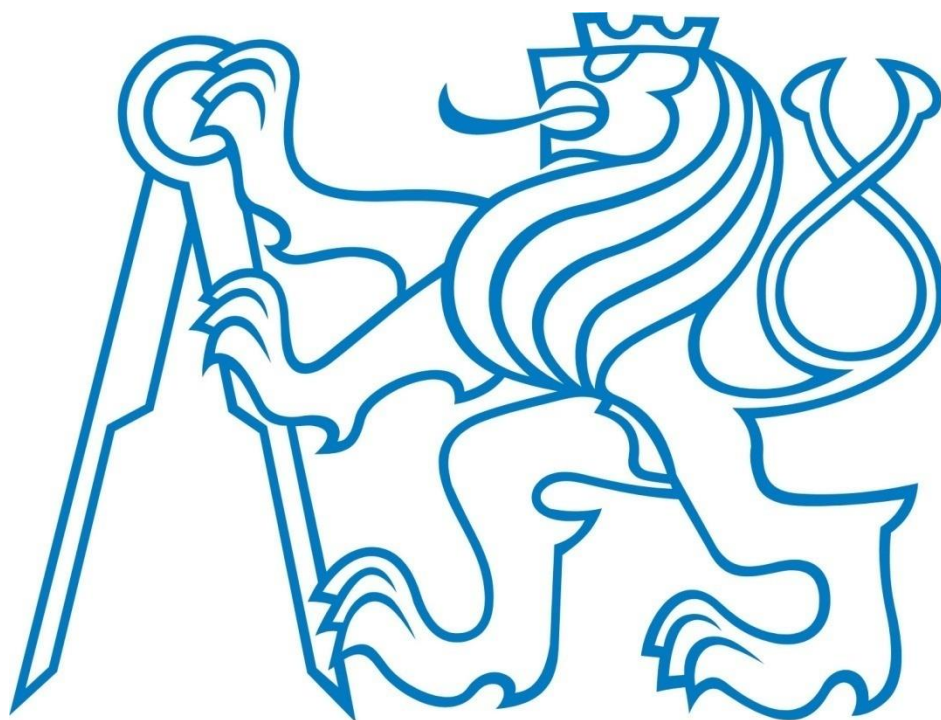


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

KATEDRA ELEKTROENERGETIKY



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Optimalizace trubkového tepelného výměníku

Optimalization of tube heat exchanger

Vypracoval: Bc. Jakub Křítek
Vedoucí práce: Ing. Lubomír Musálek
Rok: 2019

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Křitek** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **393318**
Fakulta/ústav: **Fakulta elektrotechnická**
Zadávající katedra/ústav: **Katedra elektroenergetiky**
Studijní program: **Elektrotechnika, energetika a management**
Studijní obor: **Elektroenergetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Optimalizace trubkového výměníku

Název diplomové práce anglicky:

Optimization of tube heat exchanger

Pokyny pro vypracování:

1. Popište základní konstrukční uspořádání a vlastnosti trubkových a deskových výměníků.
2. Seznamte se s metodami výpočtu trubkových výměníků.
3. Vytvořte model výpočtu parametrů trubkového výměníku s vhodně zvolenými vstupními parametry.
4. Vhodně optimalizujte vstupní parametry pro konstrukci trubkového výměníku.
5. Navrhněte metody verifikace správnosti řešení a podle možnosti vybranou použijte.

Seznam doporučené literatury:

- [1] KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 9781439842128.
- [2] HRADÍLEK, Zdeněk, Ilona LÁZNICKOVÁ a Vladimír KRÁL. Elektrotepelná technika. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011. ISBN 978-80-01-04938-9.
- [3] MICHEJEV, Sdílení tepla, 1952

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Lubomír Musálek, odbor elektrotechniky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **23.01.2018** Termín odevzdání diplomové práce: **15.08.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2019**

Ing. Lubomír Musálek
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) katedry

prof. Mgr. Petr Páta, Ph.D.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací

V Praze dne

Bc. Jakub Křítek

Poděkování

Děkuji Ing. Lubomíru Musálkovi za vedení mé diplomové práce a za mnoho návrhů, bez kterých by mohla pouze vzniknout.

Jakub Křítek

Název práce:

Návrh trubkového tepelného výměníku

Autor: Bc. Jakub Křítek

Obor: Elektroenergetika

Druh práce: Diplomová práce

Vedoucí práce: Ing. Lubomír Musálek

Katedra elektroenergetiky, Fakulta elektrotechnická, České vysoké učení technické v Praze

Abstrakt:

Tato diplomová práce se zabývá tepelnými výměníky, v první části se seznámíme obecně s různými typy výměníků, ve druhé s teorií sdílení tepla. Poté je kapitola zvláště věnována problematice návrhů tepelných výměníků za použití matematického modelu. V poslední části bude výměník optimalizován.

Klíčová slova:

Sdílení tepla, trubkový výměník tepla, deskový výměník tepla, Bell-Delawaerova metoda

Title: Design of tubular heat exchanger

Author: Bc. Jakub Křítek

Supervisor: Ing. Lubomír Musálek

Abstract:

This diploma thesis is about heat exchangers, in the first part we will familiarize with different types of heat exchangers in general, with the theory of heat sharing in the second one. Thereafter, the chapter deals with the design of heat exchangers using a mathematical model. In the last part the exchanger will be optimized.

Keywords:

Heat transfer, tube heat exchanger, plate heat exchanger, Bell- Delawaer method

Obsah:

1. Úvod.....	8
2. Rekuperační výměníky tepla.....	9
2.1 Trubkové výměníky.....	10
2.2 Deskové výměníky.....	11
3. Další typy výměníků.....	13
4. Teorie sdílení tepla.....	14
4.1 Vedení.....	14
4.2 Proudění.....	15
5. Princip činnosti rekuperačních výměníků.....	20
6. Návrh tepelného výměníku.....	24
7. Použití matematického modelu.....	33
8. Provedení optimalizace.....	35
9. Závěr.....	37
10. Seznam použitých zkratk.....	38
11. Seznam tabulek a obrázků.....	42
12. Seznam použitě literatury.....	43
13. Příloha číslo 1 - vypracované zadání v programu Wolfram Mathematica.....	44
14. Příloha číslo 2 - vypracované zadání v programu Wolfram Mathematica s optimalizací.....	46

1) Úvod

Sdílení tepla je součástí každodenního života všech z nás, i když o něm takto nepřemýšlíme. v našich zeměpisných šířkách je vytápění budov jejich podstatnou součástí a při návrhu není dobré jej podcenit. A nezdá se, že kdy v těchto aplikacích dochází k použití tepelných výměníků. Přestože většina z nich je v teplárenství v deskovém provedení, trubkové mají díky své jednoduchosti stále určité procento zastoupení. Ale nejenom zde nachází uplatnění. Všude tam, kde je potřeba oddělit dvě kapaliny od sebe pevnou překážkou, ale zároveň je mezi nimi potřeba přenést tepelnou energii nacházíme různé druhy tepelných výměníků. Díky větším nárokům na energetickou bilanci budov se častěji využívá rekuperace odpadního tepla ve vzduchotechnice z vydýchaného vzduchu, nebo zástavba tepelných čerpadel, které ke své činnosti výměníky potřebují. Výroba teplé užitkové vody v místech s centrálním zásobováním teplem není možná přímo, ale kvůli dodržení hygienických standardů se ohřívá pitná voda vodou technickou přes stěnu výměníku. A v neposlední řadě každý radiátor v domě, nebo chladič v automobilu je výměníkem tepla, a každá chladnička má minimálně dva. Obecnému přehledu nejen trubkových výměníků je věnována první část této práce.

U tepelných výměníků se setkáváme se všemi principy sdílení tepla. Uplatňuje se jak konvekce, neboli proudění, tak kondukce jinak řečeno vedení, ale i radiace česky zvaná sálání. Při samotné tepelné výměně se sálání neuplatňuje, ale musíme s ním počítat při výpočtu ztrát z povrchu kovového výměníku. Teorii sdílení tepla se budeme věnovat ve druhé části. Získané poznatky dále uplatníme při popisu činnosti rekuperačních výměníků hned v následující kapitole.

Po pochopení základních principů můžeme konečně přikročit k fázi návrhu vlastního výměníku. V našem případě, kde chci ukázat postup bez použití profesionálních programů a bez zkušeností, které výrobci za léta v konkurenčním prostředí nasbírali, postačí popis protiproudého rekuperačního výměníku typu trubka v trubce. Vytvořil jsem matematický model v programu Wolfram Matematika a dále jsem provedl jeho optimalizace v poslední části této práce.

2) Rekuperační výměníky tepla

Mezi nejběžnější výměníky tepla patří rekuperační. Vyznačují se oddělením tekutiny primárního okruhu pevnou stěnou od media na sekundární straně. Je známo mnoho konstrukčních řešení, které uspokojí rozmanité potřeby uživatelů. Rozdíly jsou ve tvaru, hmotnosti, údržbě, životnosti a v neposlední řadě v ceně. Pro lepší přenos tepla dochází u výměníků k turbulentnímu proudění kapaliny. Přenos je dále ovlivněn drsností stěn, případně umělým narušováním proudu, které má za následek další zvýšení turbulentnosti. Na překážky jsou kladeny protichůdné požadavky, to znamená, aby proud co nejvíce usměrňovaly, ale zároveň aby na druhé straně nedocházelo k přílišnému poklesu tlaku. Vlastnosti také ovlivňuje geometrická konfigurace výměníku, tím je myšlen počet, tvar a velikost kolen, oblouků a průřezů trubic. Konfigurace také bývá ovlivňována požadavky na montáž, demontáž a čištění. Přestup tepla jednoznačně závisí na vlastnostech výměníku a na podmínkách proudění.

Jelikož aplikace, do kterých jsou výměníky využívány, nemají zpravidla stálý požadavek na přenášený výkon, je nutné jej regulovat tak, aby bylo docíleno optimálního provozu. Regulace se teoreticky může provést pomocí a) změny teploty tekutiny při stejném průtoku b) změnou hmotnostního průtoku teplotního média. V praxi teplotu na vstupní straně nemůžeme nijak ovlivnit a jeví se jako zadaná veličina a jediná regulovaná teplota je na výstupu sekundárního okruhu. K regulaci nám tak zbývá pouze úprava hmotnostního průtoku a to pomocí trojcestného směšovacího ventilu nebo oběhovým čerpadlem a samostatnou regulační klapkou. Použití ventilu má za výhodu menší finanční náročnost a fakt, že nemá negativní vliv na proudění v hlavním rozvodu centrálních zdrojů tepla. V některých případech se dá vyměnit za jednodušší škrtkový ventil, tato regulace je však energeticky náročnější. Samostatné oběhové čerpadlo zaručí, že medium v zimních měsících bude stále obíhat a nedojde k jeho zamrznutí. Navíc větší průtok při stejné teplotě media má za následek zvýšení množství celkového tepla přeneseného výměníkem. Nevýhodou je větší hydraulický odpor a tím pádem větší zátěž čerpadla. Při dvojnásobné rychlosti proudění kapaliny dochází k osminásobnému zvýšení spotřeby elektrické energie motorem.

Při konstrukci výměníků je nutné pamatovat na několik věcí. Tou první je pracovní médium. Od toho se odvíjí antikorozi ochrana řešena buďto nerezovým materiálem nebo antikoročním roztokem přidávaným přímo do protékajících kapalin. Navíc pokud jsou v nich obsažené pevné částice, dochází k usazování nánosů v průtokových kanálcích. To má nejdříve za následek snížení koeficientu přestupu tepla a zvýšení tlaku díky zmenšení průřezu cest a v pozdějších fázích zanášení může vést k úplné ztrátě funkce. V krajních případech může dojít až k poškození celého zařízení. Proto při konstrukci je potřeba myslet na možnost čištění. U nerozebíratelných výměníků je čištění možné provádět pouze chemickou cestou. Použité chemikálie mohou poleptat čištěné stěny, pokud nebudou použity odolné kovové materiály. Rozebíratelné výměníky je možné čistit mechanicky, ale při opětovném sestavení je nutné dávat pozor na těsnost. V praxi se používají při tlacích do 1,5 Mpa, u vyšších hodnot se musí více dbát na pevnostní výpočet a při vysokých teplotách se nemůže zanedbat teplotní roztažnost kovových materiálů.

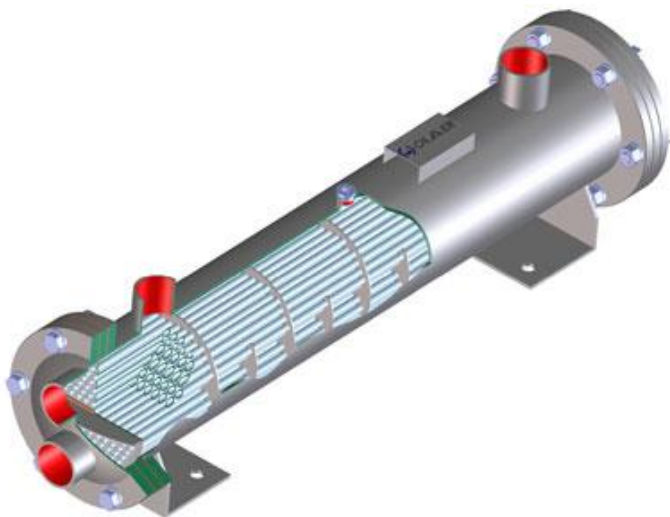
Výběr jednotlivého výměníku je posuzován i z ekonomického hlediska. Energetické nároky jsou jednoznačně dány poklesem tlaku. Jak bylo popsáno výše, větší hmotnostní průtok zvyšuje výkon výměníku. To má benefit v podobě menší hmotnosti, což znamená menší spotřebu materiálu a menší cenu. Správný projektant zahrne do výpočtu vyšší náklady na provoz jednoho řešení a dokáže je posoudit s případem, kdy se použijí dražší komponenty a sníží se variabilní náklady. Při úpravě stávajících řešení se většinou uvažuje návratnost do deseti let a životnost o polovinu vyšší, do které se promítá vliv stárnutí materiálů. Reálná životnost bývá ještě o něco vyšší. Ekonomická stránka, ale není nadřazená technickým požadavkům vždy. Například do teplé užitkové vody nelze přidávat antikorozi aditiva, a z tohoto důvodu je nutné použít nerezové výměníky.

Rekuperační výměníky se používají pro ohřev pracovní látky, především při výměně tepla mezi dvěma okruhy s vodou a pak ohřev vzduchu parou, horkou vodou nebo spalinami. Druhým případem je chlazení pracovní, třetím je kondenzace páry, kde odvedené teplo bývá obvykle teplem ztrátovým. Odpadní teplo může být dále využíváno pro zefektivnění procesu. Posledním případem použití je výroba páry. V této kapitole vycházím ze zdrojů [2], [3], [5] a [6] dle seznamu použité literatury.

2.1) Trubkové výměníky

Trubkové výměníky jsou jednodušší variantou tepelných výměníků. V podstatě se jedná o trubici, jejíž vnitřkem protéká médium, které odebírá teplo od kapaliny na vnější straně. Těchto trubic bývá více a jejich plášť tvoří přestupní plochu trubkového výměníku. Výhodou tohoto řešení je jednoduchost, která má za následek snadnou údržbu a dále relativně levnou výrobu. Dalším bonusem jsou nízké tlakové ztráty. Nevýhodou je malý měrný výkon, který je dán malou přestupní plochou a nižší hodnotou Reynoldsova čísla.

Používají se nejčastěji jako integrované řešení výměny tepla v zásobnících teplé vody nebo akumulacích nádržích. Paradoxní vzhledem k předchozímu odstavci je to, že se trubkové výměníky používají i při velkých výkonech v průmyslové energetice, petrochemii a nebo chemickém a potravinářském průmyslu. To je dáno jednodušší výrobou kusových sérií, ale také lepší odolností vůči extrémním tlakům a teplotám. Podmínkou ovšem je dostatek místa pro celou aplikaci.



Obr. 1 Řez trubkovým tepelným výměníkem. Zdroj[1]

Výměníky s pevnými trubkovicemi mají trubkový svazek pevně spojen s pláštěm a tvoří celek, který je zavařen v nerozebíratelném těle. Používají se všude tam, kde provozní parametry nevyvolávají takové dilatační disproporce, při kterých by došlo k nevratnému poškození výměníku. V praxi se doporučuje, aby teplotní rozdíl vstupních médií nepřesahoval 50°C. Odolnost proti teplotní roztažnosti můžeme zvýšit kompenzátorem v plášti. Při konstrukci je dále nutné mít na paměti, že výměník je nerozebíratelný a čištění nánosů se může provádět pouze chemicky.

Trubkové výměníky s plovoucí hlavou mají tu výhodu, že čištění je možné provádět mechanicky. Demontáží hlavy spolu s trubkovým svazkem od zbytku výměníku je umožněn volný

¹ Trubkové výměníky tepla. *Kostech*. [online]. 5.8.2013 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: http://kostech.sk/clanok/75/trubkove_vymenniky_tepla.html

přístup do míst, kde se usazeniny vyskytují nejvíce. U tohoto řešení ale zůstává problém s teplotní roztažností.

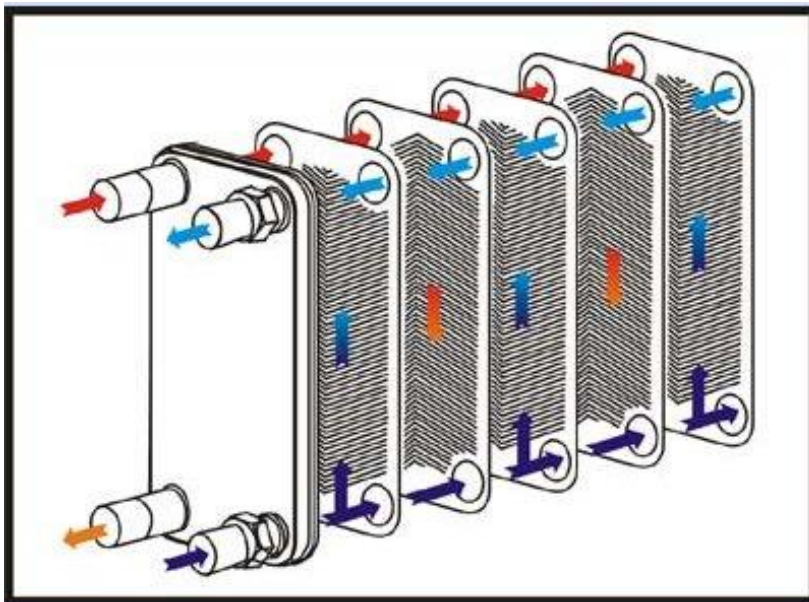
Výměníky s U trubnicemi mají připojení pro vstup i výstup média na jedné straně a trubice ve tvaru písmene U, jejichž ohyb je ve volném prostoru. To umožňuje použití i v případech, kde teplotní diference kapalin je vyšší než povolený rozdíl pro kategorii s pevným uložením trubic. K prodloužení materiálu dochází ve volném prostoru výměníku a nikoliv u pevných bodů. Navíc díky možnosti rozebrání jsou tyto výměníky vhodné i do provozů, kde je požadavek na mechanické čištění. Občas se můžeme setkat s názvem vlásenkové výměníky.

Reboilery jsou speciálním typem trubkových výměníků, kde v prostoru mezi trubicemi dochází k varu kapaliny. V horní části je vytvořen zvláštní prostor pro hromadění páry, ve kterém se dále nachází separační zařízení a otvor pro odvod páry.

Zvláštní podkategorií jsou lamelové výměníky. Na rozdíl od čistě trubkových typů jsou vybaveny vodivými lamelami připevněnými ke každé trubici, které zvětšují teplosměnnou plochu, následně koeficient přestupu tepla a v neposlední řadě také přenos celkového tepla. Nevýhodou je vyšší cena díky větší náročnosti výroby a větší spotřebě materiálu. Lamelové výparníky se používají například u tepelných čerpadel.

2.2) Deskové výměníky

Principem deskových výměníků je oddělení primárního a sekundárního okruhu pevnými deskami s prolisy. Jejich tvarování napomáhá přenosu tepla hned z několika důvodů. Zaprvé zvětšuje aktivní plochu výměníku, zadruhé zvětšuje hodnotu Reynoldsova čísla, které udává turbulentnost proudění. Desky jsou lisovány z plechů o tloušťkách od 0,4 do 1mm z uhlíkových a nerezových ocelí nebo niklu a ve speciálních případech z titanu a dalších drahých kovů. Výsledkem je až 10x větší výkon než u podobně velkého trubkového výměníku a samočisticí efekt kanálek, kdy jsou drobné nečistoty vymílány ven z prolisů a následně zachyceny ve filtrech.



Obr. 2 Deskový výměník tepla. Zdroj[2]

² Letované výměníky. G-mar plus. [online]. 2014 [cit. 2018-11-11]. Dostupné z: <http://www.g-mar.cz/letovane-vymeniky/>

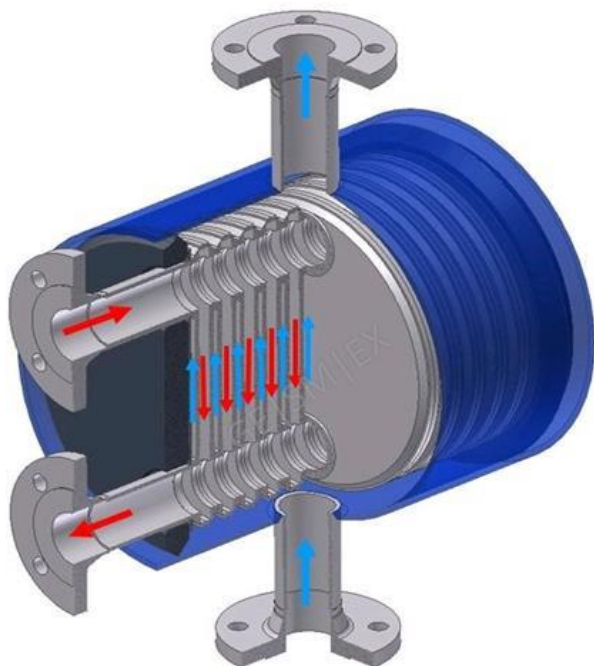
Podmínkou však je velikost kanálků větší než 2mm, protože jinak začne převládat laminární proudění a klesne i koeficient přestupu tepla. Horní hranice velikosti kanálků bývá obvykle 5mm.

Spojení desek může být pomocí pájky nebo šroubovými svorníky. Ve druhém případě je možné zvýšit výkon prostým přidáním desek, ale je nutné spoje dotáhnout podle předepsaného momentu a mezi desky vložit těsnění. Na jejich výrobu se používá silikon, nitril, azbestová vlákna a nejčastěji speciální pryže. Tyto výměníky se nejdříve začaly prosazovat v potravinářském průmyslu a posléze všude tam, kde byly horší provozní podmínky z hlediska čistoty média.

Rozmezí výkonů deskových výměníků je od stovek wattů do stovek kilowattů. V případě menších výkonů je možné uchytit výměník přímo na potrubí, ale u větších typů musí být instalace provedena na pevný podklad pomocí nosných nohou nebo pomocí upínadel. Samozřejmostí je zapojení jak souproutové, tak do protiproudu. Pro omezení vlivu vibrací na výměník se používají gumové kompenzátory.

Nevýhody šroubovaných deskových výměníků je požadavek na těsnost, který se při vyšších tlacích obtížně plní. U pájených verzí jsou problémy se zanášením, neboť se čištění může provádět pouze chemicky. Pájky musí odolávat nejen krátkodobému působení čistících chemikálií, ale také dlouhodobému působení teplotně odolných tekutin. Ani pájené výměníky nemají takovou tlakovou odolnost jako výměníky trubkové a v praxi se nepoužívají pro teploty větší než 250°C.

Zvláštní kategorií jsou takzvané Shell and plate výměníky tepla. Ty jsou variantou deskových výměníků, ale místo desek s prolisy používají hladké desky, které jsou svařeny uvnitř kruhového pláště. Kombinují výhody kompaktního řešení deskových výměníků s jednoduchým mechanickým provedením.

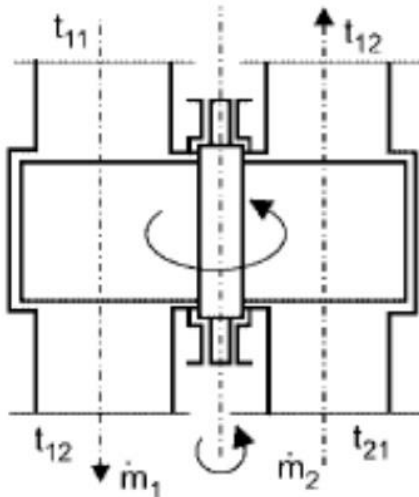


Obr. 3 Shell and plate výměník tepla. Zdroj[3]

³ Shell and plate exchanger [online]. In: . [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <http://www.gesmex.com/en/products/xps-plate-and-shell-en/xps-form-and-function>

3) Další typy výměníků

Podle principu předávání tepelné energie rozdělujeme další typy výměníků: regenerační, kontaktní a směšovací. U regeneračního typu protéká ohříváné médium opakovaně prostorem, ve kterém je látka, která předtím absorbovala teplo od kapaliny primárního okruhu. Teplo předávající látka musí mít tedy velkou tepelnou kapacitu. Vzhledem k tomu, že obě látky protékají tím samým prostorem s určitým zpožděním, musí být tento prostor dostatečně utěsněn. V této kapitole vycházím ze zdrojů [5] a [6] dle seznamu použité literatury.

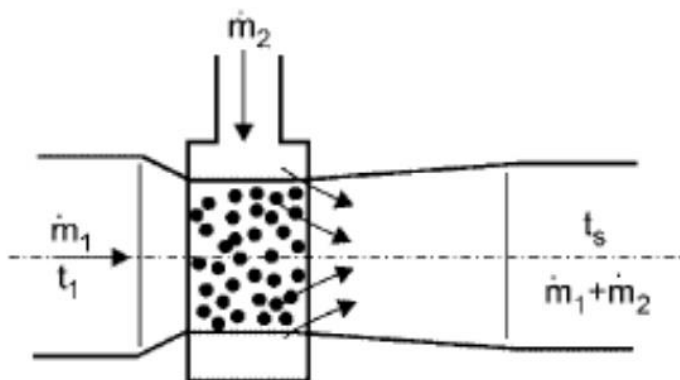


Obr. 4 Regenerační výměník tepla. Zdroj[4]

Pro kontaktní výměníky tepla je charakteristické, že se v jednom místě smíchají obě pracovní látky. Teplejší látka předá teplo té studenější a teplota obou z nich se ustálí na stejné hodnotě. Následně se smíchaná látka rozdělí na dvě části a každá odchází do vlastního okruhu. Výhodou tohoto řešení je velikost teplosměnné plochy, která je dána součtem povrchů všech částic. Nevýhodou je naopak nutnost použití stejného média jak na ochlazované, tak na druhé straně.

Směšovací výměníky fungují velmi podobně jako výměníky kontaktní. Mají stejné výhody i nevýhody. V tomto typu výměníků se často smíchávají látky v plynném skupenství s těmi v kapalném. Typickým příkladem je chladicí věž tepelné elektrárny.

⁴ Výměníky tepla. Domovská stránka katedry TZB [online]. 2011 [cit. 2019-04-12]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>



Obr. 5 Směšovací výměník tepla. Zdroj[5]

4) Teorie sdílení tepla

S přenosem tepla se setkáváme každý den, ať si to uvědomujeme, nebo ne. Pociťte se dá na vlastní kůži, když nám naskakuje husí kůže při nízkých teplotách, nebo naopak se potíme při těch vysokých. U teorie sdílení tepla známe 3 základní principy: vedení nebo-li kondukcí, proudění jinak řečeno konvekci a v neposlední řadě radiaci, česky sálání. Tyto principy tvoří základní stavební kameny nejen pro výměníky tepla, ale i pro ostatní tepelná zařízení. Je proto potřebné se s nimi seznámit. V této kapitole vycházím ze zdrojů [7] dle seznamu použité literatury.

4.1) Vedení

Ke kondukcí dochází pouze v pevných látkách. K tomuto způsobu přenosu tepla dochází při srážkách jednotlivých částic, kde částice s větší energií jí část předají částicím s menší energií. Žádná z nich se nepohybuje, ale pouze kmitá kolem své stálé polohy. Vedení je závislé na vlastnostech materiálu, kterými jsou: průřez, délka, samotné fyzikální vlastnosti materiálu, ale také na rozdílu teplot na obou stranách.

Máme-li tyč o velikosti d [m] s rozdílnou teplotou konců T_1 a T_2 [K]. Podíl $\frac{T_2 - T_1}{d}$ se pak nazývá teplotní gradient (spád) [$K \cdot m^{-1}$]. Rovnice popisující přenos tepla vedením je pak dána vztahem:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \nabla T \quad (4.1)$$

Kde: \vec{q} vektor tepelného toku [$W \cdot m^{-2}$]

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

∇T je teplotní spád [$K \cdot m^{-1}$]

⁵ Výměníky tepla. Domovská stránka katedry TZB [online]. 2011 [cit. 2019-04-12]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>

4.2) Proudění

Jinak nazýváno také konvekcí, je způsob přenosu tepla, při kterém dochází k proudění hmoty o různé teplotě. K tomu dochází pouze u kapalin, plynů a plazmatu (obecně u tekutin), jejichž částice se mohou různě pohybovat. Rozdělujeme dva typy konvekce: volnou a nucenou. Volnou si můžeme ukázat na příkladu, kdy slunce ohřívá zemský povrch a od něj se ohřívají nejnižší vrstvy vzduchu. Atmosféra u povrchu má díky tomu nižší hustotu a stoupá vzhůru. Dochází tak k přirozenému proudění. Nucený typ proudění se vyznačuje pohybem hmoty pomocí vnějšího zdroje. V praxi se používají čerpadla nebo ventilátory. Konvekci charakterizujeme součinitelem přestupu tepla konvekcí α , který můžeme spočítat podle vztahu, který vyplývá z Newtonova zákona:

$$P_{1 \rightarrow 2} = \alpha \cdot S \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.2)$$

Koeficient přestupu tepla α závisí na mnoha faktorech

$$\alpha = f(\lambda, \beta, \vec{g}, \nu, \text{tvar tělesa}, \vec{v} \dots) \quad (4.3)$$

Kde λ je tepelná vodivost tekutiny [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
 β je součinitel tepelné roztažnosti [K^{-1}]
 ν je kinematická viskozita [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]
 \vec{g} je tíhové zrychlení [ms^{-2}]
 \vec{v} je rychlost proudění tekutiny [ms^{-1}]

Výpočet α se pokusíme zjistit pomocí následujících rovnic:

Stavová rovnice plynů

$$pV = nRT \quad (4.4)$$

Kde p je tlak [Pa]
 V je objem [m^3]
 n je molární hmotnost [mol]
 R je molární plynová konstanta [$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$]
 T je absolutní teplota [K]

Navier-Stokesova rovnice

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot (\nabla \vec{v}) \right) = -\nabla p + \eta \nabla^2 \vec{v} + \frac{1}{3} \eta \nabla (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \vec{g} \quad (4.5)$$

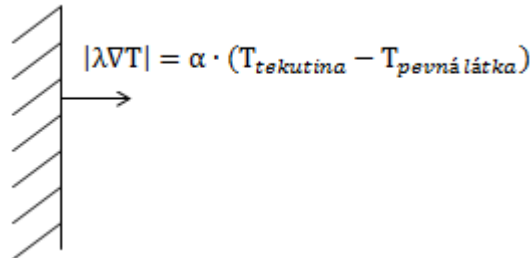
Kde ρ je hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 \vec{v} je rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 ∇ je operátor $\left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)$ [m^{-1}]
 η je dynamická viskozita [$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$]

Rovnice kontinuity

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.6)$$

Obvykle jsou rovnice s rychlostí problém, proto se musíme α pokusit změřit. Protože je ale koeficient přestupu tepla závislý na mnoha faktorech, a s tím souvisí mnoho měření, tak by bylo dobré si tuto úlohu zjednodušit pomocí teorie podobnosti nebo rozměrové analýzy. V našem případě budeme α zjednodušovat podle teorie podobnosti.

V následujícím textu budeme označovat veličiny prvního rozměru indexem 1 a veličiny druhého rozměru (s prvním podobného) indexem 2.



Obr. 6: Příklad konvekce

Nyní si ukážeme teorii podobnosti pro případ konvekce. Předpokládáme, že u rozhraní pevná látka-tekutina (tekutinou obvykle myslíme vzduch) se voda nepohybuje (obrázek 1). Poté musí platit následující:

$$\vec{n}_0 \cdot \lambda \nabla T = \alpha \cdot (T_{\text{tekutina}} - T_{\text{pevná látka}}) \quad (4.7)$$

Předpokládáme nyní, že máme dva rozměrově odlišné, ale podobné tvary jako na výše uvedeném obrázku. Pak platí následující rovnice:

$$\vec{n}_0 \cdot \lambda_1 \nabla_1 T_1 = \alpha_1 \cdot (T_{\text{tekutina1}} - T_{\text{pevná látka1}}) \quad (4.8)$$

$$\vec{n}_0 \cdot \lambda_2 \nabla_2 T_2 = \alpha_2 \cdot (T_{\text{tekutina2}} - T_{\text{pevná látka2}}) \quad (4.9)$$

$$T_2 = k_T \cdot T_1 \quad (4.10)$$

$$\nabla_2 = \frac{1}{k_x} \cdot \nabla_1 \quad (4.11)$$

$$\alpha_2 = k_\alpha \cdot \alpha_1 \quad (4.12)$$

$$\lambda_2 = k_\lambda \cdot \lambda_1 \quad (4.13)$$

Závislost ∇ je opačná z následujícího důvodu:

$$x_2 = k_x \cdot x_1 \quad (4.14)$$

$$\nabla_2 = \frac{\partial}{\partial x_2} = \frac{\partial}{\partial x_1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial x_2} = \frac{1}{k_x} \frac{\partial}{\partial x_1} = \frac{1}{k_x} \cdot \nabla_1 = k_\nabla \cdot \nabla_1 \quad (4.15)$$

$$k_\nabla = \frac{1}{k_x} \quad (4.16)$$

Jelikož jsou si tyto tvary podobné, tak musí platit, že mohu rovnici (4.9) vyjádřit z rovnic (4.10)- (4.13):

$$k_\lambda \cdot \frac{1}{k_x} \cdot k_T |\lambda_1 \nabla_1 T_1| = k_\alpha \cdot \alpha_1 \cdot k_T (T_{\text{tekutina1}} - T_{\text{pevná látka1}}) \quad (4.17)$$

Tuto rovnici lze upravit:

$$\frac{k_\lambda}{k_\alpha \cdot k_x} \cdot |\lambda_1 \nabla_1 T_1| = \alpha_1 \cdot (T_{\text{tekutina1}} - T_{\text{pevná látka1}}) \quad (4.18)$$

Jelikož tato rovnice je rovnicí pro rozměr 1, pokud platí:

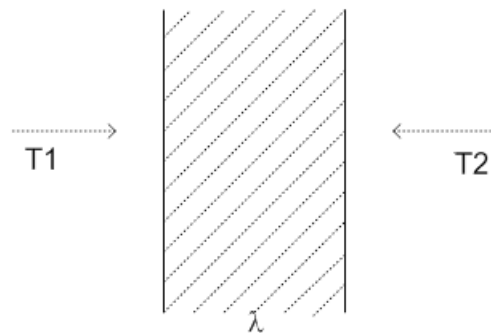
$$\frac{k_\lambda}{k_\alpha \cdot k_x} = 1 \quad (4.19)$$

pak můžeme dosadit rovnice (4.11)- (4.13) do rovnice (4.19) a říci, že je to Nusseltovo číslo:

$$Nu_1 = \frac{x_1 \cdot \alpha_1}{\lambda_1} = \frac{x_2 \cdot \alpha_2}{\lambda_2} = Nu_2 \quad (4.20)$$

Z toho vychází, že Nusseltovo číslo závisí u podobných uspořádání pouze na x , a to nazveme D_{char} (charakteristický rozměr).

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{D_{\text{char}}} \quad (4.21)$$



Obr. 7 Výkon sdílený mezi něčím nepohybujícím se a tekutinou

$$Q = S \cdot \lambda \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \Delta T = S \cdot \frac{\lambda}{\alpha} \cdot \Delta T \quad (4.22)$$

Z toho konvekce:

$$\alpha \cdot S \cdot \Delta T = Q = Nu \cdot S \cdot \frac{\lambda}{\alpha} \cdot \Delta T \quad (4.23)$$

Nusseltovo číslo určuje poměr celkového přenosu tepla v systému k přenosu tepla vedením

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} = \lambda \cdot \nabla^2 T \quad (4.24)$$

Pro proudění

$$\rho \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} = \eta \nabla^2 \vec{v} - \nabla p + \rho \cdot \vec{g} + f \quad (4.25)$$

Kde η je dynamická viskozita [Pa.s]

f je objemová hustota jiných než tlakových, viskózních a setrvačných sil [Pa·m⁻¹]

Výsledné rovnice jsou potom:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \cdot \nabla^2 T \quad (4.26)$$

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{\eta}{\rho} \cdot \nabla^2 \vec{v} \quad (4.27)$$

Označíme $\frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} = a$ u rovnice číslo (4.26) a $\frac{\eta}{\rho} = \nu$ u druhé rovnice číslo (4.27)

Koeficient a [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] označuje teplotní vodivost, rozhoduje o přechodu tepla mezi dvěma medii a koeficient ν [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] určuje kinematickou viskozitu. Samotné Nusseltovo číslo závisí na celé řadě dalších podobnostních čísel, jak se dozvíme dále. Pro jeho určení a následně i zjištění koeficientu přestupu tepla konvekcí musíme vypočítat další podobnostní čísla.

Určení bezrozměrného Prandtlova čísla.

$$Pr_s = \frac{\nu}{a} \quad (4.28)$$

Tím získáváme, že

$$Nu = f(Pr, \dots) \quad (4.29)$$

Další číslo, na kterém závisí číslo Nusseltovo je číslo Reynoldsovo, které se uplatňuje při turbulentním proudění:

$$\rho(\vec{v} \cdot \nabla \vec{v}) = \xi \cdot \nabla^2 \vec{v} \quad (4.30)$$

Opět zavedeme:

$$\frac{k_v^2}{k_x} = \frac{k_v}{k_x^2} \cdot k_v \Rightarrow \frac{k_v \cdot k_x}{k_v} = 1 \quad (4.31)$$

Definujeme Reynoldsovo číslo [-]:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (4.32)$$

Zavedeme součinitel teplotní dilatace látek β [K^{-1}]:

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (4.33)$$

$$V(T) = V_0 \cdot (1 + \beta \cdot \Delta T) \quad (4.34)$$

$$\rho = \frac{m_0}{V(T)} = \frac{m_0}{V_0} \cdot \frac{1}{1 + \beta \cdot \Delta T} \doteq \rho_0 \cdot (1 - \beta \cdot \Delta T) \quad (4.35)$$

Napíšeme rovnici proudění:

$$(1 + \beta \cdot \Delta T) \cdot \rho(\vec{v} \cdot (\nabla \vec{v})) = \rho_0 \cdot (1 - \beta \cdot \Delta T) \cdot \vec{g} \quad (4.36)$$

Upravíme do tvaru:

$$k_{\rho} \cdot k_v^2 \cdot \frac{1}{k_x} = k_{\rho 0} \cdot k_{\beta} \cdot k_{\Delta T} \cdot k_g \quad (4.37)$$

$$\frac{k_x \cdot k_{\Delta T} \cdot k_g \cdot k_{\beta}}{k_v^2} = 1 \quad (4.38)$$

Samovolná konvekce, zavedeme Grashofovo číslo:

$$Gr = \frac{D^3 \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \vec{g}}{\nu^2} \quad (4.39)$$

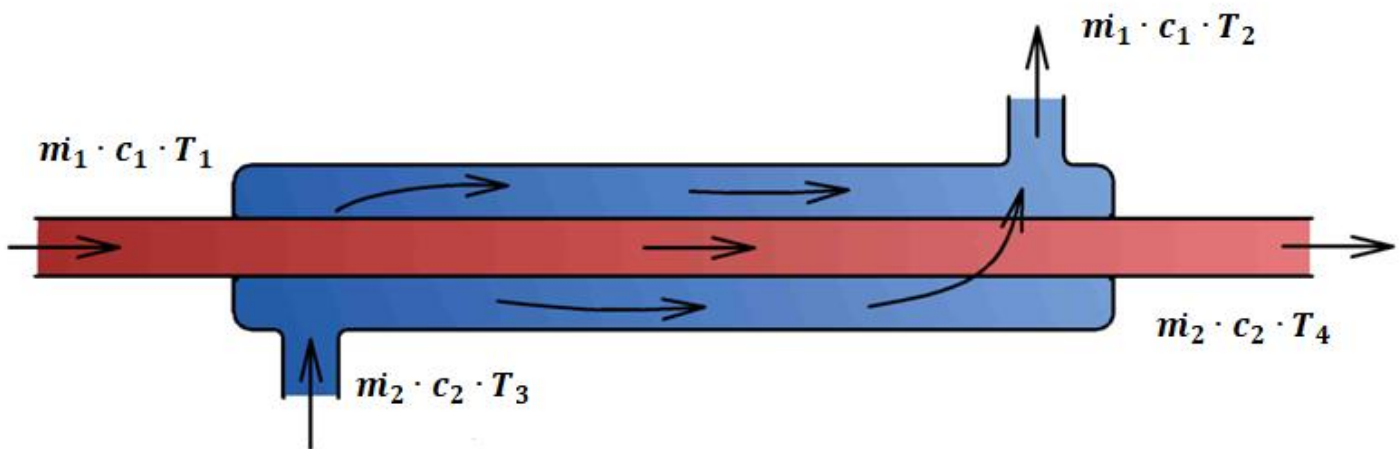
A získáváme, že Nusseltovo podobnostní číslo závisí hlavně na číslech Prandtlově, Reynoldsově a Grashofově:

$$Nu = f(P_{rs}, Re, Gr) \quad (4.40)$$

Kde P_{rs} se uplatňuje vždy, Re uplatňuje při proudění a Gr při přirozené (samovolné) konvekci.

5) Princip činnosti rekuperačních výměníků tepla

Na obrázku číslo 8 je zobrazen průřez jednoduchým trubkovým výměníkem se souproutým zapojením. Médium primárního okruhu s definovaným hmotnostním průtokem \dot{m}_1 , tepelnou kapacitou c_1 a teplotou T_1 je přiváděno do výměníku a protéká částí vyznačenou červeně. Dochází k předávání tepelné energie stěně oddělující jednotlivé okruhy. Médium poté opouští výměník při teplotě T_2 , ale ostatní hodnoty se nezmění. Na sekundární straně vyznačené modrou barvou dochází k ohřevu kapaliny o parametrech \dot{m}_2 , c_2 a T_3 od stěny výměníku na hodnotu teploty T_4 . V této kapitole vycházím ze zdrojů [3] a [6] dle seznamu použité literatury.



Obr. 8 Schéma trubkového tepelného výměníku

Pokud budeme uvažovat ideální výměník, který je dokonale izolován, pak pro něj platí, že teplo, které do něj vstupuje, se rovná teplu, které z něj vychází. Platí proto rovnost:

$$\dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot T_1 + \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot T_3 = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot T_2 + \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot T_4 \quad (5.1)$$

Kde: \dot{m}_1, \dot{m}_2 je hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 c_1, c_2 je měrná tepelná kapacita media [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 T_1, T_2, T_3 a T_4 je teplota [K]

Celkové přenesené teplo můžeme zapsat vztahem:

$$Q = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot (T_1 - T_2) \quad (5.2)$$

A protože teplo, dodané primárním okruhem, se rovná teplu přijatému sekundárním okruhem, můžeme použít ekvivalentní vztah:

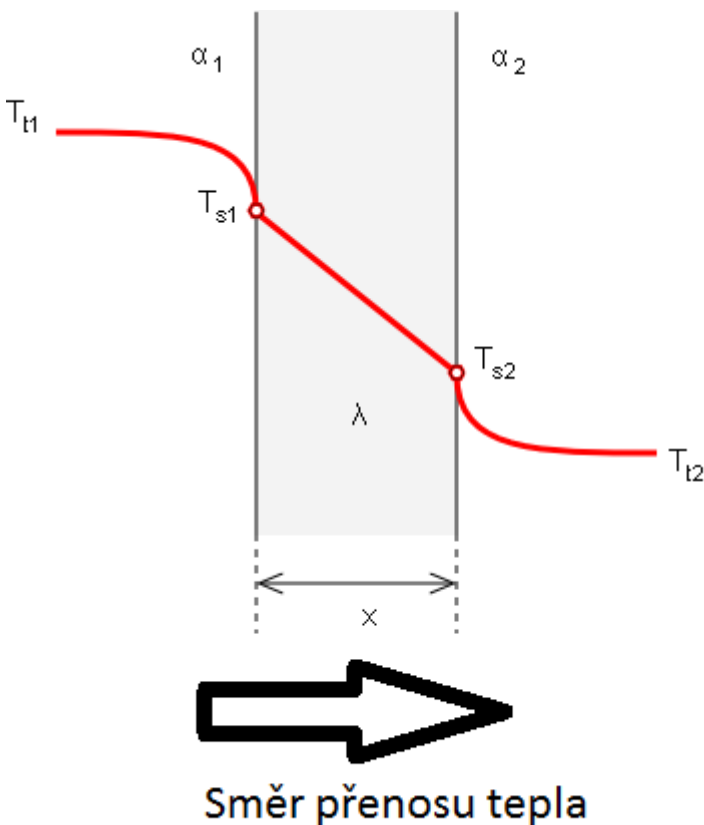
$$Q = \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot (T_3 - T_4) \quad (5.3)$$

Pro výpočet tepla se v praxi často používá vztah :

$$Q = k_s \cdot \frac{(T_1 - T_3) - (T_4 - T_2)}{\ln\left(\frac{(T_1 - T_3)}{(T_4 - T_2)}\right)} \quad (5.4)$$

Kde: Q je celkové teplo předané výměníkem [W]
 k_s je součinitel přenosu tepla [WK⁻¹]

Průběh prostupu tepla je zobrazen na obrázku 9. Vlevo od bodu T_{s1} křivka popisuje přenos tepla mezi kapalinou primárního okruhu a stěnou výměníku. Přenos tepla je zde uskutečňován prouděním (konvekcí). Tento jev je možný pouze u tekutin (kapalin, plynů popřípadě plazmatu). Z tohoto důvodu zde nemůže být nositelem energie pevná látka. Mezi body T_{s1} a T_{s2} je pevná stěna a přenos tepla zde probíhá vedením (kondukcí). Vpravo od bodu T_{s2} za pomoci konvekce dochází k ohřívání tekutiny od stěny.

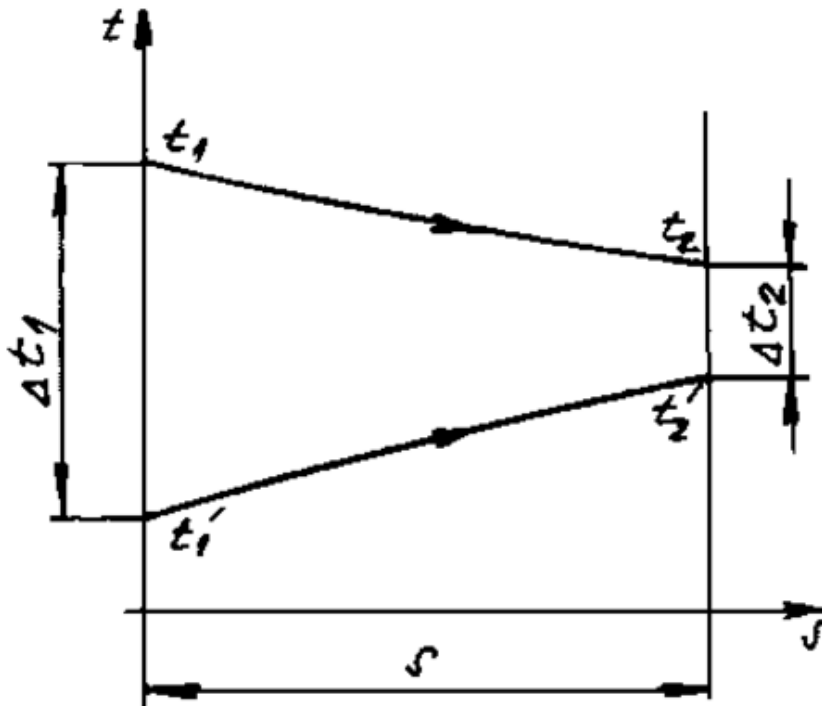


Obr. 9 Přenos tepla výměníkem. Zdroj[6]

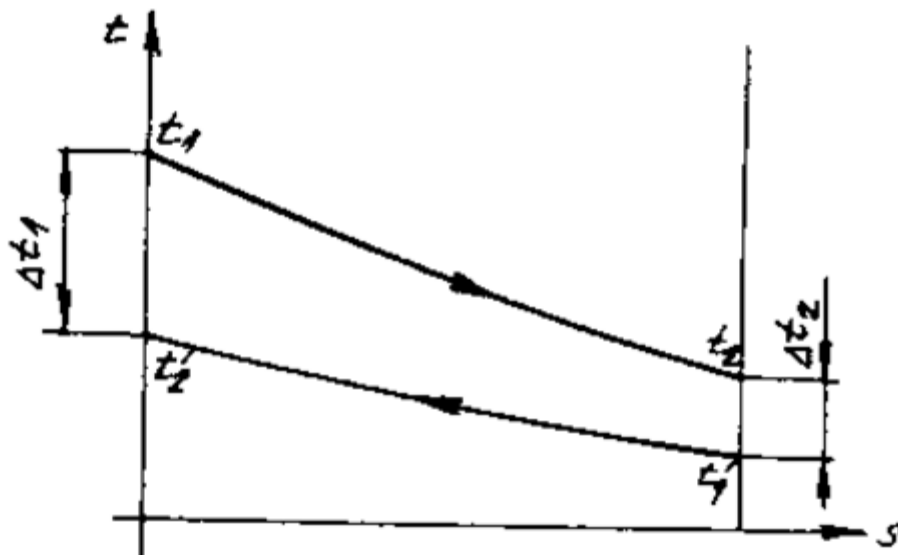
Většina tepelných výměníků je konstruována tak, aby je bylo možné používat, jak v souproutém, tak protiproutém zapojení. Souprouté zapojení bylo použito u výměníku s obrázkem 8

⁶ Powerwiki. . [online]. [cit. 2018-10-24]. Dostupné z: https://www.powerwiki.cz/attach/OOET_ResenePriklady/Zed.png

a průběh jeho teplot je na obrázku číslo 9. Po dosazení do rovnice (4.4) zjistíme, že výkon stejného výměníku v souproutém zapojení bude větší, ale z grafu, na obrázku číslo 10 je patrné, že výstupní teplota média sekundárního oběhu bude vždy menší než teplota na výstupu okruhu primárního.



Obr. 10 Průběh teplot souproutého zapojen. Zdroj[7]



Obr. 11 Průběh teplot protiproudého zapojení. Zdroj[7]

Na obrázku číslo 11 je protiproudé zapojení a je patrné, že po dosazení do rovnice (4.4) bude výsledný tepelný výkon menší. Vycházíme totiž z rozdílů Δt_1 a Δt_2 a ty jsou v tomto případě menší.

⁷ STEHLÍK P., KOHOUTEK J., Přenos tepla, Učební texty vysokých škol, VUT FSI Brno, 1992.

Zásadní výhodou je ale to, že je možné dosáhnout vyšší teploty na výstupu sekundárního média. To je v praxi výhodné například u tepelných čerpadel, kde získáváme nejvíce tepla v období, kdy je okolní teplota nejnižší. Výkon samotného výměníku je tedy nižší, ale díky vyšší pracovní teplotě může být vyšší účinnost celého technologického celku, do kterého je výměník zapojen.

Tabulka 1 Typické rozsahy součinitelů přestupů tepla bývají v těchto rozmezích zdroj[8]

Jednotlivé případy	$Wm^{-2}K^{-1}$
Ohřívání a ochlazování vzduchu v žebrových výměnících	20 až 50
Přehřáté vodní páry a stlačené plyny při vyšších rychlostech proudění	100 až 500
Laminární proudění vody	100 až 400
Turbulentní proudění vody	2000 až 6000
Turbulentní proudění roztoků s teplotou tuhnutí - 15	1000 až 3000
ohřívání a ochlazování olejů	60 až 1500
var vody	6000 až 50000
kondenzace vodní páry	4000 až 15000
kondenzace chladiv (freonů)	400 až 3000

Tabulka 2 Praktické rozsahy koeficientů prostupu tepla ve výměnících zdroj[8]

Jednotlivé případy	$Wm^{-2}K^{-1}$
Na obou stranách rovné stěny plyn	15 až 30
Žebrované výměníky plyn-voda	30 až 80
Hladký povrch plyn - voda	40 až 100
Na obou stranách, turbulentní proudění	1000 až 2000
Na jedné straně kondenzující pára a na druhé voda	2000 až 3000

⁸ STEHLÍK P., KOHOUTEK J., Přenos tepla, Učební texty vysokých škol, VUT FSI Brno, 1992.

6) Návrh tepelného výměníku

Při návrhu tepelného výměníku musíme provést tepelný, hydraulický a při vyšších tlacích i pevnostní výpočet. Samostatnou kapitolou je ekonomický výpočet a to při sériové výrobě. Při výpočtech výměníků se obvykle počítá na celé ploše se stejným koeficient přestupu tepla. V případech, kde toto zjednodušení není možné použít, je nutné jej rozdělit na několik částí, ve kterých je podmínka homogenních vlastností splněna. Tepelný výkon je také dán, zvláště při větších tepelných rozdílech, vzájemným směrem prouděním obou tekutin. Krajní případy nazýváme souprroudý a protiproudý.

Pro návrh je potřeba znát vstupní a výstupní hodnoty teplot obou tekutin. Potom můžeme určit hmotnostní průtok, který se pro kapaliny volí 0,4 až 4 m·s⁻¹

Následující část vyjadřuje postup při tepelném návrhu trubkového výměníku. Budeme potřebovat tyto vstupní hodnoty:

d	vnější průměr trubic (hydraulický průměr) [m]
θ_{tp}	úhel udávající rozvržení výměníku [°]
D_s	vnitřní průměr výměníku [m]
D_{otl}	nejzazší vzdálenost trubek od středu výměníku [m]
L_{ti}	efektivní délku trubic [m]
B_c	velikost přepážek [-]
L_{bi}	rozteče přepážek na vstupní straně [m]
L_{b0}	rozteče přepážek na výstupní straně [m]
L_{bc}	střední hodnota roztečí přepážek [m]
N_{ss}	počet těsnících pásů mezi dvěma přepážkami [-]

V této kapitole vycházím ze zdroje [1] dle seznamu použité literatury

Kvalitativní rovnice popisující tepelný výměník je dána tvarem (5.4) a po úpravě do anglické terminologie jí dále upravíme do tvaru:

$$Q = h_s \cdot \frac{(T_1 - T_3) - (T_4 - T_2)}{\text{Ln} \left(\frac{(T_1 - T_3)}{(T_4 - T_2)} \right)} \quad (6.1)$$

Kde: Q je celkové teplo předané výměníkem [W]
 h_s je koeficient přestupu tepla [W·K⁻¹]

Koeficient přestupu tepla je hlavním faktorem tepelného výměníku. Pod tímto číslem jsou obsaženy veškeré jeho vlastnosti, jako například vnitřní uspořádání, materiál nebo množství protékaného média. K výpočtu tohoto koeficientu se používá takzvaná Bell-Delawareova metoda.

Bell-Delawareova metoda je matematický postup, který funguje na principu výpočtu koeficientu přestupu tepla pro ideální výměník a jeho upravení pomocí korekčních faktorů. Pro koeficient ideálního výměníku platí, že je funkcí Reynoldsova čísla, Prandtlova čísla a rozměrových parametrů vztahem:

$$h_i = \frac{j_i \cdot C_{ps} \cdot G_s \cdot \phi s^n}{P_{rs}^{\frac{2}{3}}} \quad (6.2)$$

Kde h_i je koeficient ideálního přestupu tepla [$W \cdot K^{-1}$]
 j_i je ideální Colburnův faktor [-]
 G_s je faktor rychlosti hmoty [$m^2 \cdot s$]
 C_{ps} je tepelná kapacita [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
 ϕs^n je korekční faktor viskozity stěn [-]
 P_{rs} je Prandtlovo číslo [-]

A dále platí, že koeficient j_i je závislý na Reynoldsově čísle (zkratka Re_s)

pro Re_s mezi hodnotami 1 a 100

$$j_i = 1,73 \cdot Re_s^{-0,694} \quad (6.3)$$

pro Re_s mezi hodnotami 100 a 1000

$$j_i = 0,717 \cdot Re_s^{-0,574} \quad (6.4)$$

pro Re_s větší než 1000

$$j_i = 0,036 \cdot Re_s^{-0,346} \quad (6.5)$$

Reynoldsovo číslo je bezrozměrně podobnostní číslo, které složí k posouzení charakteru proudění tekutin. Proudění může být laminární, kde jsou proudnice rovnoběžné, nemísí se a tvoří takzvané destičky - laminy. Je typické pro proudění v malých rychlostech. Při turbulentním proudění dochází k promísení proudnic a částice vykoná kromě posuvného i složitý vlastní pohyb. To vede ke vzniku vírů. Kritické Reynoldsovo číslo charakterizuje oblast, v níž přechází laminární proudění do turbulence.

Reynoldsovo číslo je dáno vztahem:

$$Re_s = \frac{d \cdot G_s}{\mu_s} \quad (6.6)$$

Kde d je takzvaný hydraulický průměr (podle obrázku 15) [m]
 G_s je rychlost proudění [$m \cdot s^{-1}$]
 μ_s je viskozita mezní vrstvy kapaliny při boční stěně při dané teplotě [$m^2 \cdot s^{-1}$]

Pro G_s platí vztah:

$$G_s = \frac{M_s}{\rho \cdot S_m} \quad (6.7)$$

Kde M_s je hmotnostní průtok [$kg \cdot s^{-1}$]
 S_m je Průtoková plocha v ose svazku [m^2]
 ρ je hustota [$kg \cdot m^{-3}$]

A S_m se vypočítá ze vztahu:

$$S_m = L_{bc} \cdot (L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tpeff}} \cdot (L_{tp} - d)) \quad (6.8)$$

Kde L_{bc} je vzdálenost přepážek (podle obr. 17) [m]
 L_{bb} je vzdálenost stěny od trubek [m]
 D_{ctl} je nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku [m]
 L_{tp} je vzdálenost průměrů trubek (podle obr. 15) [m]
 L_{tpeff} je efektivní vzdálenost trubek [m]
 d je vnější průměr trubic (podle obr. 15) [m]

L_{bb} získáme ze vztahu:

$$L_{bb} = D_s - D_{otl} \quad (6.9)$$

Kde D_s je průměr výměníku (podle obr 16) [m]
 D_{otl} je nejzazší vzdálenost trubek (podle obr 16) [m]

D_{ctl} vplyne za vztahu:

$$D_{ctl} = D_{otl} - d \quad (6.10)$$

Hodnota L_{tpeff} je závislá na úhlu, který svírají přepážky. Pro úhly 30° a 90° je $L_{tpeff} = L_{tp}$, pro úhel 45° platí vzorec:

$$L_{tpeff} = 0,707 \cdot L_{tp} \quad (6.11)$$

Aby rovnice 6.2 byla úplná, zbývá nám ještě dopočítat ϕs^n a P_{rs}

$$\phi s^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (6.12)$$

Kde μ_w je viskozita mezní vrstvy kapaliny při boční stěně při dané teplotě a je dána tabulkou 3

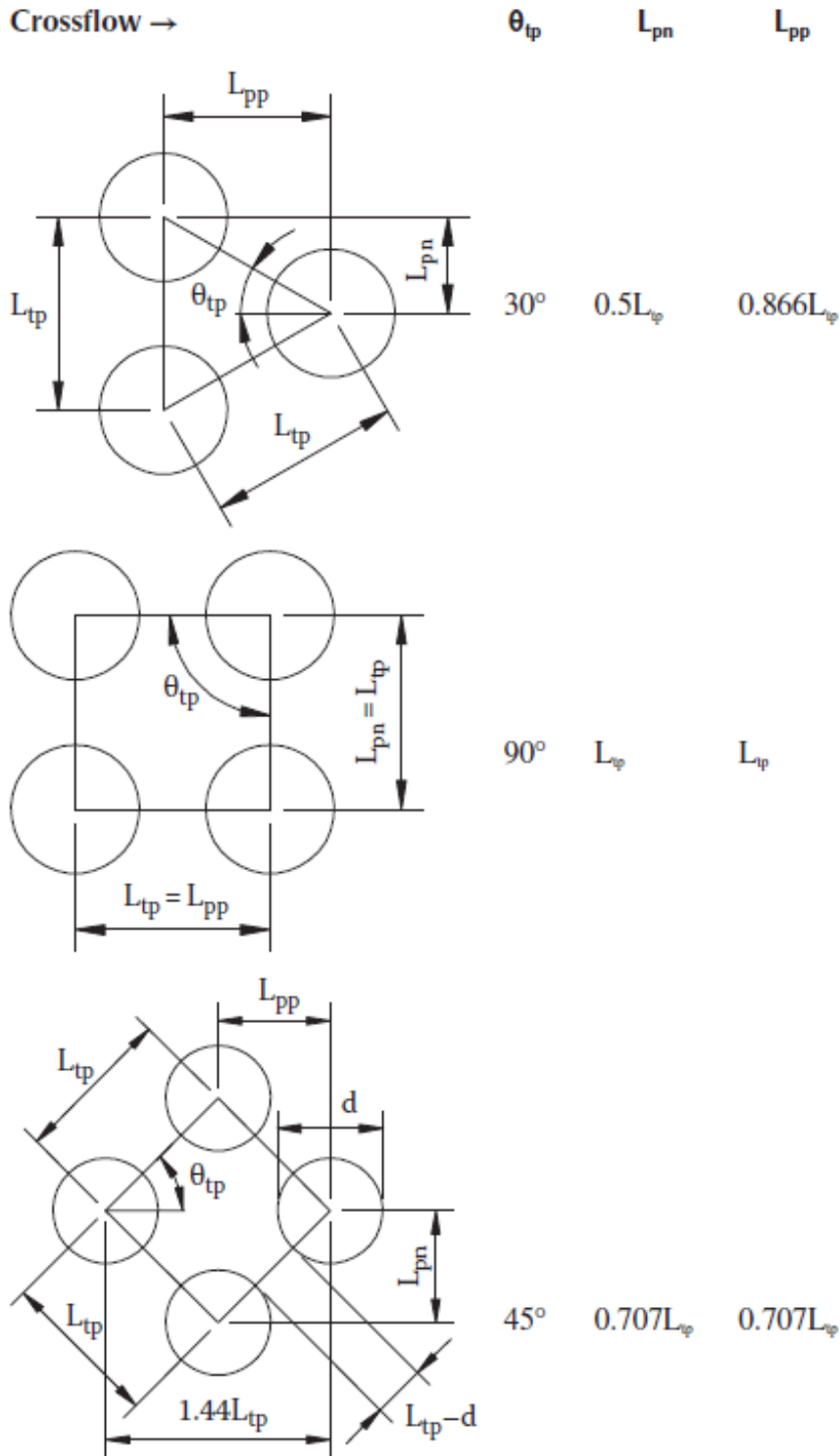
Tabulka 3 Určení součinitele tření

Laminární proud v trubce $Res < 2300$	$\mu_w = \frac{64}{Res}$
Laminární proudění mezi deskami	$\mu_w = \frac{96}{Res}$
Turbulentní proudění $3000 < Res < 100000$	$\mu_w = \frac{0,3164}{Res^{0,25}}$
Turbulentní proudění $100000 < Res$	$\mu_w = 0,0032 + \frac{0,221}{Res^{0,237}}$

Prandtlovo číslo je bezrozměrná veličina, určená poměrem součinu viskozity a měrného tepla při konstantním tlaku k tepelné vodivosti.

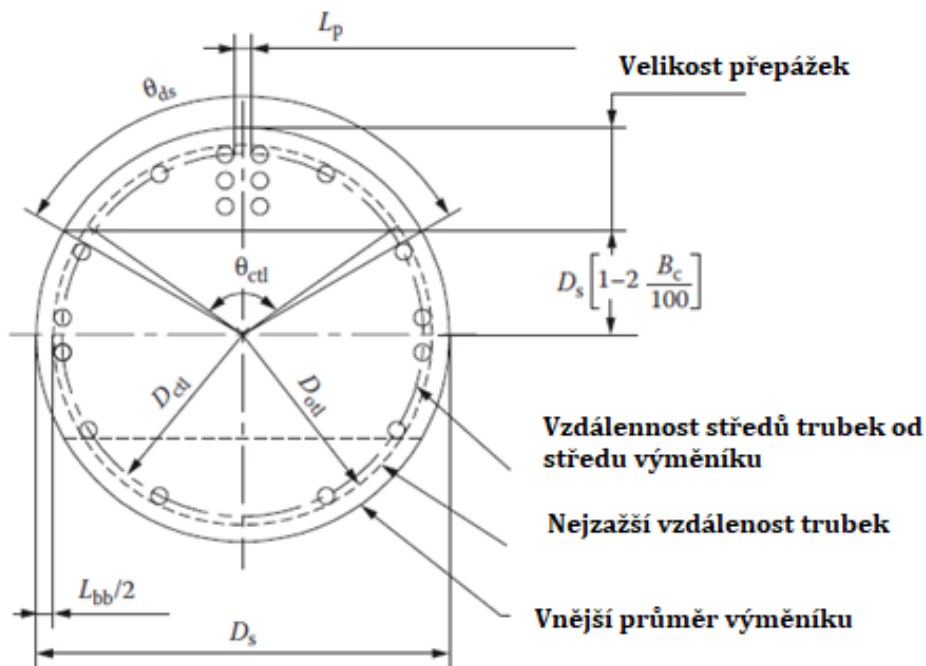
$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot c_{ps}}{k_s} \quad (6.13)$$

Kde k_s je tepelná vodivost materiálu [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

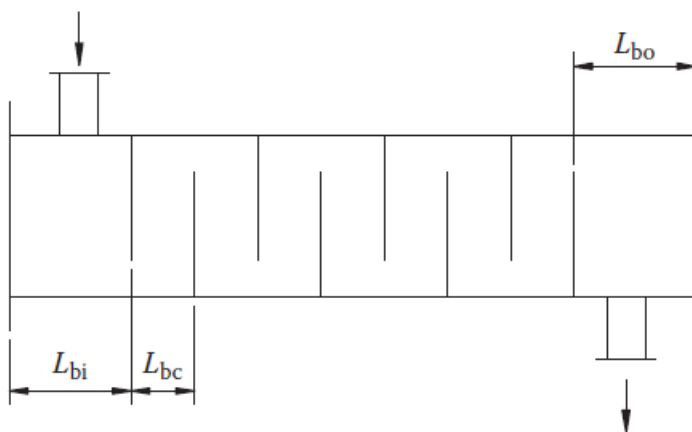


Obr. 12 Možnosti rozvržení trubic. Zdroj^[9]

⁹ KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Iv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.



Obr. 13 základní geometrie přepážek. Zdroj^[10]



Obr. 14 Typické rozdělení přepážek. Zdroj[9]

Pro dobře navržený výměník platí, že hodnota h_s se pohybuje okolo 60% velikosti h_i a jejich vztah je dán vzorcem:

$$h_s = h_i \cdot J_c \cdot J_1 \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \quad (6.14)$$

- Kde
- J_c je korekční faktor přepážkových oken
 - J_1 je korekční faktor pro efekt úniku způsobeny přepážkami
 - J_b je korekční faktor svazků tvořící obtokový proud
 - J_s je korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážkových oken
 - J_r je korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním

¹⁰ KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Iv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.

Korekční faktor přepážkových oken s rozsahem 15 - 45 % by se měl pohybovat okolo 1.0. Pro velmi malé přepážky hodnoty J_c dosahují až hodnot 1.15, naopak pro velké přepážky padá až na 0,52. Platí tento vztah:

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot (1 - 2F_c) \quad (6.15)$$

Kde F_c je poměr trubic v proudu kapaliny

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (6.16)$$

Kde F_w je poměr trubic v přepážkovém okně a je dán vztahem

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(\theta_{ctl})}{2 \cdot \pi} \quad (6.17)$$

Kde θ_{ctl} je vnitřní úhel svíraný přepážkami (podle obr.16)

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{D_s}{D_{ctl}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_C}{100} \right) \right) \quad (6.18)$$

Kde B_C je velikost přepážek (dáno % velikosti D_s)

Pro dobře navržený výměník by hodnota korekčního faktoru pro efekt ztrát způsobeny přepážkami neměla být nižší než 0,6. Lépe však v rozmezí 0,7 - 0,9. K jeho zvýšení můžeme změnit úhel přepážek nebo změnit jejich rozestupy. Pro J_1 je dáno:

$$J_1 = 0,44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0,44 \cdot (1 - r_s)] \cdot e^{-2,2 \cdot r_{1m}} \quad (6.19)$$

Kde korekční faktory r_s a r_{1m} jsou dány vztahy:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (6.20)$$

$$r_{1m} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (6.21)$$

Kde jsou:

S_{sb} je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou [m^2]

S_{tb} je oblast úniku mezi trubicemi a přepážkou [m^2]

S_m je dán vzorcem (6.8)

$$S_{sb} = \pi \cdot D_s \cdot \frac{3,1 + 0,004 \cdot D_s}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{ds}}{2 \cdot \pi} \right) \quad (6.22)$$

Kde θ_{ds} je úhel svíraný přepážkami (podle obrázku 13), je dán vztahem:

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \cos^{-1} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100}\right) \quad (6.23)$$

Pro S_{tb} platí:

$$S_{tb} = \frac{4}{\pi} \cdot ((d + L_{tb})^2 - d^2) \cdot N_t - (1 - F_w) \quad (6.24)$$

Kde L_{tb} je vůle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky. Její hodnota je 0,4 nebo 0,8.
 N_t je celkový počet trubíc
 F_w je dáno vztahem (6.17)

Pro korekční faktor svazků tvořící obtokový proud platí že:

$$J_b = e^{-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot [1 - 2 \cdot r_{ss}^{\frac{1}{3}}]} \quad (6.25)$$

Kde: C_{bh} je rovno 1,25 pro laminární proudění a Reynoldsovo číslo menší než 100, pro turbulentní a přechodné proudění je jeho C_{bh} rovno 1,35
 F_{sbp} je faktor udávající poměr mezi částí obtékajícího proudu k proudu hlavnímu:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (6.26)$$

Kde S_m je dán vztahem (6.8)
 S_b je prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky [m^2]:

$$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad (6.27)$$

Kde L_{pl} vyjadřuje efekt šířky rozdělení obtoku trubíc a pro drtivou většinu aplikací se uvažuje 0

Do vztahu pro výpočet korekčního faktoru svazků tvořící obtokový proud je potřeba dopočítat poměr r_{ss} :

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (6.28)$$

Kde N_{ss} je počet těsnicích pásů mezi dvěma přepážkami
 N_{tcc} je efektivní počet řad trubíc v příčném proudu, který získáme ze vztahu:

$$N_{tcc} = -\frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100}\right) \quad (6.29)$$

Kde L_{pp} je efektivní vzdálenost 2 řad trubíc ve směru proudění (podle obr.12)

Korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážkových oken J_s obvykle nabývá hodnot od 0,8 do 1 a je dán vztahem:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i)^{1-n} + L_0^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i - 1)^{1-n} + L_0^{1-n}} \quad (6.30)$$

Kde L_i a L_0 jsou poměrové veličiny, budou definovány později
 N_b je celkový počet přepážek a je definován:

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (6.31)$$

Kde L_{bc} je střední hodnota roztečí přepážek
 L_{ti} je efektivní délka trubíc pro všechny výměníky (mimo těch s trubicemi ve tvaru U)
a je definována takto:

$$L_{ti} = L_{t0} - L_{ts} \quad (6.32)$$

Kde L_{t0} je nominální délka trubíc [m]
 L_{ts} je tloušťka stěny (s limitem = 25 mm), která je dána vztahem

$$L_{ts} = 0,1 \cdot D_s \quad (6.33)$$

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (6.33)$$

Kde L_{ta} je délka trubky mezi stěnami (Podle obr. 15) [m]

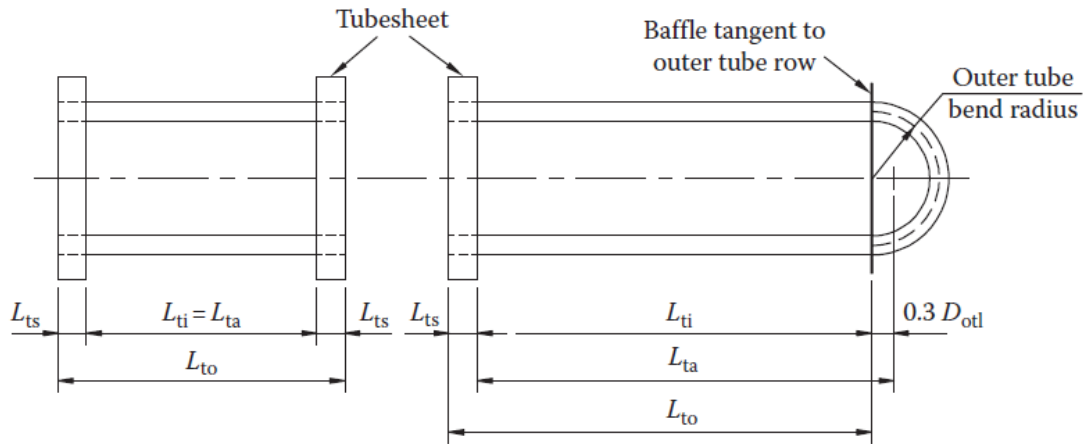
Pro J_s zbývá dopočítat poměrové veličiny L_i a L_0

$$L_i = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (6.34)$$

Kde L_{bc} je definováno vzorcem (6.33)
 L_{bi} je rozteč přepážek na vstupní straně (podle obr. 14) [m]

$$L_0 = \frac{L_{b0}}{L_{bc}} \quad (6.35)$$

Kde L_{bc} je definováno vzorcem (6.33)
 L_{b0} je rozteč přepážek na výstupní straně (podle obr.14) [m]



Obr. 15 Definice stěn a trubek výměníku. Zdroj[11]

Posledním faktorem je korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním J_r . Je závislý na velikosti Reynoldsova čísla, to pokud bude menší než 20, platí rovnice (6.36), naopak pokud je větší než 100 je hodnota J_r vždy rovna 1.

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (6.36)$$

Kde N_c je počet řad trubek ve výměníku

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) \cdot (N_b + 1) \quad (6.37)$$

Kde N_{tcc} je definováno vzorcem (6.29)
 N_b je definováno vzorcem (6.31)
 N_{tcw} je efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně a je dán vztahem:

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \cdot \left(\frac{D_s \cdot B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) \quad (6.38)$$

Kde D_s je průměr výměníku [m]
 B_c je velikost přepážek [% D_s]
 D_{ctl} je definováno vztahem (6.10)
 L_{pp} je efektivní vzdálenost 2 řad trubec ve směru proudění (podle obr.12) [m]

¹¹ KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Iv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.

7) Použití matematického modelu

Z výše uvedené kapitoly je patrné, že výpočet tepelného koeficientu výměníku je poměrně rozsáhlý vzorec, kde některé uvedené neznámé jsou definovány složitými podvrocí. V mé diplomové práci se dále zabývám touto problematikou a snažím se jí zjednodušit pomocí programu Wolfram Mathematica. V tomto programu jsem vytvořil soubor, který ze zadaných hodnot určí celkovou hodnotu tepla přeneseného výměníkem. Tento soubor je veden jako Příloha 1 této práce.

Pokud v praxi budeme chtít zjistit koeficient přestupu tepla, můžeme změřit již hotový prototyp nebo použít matematický model, do kterého zadáme parametry budoucího výrobku. V případě nutnosti úprav u prototypu je nutné jej složitě měnit a znovu měřit. Zatímco při použití modelu je možné provést úpravy zadaných hodnot velmi rychle a nové výsledky zobrazit pomocí simulace. To šetří nejenom čas, který může být důležitý pro získání konkurenční výhody, ale i peníze. V této kapitole vycházím ze zdroje [1] dle seznamu použité literatury.

Pro náš zadaný výměník tepla platí tyto parametry:

M_s	hmotnostní průtok tekutiny	$7 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
μ_s	viskozita boční stěny při dané teplotě	$10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
μ_w	viskozita stěn trubek při dané teplotě	$10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
C_{ps}	měrná tepelná kapacita media	$4180 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
k_s	tepelná vodivost materiálu	$100 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Dále pro výpočet J_c budeme potřebovat:

B_c	velikost přepážek	40% D_s
D_s	vnější průměr výměníku	0.9 m
d	hydraulický průměr	0.08 m

Pro J_1 :

-	rozvržení (dispozice) trubíc	90°
D_{otl}	vnější průměr nejzazší hranice trubíc	0.85 m
L_{tb}	vůle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky	0,8 m
N_t	celkový počet trubek	70
L_{tp}	rozteč trubíc	0.23 m
L_{bc}	střední hodnota roztečí přepážek	0.41 m

Pro J_b :

L_{pl}	efekt šířky rozdělení obtoku trubíc	0
L_{pp}	efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění	0.23 m
N_{ss}	počet těsnících pásů (párů) v jedné rozteči	4

Pro J_s :

L_{ta}	vzdálenost mezi přepážkami	0.25 m
L_{bi}	rozteč přepážek na vstupní straně	0.40 m
L_{bo}	rozteč přepážek na výstupní straně	0.40 m

Pro J_r jsou všechny potřebné hodnoty už nadefinovány výše.

Tabulka 4 Vliv změny proměnných na koeficienty výměníku

	Základní stav	$B_c = 60\%$	Rozvržení 45°	Poloviční počet trubic
H_i	17019	9695	13807	12845
J_c	0,96	0,54	0,96	0,96
J_1	0,82	0,83	0,82	0,8
J_b	0,91	0,89	1	0,92
J_s	1	1	1	1
J_r	1	1	1	1
H_s	12928	4800	11481	10048

Z tabulky 4 je patrně, že největší výkon má původní výměník. Drastický pokles výkonu mělo zvětšení přepážek na 60% hodnoty průměru výměníku, naopak změna rozvržení se výrazně neprojevila. Zajímavé je, že poloviční počet trubic se výrazněji neprojevil v poklesu výkonu. Pokud by ale naopak došlo k navýšení jejich počtu a tomu odpovídající redukci jejich průměrů, výsledkem by byl razantní nárůst výkonu při zachování součtu průřezů. Samozřejmě do určité mezní hranice, která je dána průměrem, při němž by laminární proudění převažovalo nad turbulentním.

Hodnoty korekčních faktorů J_r byly pro všechny případy rovny 1, což znamená, že hodnota Reynoldsova čísla byla větší než 100. Faktor J_c je nejvíce ovlivněn velikostí přepážek B_c . V prvním případě kdy došlo k jejich zvětšení se místo efektu lepšího usměrnění proudění se naopak prudce snížil přenášený výkon. Použité modelové situace neměly žádný vliv na hodnotu J_s , protože žádná z nich neovlivnila dispozice z obrázku 12, na kterých tento faktor přímo závisí.

8) Provedení optimalizace

Optimalizovat výměník budeme z hlediska tepelného výkonu, který závisí na fyzických rozměrech jednotlivých částí. Pro první příklad zadejme omezující podmínku, že se nemůžou měnit vnější rozměry výměníku jak jeho délka, tak i průměr. Naopak můžeme libovolně měnit vnitřní dispozici. Já jsem zvolil následující 3 parametry: **Bc** baffle cut, neboli velikost přepážek, počet trubíc **Nt** a průměr trubíc **d** jinak také hydraulický průměr.

Bc velikost přepážek ovlivňuje vnitřní úhel svíraný přepážkami, následně poměr trubíc v přepážkovém okně **Fw**, dále přes parametry **Ntcc** a **Ntcw** celkový efektivní počet trubek ve výměníku **Nc** až k faktoru z konečné rovnice **Jr** - korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním

Nt počet trubíc ovlivňuje parametr **Stb** oblast úniku mezi trubícemi a přepážkou následně ovlivňuje **J1** korekční faktor pro efekt úniku způsobený přepážkami.

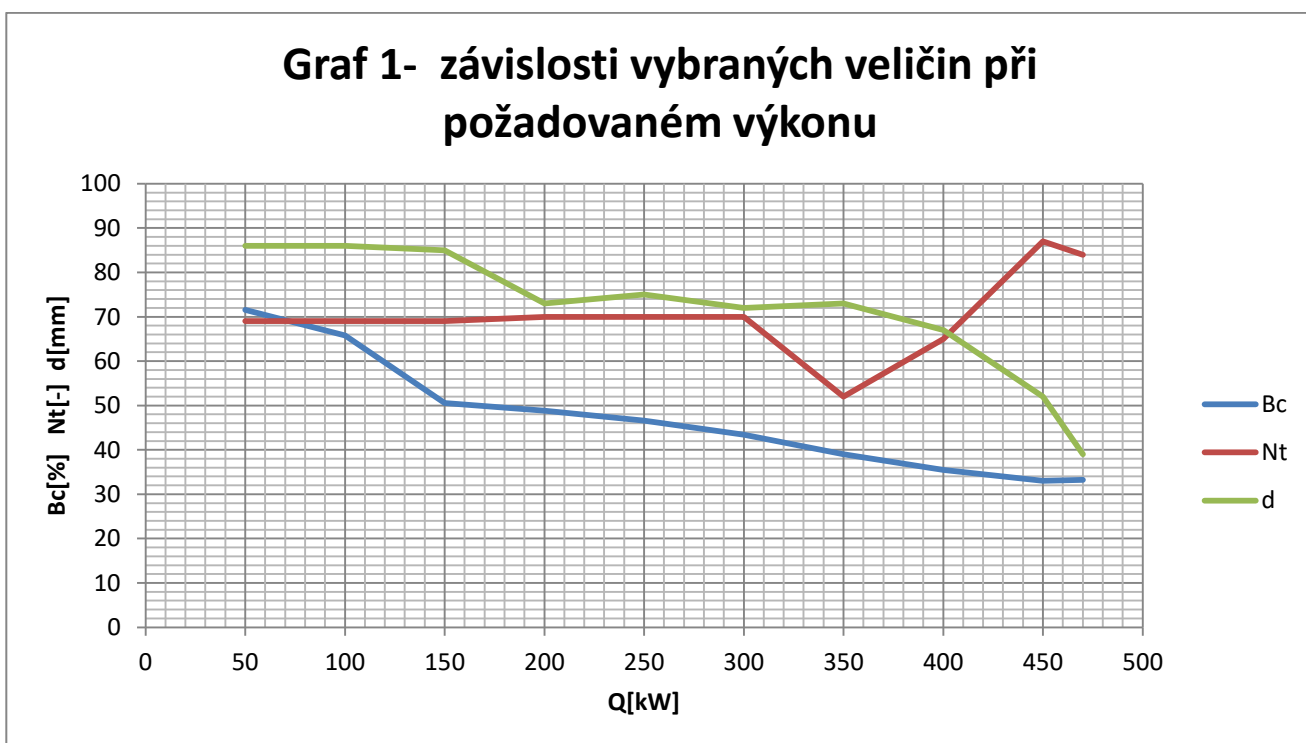
d hydraulický průměr ovlivňuje **Sm** průtokovou plochu v ose svazku, Reynoldsovo číslo **Res**, Prandtlovo číslo **Prt** a tím pádem i **hi** což je koeficient ideálního přestupu tepla, a nebo **Jb** koeficient korekčního faktoru svazků tvořících obtokový proud.

V programu Wolfram Mathematica jsem vytvořil funkci, do které vstupuje, jako požadovaná hodnota výkon **Q**. Tato váhová funkce hledá minimální hodnoty proměnných parametrů, pro které je splněna podmínka výkonu. Další nutnou podmínkou je fakt, že součet obsahu průměrů všech trubíc musí být menší, než obsah průřezu celého výměníku.

Vzhledem tomu, že jde o poměrně složité vztahy, je komentovaný program v příloze.

Tabulka 5 Hodnoty proměnných veličin v závislosti na požadovaném výkonu.

Q[kW]	470	450	400	350	300	250	200	150	100	50
Bc[%]	33,27	33,02	35,45	39,03	43,44	46,62	48,81	50,53	65,77	71,53
Nt[-]	84	87	65	52	70	70	70	69	69	69
d[mm]	39	52	67	73	72	75	73	85	86	86



Z výše uvedených hodnot je patrné, že při vzrůstajícím požadavku na výkon klesá velikost přepážek. Na počet trubic a jejich průřez se můžeme podívat jako na spojitou nádobu. Přesto do hodnoty 300 kW stačilo ponechat počet trubic stejný, poté paradoxně došlo k jejich poklesu a až následně k nárůstu. Průměr trubic je nepřímo úměrný koeficientu přestupu tepla, neboť počítáme stejný hmotnostní průtok média, musí se tím pádem zvýšit rychlost proudění a díky tomu hodnota Reynoldsova čísla. Fakt, že vzrůstá příkon pomyslného čerpadla, není v tomto modelu zohledněn. Maximální výkon, kterého jsme mohli dosáhnout při variaci našich proměnných byl 470 kW.

Aby byl tento matematický model použitelný i v praxi, bylo by nutné ověřit hodnoty tlakových ztrát, které jsou důležité pro posouzení technického řešení a ekonomické výhodnosti. Ale v současném stavu může působit jako dobrý základ.

9) Závěr

Tepelné výměníky jsou nedílnou součástí v oblasti sdílení a předávání tepla. Jsou schopny uspokojit široké spektrum technických požadavků. Od konstrukčních, technologických až po ty ekonomické. V nejbližší době se nedá předpokládat nějaký revoluční obrat v oblasti jejich konstrukce a použití, ale spíše pozvolný evoluční proces. U deskových výměníků se mohou objevovat nové typy pájek, upravit proces lisování jednotlivých desek tak, aby se ušetřil materiál a zároveň zvýšil výkon. U trubkových výměníků bude nadále docházet k jejich využití ve speciálních aplikacích. Zásadnější vývoj se dá očekávat u technologických celků, jako takových. U předávacích stanic je moderním trendem online monitoring více provozních parametrů a jejich úprava z centrálního stanoviště.

V programu Wolfram Mathematica jsem vytvořil program, který je schopen vypočítat z přesně zadaných hodnot koeficient přestupu tepla a výkon jednoduchého trubkového výměníku typu trubka v trubce. Použil jsem hodnoty pro průmyslově vyráběný výměník a jeho hodnoty se snažil ověřit. Problémem byl fakt, že firmy do svých data sheetů neudávají všechny potřebné informace. Je to logické, vzhledem k tomu, že tyto hodnoty nepotřebuje koncový zákazník znát a může se jednat i o ochranu technického know-how. Chybějící hodnoty jsem se snažil co možná nejvíce přiblížit reálným podmínkám, ale tato odchylka se pak projevila ve výsledcích. Po sečtení všech z nich se tak hodnoty lišily od očekávaných hodnot až o 10%,

V posledním bodě mé práce jsem se snažil upravit parametry výměníku. Některé nápady, jako například zvětšení velikosti přepážek měly za následek katastrofální propad výkonu. Ale například by se dalo uvažovat o změně rozvržení trubic, kde rozdíl byl asi 10% původní odchylky. V tomto případě by propad výkonu mohl být kompenzován jednodušší výrobou. Poté jsem program upravil tak, aby mohla proběhnout optimalizace. Optimalizace spočívala v použití optimalizačních algoritmů pro volbu geometrických parametrů navrhovaného výměníku tak, aby splňoval zadané tepelně-technické parametry. Dalším směrem vývoje by mohlo být zahrnutí ekonomických parametrů do optimalizačního procesu.

10) Seznam použitých značek v modelu

Značka	Český název	Anglický název
B_c	Velikost přepážek	Baffle cut
$c (C_{ps})$	Měrná tepelná kapacita	Specific heat capacity
d	Vnější průměr trubice (hydraulický průměr)	Tube outsider diametr
D_{ctl}	Nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku	Bundle diameter
D_{otl}	Nejzazší vzdálenost trubek	Tube outer limit
D_s	Průměr výměníku (vnitřní)	Shell inside diameter
F_c	Poměr trubice v proudu kapaliny	Fraction of tubes in pure crossflow
F_{sbp}	Poměr mezi částí obtékajícího proudu ku proudu hlavnímu	Ratio of the bypass area to the overall crossflow area
F_w	Poměr trubice v přepážkovém okně	Fraction of number of tubes in the baffle Windows
G_s	Rychlost tekutiny	Shellside mass velocity
G_R	Grashofovo číslo	Grashof number
\vec{g}	Tíhové zrychlení	Gravity acceleration
h_s	Koeficient přestupu tepla	Shellside heat transfer coefficient
J_1	Korekční faktor pro efekt úniku způsobený přepážkami	Correction factor for baffle leakage effects
J_b	Korekční faktor svazků tvořící obtokový proud	Correction factor for the bundle bypass flow
J_c	Korekční faktor přepážkových oken	Correction factor for baffle cut and spacing
j_i	Ideální Colburnův faktor	Ideal Colburn j factor for the shellside
J_r	Korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním	Correction factor for adverse temperature gradient buildup in laminar flow

J_s	Korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážkových oken	Correction factor for variable baffle spacing in the inlet and outlet sections
k_s	Tepelná vodivost materiálu	Thermal conductivity of the material
L_{bb}	Vzdálenost stěny od trubek	Bundle-to-shell clearance
L_{bc}	Střední hodnota roztečí přepážek	Central baffle spacing
L_{bi}	Rozteč přepážek na vstupní straně	Inlet baffle spacing
L_{bo}	Rozteč přepážek na výstupní straně	Outlet baffle spacing
L_{pl}	Vyjadřuje efekt šířky rozdělení obtoku trubic	expresses the effect of the tube lane partition bypass width
L_{pp}	Efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění	Effective tube row distance in the flow direction
L_{tb}	Vůle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky	Diametral clearance between tube outside diameter and baffle hole
L_{ti}	Efektivní délka trubic	Effective tube length
L_{to}	Nominální délka trubic	Nominal tube length
L_{tp}	Vzdálenost průměrů trubek	Tube pitch
L_{tpeff}	Efektivní vzdálenost trubek	Tube pitch effective
L_{ts}	Tloušťka stěny	Tubesheet thickness
$M_s (m_1)$	Hmotnostní průtok kapaliny	Mass flow rate of the fluid
n	Molární hmotnost	Molar weight
Nu	Nusseltovo číslo	Nusselt's number
N_{ss}	Počet těsnicích pásů mezi dvěma přepážkami	Number of sealing strips (pairs) in one baffle spacing
N_t	Celkový počet trubek	Total number of tubes
N_{tcc}	Efektivní počet řad trubic v příčném proudu	Number of effective tube rows in crossflow
N_{tcw}	Efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně	Effective number of tube rows crossed in the baffle window

p	Tlak	Pressure
P_{rs}	Prandtlovo číslo	Prandtl Number
\vec{q}	vektor tepelného toku	heat flow vector
Q	Tepelná energie	Thermal energy
R	Molární plynová konstanta	Molar gas constant
$R_{es} (R_e)$	Reynoldsovo číslo	Reynolds Number
S_b	Prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky	Bypass area between the shell and the tube bundle within one baffle
S_m	Průtoková plocha v ose svazku	Shellside crossflow area
S_{sb}	Oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou	The shell-to-baffle leakage area
S_{tb}	Oblast úniku mezi trubicemi a přepážkou	Tube-to-baffle leakage area
T	Absolutní teplota	Absolute temperature
\vec{v}	Rychlost	Speed
V	Objem	Volume
θ_{ct}	Vnitřní úhel svíraný přepážkami	Upper centriangle of baffle cut
θ_{ds}	Úhel svíraný přepážkami	Centriangle of baffle cut
θ_{tp}	Úhel udávající rozvržení výměníku	Tube layout pattern
μ_s	viskozita mezní vrstvy kapaliny při stěně při dané teplotě	Viscosity at bulk mean temperature of the shellside fluid
μ_w	Viskozita stěn trubek při dané teplotě	Viscosity at tube wall temperature of the shellside fluid
λ	Součinitel tepelné vodivosti tělesa	Thermal conductivity coefficient
β	Součinitel tepelné roztažnosti	Coefficient of thermal expansion
ρ	Hustota	Density
η	Dynamická viskozita	Dynamic viscosity

ν	Kinematická viskozita	Kinematic viscosity
φ_s^n	Korekční faktor viskozity stěn	Viscosity correction factor
∇T	Teplotní spád	Temperature gradient

11) Seznam tabulek a obrázků

Seznam obrázků:

- Obr. 1 Řez trubkovým tepelným výměníkem
- Obr. 2 Deskový výměník tepla
- Obr. 3 Shell and plate výměník tepla
- Obr. 4 Regenerační výměník tepla
- Obr. 5 Směšovací výměník tepla
- Obr. 6 Příklad konvekce
- Obr. 7 Výkon sdílený mezi něčím nepohybujícím se a tekutinou
- Obr. 8 Schéma trubkového tepelného výměníku
- Obr. 9 Přenos tepla výměníkem
- Obr. 10 Průběh teplot souproutého zapojení
- Obr. 11 Průběh teplot protiproudého zapojení
- Obr. 12 Možnosti rozvržení trubic
- Obr. 13 Základní geometrie přepážek
- Obr. 14 Typické rozdělení přepážek
- Obr. 15 Definice stěn a trubek výměníku

Seznam tabulek:

- Tab. 1 Typické rozsahy součinitelů přestupů tepla
- Tab. 2 Praktické rozsahy koeficientů přestupů tepla ve výměnících
- Tab. 3 Určení součinitele tření
- Tab. 4 Vliv změny proměnných na koeficienty výměníku
- Tab. 5 Hodnoty proměnných veličin a závislosti na požadovaném výkonu

Seznam grafů:

- Graf 1 Závislosti vybraných veličin při požadovaném výkonu

12) Seznam použité literatury

- [1] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Iv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.
- [2] Letované výměníky. *G-mar plus*. [online]. 2014 [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <http://www.g-mar.cz/letovane-vymeniky/>
- [3] SAZIMA, Miroslav. *Sdílení tepla*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1993. Česká matice technická. ISBN 80-03-00675-9.
- [4] Trubkové výměníky tepla. *Kostech*. [online]. 5.8.2013 [cit. 2018-12-01]. Dostupné z: http://kostech.sk/clanok/75/trubkove_vymenniky_tepla.html.
- [5] Tepelné výměníky. *Skupina ZVU - ZVU Engineering a.s.* [online]. Neznámý [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.zvuengineering.cz/files/cz/brozury/Tepelne_vymeniky_brozura_revize_0.pdf
- [6] Výměníky tepla. Domovská stránka katedry TZB [online]. 2011 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [7] KYNCL, Jan. *Výměníky tepla, odvození rovnic, použití, základní typy*. [přednáška]. Praha: Předmět Elektro tepelná technika (ETT) katedry elektrotechnické ČVUT v Praze, zimní semestr akademického roku 2018/2019.

13) Příloha číslo 1 - vypracované zadání v programu Wolfram Mathematica

```
(*-----zadané hodnoty-----*)
delta1 = 55; (*°C*)
delta2 = 30; (*°C*)

(*pro hi*)
Ms = 7; (* hmotnostní průtok tekutiny v kg/s*)
μs = 10-5; (*viskozita boční stěny při dané teplotě v kg/(m*s)*)
μw = 10-6; (*viskozita stěn trubek při dané teplotě v (kg/m*s)*)
Cps = 4180; (*měrná tepelná kapacita media kJ/kg*)
ks = 100; (*tepelná vodivost materiálu w=m-1*K-1*)

(*pro Jc*)
(*Bc=40;*) (* velikost přepážek v % Ds *)
Ds = 0.9; (*vnější průměr výměníku v m*)
(*d=0.08;*) (*tzv, hydraulický průměr m *)
(*Pro J1*)
Layout = 90; (*dispozice 30°, 45°, nebo 90°*)
Dotl = 0.85; (*vnější průměr nejzašší hranice trubíc v m obr 5.26 *)
Ltb = 0.8; (*Vůle mezi nejzašší vzdáleností trubek a otvorem přepážky, jeho hodnota je 0,4 nebo 0,8 *)
(*Nt=70;*) (*Celkový počet trubek*)
Ltp = 0.23; (*rozteč trubíc v m podle obrázku 5.2*)
Lbc = 0.41; (*Lbc je střední hodnota roztečí přepážek podle obr.11)*)
(*Pro Jb*)
Lpl = 0; (*Lpl vyjadřuje efekt šířky rozdělení obtoku trubíc a pro drtivou většinu aplikací se uvažuje 0*)
Lpp = Ltp; (*Lpp je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění(podle obr. 9)*)
Nss = 4; (*počet těsnicích pásů(párů) v jedné rozteči*)
(*Pro Js*)
Lta = 0.25; (*vzdálenost mezi přepážkami v m(Podle obr.12)*)
Lbi = 0.40; (*rozteč přepážek na vstupní straně v m(podle obr.11)*)
Lb0 = 0.40; (*rozteč přepážek na výstupní straně v m (podle obr.11)*)
(*Pro Jx*)

(*-----Výpočet-----*)
fce[Bc, Nt, d] :=
Module[{Res, j1, Gs, Sm, Lbb, φs, Prs, hi, Fw, θctl, Dctl, Fc, Jc, θds, Sab, Stb, xs, rlm, J1, Chh, Fsbp, Sb, rss, Ntcc, Jb, n, Nb, Lti, Lbs, Lts, Li, L0, Js, Ntcw, Nc, Jr, hs, Ltpeff, Q},
(*Koefficient přestupu tepla*)

Dctl = Dotl - d; (*Dctl je nejzašší vzdálenost středů trubek od středu výměníku, Dotl je nejzašší vzdálenost trubek, d je hydraulický průměr*)
Lbb = Ds - Dotl; (*Lbb je vzdálenost stěny od trubek, Ds je vnější průměr výměníku, Dotl je vnější průměr nejzašší hranice trubíc*)
If[44 < Layout < 46, Ltpeff = 0.707 * Ltp, Ltpeff = Ltp]; (*Layout je dispozice, Ltp je vzdálenost průměrů trubek, Ltpeff je efektivní vzdálenost trubek*)
Sm = Lbc * (Lbb +  $\frac{Dctl}{Ltpeff} * (Ltp - d)$ ); (*Sm Průtoková plocha v ose svazku, Lbc je střední hodnota roztečí přepážek, Lbb je vzdálenost stěny od trubek,
Dctl je nejzašší vzdálenost středů trubek od středu výměníku, Ltpeff je efektivní vzdálenost trubek, Ltp je vzdálenost průměrů trubek, d je hydraulický průměr, *)

Gs =  $\frac{Ms}{Sm}$ ; (*Gs je hmotnostní rychlost v kg/(m2*s), Sm Průtoková plocha v ose svazku, Ms je hmotnostní průtok tekutiny *)

Res =  $\frac{d * Gs}{μs}$ ; (*Res je Reynoldsovo číslo, d je hydraulický průměr, μs je viskozita boční stěny při dané teplotě, Gs je hmotnostní rychlost*)
If[1 <= Res < 100, j1 = 1.73 * Res-0.694]; (*Ideální Colburnův j faktor pro různá reynoldsova čísla *)
If[100 <= Res < 1000, j1 = 0.717 * Res-0.574];
If[1000 <= Res, j1 = 0.036 * Res-0.346];

φs =  $\left(\frac{μs}{μw}\right)^{0.14}$ ; (*Korekční faktor viskozity φs, μs je viskozita boční stěny při dané teplotě, μw je viskozita stěn trubek při dané teplotě*)
Prs =  $\frac{μs * Cps}{ks}$ ; (*Prs je Prandtlovo číslo, ks je tepelná vodivost materiálu, Cps je měrná tepelná kapacita media, μs je viskozita boční stěny při dané teplotě*)

hi =  $\frac{j1 * Cps * Gs * φs}{Prs^{\frac{2}{3}}}$ ; (*hi je koeficient ideálního přestupu tepla, j1 je Ideální Colburnův faktor, Cps je měrná tepelná kapacita media,
Gs je hmotnostní rychlost, φs je korekční faktor viskozity, Prs je Prandtlovo číslo*)

θctl = 2 * ArcCos $\left[\frac{Ds}{Dctl} * \left(1 - \frac{2 * Bc}{100}\right)\right]$ ; (*θctl je vnitřní úhel svíraný přepážkami, Ds je vnější průměr výměníku, Bc je velikost přepážek v % Ds,
```

$F_c = 1 - 2 \cdot F_w$; (*F_c je poměr trubíc v proudě kapaliny, F_w je poměr trubíc v přepážkovém okně*)

$J_c = 0.55 + 0.72 \cdot F_c$; (*J_c je korekční faktor přepážkových oken pro rozsah 15-45%, měl by se pohybovat okolo 1.0, F_c je poměr trubíc v proudě kapaliny*)

$\theta_{ds} = 2 \cdot \arccos \left[1 - \frac{2 \cdot Bc}{100} \right]$; (*θ_{ds} je úhel svíraný přepážkami, Bc je velikost přepážek v % D_s*)

$S_{sb} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \left(\frac{3.1 + 0.0004 \cdot D_s}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \theta_{ds}}{2 \cdot \pi} \right) \right)}{2}$; (*S_{sb} je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou, D_s je vnější průměr výměníku, θ_{ds} je úhel svíraný přepážkami*)

$Stb = \frac{4}{\pi} \cdot \left((d + Lt_b)^2 - d^2 \right) \cdot Nt - (1 - F_w)$; (*St_b je oblast úniku mezi trubícemi a přepážkou, d je hydraulický průměr, Lt_b je vůle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky, Nt je celkový počet trubek, F_w je poměr trubíc v přepážkovém okně*)

(*D_{ct1} = D_{ot1} - d*) (*D_{ct1} je nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku, D_{ot1} je nejzazší vzdálenost trubek, d je hydraulický průměr*)
 (*L_{bb} = D_s - D_{ot1}*) (*L_{bb} je vzdálenost stěny od trubek, D_s je vnější průměr výměníku, D_{ot1} je vnější průměr nejzazší hranice trubice*)
 (*S_m = L_{bc} · $\left(\frac{L_{bb} - \frac{D_{ct1}}{l_{tpeff}} \cdot (L_{tp} - d)}{l_{tpeff}} \right)$ *) (*S_m Frútoková plocha v ose svazku *)

$rs = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + St_b}$; (*rs je poměrovou veličinou rozměrů výměníku, S_{sb} je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou a St_b je oblast úniku mezi trubícemi a přepážkou *)

$r_{lm} = \frac{S_{sb} + St_b}{S_m}$; (*r_{lm} je poměrovou veličinou rozměrů výměníku, S_{sb} je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou a St_b je oblast úniku mezi trubícemi a přepážkou, S_m Frútoková plocha v ose svazku *)

$J_1 = 0.44 \cdot (1 - rs) + (1 - 0.44 \cdot (1 - rs)) \cdot e^{-2.2 \cdot r_{lm}}$; (*J₁ je korekční faktor pro přepážkový únik, rs a r_{lm} jsou poměrové veličiny rozměrů výměníku, r_{lm} je poměrovou veličinou rozměrů výměníku*)

If [Res <= 100, Cbh = 1.25]; (*C_{bh} je rovno 1,25 pro laminární proudění a Reynoldsovo číslo menší než 100, pro turbulenti a přechodné proudění je jeho C_{bh} rovno 1,35*)

If [100 < Res, Cbh = 1.35];

$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m}$; (*F_{sbp} je poměr mezi částí obtékajícího proudy ku proudě hlavnímu, S_b je prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky a S_m Frútoková plocha v ose svazku *)

$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{ot1} + L_{pl})$; (*S_b je prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky, L_{bc} je střední hodnota roztečí přepážek, D_s je vnější průměr výměníku, D_{ot1} je vnější průměr nejzazší hranice trubice, L_{pl} vyjadřuje efekt šířky rozdělení obtoku trubice *)

$N_{tcc} = - \frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot Bc}{100} \right)$; (*N_{tcc} je efektivní počet řad trubíc v příčném proudě, D_s je vnější průměr výměníku, L_{pp} je vzdálenost 2 řad ve směru proudění, Bc je velikost přepážek v % D_s, D_{ct1} je nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku *)

$J_b = \exp \left[-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot \left(1 + \text{Abs} \left[(2 \cdot r_{ss})^{\frac{1}{3}} \right] \right) \right]$; (*J_b je korekční faktor svazků tvořící obtokový proud, F_{sbp} je poměr mezi částí obtékajícího proudy ku proudě hlavnímu, C_{bh} je konstanta o hodnotách 1,25, nebo 1,35, r_{ss} je poměrová veličina výměníku*)

If [Res <= 100, n = 1, n = 0.2]; (*n=1 pro laminární proudění, Res<100 a n=0.2 pro turbulenti proudění*)

$L_{ts} = 0.1 \cdot D_s$; (*L_{ts} je tloušťka stěny a její limit je 25 mm, D_s je vnější průměr výměníku*)

$L_{ti} = L_{b0} - L_{ts}$; (*L_{ti} je efektivní délka trubice pro všechny výměníky (mimo těch s trubícemi ve tvaru U), L_{b0} je rozteč přepážek na výstupní straně, L_{ts} je tloušťka stěny *)

$N_b = \frac{L_{ta}}{L_{bc}} - 1$; (*N_b je celkový počet přepážek, L_{ta} vzdálenost mezi přepážkami, L_{bc} je střední hodnota roztečí přepážek*)

$L_i = \frac{L_{bi}}{L_{bc}}$; (*L_i je poměrová hodnota výměníku, L_{bi} je rozteč přepážek na vstupní straně, L_{bc} je střední hodnota roztečí přepážek *)

$L_0 = \frac{L_{b0}}{L_{bc}}$; (*L₀ je poměrová hodnota výměníku, L_{bc} je střední hodnota roztečí přepážek, L_{b0} je rozteč přepážek na výstupní straně *)

$J_s = \frac{\text{Abs}[(N_b - 1)] + (\text{Abs}[L_i])^{1-n} + (\text{Abs}[L_0])^{1-n}}{\text{Abs}[N_b - 1] + (\text{Abs}[L_i - 1])^{1-n} + (\text{Abs}[L_0])^{1-n}}$; (*J_s je korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážek obvykle mezi 0,85 a 1,0, N_b je celkový počet přepážek, L₀ je poměrová hodnota výměníku*)

$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \cdot \left(\frac{D_s \cdot Bc}{100} - \frac{D_s - D_{ct1}}{2} \right)$; (*N_{tcw} je efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně, D_s je vnější průměr výměníku, Bc je velikost přepážek v % D_s, D_{ct1} je nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku *)

L_{pp} je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění, D_s je vnější průměr výměníku, Bc je velikost přepážek v % D_s, D_{ct1} je nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku *)

$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) \cdot (N_b + 1)$; (*N_c je celkový počet řad trubek v výměníku, N_b je celkový počet přepážek, N_{tcc} je efektivní počet řad trubíc v příčném proudě, N_{tcw} je efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně*)

If [Res < 20, J_r = $\frac{1.51}{N_c^{0.18}}$, J_r = 1];

$h_s = h_i \cdot J_c \cdot J_1 \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r$;

$Q = f_{ce}[1] \cdot \frac{\text{delta1} - \text{delta2}}{\text{Log} \left[\frac{\text{delta1}}{\text{delta2}} \right]}$;

14) Příloha číslo 2 - vypracované zadání v programu Wolfram Mathematica s optimalizací

```

(*-----zadané hodnoty-----*)
deltal = 90; (*°C*)
delta2 = 55; (*°C*)

(*pro hi*)
(* hmotnostní průtok tekutiny v kg/s*)
Ms = 7;
(*viskozita boční stěny při dané teplotě v kg/(m*s)*)
mu = 10^-3;
(*viskozita stěn trubek při dané teplotě v (kg/m*s)*)
muw = 10^-3;
(*měrná tepelná kapacita media kJ/kg*)
Cps = 4180;
(*tepelná vodivost materiálu w=m^-3*K^-1*)
ks = 100;

(*pro Jc*)
(* velikost přepážek v % Ds *)
Dscs = 40;
(*vnější průměr výměníku v m*)
Ds = 0.9;
(*stv. hydraulický průměr m *)
ds = 0.08;
(*Pro J1*)
Layout = 90; (*dispozice 30°, 45°, nebo 90°*)
Dotl = 0.85; (*vnější průměr nejzašší hranice trubice v m obr 5.26 *)
Ltb = 0.8; (*Vůle mezi nejzašší vzdálenosti trubek a otvorem přepážky, jeho hodnota je 0,4 nebo 0,8 *)
(*Celkový počet trubek*)
nTr = 70;
Ltp = 0.23; (*roztáč trubice v m podle obr.5.2*)
Lbc = 0.41; (*Lbc je střední hodnota roztáč přepážek podle obr.11*)
(*Pro Jb*)
Lpl = 0; (*Lpl vyjadřuje efekt šikky rozdělení obtoku trubice a pro drtivou většinu aplikací se uvažuje 0*)
Lpp = Ltp; (*lpp je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění (podle obr. 9)*)
Nas = 4; (*počet těsnících pásů(párů) v jedné rosteči*)
(*Pro Js*)
Lta = 0.25; (*vzdálenost mezi přepážkami v m (Podle obr.12)*)
Lbi = 0.40; (*roztáč přepážek na vstupní straně v m (podle obr.11)*)
Lb0 = 0.40; (*roztáč přepážek na výstupní straně v m (podle obr.11)*)
(*Pro Jrs*)

(*-----Vypočet-----*)

foc[Sc_, Nc_, d_, Qpozad_] := Module[{Res, j1, Gs, Sm, Lbb, phi, Prs, hi, Fw, Oetl, Dotl, Fo, Jc, Ods, Ssb, Stb, rs, rlm, J1, Chh, Fahp, Sb, rss, Ntcc, Jb, n, Nb, Lti, Lbs, Lts, Ll, L0, Js, Ntcc, Nc, Jr, hs, Ltpeff, Q, focPulz},
(*Koefficient přestupu tepla*)

focPulz[a_, b_, hodnota_, x_] := 
$$\left( \frac{\text{Tanh}[1000 * (x - a)] + 1}{2} + \frac{\text{Tanh}[1000 * (x - b)] - 1}{2} \right) * \text{hodnota};$$

Dotl = Dotl - d; (*Dotl je nejzašší vzdálenost středů trubek od středu výměníku, Dotl je nejzašší vzdálenost trubek, d je hydraulický průměr*)
Lbb = Ds - Dotl; (*Lbb je vzdálenost stěny od trubek, Ds je vnější průměr výměníku, Dotl je vnější průměr nejzašší hranice trubice*)
(*[ 44Layout+6, Ltpeff=0.707*Ltp, Ltpeff=Ltp]; (*Layout je dispozice, Ltp je vzdálenost průměru trubek, Ltpeff je efektivní vzdálenost trubek*)
Ltpeff = focPulz[1000, 44, Ltp, Layout] + focPulz[44, 46, 0.707 Ltp, Layout] + focPulz[46, 1000, Ltp, Layout];
Sm = Lbc * 
$$\left( \frac{\text{Dotl}}{\text{Ltpeff}} + (Ltp - d) \right);$$
 (*Sm Průtoková plocha v ose svazku, Lbc je střední hodnota roztáč přepážek, Lbb je vzdálenost stěny od trubek, Dotl je nejzašší vzdálenost středů trubek od středu výměníku, Ltpeff je efektivní vzdálenost trubek, Ltp je vzdálenost průměru trubek, d je hydraulický průměr, *)

Gs = 
$$\frac{Ms}{Sm};$$
 (*Gs je hmotnostní rychlost v kg/(m²*s), Sm Průtoková plocha v ose svazku, Ms je hmotnostní průtok tekutiny *)
Res = 
$$\frac{d * Gs}{mu};$$
 (*Res je Reynoldsovo číslo, d je hydraulický průměr, mu je viskozita boční stěny při dané teplotě, Gs je hmotnostní rychlost*)
(*If[1<Res<100, j1=1.73*Res^-0.694]; (*Ideální Colburnův j faktor pro různá Reynoldsova čísla *)
If[100<Res<1000, j1=0.717*Res^-0.574];
If[1000<Res, j1=0.036*Res^-0.346]; *)
j1 = focPulz[1, 100, 1.73*Res^-0.694, Res] + focPulz[100, 1000, 0.717*Res^-0.574, Res] + focPulz[1000, 1000000, 0.036*Res^-0.346, Res];
phi = 
$$\left( \frac{mu}{muw} \right)^{0.14};$$
 (*Korekční faktor viskozity phi, mu je viskozita boční stěny při dané teplotě, muw je viskozita stěn trubek při dané teplotě*)
Prs = 
$$\frac{mu * Cps}{ks};$$
 (*Prs je Prandtlovo číslo, ks je tepelná vodivost materiálu, Cps je měrná tepelná kapacita media, mu je viskozita boční stěny při dané teplotě*)

hi = 
$$\frac{j1 * Cps * Gs * phi}{Prs^{1/3}};$$
 (*hi je koeficient ideálního přestupu tepla, j1 je Ideální Colburnův faktor, Cps je měrná tepelná kapacita media, Gs je hmotnostní rychlost, phi je korekční faktor viskozity, Prs je Prandtlovo číslo*)

Oetl = 2 * ArcCos 
$$\left[ \frac{Ds}{\text{Dotl}} * \left( 1 - \frac{2 * Rc}{100} \right) \right];$$
 (*Oetl je vnitřní úhel svíraný přepážkami, Ds je vnější průměr výměníku, Bo je velikost přepážek v % Ds, Dotl je nejzašší vzdálenost středů trubek od středu výměníku*)
Fw = 
$$\frac{\text{Oetl}}{2 * \text{Pi}} - \frac{\text{Sin}[\text{Oetl}]}{2 * \text{Pi}};$$
 (*Fw je poměr trubice v přepážkovém okně, Oetl je vnitřní úhel svíraný přepážkami*)
Fw = 
$$\frac{\text{Oetl}}{2 * \text{Pi}} - \frac{\text{Sin}[\text{Oetl}]}{2 * \text{Pi}};$$
 (*Fw je poměr trubice v přepážkovém okně, Oetl je vnitřní úhel svíraný přepážkami*)
Fc = 1 - 2 * Fw; (*Fc je poměr trubice v proudě kapaliny, Fw je poměr trubice v přepážkovém okně*)
Jc = 0.55 + 0.72 * Fc; (*Jc je korekční faktor přepážkových oken pro rozsah 15-45%, měl by se pohybovat okolo 1.0, Fc je poměr trubice v proudě kapaliny*)
Ods = 2 * ArcCos 
$$\left[ 1 - \frac{2 * Rc}{100} \right];$$
 (*Ods je úhel svíraný přepážkami, Bo je velikost přepážek v % Ds*)
Ssb = 
$$\text{Pi} * Ds * \frac{3.1 + 0.0004 * Ds}{2} * \left( \frac{2 * \text{Pi} - \text{Ods}}{2 * \text{Pi}} \right);$$
 (*Ssb je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou, Ds je vnější průměr výměníku, Ods je úhel svíraný přepážkami*)
Stb = 
$$\frac{4}{\text{Pi}} * \left( (d + Ltb)^2 - d^2 \right) * Nc - (1 - Fw);$$
 (*Stb je oblast úniku mezi trubicemi a přepážkou, d je hydraulický průměr, Ltb je vůle mezi nejzašší vzdálenosti trubek a otvorem přepážky, Nc je celkový počet trubek, Fw je poměr trubice v přepážkovém okně*)
(*Dotl= Dotl-d*) (*Dotl je nejzašší vzdálenost středů trubek od středu výměníku, Dotl je nejzašší vzdálenost trubek, d je hydraulický průměr*)
(*Lbb=Ds-Dotl*) (*Lbb je vzdálenost stěny od trubek, Ds je vnější průměr výměníku, Dotl je vnější průměr nejzašší hranice trubice*)
(*Sm=Lbc*(
$$\frac{\text{Lbb} * \text{Oetl}}{\text{Ltpeff}} + (Ltp-d) \right) *$$
 (*Sm Průtoková plocha v ose svazku *)

rs = 
$$\frac{\text{Ssb}}{\text{Ssb} + \text{Stb}};$$
 (*rs je poměrová veličina rozměrů výměníku, Ssb je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou a Stb je oblast úniku mezi trubicemi a přepážkou *)
rlm = 
$$\frac{\text{Ssb} + \text{Stb}}{\text{Sm}};$$
 (*rlm je poměrová veličina rozměrů výměníku, Ssb je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou a Stb je oblast úniku mezi trubicemi a přepážkou, Sm Průtoková plocha v ose svazku *)
J1 = 0.44 * (1 - rs) + (1 - 0.44 * (1 - rs)) * e-2.2*rs; (*J1 je korekční faktor pro přepážkový únik, rs a rlm jsou poměrové veličiny rozměrů výměníku, rlm je poměrová veličina rozměrů výměníku*)

(*If[Res<100, Chh=1.25]; (*Chh je rovno 1,25 pro laminární proudění a Reynoldsovo číslo menší než 100, pro turbulentní a přechodné proudění je jeho Chh rovno 1,35*)
If[100<Res, Chh=1.35]; *)
Chh = focPulz[0.1, 100, 1.25, Res] + focPulz[100, 1000000, 1.35, Res];
Fahp = 
$$\frac{\text{Sb}}{\text{Sm}};$$
 (*Fahp je poměr mezi částí obtékajícího proudy ku proudě hlavnímu, Sb je prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky a Sm Průtoková plocha v ose svazku *)
Sb = Lbc * (Ds - Dotl + Lpl); (*Sb je prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky, Lbc je střední hodnota roztáč přepážek, Ds je vnější průměr výměníku, Dotl je vnější průměr nejzašší hranice trubice, Lpl vyjadřuje efekt šikky rozdělení obtoku trubice *)
Ntcc = 
$$\frac{Ds}{\text{Lpp}} * \left( 1 - \frac{2 * Rc}{100} \right);$$
 (* Ntcc je efektivní počet řad trubice v příčném proudě, Ds je vnější průměr výměníku, Lpp je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění, Bo je velikost přepážek v % Ds *)
rss = 
$$\frac{\text{Nas}}{\text{Ntcc}};$$
 (*rss je poměrová veličina výměníku, Nas je počet těsnících pásů(párů) v jedné rosteči, Ntcc je efektivní počet řad trubice v příčném proudě *)

Jb = Exp[-Chh * Fahp * (1 + Abs[(2 * rss)^1/3])]; (*Jb je korekční faktor svazků tvořící obtokový proud, Fahp je poměr mezi částí obtékajícího proudy ku proudě hlavnímu, Chh je konstanta o hodnotách 1, 25, nebo 1,35, rss je poměrová veličina výměníku*)

```

```

Ub = Exp[-Cbh * Fabp * (1 + Abs[(2 * rss)]3)] ; (*Ub je korekční faktor svazků tvořící obtokový proud, Fabp je poměr mezi částí obtékajícího proudu ku proudu hlavnímu, Cbh je konstanta o hodnotách 1, 25, nebo 1,35, rss je poměrová veličina výměníku*)

(*If[Res<=100,n1,n=0.2];*)(*n1 pro laminární proudění,Res<100 a n=0.2 pro turbulentní proudění*)
n = fcePulz[0.1, 100, 1, Res] + fcePulz[100, 1000000, 0.2, Res];
Lts = 0.1 * Ds; (*Lts je tloušťka stěny a její limit je 25 mm, Ds je vnější průměr výměníku*)
Lti = Lb0 - Lts; (*Lti je efektivní délka trubice pro všechny výměníky (mimo těch s trubicemi ve tvaru U),Lb0 je rozteč přepážek na výstupní straně, Lts je tloušťka stěny *)
Nb =  $\frac{Lta}{Lbc} - 1$ ; (*Nb je celkový počet přepážek, Lta vzdálenost mezi přepážkami, Lbc je střední hodnota roztečí přepážek*)
Li =  $\frac{Lbi}{Lbc}$ ; (*Li je poměrová hodnota výměníku, Lbi je rozteč přepážek na vstupní straně, Lbc je střední hodnota roztečí přepážek *)
L0 =  $\frac{Lb0}{Lbc}$ ; (*L0 je poměrová hodnota výměníku, Lbc je střední hodnota roztečí přepážek, Lb0 je rozteč přepážek na výstupní straně *)
Js =  $\frac{Abs[(Nb-1)] + (Abs[(Li)]^{1-n} + (Abs[(L0)]^{1-n}))^{1-n}}{Abs[Nb-1] + (Abs[(Li-1)]^{1-n} + (Abs[(L0)]^{1-n}))^{1-n}}$ ; (*Js je korekční faktor nestejnosti vzdálenosti přepážek obvykle mezi 0,85 a 1,0, Nb je celkový počet přepážek, L0 je poměrová hodnota výměníku*)

Ntcw =  $\frac{0.8}{Lpp} \left( \frac{Ds * Bc}{100} - \frac{Ds - Dct1}{2} \right)$ ; (*Ntcw je efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně, Ds je vnější průměr výměníku,lpp je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění, Ds je vnější průměr výměníku, Bc je velikost přepážek v % Ds, Dct1 je nejzášší vzdálenost středů trubek od středu výměníku *)

Nc = (Ntcc + Ntcw) * (Nb + 1); (*Nc je celkový počet řad trubek ve výměníku, Nb je celkový počet přepážek, Ntcc je efektivní počet řad trubec v příčném proudu, Ntcw je efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně*)

(*If[ Res<20,Jr=  $\frac{1.51}{30^{0.18}}$ ,Jr=1];*)(*
Jr = fcePulz[0.1, 20,  $\frac{1.51}{30^{0.18}}$ , Res] + fcePulz[20, 1000000, 1, Res];
hs = hi * Jc * J1 * Jb * Js * Jr;
Q = hs *  $\frac{\Delta t_{al} - \Delta t_{a2}}{\log\left(\frac{\Delta t_{a1}}{\Delta t_{a2}}\right)}$ ;
(Q - Qpozad)^2
)
(*hs je korekční faktor teplotního gradientu laminárního proudění
hi je koeficient ideálního přestupu tepla,
Jc je korekční faktor přepážkových oken
J1 je korekční faktor pro efekt úniku způsobeny přepážkami
Jb je korekční faktor svazků tvořící obtokový proud
Js je korekční faktor nestejnosti vzdálenosti přepážkových oken
Jr je korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád dany laminárním prouděním*)

(*fce[Bc,Nt,d,261586];*)(*testovací funkce*)

VykonPozad = 475000;
finalRes = FinMinimum[{{fce[Bc, Nt, d, VykonPozad], 0 < Bc < 90 && 0.7 * Pi *  $\frac{Dct1^2}{4} \geq Nt * Pi * \frac{d^2}{4} \geq 0, d > 0$ }, {{Bc, 40}, {Nt, 70}, {d, 0.08}}][[2]]

Print["Bc je ", Bc /. finalRes, "%, ", "Nt je ", Round[Nt /. finalRes], " trubek, ", "Prumer trubky je ", Round[d * 1000 /. finalRes, " mm"]
[Bc -> 33.2727, Nt -> 84.309, d -> 0.039253]
Bc je 33.2727%, Nt je 84 trubek, Prumer trubky je 39 mm

```