

Využití tepla z chladicí jednotky

Zuzana Spisarová Kautská

Bakalářská práce
2012



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Zuzana SPISAROVÁ KAUTSKÁ

Osobní číslo: T09075

Studijní program: B 3909 Procesní inženýrství

Studijní obor: Technologická zařízení

Téma práce: Využití tepla z chladicí jednotky

Zásady pro vypracování:

1. Teoretická část

- sdílení tepla
- bilanční rovnice
- způsoby získávání tepla
- chladicí zařízení
- výměníky tepla
- výpočet výměníku
- souhrn teoretické části

2. Praktická část

- cíle praktické části bakalářské práce
- dispoziční řešení výměňkové stanice
- výpočet výměníku
- diskuze výpočtu
- konstrukční řešení výměníku
- ekonomické zhodnocení

3. Závěr - aplikace pro praxi

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

[1] Míka V, Základy chemického inženýrství, SNTL/ALFA, Praha1977

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Zdeněk Dvořák, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

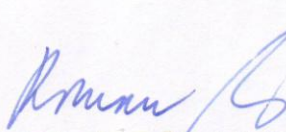
Datum zadání bakalářské práce:

13. února 2012

Termín odevzdání bakalářské práce:

25. května 2012

Ve Zlíně dne 13. února 2012



doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan




prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

Příjmení a jméno: Zuzana Spisarová Kautská

Obor: procesní inženýrství

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 21.5.2012


.....

²⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydávající zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlázení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užit či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jim dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlídně k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

univerzitním informačním systémem dostupná k nahlázení ve škole, výuce
diplomové/bakalářské práce bude uložena na přístupném datovém úložišti technologické
UTB ve Zlíně a její obsah bude přístupný i ostatním pracovištím
byla jsem seznámena s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se platí vztahující
zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a
o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35
odst. 3.
přem na vědomí, že podle § 60 odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na
uzavření licenční smlouvy s užitím školního díla v rozsahu § 17 odst. 4 autorského zákona;
přem na vědomí, že podle § 60 odst. 2 a 3 mohu užit své dílo – diplomovou/bakalářskou
práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem
Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne
požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati
ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
přem na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito
softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke
studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), bezes výdělků
diplomové/bakalářské práce výměně ke komerčním účelům.
přem na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový
produkt, považuji se za současná práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých
se produkt skládá. Neodvzdaná tato současná díla může být dále vydána k neoprávněné práci.

 Ve Zlíně 22.8.2022

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá využitím tepla z chladicí jednotky. Rekuperované teplo je využíváno z kondenzátoru chladicí jednotky pro ohřev užitkové vody. Pro stanovení výkonu a teplosměnné plochy výměníku je nutné provést bilanční výpočty a výpočet součinitele prostupu tepla. Na tyto výpočty byl napsán program v tabulkovém procesoru MS Excel s použitím programovacího jazyka Visual Basic pro vytvoření maker termodynamických a termofyzikálních dat. Jednoduchým zadáním vybraných provozních dat chladicí jednotky a užitkové vody je proveden potřebný výpočet. Kromě výpočtu výměníku je provedena i cenová kalkulace nákladů a zhodnocení jejich návratnosti. Podmínkou aplikace výměňkové stanice na rekuperované teplo z chladicí jednotky je dostatečný odběr užitkové vody.

Klíčová slova:

Sdílení tepla, teplo, chladicí zařízení, rekuperované teplo, deskový výměník

ABSTRACT

This thesis deals with the use of heat of refrigeration unit. Regenerated heat is used the condenser refrigeration unit for rating of service water. To determine output and heat transfer surfaces is necessary to heat balance calculations and the calculation of heat transfer coefficient. In these calculations was written in a spreadsheet program MS Excel using Visual Basic programming language for creating macros thermodynamic and thermophysical data. By simply entering data selected operating refrigeration unit and service water to make the necessary calculations. In addition to calculating the exchanger is made and price casting and evaluation of their return. The condition on the application of heat exchangers regenerated heat from refrigeration unit is sufficient service water consumption.

Keywords:

Heat transfer, heat, refrigeration unit, regenerated heat, plate exchanger

Ráda bych poděkovala svému vedoucímu doc. Ing. Zdeňku Dvořákovi, CSc., který mi poskytl cenné rady a připomínky během mojí práce, dále pak Ing. Vladimíru Kautskému, za jeho rady získané celoživotní praxí v oblasti návrhů a výroby výměníků tepla. A v neposlední řadě rodině, která mi vytvořila takové podmínky, že jsem na bakalářské práci mohla pracovat.

Motto

Současné poznání procesních dějů dovoluje řešit procesy s minimálními tepelnými ztrátami. Pokud je proces exotermní, je možné teplo vznikající v procesu dále využít.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	11
I TEORETICKÁ ČÁST	12
1 SDÍLENÍ TEPLA	13
1.1 SDÍLENÍ TEPLA VEDENÍM	13
1.1.1 Vedení tepla v desce.....	14
1.1.2 Vedení tepla válcovou stěnou	14
1.2 SDÍLENÍ TEPLA PROUDĚNÍM	15
1.2.1 Kritéria podobnosti uplatňovaná při popisu sdílení tepla prouděním	16
1.2.2 Přestup tepla při nuceném proudění bez fázové přeměny.....	17
1.2.3 Přestup tepla při fázové přeměně	18
1.3 PROSTUP TEPLA	19
1.3.1 Prostup tepla rovinnou stěnou	20
1.3.2 Prostup tepla válcovou stěnou.....	21
1.4 SÁLÁNÍ.....	23
2 BILANČNÍ ROVNICE	24
2.1 ZÁKON O ZACHOVÁNÍ ENERGIE.....	24
2.2 BILANCE HMOTNOSTI.....	25
2.3 BILANCE ENTALPIE	25
3 CHLADICÍ ZAŘÍZENÍ	28
3.1 JEDNOSTUPŇOVÝ PARNÍ OBĚH	28
3.1.1 Přivádění tepla.....	29
3.1.2 Stlačování (komprese).....	30
3.1.3 Odvádění tepla.....	30
3.1.4 Škrtení.....	30
3.2 CHLADIVA	30
3.2.1 Požadavky na chladiva	31
3.2.2 Druhy chladiva	32
3.3 ČÁSTI PARNÍHO OBĚHU	34
3.3.1 Kompresor	34
3.3.2 Kondenzátor	34
3.3.3 Výparník.....	35
3.3.4 Škrtecí orgán	36
3.4 URČENÍ CHLADICÍHO VÝKONU.....	36
3.4.1 Čistý chladicí výkon	36
3.4.2 Tepelné ztráty (zisky).....	36
4 ZPŮSOBY ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA	38

4.1	POPIS ZJIŠTĚNÍ VÝKONU VŘAZENÉHO VÝMĚNÍKU.....	38
4.2	ZPŮSOBY VYUŽITÍ ZÍSKANÉHO TEPLA	38
4.3	VÝHODY VYUŽITÍ ZÍSKANÉHO TEPLA.....	39
5	VÝMĚNÍKY TEPLA	40
5.1	ZÁKLADNÍ TYPY VÝMĚNÍKŮ	40
5.2	ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ PODLE TOKU MÉDIÍ.....	41
5.3	TEPELNÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU	41
6	VÝPOČET VÝMĚNÍKU	44
6.1	DATA PRO VÝPOČET VÝMĚNÍKU	44
6.2	DATA PRO VÝPOČET EXPANZNÍ NÁDOBY	44
7	SOUHRN TEORETICKÉ ČÁSTI.....	45
II	PRAKTICKÁ ČÁST	46
8	CÍLE PRAKTICKÉ ČÁSTI BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	47
9	DISPOZIČNÍ ŘEŠENÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE	48
9.1	SCHÉMA ZAPOJENÍ.....	48
9.2	DISPOZICE VÝMĚNÍKOVÉ STANICE	49
10	VÝPOČET VÝMĚNÍKU	50
11	DISKUZE VÝPOČTU	51
11.1	ZADÁVÁNÍ A VÝPOČET V PROGRAMU HeRE 1.0.....	51
11.2	POPIS A OVLÁDÁNÍ PROGRAMU HeRE 1.0.....	52
11.3	BILANČNÍ ROVNICE.....	53
11.4	VÝPOČET EXPANZNÍ NÁDRŽE.....	53
12	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VÝMĚNÍKU	54
12.1	KONSTRUKCE VÝMĚNÍKU	54
12.2	MATERIÁL DESEK	54
12.3	MATERIÁL K LETOVÁNÍ DESEK	55
12.4	STANDARDNÍ PŘIPOJENÍ.....	55
13	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	56
13.1	NÁKLADY INVESTICE	56
13.2	VÝNOSY Z VÝMĚNÍKOVÉ STANICE	57
13.3	NÁVRATNOST INVESTICE	57
13.4	POŘÍZENÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE.....	57
ZÁVĚR - APLIKACE PRO PRAXI		58
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....		59
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		61

SEZNAM OBRÁZKŮ	67
SEZNAM PŘÍLOH.....	68

ÚVOD

V dnešní době, kdy je trend zvyšování ceny za energii, je zajímavé pro uživatele chladicích zařízení přemýšlet nad využíváním rekuperovaného tepla z těchto jednotek. Vhodným využitím rekuperovaného tepla je ohřev užitkové či otopné vody. Hlavním hlediskem nutným pro konečné rozhodnutí investora, je výpočet návratnosti investice na pořízení výměňkové stanice pro využití tepla z chladicí jednotky. Investované prostředky budou vráceny ušetřením provozních nákladů na ohřev otopné či užitkové vody.

V teoretické části bakalářské práce jsou vysvětleny základní mechanismy sdílení tepla, energetická bilance a podrobný popis jednotlivých částí chladicího zařízení s používanými médii. V dalších kapitolách je popsáno rekuperované teplo, konstrukce a typy tepelných výměníků. Nakonec jsou vypsána nepostradatelná data pro výpočet výměňkové stanice na využití tepla z chladicí jednotky.

V praktické části bakalářské práce je řešen návrh technologického schéma a dispozice výměňkové stanice pro využití tepla z chladicí jednotky. Hlavním aparátem výměňkové stanice pro využití tepla z chladicí jednotky je výměňík tepla. Pro vhodné zvolení typu výměňíku je nutné znát jeho výkon a teplosměnnou plochu. Tyto výpočty jsou vysvětleny spolu s popisem užívání výpočtového programu na deskové výměňíky HeRe 1.0. Kromě nákladových položek a výnosů z výměňkové stanice pro využití tepla z chladicí jednotky je i popsán výpočet návratnosti investice. Vzorový příklad pro ekonomické zhodnocení je uveden v příloze. V příloze této bakalářské práce jsou také výkresy návrhu konstrukce deskového výměňíku.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 SDÍLENÍ TEPLA

Sdílení tepla - termokinetika - je nauka o šíření tepla v prostoru a čase. Ve smyslu druhého zákona termodynamiky se teplo samovolně šíří z místa vyšší teploty do místa nižší teploty.

Veličina zvaná jako tepelný tok \dot{Q} je kvantitativním vyjádřením procesu výměny energie mezi systémem a okolím vlivem rozdílu teplot.

Při sdílení tepla může mít tepelný tok ustálený nebo neustálený charakter.

Ustálený tepelný tok je charakterizován jako teplotní rozdíl mezi jednotlivými body prostředí, tzn., že teplota je funkcí místa, nemění se však s časem.

Při neustáleném tepelném toku nastává v daném prostředí akumulace tepla resp. vyčerpání tepla ze zásob, takže teploty v jednotlivých bodech prostředí a tím i teplotní rozdíly mezi jednotlivými body se mění s časem. Tepelný tok pak bude funkcí času.

Podle toho, v jakém prostředí a na jakých fyzikálních základech, se pohyb tepelné energie uskutečňuje, se rozeznává sdílení tepla vedením, prouděním a sáláním. [5,6,7]

1.1 Sdílení tepla vedením

Sdílení tepla vedením neboli kondukcí nastává předáváním kinetické energie mezi molekulami a elektrony vlivem teplotních rozdílů. Vedení tepla je tedy molekulárním mechanismem sdílení tepla. Molekuly a elektrony mají v místě s vyšší teplotou vyšší kinetickou energii než v místě s nižší teplotou.

Sdílení tepla vedením je závislé na vlastnostech prostředí, v němž se vede teplo, tj. na vlastnostech molekul a elektronů, a na jejich vzdálenosti. Vedení tepla probíhá v látkách všech skupenství.

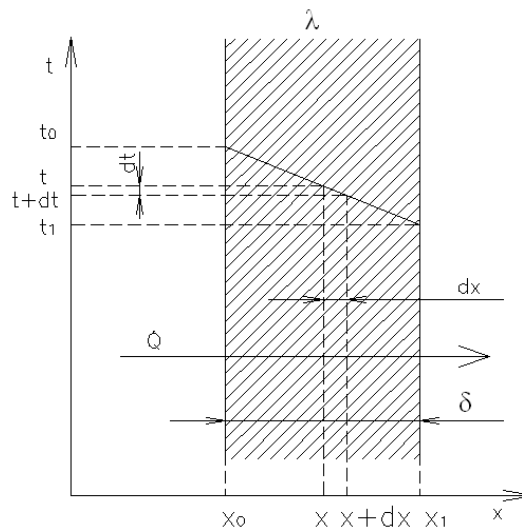
Základním vztahem pro jednosměrné vedení tepla ve směru osy x v ustáleném stavu je empirický Fourierův zákon vedení tepla.

$$d\dot{Q} = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx} \cdot dA \quad (1)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ je především materiálová vlastnost. Je též závislý na teplotě, tlaku (hlavně u plynů), složení a na skupenství dané látky. [5,7]

1.1.1 Vedení tepla v desce

Nejjednodušším případem vedení tepla je ustálený tepelný tok přes rovnou stěnu o tloušťce δ , kolmo na její povrch s plochou A , přičemž povrch desky je izotermický. Deska má tepelnou vodivost λ a v kladném směru osy x je uvažován pokles teploty. V Obr. 1 je vyznačen směr toku tepla, tj. ve směru klesající teploty.



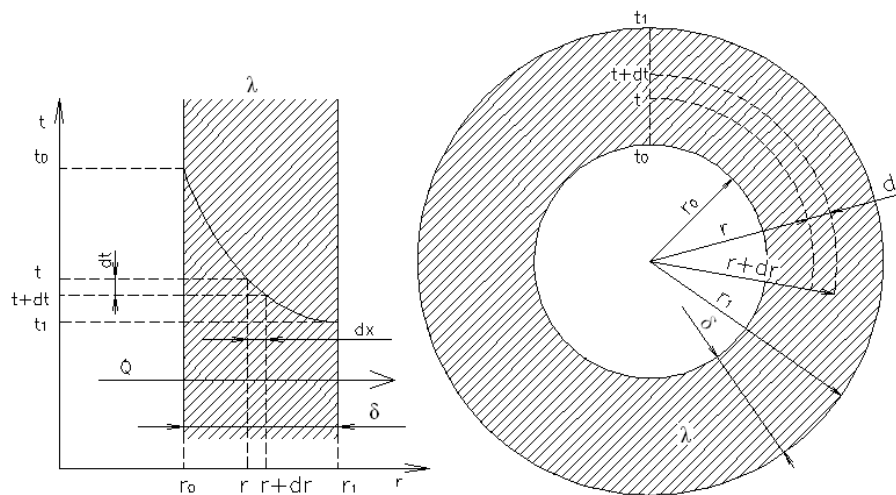
Obr. 1 Rozdělení teploty t napříč deskou

Integrací rovnice (1) se dostává

$$[5,7] \quad \dot{Q} = \lambda \cdot \frac{t_0 - t_1}{\delta} \cdot A \quad (2)$$

1.1.2 Vedení tepla válcovou stěnou

V technické praxi je častým tvarem válec. Proto se dále uvažuje dutý válec s vnitřním poloměrem r_0 , vnějším poloměrem r_1 a délce L . Předpokládá se osově symetrické teplotní pole a ustálený stav. Z důvodu osové symetrie teplotního pole nezávisí teplota t na úhlu φ .



Obr. 2 Řez válcovou trubkou a teplotní profil

Při našich zjednodušených podmínkách je možno k výsledku dojít bez integrace rovnice (1). Rovnice je tedy upravena na tvar v praxi nejčastěji používaný

$$\dot{Q} = \lambda \cdot \frac{t_0 - t_1}{\ln \frac{d_1}{d_0}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot L$$

[5]

(3)

1.2 Sdílení tepla prouděním

V pohyblivém prostředí, tj. především v tekutinách, dochází k přenosu energie z místa o vyšší teplotě na místo o nižší teplotě cirkulačním a turbulentním pohybem částic, tj. z hlediska teorie spojitého prostředí přesunem velkých souborů molekul.

Sdílení tepla prouděním nebo-li konvekcí představuje současné sdílení tepla vedením (molekulární transport tepla) a prouděním tekutiny (molární transport tepla). Podíly sdílení tepla vedením a prouděním tekutiny na celkovém transportu tepla jsou různé a záleží především na druhu proudění a termokinetických a hydrodynamických veličinách tekutiny. Sdílení tepla konvekcí se řeší v technické praxi matematicko-experimentálním postupem. Experimentálně zjištěné hodnoty se vyjadřují v bezrozměrovém tvaru pomocí kritérií podobnosti, jejichž funkce tvoří kritériální rovnici, která je matematickým vyjádřením experimentálně sledovaného děje. Teorie podobnosti umožňuje na základě experimentálně zjištěných hodnot v jednom technickém případě, řešit výpočtem všechny geometricky, tepelně a hydrodynamicky podobné děje experimentu.

Podle hydrodynamických podmínek se konvekce rozděluje do dvou skupin, nucená konvekce (vyvolaná působením mechanické síly) a volná konvekce (vlivem působení gravitační síly, sdílení tepla ve vroucí vodě atd.)

Podle změny fáze se konvekce rozděluje na konvekci beze změny fáze a na konvekci se změnou fáze (např. tekutina se změní na páru).

Přestup tepla mezi tekutinou a stěnou je možno popsat analyticky nebo empiricky. K empirickému popisu se zpravidla používá tzv. empirický Newtonův ochlazovací zákon, kterým je definován součinitel přestupu tepla α , který platí i pro ohřívání.

$$d\dot{Q} = \alpha_A \cdot |(t_A) - t_{wA}| \cdot dA \quad (4)$$

Součinitel přestupu tepla α není materiálovou konstantou, ale složitou funkcí mnoha dalších veličin. [5,6,7]

1.2.1 Kritéria podobnosti uplatňovaná při popisu sdílení tepla prouděním

Součinitel přestupu tepla je obsažen v Nusseltově kritériu:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (5)$$

kde l je charakteristický rozměr (rozměr, který je kolmý na tok média) a λ je tepelná vodivost média. Soubor proměnných, na kterých závisí hodnota Nu , se ovšem liší podle toho, jak je realizováno proudění média.

Hydrodynamické kritérium, charakterizující proudění média je Reynoldsovo kritérium, které se dá vyjádřit

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \quad (6)$$

Prandtlovo kritérium zahrnuje vlastnosti média, které jsou důležité při molekulárním sdílení hybnosti a tepla.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (7)$$

Grashofovo kritérium se užívá k vyjádření intenzity cirkulace vlivem rozdílu teplot při volném proudění tekutiny.

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t \quad (8)$$

Koeficient teplotní objemové roztažnosti je definován vzorcem

$$\beta = \frac{\Delta \rho}{\rho \cdot \Delta t} \quad (9)$$

1.2.2 Přestup tepla při nuceném proudění bez fázové přeměny

Podélné obtékání trubek

Nejjednodušší rovnice pro přestup tepla nucenou konvekcí byly získány při intenzivním turbulentním proudění v trubce, tj. $Re \geq 10^4$, a se stabilizovaným rychlostním profilem ($L/d \geq 50$). Příkladem takového vztahu je Dittusova-Boelterova rovnice:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10)$$

Příkladem vztahu, který platí při laminárním proudění ($Re \leq 2,3 \cdot 10^3$) a při stabilizovaném rychlostním profilu, je rovnice

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (11)$$

Zde je uveden další příklad vztahu, který platí současně v turbulentní i přechodové oblasti ($2,3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^6$) a není omezen jen na stabilizovaný rychlostní profil ($L/d \geq 1$). Jde o Hansenův vztah

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125\right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^{0,14} \quad (12)$$

Podélné obtékání desek

Střední hodnota součinitele přestupu tepla α na délce L se při laminárním proudění tekutiny vyjádří rovnicí

$$Nu = 0,664 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

a je omezena podmínkami ($Re < 10^5$) a ($0,1 < Pr < 1000$).

Střední hodnota součinitele přestupu tepla α na délce L od náběžné hrany vyjadřuje při turbulentním obtékání desky rovnice

$$Nu = 0,0405 \cdot Pr \cdot Re^{0,8} \quad (14)$$

a je omezena podmínkou ($5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$). [6]

1.2.3 Přestup tepla při fázové přeměně

Kondenzace páry

Styk páry se stěnou o teplotě nižší, než je kondenzační teplota při daném tlaku, vede k postupné fázové přeměně páry na kapalinu, tj. na kondenzát, a k odvodu tepla uvolněného kondenzací chladicí stěnou. Stěna, na které dochází ke kondenzaci, může být pro kondenzát smáčivá, nebo nesmáčivá. V případě smáčivé stěny tvoří kondenzát na stěně film - filmová kondenzace. V opačném případě vytváří kondenzát na stěně kapky, a kondenzace se proto nazývá kapková.

U filmové kondenzace lze střední hodnotu součinitele přestupu tepla na výškovém úseku l kondenzačního povrchu určit z rovnice

$$\alpha = C \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \Delta h_{l \rightarrow g}}{l \cdot \eta \cdot (t_v - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (15)$$

kde pro svislé trubky $C = 1,25$ (l je délka trubek), pro vodorovné trubky $C = 0,75$ (l je průměr trubek); λ , ρ , η jsou fyzikální vlastnosti kondenzátu, t_v je teplota páry, t_w je teplota kondenzační stěny, $\Delta h_{l \rightarrow g}$ je měrná výparná entalpie. [5]

Var kapaliny

Součinitel přestupu tepla α závisí na rozdílu teplot Δt mezi teplosměnnou plochou a vroucí kapalinou. Při nízkých hodnotách Δt se bubliny netvoří. Probíhá povrchové odpařování a o

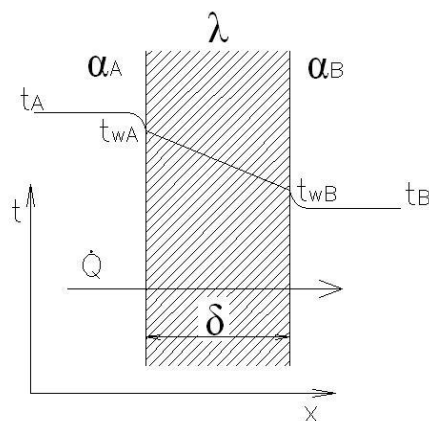
hodnotě α rozhoduje volná konvekce. Od jisté hodnoty Δt se začnou vytvářet bubliny přímo na varném povrchu. Nastává bublinový var. Přechod kapalné fáze na parní je provázen značnou objemovou změnou, která vyvolává intenzivní pohyb u plochy tepelné výměny. Hodnotu součinitele přestupu tepla je možno odhadnout z rovnice typu

$$\alpha = K \cdot q_w^r \cdot p^z \quad (16)$$

kde K , r , z jsou empirické konstanty charakteristické pro danou kapalinu, kvalitu varného povrchu apod. Veličina p je tlak v soustavě. [5]

1.3 Prostup tepla

Dvě média různých teplot t_A a t_B jsou odděleny stěnou o tloušťce δ a tepelné vodivosti λ . Teplo se sdílí z teplejšího média o teplotě t_A do chladnějšího média o teplotě t_B . Stěna je pro chladnější médium topnou plochou, pro teplejší naopak chladicí plochou. Dělicí stěnou prochází teplo jen vedením. Je-li médiem kapalina, sdílí se teplo z kapaliny do povrchu stěny nebo naopak, prouděním a vedením. Je-li médiem plyn, sdílí se teplo do stěny nebo naopak, kromě prouděním a vedením, ještě sáláním. Teploty obou povrchů stěny nejsou známy, jsou označeny jako t_{Aw} a t_{Bw} . [9]



Obr. 3 Prostup tepla stěnou (prouděním a vedením)

1.3.1 Prostup tepla rovinou stěnou

Jelikož se podél stěny teplota obecně mění, vychází se ze vztahu pro elementární plochu výměny tepla dA .

Prostup tepla je sdílením tepla mezi fázemi. Předpokladem je, že na rozhraní mezi fázemi nenastává akumulace a že je tam stále rovnováha. Z toho vyplývá, že teplo, které odejde z jedné fáze, přejde beze zbytku do sousední fáze a že teplota obou fází je na fázovém rozhraní stejná. Pak platí vztah

$$d\dot{Q}_{AB} = \alpha_A \cdot (t_A - t_{Aw}) \cdot dA = \frac{\lambda_s}{\delta} \cdot (t_{Aw} - t_{Bw}) \cdot dA = \alpha_B \cdot (t_{Bw} - t_B) \cdot dA \quad (17)$$

Teploty na fázovém rozhraní se eliminují tak, že se vyjádří příslušné rozdíly teplot explicitně

$$(t_A - t_{Aw}) = \frac{1}{\alpha_A} \cdot \frac{d\dot{Q}_{AB}}{dA} \quad (18)$$

$$(t_{Aw} - t_{Bw}) = \frac{\delta}{\lambda_s} \cdot \frac{d\dot{Q}_{AB}}{dA} \quad (19)$$

$$(t_{Bw} - t_B) = \frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{d\dot{Q}_{AB}}{dA} \quad (20)$$

a pak se sečtou

$$(t_A - t_B) = \left(\frac{1}{\alpha_A} + \frac{\delta}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \cdot \frac{d\dot{Q}_{AB}}{dA} \quad (21)$$

Což se upraví na tvar

$$d\dot{Q}_{AB} = \frac{(t_A - t_B) \cdot dA}{\frac{1}{\alpha_A} + \frac{\delta}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_B}} \quad (22)$$

Rovnice prostupu tepla rovinou stěnou se obvykle zapisuje ve tvaru

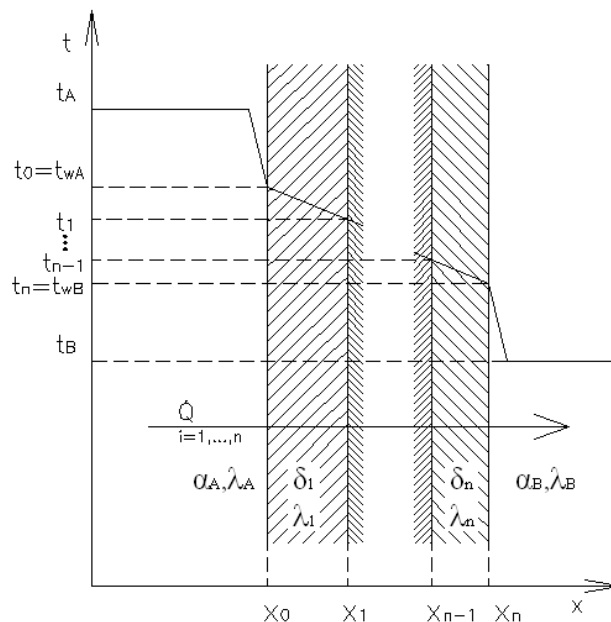
$$d\dot{Q}_{AB} = k \cdot (t_A - t_B) \cdot dA \quad (23)$$

kde se zavedl součinitel prostupu tepla k rovinnou stěnou vztahem

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_A} + \frac{\delta}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_B} \quad (24)$$

Prostup tepla rovinnou stěnou složenou z několika vrstev bude vyjadřovat součinitel prostupu tepla

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_A} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_{si}} + \frac{1}{\alpha_B} \quad (25)$$



Obr. 4 Idealizovaný teplotní profil při prostupu tepla z média A do média B rovinnou stěnou

Používání koeficientu prostupu tepla umožňuje jednoduché vyjádření toku tepla pomocí středních teplot obou médií. V některých složitějších případech, např. když se vytváří obtížně kontrolovatelná vrstva usazenin na stěně, nevypočítává se součinitel prostupu tepla ze vztahu (25), nýbrž se používá přímo naměřených hodnot součinitele prostupu tepla. [8]

1.3.2 Prostup tepla válcovou stěnou

Stanovení koeficientu prostupu tepla válcovou stěnou probíhá obdobně jako rovinnou stěnou. Neuvažuje se akumulace ani zdroj tepla, předpokládá se konstantní tepelná vodivost

trubky a tepelná rovnováha na fázovém rozhraní. Sdílení tepla se uvažuje pouze v radiálním směru. Vyjádří se velikost elementárních ploch na straně teplejšího a chladnějšího média pomocí příslušného poloměru a elementární délky válce. Proto platí vztah

$$\begin{aligned} d\dot{Q}_{AB} &= \alpha_A \cdot (t_A - t_{Aw}) \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_A \cdot dL) = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s}{\ln \frac{r_B}{r_A}} \cdot (t_{Aw} - t_{Bw}) \cdot dL = \\ &= \alpha_B \cdot (t_{Bw} - t_B) \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_B \cdot dL) \end{aligned} \quad (26)$$

Opět se eliminují teploty na fázovém rozhraní. Sečtou se rovnice

$$(t_A - t_{Aw}) = \frac{d\dot{Q}_{AB}}{2 \cdot \pi \cdot dL} \cdot \frac{1}{\alpha_A \cdot r_A} \quad (27)$$

$$(t_{Aw} - t_{Bw}) = \frac{d\dot{Q}_{AB}}{2 \cdot \pi \cdot dL} \cdot \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{r_B}{r_A} \quad (28)$$

$$(t_{Bw} - t_B) = \frac{d\dot{Q}_{AB}}{2 \cdot \pi \cdot dL} \cdot \frac{1}{\alpha_B \cdot r_B} \quad (29)$$

a dostane se

$$(t_A - t_B) = \frac{d\dot{Q}_{AB}}{2 \cdot \pi \cdot dL} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_A \cdot r_A} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{r_B}{r_A} + \frac{1}{\alpha_B \cdot r_B} \right) \quad (30)$$

Tok tepla se pak může vyjádřit pomocí teplot obou médií

$$d\dot{Q}_{AB} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_A - t_B) \cdot dL}{\frac{1}{\alpha_A \cdot r_A} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{r_B}{r_A} + \frac{1}{\alpha_B \cdot r_B}} \quad (31)$$

Také tento vztah lze zapsat pomocí součinitele prostupu tepla.

$$d\dot{Q}_{AB} = k_L \cdot (t_A - t_B) \cdot dL \quad (32)$$

A porovnáním obou posledních rovnic plyne, nahradí-li se poloměr běžnějším průměrem

$$\frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_A \cdot d_A} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_s} \cdot \ln \frac{d_B}{d_A} + \frac{1}{\alpha_B \cdot d_B} \quad (33)$$

Pokud se stěna skládá z několika vrstev, bude rovnice (33) obsahovat pro každou vrstvu zvláštní logaritmický člen. Pro stěnu složenou z n vrstev bude výraz pro délkový koeficient prostupu tepla k_L

$$\frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_0 \cdot d_0} + \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \cdot \ln \frac{d_j}{d_{j-1}} + \frac{1}{\alpha_n \cdot d_n}$$

[8] (34)

1.4 Sálání

Ke sdílení tepla sáláním dochází mezi dvěma tělesy tak, že se z jednoho tělesa energie ve formě elektromagnetického vlnění přenáší na druhé těleso. Tento proces je kvantitativně vyjadřován jako tepelný tok.

Celkový tok zářivé energie \dot{E} dopadající na těleso může být zčásti odražen (reflexe) jako tok \dot{E}_r , zčásti pohlcen (absorpce) jako tok \dot{E}_a a zčásti propuštěn (transparence) jako tok \dot{E}_t .

Platí:

$$\dot{E} = \dot{E}_r + \dot{E}_a + \dot{E}_t$$

(35)

Relativní míry jednotlivých toků jsou dány podílem z celkové zářivé energie. Označují se:

$$\text{odrazivost: } \varepsilon_r \equiv \frac{\dot{E}_r}{\dot{E}}$$

(36)

$$\text{pohltivost: } \varepsilon_a \equiv \frac{\dot{E}_a}{\dot{E}}$$

(37)

$$\text{propustnost: } \varepsilon_t \equiv \frac{\dot{E}_t}{\dot{E}}$$

(38)

Je zřejmé, že z rovnice (35) se dostane:

$$\varepsilon_r + \varepsilon_a + \varepsilon_t = 1$$

[5] (39)

2 BILANČNÍ ROVNICE

Bilance je souhrnný přehled stavů a průtoků veličin ve sledovaném systému za jednotku času.

$$\text{VSTUP} + \text{ZDROJ} = \text{VÝSTUP} + \text{AKUMULACE} \quad (40)$$

Potřebnou vědomostí pro bilancování je znalost 1. zákona termodynamiky neboli zákona o zachování energie. [5]

2.1 Zákon o zachování energie

Zákon o zachování energie vyplývá z obecného zákona o zachování hmoty, přičemž energie se pokládá za jednu z forem existence hmoty. Zákon o zachování energie nepočítá s přeměnami látky (chemickými reakcemi) v energii a lze jej proto formulovat tak, že celkové kvantum energie v termodynamické soustavě a v jejím okolí je stálé.

Probíhá-li v uzavřené soustavě termodynamický děj mezi počátečním stavem 1 a konečným stavem 2, lze zákon o zachování energie formulovat pro tento děj obecně ve tvaru

$$Q_{12} = E_2 - E_1 + W_{12} \quad (41)$$

Je-li soustava homogenní, může se místo s celkovou energií E počítat s vnitřní energií U .

Rovnice (22) pak přejde na tvar

$$Q_{12} = U_2 - U_1 + W_{12} \quad (42)$$

U otevřené termodynamické soustavy nás v první řadě zajímá stacionární případ, kdy hmotnostní tok \dot{m} protékající soustavou je konstantní. Pro tento případ má zákon o zachování energie formulovaný pro soustavu ohraničenou kontrolní plochou zahrnující vstupní průtokový průřez 1 a výstupní průtokový průřez 2 tvar

$$W_{12} = Q_{12} + \dot{m} \cdot \left[h_1 - h_2 + \frac{1}{2} \cdot (\bar{v}_1^2 - \bar{v}_2^2) + g \cdot (l_{p1} - l_{p2}) \right] \quad (43)$$

[6]

2.2 Bilance hmotnosti

U celkové bilance hmotnosti se vždy vychází ze zákona o zachování hmotnosti v uzavřeném systému. Proto je zdroj hmotnosti nulový, tj. hmotnost celé směsi ani nevzniká, ani nezaniká

$$\Delta m_* = 0 \quad (44)$$

Zdroj hmotnostní složky je však nulový jen tehdy, když daná složka nepodléhá chemické přeměně nebo zvolí-li se jako složky takové útvary, které jsou při chemických reakcích zachovány (prvky, ionty, radikály apod.). Pak obdobně platí

$$\Delta m_{*i} = 0 \quad (45)$$

Obecně však platí, že zdroj hmotnostní složky je nenulový, tj.

$$\Delta m_{*i} \neq 0 \quad (46)$$

přičemž z rovnice (25) plyne

$$\Delta m_* = \sum_{i=1}^I \Delta m_{*i} = 0 \quad (47)$$

Celková bilance hmotnosti vyjádřená fiktivními proudy, bude pro k-tý uzel

$$\sum_{j=1}^J \underset{VSTUP}{m_j} = \sum_{j=1}^J \underset{VÝSTUP}{m_j} \quad , \quad k = konst \quad (48)$$

[5]

2.3 Bilance entalpie

Při zavádění bilance entalpie se vychází z rovnice bilance celkové energie

$$\dot{U}_1 + \dot{E}_{kin,1} + \dot{E}_{pot,1} + \dot{Q} + p_1 \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} + P = \dot{U}_2 + \dot{E}_{kin,2} + \dot{E}_{pot,2} + p_2 \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} + \frac{dE_S}{d\tau} \quad (49)$$

kde celková energie systému je

$$E_S = U_S + E_{kin,S} + E_{pot,S} \quad (50)$$

Přírůstek dE_S potom představuje akumulaci celkové energie v systému za diferenciální časový interval $d\tau$. Z termodynamiky plyne, že tok entalpie \dot{H} je definován rovnicí

$$\dot{H} \equiv \dot{U} + p\dot{V} \quad (51)$$

Rovnici (30) lze tedy zapsat pomocí toku entalpie

$$\dot{H}_1 + \dot{E}_{kin,1} + \dot{E}_{pot,1} + \dot{Q} + P = \dot{H}_2 + \dot{E}_{kin,2} + \dot{E}_{pot,2} + \frac{dE_S}{d\tau} \quad (52)$$

Předpoklad je, že lze zanedbat změnu mechanické energie oproti změně entalpie a oproti teplu vyměňovanému s okolím.

Takový případ nastává již při malé změně teploty v systému, u kterého příkon $P = 0$, jak lze ilustrovat těmito výpočty měrných veličin:

A. Měrná kinetická energie při rychlosti $v = 1$ m/s

$$e_{kin} = \frac{\dot{E}_{kin}}{\dot{m}} = \frac{v^2}{2} = \frac{1}{2} = 0,5 \quad (53)$$

B. Měrná potenciální energie při zdvižení o výšku $\Delta z = 1$ m v gravitačním poli

$$e_{pot} = \frac{\dot{E}_{pot}}{\dot{m}} = g \cdot \Delta z = 9,81 \cdot 1 = 9,81 \quad (54)$$

C. Přírůstek měrné entalpie kapalné vody při ohřátí z teploty 20°C na 21°C, tj. o $\Delta T =$

1 K. Hodnota c_p je z tabulek

$$h = \frac{\dot{H}}{\dot{m}} \quad (55)$$

$$\Delta h \equiv c_p \cdot \Delta T = 4,18 \cdot 10^3 \cdot 1 = 4180 \quad (56)$$

Z ilustrace plyne, že při neizotermních dějích, je-li současně příkon $P=0$, lze obvykle s malou chybou zanedbávat tzv. mechanické členy v bilanci celkové energie.

Upravená rovnice se označuje jako bilance entalpie. Pro

$$\dot{E}_{pot} = \dot{E}_{kin} = P = 0 \quad (57)$$

s přihlédnutím k rovnici (31) se dostane z rovnice (33)

$$\dot{H}_1 + \dot{Q} = \dot{H}_2 + \frac{dU_S}{d\tau} \quad (58)$$

kde $\frac{dU_S}{d\tau}$ je rychlost akumulace vnitřní energie.

Obvykle se vyskytují kontinuální procesy, u nichž se předpokládá ustálený stav (rychlost akumulace vnitřní energie = 0). Rovnice (39) se potom zjednoduší

$$\dot{Q} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 \quad (59)$$

Stejně jako u materiálových bilancí v případě entalpické bilance se nahradí zdroj a akumulace fiktivními proudy. Budou se však rozlišovat fiktivní hmotné a nehmotné proudy.

Fiktivní hmotné proudy vyjadřují entalpický tok \dot{H} fiktivními proudy odpovídajícími chemické reakci a akumulaci. Stejně jako u materiálových bilancí se rozšíří celkový počet hmotných proudů na $j = J$. Z toho je část proudů vstupních a zbývající část jsou proudy výstupní.

Fiktivní nehmotné proudy se vyjadřují úhrnně jako tepelný tok \dot{Q} a zdroj toku entalpie \dot{H}_* generovaný v systému z jiného druhu energie.

Rovnici (40) potom bude upravena rozšířením o příslušné členy

$$\dot{Q} + \dot{H}_* = \sum_{\substack{j=1 \\ \text{VSTUP}}}^J \dot{H}_j - \sum_{\substack{j=1 \\ \text{VÝSTUP}}}^J \dot{H}_j \quad (60)$$

Entalpický tok se vypočítá pomocí vztahů

$$\dot{H}_1 = \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{n}_1 \cdot h_1 \quad (61)$$

[5]

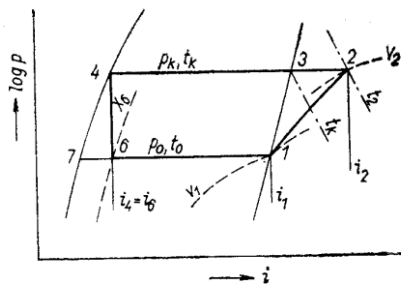
3 CHLADICÍ ZAŘÍZENÍ

Chlazením se vždy rozumí odnímání tepla látkám. Účelem chlazení je odnímat teplo předmětům nebo látkám, které se tím buď ochlazují na teploty nižší než okolní, nebo se mění jejich skupenství, popřípadě se odvádí reakční teplo. Zásadní význam tu má skutečnost, že odnímat teplo určité látky může opět jen taková látka, jejíž teplota je nižší než teplota látky ochlazované.

Podle druhého hlavního zákona termodynamiky nemůže teplo samovolně přecházet z tělesa chladnějšího na těleso teplejší. Vytvoření podmínek pro takové umělé ochlazování látek je úkolem strojního chlazení, na které přechází teplo z tělesa, které se chladí. [1][2]

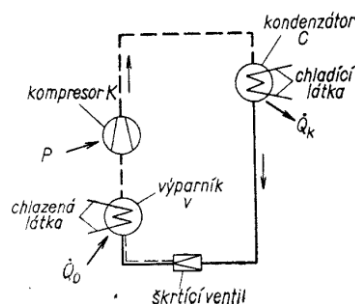
3.1 Jednostupňový parní oběh

V jednostupňovém parním chladicím zařízení se chlazené látce odnímá teplo pomocí jediného chladiva. Když se v jednostupňovém parním okruhu zanedbá tepelné a tlakové ztráty, ztotožní se tento oběh s Clausius-Rankinovým oběhem.



Obr. 5 i-p diagram parního oběhu

Jednostupňový parní oběh se skládá nejméně ze čtyř nutných částí - výparník, kompresor, kondenzátor, škrťací ventil.



Obr. 6 Základní uspořádání

V každém prvku oběhu se koná specifický děj. [1]

3.1.1 Přivádění tepla

Přivádění tepla z látky chlazené do chladiva je izobarický děj, při němž se ve výparníku přivádí teplo mokré páře 6 tak, že se její kapalná složka 7 varem mění na páru, o níž se v teoretickém oběhu předpokládá, že je právě nasycena (stav 1), Obr. 5. Elementární teplo, přivedené hmotové jednotce chladiva, je úsečkou 6-1, Obr. 5. Je to zároveň chladicí výkon zařízení s jednotkovým průtokem chladiva a nazývá se hmotová chladivost. Pro skutečně požadovaný chladicí výkon \dot{Q}_o je třeba, aby výparníkem a tím i ostatními částmi okruhu obíhalo

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} \quad (62)$$

což představuje základní rovnici pro řešení celého oběhu. Chladivost vztažená na objem par vystupujících z výparníku se nazývá objemová chladivost

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} \quad (63)$$

Při chodu zařízení se tlak, a tím i teplota vypařování, ustálí jako rovnovážný stav mezi množstvím chladiva vypařeným sdílením tepla z chlazené látky a množstvím chladiva odsátým kompresorem. Je tedy otázkou správného dimenzování kompresoru, aby odsál všechny vzniklé páry v takovém celkovém a tedy i měrném objemu, který odpovídá žádané teplotě vypařování.

Ve skutečném oběhu není teplota varu stálá, je-li ovlivněna hydrostatickým tlakem vysoké vrstvy vroucího chladiva, tlakovými ztrátami vroucího chladiva při průtoku výparníkem nebo působením rozpuštěného oleje.

Skutečný stav vystupující páry závisí na druhu výparníku a jeho zapojení, způsobu přivádění chladiva a jeho množství atp. Nejsou-li zvláštní důvody pro odvádění par přehřátých, odvádí se do kompresoru páry přibližně syté. Odvádění par mokrých se neprovádí pro nebezpečí kapalinových rázů v kompresoru. [1]

3.1.2 Stlačování (komprese)

Účelem stlačení (komprese) par je zvýšit jejich tlak na takovou hodnotu, při níž kondenzace proběhne za teploty vyšší, než je nejvyšší teplota ochlazující látky. Konečný tlak při kompresi je tedy určen tlakem kondenzace.

Výchozí stav je v teoretickém oběhu sytá pára, ve skutečném oběhu není obecně pára vycházející z výparníku sytá a mezi výparníkem a sacím hrdlem kompresoru vznikají tlakové a tepelné ztráty.

Komprese je teoreticky pochod adiabatický, ve skutečnosti polytropický. Kompresí přehřáté, syté a mírně mokré páry se u všech běžných chladiv získá pára přehřátá. [1]

3.1.3 Odvádění tepla

Odvádění tepla z oběhu se uskutečňuje v podkritické oblasti izobarickým dějem 2-3-4, Obr. 5. Při něm se odnímáním tepla přehřátá pára 2 nejprve ochlazuje na stav nasycení 3 (tento pochod lze z hlediska průběhu teploty i sdílení tepla obvykle zanedbat), a potom kondenzuje na kapalinu 4. [1]

3.1.4 Škracení

Škracení je realizačně velmi jednoduchý, ale termodynamicky neekonomický způsob redukce tlaku chladiva z kompresního tlaku na výparný tlak. Používá se ho proto, že expanze za konání práce je z hlediska konstrukce detanderu a jeho výkonu nereálná. Jak je odvozeno v termodynamice, nemění se při škracení entalpie a pochod je tedy znázorněn úsekem mezi body 4 a 6, Obr. 5. Škracením vždy vznikne mokrá pára v poměrném obsahu syté páry a vroucí kapaliny. [1]

3.2 Chladiva

Chladivem se nazývá látka, která v chladicím oběhu přijímá teplo při nízkém tlaku a teplotě a odevzdává je při vyšším tlaku a teplotě. Přívod a odvod tepla je spojen se změnou fáze chladiva. Vypařováním při přívodu tepla a kondenzací při jeho odvádění. Výjimkou je uvedené obecné definice je vzduch, který při plynovém oběhu konajícím vnější práci ne-

mění skupenství. Chladiva jsou jednoznačně označena svými chemickými značkami a ná-
zvy. [1] [3]

3.2.1 Požadavky na chladiva

Požadavky, které především rozhodují o účelném použití chladiva, jsou:

- a) Vlastnosti termodynamické (tlaky, termodynamická dokonalost, chladivost).
- b) Vlastnosti fyzikální (látkové hodnoty, elektrické vlastnosti, rozpustnost s vodou a oleji, hořlavost a výbušnost).
- c) Vlastnosti chemické (působení na materiály, stabilita, čistota).
- d) Fyziologické působení na lidský organismus.
- e) Cena a dodací možnosti.

U zařízení s parním a sorpčním oběhem se požaduje, aby tlaky neklesaly pod 1 bar (přisá-
vání vzduchu netěsnostmi) a nepřekračovaly 20 barů (příliš těžké tlakem namáhané části).

Termodynamická dokonalost se měří porovnávací účinností oběhu Rankinova a Carnotova
při týchž teplotách.

Objemová chladivost rozhoduje o průtočném objemu kompresorem. Proto se požaduje, aby
byla velká, kromě případů, kdy další zmenšování rozměrů stroje není žádoucí.

Látkové hodnoty (c_p, λ, η, v) mají vliv především na součinitele přestupu tepla a průtočné
odpory.

Elektrické vlastnosti (nízká elektrická vodivost, vysoká elektrická pevnost) jsou rozhodující
zejména u freonů, jejichž vysoká prolínavost vyžaduje řešení kompresorů, popř. čerpadel
v zapouzdřené formě a uvedené vlastnosti umožňují práci motorů v parách chladiva.

Rozpustnost chladiv s vodou a oleji je velmi různá od neomezené mísitelnosti až po prak-
ticky nulovou.

Hořlavost a výbušnost, vyjádřená podmínkami vzniku těchto dějů má výrazný vliv na bez-
pečnostní podmínky pro stavbu a provoz. Vysoká je hořlavost i výbušnost u uhlovodíků,
značná u čpavku, nulová u CO₂ a freonů.

Chemické působení na konstrukční a provozní materiály je velmi různé.

Stabilita všech chladiv kromě freonů je v oblasti běžných pracovních podmínek stálá.

Čistota chladiv je předepsaná normami nebo dodacími podmínkami výrobce a musí vylučovat vznik nežádoucích jevů během oběhu, jako je např. vymrzání vody, odchylky od stálé teploty změny skupenství apod.

Fyziologické působení na lidský organismus se nejčastěji vyjadřuje pomocí šestistupňové stupnice. Do 1. Skupiny patří nejnebezpečnější chladiva a do 6. Skupiny patří nejbezpečnější chladiva.

Neexistuje chladivo, které by optimálně splňovalo všechny požadavky, a tím spíše, že pro různé účely a provozní podmínky se tyto požadavky v jednotlivostech liší. Volba chladiva je potom výsledkem technickoekonomické úvahy, v níž je třeba uplatnit rozhodující hlediska. [1]

3.2.2 Druhy chladiva

Základní rozdělení chladiv:

- a) Klasická a běžná chladiva (voda, čpavek)
- b) Uhlovodíky (metan, etan, propan, etylén, propylen)
- c) Halogenované uhlovodíky (freony)

Voda

Voda jako chladivo je charakterizována dvěma vzájemně souvisejícími význačnými vlastnostmi:

- velmi nízkými tlaky, které v používané oblasti teplot 0 až +10°C leží v mezích asi 6 až 12 mbar.
- velmi vysokými měrnými objemy, ležícími v téže oblasti teplot mezi 100 a 200 m³/kg. I když hmotnostní chladivost je nejvyšší ze všech používaných látek, klesá objemová chladivost na hodnoty kolem 16 kJ/kg.

Následkem toho je voda použitelná v těch zařízeních, která mohou hospodárně pracovat s velkými průtočnými objemy při velmi nízkých tlacích. [1]

Čpavek

Čpavek je jedním z nejstarších chladiv pro parní i sorpční oběhy. Může se používat pro všechny druhy objemových kompresorů středních až velkých výkonností a řidčeji i pro turbokompresory vysokých výkonností.

Osvědčuje se především pro nejvyšší (kromě vody) hmotnostní chladivost i velmi vysokou objemovou chladivost, přeměřené tlaky v širokém rozsahu nejčastějších teplot -50 až +50 °C. Je výbušný, hořlavý a prudce jedovatý, avšak pronikavý zápach snižuje nebezpečí tím, že vytváří nesnesitelné ovzduší již při koncentracích nižších, než jsou životu nebezpečné. S vodou se mísí neomezeně. Po smíchání s vodou napadá mnoho kovů. S olejem se nerozpouští. [3]

Uhlovodíky

Společným znakem uhlovodíků je vysoká hořlavost i výbušnost, a proto jsou vhodné v chemickém a petrochemickém průmyslu, kde se pracuje s látkami podobných vlastností. Na oleje většinou působí chemicky. Některé z nich jsou při vyšších teplotách nestabilní. [1]

Halogenizované uhlovodíky (freony)

Freony jsou nazývány halové deriváty nasycených uhlovodíků (metanu, etanu atp.), obsahující alespoň 1 atom fluóru. Ostatní atomy jsou nahrazeny zcela nebo zčásti chlórem nebo výjimečně brómem.

Použití freonů jako chladiv způsobilo ohromný rozmach chladicí techniky zvýšením bezpečnosti a v mnoha případech možností odstranit nepřímé chlazení. Zároveň vynutilo, ale i umožnilo řadu zásadních koncepčních změn v řešení zařízení samých, jako např. zapouzdřené kompresory, kompaktní řešení blokových jednotek, systémy s malou náplní chladiva.

Freony mají řadu typických společných vlastností, z nichž hlavní jsou:

- a) Neznatelný zápach, nepatrná nebo většinou žádná jedovatost, naprostá nehořlavost a nevýbušnost. Rozkladem za vyšších teplot, popř. v přítomnosti žhavého povrchu se tvoří stopy fosgenu. Proto je ve strojovnách a místnostech s možným výskytem freonu zakázáno kouřit.
- b) Velmi malá korozivnost, v suchém stavu omezená na ne zcela čistý hořčík a hliník. V přítomnosti vody vznikají korozní jevy na většině konstrukčních materiálů.

- c) Velmi široká a u některých druhů neomezená rozpustnost s oleji a tuky vůbec. Tuto vlastnost je třeba respektovat nejen při odstraňování oleje uniklého z kompresorů do okruhu, ale i při konstrukci kluzných uložení.
- d) Neobyčejně velká prolínavost, vynucující použití naprosto hutných materiálů, minimálního počtu dobře těsnících spojů a co nejkompaktnější konstrukce.
- e) Mizivá rozpustnost vody. Voda v množství nad stanovenou mezí se chová jako voda volná a tuhne při poklesu teploty vody pod 0 °C. Protože k tomuto poklesu dochází ve škrticím orgánu, tj. v nejužším průtočném průřezu celého okruhu, narušuje se tím celá funkce zařízení. To, že takto vzniká převážná většina poruch malých zařízení, nutí k mimořádným opatřením ve výrobě i v provozu.
- f) Vysoké výrobní náklady, dané jak vlastními základními technologiemi, tak velmi přísnými požadavky čistoty. [1] [3]

3.3 Části parního oběhu

3.3.1 Kompresor

V chladicí technice odsává kompresor páry chladiva z výparníku tak, aby tam udržoval žádaný tlak, a stlačuje na tlak kondenzace. U oběhů plynových pak stlačuje plyn a ten v detanderu expanduje.

Typy kompresorů jsou:

- objemové - a to buď s vratným pohybem pístu, nebo s rotačním pohybem,
- rychlostní - lopatkové radiální, výjimečně osové, anebo proudové,
- různé (membránové, vodokružní). [1]

3.3.2 Kondenzátor

Kondenzátor je výměník tepla, v němž teplo ze stlačených par přechází do chladicí látky a tím tyto páry kondenzují. Při tom se jim odebrává i přehřívací teplo v rozmezí teplot $t_2 - t_k$.

Odnímání přehřívacího tepla nemá v podstatě vliv na pochod kondenzace, pokud oba pochody probíhají na téže teplosměnné ploše.

Podle druhu látek, jimiž jsou chlazeny, se kondenzátory dělí na:

- a) kondenzátory chlazené vodou (průtočné, sprchové, odpařovací),
- b) kondenzátory chlazené vzduchem (s přirozenou konvekcí, s nucenou konvekcí),
- c) kondenzátory chlazené vypařující se látkou. [1] [3]

3.3.3 Výparník

Výparník je výměník tepla, jehož účelem je umožnit výměnu tepla mezi chladivem vypařujícím se při tlaku, který odpovídá požadované vypařovací teplotě, a ochlazenou látkou, která odevzdává teplo vypařujícímu se chladivu.

Podle druhu ochlazovaných látek se můžou výparníky dělit na:

- výparníky pro chlazení kapalin, hlavně vody a solanek,
- výparníky pro chlazení plynů, především vzduchu,
- výparníky pro odnímání tepla kondenzujícími látkami, chladivo v kaskádních okruzích,
- výparníky speciální, určené pro nejrůznější technologické pochody.

Podle způsobu styku kapalného chladiva s teplosměnnou plochou se můžou výparníky rozdělit na:

- výparníky zaplavené, u nichž je prostor chladiva vyplněn kapalným chladivem tak, že teplosměnná plocha je do určité výše trvale zaplavena.
- výparníky suché, u nichž se kapalně chladivo přivádí na teplosměnnou plochu v množství odpovídajícím vypařenému; teče ve směru odsávaných par a vypaří se dříve, než dosáhne konce teplosměnné plochy.
- výparníky sprchové, u nichž se chladivo přivádí shora na teplosměnnou plochu v množství hmotnostně 4 až 8krát větším, než je množství vypařeného; stéká po ploše a příslušná část se vypaří; zbývající chladivo se čerpadlem recirkuluje.
- výparník s nucenou cirkulací chladiva, u nichž je recirkulované chladivo nuceně proháněno výparníkem v množství 4 až 5krát co do hmotnosti převyšujícím množství vypařeného, takže bezpečně smáčí celou teplosměnnou plochu. [1] [4]

3.3.4 Škrťací orgán

Pochodu škrťení se pro jeho realizační jednoduchost dává přednost před expanzí v pracovním stroji (detanderu), která je sice teoreticky energeticky hospodárnější, ale složitá a málo účinná. Škrťení se uskutečňuje v orgánu, jehož průtočný odpor se rovná tlakovému rozdílu $p_k - p_o$ a je způsoben podstatným zúžením průtočného průřezu v jednom místě nebo na značné délce. Pochod škrťení lze považovat za izoentalpický. [3]

3.4 Určení chladicího výkonu

3.4.1 Čistý chladicí výkon

Pro dosažení vlastního chladicího účinku je třeba, tzv. čistého chladicího výkonu, jehož průměrná hodnota za čas τ je

$$\dot{Q}_n = \frac{Q_n}{\tau} \quad (64)$$

což se rovná

$$\dot{Q}_n = \frac{m}{\tau} \cdot (h_1 - h_2) = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (65)$$

a jednotlivé varianty rovnice se volí s přihlédnutím k plynulosti nebo periodičnosti chladicího pochodu. Rozdíl entalpií při odnímání tepla jednosložkovým soustavám beze změny skupenství nebo s jeho změnou je dán známými vztahy $h = c_p \cdot \Delta t$, popř. $h = l$. [3]

3.4.2 Tepelné ztráty (zisky)

Tepelnými ztrátami se výkon zvyšuje.

Podle místa výskytu tepelné ztráty, se rozlišují tyto typy:

- Užitečný chladicí výkon \dot{Q}_u definovaný jako chladicí výkon v dohodnutém místě spotřeby chladu

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_n + \dot{Q}_{z1} \quad (66)$$

Do ztrát \dot{Q}_{z1} se zahrnují ty, které vznikají při vyvozování vlastního chladicího účinku.

- Hrubý chladicí výkon výparníku \dot{Q}_{vb} , který je dán součinem z průtoku chladiva a rozdílu jeho entalpie těsně za výparníkem a těsně před ním. Současně je

$$\dot{Q}_{vb} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{z2} \quad (67)$$

Tepelné ztráty související s \dot{Q}_{z2} jsou způsobeny především teplem prostupujícím z okolí v potrubích a nádobách do chlazené látky, do chladiva, popř. do teplotonosné látky a příkonem strojů pro cirkulaci těchto médií.

- Hrubý chladicí výkon kompresoru \dot{Q}_o , definovaný jako součin z průtoku chladiva kompresorem a rozdílu entalpií chladiva v sacím hrdle kompresoru a v místě těsně před škrticím ventilem. Je dále roven

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_{vb} + \dot{Q}_{z3} \quad (68)$$

\dot{Q}_{z3} veškeré ztráty nízkotlaké části okruhu od místa, kde se měřilo \dot{Q}_{vb} , tj. především teplo procházející z okolí chladiva. [1]

4 ZPŮSOBY ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA

Vhodným řešením pro využití tepelné energie z chladicího zařízení je vřazením výměníku pro využití tepla mezi kompresor a kondenzační výměník chladicího okruhu.

4.1 Popis zjištění výkonu vřazeného výměníku

Prvním krokem při určování výkonu výměníku pro rekuperované teplo je zjištění hmotnostního toku chladicího média. Ten se zjistí ze vztahu

$$\dot{Q}_{chl} = (h_{v(p_{chl})} - h_{l(p_{chl})}) \cdot \dot{m}_{chl} \quad (69)$$

po úpravě

$$\dot{m}_{chl} = \frac{\dot{Q}_{chl}}{(h_{v(p_{chl})} - h_{l(p_{chl})})} \quad (70)$$

Výkon výměníku pro rekuperované teplo se zjistí ze součtu tepla zjevného \dot{Q}_{zj} a tepelné energie uvolněné při částečné nebo úplné kondenzaci chladiva \dot{Q}_k .

$$\dot{Q}_{zj} = (h_{(t_{11}, p_{komp})} - h_{v(p_{komp})}) \cdot \dot{m}_{chl} \quad (71)$$

$$\dot{Q}_k = (h_{v(p_{komp})} - h_{l(p_{komp})}) \cdot \dot{m}_{chl} \quad (72)$$

$$\dot{Q}_{vym} = \dot{Q}_{zj} + \dot{Q}_k \quad (73)$$

4.2 Způsoby využití získaného tepla

Využitím rekuperovaného tepla se ohřívají systémy s teplonosným médiem na provozní teplotu kontinuálně, pokud možno bez nutnosti ohřívání těchto médií z jiného zdroje. Jsou různé způsoby využití získaného tepla např.:

- ohřívání teplé vody - je vhodné do provozů, kde jsou nároky na početné sprchování lidí, ještě vhodnějším využitím je časté oplachování prostor výroby, např. v masozpracující výrobě.

- ohřívání otopné vody - použití je ve vzduchotechnických jednotkách, kdy je nutné ohřívát prostory kanceláří, výroby apod. Platí zde přímá úměra, čím větší prostor, tím lépe využito rekuperované teplo.
- efektivita při rekuperovaném teple- tzn. že se rekuperované teplo, může vracet do toho samého systému, ze kterého bylo získáno.

4.3 Výhody využití získaného tepla

Posouzení výhod využití získaného tepla je z hlediska ekonomického, kdy použitím rekuperovaného tepla se ohřívá technologie teplem, které by jinak muselo být dodáváno jiným způsobem, např. ohříváním pomocí elektrického proudu. Dalším hlediskem je kompaktnější řešení, kdy přidané zařízení v chladicím okruhu nezabírá tolik místa jako samostatně provozované zařízení určené pro ohřev. Zajímavým je také enviromentální hledisko, kdy nedochází k maření volného zdroje tepla, tzn., že aplikací výměníku pro rekuperované teplo není nutné další spalování fosilních paliv, ke kterému by docházelo v případě, kdy by nebylo využito rekuperovaného tepla.

5 VÝMĚNÍKY TEPLA

Výměník tepla je zařízení, jehož úkolem je zprostředkovat přenos tepla obsažený v látce A, látce B. Výměníky tepla jsou základními jednotkami rozmanitých variant teplosměnných systémů, široce využívaných ve výrobní i nevýrobní sféře. Jejich úkolem je zabezpečit realizaci technologických procesů a operací vyžadujících ohřev nebo chlazení tekutin, popř. tuhých látek různé modifikace. [6]

5.1 Základní typy výměníků

Z hlediska výměny tepla mezi dvěma proudy tekutin A a B o různé teplotě se rozlišují tyto typy výměníků:

- a) Rekuperační výměníky - se vyznačují tím, že proud tekutiny A o vyšší teplotě je zpravidla oddělen pevnou stěnou od proudu tekutiny B, aby nedošlo ke smísení obou proudů. Pokud ke smísení proudů dojít nemůže, protože se látky A a B nemísí, je možno přepážku vynechat. V rekuperačních výměnících se sdílí teplo přestupem z jádra tekutiny A o vyšší teplotě na povrch stěny přiléhající k tekutině A, dále vedením stěnou a přestupem z povrchu stěny obtékané tekutinou B o nižší teplotě do jádra tekutiny B.
- b) Výměníky s tepelnými trubicemi - slouží ke sdílení tepla z proudu tekutiny A do proudu tekutiny B prostřednictvím látky C, která vyplňuje uzavřené tepelné trubice. Tepelné trubice jsou podle účelu různého druhu. Princip tepelných trubic je nejlépe popsán pomocí gravitační tepelné trubice instalované vertikálně.

Využívá se vysoké hodnoty součinitele přestupu tepla při varu a kondenzaci. Látka C je při pracovních podmínkách v dolních částech trubic kapalná. Přivádí se k varu prostupem tepla z proudu A do kapaliny C. Vznikající páry látky C v horní části tepelných trubic kondenzují vlivem prostupu tepla z látky C do proudu B. Látka B se tak ohřívá. Kondenzát látky C stéká do dolní části trubice. Dochází k cirkulaci páry a kondenzátu v tepelné trubici.

- c) Regenerační výměníky - slouží k nepřímému sdílení tepla prostupem mezi proudem tekutin A a B prostřednictvím látky C s vysokou tepelnou kapacitou. Proces je často periodický. Nejprve proudí prostorem vyplněným např. cihlami (látka C) proud te-

kutiny A o vyšší teplotě. Tím se zdivo ohřeje. Poté týmž prostorem proudí chladnější látka B, která se od vyhřátého zdiva ohřeje.

- d) Směšovací výměníky - dochází v nich k přímému styku látky A o vyšší teplotě a látky B o nižší teplotě za vzniku směsi obou látek o teplotě ležící v rozpětí teplot látky A a B. Pokud současně probíhá přídavné vypařování či chemická reakce, může být teplota vzniklé směsi i mimo zmíněné teplotní rozpětí. Výsledná teplota směsi se určí entalpickou bilancí. [6]

5.2 Rozdělení výměníků podle toku médií

V technické praxi převládají rekuperační výměníky tepla. Jejich základním tříděním je podle relativního směru proudění obou médií. Hovoří se pak o:

- výměnících s paralelním tokem,
- výměnících s křížovým tokem,
- výměnících se smíšeným tokem.

Výměníky s paralelním tokem mohou být souproudé, jestliže média proudí stejným směrem, a protiproudé, proudí-li protisměrně.

Ve výměnících s křížovým tokem se směr proudění médií navzájem kříží, přičemž úhel překřížení může nabývat rozličných hodnot.

V jednom výměníku může být současně paralelní a křížové uspořádání proudů média a pak se mu obvykle říká výměník se smíšeným tokem.

Volba jednotlivých uspořádání se řídí požadovanými podmínkami sdílení tepla a hospodárnosti procesu. [6,8]

5.3 Tepelný výpočet výměníku

Výpočet výměníku tepla je založen v podstatě na dvou základních rovnicích, a to na rovnici zachování energie a na rovnici sdílení tepla. Zpravidla se uvažuje stacionární sdílení tepla.

Rovnice zachování energie vyjadřuje, že teplo odevzdané teplejším médiem je rovno teplu přivedenému chladnějšímu médiu, zvětšenému o tepelné ztráty. Tepelné ztráty je třeba

uvažovat při přesnějších výpočtech. Při předběžných výpočtech se tepelné ztráty obvykle neuvažují, poněvadž je lze stanovit teprve po konstrukčním návrhu výměníku. V případě, že nenastává změna skupenství teplotných látek, platí pro ohřívání látky 2 látkou 1 rovnice

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{21} - t_{22}) + \dot{Q}_z \quad (74)$$

Rovnice zachování energie nabývá poněkud jiného tvaru, když ve výměníku nastává změna skupenství teplotných látek. V základní rovnici se může také uplatnit množství tepla vznikající při chemických reakcích nebo fyzikálními změnami.

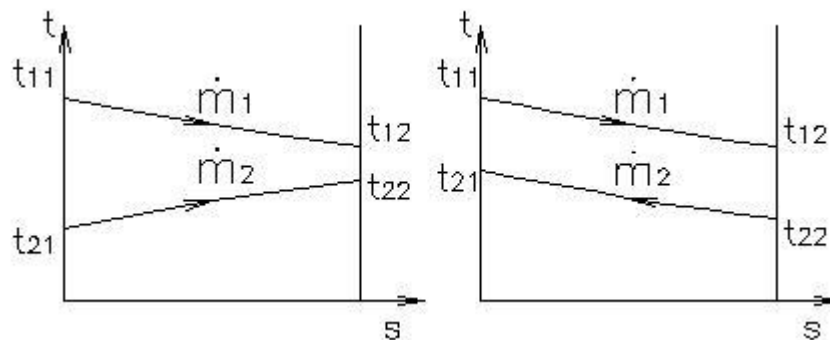
Rovnice sdílení tepla stanovuje podmínky pro teplosměnnou plochu při daném množství tepla z rovnice zachování energie.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_{is} \quad (75)$$

$$\Delta t_{is} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (76)$$

Obecně se teplota média ve výměníku mění. Teplé médium se ochlazuje, studené se ohřívá. Pak se mění i teplotní rozdíl Δt_x podél teplosměnné plochy. Za těchto podmínek platí ovšem rovnice sdílení tepla jen ve tvaru diferenciálním, vztahujícím se na element povrchu dA . Celkové množství tepla sdílené teplosměnnou plochou A se dostane integrací této diferenciální rovnice.

Průběh změny teplot obou médií podél teplosměnného povrchu je závislý na schématu jejich vzájemného pohybu.



Obr. 7 Průběh teplot teplého a studeného média při souproudu a protiproudu

Pro sou proud a protiproud jsou na Obr. 7 znázorněny průběhy obou teplotních křivek podél teplosměnného povrchu. Na ose úseček je povrch A , na ose pořadnic teploty teplého a studeného média. Z Obr. 7 lze odvodit několik závěrů. U sou proudů je konečná teplota studeného média t_{22} vždy menší než konečná teplota teplého média t_{12} .

U protiproudu může být konečná teplota studeného média větší, než konečná teplota teplé tekutiny. Při sou proudě nelze teplejší tekutinu ochladit pod konečnou teplotu chladnější tekutiny, resp. chladnější tekutinu ohřát na konečnou teplotu teplejší tekutiny. Z toho důvodu u protiproudu lze odvést totéž množství tepla menším množstvím studené tekutiny než u sou proudě nebo stejným množstvím s vyšší teplotou.

Teplotní rozdíl podél teplosměnného povrchu se mění více u sou proudě než u protiproudu. Střední hodnota teplotního rozdílu u protiproudu je větší než u sou proudě, takže protiproudý výměník vychází plošně menší než sou proudý. Při odpařování kapaliny nebo kondenzaci páry je teplota jednoho média konstantní, takže střední hodnota teplotního rozdílu je stejná u sou proudě jako u protiproudu.

Velikost plochy A bývá zpravidla předpokládána taková, jak je vypočtena z geometrického tvaru teplosměnné plochy. Ve skutečnosti může být užitečná plocha menší než geometrická, např. vlivem nesprávného proudění vytvořením mrtvých prostorů. [9]

6 VÝPOČET VÝMĚNÍKU

Zde jsou vyjmenovaná požadovaná data pro výpočty jednotlivých zařízení celé přídavné technologie na chladicí jednotku. Některá data jsou na vyžádání od výrobců, některá si investor určuje sám.

6.1 Data pro výpočet výměníku

- Typ chladicího média
- Kompresor - provozní tlak
- Chladicí výkon chladicí jednotky
- Výparná teplota ve výparníku chladicí jednotky
- Vstupní teplota teplotnosného média
- Výstupní teplota teplotnosného média

6.2 Data pro výpočet expanzní nádoby

- Výška mezi větví expanzní nádoby a zdrojem tepla (deskový výměník)

7 SOUHRN TEORETICKÉ ČÁSTI

V teoretické části bakalářské práce jsou sepsány nutné informace, které vedou k pochopení návrhu výměníku a podstaty návrhového programu HeRe 1.0, který je využit v praktické části bakalářské práce.

Základní principy sdílení tepla jsou popsány v první kapitole, ve které je nejdůležitější informací mechanismus prostupu tepla, což je složené sdílení tepla z konvekce a kondukce.

Ve druhé kapitole je vysvětlena bilance s použitím I. zákona termodynamiky, spolu s bilancemi hmotnosti a entalpie.

Ve třetí kapitole jsou popsány jednotlivé části Clausius-Rankinova cyklu, z čeho se skládá chladicí zařízení, typy používaných médií a jakým způsobem se zjistí výkon chladicího zařízení.

Ve čtvrté kapitole je ukázán princip vypočítání rekuperovaného tepla a způsoby uplatnění rekuperovaného tepla.

V páté kapitole jsou informace o výměnících tepla, jejich základní rozdělení a tepelný výpočet.

V šesté kapitole jsou vyjmenována data, která musí být zjištěna investorem před použitím návrhového programu HeRe 1.0.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

8 CÍLE PRAKTICKÉ ČÁSTI BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Hlavním cílem praktické části bakalářské práce je výpočet výkonu a teplosměnná plocha výměníku v programu HeRe 1.0, který je vytvořen v tabulkovém procesoru MS Excel. Výpočet těchto údajů je proveden na základě předaných dat zájemcem o instalaci výměňkové stanice pro využití tepla z chladicí jednotky. Tyto data jsou vyjmenována v kapitole 6 i v programu HeRe 1.0 na listu ZADÁNÍ.

Dále se řeší schéma zapojení a dispoziční řešení výměňkové stanice pro využití tepla z chladicí jednotky. Vzhledem k tomu, že každý provoz je specifický, je zde ukázán pouze návrh řešení dispozice výměňkové stanice.

V kapitole výpočet výměníku je slovně popsán postup výpočtu výkonu a teplosměnné plochy výměníku.

Diskuze výpočtu se zabývá popisem programu HeRe 1.0. a výpočty aparátů výměňkové stanice pro využití odpadního tepla z chladicí jednotky. Následuje konstrukční řešení deskového výměníku.

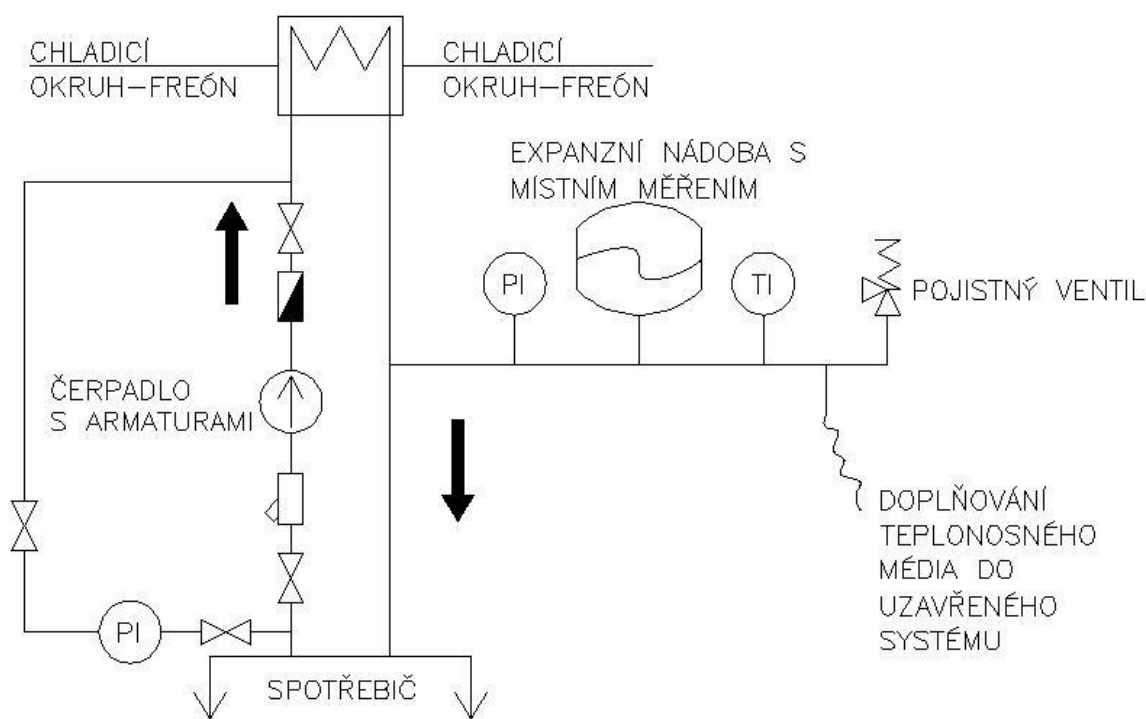
Zajisté nejzajímavějším výstupem této bakalářské práce, pro investora, je ekonomické zhodnocení. Tedy stanovení nákladů na pořízení výměňkové stanice na využití tepla z chladicí jednotky a výnosů za ušetřené teplo.

9 DISPOZIČNÍ ŘEŠENÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE

Kromě výpočtu teplosměnné plochy deskového výměníku na využití rekuperovaného tepla z chladicí jednotky, je důležité pro investora i samotné prostorové řešení výměníkové stanice. Výměníková stanice je soubor aparátů, které se skládají z výměníku tepla, čerpadla, expanzní nádrže teplonosného média, místního měření a armatur. Proto je nutné, aby investor uvažoval s dostatečným prostorem pro jednotlivé aparáty výměníkové stanice, z důvodu jejich snadné obslužnosti a údržby.

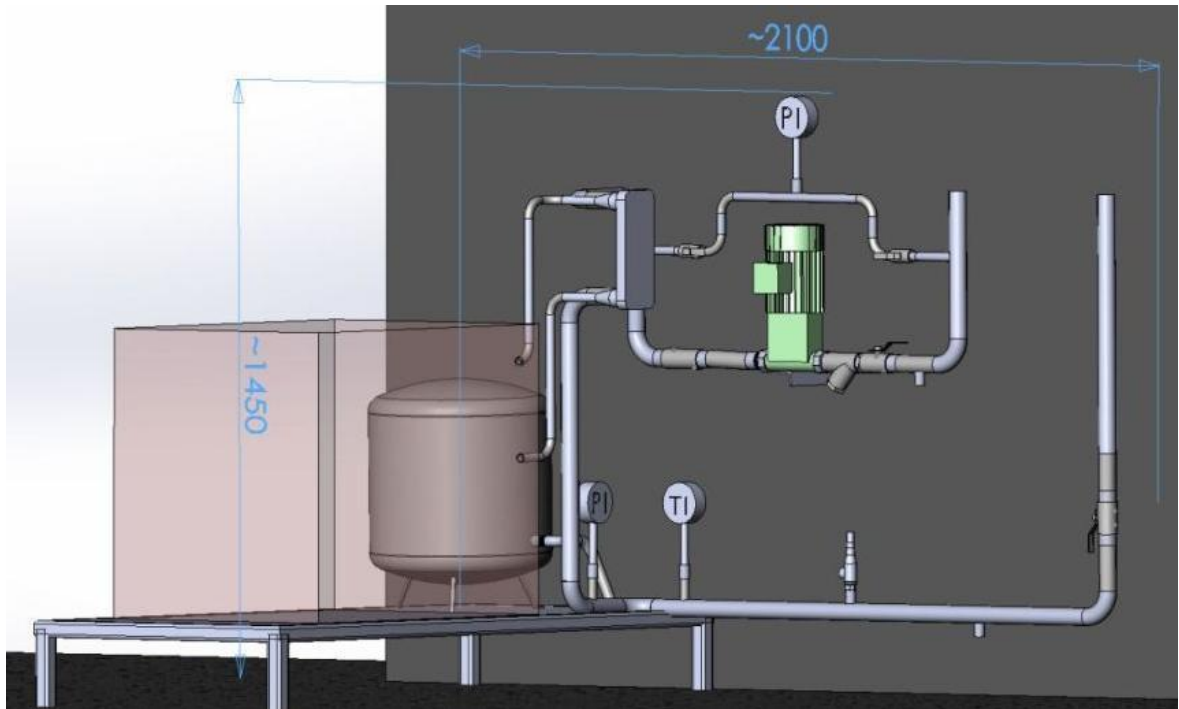
9.1 Schéma zapojení

Na Obr. 8 je ukázáno základní schéma zapojení jednotlivých aparátů výměníkové stanice. Pro složitější případy musí být schéma zapojení individuální.



Obr. 8 Základní schéma zapojení

9.2 Dispozice výměňkové stanice



Obr. 9 Návrh dispozice výměňkové stanice

Na Obr. 9 je znázorněno umístění jednotlivých aparátů výměňkové stanice. Konkrétní dispozice by neměla být řešena až po zakoupení jednotlivých aparátů, ale zároveň s návrhem výměňkové stanice a na základě provozních možností. Např. bude-li výměňková stanice umístěna v budově či mimo budovu pod přístřeškem.

V případě, že odběr teplotnosného média bude diskontinuální (nepravidelný), je nutné doplnit zásobní nádrž teplotnosného média, ve které se bude udržovat požadovaná teplota. Pokud se požaduje zásobní nádrž na teplotnosné médium velkého objemu, je vhodnější zvolit dvě menší, které objemem odpovídají původně zamýšlené nádrži, z důvodu snadnější instalace.

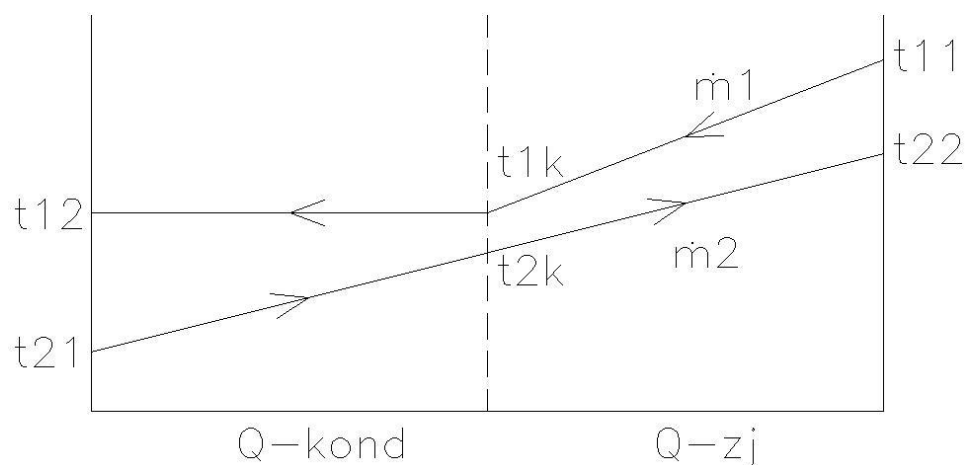
10 VÝPOČET VÝMĚNÍKU

Výpočet výměníku se provádí na základě I. a II. termodynamického zákona a znalostí o sdílení tepla.

Počítaný typ výměníku je deskový. Je nutné si určit, zda bude deskový či trubkový již na začátku výpočtu výměníku. Výpočet je prováděn v programu HeRe 1.0.

U deskového výměníku se výpočet nejdříve provede na freonové straně, kde dochází k určení provozního tlaku ve výparníku a výparného tepla při zadané výparné teplotě. Hmotnostní tok freonu se získává z chladicího výkonu chladicí jednotky a výparného tepla při výparné teplotě. Po té se v kondenzátoru určí kondenzační teplota freonu při provozním tlaku kompresoru a výparné teplo při této kondenzační teplotě freonu. Z těchto dostupných dat se vypočítá teplo kondenzační části. Následuje výpočet teploty po kompresi, určení měrného tepla při daném tlaku a vypočítání tepla části se zjevným teplem. Teplo kondenzační části a části se zjevným teplem dohromady dává výkon výměníku. Následuje určování hodnot na vodní straně. Zjistí se měrné teplo teplotnosného média a hmotnostní tok teplotnosného média. Za pomoci výkonu kondenzační části se vypočítá teplota rozhraní mezi kondenzační částí a částí se zjevným teplem.

Pro zjištění teplosměnné plochy výměníku je nutné znát součinitel přestupu tepla jednotlivých částí, což je v této fázi výpočtu možné provést. Na straně freonu se provádí výpočet součinitele přestupu tepla bez změny fáze a se změnou fáze. Na straně teplotnosného média se provádí výpočet součinitele přestupu tepla pouze beze změny fáze. Zjištěná teplosměnná plocha vede k určení typu deskového výměníku spolu s jeho cenou. [10]



Obr. 10 Průběh teplot protiproudého výměníku

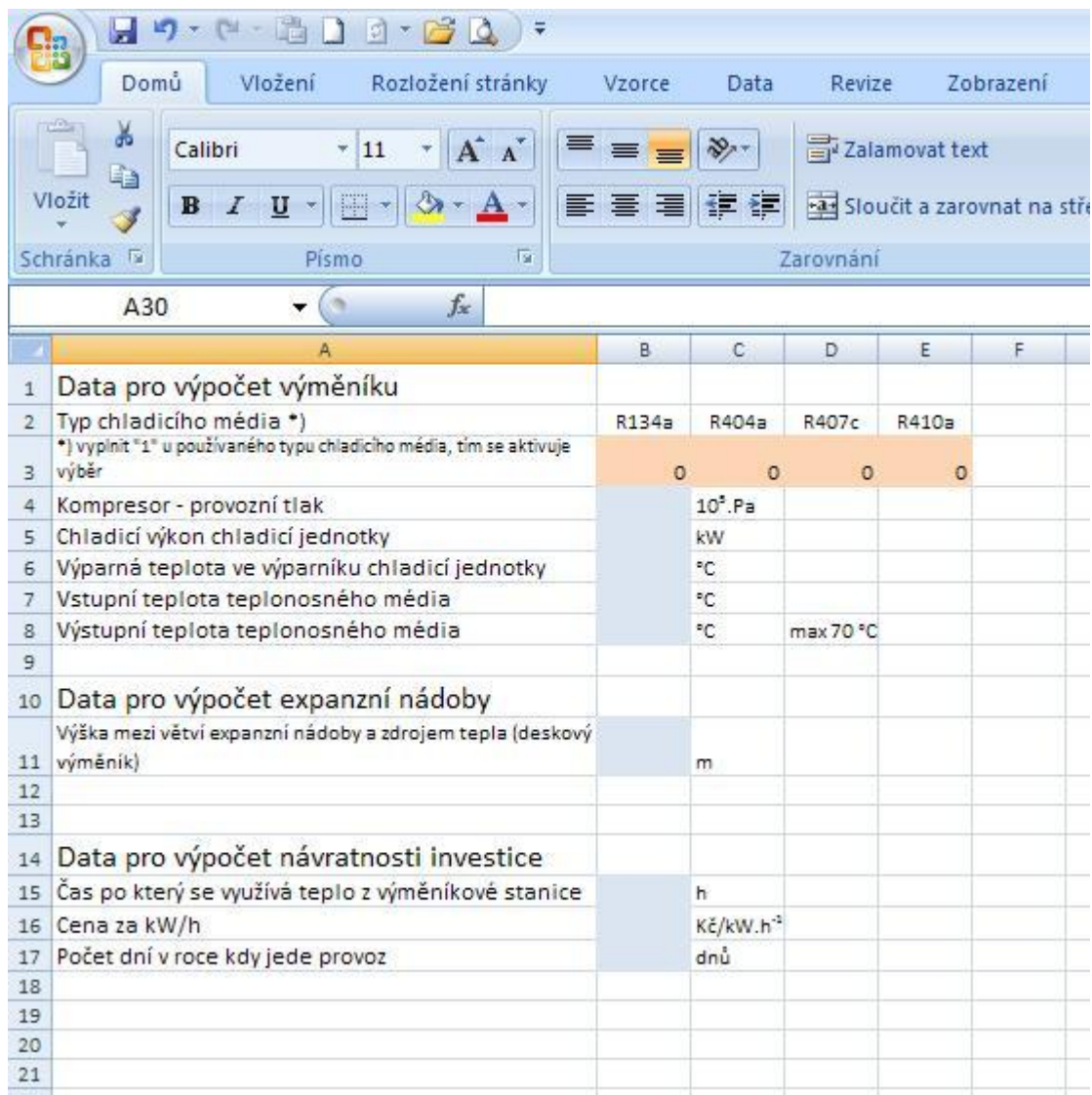
11 DISKUZE VÝPOČTU

Pro výpočet teplosměnné plochy deskového výměníku na rekuperované teplo z chladicí jednotky a expanzní nádrže byl vytvořen program HeRe 1.0 v tabulkovém procesoru MS Excel. Součástí programu HeRe 1.0 je i cenová kalkulace spolu s vyhodnocením návratnosti investice.

Autor programu HeRe 1.0 je Zuzana Spisarová Kautská, program je majetkem firmy VAKADING spol. s r.o. Zlín.

11.1 Zadávání a výpočet v programu HeRe 1.0

Na Obr. 11 je ukázáno, jak vypadá zadání vstupních dat v programu HeRe 1.0.



	A	B	C	D	E	F
1	Data pro výpočet výměníku					
2	Typ chladicího média *)	R134a	R404a	R407c	R410a	
3	*) vyplnit "1" u používaného typu chladicího média, tím se aktivuje výběr	0	0	0	0	
4	Kompresor - provozní tlak		10 ⁵ .Pa			
5	Chladicí výkon chladicí jednotky		kW			
6	Výparná teplota ve výparníku chladicí jednotky		°C			
7	Vstupní teplota teplotnosného média		°C			
8	Výstupní teplota teplotnosného média		°C	max 70 °C		
9						
10	Data pro výpočet expanzní nádrže					
11	Výška mezi větví expanzní nádrže a zdrojem tepla (deskový výměník)		m			
12						
13						
14	Data pro výpočet návratnosti investice					
15	Čas po který se využívá teplo z výměňkové stanice		h			
16	Cena za kW/h		Kč/kW.h ⁻²			
17	Počet dní v roce kdy jede provoz		dnů			
18						
19						
20						
21						

Obr. 11 Tabulka zadání v programu HeRe 1.0

Na Obr. 12 je ukázáno, jak vypadají výsledky cenové kalkulace nákladů, výpočet ušetřených nákladů s využitím tepla z chladicí jednotky a výpočet návratnosti investice.

	VYPOČTENO	ZADÁNO		
1	Projekt realizace - doplní investor		Čas po který se využívá teplo z výměňkové stanice	h
2	Teplosměnná plocha přidaného výměníku	m ²	Cena za kW/h	Kč/kW.h ²
3	Vhodný typ výměníku		Výkon deskového výměníku	kW
4	Expanzní nádoba	10 ⁵ .Pa	Cena ušetřeného tepla za den	
5	Vhodný typ expanzní nádoby	10 ⁵ .Pa	Počet dní v roce kdy jede provoz	dnů
6	NG	0 /5	Cena ušetřeného tepla za rok	
7	Cenu za čerpadlo - doplní investor		Návratnost investice do výměňkové stanice	rok
8	potrubního propojení spolu s armaturami a místním měřením - doplní investor			
9	montážní práce - doplní investor			
10	stavební úpravy - doplní investor			
11	náklady na provoz a údržbu - doplní investor			
12	náklady na energie - doplní investor			
13	náklady na servis a údržbu tlakových zařízení - doplní investor			
14	Celkové náklady	- Kč		

Obr. 12 Výpočet cenové kalkulace, cena ušetřeného tepla a výpočet návratnosti investice

11.2 Popis a ovládání programu HeRe 1.0

Důležitá vstupní data jsou již vyjmenována v kapitole 6 i v listě ZADÁNÍ v programu HeRe 1.0.

Typ chladicího média, provozní tlak kompresoru, chladicí výkon chladicí jednotky a výparnou teplotu ve výparníku musí být znám z průvodní dokumentace chladicí jednotky nebo na vyžádání u dodavatele chladicí jednotky.

V programu HeRe 1.0 je možno vybrat mezi čtyřmi hojně používanými druhy chladicího média, konkrétně R134a, R404a, R407c, R410a.

Provozní tlak kompresoru je možno zadat v rozmezí 10 až 25 bar.

Chladicí výkon chladicí jednotky a výparná teplota ve výparníku nemají určeno rozmezí zadávaných hodnot.

Vstupní a výstupní teplota teplotnosného média je zadávána dle požadavku z provozu investora, max. 70 °C. Vstupní teplota teplotnosného média nesmí být větší než kondenzační teplota freonu, která je závislá na tlaku kompresoru.

Dynamiku spotřeby tepla ve spotřebiči, např. přehřev vody pro sprchy, určuje investor dle požadavku provozu.

Jedním z důvodů, že se nedokončí výpočet teplosměnné plochy deskového výměníku, může být problém s nízkou kondenzační teplotou na straně freonu (t_{1k}). Problém se dá vyřešit zvýšením kompresního tlaku nebo snížením výstupní teploty teplotnosného média.

Program HeRe 1.0 je řešen univerzálně pro kontinuální odběr teplotnosného média s co nejširším uplatněním. Pokud investor má zájem o diskontinuální provoz, tzn., že odběr teplotnosného média je nárazový, je nutná konzultace s odbornou firmou, která se touto problematikou zabývá.

11.3 Bilanční rovnice

Výpočet výkonu deskového výměníku probíhá na základě bilanční rovnice, kdy se teplo vyprodukované freonem rovná teplu vyprodukovaného teplotnosným médiem. Bilanční rovnice platí i pro jednotlivé sekce výměníku, tzn. pro kondenzační část i pro část se zjevným teplem.

$$Q = \dot{m}_1 \cdot c_{p_{freonu}} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p_{tepl.m.}} \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad (77)$$

11.4 Výpočet expanzní nádrže

Pro výpočet provozních hodnot expanzní nádrže od firmy Reflex se musí zadat výška mezi větví expanzní nádoby a zdrojem tepla (deskovým výměníkem).

Ze zadané výšky se určuje tlak plynu v nádobě p_o , na základě této hodnoty tlaku se stanoví tlak pojistného ventilu p_{sv} . Z výkonu deskového výměníku se vypočítá přibližný vodní objem V_a , který by expanzní nádoba měla minimálně zvládat. [12]

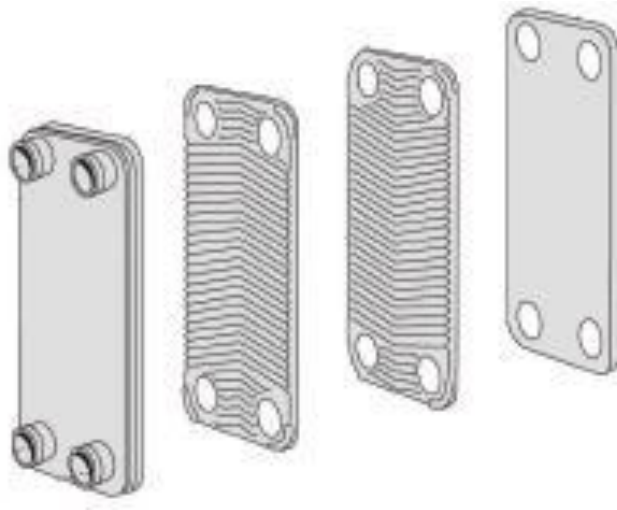
12 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VÝMĚNÍKU

Vhodnými typy výměníků pro řešení využití tepla z chladicí jednotky jsou trubkové i deskové. Ale vzhledem k ekonomickému hledisku, jsou zvoleny deskové výměníky, které jsou s odpovídající kvalitou za nižší cenu, než se pohybují ceny trubkových výměníků.

Deskový výměník typu B od firmy SWEP umožňuje efektivní výměnu tepla v aplikaci s malými toky a extrémními nároky na kompaktnost. Deskový výměník se snadno instaluje a používá, je malý a přitom flexibilní. [13]

12.1 Konstrukce výměníku

Deskové výměníky tepla pájené na tvrdo jsou složeny z tenkých ocelových profilových desek, které mezi sebou tvoří kanálkové prostory. Desky jsou po obvodu a na styčných místech spojeny pájkou. Tím je dosaženo vysoké tuhosti s vysokou tepelnou vodivostí. [13]



Obr. 13 Deskový výměník typu B od firmy SWEP

12.2 Materiál desek

Při výrobě deskových výměníků se používá nerezová ocel AISI 316, která odpovídá oceli ČSN 17 348. Deskové výměníky se také vyrábějí z oceli s vyšším přírůstkem molybdenu. Má zvýšenou odolnost proti důlkové korozi a tvorbě trhlin. [13]

12.3 Materiál k letování desek

Jednotlivé desky jsou k sobě pájené na tvrdo většinou mědí, případně niklovou pájkou pro speciální použití například pro potravinářský průmysl (tam kde předpisy nedovolují použití Cu pájky). [13]

12.4 Standardní připojení

Napojení na systém primárního a sekundárního okruhu je možností volby spojení k deskovému výměníku. Většinou vnější závit, nebo pájecí hrdlo. [13]



Obr. 14 Standardní připojení deskových výměníků firmy SWEP

13 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Investiční akce by měla probíhat v těchto krocích:

- Zpracování projektové dokumentace.
- Vytvoření finanční a organizační základny pro realizaci projektu.
- Realizace nabídkových řízení zahrnující vyhodnocení nabídek a výběr dodavatele.
- Zkušební provoz a uvedení do provozu.
- Vyhodnocení výnosů za jeden rok v provozu.

[14]

13.1 Náklady investice

První nákladem na pořízení výměňkové stanice pro využití tepla z chladicí jednotky by měla být projekční dokumentace. Výhodou projekční dokumentace je získání podkladů pro výběrové řízení na dodavatele výměňkové stanice na využití tepla z chladicí jednotky. Největším nákladem je samotné pořízení výměňkové stanice, které se odvíjí od parametrů chladicí jednotky a potřeb provozu na teplou užitkovou vodu. Dalšími náklady jsou stavební úpravy. Nedají se všeobecně vyjádřit, pro každý projekt jsou individuální. Náklady na provoz a údržbu by neměli být nijak vysoké, ale je nutné počítat s tím, že jednou za čas je nutné vyměnit těsnění či ucpávku na čerpadle. Náklady na energie se odvíjejí od příkonu instalovaného čerpadla, ostatní aparáty výměňkové stanice jsou bez potřeby elektrického proudu. Jedinými pravidelnými, jednou za rok, jsou náklady na servis a údržbu tlakových zařízení, konkrétně expanzní nádoby. Vzorec pro výpočet celkových nákladů tedy je:

$$CN = PR + PVS + SÚ + NPÚ + NE + NSÚTZ \quad (78)$$

CN - celkové náklady

PR - projekt realizace

PVS - pořízení výměňkové stanice

SÚ - stavební úpravy

NPÚ - náklady na provoz a údržbu

NE - náklady na energie

NSÚTZ - náklady na servis a údržbu tlakových zařízení

13.2 Výnosy z výměňkové stanice

Výnosy z výměňkové stanice jsou ovlivněny dobou, po kterou je nutné dodávat teplou užitkovou vodu. Dále pak sazbou za kW/h a také získaným výkonem z deskového výměňku. Vzorec pro výpočet výnosů z výměňkové stanice tedy je:

$$V = \check{C} * VDV * S \quad (79)$$

V - výnosy z výměňkové stanice

Č - čas spotřeby teplé užitkové vody

VDV - výkon deskového výměňku

S - sazba za kW/h

13.3 Návratnost investice

Návratnost investice je stanovena s podílu celkových nákladů a výnosů z výměňkové stanice

$$NI = \frac{CN}{V} \quad (80)$$

NI - návratnost investice

Některé firmy mohou mít stanoveno, že návratnost investice na jejich investiční akci nesmí překročit jimi stanovenou dobu, např. 4 roky. Pokud se tak stane, je pro ně investice nezájímavá nebo hledají alternativní řešení.

13.4 Pořízení výměňkové stanice

Náklady na pořízení výměňkové stanice se skládají z ceny deskového výměňku, expanzní nádoby, čerpadla, potrubního propojení spolu s armaturami, místního měření a montážní práce. První dvě položky jsou automaticky stanoveny v programu HeRe 1.0, ostatní se stanovují na základě projektu, který je zpracován dle provozních dat.

ZÁVĚR - APLIKACE PRO PRAXI

V teoretické části bylo pojednáváno o sdílení tepla a bilančních rovnicích, které jsou důležité znát pro výpočty výměníků. Také byla podrobně popsána chladicí jednotka a vyjmenovány typy výměníků spolu s jejich výpočtem a neméně důležité způsoby získávání tepla.

V praktické části v souladu se zadáním byla řešena dispozice výměňkové stanice na využití tepla z chladicí jednotky, výpočet výměníku a konstrukční řešení výměníku. V diskuzi výpočtu je rozebírán program, ve kterém se provedl výpočet výměníku spolu s ekonomickým zhodnocením.

Rekuperované teplo z chladicího zařízení je zajímavé pro provozy, kde se vyskytuje chladicí zařízení a zároveň je potřeba teplé užitkové vody (teplonosného média). Těmito provozy jsou např. masozpracující firmy, hypermarkety.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika*. 1.vyd. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971. 216 s.
- [2] FENCL, Zdeněk. *Strojní chlazení*. 1.vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1966. 108 s.
- [3] DVOŘÁK, Zdeněk. *Základy chladicí techniky*. 1.vyd. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1986. 256 s.
- [4] CHLUMSKÝ, Vladimír. *Technika chlazení*. 1.vyd. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971. 552 s.
- [5] NEUŽIL, Lubomír, MÍKA, Vladimír. *Chemické inženýrství I*. 2.vyd. Praha: Vydavatelství VŠCHT, 1998. 464 s. ISBN 80-7080-312-6
- [6] SAZIMA, Miroslav, KMONÍČEK, Vladimír, SCHNELLER, Jiří, kolektiv. *Teplo*. 1.vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. 592 s. ISBN 80-03-00043-2.
- [7] KOSSAZSKÝ, Elemír, SUROVÝ, Julius. *Chemické inženýrství I*. 3.vyd. Brno: ALFA - vydavatelstvo technickej a ekonomickej literatury, 1972. 392 s.
- [8] MÍKA, Vladimír. *Základy chemického inženýrství*. 1.vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury společně s ALFA - vydavatelstvo technickej a ekonomickej literatury, 1977. 872 s.
- [9] KALČÍK, Josef, SÝKORA, Karel. *Technická termomechanika*. 1.vyd. Brno: Academia, nakladatelství Československé akademie věd, 1973. 540 s.
- [10] ŠTĚTINA, Josef. *Internetový portál fakulty strojního inženýrství VUT Brno* [online]. [cit. 2012-05-01] Dostupný z <<http://studyenergyweb.fme.vutbr.cz/sew/wp-content/uploads/2012/03/TT-JS2011-12L-12.pdf>>
- [11] MÍKA, Vladimír, NEUŽIL, Lubomír, VLČEK, Jiří. *Sbírka příkladů z chemického inženýrství*. 2.vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury společně s ALFA - vydavatelstvo technickej a ekonomickej literatury, 1981. 756 s.
- [12] *Internetový portál firmy Reflex* [online]. [cit. 2012-05-10] Dostupný z <<http://www.reflexcz.cz/cz/expazni-nadoby-reflex-ng-a-n>>

-
- [13] *Internetový portál firmy SWEP, výměníky tepla* [online]. [cit. 2012-05-10] Dostupný z <<http://www.vymeniky-tepla.cz>>
- [14] FOTR, Jiří. *Podnikatelský plán*. 2.vyd. Praha: Vydavatelství Grada Publishing spol. s r. o., 2001. 220 s. ISBN 80-7169-812-1

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

α	Součinitel teplotní vodivosti	[m ² .s ⁻¹]
A	Plocha	[m ²]
CN	Celkové náklady	[Kč]
c_p	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Č	Čas spotřeby teplé užitkové vody	[hod]
d	Průměr	[m]
E	Energie	[J]
\dot{E}	Celkový tok zářivé energie	[W]
\dot{E}	Tok energie	[W]
\dot{E}_a	Tok pohlcené zářivé energie	[W]
\dot{E}_r	Tok odražené zářivé energie	[W]
\dot{E}_t	Tok propouštěné zářivé energie	[W]
e	Měrná energie	[J.kg ⁻¹]
Gr	Grashofovo kritérium	[1]
g	Hodnota gravitačního zrychlení	[m.s ⁻²]
H	Entalpie	[J]
\dot{H}	Tok entalpie	[W]
h	Molární entalpie	[J.mol ⁻¹]
h	Měrná entalpie	[J.kg ⁻¹]
Δh	Rozdíl měrné entalpie	[J.kg ⁻¹]

k	Součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
k_L	Délkový součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
L	Délka	[m]
l	Charakteristický rozměr	[m]
l_p	Potenciální výška, měřená od zvolené základní roviny	[m]
m	Hmotnost	[kg]
\dot{m}	Hmotnostní tok	[kg.s ⁻¹]
NE	Náklady na energie	[Kč]
NI	Návratnost investice	[rok ⁻¹]
NPÚ	Náklady na provoz a údržbu	[Kč]
NSÚTZ	Náklady na servis a údržbu tlakových zařízení	[Kč]
Nu	Nusseltovo kritérium	[1]
P	Příkon	[W]
PR	Projekt realizace	[Kč]
PVS	Pořízení výměňkové stanice	[Kč]
Pr	Prandtlovo kritérium	[1]
p	Tlak	[Pa]
Re	Reynoldsovo kritérium	[1]
r	Poloměr	[m]
Q	Teplo	[J]
Q_n	Odváděné teplo chlazené látky	[J]

\dot{Q}	Tepelný tok	[W]
\dot{Q}_k	Teplo kondenzační	[W]
\dot{Q}_n	Čistý chladicí výkon	[W]
\dot{Q}_o	Hrubý chladicí výkon kompresoru	[W]
\dot{Q}_u	Užitečný chladicí výkon	[W]
\dot{Q}_{vb}	Hrubý chladicí výkon výparníku	[W]
\dot{Q}_{vym}	Tepelný výkon výměníku	[W]
\dot{Q}_z	Ztráty tepla	[W]
\dot{Q}_{zj}	Teplo zjevné	[W]
q	Hodnota intenzity tepelného toku	[J. m ⁻² .s ⁻¹]
q_o	Hmotová chladivost	[J.kg ⁻¹]
q_v	Objemová chladivost	[J. m ⁻³]
S	Sazba za kW/h	[Kč/kW.hod ⁻¹]
SÚ	Stavební úpravy	[Kč]
T	Kelvinova teplota	[K]
ΔT	Teplotní rozdíl	[K]
t	Celsiova teplota	[°C]
$\langle t_A \rangle$	Střední teplota tekutiny	[°C]
Δt	Teplotní rozdíl	[°C]
Δt_{15}	Logaritmický střed rozdílu teplot	[°C]

U	Vnitřní energie	[J]
\dot{U}	Tok vnitřní energie	[W]
V	Výnosy z výměňkové stanice	[Kč/rok]
VDV	Výkon deskového výměníku	[kW]
\dot{V}	Objemový tok	[m ³ .s ⁻¹]
v	Hodnota rychlosti	[m.s ⁻¹]
\bar{v}^2	Změna kinetické energie látky v soustavě	[m.s ⁻¹]
W	Práce	[J]
x	Směr kolmý na diferenciální izotermickou plochu dA	[m]
Δz	výška	[m]
α	Součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
β	Součinitel tepelné roztažnosti	[K ⁻¹]
δ	Tloušťka	[m]
ε_a	Pohltivost	[1]
ε_r	Odrazivost	[1]
ε_t	Propustnost	[1]
η	Dynamická viskozita	[Pa.s]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν	Kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[1]

ρ	Hustota látky	[kg.m ⁻³]
τ	Čas, doba	[s]
φ	Úhlová souřadnice	[rad]
Indexy		
0	Počáteční hodnota	
1	Konečná hodnota	
1	Médium 1	
1	Počáteční stav	
2	Konečný stav	
2	Médium 2	
<i>A</i>	Médium A	
<i>B</i>	Médium B	
<i>chl</i>	Chladicí okruh	
<i>g</i>	Plyn	
<i>kin</i>	Kinetická složka	
<i>komp</i>	Vztaženo ke kompresoru	
<i>l</i>	Kapalina	
<i>n</i>	Vztaženo k čistému chlazení	
<i>pot</i>	Potenciální složka	
<i>s</i>	Vztaženo ke stěně	

s Vztaženo k systému

v Pára

w Vztaženo ke stěně

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Rozdělení teploty t napříč deskou.....	14
Obr. 2 Řez válcovou trubkou a teplotní profil	15
Obr. 3 Prostup tepla stěnou (prouděním a vedením)	19
Obr. 4 Idealizovaný teplotní profil při prostupu tepla z média A do média B rovinnou stěnou.....	21
Obr. 5 i-p diagram parního oběhu.....	28
Obr. 6 Základní uspořádání.....	28
Obr. 7 Průběh teplot teplého a studeného média při souproudu a protiproudu	42
Obr. 8 Základní schéma zapojení.....	48
Obr. 9 Návrh dispozice výměňkové stanice	49
Obr. 10 Průběh teplot protiproudého výměníku	50
Obr. 11 Tabulka zadání v programu HeRe 1.0	51
Obr. 12 Výpočet cenové kalkulace, cena ušetřeného tepla a výpočet návratnosti investice.....	52
Obr. 13 Deskový výměník typu B od firmy SWEP	54
Obr. 14 Standardní připojení deskových výměníků firmy SWEP	55

SEZNAM PŘÍLOH

PI: Ukázka zadání a vypočtu vzorového případu v programu HeRe 1.0

PII: Výkresová dokumentace teplosměnných ploch

PŘÍLOHA P I: UKÁZKA ZADÁNÍ A VÝPOČTU VZOROVÉHO PŘÍPADU V PROGRAMU HERE 1.0

	A	B	C	D	E	F
1	Data pro výpočet výměníku					
2	Typ chladicího média *)	R134a	R404a	R407c	R410a	
3	*) vyplnit "1" u používaného typu chladicího média, tím se aktivuje výběr	1	0	0	0	
4	Kompresor - provozní tlak	12	10 ⁵ .Pa			
5	Chladicí výkon chladicí jednotky	20	kW			
6	Výparná teplota ve výparníku chladicí jednotky	-5	°C			
7	Vstupní teplota teplotnosného média	20	°C			
8	Výstupní teplota teplotnosného média	50	°C	max 70 °C		
9						
10	Data pro výpočet expanzní nádoby					
11	Výška mezi větví expanzní nádoby a zdrojem tepla (deskový výměník)	1	m			
12						
13						
14	Data pro výpočet návratnosti investice					
15	Čas po který se využívá teplo z výměníkové stanice	6	h			
16	Cena za kW/h	6	Kč/kW.h ⁻¹			
17	Počet dní v roce kdy jede provoz	251	dnů			
18						
19						
20						

HeRe.xlsm - Microsoft Excel

Domů Vložení Rozložení stránky Vzorce Data Revize Zobrazení Vývojář

Normální Rozložení stránky Zobrazit konce stránek Zobrazení sešitů Zobrazit vlastní obrázky Zobrazit celá

Pravítko Mřížka Panel zpráv Zobrazit či skrýt

100% Přejít na výběr Lupa

Nové Uspořádat příčky

Rozdělit Skryt Zobrazit

Řádek vzorců Nadpisy

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1							ZADÁNO						
2							10 000 Kč						
3								0.3 m2					
4													
5													
6							3 060 Kč						
7													
8													
9													
10													
11							1 204 Kč						
12							8 000 Kč						
13													
14							12 000 Kč						
15							10 000 Kč						
16							2 000 Kč						
17							1 000 Kč						
18							15 000 Kč						
19													
20													
21								67 264 Kč					
22													
23													

H27

f_x

Čas po který se využívá teplo z výměňkové stanice

Cena za kW/h

Výkon deskového výměníku

Cena ušetřeného tepla za den

Počet dní v roce kdy jede provoz

Cena ušetřeného tepla za rok

Návratnost investice do výměňkové stanice

0.33 rok

Celkové náklady

67 264 Kč