaci odpadní vody z důvodu nepravidelného vypouštění této vody. Vyrovnává velké příchozí špičky odpadní vody a pokrývá dobu, kdy do odpadu nepřichází žádná voda a tepelné čerpadlo by tak nemohlo v případě přehřívání pokleslé teploty TUV v akumulátoru pracovat.

7.1.2.1 Návrh velikosti zásobníku vody

Velikost zásobníku vody by měla být navržena tak, aby dokázal zadržovat vodu přibližně 2 hodiny bez provozu TČ. Toto je krajní případ toho, kdy probíhá vypouštění pouze studené vody a není tak zapotřebí, aby tepelné čerpadlo pracovalo a ohřívalo TUV.

Průměrná spotřeba vody za měsíc je $408,34 \text{ m}^3$. V samotném výpočtu musí být bráno ohled na to, že přes sobotu a neděli je vypouštění odpadní vody minimální a tyto dny by tedy neměli být započítány do výpočtu, jinak by byla velikost zásobníku značně poddimenzována.

Pro výpočet je bráno v průměru 21 pracovních dnů na měsíc.

$$\text{Denní spotřeba vody: } V_{UV-D} = \frac{V_{UV-M}}{p_P} = \frac{408,34}{21} = 19,44 \text{ m}^3 \cdot \text{den}^{-1} \quad (29)$$

V_{UV-D} – denní spotřeba užitkové vody [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$]

V_{UV-M} – průměrná spotřeba užitkové vody za měsíc [$m^3 \cdot \text{měsíc}^{-1}$]

p_p – průměrný počet pracovní dnů za měsíc [-]

Denní spotřeba užitkové vody byla vypočítána na $19,44 \text{ m}^3$.

Dalším omezujícím faktorem pro výpočet je vymezení denního časového useku, kdy probíhá hlavní část odtoku odpadní vody.

Přes večerní, noční a brzké ranní hodiny je vypouštění odpadní vody minimální stejně jako přes víkend a svátky. Pokud by byl výpočet hodinové spotřeby rozdělen do celých 24 hodin dne, byla by vypočtená velikost zásobníku vody také značně poddimenzována na denní špičky vypouštěné vody.

Časový úsek kdy probíhá hlavní spotřeba je přibližně od 8:00 do 17:00. I když se spotřeba děje i mimo tyto hodiny, spotřeba již je mnohonásobně menší a nemá negativní vliv na návrh velikosti zásobníku odpadní vody.

Pro výpočet velikosti zásobníku vody byl tedy určen 10-ti hodinový časový úsek.

$$\text{Hodinová spotřeba vody: } V_{UV-H} = \frac{V_{UV-D}}{t_{HS}} = \frac{19,44}{10} = 1,944 \Rightarrow 2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (30)$$

V_{UV-H} – hodinová spotřeba teplé užitkové vody [$m^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

V_{UV-D} – denní spotřeba vody [$m^3 \cdot \text{den}^{-1}$]

t_{HS} – časový úsek kdy probíhá hlavní odvod odpadní vody [h]

Pro dvouhodinovou akumulaci odpadní vody, by měla být velikost zásobníku navržena přibližně 4 m^3 .

U tohoto zásobníku vody také není potřeba projektovat žádnou izolaci, protože odpadní voda má teplotu velmi blízkou okolnímu prostředí a tím nehrozí k nežádanému přestupu tepla do okolí.

8 TEPELNÁ BILANCE ODPADNÍ VODY BUDOV U5

Celková spotřeba užitkové vody za rok 2006 byla 4900 m^3 a průměrná měsíční spotřeba včetně prázdninových měsíců byla $408,34 \text{ m}^3$.

Veškerá užitková voda přiváděná do budov je studená a až ve škole je z části této vody připravována teplá užitková voda. Ohřev TUV je realizován výměňkovou stanicí, stejně jako vytápění, pomocí horké vody z teplárny.

Množství připravované TUV však není známo, protože neprobíhá její měření. Avšak u takovýchto netechnologických objektů to bývá obvykle třetina z celkové části spotřebované užitkové vody.

Veškerá spotřebovaná voda, ať už se jedná o teplou nebo studenou, se dostává do společného odpadu a tím jsou jejich teploty vzájemně promíchány.

Měření teploty odpadní vody však nemohlo proběhnout, protože by muselo být realizováno ve velké sběrné nádrži, jenž nebylo možné a také by měření bylo ovlivněno teplotní úrovní vypouštěné vody v daném čase.

Teoretický odhad teploty vypouštěné odpadní vody byl proveden na základě dvou předpokladů:

- Při vypouštění samotné studené vody do odpadu neklesá teplota vody pod průměrnou teplotu venkovního prostředí. Průměrná celoroční teplota vody přicházející z okolí bývá v rozmezí $8\text{-}10^\circ\text{C}$. Avšak teplota vypouštěné studené vody v budovách bývá o něco vyšší, protože za čas setrvání v budovách školy do sebe naakumulovala teplo z prostředí uvnitř budov a její teplota je také zvýšena působením lidského faktoru.
- Druhým předpokladem pro teoretický odhad průměrné teploty odpadní vody je vypouštění samotné teplé vody. Teplotní úroveň vypouštěné TUV mívá však velké rozpětí podle druhu a místa spotřeby. Avšak, stejně jako odcházející studená voda, tak i teplá se po své spotřebě snaží přiblížit svou teplotou k teplotě blízké uvnitř budov.

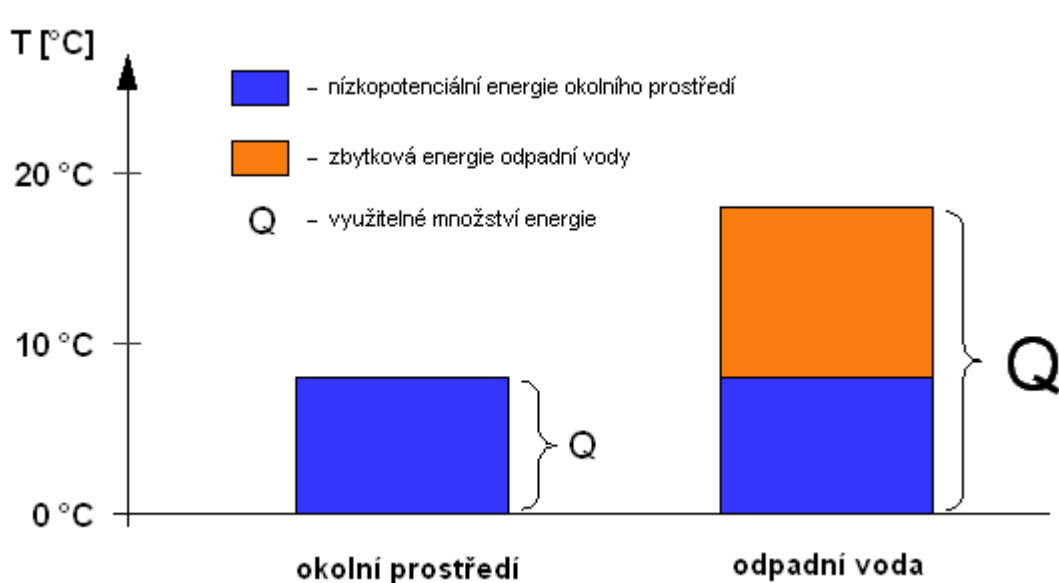
Z těchto předpokladů a také vlivem toho, že množství vypouštěné studené vody je přibližně dvojnásobné než množství teplé vody byla průměrná teplota odpadní vody odhadnuta mírně nižší než průměrná teplota uvnitř budov, což je asi v rozmezí teplot 16-18°C.

I před neodborný postup při zjišťování průměrné teploty odpadní vody se tento odhad příliš neliší od skutečnosti.

8.1 Energetická úroveň odpadní vody

V teoretické části práce bylo zmíněno, že v odpadní vodě odchází přibližně 9% energie z celkových ztrát budovy. Samotná úspora energie tohoto projektu však nebude jen ze této části energie, která je obsažena v odpadní vodě, ale díky systému tepelného čerpadla je možné také zužít nízkoenergetickou energii, kterou si voda nese sebou již z okolního prostředí.

Množství využitelné energie znázorňuje Obr.15.



Obr. 15. Využitelné množství energie.

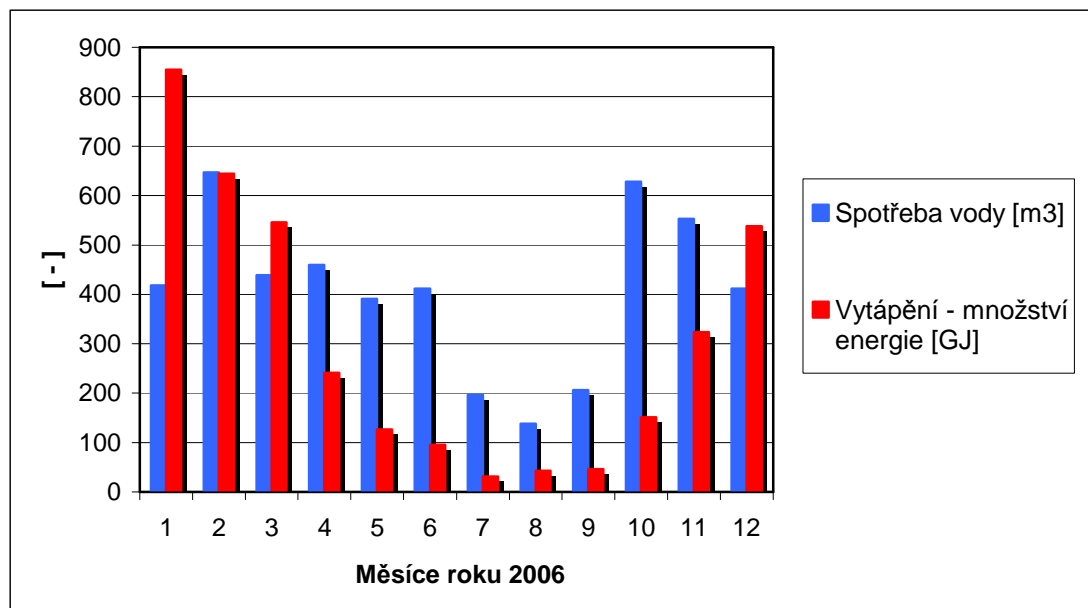
8.2 Množství energie spotřebované na přípravu TUV

Pro určení spotřebované energie musí být použit výpočet tepelné bilance, protože samotné měření spotřebované energie není monitorováno. Kvůli odhadovanému množství spotřebované TUV nebude však samotný výpočet příliš přesný.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 6 je ohřev užitkové vody realizován, stejně jako vytápění pomocí horké vody z teplárny. Tedy část energie uvedená za vytápění je spotřebována na přípravu TUV. V budovách školy probíhá ohřev TUV podle místa a druhu určení spotřeby v rozmezí teplot 45 až 55°C. Pro samotný výpočet bude brána teplota TUV 50°C.

Množství spotřebované vody a energie určené jak pro vytápění tak ohřev TUV ukazuje Obr.16.

Z obrázku lze vidět na letních měsících přibližné množství spotřebované energie na přípravu TUV, protože v těchto měsících se téměř nebo vůbec netopí.



Obr. 16. Spotřeba energie na vytápění a spotřeba vody

8.2.1 Spotřebované množství TUV za rok 2006

Pro výpočet spotřebované energie se musí vycházet z předpokladu, že spotřebované množství TUV je přibližně třetina z celkové spotřeby vody, jak již bylo výše uvedeno.

Za rok 2006 bylo spotřebováno 4900 m³ užitkové vody.

$$\text{Spotřeba TUV: } V_{TUV-R} = \frac{V_{UV-R}}{3} = \frac{4900}{3} = 1633,34 \text{ m}^3 \quad (31)$$

V_{UV-R} – množství spotřebované užitkové vody za rok 2006 [m³]

V_{TUV-R} – přibližné množství spotřebované TUV za rok 2006 [m³]

Spotřebované množství TUV za rok 2006 bylo přibližně 1633,34 m³.

8.2.2 Výpočet spotřebované energie na přípravu TUV za rok 2006

Pro výpočet spotřebované energie je brán ohřev 1633,34 m³ z průměrné celoroční teploty okolí 9°C na požadovanou výstupní teplotu TUV 50°C.

$$\begin{aligned} \text{Spotřebovaná energie: } Q_{S-R} &= m \cdot cp \cdot (t'_1 - t'_2) \\ Q_{S-R} &= 1633,34 \cdot 10^3 \cdot 4180 \cdot (50 - 9) \\ Q_{S-R} &= 279\,921\,809\,200 \text{ J} \equiv 279,92 \text{ GJ} \end{aligned} \quad (32)$$

Q_{S-R} – spotřebované množství tepelné energie za rok 2006 [J]

m – celkové množství připravované TUV za rok 2006 [kg .rok⁻¹]

cp – střední měrná tepelná kapacita vody [J.kg⁻¹.K⁻¹]

t'_1 – požadovaná teplota připravované TUV [°C]

t'_2 – vstupní teplota ohřívání vody [°C]

Spotřebované množství energie na přípravu TUV za rok 2006 bylo stanoveno na 279,92GJ.

8.3 Využitelný tepelný výkon z odpadní vody

Průměrná hodinová spotřeba vody v hlavním odběrovém čase byla v kapitole 7 vypočítána na 1,944 m³. Výpočet tepelného výkonu musí být proveden také v 10-ti hodinovém úseku, kdy probíhá hlavní odběr vody. I když bude tepelné čerpadlo, díky zásobníku vody,

pracovat cyklicky v širším časovém úseku, musí být návrh tepelného čerpadla proveden, kvůli správnému nadimenzování, podle průměrné spotřeby v hlavním odběrovém čase.

Pro tepelný výkon je nutné stanovit průtočné množství odpadní vody za sekundu:

$$V_{UV-s} = \frac{V_{UV-H}}{3600} = \frac{1944}{3600} = 0,54 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \quad (33)$$

V_{UV-s} – průměrné průtokové množství odpadní vody [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$]

V_{UV-H} – hodinová spotřeba teplé užitkové vody [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]

Průměrné průtokové množství odpadní vody přes výparník TČ bude asi $0,54 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$.

Odpadní voda se při průchodu přes výparník ochladí asi o 10°C .

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{od} &= \dot{m} \cdot cp \cdot (t'_1 - t'_2) \\ \text{Tepelný výkon:} \quad \dot{Q}_{od} &= 0,54 \cdot 4180 \cdot (17 - 7) \\ \dot{Q}_{od} &= 22\,572 \text{ W} \end{aligned} \quad (34)$$

\dot{Q}_{od} – tepelný výkon získaný z odpadní vody [W]

\dot{m} – hmotnostní tok odpadní vody [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

cp – střední měrná tepelná kapacita odpadní vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

t'_1 – vstupní teplota odpadní vody [$^\circ\text{C}$]

t'_2 – výstupní teplota odpadní vody [$^\circ\text{C}$]

Tepelný výkon, který lze získat z odpadní vody budov U5 při 10-ti hodinovém nepřetržitém pracovním cyklu TČ, je přibližně 22,6 kW.

8.3.1 Výpočet topného faktoru

Topný faktor udává kolikrát větší je získaný výkon (získaná energie) proti vynaloženému výkonu (dodaná energie). Protože je již znám tepelný výkon, který lze z odpadní vo-

dy získat, bude sloužit výpočet topného faktoru pouze k zpětnému dopočítání příkonu pro pohon kompresoru. Pro výpočet bude brána průměrná výstupní teplota TUV 50°C a teplota zdroje (odpadní vody) 17°C.

$$e_{skut} = 0,5 \cdot \frac{T_{OUT}}{(T_{OUT} - T_{IN})}$$

$$\text{Skutečný topný faktor: } e_{skut} = 0,5 \cdot \frac{273 + 50}{[(273 + 50) - (273 + 17)]} \quad (35)$$

$$e_{skut} = 4,89$$

e_{skut} – skutečný topný faktor [-]

T_{IN} – teplota zdroje tepla [°K]

T_{OUT} – teplota na výstupu tepelného čerpadla [°K]

0,5 – součinitel účinnosti tepelného čerpadla [-]

Skutečný topný faktor byl vypočítán na 4,89. Tento faktor je velmi vysoký oproti reálně pracujícím tepelným čerpadlům, díky zvýšené teplotní úrovni odpadní vody. Navíc je zaručen po celý rok.

8.4 Výpočet výkonu pro pohon kompresoru

Stanovení výkonu kompresoru se obvykle provádí z tepelného výkonu zdroje a vypočteného skutečného topného faktoru.

$$\text{Výkon kompresoru: } P_{EL} = \frac{P_{od}}{(e_{skut} - 1)} = \frac{22\,572}{(4,89 - 1)} = 5\,803\,W \quad (36)$$

P_{EL} – výkon kompresoru [W]

P_{od} – tepelný tok získaný z odpadní vody [W]

e_{skut} – skutečný topný faktor [-]

Pro pohon kompresoru je zapotřebí motor o výkonu přibližně 6 kW.

8.5 Celkový výkon tepelného čerpadla

Výkon projektovaného systému je dán součtem tepelného výkonu z odpadní vody a výkonu kompresoru:

$$\begin{aligned}
 P_{T\check{C}} &= P_{od} + P_{EL} \\
 \text{Celkový výkon:} \quad P_{T\check{C}} &= 22\,572 + 5\,803 & (37) \\
 P_{T\check{C}} &= 28\,375 \text{ W} \approx 28,4 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$P_{T\check{C}}$ – celkový výkon tepelného čerpadla [W]

P_{od} – tepelný tok získaný z odpadní vody [W]

P_{EL} – výkon kompresoru [W]

Celkový výkon tepelného čerpadla byl vypočten přibližně na 28,4 kW.

8.6 Využitelné množství energie z tepelného čerpadla za rok

Výpočet celkového množství energie se provádí z důvodu stanovení procentuálního nahrazení stávajícího systému ohřevu.

Tepelné čerpadlo o celkovém výkonu 28,4kW bude tedy teoreticky pracovat 10 hodin denně, 21dnů v měsíci a 12 měsíců v roce, podle vydatnosti produkce odpadní vody za rok 2006.

$$\begin{aligned}
 Q_{ROK} &= P_{T\check{C}} \cdot 3600 \cdot h \cdot d \cdot m \\
 \text{Získaná energie:} \quad Q_{ROK} &= 28\,375 \cdot 3600 \cdot 10 \cdot 21 \cdot 12 & (38) \\
 Q_{ROK} &= 257\,418\,000\,000 \text{ J} \\
 Q_{ROK} &\cong 257,42 \text{ GJ}
 \end{aligned}$$

Q_{ROK} – získané množství tepelné energie z odpadní vody pomocí TČ za rok [J]

$P_{T\check{C}}$ – celkový výkon tepelného čerpadla [W]

Z tepelného čerpadla by bylo získáno za rok 2006 přibližně 257,42 GJ tepelné energie.

8.7 Srovnání horkovodního ohřevu TUV s projektem TČ

Stávajícím horkovodním ohřevem bylo za rok 2006 spotřebováno přibližně 279,92 GJ na ohřev TUV (viz kapitola 8.2.2). Získaná energie z odpadní vody pomocí TČ za stejné období činí 257,42 GJ. Pro srovnání obou systémů ohřevu TUV bylo provedeno procentuální srovnání.

$$\text{Procentuální srovnání: } p = \frac{Q_{ROK}}{Q_{S-R}} \cdot 100 = \frac{257,42}{279,92} \cdot 100 = 91,96 \% \quad (39)$$

Q_{ROK} – získané množství tepelné energie z tepelného čerpadla za rok [J]

Q_{S-R} – spotřebované množství tepelné energie za rok 2006 [J]

Z uvedeného výpočtu lze vidět, že systém tepelného čerpadla dokáže nahradit přibližně 92 % stávajícího způsobu ohřevu TUV.

Z tohoto zjištění vyplívá skutečnost, že by tepelné čerpadlo mohlo celý stávající systém ohřevu TUV nahradit s malým přídatným zařízením.

Jedním z možných řešení je napojení přídatného potrubí užitkové vody do zásobníku vody, které by zásobovalo tepelné čerpadlo vodou v případě nedostatečného množství odpadní vody. I když toto řešení by bylo výhodné, muselo by být počítáno ze zvýšenou spotřebou užitkové vody.

Dalším možným způsobem, jak pokrýt zbývajících 8% potřeby chybějící energie, by mohla být projekce malé výměňkové stanice ve které by se TUV přihřívala stávajícím způsobem. Tímto opatřením by se v tepelném čerpadle zmenšil teplotní spád a tím by tak došlo ještě ke zvýšení topného faktoru.

9 VÝPOČET A KONSTRUKCE TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Pro návrh, výpočet a konstrukci tepelných výměníků je nutno znát celou řadu veličin. Nejdůležitější veličinou pro návrh je průtokové množství vody a tepelný výkon čerpadla.

9.1 Velikosti teplosměnných ploch výměníků

Pro stanovení velikosti teplosměnných ploch výměníků se v praxi používá je jednoduchého pravidla, viz tabulka IV. U výparníku se teplosměnná plocha volí obvykle 1,5x větší než u kondenzátoru.

Tabulka IV. Orientační velikosti teplosměnných ploch pro TČ podle výkonu.

Výkon TČ [kW]	Teplosměnná plocha kondenzátoru [m ²]	Teplosměnná plocha výparníku [m ²]
5	1,2	1,8
10	2,4	3,6
15	3,6	5,4
20	4,8	7,2
25	6	9
30	7,2	10,8
35	8,4	12,6
40	9,6	14,4

Větší teplosměnná plocha při návrhu nebývá v žádném případě na závadu, právě naopak. U trubkových výměníků je vhodnější problém větší plochy řešit paralelním řazením trubek, protože tím se výrazně sníží tlakové ztráty. Hranice návrhu velikosti teplosměnné plochy výměníků je tvořena jen ekonomickými možnostmi každého projektu. Avšak projekce výměníku s příliš velkou teplosměnnou plochou by vedlo ke snížení teplotního spádu ve výměníku a ten je u tohoto projektu nežádoucí, protože snahou je získání největšího množství energie z odpadní vody.

9.2 Stanovení objemového výkonu kompresoru a průměrů potrubí.

Před konstrukcí výměníku je třeba určit jednotlivé průměry potrubí chladičového okruhu. V potrubí chladičového okruhu tepelného čerpadla proudí chladičivo v plynném i

kapalném stavu. Bude se tedy vycházet z faktu, že hmotnostní průtok chladiva je v každém místě soustavy stejný. V ustáleném provozu se chladivo nikde nehromadí ani nemůže chybět. Navržené průměry potrubí budou záviset na tom, v jaké fázi se chladivo nachází a jakou má rychlost proudění. Přehled doporučených rychlostí chladiva v jednotlivých místech ukazuje tabulka V.

Tabulka V. Doporučené rychlosti proudění chladiva v potrubí.

Chladivo	Sací potrubí [m/s]	Výtlačné potrubí [m/s]	Zpětné potrubí [m/s]
	PLYN	PLYN	KAPALINA
R12	4 – 10	8 – 12	0,4 – 0,8
R22 , R502	7 – 12	10 – 15	0,4 – 0,8

U potrubí s menším průměrem bude rychlost proudění stejné fáze chladiva vyšší. Příliš malé průměry potrubí vedou ke zvýšení tlakových ztrát. Tím může také dojít ke snížení výkonu TČ pod projektovanou velikost.

9.2.1 Výběr chladiva

Pro tento projekt bylo zvoleno chladivo R22, protože se nejlépe hodí pro teplotní úroveň odpadní vody. Jedná se o azeotropní chladivo na bázi metanu. Tento druh chladiva se chová jako čistá kapalina, tzn. během fázové přeměny z páry na kapalinu se složení par a kapaliny nemění.

Termodynamické parametry běžných chladiv jsou uvedeny v příloze II.

9.2.2 Výpočet objemových průtoků chladiva R22 a výkonu kompresoru

Zadané parametry:

Tepelný výkon na výparníku: $Q = 22\,572\text{ W}$

Vypařovací teplota: 7°C

Kondenzační teplota: 50°C

Index 1 – Sací potrubí (PLYN)

Index 2 – Výtlačné potrubí (PLYN)

Index 3 – Vratné potrubí (KAPALINA)

Výpočet:

Podle přílohy II. byli určeny měrné entalpie a měrný objem pro chladivo R22:

Měrná entalpie:

$$h_1 = 407 \text{ kJ/kg (PLYN při teplotě } +7^\circ\text{C)}$$

$$h_3 = 263 \text{ kJ/kg (KAPALINA při teplotě } +50^\circ\text{C)}$$

Měrný objem (převrácená hodnota hustoty):

$$V_{M1} = 0,038 \text{ m}^3/\text{kg (PLYN při teplotě } +7^\circ\text{C)}$$

$$V_{M2} = 0,011 \text{ m}^3/\text{kg (PLYN při teplotě } +50^\circ\text{C)}$$

$$V_{M3} = 0,923 \text{ dm}^3/\text{kg (KAPALINA při teplotě } +50^\circ\text{C)}$$

$$\text{Měrná chladivost: } \quad \Delta h = h_1 - h_3 = 407 - 263 = 144 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} m_{R22} &= \frac{Q \cdot 3600}{\Delta h} \\ \text{Hmotnostní průtok chladiva: } \quad m_{R22} &= \frac{22572 \cdot 3600}{144 \cdot 10^3} \quad (41) \\ m_{R22} &= 564,3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned}$$

$$\text{Sací obj. průtok (PLYN): } V_1 = m_{R22} \cdot V_{M1} = 564,3 \cdot 0,038 = 21,44 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (42)$$

Δh – měrná chladivost [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

m_{R22} – hmotnostní průtok chladiva R22 [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]

V_1 – sací objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

V_{M1} – měrný objem plynu při teplotě $+7^\circ\text{C}$ [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

Kompresor tedy musí být schopen nasát $21,44 \text{ m}^3$ plynu za hodinu. Podle tohoto údaje se z tabulek výrobců zvolí vhodný typ kompresoru.

$$\begin{aligned}
 V_2 &= m_{R22} \cdot V_{M2} \\
 \text{Výtlačný obj. průtok (PLYN):} \quad V_2 &= 564,3 \cdot 0,011 & (43) \\
 V_2 &= 6,21 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_3 &= m_{R22} \cdot V_{M3} \\
 \text{Vratný obj. průtok (KAPALINA):} \quad V_3 &= 564,3 \cdot 0,923 \cdot 10^{-3} & (44) \\
 V_3 &= 0,521 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}
 \end{aligned}$$

V_2 – výtlačný objemový průtok plynu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

V_3 – vratný objemový průtok kapaliny [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

V_{M2} – měrný objem plynu při teplotě $+50^\circ\text{C}$ [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

V_{M3} – měrný objem kapaliny při teplotě $+50^\circ\text{C}$ [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

9.2.3 Výpočet průměrů potrubí

Pro výpočet jednotlivých průměrů potrubí musí být zvoleny rychlosti proudění v každé fázi – viz tabulka V:

$v_1 = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ – Sací potrubí (PLYN)

$v_2 = 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ – Výtlačné potrubí (PLYN)

$v_3 = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ – Vratné potrubí (KAPALINA)

$$\text{Průřezy potrubí:} \quad S_1 = \frac{V_1}{3600 \cdot v_1} = \frac{21,44}{3600 \cdot 10} = 0,0005955 \text{ m}^2 \quad (45)$$

$$S_2 = \frac{V_2}{3600 \cdot v_2} = \frac{6,21}{3600 \cdot 12} = 0,0001438 \text{ m}^2 \quad (46)$$

$$S_3 = \frac{V_3}{3600 \cdot v_3} = \frac{0,521}{3600 \cdot 0,6} = 0,000241 \text{ m}^2 \quad (47)$$

S_1, S_2, S_3 – průřez sacího, výtlačného a vratného potrubí [m^2]

V_1, V_2, V_3 – objemové průtoky v jednotlivých částech potrubí [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

v_1, v_2, v_3 – rychlosti proudění v jednotlivých částech potrubí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$\text{Průměry potrubí: } d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0005955}{\pi}} = 0,0283\text{m} = 27,5\text{mm} \quad (48)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001438}{\pi}} = 0,0135\text{m} = 13,5\text{mm} \quad (49)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000241}{\pi}} = 0,0175\text{m} = 17,5\text{mm} \quad (50)$$

d_1, d_2, d_3 – průměr sacího, výtláčného a vratného potrubí [mm]

S_1, S_2, S_3 – průřez sacího, výtláčného a vratného potrubí [m^2]

Vzhledem k poměrně velké toleranci při volbě rychlosti proudění v potrubí se volí skutečný průměr větší s ohledem na tlakové ztráty.

Sací potrubí: vypočteno 27,5mm \Rightarrow volba 36mm

Výtláčné potrubí: vypočteno 13,5mm \Rightarrow volba 22mm

Kapalinové potrubí: vypočteno 17,5mm \Rightarrow volba 26mm

9.3 Absorpční tepelný výměník

Z hlediska konstrukce byl pro tento projekt zvolen jako nejvýhodnější trubkový výměník. Tento druh výměníku byl také navržen z důvodu nízkých tlakových ztrát, protože přiváděná odpadní voda do něj vstupuje samospádem ze sběrného zásobníku. Další výhodou tohoto výměníku je možnost použití pro znečištěné kapaliny, což i očištěná odpadní voda od tuhých látek stále je.

U tohoto tepelného výměníku také není nutná projekce tepelné izolace, protože protékající odpadní voda má teplotu velmi blízkou teplotě okolí a tímto nehrozí nežádoucí přestup tepla do okolního prostředí.

9.3.1 Výpočet počtu chladivových trubek

Podle tepelného výkonu byla zvolena teplosměnná výška trubkového výměníku 1,4m. Vnější průměr chladících trubek uvnitř výměníku byl zvolen 20mm.

Velikost teplosměnné plochy výparníku byla zvolena podle Tabulky IV. 10,5m².

$$\begin{aligned}
 S_{1r} &= \pi \cdot d \cdot h \\
 \text{Povrch 1 trubky:} \quad S_{1r} &= \pi \cdot 0,02 \cdot 1,4 \\
 S_{1r} &= 0,088 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{51}$$

S_{1r} – povrch jedné chladící trubky ve výměníku [m²]

d – vnější průměr chladících trubek [m]

h – délka chladících trubek ve výměníku [m]

$$\text{Počet trubek:} \quad i_T = \frac{S_{CELK.}}{S_{1r}} = \frac{10,5}{0,088} = 119,32 \text{ trubek} \tag{52}$$

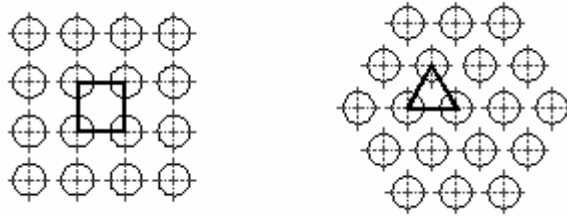
i_T – počet chladících trubek ve výměníku [m]

$S_{CELK.}$ – teplosměnná plocha trubek ve výměníku [m²]

Pro zvolenou výšku výparníku bylo vypočteno přibližně 119 trubek. Navržený počet trubek bude pak přizpůsoben k jejich uspořádání uvnitř výměníku.

9.3.2 Uspořádání trubek ve výměníku

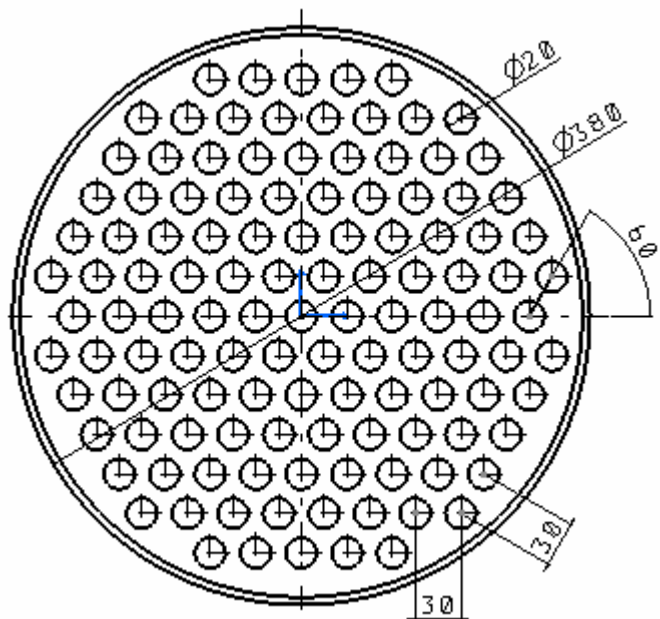
Uspořádání trubek ve výměníku bylo zvoleno tzv. do trojúhelníku. Tepelné výměníky s tímto uspořádáním trubek jsou velikostně menší než v případě uspořádání do čtverce a tím jsou minimalizovány náklady.



Obr. 17. Uspořádání trubek do čtverce a trojúhelníku

Pro navržený tepelný výměník byl podle výpočtu a návrhu uspořádání stanoven počet trubek na 121. (viz Obr.18)

Byli zvoleny trubky z mědi (výborná tepelná vodivost) o vnějším průměru 20mm s tloušťkou stěny 2mm a délkou 1400mm. Rozteč trubek 30mm.

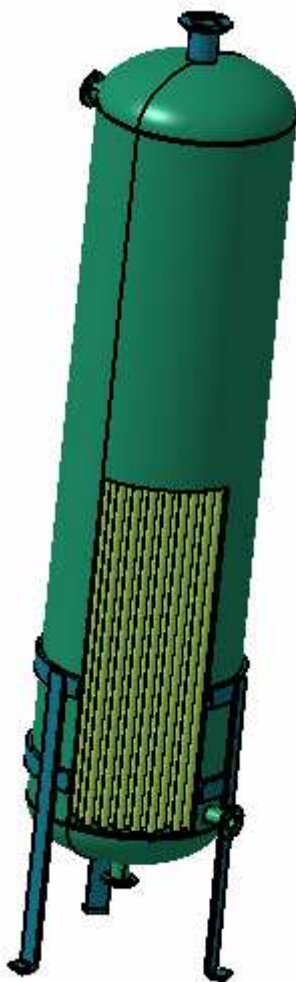


Obr. 18. Uspořádání trubek v navrženém výměníku

9.3.3 Konstrukční řešení výparníku

Ze stanoveného uspořádání a zvoleného počtu trubek vyllynul průměr celého výměníku 380mm. Vstupní průměr potrubí, kterým do výparníku proudí chladivo v kapalném stavu, má vnitřní průměr 26mm. Výstupní potrubí, jímž je plynné chladivo nasáváno do kompresoru, má navržený vnitřní průměr 36mm.

Vnitřní průměr vstupního i výstupního potrubí odpadní vody bylo stanoveno shodné jako pro vstupní potrubí chladivového okruhu 26mm.



Obr. 19. Navržený výparník tepelného čerpadla

9.4 Kondenzační tepelný výměník

Kondenzační výměník tohoto projektu bude sloužit zároveň jako zásobník TUV, protože celý projekt je zaměřen na přípravu teplé užitkové vody.

Tento zásobník je navržen z důvodu diskontinuity produkce odpadní vody a spotřeby TUV v čase.

Velikost zásobníku musí být navržena tak, aby dokázal efektivně využít přijaté množství energie z odpadní vody i bez toho, aby probíhal odběr TUV po určitou dobu, protože spotřeba vody v množství a čase je diskontinuálně nahodilá.

Návrh velikosti zásobníku TUV musí vycházet ze spotřeby užitkové vody v daném objektu pro který je navrhován.

Průměrná denní spotřeba vody budov U5 je $19,44\text{m}^3$.

Velikost zásobníku TUV byla dle odborných rad, a zkušeností navržena asi na desetinu z celkové spotřeby užitkové vody za jeden den, což je asi 2m^3 .

9.4.1 Konstrukční řešení kondenzátoru

Celkový výkon navrženého tepelného čerpadla je přibližně 28,4 kW. Velikost teplosměnné plochy kondenzátoru byla zvolena podle tabulky IV. 7 m^2 .

Od navrženého objemu zásobníku TUV 2m^3 se odvíjela volba průměru samotné nádrže na 1 m a výška 2,7m.

Typ tohoto výměníku byl zvolen, jak bývá pro tento případ obvyklé, pro velké tlaky pomocí šroubovitě stočené trubky uvnitř výměníku. Vnitřní průměr této chladivové trubky byl podle výše uvedených výpočtů navržen 22 mm. Tloušťka stěny trubky byla zvolena 4 mm s ohledem na pracovní tlak 2 MPa při kondenzační teplotě 50°C .

Pomocí známé velikosti teplosměnné plochy byla vypočítána délka trubky stočené uvnitř výměníku.

$$S_K = \pi \cdot d_v \cdot l \Rightarrow$$

$$\text{Délka výměňkové trubky: } l = \frac{S_K}{\pi \cdot d_v} = \frac{7}{\pi \cdot 0,03} \quad (53)$$

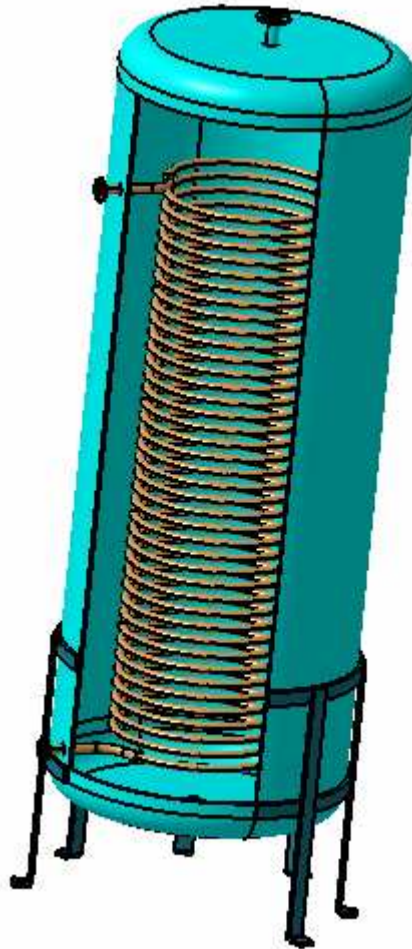
$$l = 74,27 \text{ m}$$

S_K – povrch teplosměnné plochy výměníku [m^2]

d_v – vnější průměr chladicí trubky [m]

l – délka chladicí trubky ve výměníku [m]

Stočení výměňkové trubky bylo zvoleno na průměr 600 mm s ohledem na průměr zásobníku 1 m. Na zvolené funkční délce výměníku 2 m bylo dosaženo potřebné délky trubky na 40-ti závitech s roztečí 50 mm.



Obr. 20. Navržený kondenzační výměník tepelného čerpadla

9.4.2 Výpočet výstupní teploty TUV

Předchozí výpočty využitelného množství energie z odpadní vody ukázali, že výkon tepelného čerpadla nedokáže ohřát TUV na požadovanou výstupní teplotu 50°C, a proto bude proveden výpočet teploty TUV na kterou je tepelné čerpadlo schopno užitkovou vodu ohřát.

Pro výpočet výstupní teploty TUV je nutné stanovit množství energie, které dokáže získat tepelné čerpadlo za hodinu svého provozu.

$$\begin{aligned}
 Q_{HOD} &= P_{T\check{c}} \cdot 3600 \\
 \text{Získaná energie:} \quad Q_{HOD} &= 28\,375 \cdot 3600 \\
 Q_{HOD} &= 102\,150\,000 \text{ J}
 \end{aligned}
 \tag{54}$$

Q_{HOD} – množství energie získané z tepelného čerpadla za hodinu provozu [J]

$P_{T\check{c}}$ – celkový výkon tepelného čerpadla [W]

Tepelné čerpadlo je schopno v nepřetržitém provozu získat $102,15 \text{ MJ}\cdot\text{h}^{-1}$ energie z odpadní vody.

Pro výpočet výstupní teploty TUV je potřeba stanovit množství spotřebované TUV za hodinu. Průměrná hodinová spotřeba užitkové vody byla určena na 1944 litrů a z tohoto množství tvoří třetinu TUV.

$$\text{Hodinová spotřeba TUV:} \quad V_{TUV-H} = \frac{V_{UV-H}}{3} = \frac{1944}{3} = 648 \text{ l}
 \tag{55}$$

V_{UV-H} – množství spotřebované užitkové vody za hodinu [l]

V_{TUV-H} – přibližné množství spotřebované TUV za hodinu [l]

Z vypočteného množství energie a průměrné hodinové spotřeby TUV přes hlavní odběrový čas lze vypočítat výstupní teplotu TUV.

$$\begin{aligned}
 Q_{HOD} &= m \cdot cp \cdot \Delta t \Rightarrow \Delta t = \frac{Q_{HOD}}{m \cdot cp} \\
 \text{Teplotní rozdíl:} \quad \Delta t &= \frac{102\,150\,000}{648 \cdot 4180} \\
 \Delta t &= 37,7^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{56}$$

Q_{HOD} – množství energie získané z tepelného čerpadla za hodinu provozu [J]

m – hodinová spotřeba TUV [kg]

cp – střední měrná tepelná kapacita vody [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

Výstupní teplota TUV je dána součtem vypočteného teplotního rozdílu a vstupní teploty ohřívání vody.

$$\begin{aligned} \Delta t &= t'_1 - t'_2 \Rightarrow t'_1 = \Delta t + t'_2 \\ \text{Výstupní teplota TUV:} \quad t'_1 &= 37,7 + 9 \\ t'_1 &= 46,7 \cong 47^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (57)$$

Δt – teplotní rozdíl [$^\circ\text{K}$]

t'_1 – výstupní teplota připravované TUV [$^\circ\text{C}$]

t'_2 – vstupní teplota ohřívání vody [$^\circ\text{C}$]

Podle uvedeného výpočtu dokáže navržené tepelné čerpadlo ohřát TUV, při průměrné spotřebě $648 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ přibližně na 47°C . Zbývající 3°C je nutno ohřát jiným zdrojem.

9.4.3 Přepočítání topného faktoru

Z důvodu snížené výstupní teploty v zásobníku TUV se tak zvýší topný faktor.

$$\begin{aligned} e_{skut} &= 0,5 \cdot \frac{T_{OUT}}{(T_{OUT} - T_{IN})} \\ \text{Skutečný topný faktor:} \quad e_{skut} &= 0,5 \cdot \frac{273 + 47}{[(273 + 47) - (273 + 17)]} \\ e_{skut} &= 5,33 \end{aligned} \quad (58)$$

e_{skut} – skutečný topný faktor [-]

T_{IN} – teplota zdroje tepla [$^\circ\text{K}$]

T_{OUT} – teplota na výstupu tepelného čerpadla [$^\circ\text{K}$]

0,5 – součinitel účinnosti tepelného čerpadla [-]

Skutečný topný faktor se tak zvýší z 4,89 na 5,33 a tímto by bylo ušetřeno ještě více energie. I když se v projektu změnil topný faktor, přepočítání výkonu pro pohon kompresoru nebyl proveden, protože v práci nebyla věnována větší pozornost alternativnímu způsobu

dořešení dodatečného zařízení ohřevu TUV. V kapitole 8.7 byly pouze zmíněny možné alternativy řešení.

9.4.4 Výpočet tepelné izolace zásobníku TUV

V případě zásobníku TUV je nutné navrhnout tepelnou izolaci, protože ohřívání TUV bude dosahovat teploty okolo 50°C a tím by docházelo k nežádoucímu přestupu tepla do okolí.

Pro výpočet tepelné izolace je nutno určit povrch zásobníku, který je nutno izolovat.

$$S_K = \pi \cdot d \cdot h + 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Povrch zásobníku:

$$S_K = \pi \cdot 1,27 + 2 \cdot \frac{\pi \cdot 1^2}{4} \quad (59)$$

$$S_K = 10,05 \text{ m}^2$$

S_K – povrch zásobníku [m²]

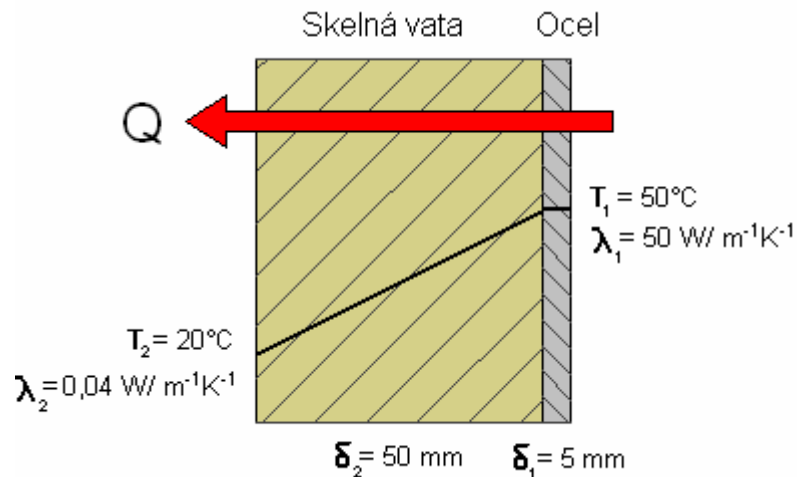
d – průměr zásobníku [m]

h – výška zásobníku [m]

Jako izolační hmota byla zvolena skelná vata ISOVER s výbornými izolačními vlastnostmi. I když teplotní rozdíl mezi TUV a okolním prostředím činí pouze 30°C, byla z důvodu velké teplosměnné plochy výměníku, zvolena tloušťka izolační hmoty 5cm.

Vzhledem k malé tloušťce stěny a velkému součiniteli přestupu tepla z ocelové nádrže, bude brána pro výpočet tepelného toku pouze vrstva izolační.

Samotný výpočet bude také počítán jako vedení tepla rovinnou deskou z důvodu velkého průměru zásobníku TUV. (Obr. 21)



Obr. 21. Vedení tepla izolovanou stěnou zásobníku TUV

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{\lambda_2 \cdot (t_1 - t_2)}{\delta_2} \cdot S \\ \text{Tepelný tok:} \quad \dot{Q} &= \frac{0,04 \cdot (50 - 20)}{0,05} \cdot 10,05 \quad (60) \\ \dot{Q} &= 241,2 \text{ W} \end{aligned}$$

\dot{Q} – tepelný tok [W]

λ_1 – součinitel tepelné vodivosti oceli [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

δ_1 – tloušťka stěny ocelového zásobníku [m]

λ_2 – součinitel tepelné vodivosti skelné vaty [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

δ_2 – tloušťka stěny skelné vaty [m]

t_1 – teplota TUV [$^\circ \text{C}$]

t_2 – teplota okolního prostředí [$^\circ \text{C}$]

S_K – povrch zásobníku [m^2]

Tepelná izolace zásobníku TUV, skelnou vatou o tloušťce 50mm, zaručuje tepelnou ztrátu celého zásobníku pouze 241,2 W.

10 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ PROJEKTU

Navržený projekt dokáže za rok, díky systému tepelného čerpadla, ušpřit 257,42 GJ energie z odpadní vody.

Cena za 1 GJ energie za rok 2006 byla 284,5 Kč /GJ.

$$\begin{aligned}
 U_{T\check{C}} &= Q_{ROK} \cdot c_{1GJ} \\
 \text{Ušetřené náklady z TČ:} \quad U_{T\check{C}} &= 257,42 \cdot 284,5 & (61) \\
 U_{T\check{C}} &= 73\,236 \text{ Kč}
 \end{aligned}$$

$U_{T\check{C}}$ – uspořené náklady z TČ [Kč]

Q_{ROK} – uspořená energie z TČ [GJ]

c_{1GJ} – cena 1GJ energie za rok 2006 [Kč]

Pomocí tepelného čerpadla by tak bylo ušetřeno 73 236 Kč.

Od vypočtené úspory je nutno odečíst náklady na provoz tepelného čerpadla, kterými se rozumí spotřeba elektrické energie pro pohon kompresoru.

Pro pohon kompresoru TČ byl navržen elektromotor o výkonu asi 6 kW. Provoz tepelného čerpadla byl výpočtově určen na 10 hodin denně, 21 dnů v měsíci a 12 měsíců v roce, jak již bylo uvedeno v kapitole 8.6 pro výpočet využitelného množství energie.

$$\begin{aligned}
 P_{EL-rok} &= P_K \cdot h \cdot d \cdot m \\
 \text{Spotřeba el. energie:} \quad P_{EL-rok} &= 6 \cdot 10 \cdot 21 \cdot 12 & (62) \\
 P_{EL-rok} &= 15\,120 \text{ kWh}
 \end{aligned}$$

P_{EL-rok} – spotřebovaná energie pro pohon TČ za rok 2006 [kWh]

P_K – příkon kompresoru TČ [kW]

Pro pohon kompresoru tepelného čerpadla by bylo za rok 2006 spotřebováno 15 120 kWh.

Každý projekt tepelného čerpadla však spadá pod zvýhodněnou sazbu D 56d.

Sazba D 56d zaručuje pro tepelné čerpadlo nižší sazbu za spotřebovanou elektrickou energii. Sazba u instalovaných tepelných čerpadel je $1,56 \text{ Kč.kWh}^{-1}$. Pro výpočet nákladů na provoz tepelného čerpadla bude vycházeno z této zvýhodněné sazby.

$$\begin{aligned} N_{EL} &= P_{EL-\text{rok}} \cdot c_{1kWh} \\ \text{Náklady na provoz TČ:} \quad N_{EL} &= 15\,120 \cdot 1,56 \\ N_{EL} &= 23\,587 \text{ Kč} \end{aligned} \quad (63)$$

N_{EL} – náklady na provoz TČ [Kč]

$P_{EL-\text{rok}}$ – spotřebovaná energie pro pohon TČ za rok 2006 [kWh]

c_{1kWh} – cena elektrické energie ve zvýhodněné sazbě D 56d [Kč.kWh^{-1}]

Náklady na provoz tepelného čerpadla činí 23 587 Kč

$$\begin{aligned} U_{CELK} &= U_{TČ} - N_{EL} \\ \text{Celkové uspořené náklady:} \quad U_{CELK} &= 73\,236 - 23\,587 \\ U_{CELK} &= 49\,649 \text{ Kč} \end{aligned} \quad (64)$$

U_{CELK} – celkové uspořené náklady projektu [Kč]

$U_{TČ}$ – uspořené náklady z TČ [Kč]

N_{EL} – náklady na provoz TČ [Kč]

Celkové ušetřené náklady na přípravu TUV pomocí systému tepelného čerpadla tak činí 49 649 Kč za rok.

ZÁVĚR

Zpracovaný projekt se zabýval úsporou energie odcházející z budov U5 v podobě zbytkového tepla v odpadní vodě. Navržený projekt dokáže pomocí tepelného čerpadla využít nejen tuto část energie, ale i nízkopotenciální část energie obsaženou ve vodě, kterou si nese z již okolního prostředí.

Navržený projekt pro budovu U5 by tak, díky systému tepelného čerpadla, dokázal uspořit 92% nákladů na přípravu teplé užitkové vody.

Množství uspořené energie z odpadní vody za rok 2006 je 257,42 GJ a celková ekonomická úspora projektu za rok činí 49 649 Kč.

Byli zde navrženy dva tepelné výměníky.

První z nich je tzv. výparník, který byl navržen s funkční výškou 1400mm a průměrem 380mm. Typ tohoto výměníku byl zvolen kvůli oblasti použití jako trubkový ze paralelně řazenými trubkami. Teplosměnná plocha výměníku byla pro tepelný výkon 28,4 kW zvolena 10,5m² a konstrukčně byla vyřešena pomocí 121 trubek o vnějším průměru 20mm.

Druhý typ výměníku je zároveň zásobníkem TUV. Velikost tohoto zásobníku byla zvolena 2m³. Výška tohoto výměníku byla navržena 2,7m a průměr 1m. Ohřev v tomto zásobníku je realizován spirálově stočenou trubkou o vnějším průměru 30mm s funkční délkou 70m. Trubka je stočena na průměr 600mm do 40-ti závitů s roztečí 50mm. U tohoto výměníku byla také navržena tepelná izolace ze skelné vaty o tloušťce 50mm.

Celý projekt je velmi výhodný vlivem vysoké teplotní úrovně odpadní vody oproti tepelným čerpadlům pracujícím s přírodními zdroji a také vlivem nízkým pořizovacím nákladům. Avšak celý projekt má přes většinu svých výhod také svá úskalí, kterým nebyla věnována pozornost. Jsou to především stavební a konstrukční obtíže projektu.

V práci nebylo bráno v potaz stavební vyřešení přivedení veškerého odpadu do centralizovaného svodu a tím by se pořizovací náklady zvýšili.

Na druhou stranu také není možné pro tak velký objekt, jakými jsou budovy U5, navrhnout pouze jedno tepelné čerpadlo a jeden zásobník TUV. Tímto faktem by se projekt

tepelného čerpadla musel rozpadnout na několik lokálních návrhů podle místa produkce odpadní vody a spotřeby TUV.

Správná funkčnost celého projektu je také velmi závislá na dokonalé separaci odpadní vody od pevných látek, protože odpadní voda není příliš vhodná pro použití do tepelného čerpadla. Problematické je také zanášení odlučovače. Zvýšená pozornost by se tak musela věnovat co nejlepšímu konstrukčnímu řešení tohoto zařízení.

Na celou práci je nutno nahlížet jako na možnost úspory energie v jiném směru využití tepelných čerpadel, která byla teoreticky nastíněna na podmínkách v budovách U5.

I přes tyto skutečnosti by tento projekt mohl v budoucnu změnit pohled na využití tepelných čerpadel ve velkých stavbách, kde je velká produkce odpadní vody. Pokud by díky této nové myšlence bylo dosaženo většího rozšíření, mohly by se také změnit koncepce těchto velkých staveb tak, aby se v budoucnosti začali projektovat s centralizovanými svody odpadu, které by svým stavebním řešením ještě více ušetřili náklady na pořízení tohoto systému v praxi.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Sazima, M., Kmoníček, V., Schneller, J. a kol., *Teplo*, Praha, SNTL 1989
- [2] Šorin, S. N., *Sdílení tepla*, Praha, SNTL 1988
- [3] Kutateladze, S. S., Borišanskij, V. M., *Příručka sdílení tepla*, Praha, SNTL 1962
- [4] Seidl, H. a kol., *Uvod do proudění tekutin a sdílení tepla*, Praha, Academia 1975
- [5] Janáčková, D., *Sdílení tepla*, Server UTB: P:\common\board\PI-II\janacova
- [6] Janáčková, D., *Tabulky sdílení tepla*, Server UTB: P:\common\board\PI-II\janacova
- [7] Dvořák, Z. a kol., *Tepelná čerpadla*, Praha, SNTL 1987
- [8] Mečárik, K. a kol., *Tepelné čerpadlá*, Bratislava, SNTL 1988
- [9] Žeravík, A., *Stavíme tepelné čerpadlo*, Přerov, EURO-PRINT 2003
- [10] Dufka, J., *Vytápění netradičními zdroji tepla*, Praha, BEN 2003
- [11] Hauskrecht, A., *Tepelná ochrana budov*, Bratislava, Alfa 1982
- [12] Řehánek, J. a kol., *Tepelně technické a energetické vlastnosti budov*, Praha, Grada Publishing a.s., 2002
- [13] Dvořáček, J., *Interní audit a kontrola*, Praha, C. H. Beck 2003
- [14] Chlumský, V., Liška, A., *Kompresory*, Bratislava, 1978
- [15] Rockstroh, W., *Technologische Betriebsprojektierung Grundlagen-Werkstätten*, Berlin, VEB 1977
- [16] Rockstroh, W., *Technologische Betriebsprojektierung Gesamtbetrieb*, Berlin, VEB 1978
- [17] Muther, R., *Systematic Layout Planning*, Boston, Industrial Education Institute 1978
- [18] Borecký, M., Miller, J., *Technologické projekty*, Brno, VUT 1981
- [19] Master Therm CZ, s.r.o. <http://www.mastertherm.cz> [2.2.2007]
- [20] <http://www.ekoserver.cz/index.php/write/clanek/303/> [15.3.2007]

- [21] <http://www.tepelna-cerpadla.cz/?pn=Princip-funkce-tepelneho-cerpadla&page=principy> [15.3.2007]
- [22] http://www.chemagazin.cz/Texty/CHXIII_1_cl4.pdf [17.3.2007]
- [23] <http://www.levneteplo.cz/> [21.3.2007]

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$T_{\check{C}}$	tepelné čerpadlo
TUV	teplá užitková voda
e	topný faktor [-]
T_{IN}	teplota zdroje tepla [$^{\circ}K$]
T_{OUT}	teplota na výstupu [$^{\circ}K$]
Q_{IN}	energie získaná z vnějšího prostředí při teplotě T_{IN}
Q_{EL}	energie potřebná pro pohon kompresoru
\dot{Q}', \dot{Q}''	tepelný tok [W]
S	teplosměnná plocha [m^2]
L	účinná délka trubek [m]
λ	součinitel tepelné vodivosti [$W \cdot m^{-1} K^{-1}$] = [$kg \cdot m \cdot s^{-3} K^{-1}$]
δ	tloušťka stěny [mm]
t_A, t_B	teploty prostředí [$^{\circ}K$]
α_A, α_B	součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} K^{-1}$]
k, k_L	součinitel prostupu tepla [$W \cdot m^{-1} K^{-1}$]
d_A, d_B	vnitřní, vnější průměr trubky [m]
$\Delta t_{1,2}$	rozdíl vstupních a výstupních teplot zahřívacího a zahřívajícího prostředí [$^{\circ}C$]
t'_1, t''_1	vstupní teploty zahřívacího a zahřívajícího prostředí [$^{\circ}C$]
t'_2, t''_2	výstupní teploty zahřívacího a zahřívajícího prostředí [$^{\circ}C$]
\dot{m}', \dot{m}''	hmotnostní tok zahřívacího, zahřívajícího prostředí [$kg \cdot s^{-1}$]
cp', cp''	střední měrná tepelná kapacita zahřívacího, zahřívajícího prostředí [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
V_{UV-H}	průměrná hodinová spotřeba teplé užitkové vody [$m^3 \cdot h^{-1}$]
V_{UV-D}	průměrná denní spotřeba užitkové vody [$m^3 \cdot den^{-1}$]
V_{UV-M}	průměrná spotřeba užitkové vody za měsíc [$m^3 \cdot měsíc^{-1}$]

V_{UV-R}	množství spotřebované užitkové vody za rok 2006 [m ³]
p_p	průměrný počet pracovní dnů za měsíc [-]
t_{HS}	časový úsek kdy probíhá hlavní odvod odpadní vody [h]
V_{TUV-R}	přibližné množství spotřebované TUV za rok 2006 [m ³]
Q_{S-R}	spotřebované množství tepelné energie za rok 2006 [J]
V_{UV-s}	průměrné průtokové množství odpadní vody [l.s ⁻¹]
P_{EL}	výkon kompresoru [W]
P_{od}	tepelný tok získaný z odpadní vody [W]
$P_{TČ}$	celkový výkon tepelného čerpadla [W]
Q_{ROK}	získané množství tepelné energie z odpadní vody pomocí TČ za rok [J]
Δh	měrná chladivost [kJ.kg ⁻¹]
m_{R22}	hmotnostní průtok chladiva R22 [kg.h ⁻¹]
V_{M1}	měrný objem plynu při teplotě +7°C [m ³ .kg ⁻¹]
V_{M2}	měrný objem plynu při teplotě +50°C [m ³ .kg ⁻¹]
V_{M3}	měrný objem kapaliny při teplotě +50°C [m ³ .kg ⁻¹]
S_1, S_2, S_3	průřez sacího, výtlačného a vratného potrubí [m ²]
V_1, V_2, V_3	objemové průtoky v jednotlivých částech potrubí [m ³ .h ⁻¹]
v_1, v_2, v_3	rychlosti proudění v jednotlivých částech potrubí [m.s ⁻¹]
d_1, d_2, d_3	průměr sacího, výtlačného a vratného potrubí [mm]
S_{lr}	povrch jedné chladicí trubky ve výměníku [m ²]
d	vnější průměr chladících trubek [mm]
h	délka chladících trubek ve výměníku [m]
l	délka chladicí trubky ve výměníku [m]

i_T	počet chladících trubek ve výměníku [-]
$S_{CELK.}$	teplosměnná plocha trubek v absorpčním výměníku [m ²]
S_K	teplosměnná plocha trubek v kondenzačním výměníku [m ²]
Q_{HOD}	získané množství tepelné energie z tepelného čerpadla za hodinu [W]
V_{TUV-H}	přibližné množství spotřebované TUV za hodinu [m ³]
$U_{TČ}$	uspořené náklady z TČ [Kč]
c_{1GJ}	cena 1GJ energie za rok 2006 [Kč]
P_{EL-rok}	spotřebovaná energie pro pohon TČ za rok 2006 [kWh]
P_K	příkon kompresoru TČ [kW]
N_{EL}	náklady na provoz TČ [Kč]
c_{1kWh}	cena elektrické energie ve zvýhodněné sazbě D 56d [Kč.kWh ⁻¹]
U_{CELK}	celkové uspořené náklady projektu [Kč]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Energetická bilance v budovách U5 v topném období	12
Obr. 2. Schéma tepelného čerpadla.....	15
Obr. 3. Topný faktor	16
Obr. 4. Průběhy teplot v zemi v závislosti na ročním období.....	35
Obr. 5. Vedení tepla deskou.....	39
Obr. 6. Vedení tepla válcem	40
Obr. 7. Prostup tepla	42
Obr. 8. Zářivý tok.....	43
Obr. 9. Hlavní druhy vzájemného pohybu teplotného prostředí	45
Obr. 10. Průběh teplot ve výměnících tepla.....	46
Obr. 11. Schéma deskového výměníku.....	50
Obr. 12. Schémata trubkových výměníků.....	51
Obr. 13. Grafické znázornění energií a užitkové vody vstupující do budov U5.....	55
Obr. 14. Projektové schéma.....	58
Obr. 15. Využitelné množství energie.	63
Obr. 16. Spotřeba energie na vytápění a spotřeba vody.....	64
Obr. 17. Uspořádání trubek do čtverce a trojúhelníku.....	76
Obr. 18. Uspořádání trubek v navrženém výměníku	76
Obr. 19. Navržený výparník tepelného čerpadla.....	77
Obr. 20. Navržený kondenzační výměník tepelného čerpadla.....	79
Obr. 21. Vedení tepla izolovanou stěnou zásobníku TUV	83

SEZNAM TABULEK

Tabulka I. Závislost topného faktoru na teplotě nízkopotenciálního tepla a vody na výstupu	16
Tabulka II. Rozdělení chladiv podle chemického složení do skupin.....	25
Tabulka III. Množství energií a užitkové vody vstupující do budov školy.....	54
Tabulka IV. Orientační velikosti teplosměnných ploch pro TČ podle výkonu.	70
Tabulka V. Doporučené rychlosti proudění chladiva v potrubí.....	71

SEZNAM PŘÍLOH

Termodynamické vlastnosti některých chladiv:

P I Chladivo R12

P II Chladivo R22

P III Chladivo R134a

P IV Chladivo R290

Výkresová dokumentace:

P V Sestava výparník

P VI Sestava kondenzátor

PŘÍLOHA PI: CHLADIVO R12

R 12 Teplota [°C]	Absolutní tlak nenasy- cených par [MPa]	Hustota KAPALINA [kg/m ³]	Entalpie VROUCÍ KAPALINA [kJ/kg]	Hustota PLYN [kg/m ³]	Entalpie PLYN [kJ/kg]
-50	0,0391	1544	155,1	2,607	328,9
-45	0,0504	1530	159,5	3,300	331,2
-40	0,0641	1516	163,9	4,129	333,6
-35	0,0806	1502	168,3	5,113	335,9
-30	0,1003	1488	172,8	6,268	338,2
-25	0,1236	1474	177,2	7,617	340,5
-20	0,1508	1459	181,7	9,179	342,7
-15	0,1825	1444	186,3	10,98	345,0
-10	0,2190	1420	190,8	13,04	347,2
-5	0,2608	1413	195,4	15,38	349,4
0	0,3084	1397	200,0	18,04	351,5
5	0,3624	1381	204,6	21,04	353,7
10	0,4231	1364	209,3	24,42	355,8
15	0,4911	1347	214,1	28,22	357,8
20	0,5670	1329	218,8	32,46	359,8
25	0,6513	1311	223,7	37,21	361,8
30	0,7446	1292	228,6	42,51	363,6
35	0,8474	1273	233,5	48,41	365,5
40	0,9603	1253	238,6	54,99	367,2
45	1,2189	1233	243,7	62,33	368,9
50	1,8390	1211	248,9	70,52	370,5

Termodynamické vlastnosti chladiva R12, CClF₂, dichlordifluormetan

PŘÍLOHA P II: CHLADIVO R22

R 22 Teplota [°C]	Absolutní tlak nenasy- cených par [MPa]	Hustota KAPALINA [kg/m ³]	Entalpie VROUCÍ KAPALINA [kJ/kg]	Hustota PLYN [kg/m ³]	Entalpie PLYN [kJ/kg]
-90	0,0048	1545	105,32	0,279	364,23
-80	0,0104	1519	114,90	0,567	369,15
-70	0,0205	1493	124,66	1,062	374,08
-60	0,0374	1466	134,63	1,861	378,98
-50	0,0643	1438	144,85	3,080	383,81
-40	0,1049	1409	155,32	4,861	388,52
-30	0,1635	1380	168,07	7,363	393,07
-20	0,2448	1349	177,10	10,77	397,42
-10	0,3543	1317	188,40	15,30	401,53
0	0,4976	1284	200,00	21,21	405,36
10	0,6807	1250	211,90	28,81	408,80
20	0,9099	1213	224,14	38,46	411,97
30	1,192	1173	236,75	50,66	411,62
40	1,534	1131	249,81	66,05	416,69
50	1,942	1084	263,43	85,69	418,01
60	2,427	1032	277,81	111,01	418,30
70	2,996	970	293,30	145,16	417,07
80	3,662	894	310,74	194,21	413,22
90	4,443	780	332,99	280,58	403,03

Termodynamické vlastnosti chladiva R22, CHClF₂, chlordifluormetan

PŘÍLOHA P III: CHLADIVO R134A

R 134a Teplota [°C]	Absolutní tlak nenasy- cených par [MPa]	Hustota KAPALINA [kg/m ³]	Entalpie VROUCÍ KAPALINA [kJ/kg]	Hustota PLYN [kg/m ³]	Entalpie PLYN [kJ/kg]
-50	0,029	1443	136,0	1,654	367,3
-45	0,039	1428	142,3	2,158	370,5
-40	0,051	1414	148,5	2,777	373,6
-35	0,066	1399	154,9	3,532	376,7
-30	0,084	1385	161,2	4,440	379,7
-25	0,106	1370	167,6	5,525	382,8
-20	0,133	1355	174,0	6,809	385,8
-15	0,164	1340	180,4	8,319	388,8
-10	0,200	1325	186,9	10,082	391,7
-5	0,243	1309	193,4	12,129	394,6
0	0,293	1293	200,0	14,492	397,4
5	0,349	1277	206,6	17,209	400,2
10	0,414	1260	213,3	20,320	403,0
15	0,488	1242	220,1	23,870	405,6
20	0,571	1224	227,0	27,912	408,2
25	0,645	1206	233,9	32,503	410,8
30	0,769	1187	241,0	37,712	413,2
35	0,886	1167	248,1	43,617	415,6
40	1,016	1146	255,4	50,313	417,8
45	1,159	1124	262,9	57,911	419,9
50	1,318	1101	270,5	66,551	421,9

Termodynamické vlastnosti chladiva R134a, C₂ H₂ F₄ , tetrafluoretan

PŘÍLOHA P IV: CHLADIVO R290

R 290 Teplota [°C]	Absolutní tlak nenasy- cených par [MPa]	Hustota KAPALINA [kg/m ³]	Entalpie VROUCÍ KAPALINA [kJ/kg]	Hustota PLYN [kg/m ³]	Entalpie PLYN [kJ/kg]
-40	0,107	576	99,5	2,528	536,6
-35	0,133	571	111,7	3,092	542,5
-30	0,164	566	123,9	3,747	548,5
-25	0,199	560	136,2	4,502	554,4
-20	0,241	555	148,7	5,376	560,3
-15	0,288	549	161,3	6,361	566,2
-10	0,342	543	174,0	7,485	572,1
-5	0,403	536	186,9	8,757	577,9
0	0,472	531	200,0	10,19	583,7
5	0,549	524	213,3	11,81	589,4
10	0,636	517	226,8	13,62	594,9
15	0,732	509	240,6	15,65	600,4
20	0,838	502	254,6	17,92	605,7
25	0,956	494	268,9	20,45	610,8
30	1,084	486	283,5	23,31	615,8
35	12,25	477	298,5	26,53	620,5
40	13,79	468	313,9	30,03	624,9
45	15,47	459	329,8	34,01	629,1
50	17,29	448	346,1	38,61	632,8
55	19,26	437	363,0	43,67	636,1
60	21,38	426	380,6	49,50	638,9

Termodynamické vlastnosti chladiva R290, C₃ H₈, propan