

Tvorba interaktivního programu pro entalpickou bilanci trubkových výměníků

Interactive software application for the enthalpy balance of tube heat exchangers calculation

Jan Šebestík

Bakalářská práce
2009

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky
Ústav automatizace a řídicí techniky
akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Jan ŠEBESTÍK
Studijní program: B 3902 Inženýrská informatika
Studijní obor: Automatické řízení a informatika

Téma práce: Tvorba interaktivního programu pro entalpickou bilanci trubkových výměníků

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii zaměřenou na popis konstrukce a princip činnosti rekuperačních trubkových výměníků tepla.
2. Seznamte se s výpočtem tepelných ztrát prostupem a s výpočtem součinitele prostupu tepla jednoduchou i vícevrstvou válcovou stěnou.
3. Proveďte entalpickou bilanci trubkového výměníku tepla pro případ souproudeho a protiproudeho uspořádání a popište vliv tvorby kotelního kamene ve výměníku na účinnost výměníku.
4. Vypočítejte součinitele prostupu tepla a tepelný tok stěnou ve výměníku typu trubka v trubce a ve svazkovém výměníku tepla. Výpočet proveďte pro nový výměník i pro provozem zanesený výměník tepla.
5. Vytvořte ve zvoleném systému počítačové algebry interaktivní program pro výpočet tepelného toku stěnou tepelného výměníku typu trubka a svazkového výměníku.
6. Porovnejte účinnost přenosu tepla v novém a v provozem zaneseném výměníku tepla a proveďte srovnání nákladů na jejich provoz.

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

1. MÍKA, Vladimír. Základy chemického inženýrství. Praha : SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1977. 870 s.
2. ŠESTÁK, Jiří, ŽITNÝ, Rudolf. Tepelné pochody II : Výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev. 2. vyd. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2006. 165 s. ISBN 80-01-03475-5.
3. KOLOMAZNÍK, Karel, et al. Teorie technologických procesů III. 1. vyd. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1976. 139 s.
4. ŠESTÁK, Jiří, RIEGER, František. Přenos hybnosti, tepla a hmoty. 3. vyd. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2005. 299 s. ISBN 80-01-02933-6.
5. PERRY, R. H.; GREEN, D. W. Perry's chemical engineers' handbook. (CD ROM). 7 th ed. New York: McGraw-Hill Book Co. 1999.
6. KARBAN, Pavel. Matlab a Simulink. Brno : Computer Press, a.s., 2006. 220 s. ISBN 978-80-251-1448-3.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Hana Charvátová, Ph.D.**
Ústav automatizace a řídicí techniky

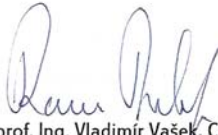
Datum zadání bakalářské práce: **27. února 2009**

Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2009**

Ve Zlíně dne 27. února 2009


prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
děkan




prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá tepelnou bilancí trubkových výměníků tepla s cílem vytvořit softwarovou aplikaci pro výpočet entalpické bilance rekuperačních trubkových výměníků s paralelním tokem tekutin. Vychází ze základních znalostí pro výpočet prostupu tepla a tepelný tok uvnitř trubkového výměníku a uvažuje vliv tvorby kotelního kamene z hlediska účinnosti výměníku a srovnání nákladů na jeho provoz.

Softwarová aplikace byla vytvořena v prostředí programu MATLAB a lze ji použít pro urychlení časově náročného výpočtu. Navíc bude sloužit jako učební pomůcka pro výuku předmětu Procesní inženýrství.

Klíčová slova: trubkový výměník, prostup tepla, kotelní kámen, entalpická bilance, MATLAB

ABSTRACT

This bachelor thesis is concerned with heat balance of tube heat exchangers in order to create a software application to calculate the enthalpy balance of recuperative tube heat exchangers with parallel flow of fluids. It was motivated from the basic knowledge of heat penetration and heat flow inside a tube exchanger and it theorizes about furstone creation regarding the effectiveness of this exchanger and the comparison for its use.

The software application was created in the program MATLAB and it is possible to use it to accelerate time-consuming calculation. In addition, it will be useful for processing engineering methods.

Keywords: tube heat exchangers, heat penetration, furstone, enthalpy balance, MATLAB

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucí své bakalářské práce Ing. Haně Charvátové, Ph.D. za poskytnuté rady, odbornou pomoc a trpělivost při řešení práce. Taktéž děkuji rodičům a kamarádům za poskytnutou podporu, díky které tato práce vznikla.

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním 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;
- beru na vědomí, že bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k prezenčnímu nahlédnutí, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v příruční knihovně Fakulty aplikované informatiky Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji 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;
- beru na vědomí, že podle § 60 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 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – 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 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 bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem 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.

Prohlašuji,

že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.
V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.

Ve Zlíně

.....
podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD	8
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 SDÍLENÍ TEPLA	11
1.1 SDÍLENÍ TEPLA VEDENÍM	11
1.1.1 Součinitel tepelné vodivosti	12
1.1.2 Sdílení tepla válcovou stěnou	12
1.2 SDÍLENÍ TEPLA PROUDĚNÍM	14
1.2.1 Sdílení tepla mezi tekutinou a tuhým tělesem.....	14
1.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí	15
1.2.3 Kritéria podobnosti pro tepelné procesy	15
1.2.4 Přestup tepla bez fázové přeměny pro nucenou konvekci	17
1.2.4.1 Systémy s teplosměnnou plochou vytvořenou z trubek.....	17
1.2.5 Přestup tepla při fázové přeměně	20
1.2.5.1 Kondenzace.....	20
1.2.5.2 Var	20
1.3 PROSTUP TEPLA	21
1.3.1 Prostup tepla válcovou stěnou.....	21
2 VÝMĚNÍKY TEPLA	24
2.1 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ TRUBKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ	25
2.2 TEPelné BILANCE VÝMĚNÍKŮ S PARALELNÍM TOKEM TEKUTIN.....	25
2.2.1 Souproudé uspořádání toku tekutin.....	26
2.2.2 Protiproudý výměník.....	29
2.2.3 Výměník tepla při varu a kondenzaci.....	30
2.2.4 Kotelní kámen	31
3 POPIS PROGRAMU MATLAB	32
3.1 PRACOVNÍ PLOCHA	32
3.2 M-SOUBORY	33
II PRAKTICKÁ ČÁST	35
4 ŘEŠENÍ VZOROVÉHO PŘÍKLADU	37
4.1 SROVNÁNÍ NÁKLADŮ NA PROVOZ NOVÉHO A ZANESENÉHO VÝMĚNÍKU	43
5 POPIS A OVLÁDÁNÍ APLIKACE	44
ZÁVĚR	48
ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ	49
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	50
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	52
SEZNAM OBRÁZKŮ	55
SEZNAM TABULEK	56

ÚVOD

Výměníky tepla slouží k vzájemné výměně tepla mezi dvěma fázemi, nejčastěji tekutinami. Tato zařízení mají široké uplatnění. Používají se pro ohřev či chlazení tekutin, pro vytápění místností, klimatizaci, dále jsou užívány v elektrárnách, chemických a petrochemických závodech apod. Příkladem malého tepelného výměníku je radiátor ústředního či etážového topení, který předává teplo z teplovodního nízkotlakého okruhu do prostředí bytu obsahujícího jiné médium, vzduch. Součástí areálů továren a sídlišť jsou výměňkové stanice, které zajišťují distribuci tepla pro vytápění objektů a ohřev teplé vody. V řadě technologických procesů se výměníky používají pro úpravu teploty tekutin vstupujících do zařízení, ve kterých se tyto procesy uskutečňují, nebo mohou být výměníky přímo součástí těchto zařízení [7][14].

Problematika výpočtu bilance tepelných výměníků je vcelku všestranná a častá záležitost. Potřeba vytápění objektů nebo zahřívání kapalin v technologickém procesu je nezbytný proces pro dosažení optimálních pracovních či provozních podmínek. Vždy je potřeba najít optimální a finančně nejlevnější řešení.

Tato práce je zaměřena na výpočet entalpické bilance rekuperačních trubkových výměníků typu trubka v trubce a typu svazkového výměníku. Uvažuje také vliv kotelního kamene na účinnost přenosu tepla. Cílem je navrhnout vhodný postup výpočtu a na základě něj vytvořit interaktivní softwarovou aplikaci pro výpočet součinitele prostupu tepla a tepelný tok stěnou ve výměníku typu trubka v trubce a ve svazkovém výměníku tepla.

Při výpočtu je potřeba vycházet ze základních vlastností sdílení tepla. Materiálem, ze kterého je zkonstruován výměník, se teplo sdílí převážně vedením. Je proto nutné brát ohled na použitý typ materiálu a s tím související součinitel tepelné vodivosti. Mezi tekutinou a stěnou výměníku probíhá sdílení tepla prouděním. Zde je důležitým faktorem součinitel přestupu tepla. Tyto výpočty jsou mnohdy komplikované, proto se k jejich určení většinou využívají metody podobnosti za pomoci kritériálních rovnic. Pro celkové sdílení tepla se využívá označení prostup tepla. Odtud také plyne součinitel prostupu tepla, který se využívá pro stanovení výkonu výměníku. Tento součinitel je také ovlivněn zanesením výměníku. Při zanesení výměníku se tento koeficient snižuje, tím se snižuje i výkon výměníku a také jeho účinnost.

V praktické části je vyřešen vzorový výpočet pro protiproudý svazkový trubkový výměník. Tento příklad bude také využit pro odzkoušení vytvořené aplikace. Samotná softwarová

aplikace je řešena pomocí výpočetního programu MATLAB 6.5, který má všestranné využití. Pro naše potřeby program využíváme k výpočtu a také jako grafické prostředí pro snadnější zadávání a ovládání aplikace.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 SDÍLENÍ TEPLA

Sdílením tepla se označuje přenos energie z místa o vyšší teplotě do místa s nižší teplotou. Přenos tepla je nerovnovážný termodynamický děj, který probíhá s konečnou rychlostí v prostoru a čase.

Pro potřeby výpočtu výměníků je potřeba rozlišit dva základní způsoby sdílení tepla, a to vedením (kondukcí) a prouděním (konvekci).

Sdílení tepla **vedením** souvisí s tepelným pohybem a vzájemným energetickým působením molekul, atomů, iontů a elektronů. Tento typ přenosu je charakteristický pro tuhé látky, kde bývá většinou jediným mechanismem sdílení tepla. Vedení může probíhat i v kapalných a plynných látkách, jsou-li v dokonalém klidu.

Sdílení tepla **prouděním** probíhá pouze v proudícím prostředí. Pohybující se tekutina předává nebo odebírá teplo z povrchu okolních těles. Zmíněným povrchem bývá většinou povrch tuhého tělesa, ale může jím být i plocha dotyku dvou kapalin nebo kapaliny a plynu.

Při sdílení tepla ve výměnících se společně uplatňují oba zmíněny způsoby. [1]

1.1 Sdílení tepla vedením

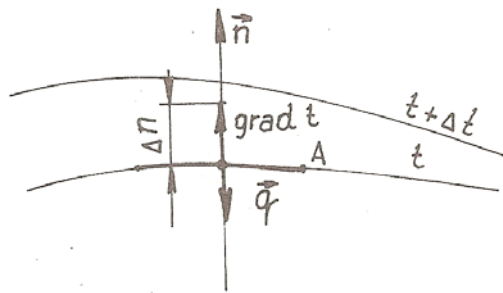
K procesu vedení tepla dochází v důsledku pohybu elektronů mezi pevně fixovanými nepohybujícími se molekulami tuhé látky nebo pohybem molekul u látek kapalných nebo plynných.

Množství tepla, které se sdílí tuhým látkou nebo tekutinou v klidu, je dáno experimentálně stanoveným prvním Fourierovým zákonem vedení tepla, který má tvar

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot \nabla t \quad (1)$$

Kde \vec{q} je vektor plošné hustoty tepelného toku, λ je součinitel tepelné vodivosti, ∇t je gradient teplotního pole.

$$\nabla t = \text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n} \quad (2)$$



Obr. 1 – Izotermy; teplotní gradient

Množství tepla dQ procházející izotermickou plochou se určí z rovnice

$$dQ = q \cdot dS \cdot d\tau \quad (3)$$

[1][2]

1.1.1 Součinitel tepelné vodivosti

Součinitel tepelné vodivosti je fyzikálním parametrem látky. Obecně závisí na teplotě, tlaku a složení látky. Určuje se měřením hustoty tepelného toku, gradientu teploty a výpočtem podle vztahu

$$\lambda = - \frac{dQ}{\text{grad } t \cdot dS \cdot d\tau} \quad (4)$$

Součinitel tepelné vodivosti je tedy množství tepla, které projde za jednotku času jednotkovou plochou izometrického povrchu při jednotkovém teplotním gradientu. [1]

1.1.2 Sdílení tepla válcovou stěnou

Uvažujme stacionární proces vedení tepla v jednoduché trubce. Mějme dutý válec o vnitřním poloměru r_1 a vnějším poloměru r_2 , přičemž délka válce je mnohem větší než jeho průměr. Na vnitřním povrchu je teplota t_1 , na vnějším povrchu je teplota t_2 , přičemž platí $t_1 > t_2$. Teplotní gradient ve směru osy válce (osa z) je nulový a teplotní pole se po obvodu válce nemění, takže teplotního pole je popsáno rovnicí

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dt}{dr} = 0 \quad (5)$$

Pro daný vztah určíme okrajové podmínky dosazením za $t = t_1$

Úpravou rovnice (5) s danými okrajovými podmínkami (podrobněji viz [2]) získáme funkci

$$t = t_1 - (t_1 - t_2) \cdot \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (6)$$

Rovnice je logaritmického charakteru tzn., že rozdělení teploty v trubce je podle logaritmické křivky.

Pro snadnější vyjádření se u válcové plochy uvádí místo hustoty tepelného toku pouze tepelný tok \dot{Q} , kde

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot S \quad (7)$$

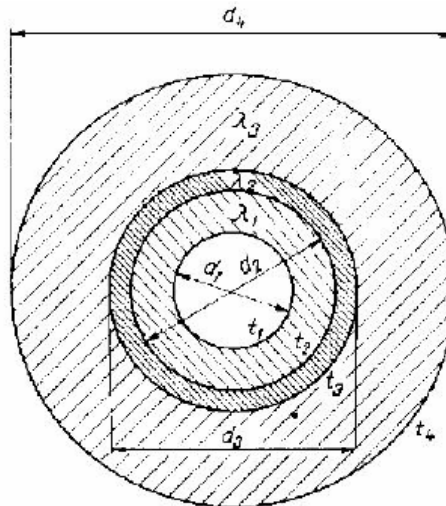
Dosazením a úpravou dospějeme ke vztahu

$$\dot{Q} = 2\pi L \lambda \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (8)$$

Pro vícevrstvý válec, který je složen z několika těsně k sobě přiléhajících vrstev různé tloušťky, zhotovených z materiálů o nestatečné tepelné vodivosti platí vztah

$$\dot{Q} = 2\pi L \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \ln \frac{d_{j+1}}{d_j}} \quad (9)$$

[1][2]



Obr. 2 – Řez válcovou stěnou
složenou ze tří vrstev

1.2 Sdílení tepla prouděním

Sdílení tepla prouděním se děje v pohybujícím se prostředí. Většinou jde o proudění v plynech nebo kapalinách, kde přenos probíhá mezi jednotlivými molekulami nebo atomy. Sdílení tepla prouděním je většinou daleko intenzivnější než sdílení tepla vedením, ale bývá vždy doprovázeno sdílením tepla vedením. Podle charakteru vnějších sil působících na uvažovanou částici rozeznáváme přirozené (volné) a nucené proudění. Přirozené proudění nastává v důsledku rozdílné hustoty studených a teplých částic tekutiny, nucené je ve většině případů způsobené mechanickým příkonem (např. ventilátor, čerpadlo). Hustota uvažované částice je funkcí teploty, proto je nucené proudění doprovázeno volným prouděním, avšak jeho vliv je u běžných případů nuceného proudění velmi malý. [3]

1.2.1 Sdílení tepla mezi tekutinou a tuhým tělesem

Pro praktické výpočty je základním úkolem určení tepelného toku \dot{Q} mezi povrchem tuhého tělesa a proudící tekutinou. Pro analyticky řešitelné úlohy lze \dot{Q} vypočítat z rozložení teplot, rychlostí a tlaků v tekutině a z teploty stěny. Většina praktických problémů je však natolik složitá, že se k určení \dot{Q} používá výsledků experimentálních výzkumů společně s aplikací teorie podobnosti.

Proudí-li tekutina kolem tuhého tělesa, je její rychlost na povrchu nulová. V tomto případě se sdílí teplo pouze vedením a podle prvního Fourierova zákona platí

$$q_p = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (10)$$

[1][2]

1.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Při určování součinitele přestupu tepla předpokládáme, že na rozhraní mezi fázemi nenastává akumulace. Pak lze předpokládat, že teplo, které je sdíleno z jedné fáze, přejde bezzbytku do sousední fáze a teplota obou fází je na fázovém rozhraní stejná. Pak plošná hustota tepelného toku fázovým rozhraním je dána vztahem

$$q_p = \alpha \cdot (t_p - t) \quad (11)$$

(kde t_p je teplota povrchu stěny, t je teplota proudící tekutiny).

Pro tepelný tok \dot{Q} mezi povrchem tuhého tělesa a tekutinou platí Newtonův zákon

$$d\dot{Q} = q_p \cdot dS = \alpha_k \cdot (t_p - t) \cdot dS = \alpha_k \cdot \Delta t \cdot dS \quad (12)$$

Při praktických výpočtech se obvykle používají střední hodnoty veličin α a Δt , zprůměrněné přes teplosměnnou plochu. Pak přepíšeme (12) do tvaru

$$\dot{Q} = \alpha_k \Delta t S \quad (13)$$

Veličina α_k se nazývá **součinitel přestupu tepla** konvekcí a počítá se ze vztahu

$$\alpha_k = \frac{d\dot{Q}}{(t_p - t) \cdot dS} = \frac{q_p}{t_p - t} = -\frac{\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}}{t_p - t} \quad (14)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí je tedy množství tepla předané za jednotkový čas mezi tekutinou a jednotkovou plochou povrchu tělesa, je-li mezi tělesem a tekutinou rozdíl teplot 1K. [1][2]

1.2.3 Kritéria podobnosti pro tepelné procesy

Analytické řešení přenosu tepla je u většiny praktických úloh nemožné, takže se nejčastěji využívá experimentálních výsledků a metod teorie podobnosti. Kritéria podobnosti jsou

bezrozměrná čísla, která udávají vliv několika charakteristickým veličin na daný proces. Je známo více než 200 kritérií podobnosti, která jsou pojmenována podle významných vědců a jsou označovány prvními dvěma písmeny jejich jména.

Archimédovo kritérium

$$Ar = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho} \quad (15)$$

Poměr součinu setrvačné a gravitační síly a druhé mocniny vazké síly; odpovídá Grashofovu kritériu u dvoufázového proudění

Fourierovo kritérium

Představuje podíl charakteristického času vedení tepla $\frac{l^2}{a}$ a charakteristického času t

$$Fo = \frac{l^2}{a \cdot t} = \frac{l^2 \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda \cdot t} \quad (16)$$

Grashofovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t \quad (17)$$

Poměr součinu setrvačné a vztlakové síly a druhé mocniny vazké síly

Nusseltovo kritérium

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (18)$$

Poměr tepla sdíleného konvekcí a tepla sdíleného vedením

Pécletovo kritérium

$$Pe = \frac{l \cdot v}{a} = \frac{l \cdot v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \quad (19)$$

Poměr celkově převedeného tepla a tepla převedeného vedením

$$Pe = Re \cdot Pr \quad (20)$$

Prandtlovo kritérium

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (21)$$

Poměr molekulárním transportem převedené hybnosti a tepla

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{v \cdot l \cdot \delta}{\eta} = \frac{v \cdot l}{\nu} \quad (22)$$

Poměr setrvačné síly a vazké síly

Stantonovo kritérium

$$St = \frac{\alpha}{v \cdot \rho \cdot c_p} \quad (23)$$

Poměr tepla sdíleného konvekcí a vlastním prouděním tekutiny

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (24)$$

[6]

1.2.4 Přestup tepla bez fázové přeměny pro nucenou konvekci

Je-li tekutina „donucena“ k toku kolem teplosměnné plochy jinak než pouze rozdílem teplot (nebo koncentrací), mluvíme o nucené konvekci. V průmyslu jsou při nucené konvekci nejčastější teplosměnné plochy vytvořené z trubek nebo nádoby s míchadly. [4][5]

1.2.4.1 Systémy s teplosměnnou plochou vytvořenou z trubek

Je třeba rozlišovat, zda tekutina teče uvnitř trubek nebo je obtéká z vnějšku. Do všech vztahů uvedených v tomto odstavci se při proudění uvnitř trubek kruhového průřezu dosazuje za charakteristický rozměr vnitřní průměr. Vztahy lze využít i pro proudění kanály nekruhového průřezu a také pro výpočet koeficientu přestupu tepla na vnější stěnu trubek podélně obtékaného trubkového svazku, uzavřeného v plášti. Za charakteristický rozměr pak dosazujeme ekvivalentní průměr d_e

$$d_e = \frac{4S}{s} \quad (25)$$

(kde S je plocha průtočného průřezu a s obvod smočený tekutinou).

a) Tok uvnitř trubky

Při laminárním proudění, kdy $Re < 2300$, je potřeba nejprve zjistit vliv volné konvekce. U svislé trubky, kdy směr toku vyvolaného volnou konvekcí souhlasí se směrem nuceného proudění (tj. ohřívání a tok nahoru, nebo chlazení a tok dolů) uvádí Brown a Grasmann, že vliv volné konvekce lze zanedbat, platí-li $Gr/Re < 10^2$.

Sieder a Tate vypracovali pro výpočet koeficientu přestupu tepla při laminárním toku v trubce, ve které není v důsledku malé hodnoty poměru délky trubky k jejímu průměru L/d stabilizován rychlostní ani teplotní profil rovnicí

$$Nu = 1,86 (Pe \ d/L)^{(1/3)} (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (26)$$

(kde η je viskozita tekutiny při její střední teplotě, η_w je viskozita tekutiny při teplotě stěny trubky)

vztah lze použít když $13 < Re < 2300$; $0,0044 < (\eta/\eta_w) < 10$; $0,5 < Pr < 1,7 \cdot 10^2$; $L/d < 220$ pokud vypočtené $Nu > 3,65$ (Vyjde-li Nu menší než 3,65 jsme mimo obor platnosti i tehdy, když ostatní podmínky jsou splněny). V tomto oboru proměnných lze očekávat chybu v určení koeficientu přestupu tepla asi ± 25 . Je vidět, že ač rovnice byla původně vyvinuta pro krátké trubky, platí s přijatelnou přesností i pro dosti dlouhé trubky.

Přesto pro stabilizovaný rychlostní profil při $L/d > 50$ a $Re < 2300$ je vhodnější použít rovnici, kterou odvodil Hausen na základě Graetzova teoretického vztahu

$$Nu = \left[3,65 + \frac{0,0668 Pe \ d/L}{1 + 0,04 (Pe \ d/L)^{2/3}} \right] \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (27)$$

Poměr η/η_w a Pr má být asi ve stejném rozsahu jako u vztahu (20), podle autora má být $Pe \ d/L > 100$, Thomas uvádí že stačí i $Pe \ d/L > 20$. U vztahu (21) lze předpokládat chybu v určení Nu asi 25%, jeho hlavní výhoda proti (20) je, že Nu se neblíží nule při $L/d \rightarrow \infty$.

Při turbulentním proudění používáme dále uvedené vztahy, které platí pro hydraulicky hladké trubky. V drsných trubkách může být koeficient přestupu tepla značně vyšší, ale při návrhu zařízení na to nelze spoléhat, protože nánosy z proudících médií se může kvalita povrchu teplosměnné plochy velmi rychle podstatně změnit. Proto se pracuje v turbulentní oblasti vesměs se vztahy pro hladké trubky. Ze starších rovnic se stále ještě používá Dittusova-Boelterova rovnice v úpravě McAdamse

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (28)$$

platí pro $0,6 < Pr < 1,2 \cdot 10^2$; $L/d > 50$ a $10^4 < Re < 2 \cdot 10^6$. Pro plyny při $Pr \approx 0,7$ jsou vypočtené hodnoty až o 20% vyšší než experimentální, v úzké oblasti $1,2 < Pr < 1,4$ je chyba vztahu asi $\pm 10\%$, pro kapaliny při $Pr \approx 6$ je chyba až -30% , v oboru $7 < Pr < 1,2 \cdot 10^2$ dává rovnice hodnoty nižší až o 20%.

Podstatně přesnější je rovnice, kterou publikoval Petuchov. Má tvar

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{f/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (29)$$

kde

$$f = [1,82 \log(Re) - 1,64]^{-2} \quad (30)$$

a v rozsahu $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$; $0,5 < Pr < 200$ se odchyluje od pokusných dat o $\pm 6\%$, což je v mezích experimentální chyby velmi kvalitních měření.

Pro přechodnou oblast proudění, kde $2300 < Re < 10^4$, bývá v literatuře doporučován Hausenův vztah

$$Nu = 0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + (d/L)^{2/3} \right] (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (31)$$

který lze použít pokud $0,5 < Pr < 5 \cdot 10^2$; $4 \cdot 10^{-3} < (\eta/\eta_w) < 14$ a $L/d > 1$. Nepodařilo se nalézt údaje, které by umožnily rozumný odhad chyby rovnice, vztah navazuje přijatelně na výsledky platné pro laminární oblast, hůře na turbulentní oblast.

Koeficient přestupu tepla pro kapalinu proudící uvnitř trubkového hadu můžeme zhruba odhadnout, vypočteme-li jej ze vztahů platných pro přímou trubku a násobíme opravným součinitelem e_R pro který platí

$$e_R = 1 + 1,77 d/R \quad (32)$$

(kde d je vnitřní průměr trubky, ze které je had zhotoven a R je poloměr křivosti šroubovice vedené osou trubky hadu). [5]

1.2.5 Přestup tepla při fázové přeměně

1.2.5.1 Kondenzace

Pro *filmovou kondenzaci* syté nepohybující se páry při laminárním toku kondenzátu odvodil Nusselt vztah

$$\alpha = C \left[\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_{lv}}{l \eta (t_v - t_w)} \right]^{0,25} \quad (33)$$

kde za C dosazujeme při kondenzaci na svislé trubce nebo svislé rovinné stěně 1,15; (l je přitom svislý rozměr stěny nebo trubky), při kondenzaci na vodorovné trubce je $C = 0,725$ (a l je průměr trubky). Hustotu ρ , tepelnou vodivost λ a viskozitu kondenzátu η , je třeba dosazovat při aritmetickém průměru teplot páry a kondenzační plochy, výparné teplo Δh_{lv} při teplotě páry; t_v je teplota páry a t_w teplota kondenzační plochy. Tok kondenzátu se považuje za laminární, je-li $Re_K < 1300$, Re_K je definováno vztahem

$$Re_K = 4\Gamma / \eta \quad (34)$$

ve kterém veličina Γ (lineární intenzita zkrápění stěny) je dána rovnicí

$$\Gamma = \dot{m}/s \quad (35)$$

kde značí hmotnostní tok kondenzátu a za s se dosazuje v případě vodorovné trubky její dvojnásobná délka, u svislé trubky její obvod. Při splnění těchto podmínek lze očekávat chybu v určení koeficientu přestupu tepla asi 20%. Pro komplikovanější realizace procesu kondenzace je třeba hledat vhodné vztahy ve specializované literatuře, nutné to je zejména při kondenzaci páry za přítomnosti nekondenzujícího plynu, který koeficient přestupu tepla snižuje často několikanásobně. Jinak je koeficient přestupu tepla při kondenzaci zejména vodní páry vysoký a na celkový tepelný odpor má tedy malý vliv. Při orientačních výpočtech většinou neuděláme vážnou chybu, pokládáme-li hodnotu koeficientu přestupu tepla při kondenzaci čisté syté vodní páry za rovnou $10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. [5]

1.2.5.2 Var

Pro výpočet koeficientu přestupu tepla v oblasti bublinového varu platí vztah

$$\alpha = Kq^r p^z \quad (36)$$

Pokud se nám podaří nalézt v literatuře hodnoty K , r , z stanovené pro přesně stejnou kvalitu varného povrchu a kapalinu jakou hodláme použít, dostaneme spolehlivé výsledky. K hrubému odhadu s chybou často 100% můžeme podle Kutateladze brát pro hladké čisté povrchy například z mědi, mosazi a nerezavějící oceli $r = 0,7$; $z = 0,4$ a hodnoty K pro různé kapaliny z (Tabulka 1). Tyto hodnoty platí pro $10^3 \text{ Wm}^{-2} < q < 10^5 \text{ Wm}^{-2}$, $10^4 \text{ Pa} < p < 10^6 \text{ Pa}$. Přechod z bublinového na filmový var nastává u vody a vodných roztoků překročí-li rozdíl teplot mezi teplosměnnou plochou a vroucí kapalinou asi 25 K. To, že výše uvedený postup poskytuje výsledky s tak velkou chybou často nevádí, protože koeficient přestupu tepla při varu (zejména vody a zředěných vodných roztoků) je velký (řádově $10^4 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$). [5]

Tabulka 1 – Empirické konstanty K

(koncentrace vodných roztoků jsou uvedeny v hmotnostních %)

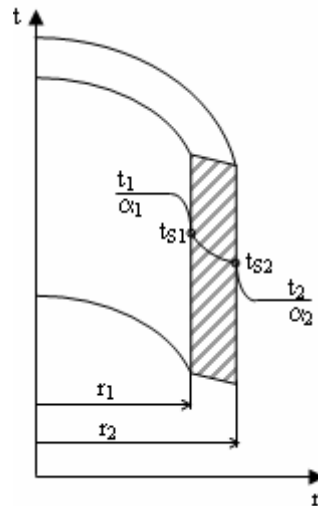
Kapalina	$K/10^{-2}$	Kapalina	$K/10^{-2}$
<i>Vodné roztoky</i>			
9% NaCl	2	benzen	0,74
24% NaCl	1,5	ethanol	1,1
10% Na ₂ SO ₄	2,2	methanol	0,85
26% glycerin	2	tetrachlormethan	0,64
25% sacharóza	1,4	voda	2,4

1.3 Prostup tepla

Prostupem tepla se nazývá sdílení tepla z jednoho pohybujícího se prostředí (kapaliny nebo plynu) k druhému, které jsou odděleny stěnou jednoduchou nebo vrstvenou libovolného tvaru. Prostup tepla zahrnuje přestup tepla z teplejší tekutiny na stěnu, vedení tepla ve stěně a přestup tepla ze stěny do chladnější tekutiny pohybujícího se prostředí. [3]

1.3.1 Prostup tepla válcovou stěnou

Sledujeme prostup tepla stejnorodou trubkou se stálým součinitelem tepelné vodivosti.



Obr. 3 – Prostup tepla
válcovou stěnou

(kde t_1 a t_2 jsou teploty prostředí, α_1 a α_2 jsou součinitelé přestupu tepla na vnitřní a vnější straně trubky). (Obr. 3)

Při ustáleném tepelném režimu bude množství tepla, které přechází z teplejšího prostředí k povrchu trubky a prochází přes stěnu k chladnější tekutině, dáno rovnicemi:

$$\begin{aligned}
 q &= \alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (t_1 - t_{s1}) \\
 q &= \frac{\pi \cdot (t_{s1} - t_{s2})}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \\
 q &= \alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (t_{s2} - t_2)
 \end{aligned} \tag{37}$$

Rovnice přepíšeme do následujícího tvaru:

$$\begin{aligned}
 t_1 - t_{s1} &= \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} \\
 t_{s1} - t_{s2} &= \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \\
 t_{s2} - t_2 &= \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}
 \end{aligned} \tag{38}$$

Sloučením rovnic dostaneme celkový teplotní spád

$$t_1 - t_2 = \frac{q_l}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \right) \tag{39}$$

Odtud pak

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (40)$$

Označíme-li

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (41)$$

Pak s použitím rovnic můžeme psát:

$$q_l = k_l \cdot (t_1 - t_2) \quad (42)$$

Veličina k_l se nazývá lineární součinitel prostupu tepla. Charakterizuje intenzitu sdílení tepla z jedné proudící tekutiny do druhé přes rozdělující je stěnu. Veličina k_l představuje množství tepla, které prochází přes stěnu dlouhou 1m za jednotku času z jednoho prostředí do druhého při teplotním rozdílu 1°C.

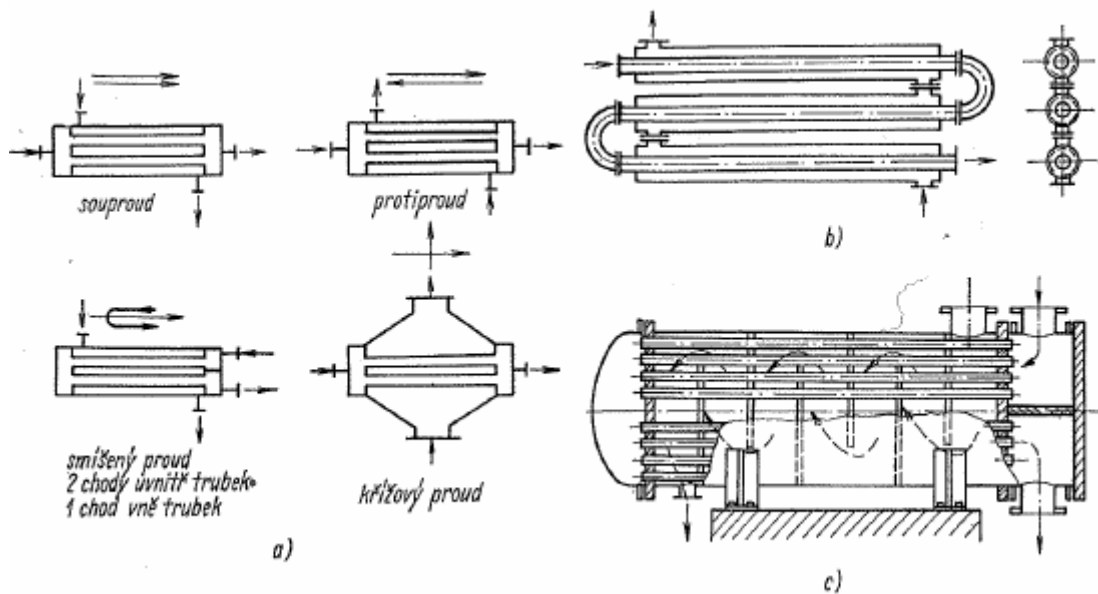
U válcové stěny složené z n vrstev platí pro lineární hustotu tepelného toku rovnice

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}} \quad (43)$$

[2][3]

2 VÝMĚNÍKY TEPLA

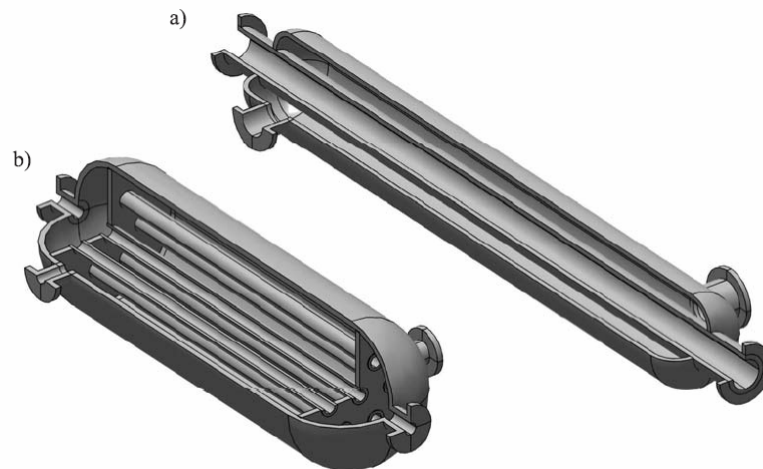
Výměníky tepla jsou aparáty určené k tomu, aby se v nich předávalo teplo z jedné látky do druhé. Dělí se na rekuperátory a regenerátory. *Rekuperátor* je druh výměníku, ve kterém se předává teplo mezi dvěma tekutinami oddělenými od sebe přepážkou. *Regenerátory* jsou druhy výměníků, do nichž se přivede nejprve jedna tekutina, která aparát vyhřeje nebo naopak ochladí, a pak druhá tekutina, která se při styku se stěnami výměníku zahřívá nebo chladí. Ve zbývajících částech budou popisovány pouze rekuperátory.



Obr. 4 – Výměníky tepla. a – schematické uspořádání proudů, b – plášťové trubky, c – dvouchodový svazkový výměník s překážkami

Rekuperátory lze v zásadě jednoduše třídit podle relativního směru proudění obou tekutin. Hovoříme pak o výměnících s *paralelním tokem*, s *křížovým tokem* a se *smíšeným tokem* (Obr. 4). Výměníky s paralelním tokem mohou být *souproudé*, jestliže tekutiny proudí stejným směrem a *protiproudé*, proudí-li protisměrně. [4]

2.1 Konstrukční provedení trubkových výměníků



Obr. 5 – Výměníky tepla. a – trubka v trubce, b – svazkový výměník

Trubkové výměníky se většinou konstruují jako celosvařované a nerozebíratelné. Válcový nerezový plášť obepíná soustavu teplosměnných trubek z nerezové oceli.

Výměník tepla trubkový (svazkový)

Trubkové výměníky tepla jsou univerzálně použitelné, pokud jde o rozmezí tlaků a teplot a použitá média. S ohledem k různým teplotám mezi vnitřními trubkami a pláštěm (tj. teplotním spádem) se rozlišují dva hlavní typy trubkových výměníků. Výměník s pevným svazkem trubek, u kterého jsou trubky svařeny nebo nalisovány do trubkovnic. Výměník s plovoucí hlavou, která vyrovnává rozdílné teplotní roztažnosti vnitřní trubky a pláště.

Výměník tepla typu trubka v trubce

Výměník je vhodný pro malé průtoky látek. Cena 1m^2 je podstatně vyšší než u jiných typů výměníků, proto se používá omezeně. Jeho uplatnění je hlavně pro vysoké tlaky, přičemž médium o vysokém tlaku je vedeno vnitřní trubkou. [6]

2.2 Tepelné bilance výměníků s paralelním tokem tekutin

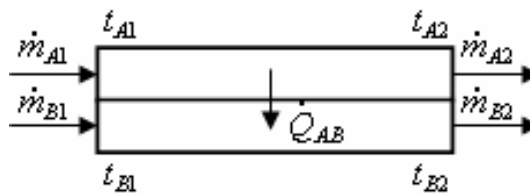
Předpokládejme dokonale izolovaný výměník, ve kterém nejsou zdroje tepla, a teplejší tekutina předává veškeré své teplo tekutině chladnější, tj. nedochází ke ztrátám tepla do okolí. Toto lze vyjádřit rovnicí

$$\dot{Q} = \dot{m}_A \cdot c_{pA} \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = \dot{m}_B \cdot c_{pB} \cdot (t_{B1} - t_{B2}) \quad (44)$$

[3][4]

2.2.1 Souproudé uspořádání toku tekutin

V souproudém výměníku je směr proudění obou tekutin stejný. Pokud nedochází ke změně fáze, je teplota tekutiny závislá na vzdálenosti podél plochy výměny tepla ve směru proudění tekutiny. Proto vymežíme ve výměníku elementární objem dvěma rovinami kolnými na směr proudění tekutin. Velikost plochy výměny tepla mezi tekutinami je dS a je vymezena průsečíky obou rovin s přepážkou oddělující tekutiny. Tok tepla do okolí zanedbáváme.

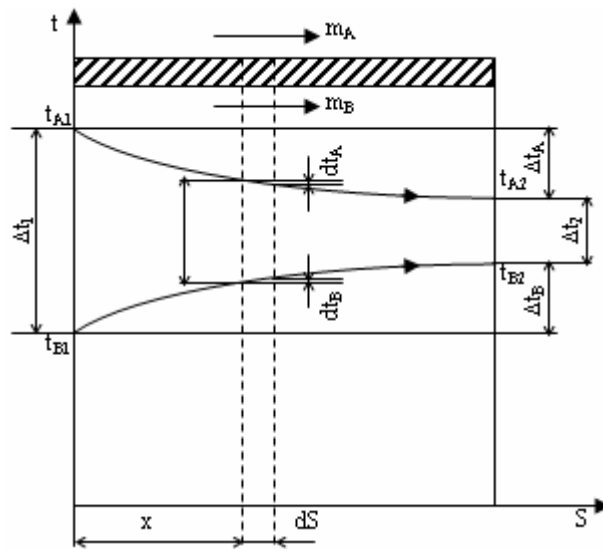


Obr. 6 – Sdílení tepla ve výměníku se souproudým uspořádáním toku tekutin

Předpokládáme-li, že hodnoty měrného tepla a součinitele prostupu tepla zůstávají podél výměníku konstantní, pak pro bilanci souproudého výměníku platí

$$d\dot{Q}_{AB} = -d\dot{Q}_{BA} = -\dot{m}_A \cdot c_{pA} \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = \dot{m}_B \cdot c_{pB} \cdot (t_{B1} - t_{B2}) \quad (45)$$

Pro určení středního teplotního rozdílu pro souproudý výměník uvažujeme průřez x , kde dt_A představuje zmenšení teploty teplejší tekutiny a dt_B zvětšení teploty studenější tekutiny.



Obr. 7 – Odvození středního teplotního rozdílu pro souproudý výměník

Teplotní tok elementární plochou dS lze pak vyjádřit vztahem

$$d\dot{Q} = k \cdot (t_A - t_B) \cdot dS \quad (46)$$

a tepelná bilance souproudého výměníku je

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_A \cdot c_{pA} \cdot dt_A = \dot{m}_B \cdot c_{pB} \cdot dt_B \quad (47)$$

Rozložením bilančního vztahu získáme rovnice

$$dt_A = -\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_A \cdot c_{pA}} \quad (48)$$

$$dt_B = \frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_B \cdot c_{pB}} \quad (49)$$

Sečtením těchto dvou rovnic dostane vztah

$$\begin{aligned} dt_A - dt_B &= d(t_A - t_B) = \\ &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_A \cdot c_{pA}} + \frac{1}{\dot{m}_B \cdot c_{pB}} \right) \cdot d\dot{Q} = \\ &= -\left(\frac{1}{\dot{m}_A \cdot c_{pA}} + \frac{1}{\dot{m}_B \cdot c_{pB}} \right) \cdot k \cdot (t_A - t_B) \cdot dS \end{aligned} \quad (50)$$

Rovnici poté upravíme do tvaru

$$\frac{d(t_A - t_B)}{(t_A - t_B)} = \frac{d(\Delta t_X)}{(\Delta t_X)} = -M \cdot k \cdot dS \quad (51)$$

Předpokládáme, že k a M jsou konstanty, pak integrací rovnice dostaneme

$$\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_X} \frac{d(\Delta t_X)}{\Delta t_X} = -M \cdot k \cdot \int_0^S dS \quad (52)$$

$$\ln \frac{\Delta t_X}{\Delta t_1} = -M \cdot k \cdot S \quad (53)$$

a

$$\Delta t_X = \Delta t_1 \cdot e^{-M \cdot k \cdot S} \quad (54)$$

Tento vztah nám vyjadřuje rozdíl teplot v uvažovaném průřezu. Z rovnice také vyplývá, že tento rozdíl se mění podél činné plochy výměníku exponenciálně a to v závislosti na měrných tepelných tocích obou prostředí, součiniteli prostupu tepla k vzdálenosti od vstupního okraje prostředí.

Známe-li teplotní rozdíl výměníku v uvažovaném průřezu, můžeme již určit rovnici pro celou plochu výměníku. Provede integraci rovnice (51) pro meze odpovídající celé ploše výměníku

$$\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -M \cdot k \cdot \int_0^S dS \quad (55)$$

$$\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = -M \cdot k \cdot S \quad (56)$$

a

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \cdot e^{-M \cdot k \cdot S} \quad (57)$$

Integrací vztahu (50) dostaneme rozmezí teplotních rozdílů od Δt_1 do Δt_2

$$\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} d(\Delta t) = -M \cdot \int_0^{\dot{Q}} d\dot{Q} \quad (58)$$

$$\Delta t_2 - \Delta t_1 = -M \cdot \dot{Q} \quad (59)$$

Vydělením rovnice (59) rovnicí (56) dostáváme výsledný vztah pro určení logaritmického středu rozdílu teplot

$$\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot S} = \Delta t_{ls} \quad (60)$$

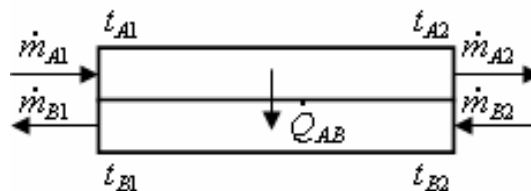
Se znalostí středního teplotního rozdílu, lze pro výpočet toku tepla v trubce použít vztah

$$\dot{Q} = k_L \cdot L \cdot \Delta t_{ls} \quad (61)$$

kde za L se v případě svazkového výměníku dosazuje délka všech trubek dohromady. [2][4]

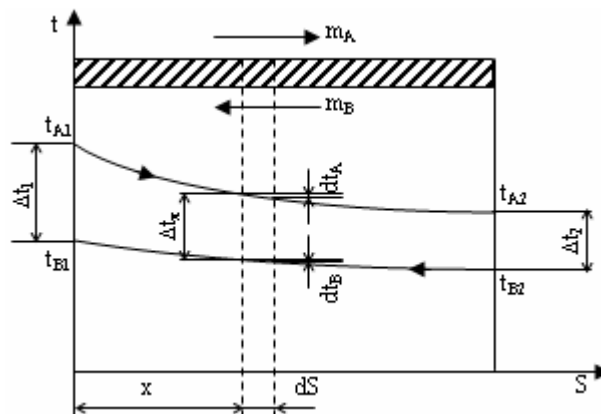
2.2.2 Protiproudý výměník

V protiproudém výměníku proudí obě tekutiny proti sobě.



Obr. 8 – Sdílení tepla ve výměníku s protiproudým uspořádáním toku tekutin

Vzájemný průtok teplot podél stěny výměníku je znázorněn na následujícím obrázku



Obr. 9 – Odvození středního teplotního rozdílu pro protiproudý výměník

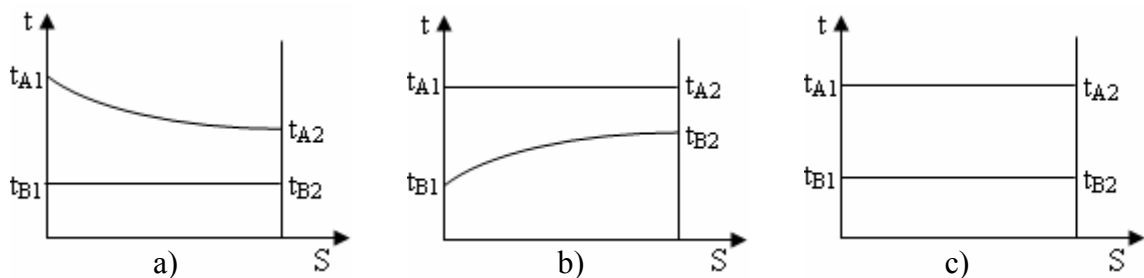
Rovnice pro výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu pro protiproud jsou stejné jako u souproudu. Musíme si pouze dávat pozor, abychom správně dosadili teploty (viz Obr. 9). Pak platí

$$\Delta t_{ls} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(t_{A1} - t_{B1}) - (t_{A2} - t_{B2})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{B1}}{t_{A2} - t_{B2}}} \quad (62)$$

[2][4]

2.2.3 Výměník tepla při varu a kondenzaci

Často se také setkáváme s výměníky, kdy nastává změna fáze, tj. dochází ke změně skupenství (kondenzace nebo odpaření jedné látky). Pro tento případ ke teplotní průběh zobrazen na (Obr. 10).



Obr. 10 – Průběh teplotních křivek podél stěny výměníku. a – při varu jednoho prostředí, b – při kondenzaci v jednom z prostředí, c – při výměně tepla mezi kondenzujícími parami a vroucí kapalinou

Při změně skupenství platí pro výpočet tepelného toku vztah

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h_k \quad (63)$$

Kondenzátor je tepelný výměník pro chlazení páry a její přeměnu na kapalinu (kondenzát). Kondenzátor se prakticky neliší od výměníku tepla. Nejčastěji se konstruuje jako trubkový výměník nebo vzduchový chladič. Nejčastější využití je v chemických procesech a ve strojovnách parních elektráren. Obvyklými chladicími médii jsou voda nebo vzduch.

V kondenzátoru dochází k předání kondenzačního tepla páry za konstantní teploty a tlaku. Kondenzátor v parních elektrárnách umožňuje prodloužit expanzi páry v turbíně až do relativně hlubokého vakua, což vede ke zvýšení tepelné účinnosti parního cyklu (například oproti parnímu stroji s otevřeným cyklem, který páru přímo vyfukuje do atmosféry). Chladicí voda nebo vzduch pak odvádí velké množství nízkopotenciálního tepla, které není dále rozumně využitelné.

Výparník je výměník tepla pro úplné nebo částečné odpaření (vypaření) kapaliny. Použije-li se pro ohřev vodní pára nebo horké produkty, pak se nejčastěji konstruuje jako trubkový výměník tepla. Rozlišujeme výparníky s volnou a nucenou cirkulací. [3][6][14]

2.2.4 Kotelní kámen

Kotelní kámen je směs minerálů, které se vylučují ve formě pevného povlaku na stěnách nádoby, v níž dochází k varu tvrdé vody. Velkým problémem je zvláště u kotlů s otevřeným oběhem vody.

Kotelní kámen má velmi malou tepelnou vodivost, a proto snižuje účinnost kotlů. Jeho usazení ve větších vrstvách je navíc nebezpečné, protože může dojít k nedostatečnému nebo nerovnoměrnému ochlazování kotlové stěny vodou a tím jejímu vyhřátí nebo prasknutí a následné explozi kotle. Havarijní stav se projevuje sníženou účinností ohřevu vody, provoz kotle je často provázen nestandardními zvukovými projevy (praskání, bouchání, silné hučení).

Vodní kámen je pevný povlak, který se usazuje na stěnách nádob, v nichž je přechovávána, vedena nebo především zahřívána a poté ochlazována tvrdá voda, jejíž teplota nedosahuje 100°C. Základní složkou vodního kamene je obvykle uhličitán vápenatý.

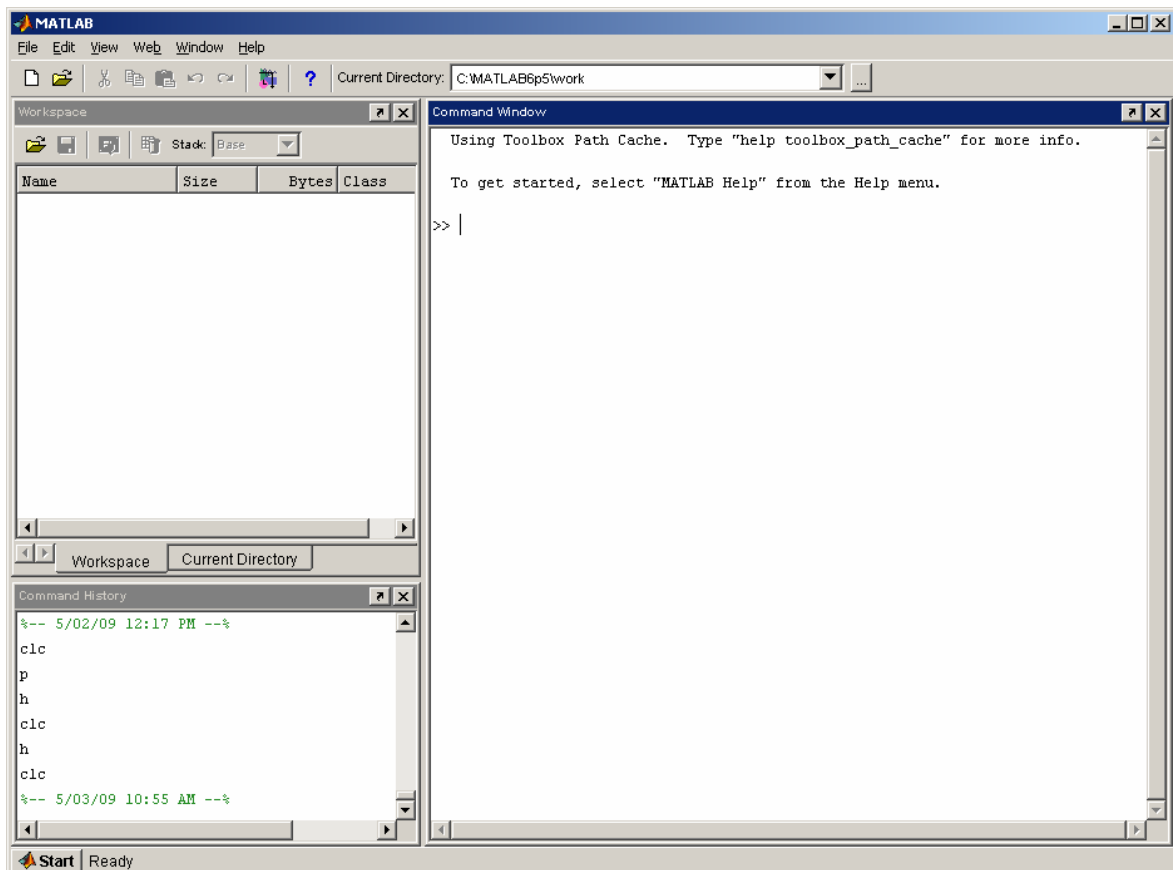
Tvorba vodního kamene je způsobena změnou rovnováhy mezi ionty kyseliny uhličitě a hydroxidu vápenatého při změně teploty a jejich vyloučením z vody. [14]

3 POPIS PROGRAMU MATLAB

MATLAB je integrované prostředí pro vědeckotechnické výpočty, modelování, návrhy algoritmů, simulace, analýzu a prezentaci dat, měření a zpracování signálů, návrhy řídicích komunikačních systémů. Výpočetní systém MATLAB se během uplynulých let stal celosvětovým standardem v oblasti výpočtů a simulací nejen ve sféře vědy, výzkumu a průmyslu, ale i v oblasti vzdělávání. [10]

3.1 Pracovní plocha

Po spuštění MATLABu se objeví následující dialogové okno, které představuje pracovní plochu



Obr. 11 – Pracovní plocha po spuštění MATLABu (verze 6.5)

Tato plocha se standardně skládá ze tří menších oken:

Okno Command Windows je hlavní a nejdůležitější částí pracovní plochy. Tady zapisuje uživatel své příkazy a povely, zde je vidět odezva MATLABu a zde se zobrazují

systemová hlášení. Toto okno si můžeme představit jako chytrou kalkulačku s mnoha funkcemi a možnostmi.

V oknu Command History se zobrazují všechny příkazy a povely, zapsané a potvrzené uživatelem v hlavním okně *Command Windows*. Je-li potřeba již jednou zapsaný příkaz znova použít, stačí jej v tomto okně nalistovat a poklepáním znovu aktivovat či jej přetáhnout myší do hlavního okna. Totéž je však možné v hlavním okně pomocí kurzorových šipek nahoru a dolů.

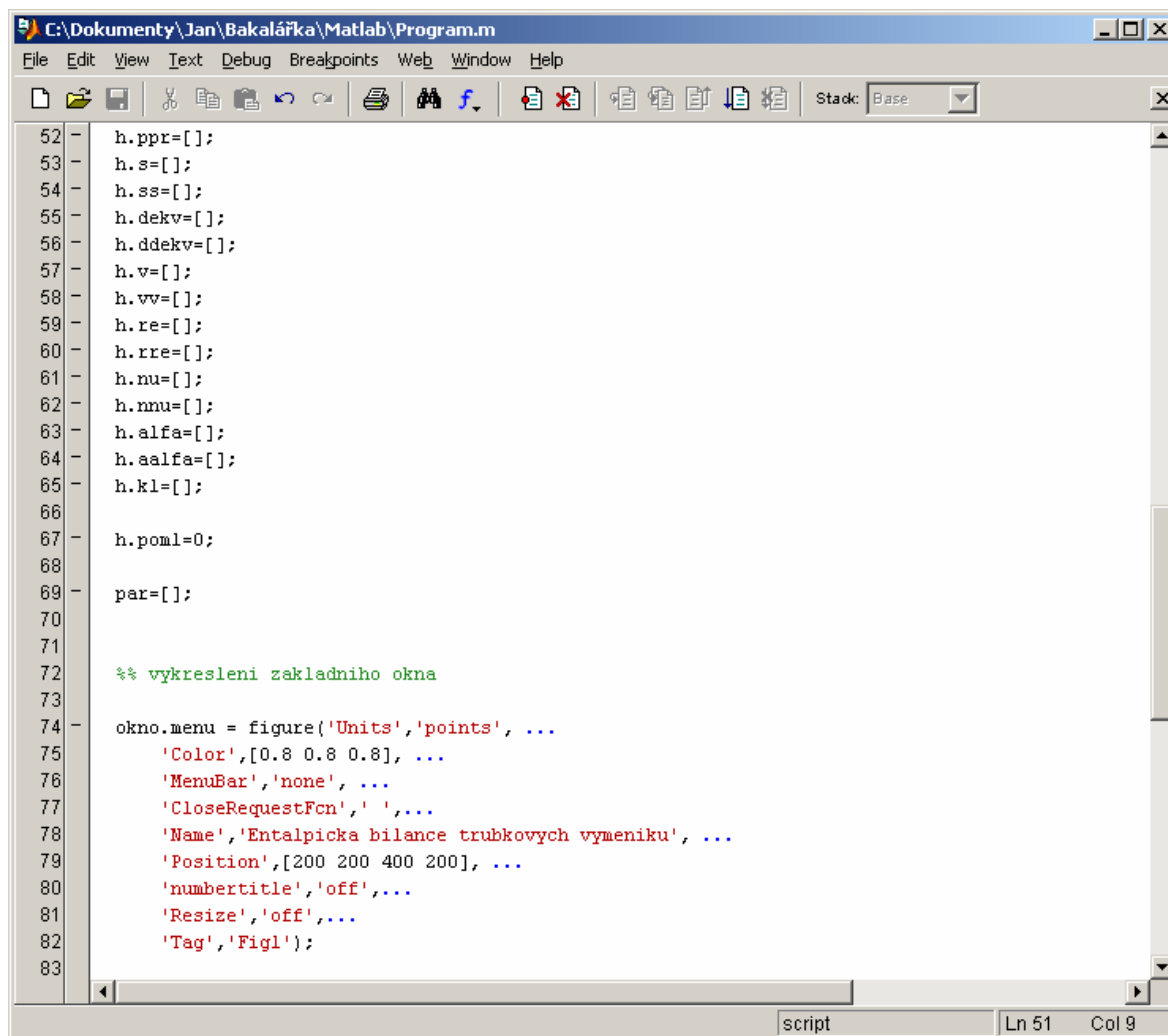
Okno Workspace bude při prvním spuštění prázdné. Při používání proměnných v hlavním okně bude v tomto okénku přehled všech vámi použitých proměnných. Poklepete-li na symbol některé proměnné, zobrazí se detailní informace o ní (rozměr, struktura, hodnota, apod.). To je užitečné zejména při používání většího množství proměnných pro udržení přehledu.

Okno Current Directory ukazuje seznam souborů v aktuální složce (adresáři).

Příkazový řádek Current Directory (aktuální složka) je umístěn těsně nad hlavním oknem (Command History). Je možné ji změnit podle potřeby. Implicitní nastavení je do složky ...\\MATLAB6p5\\work, kam MATLAB předpokládá umístění výsledků vaší práce. [11]

3.2 M-soubory

Soubory s příponou *.m jsou textové soubory, které slouží k zápisu posloupnosti příkazů MATLABu a jejich uložení např. na disk. Jsou tedy zdrojovým kódem, který umí MATLAB vykonat.



```
C:\Dokumenty\Jan\Bakalářka\Matlab\Program.m
File Edit View Text Debug Breakpoints Web Window Help
Stack: Base
52 - h.ppr=[];
53 - h.s=[];
54 - h.ss=[];
55 - h.dekv=[];
56 - h.ddekv=[];
57 - h.v=[];
58 - h.vv=[];
59 - h.re=[];
60 - h.rre=[];
61 - h.nu=[];
62 - h.nnu=[];
63 - h.alfa=[];
64 - h.aalfa=[];
65 - h.kl=[];
66
67 - h.poml=0;
68
69 - par=[];
70
71
72 %% vykresleni zakladniho okna
73
74 - okno.menu = figure('Units','points', ...
75     'Color',[0.8 0.8 0.8], ...
76     'MenuBar','none', ...
77     'CloseRequestFcn',' ',...
78     'Name','Entalpicka bilance trubkovych vymeniku', ...
79     'Position',[200 200 400 200], ...
80     'numbertitle','off',...
81     'Resize','off',...
82     'Tag','Fig1');
83
script Ln 51 Col 9
```

Obr. 12 – M-soubor s ukázkou sekvence příkazů

M-soubory dělíme do dvou skupin – na skripty a funkce.

Skript je M-soubor, který obsahuje sekvenci volaných příkazů a funkcí tak, jak bychom je zadávali postupně do *Command Windows* MATLABu.

Funkce je M-soubor, který začíná klíčovým slovem *function* a její název je stejný jako název M-souboru. Funkce má vůči skriptu mnoho výhod. Při zavolání se zpracuje a zkompiluje celá najednou. Může mít vstupní a výstupní parametry. Proměnné funkce se ukládají do pracovního prostoru této funkce a jsou tak chráněny proti zásahu z jiných funkcí, skriptů či *Command Windows*. Po ukončení funkce se tyto lokální proměnné odstraní z paměti. [10][11]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

S využitím teoretických znalostí jsem sestavil softwarovou aplikaci pro entalpickou bilanci trubkových výměníků a provedl vzorový výpočet pro případ protiproudého svazkového výměníku tepla, abych ověřil správnou funkčnost vytvořené softwarové aplikace. K výpočtu jsem použil vztahy, které jsem uvedl v teoretické části práce.

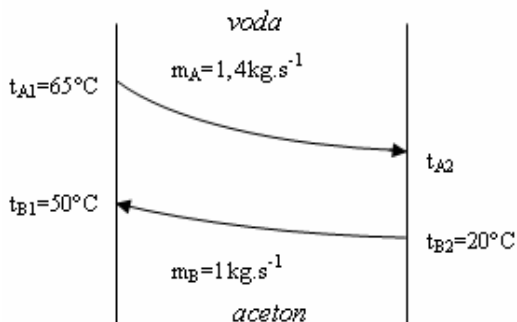
4 ŘEŠENÍ VZOROVÉHO PŘÍKLADU

Aceton o průtoku $1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ se přivádí do protiproudého svazkového výměníku tepla, ve kterém se ohřívá vodou z teploty 20°C na teplotu 50°C . Výměník se skládá z 10 trubek o vnitřním průměru $3,5 \text{ cm}$ a tloušťce stěny $0,25 \text{ cm}$. Aceton protéká vnitřními trubkami. Všechny trubky jsou vyrobeny z litiny. Voda o průtoku $1,4 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ protéká mezitrubkovým prostorem. Voda má na vstupu do výměníku teplotu 65°C . Délka výměníku je $11,86 \text{ m}$.

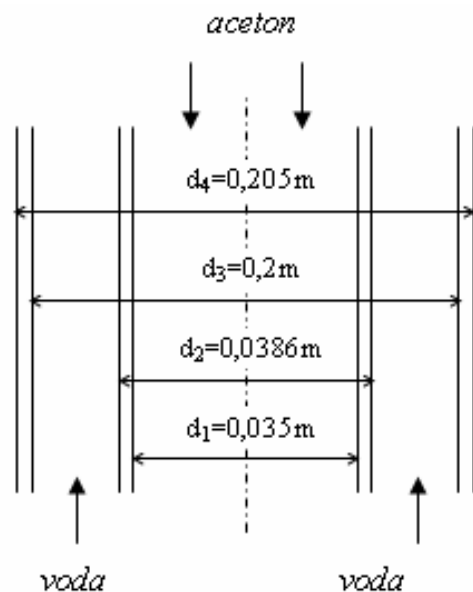
Vypočítejte:

- součinitel přestupu tepla pro vodu i aceton
- součinitele prostupu tepla
- součinitele prostupu tepla, vytvoří-li se na straně vody vodní kámen o tloušťce 1 mm
- vliv tvorby vodního kamene na výkon výměníku.

Výpočet příkladu



Obr. 13 – Entalpická bilance výměníku



Obr. 14 – Rozměry výměníku

Pro potřeby výpočtu jsem vodu označil jako *kapalinu A*, aceton jako *kapalinu B*. Tomuto označení odpovídají i indexy.

Nejprve je potřeba dopočítat neznámou teplotu t_{A2} . Pro jeho zjištění jsem použil vztahy pro entalpickou bilanci trubkových výměníků.

Platí

$$\dot{Q} = m_B \cdot c_B \cdot (t_{B1} - t_{B2}) = 1 \cdot 2203,95 \cdot (50 - 20) = 66118,5W \quad (64)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= m_A \cdot c_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) \Rightarrow \\ t_{A2} &= \frac{m_A \cdot c_A \cdot t_{A1} - \dot{Q}}{m_A \cdot c_A} = \frac{1,4 \cdot 4180 \cdot 65 - 66118,5}{1,4 \cdot 4180} = 53,7016^\circ C \end{aligned} \quad (65)$$

kde $c_A = 4180 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$, $c_B = 2203,95 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody (kapalina A):

Určil jsem střední teplotu kapaliny, podle které jsem dohledal v tabulce parametry.

$$t_{Astr} = \frac{65 + 53,7016}{2} = 59,3508^\circ C \quad (66)$$

pak tabulkové hodnoty pro t_{Astr} jsou

hustota – $\rho_A = 983,2 kg \cdot m^{-3}$,

kinetická viskozita – $\nu_A = 4,77 \cdot 10^{-7} m^2 \cdot s^{-1}$,

koeficient tepelné vodivosti – $\lambda_A = 0,66 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

$$S_A = \frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - n \cdot d_2^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,2^2 - 10 \cdot 0,0386^2) = 0,019714 m^2 \quad (67)$$

Jedná se o mezitrubkový prostor, proto je pro další výpočty potřeba vypočítat ekvivalentní průměr d_{Aekv}

$$d_{Aekv} = \frac{4 \cdot S_A}{o_A} = \frac{d_3^2 - n \cdot d_2^2}{d_3 + n \cdot d_2} = \frac{0,2^2 - 10 \cdot 0,0386^2}{0,2 + 10 \cdot 0,0386} = 0,042833 m \quad (68)$$

$$v_A = \frac{m_A}{\rho_A \cdot S_A} = \frac{1,4}{983,2 \cdot 0,019714} = 0,07223 m \cdot s^{-1} \quad (69)$$

$$Pr_A = c_A \cdot \frac{\eta_A}{\lambda_A} = c_A \cdot \frac{\rho_A \cdot \nu_A}{\lambda_A} = 4180 \cdot \frac{983,2 \cdot 4,77 \cdot 10^{-7}}{0,66} = 2,9702 \quad (70)$$

$$Re_A = \frac{v_A \cdot d_{Aekv}}{\nu_A} = \frac{0,07223 \cdot 0,042833}{4,77 \cdot 10^{-7}} = 6486,05 \quad (71)$$

jedná se o přechodnou oblast proudění, pro kterou platí $2300 < Re < 10^4$. Proto jsem pro výpočet Nusseltova kritéria použil vztah (31)

$$\begin{aligned} Nu_A &= 0,116(Re_A^{2/3} - 125)Pr_A^{1/3} \left[1 + (d_{Aekv}/L)^{2/3} \right] = \\ &= 0,116(6486,05^{2/3} - 125) \cdot 2,9702^{1/3} \cdot \left[1 + (0,042833/11,86)^{2/3} \right] = 38,0243 \end{aligned} \quad (72)$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody (kapalina A) je

$$\begin{aligned} Nu_A &= \frac{\alpha_A \cdot d_{Aekv}}{\lambda_A} \Rightarrow \\ \alpha_A &= \frac{Nu_A \cdot \lambda_A}{d_{Aekv}} = \frac{38,0243 \cdot 0,66}{0,042833} = 585,8975 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \end{aligned} \quad (73)$$

Ukázka zdrojového kódu:

```

1 pom.eta=pom.ro*pom.vi;
2 pom.tlg=((pom.t1-pom.tt1)-(pom.t2-pom.tt2))/(log((pom.t1-
  pom.tt1)/(pom.t2-pom.tt2)));
3 pom.s=pi*pom.d3^2/4-pom.n*pi*pom.d2^2/4;
4 pom.v=pom.m/(pom.ro*pom.s);
5 pom.dekv=(pom.d3^2-pom.n*pom.d2^2)/(pom.d3+pom.n*pom.d2);
6 pom.re=pom.v*pom.dekv/pom.vi;
7 pom.pr=pom.cp*pom.eta/pom.lam;
8 pom.pe=pom.re*pom.pr;
9 if pom.re<2300 %laminarni proudeni
10     pom.nu=1.86*(pom.pe*pom.dekv/pom.L)^(1/3);
11 end;
12 if pom.re>10^4 %turbulentni proudeni
13     pom.nu=0.023*pom.re^0.8*pom.pr^0.4;
14 end;
15 if pom.re>2300 & pom.re<10^4 %prechodova oblast
16     pom.nu=0.116*(pom.re^(2/3)-
  125)*pom.pr^(1/3)*(1+(pom.dekv/pom.L)^(2/3));
17 end;
18 pom.alfa=pom.nu*pom.lam/pom.dekv;

```

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně acetonu (kapalina B):

Určil jsem střední teplotu kapaliny, podle které jsem dohledal v tabulce parametry.

$$t_{Bstr} = \frac{50 + 20}{2} = 35^\circ C \quad (74)$$

pak tabulkové hodnoty pro t_{Astr} jsou

hustota – $\rho_B = 771,69 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,

kinetická viskozita – $\nu_B = 3,577 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$,

koeficient tepelné vodivosti – $\lambda_B = 0,145 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$$S_B = n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 10 \cdot \frac{\pi \cdot 0,035^2}{4} = 0,0096211 \text{ m}^2 \quad (75)$$

$$v_B = \frac{m_B}{\rho_B \cdot S_B} = \frac{1}{771,69 \cdot 0,0096211} = 0,13469 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (76)$$

$$\text{Pr}_B = c_B \cdot \frac{\eta_B}{\lambda_B} = c_B \cdot \frac{\rho_B \cdot \nu_B}{\lambda_B} = 2203,95 \cdot \frac{771,69 \cdot 3,577 \cdot 10^{-7}}{0,145} = 4,1956 \quad (77)$$

$$\text{Re}_B = \frac{v_B \cdot d_1}{\nu_B} = \frac{0,13469 \cdot 0,035}{3,577 \cdot 10^{-7}} = 13178,9334 \quad (78)$$

jedná se o turbulentní oblast proudění, pro kterou platí $\text{Re} > 10^4$. Proto jsem pro výpočet Nusseltova kritéria použil vztah (28)

$$\text{Nu}_B = 0,023 \text{Re}_B^{0,8} \text{Pr}_B^{0,4} = 0,023 \cdot 13178,9334^{0,8} \cdot 4,1956^{0,4} = 80,6771 \quad (79)$$

Součinitel přestupu tepla na straně acetonu (kapalina B) je

$$\begin{aligned} \text{Nu}_B &= \frac{\alpha_B \cdot d_1}{\lambda_B} \Rightarrow \\ \alpha_B &= \frac{\text{Nu}_B \cdot \lambda_B}{d_1} = \frac{80,6771 \cdot 0,145}{0,035} = 334,2337 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (80)$$

Výpočet součinitele prostupu tepla pro nový výměník:

Vycházím-li z předpokladu, že se jedná o nový (nezanesený výměník), pak k výpočtu využiji vztah (41)

$$\begin{aligned} k_l &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_B \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda_M} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_A \cdot d_2}} = \\ &= \frac{\pi}{\frac{1}{334,2337 \cdot 0,035} + \frac{1}{2 \cdot 63} \cdot \ln \frac{0,0386}{0,035} + \frac{1}{585,8975 \cdot 0,0386}} = 24,0776 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (81)$$

kde λ_M je součinitel tepelné vodivosti trubky a pro litinu platí $\lambda_M = 63 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Výpočet výkonu nezaneseného výměníku:

Nejprve vypočítám střední logaritmický rozdíl teplot

$$\Delta t_{ls} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(t_{A1} - t_{B1}) - (t_{A2} - t_{B2})}{\ln \frac{(t_{A1} - t_{B1})}{(t_{A2} - t_{B2})}} \quad (82)$$

$$\Delta t_{ls} = \frac{(65 - 50) - (53,7016 - 20)}{\ln \frac{(65 - 50)}{(53,7016 - 20)}} = 23,1028^\circ \text{C}$$

pak výkon výměníku je

$$\dot{Q}_n = n \cdot k_L \cdot L \cdot \Delta t_{ls} = 10 \cdot 24,0776 \cdot 11,86 \cdot 23,1028 = 65972,4839 \text{ W} \quad (83)$$

Stanovení odchylky vypočtené hodnoty výkonu výměníku \dot{Q} z tepelné bilance podle vztahu (64) a výkonu \dot{Q}_n určeného podle vztahu (83)

$$x = \frac{\dot{Q}_n - \dot{Q}}{\dot{Q}} = \frac{65972,4839 - 66118,5}{66118,5} = -0,0022 \approx -0,22\% \quad (84)$$

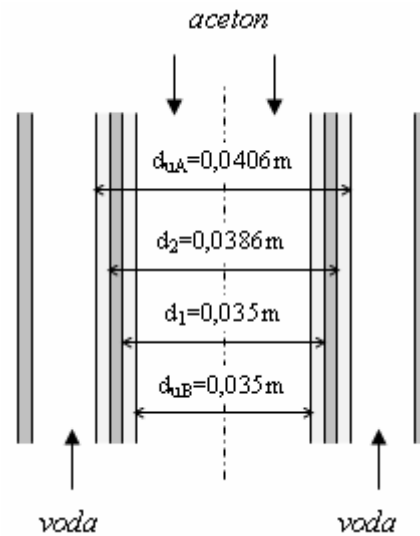
Je zřejmé, že oba výsledky se téměř shodují. Rozdíl obou hodnot je způsoben matematickým zaokrouhlováním při výpočtu a dosazováním tabulkových hodnot termodynamických dat tekutin proudících ve výměníku.

Výpočet součinitele prostupu tepla pro zanesený výměník:

Upravím obrázek s rozměry výměníku (Obr. 14) a rozšířím ho o rozměry odpovídající zanesení. Předpokládám, že zanesení ze strany acetonu je nulové, proto platí $d_{uB} = d_1$.

Zanesení ze strany vody je pak

$$d_{uA} = d_2 + 2 \cdot \text{tloušťka nánosů} = 0,0386 + 2 \cdot 0,001 = 0,0406 \text{ m} \quad (85)$$



Obr. 15 – Zanesený trubkový výměník

Při zanesení výměníku předpokládám, že průtoky a teploty se nezměnily. Rozšířením vztahu (41) získám vztah pro vícevrstvý výměník, kde další vrstvy představují vodní kámen (zanesení). Platí

$$\begin{aligned}
 k_{Lz} &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_B \cdot d_{uB}} + \frac{1}{2\lambda_{uB}} \cdot \ln \frac{d_1}{d_{uB}} + \frac{1}{2\lambda_M} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{uB}} \cdot \ln \frac{d_{uA}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_A \cdot d_{uA}}} = \\
 &= \frac{\pi}{\frac{1}{334,2337 \cdot 0,035} + \frac{1}{2 \cdot 63} \cdot \ln \frac{0,0386}{0,035} + \frac{1}{2 \cdot 1,7} \cdot \ln \frac{0,0406}{0,0386} + \frac{1}{585,8975 \cdot 0,0406}} = \quad (86) \\
 &= 21,9451 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}
 \end{aligned}$$

Ukázka zdrojového kódu:

```

19 pom.kl=pi/(1/(pom.aalfa*pom.duB)+1/(pom.alfa*pom.duA)+log(pom.d2/pom
.d1)/(2*pom.lamtrubky)+log(pom.d1/pom.duB)/(2*pom.lamuB)+log(pom.duA
/pom.d2)/(2*pom.lamuA));

```

pak výkon výměníku je

$$\dot{Q}_z = n \cdot k_{Lz} \cdot L \cdot \Delta t_{ls} = 10 \cdot 21,9451 \cdot 11,86 \cdot 23,1028 = 60129,3537 W \quad (87)$$

Ukázka zdrojového kódu:

```

20 pom.qq=pom.kl*pom.n*pom.L*pom.tlg;

```

4.1 Srovnání nákladů na provoz nového a zaneseného výměníku

Následující výpočet provádím za předpokladu, že je stanoven požadavek na celkový výkon výměníku.

Výkon nezaneseného výměníku podle vztahu (64) je $\dot{Q}_n = 65972,4839W$

Výkon zaneseného výměníku podle vztahu (83) je $\dot{Q}_z = 60129,3537W$

Pro účinnost zaneseného výměníku vzhledem k nezanesenému výměníku platí

$$\eta_z = \frac{\dot{Q}_z}{\dot{Q}_n} = \frac{60129,3537}{65972,4839} = 0,9114 \approx 91,14\% \quad (88)$$

Množství předaného tepla v nezaneseném výměníku za 1 hodinu provozu jsem vypočítal jako

$$Q_n = \dot{Q}_n \cdot \tau = 65972,4839 \frac{J}{s} \cdot 3600s = 2,375 \cdot 10^8 J \quad (89)$$

Množství předaného tepla v zaneseném výměníku určím podobně

$$Q_z = \dot{Q}_z \cdot \tau = 60129,3537 \frac{J}{s} \cdot 3600s = 2,1647 \cdot 10^8 J \quad (90)$$

Pro dosažení stejného množství předaného tepla za dobu 1 hodiny je potřeba dodat

$$Q = Q_n - Q_z = (2,375 \cdot 10^8 - 2,1647 \cdot 10^8) J = 21030000J = 21,03 \cdot 10^6 J \quad (91)$$

Ekonomická bilance:

Uvažujeme cenu 1kWh elektrické energie 5,5Kč.

1kWh odpovídá $3,6 \cdot 10^6 J$

xkWh odpovídá $21,03 \cdot 10^6 J$

pak platí

$$x = \frac{21,03 \cdot 10^6 J}{3,6 \cdot 10^6 J} = 5,8417kWh \quad (92)$$

Odtud můžeme již snadno určit o kolik vzrostou náklady za 1 hodinu provozu (N_h)

$$N_h = 5,8417kWh \cdot 5,5 \frac{Kč}{kWh} = 32,1294Kč \quad (93)$$

5 POPIS A OVLÁDÁNÍ APLIKACE

Program pro entalpickou bilanci trubkových výměníků jsem vytvořil pomocí programu MATLAB 6.5.

Pro pohodlné ovládání jsem použil grafické uživatelské rozhraní. Jednotlivé ovládací prvky jsou vykresleny do okna *figure*.

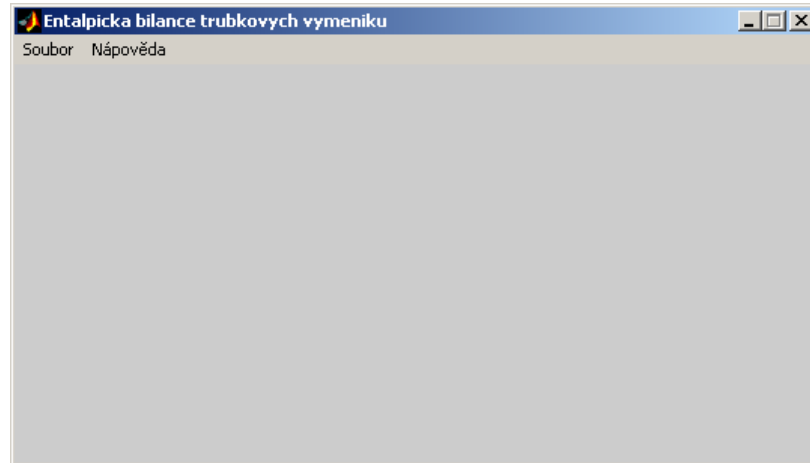
Celý program se spouští souborem *Program.m*. Nejprve jsou deklarovány veškeré použité proměnné. K tomu je využita struktura, díky čemuž se velice zjednodušuje volání při používání vstupních a výstupních parametrů funkcí. Po výběru se volá daná funkce, kde se předávají parametry pro pozici editovatelných buněk a hodnoty proměnných. Program lze ukončit pouze pomocí ukončovací funkce, kde se zároveň vymažou veškeré proměnné a tím se uvolní paměťové místo.

Po výběru typu výměníku je volána funkce *..._okno*, která má na starost zobrazování a zadávání dat. Zadávání hodnot je ve formě *string*.

Po zadání dat se volá funkce *..._vypocet*, která mimo jiné provádí ověření zadání všech hodnot. V případě, že nebyly zadány všechny hodnoty nebo byly zadány špatně (např. při nechtěném zadání desetinné čárky místo požadované desetinné tečky), tak přeruší výpočet a zobrazí varovné okno s žádostí o nápravu. V případě správného zadání provádí převod čísla z textového do číselného tvaru (pomocí *str2num*). Dále vypočítá potřebné hodnoty až po *Re*. Zde podle typu proudění vypočítá *Nu*. Odtud už jen dopočítá součinitele přestupu tepla. Nakonec už jen dopočítá součinitel prostupu tepla a výkon výměníku. Výsledné hodnoty pak převede zpět do textové podoby (pomocí *num2str*). V této podobě jsou výsledky připravené k zobrazení.

Ovládání aplikace

Po spuštění aplikace se zobrazí úvodní okno (Obr. 16), kde se nachází základní ovládací menu. Pod položkou *Soubor* je možnost výběru typu výměníku. Ukončení programu je možné pouze po kliknutí na *Konec*.



Obr. 16 – Úvodní menu, které se objeví po spuštění programu

Okna pro oba typy výměníků jsou prakticky totožná (Obr. 17). Je potřeba vyplnit všechny buňky. Program umí dopočítat chybějící čtvrtou teplotu kapaliny. Samotný výpočet se provede kliknutím na *Výpočet*. Pro zobrazení všech výpočtů (Obr. 19) slouží tlačítko *Mezivýpočty*. Pro zavření okna slouží tlačítko *Konec*.

Protiproudý výměník

Kapalina A (okolo vnitřní trubky):		Kapalina B (uvnitř vnitřní trubky):	
Vstupní teplota kapaliny	<input type="text" value="65"/> °C	Vstupní teplota kapaliny	<input type="text" value="20"/> °C
Výstupní teplota kapaliny	<input type="text"/> °C	Výstupní teplota kapaliny	<input type="text" value="50"/> °C
Hmotnostní průtok	<input type="text" value="1.4"/> kg.s ⁻¹	Hmotnostní průtok	<input type="text" value="1"/> kg.s ⁻¹
Měrná tepelná kapacita	<input type="text" value="4180"/> J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	Měrná tepelná kapacita	<input type="text" value="2203.95"/> J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Hustota	<input type="text" value="983.2"/> kg.m ⁻³	Hustota	<input type="text" value="771.69"/> kg.m ⁻³
Kinematická viskozita	<input type="text" value="4.77e-7"/> m ² .s ⁻¹	Kinematická viskozita	<input type="text" value="3.577e-7"/> m ² .s ⁻¹
Tepelná vodivost tekutiny	<input type="text" value="0.66"/> W.m ⁻¹ .K ⁻¹	Tepelná vodivost tekutiny	<input type="text" value="0.145"/> W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Parametry vnitřní trubky:		Parametry vnější trubky:	
Vnitřní průměr	<input type="text" value="0.035"/> m	Vnitřní průměr	<input type="text" value="0.2"/> m
Vnější průměr	<input type="text" value="0.0386"/> m	Vnější průměr	<input type="text" value="0.205"/> m
Součinitel tepelné vodivosti	<input type="text" value="63"/> W.m ⁻¹ .K ⁻¹		
Počet svazků výměníku	<input type="text" value="10"/>		
Délka výměníku	<input type="text" value="11.86"/> m		
Vrstva zanesení výměníku:		Součinitel tepelné vodivosti kotelního kamene:	
na straně kapaliny A	<input type="text" value="0"/> m	na straně kapaliny A	<input type="text" value="1.7"/> W.m ⁻¹ .K ⁻¹
na straně kapaliny B	<input type="text" value="0"/> m	na straně kapaliny B	<input type="text" value="1.7"/> W.m ⁻¹ .K ⁻¹

Obr. 17 – Okno pro zadávání parametrů výměníku

Protiproudý výměník - vysledky

Součinitel přestupu tepla na straně kapaliny A je	<input type="text" value="585.8975"/> W.m ⁻² .K ⁻¹
Součinitel přestupu tepla na straně kapaliny B je	<input type="text" value="334.2337"/> W.m ⁻² .K ⁻¹
Délkový součinitel prostupu tepla je	<input type="text" value="24.0776"/> W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Výkon výměníku je	<input type="text" value="65972.4839"/> W

Obr. 18 – Okno s výsledky výpočtu

Protiproudý výměník - mezivýsledky

logaritmický střed rozdílu teplot °C

Hodnoty pro vnitřní trubku (kapalina A)		Hodnoty pro mezitrubkový prostor (kapalina B)	
plocha S	<input type="text" value="0.019714"/> m ²	plocha S	<input type="text" value="0.0096211"/> m ²
rychlost proudění kapaliny	<input type="text" value="0.07223"/> m.s ⁻¹	rychlost proudění kapaliny	<input type="text" value="0.13469"/> m.s ⁻¹
ekvivalentní průměr	<input type="text" value="0.042833"/> m	ekvivalentní průměr	<input type="text" value="0.035"/> m
Reynoldsovo kritérium	<input type="text" value="6486.05"/>	Reynoldsovo kritérium	<input type="text" value="13178.9334"/>
Pécletovo kritérium	<input type="text" value="19265.1717"/>	Pécletovo kritérium	<input type="text" value="55293.7201"/>
Prandtlovo kritérium	<input type="text" value="2.9702"/>	Prandtlovo kritérium	<input type="text" value="4.1956"/>
Nusseltovo kritérium	<input type="text" value="38.0243"/>	Nusseltovo kritérium	<input type="text" value="80.6771"/>

Součinitel přestupu tepla na straně kapaliny A je W.m⁻².K⁻¹

Součinitel přestupu tepla na straně kapaliny B je W.m⁻².K⁻¹

Délkový součinitel prostupu tepla je W.m⁻¹.K⁻¹

Výkon výměníku je W

Obr. 19 – Okno mezivýpočtů

ZÁVĚR

V bakalářské práci jsem se zabýval problematikou tepelné bilance výměníků s cílem sestavit softwarovou aplikaci pro výpočet entalpické bilance u rekuperačních trubkových výměníků s paralelním tokem tekutin.

V teoretické části této práce jsem se proto seznámil s výpočtem tepelných ztrát prostupem a s výpočtem součinitele prostupu tepla jednoduchou i vícevrstvou válcovou stěnou. Za tímto účelem jsem prostudoval a popsal mechanismus sdílení tepla vedením válcovou stěnou a přestup tepla mezi povrchem válcové stěny a tekutinou, která jej obtéká. Kombinace těchto mechanismů sdílení tepla mi umožnila popsat sdílení tepla prostupem jednoduchou i vícevrstvou válcovou stěnou. Podrobně jsem se zaměřil na problematiku určení součinitele přestupu tepla pro případ nucené konvekce. Pro jeho výpočet jsem v literatuře vyhledal kritéria podobnosti, která lze pro daný případ použít.

Dále jsem popsal konstrukci a princip činnosti rekuperačních trubkových výměníků tepla. Provedl jsem entalpickou bilanci trubkového výměníku tepla pro případ souproudeho a protiproudeho uspořádání a popsal jsem vliv tvorby kotelního kamene na účinnost výměníku.

Matematické vztahy, které jsem uvedl v teoretické části práce, mi následně umožnily sestavit interaktivní softwarovou aplikaci pro výpočet tepelného toku stěnou tepelného výměníku typu trubka a svazkového výměníku, která usnadní poměrně komplikované výpočty a umožní získat potřebné údaje v krátkém časovém intervalu. Pro vytvoření aplikace jsem použil program MATLAB, který představuje vhodné integrované prostředí pro vědeckotechnické výpočty, modelování, návrhy algoritmů, simulace, analýzu a prezentaci dat.

Funkčnost aplikace jsem ověřil porovnáním s teoretickým výpočtem vzorového příkladu pro určení součinitele prostupu tepla a výkonu výměníku. Získané hodnoty jsem porovnal s případem, kdy byl výměník zanesen kotelním kamenem. Výpočet potvrdil, že nános kotelního kamene na stěnách výměníku způsobí snížení součinitele prostupu tepla uvnitř výměníku, což se výrazně projeví snížením výkonnosti a tím i účinnosti zařízení. Za předpokladu, že je stanoven požadavek na celkový výkon výměníku, proto dojde ke zvýšení nákladů na jeho provoz.

ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ

In my bachelor thesis I was concerned with the issue about the heating balance of exchangers in order to create a software application to calculate an enthalpy balance for recuperative tube heat exchangers with parallel flow of fluids.

In the theoretical part of the thesis, I calculated the heat losses by penetration and a coefficient of heat penetration through an elementary and also a multi-layer cylindrical wall. I studied and described the mechanism of heat sharing by conducting through the cylindrical wall and heat transfer between a circumference of cylindrical wall and a run-around fluid. With a combination of these heat sharing mechanisms, I could describe a heat sharing with a penetration through elementary and also multi-layer cylindrical wall. In detail, I focused on an issue of determination of coefficient of heat penetration for case of forced convection. For the calculation, I found in the literature some useful criterions of conformity for this given event.

Further, I described the structure and the principle of function of recuperative tube heat exchangers. I also did the enthalpy balance of tube heat exchanger for case of a uniflow and counterflow settlement and I described the effect of furstone formation on heat exchanger effectiveness.

Mathematical relations listed in the theoretical part of this thesis were useful for the creation of an interactive software application for the calculation of heat flux through a wall of tube heat exchanger and bundle exchanger. This application will facilitate relatively complicated calculations and it will make possible to receive needed information during short time. To create the application I used a computer program MATLAB which is suitable for scientific-technical calculations, modeling, algorithm concepts, simulations, analyses and data presentation.

The functionality of these applications was attested by comparison with a theoretical calculation of a pattern example to determine the coefficient of heat penetration and the effort of the heat exchanger. The collected data was compared with an example from a blocked exchanger with furstone. The calculation confirmed that the furstone layer on the exchanger walls decreases the coefficient of heat penetration inside of the heat exchanger. It definitely expressed the decrease of efficiency and effectiveness of the facilities. Assuming that the demand for the general effort of heat exchanger is specified, the charges for its service will increase.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PŘÍHODA, Miroslav, RÉDR, Miroslav. *Sdílení tepla a proudění*. 1. vyd. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2003. 180 s. ISBN 80-7078-549-7
- [2] SEDLÁŘ, Jaroslav, MACHÁČKOVÁ, Alena. *Procesy a aparáty*. 1. vyd. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1988. 142 s.
- [3] KOLOMAZNÍK, Karel, et al. *Teorie technologických procesů III*. 1. vyd. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1976. 139 s.
- [4] MÍKA, Vladimír. *Základy chemického inženýrství*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1977. 870 s.
- [5] MÍKA, Vladimír, et al. *Příklady a úlohy z chemického inženýrství – I. a II. díl*. 1st ed. Praha : Vydavatelství VŠCHT, 1977. 825 p. ISBN 80-7080-305-3.
- [6] GRUHN, G., FRATZSCHER, W., HEIDENREICH, E. *Chemické inženýrství : Oborové encyklopedie*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. 485 s. ISBN 80-03-00183-8.
- [7] ŠNITA, D. *Chemické inženýrství I*. 1. vyd. Praha : Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2006. ISBN 80-7080-589-7.
- [8] PERRY, R., H.; GREEN, D., W. *Perry's chemical engineers' handbook*. (CD ROM). 7th ed. New York: McGraw-Hill Book Co. 1999.
- [9] KARBAN, Pavel. *Matlab a Simulink*. Brno : Computer Press, a.s., 2006. 220 s. ISBN 978-80-1448-3.
- [10] PERŮTKA, Karel. *MATLAB – Základy pro studenty automatizace a informačních technologií*. 1.vyd. Zlín : Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2005. 303 s. ISBN 80-7318-355-2.
- [11] ZAPLATÍLEK, Karel, DOŇAR, Bohuslav. *MATLAB pro začátečník*. 1.vyd. Praha : BEN – technická literatura, 2003. 144 s. ISBN 80-7300-095-4.
- [12] ŠESTÁK, Jiří, RIEGER, František. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. 3. vyd. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2005. 299 s. ISBN 80-01-02933-6.
- [13] ŠESTÁK, Jiří, ŽITNÝ, Rudolf. *Tepelné pochody II : Výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev*. 2. vyd. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2006. 165 s. ISBN 80-01-03475-5.

- [14] *Wikipedie* [online]. [cit. 2009-04-29]. Dostupný z WWW: <<http://cs.wikipedia.org>>.
- [15] ŠESTÁK, J.; BUKOVSKÝ, J.; HOUŠKA, M. *Tepelné pochody – transportní a termodynamická data*. 4 th ed. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. 245 p.
- [16] KOTLÍK, B., et al. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky*. 1 st ed. Havlíčkův Brod: Fragment, 2003. 288 p. ISBN 80-7200-521-9.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

λ	součinitel tepelné vodivosti	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
α	součinitel přestupu tepla	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
τ	čas	$[s]$
η	dynamická viskozita	$[Pa \cdot s]$
ν	kinematická viskozita	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
ρ	hustota	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
β	koeficient objemové roztažnosti	$\left[\frac{1}{K} \right]$
Γ	lineární intenzita zkrápění stěny	$\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$
∇t	gradient teplotního pole	$\left[\frac{K}{m} \right]$
a	teplotní vodivost	$[m]$
Ar	Archimédovo kritérium	$[1]$
c_p	měrná tepelná kapacita	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
d	průměr	$[m]$
d_e	ekvivalentní průměr	$[m]$
Fo	Fourierovo kritérium	$[1]$
g	tíhové zrychlení	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$

Gr	Grashofovo kritérium	[1]
h	měrná entalpie	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
K, r, z	empirické konstanty	[1]
k_l	součinitel prostupu tepla	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
L	délka	[m]
l	charakteristický rozměr	[m]
m	hmotnost	[kg]
\dot{m}	hmotnostní průtok	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
n	počet svazků výměníku	[1]
N_h	náklady na provoz	[Kč]
Nu	Nusseltovo kritérium	[1]
p	tlak	[Pa]
Pe	Pécletovo kritérium	[1]
Pr	Prandtlovo kritérium	[1]
q	hustota tepelného toku	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
\dot{Q}	tepelný tok	[W]
r	poloměr	[m]
Re	Reynoldsovo kritérium	[1]
s	obvod smočený kapalinou	[m]
S	plocha	[m ²]

St	Stantonovo kritérium	$[1]$
t	teplota	$[^{\circ}C]$
Δt_{ls}	střední logaritmický rozdíl teplot	$[K]$
V	objem	$[m^3]$
\dot{V}	objemový průtok	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
v	rychlost	$\left[\frac{m}{s}\right]$

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Izotermy; teplotní gradient	12
Obr. 2 – Řez válcovou stěnou složenou ze tří vrstev	14
Obr. 3 – Prostup tepla válcovou stěnou	22
Obr. 4 – Výměníky tepla. a – schématické uspořádání proudů, b – plášťové trubky, c – dvouchodý svazkový výměník s překážkami	24
Obr. 5 – Výměníky tepla. a – trubka v trubce, b – svazkový výměník	25
Obr. 6 – Sdílení tepla ve výměníku se souproudým uspořádáním toku tekutin	26
Obr. 7 – Odvození středního teplotního rozdílu pro souproudý výměník	27
Obr. 8 – Sdílení tepla ve výměníku s protiproudým uspořádáním toku tekutin	29
Obr. 9 – Odvození středního teplotního rozdílu pro protiproudý výměník	29
Obr. 10 – Průběh teplotních křivek podél stěny výměníku. a – při varu jednoho prostředí, b – při kondenzaci v jednom z prostředí, c – při výměně tepla mezi kondenzujícími parami a vroucí kapalinou	30
Obr. 11 – Pracovní plocha po spuštění MATLABu (verze 6.5)	32
Obr. 12 – M-soubor s ukázkou sekvence příkazů	34
Obr. 15 – Zanesený trubkový výměník	42
Obr. 16 – Úvodní menu, které se objeví po spuštění programu	45
Obr. 17 – Okno pro zadávání parametrů výměníku	46
Obr. 18 – Okno s výsledky výpočtu	46
Obr. 19 – Okno mezivýpočtů	47

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Empirické konstanty K	21
---	----