



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

ZJEDNODUŠENÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKŮ TEPLA POMOCÍ MS EXCEL

SIMPLIFIED DESIGN OF HEAT EXCHANGERS USING MS EXCEL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Konečný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Ondřej Konečný**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zjednodušený výpočet výměníků tepla pomocí MS Excel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem je vytvořit zjednodušený výpočet základních typů výměníků tepla v tabulkovém procesoru MS Excel, tzn. bez přesného výpočtu součinitelů přestupu tepla, který je pro každý typ výměníku jedinečný a důležitý. Součinitelé přestupu tepla budou vybírány pouze z doporučených tabulkových hodnot, případně počítány pomocí zjednodušených výpočtových vztahů. Jedná se o první stupeň výpočtů výměníků tepla, který je vhodný pro prvotní rozvahu, zda je daný problém řešitelný a je tedy vhodné přejít k detailnímu návrhu. Takovýto postup může ušetřit čas. Součástí bude i výpočet základní geometrie výměníku tepla, případně další parametry.

Cíle bakalářské práce:

- 1) Seznámit se se základními typy výměníků tepla a jejich výpočty.
- 2) Seznámit se se zjednodušenou metodou výpočtů výměníků tepla.
- 3) V tabulkovém procesoru MS Excel vytvořit zjednodušené výpočty základních typů výměníků tepla.
- 4) Vytvořit krátký manuál pro použití vytvořeného „programu“.
- 5) Aplikovat výpočty na ukázkových příkladech.

Seznam doporučené literatury:

KAKAÇ, S., Hongtan LIU a A. PRAMUANJAROENKIJ. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, c2012. ISBN 978-1-4398-4990-3.

SERTH, R. W. a Thomas G. LESTINA. Process heat transfer: principles, applications and rules of thumb. 2nd ed. Oxford: Elsevier, 2014. ISBN 978-0-12-397195-1.

HEWITT, G. F. Heat exchanger design handbook 2008. New York: Begell house, 2008. ISBN 9781567002584.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá v první části rešerší, kde jsou stručně popsány typy výměníků tepla. Další část obsahuje základní vztahy pro výpočet výměníků tepla a také různé přístupy k výpočtům těchto zařízení. Praktická část této práce se zaměřuje na tvorbu výpočtového nástroje, k němu příslušnému manuálu a kontrole funkčnosti na ukázkových příkladech.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals in the first part with the research, where the types of heat exchangers are briefly described. The next part contains the basic equations for the calculation of heat exchangers as well as different approaches to the calculation of these devices. The practical part of this thesis focused on the development of the calculation tool, the corresponding manual and the functionality checking with examples.

KLÍČOVÁ SLOVA

výměník tepla, přenos tepla, trubky, žebrování, výpočtový nástroj, teplota

KEYWORDS

heat exchanger, heat transfer, pipes, finning, calculation tool, temperature

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE TÉTO PRÁCE

KONEČNÝ, Ondřej. *Zjednodušený výpočet výměníků tepla pomocí MS Excel*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157696>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Bohuslav Kilkovský.

PROHLÁŠENÍ AUTORA

Já, Ondřej Konečný, prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Zjednodušený výpočet výměníků tepla pomocí MS Excel* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing. Bohuslava Kilkovského, Ph.D. a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně 23. 05. 2024

.....

Ondřej Konečný

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Bohuslavu Kilkovskému, Ph.D. za vstřícný přístup a cenné rady, které mi dopomohly k dokončení této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval celé rodině za podporu během studia.

Obsah

1	Úvod	11
1.1	Řešená problematika	11
1.2	Analýza současného stavu	11
1.3	Zaměření práce	11
2	Výměníky tepla	12
2.1	Rozdělení výměníků tepla	12
2.2	Základní typy výměníků tepla	12
2.2.1	Výměníky typu trubka v trubce (double pipe heat exchanger).....	13
2.2.2	Výměníky se svazkem trubek (shell and tube heat exchanger)	13
2.2.3	Spirálové deskové výměníky (spiral heat exchanger).....	14
2.2.4	Deskové výměníky (plate heat exchanger / plate-and-frame heat exchanger)	14
2.2.5	Příčně obtékaný svazek trubek (economiser)	15
2.2.6	Vzduchový chladič (air-cooled heat exchanger).....	15
2.2.7	Regenerační výměníky (regenerative heat exchanger).....	15
3	Základní vztahy pro výpočet výměníků tepla	16
3.1	Přestup tepla.....	16
3.2	Bilanční rovnice.....	17
3.3	Výkonová rovnice.....	18
3.3.1	Součinitel prostupu tepla	18
3.3.2	Střední teplotní rozdíl.....	19
3.3.3	Zanášení výměníků tepla	20
3.4	Typy výpočtů výměníků tepla	21
3.4.1	Návrhový výpočet (design, sizing).....	21
3.4.2	Kontrolní výpočet (rating)	21
3.4.3	Simulační výpočet (simulation).....	21
3.5	Přístupy k výpočtu výměníků tepla.....	22
3.5.1	Bilanční výpočet	22
3.5.2	Zjednodušený výpočet	22
3.5.3	Vlastní výpočtové nástroje.....	22
3.5.4	Profesionální software	22
4	Tvorba výpočtového modelu	23
4.1	Výběr nástroje pro tvorbu výpočtového prostředí	23
4.2	Struktura výpočtu	23
4.3	Postup výpočtu	24
4.4	Geometrické charakteristiky řešených typů výměníků tepla.....	27
4.4.1	Výměník trubka v trubce.....	27
4.4.2	Trubkový výměník tepla s přepážkovým systémem	28

4.4.3	Příčně obtékaný svazek trubek (ekonomizér)	30
4.4.4	Vzduchový chladič (air cooler)	31
4.5	Představení výpočtového nástroje vytvořeného v MS Excel	32
4.6	Aplikace výpočtového nástroje.....	36
4.6.1	Výměník trubka v trubce.....	36
4.6.2	Výměník se svazkem trubek a přepážkovým systémem	43
4.6.3	Příčně obtékaný svazek trubek (ekonomizér)	46
4.6.4	Vzduchový chladič (air cooler)	52
5	Závěr	58
	Literatura	59
	Přílohy.....	60

1 Úvod

1.1 Řešená problematika

Tepelná energie je lidmi využívána ve všech oblastech, nejen v průmyslu, ale i v každodenním životě. Tuto energii je zapotřebí nejen vyrábět, ale i přepravovat, udržovat a využívat ji, pokud možno co nejúsporněji. Pro efektivní práci s teplem se často využívá tepelná energie jednoho média k ohřevu jiného média. Zařízení určené k přenášení tepla z jedné látky na druhé nazýváme „tepelné výměníky“.

Výměníky tepla jsou využívány v širokém spektru odvětví, kde je potřeba přenášet teplo mezi dvěma nebo vícero médii. Můžeme se s nimi setkat v energetice, stavebnictví, v chemickém, petrochemickém, potravinářském, farmaceutickém a automobilovém průmyslu, což je jen část aplikací tepelných výměníků.

1.2 Analýza současného stavu

V dnešní době se výpočty výměníků tepla řeší různými simulačními programy. Zatím neexistuje volně dostupný software, který by se věnoval detailnímu tepelnému a hydraulickému výpočtu pro více druhů výměníků tepla. Existují simulační programy procesních linek, např.: ChemCAD, Aspen, Hysim, které jsou však spíše vhodné jen pro bilanční výpočet.

Pro detailní výpočty se používají profesionální programy jako je např. HTRI Xchanger Suite[1]. Problém u těchto profesionálních softwarů je, že jsou cenově nákladné. Jsou zde i další placené programy jako jsou např.: S&THex (Shell and tube heat Exchanger Software)[2] nebo PHex (Gasket Plate Exchanger Software)[2], které se ovšem věnují pouze výpočtům jednoho typu výměníků.

Velmi často si však projektanti vytváří vlastní výpočtové nástroje pro různé typy výměníků tepla. Ty jsou různě složité, od jednoduchých po komplexní.

1.3 Zaměření práce

Mezi cíle bakalářské práce (viz **Obr. 1.1**) patří seznámení se se základními typy výměníků tepla, popis zjednodušeného výpočtu výměníků tepla, dále tvorba samotné výpočtové aplikace v MS Excel a manuálu k této aplikaci, a na závěr kontrola funkčnosti aplikace.



Obrázek 1.1 Cíle bakalářské práce

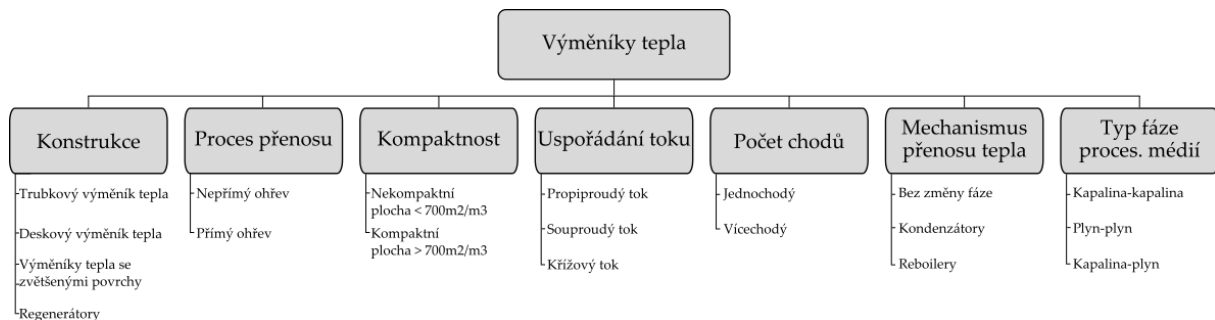
2 Výměníky tepla

Výměník tepla je zařízení, sloužící k efektivnímu přenosu tepla mezi dvěma médii, která mají odlišné teploty. Teplo je vždy přenášeno z média s vyšší teplotou do média s nižší teplotou. Rekuperační výměníky mají média oddělena stěnou, obvykle trubkou nebo deskou, která umožňuje přechod tepla. Celkový přenos tepla z horkého média na druhé lze rozdělit na tři operace: konvekci z vnitřního média na vnitřní stěnu, vedení tepla stěnou a konvekci z vnější strany stěny do chladnějšího média.[3]

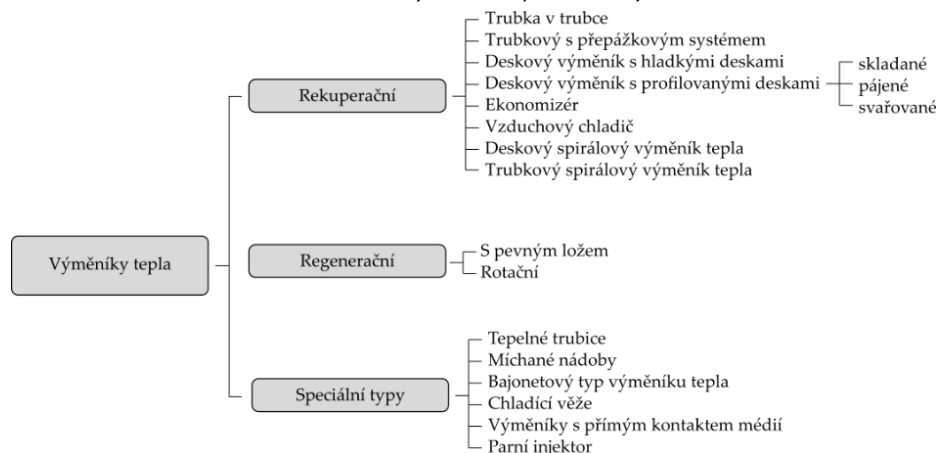
Výměníky tepla mají široké využití v různých odvětvích, včetně chladících, topných a klimatizačních systémů, elektráren, chemického a petrochemického průmyslu, potravinářského průmyslu a jako jednotky pro rekuperaci odpadního tepla a mnoha dalších aplikací. Příklady výměníků tepla zahrnují přehřívače vzduchu, ekonomizéry, výparníky, přehřívačky, kondenzátory a chladicí věže používané v elektrárnách.[4]

2.1 Rozdělení výměníků tepla

V průmyslové praxi lze nalézt mnoho typů výměníků tepla. Výměníky tepla můžeme dělit podle různých kritérií (viz Obr. 2.1). Například podle geometrie na trubkové a deskové, podle směru proudění procesních látek na souprroudé a protiproudé, případně s křížovým tokem nebo vícechodé. Další způsob dělení je podle uspořádání, kde rozlišujeme mezi výměnou tepla mezi dvěma médii a výměnou tepla mezi vícero médii. Základní rozdělení výměníků tepla podle konstrukce je zobrazeno na Obr. 2.2.



Obrázek 2.1 Dělení výměníků tepla dle různých kritérií



Obrázek 2.2 Základní rozdělení typů výměníků tepla podle konstrukce

Dalším důležitým hlediskem je charakter výměny tepla, který může probíhat buď bez změny skupenství (fáze), nebo se změnou skupenství. Výměníky, které zahrnují změnu fáze, jsou označovány jako kondenzátory nebo reboilery.[5]

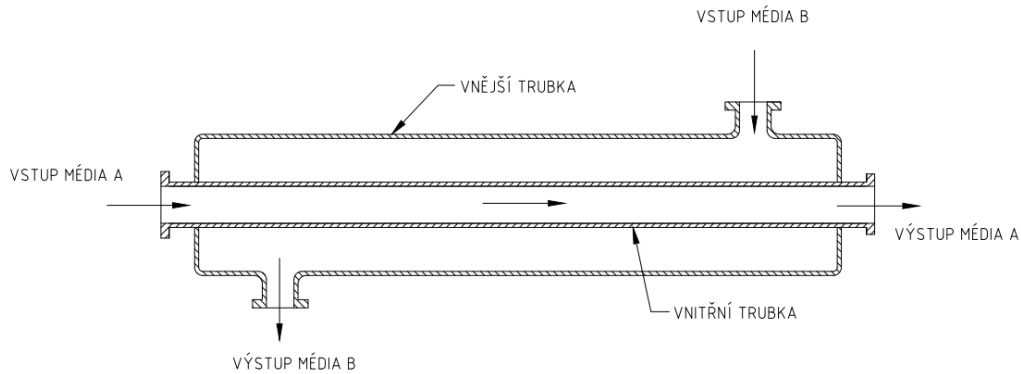
Je potřeba poznamenat, že neexistuje jediný typ výměníku, který by byl vhodný pro všechny aplikace. Výběr vhodného typu výměníku je závislý na konkrétní aplikaci a podmínkách provozu.

2.2 Základní typy výměníků tepla

V následující části jsou popsány pouze nejčastěji používané typy výměníků tepla. Nejedná se o vyčerpávající popis, ale o základní shrnutí daných typů výměníků.

2.2.1 Výměníky typu trubka v trubce (double pipe heat exchanger)

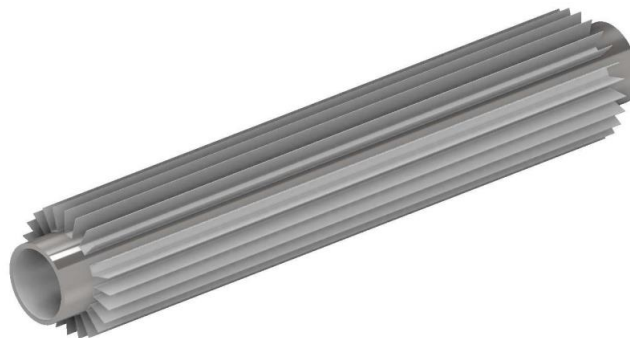
Nejjednodušší varianta výměníků tepla typu „trubka v trubce“ se skládá z koncentrického uspořádání dvou trubek s různým průměrem. Jedno medium proudí v mezikruží vytvořeném tímto uspořádáním, zatímco druhá proudí vnitřní trubkou viz Obr. 2.3. Tento typ výměníku tepla může také obsahovat více trubek. Výměníky tepla typu „trubka v trubce“ jsou často využívány v extrémních a specifických podmínkách. Jsou vhodné například při nízkých objemových tocích, velkých teplotních rozdílech, potřebě rychlé změny teploty nebo při vysokých tlacích. Mohou být provozovány v čistě souprůdém nebo protiprůdém uspořádání.[5]



Obrázek 2.3 Schéma výměníku typu „trubka v trubce“

V potravinářském průmyslu se tento typ výměníků často používá při výrobě mléčných produktů, čokolády, ovocných šťáv, marmelád, medu a podobných produktů. Maximální teploty při těchto konkrétních typech výměníků obvykle dosahují 180 až 200 °C, a maximální tlaky mohou být až 5 MPa. Pro zvýšení součinitele prostupu tepla je možné použít šroubovitě zvlnění povrchu.[5]

Často se využívají žebrované trubky, zejména s podélným žebrováním na vnější straně trubek (viz Obr. 2.4.). K dalším prostředkům zvyšující součinitel prostupu tepla v laminárním režimu patří vestavby uvnitř trubek ve formě zkroucených pásků nebo zvlněných plechových pásků orientovaných podél osy trubky. Tyto vestavby narušují mezní vrstvu, což může ovlivnit prostup tepla, zejména při turbulenci. Nebo kondenzaci.[3]



Obrázek 2.4 Podélně žebrovaná trubka

Svařované výměníky tepla typu „trubka v trubce“ jsou ideální pro nejnáročnější podmínky, jako jsou extrémně vysoké tlaky, teploty a náročné požadavky na těsnost.[5]

2.2.2 Výměníky se svazkem trubek a přepážkových systémem (shell and tube heat exchanger)

Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti patří mezi nejrozšířenější typy výměníků tepla. Snaha o konstrukci zařízení z jednoduchých a nenáročných částí vedla k rozvoji trubkových výměníků tepla, kde základním konstrukčním prvkem je trubka. Díky jejich relativně jednoduché výrobě, malým rozměrům a univerzálnímu využití se staly populárními v různých odvětvích průmyslu, nejen v chemickém a potravinářském.[5]

Trubkový výměník tepla je složen z pláště, kde je umístěn svazek trubek. Trubky jsou paralelně uspořádány a upevněny v trubkovnici na obou stranách. Směr proudění tekutiny v trubkách může být upraven pomocí přepážek v rozdělovacích komorách nebo hlavách výměníku. Správná orientace toku je klíčová, protože nevhodné uspořádání může vést k nerovnoměrnému ohřívání a ochlazování tekutiny v různých částech výměníku. Směr toku v plášti je řízen různými typy přepážek. Čím složitější jsou přepážky, tím lepší je přenos tepla, avšak to vede ke zvýšené tlakové ztrátě a vyžaduje vyšší čerpací výkon. Existují různé typy přepážek, jako jsou jednoduché segmentové, dvojité segmentové a šroubovitě.[6] Základní konstrukční varianty přední a zadní komory a pláště výměníku jsou označovány podle standardu TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)[7] písmeny A až W.

Plovoucí, axiálně posuvná hlava představuje technicky náročné, ale často používané řešení. Nicméně tato varianta není zcela univerzální. Při rozdílu teplot mezi jednotlivými průchody větším než 50 °C může dojít k natočení a zablokování plovoucí hlavy. Tato hlava také může způsobit obtíže s těsněním, a proto není vhodná pro aplikace, kde je důležité zcela vyloučit možnost prosáknutí médií.[5]

Volba průměru trubky má vliv na kompaktnost výměníku tepla. Pro tekutiny náchylné k usazování nečistot na tepelné ploše není vhodné volit malé průměry trubek. Tyto trubky jsou obtížněji čistitelné, což vede ke zvýšeným provozním nákladům.[3]

Trubky v trubkovém výměníku tepla jsou obvykle uspořádány v trojúhelníkovém nebo čtvercovém vzoru. Trojúhelníkové uspořádání nabízí větší kompaktnost a dosahuje vyšších součinitelů prostupu tepla na vnější straně trubek. Naopak čtvercové uspořádání má nižší tlakové ztráty a umožňuje efektivní čištění. Vzdálenost mezi trubkami není volně měnitelná, protože minimální hodnota je omezena strukturou trubkovnice, do které jsou trubky připevněny. Tato struktura by mohla být oslabena otvory a dalším tepelným zpracováním, což by mohlo vést k deformaci.[5]

2.2.3 Spirálové deskové výměníky (spiral heat exchanger)

U trubkových výměníků tepla jsou horké a studené tekutiny odděleny stěnou. Spirálové výměníky tepla, které patří do skupiny rekuperačních výměníků, mají tekutiny odděleny rovinnou stěnou. V těchto výměnících proudí horká a studená tekutina ve spirálově zakřivených kanálech, což zvyšuje intenzitu přenosu tepla a někdy má i samočistící efekt.[3]

Nevýhodou spirálových výměníků tepla, stejně jako u deskových výměníků, je omezený pracovní tlak a u některých starších typů také riziko netěsnosti. Spirálové výměníky jsou však kompaktnější než trubkové výměníky, což znamená, že při stejném objemu nabízejí větší teplosměnnou plochu. Mezi jejich hlavní přednosti patří relativně nízké tlakové ztráty a velmi malý sklon k zanášení, což je způsobeno minimálními mrtvými objemy a hladkými plochami. Díky těmto vlastnostem jsou spirálové výměníky vhodné pro ohřev vláknitých materiálů ve zpracovatelském průmyslu, metalurgii a potravinářském průmyslu.[5]

2.2.4 Deskové výměníky (plate heat exchanger / plate-and-frame heat exchanger)

Deskové výměníky tepla jsou konstruovány na stavebnicovém principu, což znamená, že velikost teplosměnné plochy lze upravit přidáním nebo odebráním desek. Tekutiny proudí ve štěrbinách mezi profilovanými deskami, které jsou navrženy tak, aby maximalizovaly přenos tepla a minimalizovaly zanášení teplosměnných ploch. Tyto výměníky dosahují součinitele prostupu tepla v rozmezí 3500 až 7500 W/(m²K), což je dvojnásobek oproti spirálovým výměníkům. Deskové výměníky jsou výrazně méně náchylné k zanášení ve srovnání s trubkovými výměníky tepla.[5]

Deskové výměníky tepla můžeme rozdělit na dva typy: s hladkými deskami a s profilovanými deskami. V průmyslové praxi se nejčastěji používají výměníky s profilovanými deskami, protože tyto desky poskytují větší teplosměnnou plochu při stejném zástavném prostoru.[8]

Typická deska výměníku tepla je vyrobena z vylisovaného nerezového plechu a obsahuje čtyři otvory. Pro každý kanál jsou dva otvory funkční, zatímco zbývající dva jsou od průtočného kanálu

odděleny těsnicí vložkou. Způsob těsnění a tvarování desek jsou neustále vyvíjeny. Hlavním důvodem, proč nejsou deskové výměníky tepla tak rozšířené v chemickém průmyslu. Je riziko netěsností. V jiných odvětvích však dominují díky své kompaktnosti, která je ještě vyšší než u spirálových výměníků.[5]

Deskové výměníky jsou vhodné i pro velmi agresivní prostředí, protože přední výrobci nabízejí desky nejen z nerezových ocelí, ale také z titanu a uhlíkových kompozitů.[3]

Použitelnost deskových výměníků tepla je omezena provozními teplotami a tlaky. U těsněných výměníků je maximální přípustný tlak 2,5 MPa a teploty závisí na materiálu těsnění. Deskové výměníky jsou k dispozici také v nerozebíratelném provedení, buď pájené, nebo svařované. Pájené výměníky vydrží tlak až 3 MPa a teploty do 200 °C, zatímco svařované nerezové výměníky jsou vhodné pro tlaky až 4 MPa a teploty do 300 °C. Nerozebíratelné výměníky jsou vhodné pouze pro látky, které nemají tendenci k zanášení.[5]

Deskové výměníky tepla jsou nejčastěji používány v potravinářství, například pro ohřev, chlazení a pasterizaci mléka, stejně jako při výrobě piva, vína nealkoholických nápojů a moštů.[5]

2.2.5 Příčně obtékaný svazek trubek (economiser)

Tento typ výměníků má paralelní uspořádání trubek, ve kterých proudí jedno médium, zatímco v druhé médium proudí kolmo na ně. Nejčastěji se používá tak, že v mezitrubkovém prostoru proudí horké spaliny, které ohřívají procesní tekutinu uvnitř trubek. Tento konstrukčně jednoduchý výměník se často používá a pro zlepšení přenosu tepla je možné využít příčně žebrované trubky. Trubky mohou být uspořádány za sebou nebo střídavě. Výměník lze také rozdělit na sekce, z nichž každá může obsahovat jiný typ trubek. Například pokud spaliny proudí vně trubek a jsou znečištěné, první sekce může obsahovat hladké trubky z žáruvzdorného materiálu, uspořádané za sebou. Druhá sekce může mít trubky z levnějšího materiálu, a poslední sekce může obsahovat žebrované trubky uspořádané střídavě.[3]

2.2.6 Vzduchový chladič (air-cooled heat exchanger)

Vzduchem chlazené výměníky neboli vzduchové chladiče, fungují na stejném principu jako příčně obtékaný svazek trubek pouze s rozdílem, že využívají okolní vzduch k ochlazení procesních tekutin. Přístupnost a množství vzduchu jako chladičím média jsou jedinečné výhody tohoto typu výměníku. Nevýhoda je naopak teplý vzduch v létě nebo např. hluk z ventilátorů. Tento typ výměníku se počítá podle standardu API 661.

Obecně se každý vzduchem chlazený výměník tepla skládá z pěti hlavních částí: svazku trubek, podkladové struktury, přetlakové komory s příslušenstvím, pohonné sestavy a ventilátoru.[9]

2.2.7 Regenerační výměníky (regenerative heat exchanger)

Tento typ výměníků lze rozdělit na statické a rotační. Statické regenerační výměníky jsou tvořeny jedním nebo více absorberů tepla, kterými střídavě protéká horká nebo studená tekutina. Doba přepínání sekcí je určena dobou, kterou trvá tepelné vlně projít od vstupu po výstup absorberu. Rychlost šíření tepelné vlny může být velmi vysoká. Statické regenerátory jsou například klíčovým prvkem Stirlingova motoru, kde je frekvence přepínání téměř 100krát za sekundu.[8]

Rotační regenerační výměníky mají absorpční vrstvu uloženou v otáčejícím bubnu. V tomto bubnu jednou polovinou prochází ve směru osy horký plyn a druhou polovinou studený vzduch. Frekvence otáčení bubnu je opět určena rychlostí tepelné vlny.[8]

Tyto typy výměníků jsou vyhrazeny především pro plyny, neboť jejich tepelná kapacita je relativně nízká. Najdeme je v různých odvětvích, jako je energetika, metalurgie, a dokonce i ve spalovacích turbínách pro přehřev vzduchu.[5]

3 Základní vztahy pro výpočet výměníků tepla

Tato část se věnuje rovnicím, vztahům a součinitelům, které jsou potřebné při výpočtu výměníků tepla.

3.1 Přestup tepla

Obecně se přenos tepelné energie uskutečňuje prouděním (konvekcí), vedením (kondukcí) a sáláním (radiací). Tyto způsoby přenosu tepla se uskutečňují vždy všechny současně, ovšem obvykle jen některé z nich převažují natolik, že ostatní lze zanedbat, aniž bychom se dopustili větší nepřesnosti. V praxi se u většiny výměníků tepla nejvíce uplatňuje přestup tepla prouděním a přestup tepla vedením. Přestup tepla radiací je nutné do výpočtu zahrnout až při velmi vysokých teplotách. [10]

Konduktce neboli přenos tepla vedením se u výměníků tepla uvažuje při výpočtu přestupu tepla pevnou stěnou výměníku, která odděluje horké a studené médium. Sdílení tepla vedením vyjadřuje Fourierův zákon ve tvaru:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}(T) \quad 3.1$$

kde: λ [W/(m.K)] tepelná vodivost materiálu stěny,
 T [K] teplota.

Tento vztah udává přímou úměrnost mezi měrným tepelným tokem \dot{q} a gradientem teplot v příslušném směru. Součinitel úměrnosti λ představuje tepelnou vodivost materiálu stěny [W/(m.K)] a závisí

na druhu tohoto materiálu (viz Tab. 1) a jeho teplotě. Integrací diferenciální rovnice (3.1) lze snadno získat vztahy pro výpočet přeneseného tepelného výkonu pro dané tvary teplosměnné plochy, tj. pro rovinnou stěnu a kruhovou stěnu.[11]

Tabulka 1: Hodnoty tepelné vodivosti pro vybrané materiály dle [3]

materiál	λ [W/(m.K)]
ocel	33 - 62
nerezová ocel	16 - 35
mosaz	104 - 147
měď	350 - 385
hliník	202 - 250
sklo	0,6 - 1,2
PVC	0,15 - 0,2

Konvekce neboli přenos tepla prouděním se uplatňuje v proudící tekutině s nestejnou teplotou. Médium může být plyn nebo kapalina. V praxi se pro stanovení množství tepla předaného konvekcí využívá Newtonův zákon ve tvaru:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_f - T_w) \quad 3.2$$

kde: \dot{q} [W/m²] měrný tepelný tok,
 α [W/(m².K)] součinitel přestupu tepla,
 T_f [K] teplota procesního média,
 T_w [K] teplota stěny.

Jak vyplývá z rovnice, hlavním problémem je určení součinitele přestupu tepla. Jeho hodnota není konstanta. Pro jeho výpočet je velké množství vztahů, které jsou závislé na typu proudění, typu fáze a typu výměníku. V této práci tato hodnota nebude počítána, ale bude určena na základě doporučených hodnot uvedených v tabulkách, případně na základě zkušeností.

Součinitel přestupu tepla α vyjadřuje množství tepla předaného za jednotku času skrz plochu o velikosti 1 m² při teplotním rozdílu 1 K. Pro každý typ výměníku a typ přestupu tepla jsou speciální vztahy pro jeho určení. Obecný vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla dle [11]:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad 3.3$$

kde: Nu [-] Nusseltovo číslo,
 λ [W/m K] tepelná vodivost materiálu,
 L [m] charakteristický rozměr.

Nu je pro každý typ výměníku a každý typ proudění jiné. Obecný vztah pro Nu :

$$Nu = f(Re, Pr, Gr) \quad 3.4$$

kde: Re [-] Reynoldsovo číslo,
 Pr [-] Prandtlovo číslo,
 Gr [-] Grashofovo číslo.

Třetím typem je **radiace neboli záření**, což je přenos energie prostorem bez nutné přítomnosti hmoty. Záření může být důležité i v situacích, kdy je přítomno jiné medium, např.: přenos tepla z rozžhaveného kusu kovu nebo z ohně. Ve výměnících tepla se uplatňuje v případech, kdy jednou z pracovních látek je plyn, obsahující víceatomové složky (CO₂ a H₂O), o teplotě větší jak 400 °C. V takové případě se jedná na straně plynu o přenos tepla konvekcí a radiací současně. U radiace je přenos tepla závislý na rozdílu čtvrtých mocnin teplot. [10] Pro určení tepelného toku se používá vztah:

$$q = k_r \cdot (T_h^4 - T_c^4) \quad 3.5$$

kde: q [W/m²] hustota radiálního tepelného toku,
 k_r [W/(m²K)] symbolicky vyjádřený radiální koeficient (součin Stefan Boltzmanovy konstanty a vzájemné emisivity povrchu),
 T_h [K] teplota „teplejší“ strany přenosu tepla,
 T_c [K] teplota „chladnější“ strany přenosu tepla.

3.2 Bilanční rovnice

Ve výměníku tepla probíhá výměna tepla mezi horkým proudem o průtoku tekutiny \dot{m}_1 [kg/s], s měrnou tepelnou kapacitou c_{p1} a rozdílem teplot dT_1 a mezi chladným proudem, se stejnými veličinami označenými indexem 2. Bilanční rovnice (3.6) říká, že bez tepelných ztrát množství tepla, které ztratí horký proud, přejde do chladného proudu:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q} \quad 3.6$$

kde jednotlivé tepelné toky jsou dány rovnicemi:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot dT_1 \quad 3.7$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot dT_2 \quad 3.8$$

kde: \dot{Q}_1 [W] tepelný tok horkého proudu,
 \dot{Q}_2 [W] tepelný tok studeného proudu,
 \dot{Q} [W] tepelný výkon výměníku,
 \dot{m}_1 [kg/s] hmotnostní průtok horkého média,
 \dot{m}_2 [kg/s] hmotnostní průtok studeného média,
 c_{p1} [J/(kg.K)] měrná tepelná kapacita horkého média,
 c_{p2} [J/(kg.K)] měrná tepelná kapacita studeného média,
 dT_1 [K] rozdíl teplot na vstupu a na výstupu horkého proudu,
 dT_2 [K] rozdíl teplot na vstupu a na výstupu studeného proudu.

3.3 Výkonová rovnice

Množství tepla, které jeden proud odevzdá druhému, se převede přes plochu výměny tepla:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_M \quad 3.9$$

kde: U [W/(m²K)] součinitel prostupu tepla,
 A [m²] plocha výměny tepla,
 ΔT_M [K] střední rozdíl teplot po délce výměníku.

Součinitel prostupu tepla U , je součinitel, jenž zahrnuje do výpočtu výměníku vlastnosti medií i vlastnosti materiálu z něhož je výměník vyroben, tj. tepelnou vodivost materiálu výměníku, součinitele zanášení a součinitele přestupu tepla. Součinitel prostupu tepla dostaneme součtem přestupu tepla prouděním z horkého média do stěny trubky (desky), přestupem vedením stěnou a přestupem prouděním ze stěny trubky (desky) do studeného proudu. Vztahy pro výpočet součinitele prostupu tepla se liší v závislosti na geometrii výměníků.

3.3.1 Součinitel prostupu tepla

Vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla pro deskové výměníky:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{fi}\right) + \frac{\delta}{\lambda_w} + \left(\frac{1}{\alpha_o} + R_{fo}\right)} \quad 3.10$$

kde: α_o [W/(m² K)] součinitel přestupu tepla vnějšího media,
 α_i [W/(m² K)] součinitel přestupu tepla vnitřního media,
 R_{fo} [m² K/W] součinitel zanášení vnějšího media,
 R_{fi} [m² K/W] součinitel zanášení vnitřního media,
 λ_w [W/(m K)] tepelná vodivost materiálu trubky,
 δ [m] tloušťka desky.

Vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla pro trubkové výměníky s hladkými trubkami:

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{fi}\right) + \frac{d_o}{2\lambda_w} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_o} + R_{fo}\right)} \quad 3.11$$

kde: d_o [m] vnější průměr trubky,
 d_i [m] vnitřní průměr trubky.

Vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla pro trubkové výměníky s žebrovanými trubkami:

$$U = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{fi}\right) + \frac{A_t}{A_i} \frac{d_i}{2\lambda_w} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\eta_s} \left(\frac{1}{\alpha_o} + R_{fo}\right)} \quad 3.12$$

kde: A_t [m²] celková plocha žebrované trubky,
 A_i [m²] vnitřní plocha trubky,
 η_s [-] celková účinnost žebrování.

Vztahy pro výpočet celkové účinnosti žeber dle [12] jsou počítány následovně:

$$\eta_s = \left[1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f)\right] \quad 3.13$$

Dle [12] je analytické vyjádření účinnosti žeber popsáno vztahem:

$$\eta_f = \frac{2r_o}{m_f(R_f^2 - r_o^2)} \left[\frac{K_1(m_f r_o) I_1(m_f R_f) - K_1(m_f R_f) I_1(m_f r_o)}{K_1(m_f R_f) I_o(m_f r_o) + K_o(m_f r_o) I_1(m_f R_f)} \right] \quad 3.14$$

kde I_n a K_n jsou Besselovy funkce. Ty jsou na výpočty složité, a tak se tento vztah nahrazuje zjednodušenými výpočty:

$$\eta_f = \frac{\tanh(\xi\varphi)}{\xi\varphi} \cos(c\xi\varphi) \quad 3.15$$

kde c a φ jsou koeficienty, které se určují dle Tab. 2.

Tabulka 2: Hodnoty c a φ dle způsobů aproximace dle [13]

Aproximace	c	φ
Schmidt, 1949	0	$\left(1 + 0,35 \cdot \ln\left(\frac{D_f}{d_o}\right)\right)$
Hong a Webb 1996	0,1	$\left(1 + 0,35 \cdot \ln\left(\frac{D_f}{d_o}\right)\right)$
Zjednodušeně	0	1

$$\xi = m_f \left(\frac{D_f - d_o}{2} \right) = m_f h_f \quad 3.16$$

$$m_f = \sqrt{\frac{2\alpha_o}{\lambda_f h_f}} \quad 3.17$$

kde: A_f [m²] plocha žeber,
 η_f [-] účinnost žeber,
 h_f [m] výška žeber,
 D_f [m] vnější průměr žeber,
 λ_f [W/(m K)] tepelná vodivost žeber.

3.3.2 Střední teplotní rozdíl

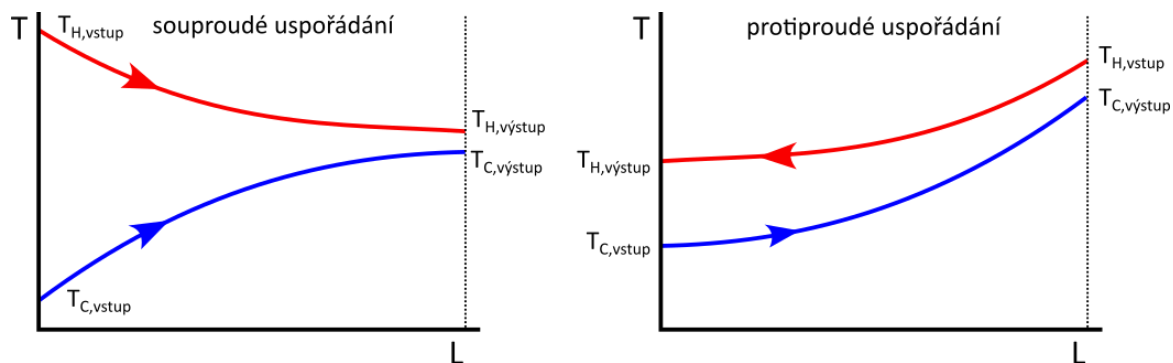
Střední teplotní rozdíl je obecně definován jako logaritmický střed rozdílů teplot obou proudů na obou koncích výměníku v místech I a II:

$$\Delta T_M = F \cdot \Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_{II} - \Delta T_I}{\ln \frac{\Delta T_{II}}{\Delta T_I}} \quad 3.18$$

kde: F [-] korekční faktor

Korekční faktor se pohybuje mezi hodnotami 0 a 1. Pro čistý protiproud je roven hodnotě 1.

Způsob určování ΔT_{II} a ΔT_I je u souproutého a protiproudého proudění odlišný.



Obrázek 3.1 Průběh teplot při souproutém a protiproudém uspořádání toku

Výpočet ΔT_{II} a ΔT_I pro sou proud:

$$\Delta T_{II} = T_{H,vstup} - T_{H,výstup} \quad 3.19$$

$$\Delta T_I = T_{C,vstup} - T_{C,výstup} \quad 3.20$$

Výpočet ΔT_{II} a ΔT_I pro protiproud:

$$\Delta T_{II} = T_{H,vstup} - T_{C,výstup} \quad 3.21$$

$$\Delta T_I = T_{H,výstup} - T_{C,vstup} \quad 3.22$$

3.3.3 Zanášení výměníků tepla

Zanášení je jev, ke kterému dochází během dlouhodobého provozu, kdy se na plochách výměny tepla vytvářejí vrstvičky úsad, které postupně zhoršují přenos tepla. Náchylnost k zanášení závisí na řadě faktorů, zejména na druhu pracovní látky a provozních podmínkách jako jsou teplota a rychlost proudění. Do výpočtů výměníků tepla se zahrnuje nejčastěji pomocí součinitele zanášení R_f . Typické hodnoty jsou uvedeny v Tab. 3.

Tabulka 3: Tabulka doporučených hodnot zanášení R_f dle [14]

typ látky	pracovní látka	R_f [m^2K/W]
olej	motorový olej	0,00018
	hydraulický olej	0,00018
	kalicí olej	0,0007
kapalina	chladičí kapalina	0,00010 až 0,00018
	organická kapalina pro přenos tepla	0,00018 až 0,00035
	čpavek (bez oleje)	0,00018
	čpavek (kontaminováno olejem)	0,00053
	roztok metanolu	0,00035
	roztok etanolu	0,00035
	roztok glykolu	0,00035
plyn	vodní pára (bez oleje)	0,0000
	vodní pára (kontaminováno olejem)	0,00018
	páry chladiva (kontaminováno olejem)	0,00035
	alkoholové páry	0,0000
	čpavek	0,00018
	spalovací plyn (uhlí)	0,00018
	spalovací plyn (zemní plyn)	0,00018 až 0,00035
	výfukové plyny z diesellových motorů	0,0018
	syntetický plyn	0,0018
	stlačený vzduch	0,00018 až 0,00035

3.4 Typy výpočtů výměníků tepla

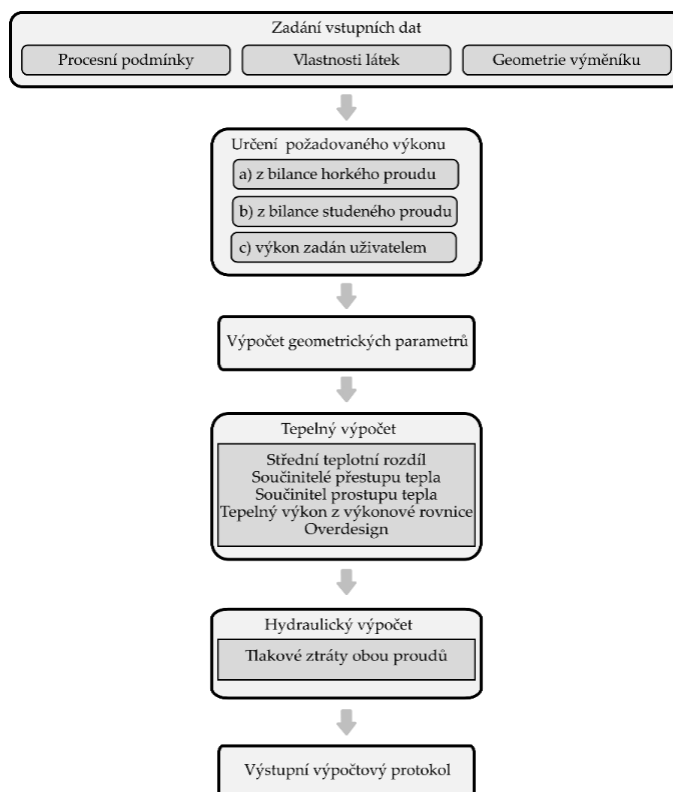
Podle toho, za jakým účelem je výpočet prováděn, se mohou výpočty výměníků tepla rozdělit na návrhový a kontrolní výpočet.

3.4.1 Návrhový výpočet (design, sizing)

U tohoto typu výpočtu je cílem určit celkové rozměry výměníku tepla s ohledem na požadovaný tepelný výkon a předem stanovené tlakové ztráty. Hlavní parametr, který se určuje u tohoto typu výpočtu je velikost teplosměnné plochy. Podle této hodnoty postupnými iteracemi určíme celkovou geometrii výměníku v závislosti na maximálních rozměrech a maximální dovolené tlakové ztrátě.[5] Dá se říci, že cílem návrhového výpočtu je nalezení co nejmenšího výměníku tepla, který ale zároveň splňuje tepelné a hydraulické požadavky. Cílem je mít hodnotu předdimenzování (overdesignu) větší jak nula, ale ne zase příliš velkou. Obecně je vhodné mít z důvodu bezpečnosti (jistoty provozu) hodnotu overdesignu v rozmezí 5-10 %. Větší výměník nám sice přenese větší tepelný výkon, ale jeho investiční náklady by byly velké.

3.4.2 Kontrolní výpočet (rating)

V tomto případě se počítá již existující výměník, tudíž je geometrie výměníku, a tedy i velikost teplosměnné plochy známá. Dále jsou zadané kompletně veškeré procesní parametry jednoho z proudů a u druhého proudu je jeden parametr neznámý. Výstupem u tohoto typu výpočtu je tepelný výkon, resp. hodnota předdimenzování (overdesign) a tlaková ztráta. Pokud jsou tlakové ztráty pod dovolenou mezní hodnotou a tepelný výkon je velmi blízko požadované hodnotě, je tento výměník možno použít v daných podmínkách.[5] Pokud tomu tak není, lze navrhnout konstrukční úpravu výměníku, provést kontrolní výpočet jiného výměníku, případně navrhnout zcela nový výměník. Blokové schéma kontrolního výpočtu je znázorněno na Obr. 3.2.



Obrázek 3.2 Blokové schéma kontrolního výpočtu

3.4.3 Simulační výpočet (simulation)

Jde o vytvoření matematického modelu výměníku tepla, který předpovídá chování za různých podmínek. Rozdíl ve výstupních hodnotách mezi tímto typem výpočtu a kontrolním výpočtem je, že simulační přístup, mimo výkonu a tlakových ztrát, vypočítá i výstupní teploty obou proudů. Hodnota

předimenzování (overdesignu) je teoreticky nula, ale protože výpočet probíhá iteračně, tak je nastavena podmínka, kdy se má iterace ukončit. Záleží tedy na přesnosti podmínky.

3.5 Přístupy k výpočtu výměníků tepla

3.5.1 Bilanční výpočet

Toto v pravém slova smyslu nejsou výpočty výměníků tepla. Dostaneme jen informaci o výkonu, případně o chybějícím parametru (teplotě, průtoku) jednoho z proudů. Nedostaneme žádné informace o geometrii ani o potřebné ploše výměně tepla. Je to však základ pro všechny ostatní výpočty.

3.5.2 Zjednodušený výpočet

U tohoto typu výpočtu nepočítáme součinitele přestupu tepla. Ty odhadujeme z tabulek doporučených hodnot, případně na základě zkušeností. Je to vhodný přístup, pokud víme, jakých hodnot budou součinitele přestupu tepla dosahovat a chceme rychle zjistit, jak velký výměník asi bude. Geometrie se neřeší (nemusí) příliš podrobně.

3.5.3 Vlastní výpočtové nástroje

Jsou různých složitostí, součinitele přestupů tepla se počítají. Řešíme zde geometrii podrobněji. Výpočty mohou být vytvořeny např. jen v MS Excel, případně v některém z programovacích jazyků.

3.5.4 Profesionální software

S pomocí profesionálních softwarů se plocha výměny tepla a geometrie počítá velmi podrobně. Zohledňují různé vlivy, které mohou ovlivnit výpočet, často používají vlastní ověřené výpočtové vztahy. Takový typ programu taky bývá propojen s jinými softwary a je napojen na obsáhlou databázi vlastností látek a materiálu trubek (desek). Mezi profesionální softwary patří například program HTRI.

Často si i výrobci výměníků tepla dělají software na výpočet vyráběných výměníků tepla. Takovýto software pak umí vybrat vhodný výměník z výrobní řady.

4 Tvorba výpočtového modelu

Podrobný výpočet výměníku tepla je časově velmi náročný. Existují však situace, kdy není nutné výměník počítat detailně, ale stačí nám přibližný odhad jeho velikosti. To je velmi často například při tvorbě nabídek nebo rozhodování a možnostech použití některého z dostupných typů výměníku tepla.

Při takovýchto výpočtech nám stačí součinitele přestupu tepla odhadnout. Často totiž víme, na základě předchozích zkušeností, jaké součinitele přestupu tepla můžeme očekávat, proto můžeme využít zjednodušeného výpočtu, abychom zjistili předběžnou velikost, cenu a určili, zda má daný typ výměníku smysl podrobněji počítat. Pokud si hodnotou přestupu tepla nejsme jisti, můžeme použít doporučených tabulkových hodnot.

4.1 Výběr nástroje pro tvorbu výpočtového prostředí

Jako vhodný nástroj pro tvorbu výpočtového prostředí bylo zvažováno několik variant. Jednalo se např. o použití programovacího jazyka Python. Ten je k dispozici zdarma, má k dispozici spoustu knihoven a podporuje objektově orientované programování. Další výhodou je relativně snadné rozšíření vytvořeného programu, jeho snadnější úprava a implementace různých výpočtových kombinací, přehlednost a možnost vytvoření aplikace pro různé operační systémy. Nevýhodou je časová náročnost při tvorbě grafického rozhraní, kontroly vstupních dat, umožnění ukládání a načítání vstupních dat a tvorby výstupních protokolů.

Jako další vhodná varianta se jevílo využití softwaru Octave používaného pro provádění číselných výpočtů. Výhodou tohoto softwaru je vysoká kompatibilita s programem Matlab. Jako poslední možnost bylo zvažováno využití některého z tabulkových procesorů (MS Excel, Apple Numbers nebo LibreOffice Calc). Nevýhodou je nemožnost vytvoření grafického rozhraní, nemožnost ukládání vstupních dat do separátního souboru, omezené možnosti v implementaci různých výpočtových stavů, tzn. že pro jednoduchost a přehlednost je vhodné mít defaultně nastavenou možnost měnit geometrii např. jen u délky a počtu trubek a průměr pláště dopočítávat.

Pro tvorbu výpočtového prostředí se nakonec zvolil MS Excel, protože na rozdíl od jiných volně dostupných programů má v sobě zabudované funkce, které bychom museli v jiných programech složitě programovat, např.: podmíněné formátování k označení chyb, možnost tisku výpočtového protokolu, možnost skrýt sloupce nebo řádky s doplňkovými výpočty, jednoduchá tvorba grafů, řešitel a jeho rozšíření, tvorba comboboxů, omezení vkládání dat do buněk, zamčení buněk pro editaci. Dá se říci, že tento tabulkový procesor je k dispozici všude a pro všechna zařízení, včetně tabletů a telefonů. V případě nutnosti je možné excelovský formát převést (s více či méně omezeními) do formátu pro tabulkový procesor LibreOffice, případně ho v něm přímo otevírat, nebo tento formát převést do formátu pro tabulkový procesor Numbers od společnosti Apple.

4.2 Struktura výpočtu

Základní struktura procesu výpočtu výměníku tepla je zobrazena na Obr. 4.1. Podle toho, za jakým účelem je výpočet prováděn, se mohou výpočty výměníků tepla rozdělit na návrhový a kontrolní výpočet. Návrhový výpočet se používá v případě, že se navrhuje zcela nový výměník. Základním cílem tohoto typu výpočtu je nalezení optimální geometrie, která vyhoví jak požadavkům na tepelný výkon, tak i hydraulickým požadavkům.

Kontrolní výpočet se používá zase v případě, kdy je potřeba u existujícího výměníku zjistit, zda zvládne zajistit požadovaný výkon za nových provozních podmínek. Kontrolní výpočet se může rozdělit na čistě kontrolní (rating) a simulační přístup. Čistě kontrolní výpočet poskytuje informaci o předdimenzování (tzv. overdesign), kdežto simulační výpočet dopočítá výstupní teploty v definovaném výměníku. Overdesign neboli předdimenzování nám udává v procentech, zda výměník výkonově vyhovuje požadovaným parametrům. Hodnotu overdesignu lze určit podle rovnice (4.1).

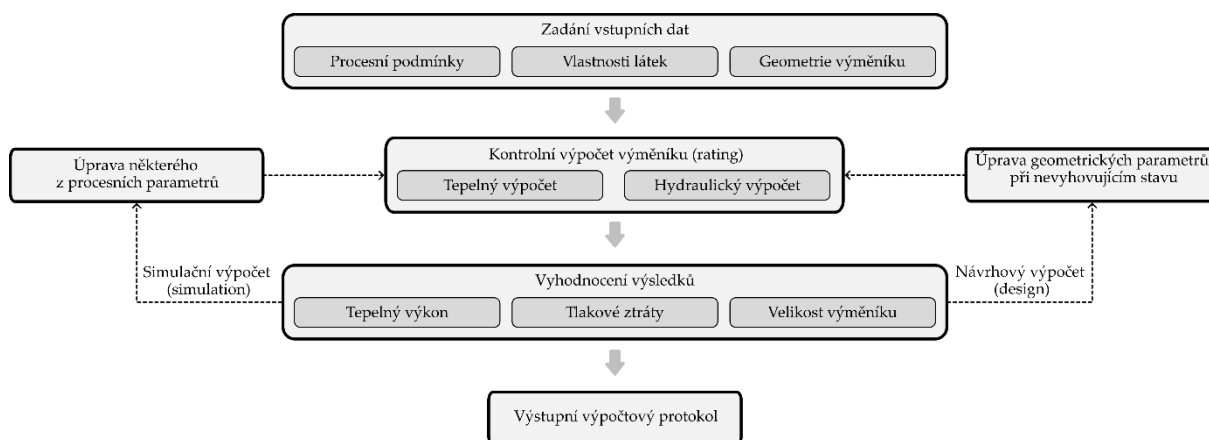
Výhodou přístupu zobrazeného na Obr. 4.1 je to, že stačí mít pouze výpočtový modul pro výpočet typu Rating (kontrolní výpočet). Pokud se používá návrhový výpočet, tak se mění některý z geometrických parametrů tak dlouho, až overdesign dosáhne požadované hodnoty (optimální hodnota je kolem 5 %). V případě simulačního výpočtu se mění u kompletně zadaného proudu jeden parametr tak dlouho, až se bude hodnota overdesignu blížit nule.

Výpočet hodnoty overdesignu:

$$Overdesign = \frac{U_{act} - U_{req}}{U_{req}} \quad 4.1$$

kde: U_{act} [W/(m².K)] vypočtený součinitel prostupu tepla,
 U_{req} [W/(m².K)] požadovaný součinitel prostupu tepla.

U_{req} se určí z vypočteného (zadaného) výkonu výměníku poděleného plochou výměny tepla a středním teplotním rozdílem.



Obrázek 4.1 Obecné schéma výpočtu výměníku tepla

Prvním krokem ve výpočtu výměníku tepla je zadání vstupních parametrů. Jedná se o vlastnosti látek, jejich průtoky a teploty. U návrhového výpočtu se musí zadat za účelem určení tepelného výkonu kompletně jeden proud (hmotnostní průtok, vstupní a výstupní teplota) a u druhého proudu se musí jeden parametr vynechat. Ten bude dopočítán z bilance. Dále se musí zadat částečná geometrie výměníku. Jeden parametr (např. délka trubek) bude dopočítán. U kontrolního výpočtu musí být geometrie zadaná kompletně. Pokud řešíme simulační výpočet, tak nezadáme výstupní teploty ani u jednoho proudu. Ty budou dopočítány. Pokud se řeší simulační výpočet typu Rating, tak musí být zadán jeden proud kompletně. Výsledkem pak bude hodnota předimenzování.

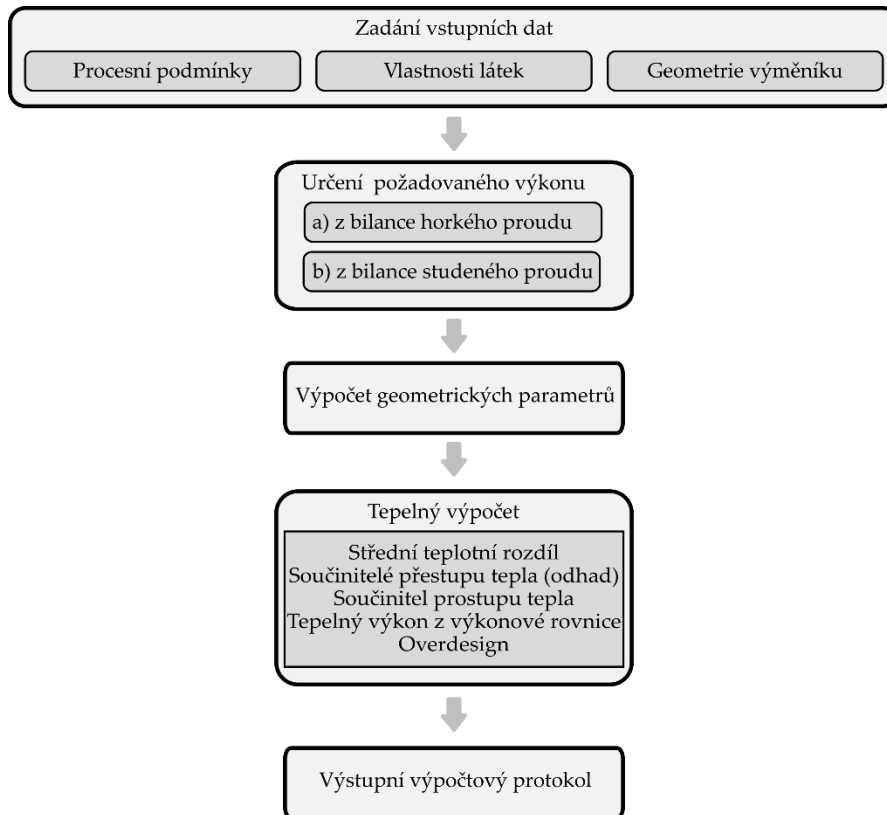
Vyhodnocení výsledků zahrnuje kontrolu tepelného výkonu. To znamená zjištění, zda výměník přeneše požadovaný tepelný výkon. Dále kontrola výsledků zahrnuje zjištění, zda vypočtené tlakové ztráty nepřesahují hodnotu dovolených tlakových ztrát. Dalším důležitým parametrem je kontrola celkové velikosti výměníku. To znamená ujištění se, že se daný výměník vejde na místo určení.

Posledním krokem výpočtu je pak tisk výstupního výpočtového protokolu, který musí obsahovat procesní parametry, geometrii výměníku a velikosti tlakových ztrát.

4.3 Postup výpočtu

Tato bakalářská práce se zabývá zjednodušeným výpočtem výměníků tepla v prostředí MS Excel. Při klasickém výpočtu výměníků tepla je jedna z nejsložitějších částí výpočet součinitelů přestupu tepla. V našem případě budeme pro zjednodušení výpočtu tyto součinitele volit z tabulek doporučených hodnot. Vytvářený výpočtový modul využívá kontrolního přístupu (viz Obr. 4.2). Ve spojení s řešitelem (nebo i bez něj přístupem „pokus-omyl“), který je součástí MS Excel, je pak velmi snadné provádět i návrhový nebo simulační výpočet. Dalším zjednodušením je pak absence výpočtu tlakových ztrát

a omezení pouze na jednofázový tok. Výpočet součinitelů přestupu tepla jednotlivých proudů a tlakových ztrát však není problém v budoucnu přidat. Tím by se však mohla vytratit jednoduchost výpočtu, která je hlavním cílem.



Obrázek 4.2 Schéma kontrolního výpočtu použitého ve výpočtovém modelu

Pro identifikaci výpočtu je možné, a dokonce vhodné zadat nepovinné vstupní informace, mezi které patří:

- identifikace výměníku tepla;
- popis řešeného případu;
- popis problému;
- umístění výměníku;
- kdo výpočet prováděl;
- datum výpočtu.

Jako vstupní procesní data musí být zadáno 5 hodnot z (a to i v případě simulačního výpočtu):

- průtok chladného média;
- vstupní teplota chladného média;
- výstupní teplota chladného média;
- průtok horkého média;
- vstupní teplota horkého média;
- výstupní teplota horkého média.

Poslední neznámá (nezadaná) hodnota se dopočítá.

Z termo-fyzikálních vlastností látek se musí zadat hustota, tepelná kapacita, tepelná vodivost a viskozita. Vlastnosti se zadávají při střední teplotě (tzn. konstantní), případně se mohou vlastnosti zadat pomocí funkce v závislosti na teplotě.

Vstupní geometrické parametry závisí na typu výměníku. U návrhového výpočtu se vždy jeden parametr geometrie mění (ručně, případně pomocí řešitele) tak dlouho, až hodnota overdesignu dosáhne požadované hodnoty. Obvykle požadovaná hodnota overdesignu bývá kolem 5 %.

Vlastní výpočet začíná tím, že ze zadaných teplot a průtoků proudů se dopočítá chybějící parametr pomocí bilanční rovnice (3.4). Z této rovnice se také lehce určí potřebný tepelný výkon pro výměnu tepla. Zda je výměník schopen nám takový výkon předat určíme z výkonové rovnice. Abychom mohli tuto rovnici použít, musíme znát velikost plochy výměny tepla, vypočítat střední rozdíl teplot a součinitel prostupu tepla.

Součinitel prostupu tepla vypočítáme pomocí vzorce, který odpovídá danému typu výměníku tepla. Do tohoto vzorce (3.8, 3.9, 3.10) potřebujeme hodnoty součinitelů přestupu tepla (Tab. 4), tepelné vodivosti materiálu potrubí (Tab. 1) a zanášení (Tab. 3). Hodnoty zanášení a součinitelů přestupu tepla vybíráme z tabulek na základě provozních podmínek. V případě výměníku se žebrovanými trubkami je třeba znát i účinnost žeber (3.11).

Po výpočtu středního teplotního rozdílu a součinitele prostupu tepla tyto hodnoty dosadíme do výkonové rovnice (3.7), která nám řekne, jaký výkon je výměník schopen předat. Hodnotu takto vypočítaného výkonu pak porovnáváme s výkonem, který nám určila bilanční rovnice. Po porovnání těchto dvou výkonů, lze již určit, zda je kontrolovaný výměník vhodný do zadaných provozních podmínek.

Vytvářený výpočtový nástroj obsahuje modely výpočtů čtyř typů výměníku tepla:

- výměník tepla typu trubka v trubce;
- výměník se svazkem trubek v plášti a přepážkovým systémem;
- příčně obtékaný svazek trubek;
- vzduchový chladič.

Protože se jednotlivé typy výměníků liší zejména v geometrii, jsou v další části jsou popsány základní geometrické vztahy pro jejich výpočty, které bylo nutné „zanést“ do výpočtů ve vytvářeném výpočtovém modelu.

Tabulka 4: Doporučené hodnoty součinitele přestupu tepla dle [7]

pracovní látka	upřesňující údaj	α [W/(m ² K)]
Jednofázová výměna tepla		
voda a vodní roztoky	kapalina	5000 - 7500
čpavek	kapalina	6000 - 8000
lehké organické látky	kapalina	1500 - 2000
středně těžké organické látky	kapalina	750 - 1500
těžké organické látky	kapalina – ohřev	250 - 750
	kapalina – chlazení	150 - 400
velmi těžké organické látky	kapalina – ohřev	100 - 300
	kapalina – chlazení	60 - 150
plyn	tlak 0,1 - 0,2 MPa	30 - 125
	tlak 1 MPa	250 - 400
	tlak 10 MPa	500 - 800
Kondenzace		
vodní pára, čpavek	tlak 0,01 MPa	2000 - 12000
vodní pára, čpavek	tlak 0,1 MPa	10000 - 15000
vodní pára, čpavek	tlak 1 MPa	15000 - 25000

lehké organické látky	tlak 0,01 MPa	750 - 2000
lehké organické látky	tlak 0,1 MPa	2000 - 4000
lehké organické látky	tlak 1 MPa	3000 - 7000
středně těžké organické látky	tlak 0,1 MPa	1500 - 4000
těžké organické látky	tlak 0,1 MPa	600 - 2000
lehké vícesložkové směsi	tlak 0,1 MPa	1000 - 2500
středně těžké vícesložkové směsi	tlak 0,1 MPa	600 - 1500
těžké vícesložkové směsi	tlak 0,1 MPa	300 - 600
Vypařování		
voda	tlak < 0,5 MPa, $\Delta T = 25$ K	5000 - 10000
	tlak 0,5 - 10 MPa, $\Delta T = 20$ K	4000 - 15000
čpavek	tlak < 3 MPa, $\Delta T = 20$ K	3000 - 5000
lehké organické látky	tlak 2 - 15 MPa, $\Delta T = 15 - 20$ K	750 - 3000
středně těžké organické látky	tlak < 2 MPa, $\Delta T = 15$ K	600 - 2500
těžké organické látky	tlak < 2 MPa, $\Delta T = 15$ K	400 - 1500

4.4 Geometrické charakteristiky řešených typů výměníků tepla

4.4.1 Výměník trubka v trubce

Jak bylo uvedeno v kapitole 2.2.1, trubkový výměník tepla může mít jednu, ale i více trubek v plášti. Ty navíc mohou být žebrované. To lehce komplikuje výpočet některých charakteristik. Níže jsou uvedeny hlavní výpočtové vztahy pro určení geometrických parametrů tohoto typu výměníku tepla.

U tohoto typu výměníku se určuje hydraulický a ekvivalentní průměr. Hydraulický průměr je použit k výpočtu Reynoldsova čísla a tlakové ztráty. Ekvivalentní průměr pak k výpočtu součinitele přestupu tepla z Nusseltova čísla. Pro zjednodušený výpočet výměníků tepla, prezentovaný v této práci, nejsou tyto parametry nutné. Jsou zde však uváděny a ve výpočtovém nástroji zahrnuty kvůli pozdějšímu rozšíření.

Hydraulický průměr je určen pomocí vztahu

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w} = \frac{4 \cdot \left(\frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{\pi N_t d_o^2}{4} \right)}{\pi D_i + \pi d_o N_t} = \frac{D_i^2 - N_t d_o^2}{D_i + N_t d_o} \quad 4.2$$

kde: A_c [m²] průtočný průřez,
 P_w [m] smáčený obvod všech ploch.

Ekvivalentní průměr pak pomocí vztahu

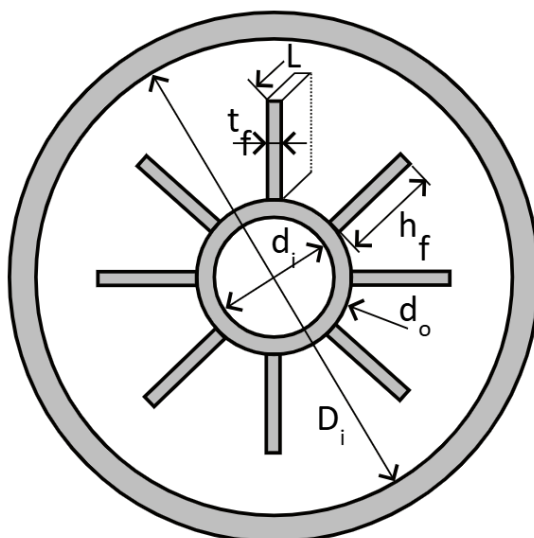
$$D_e = \frac{4A_c}{P_h} = \frac{4 \cdot \left(\frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{\pi N_t d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o N_t} = \frac{D_i^2 - N_t d_o^2}{N_t d_o} \quad 4.3$$

kde: P_h [m] smáčený obvod teplosměnné plochy.

Ekvivalentní průměr se někdy označuje jako Nusseltův ekvivalentní průměr D_n .

Výše uvedené vztahy platí pouze pro hladké trubky. Pro žebrované trubky se vztah musí doplnit o plochu žeber. Nejčastěji používaným typem žebrování u těchto typů výměníků jsou podélně žebrované trubky (viz Obr. 2.4).

Geometrické charakteristiky podélně žebrovaných trubek jsou zobrazeny na Obr. 4.3.



Obrázek 4.3 Geometrie podélně žebrovaných trubek

Plocha žeber A_f [m²] a plocha mezi žebry A_b [m²] pro podélně žebrované trubky délky L se vypočítá ze vztahů:

$$A_f = N_t N_f L (2h_f + t_f) \quad 4.4$$

a

$$A_b = N_t (\pi d_o L - N_f L t_f) \quad 4.5$$

kde: N_f [-] počet žeber po obvodu trubky,
 h_f [m] výška žeber,
 t_f [m] tloušťka žeber,
 L [m] délka trubky/žeber,
 N_t [-] počet trubek.

Celková plocha [m²] je tedy dána součtem těchto ploch:

$$A_{tf} = A_b + A_f = N_t L (\pi d_o + 2N_f h_f) \quad 4.6$$

Geometrické závislosti potřebné pro výpočet hydraulického a ekvivalentního průměru pak jsou:

Průtočný průřez mezikruží:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2 N_t) - t_f h_f N_f N_t \quad 4.7$$

Smáčený obvod mezikruží s podélným žebrováním vnitřní trubky:

$$P_w = \pi (D_i + d_o N_t) + 2h_f N_f N_t \quad 4.8$$

Obtékání obvod trubek s podélným žebrováním:

$$P_h = \pi d_o N_t + 2h_f N_f N_t \quad 4.9$$

4.4.2 Trubkový výměník tepla s přepážkovým systémem

Neuvažujeme žádný konkrétní výřez přepážek (bereme, že máme 25% výřez, který je obecně branný jako nejvhodnější). Počet (resp. vzdálenost) přepážek uvažujeme, abychom dopočetili rychlost. Pro náš zjednodušený výpočet je to jen informativní hodnota. Pro budoucí rozšíření se může hodit. Tlakovou ztrátu opět neřešíme.

Celkový počet trubek N_t lze přibližně určit jako funkci průměru pláště tak, že vezmeme plochu pláště a vydělíme ji předpokládanou plochou uspořádání trubek, která se vztahuje k jedné trubce A_1 [3]:

$$N_t = CTP \cdot \frac{\pi D_s^2}{4A_1} \quad 4.10$$

kde CTP je konstanta pro výpočet počtu trubek, která zohledňuje neúplné pokrytí průměru pláště trubkami v důsledku nutných vůlí mezi pláštěm a svazkem trubek a vynechání trubek v důsledku průchodů trubek u vícechodého uspořádání. Pro výpočet počtu trubek jsou doporučeny tyto hodnoty:

- pro jednochodé uspořádání: $CTP = 0,93$
- pro dvouchodé uspořádání: $CTP = 0,90$
- pro tříchodé uspořádání: $CTP = 0,85$

$$A_1 = CL \cdot P_T^2 \quad 4.11$$

kde CL je konstanta uspořádání trubek a platí pro ni:

- $CL = 1,0$ pro 90° a 45° uspořádání
- $CL = 0,87$ pro 30° a 60° uspořádání

Rovnice (4.9) může být přepsána do tvaru:

$$N_t = 0,785 \cdot \frac{CTP}{CL} \cdot \frac{\pi D_s^2}{(PR)^2 d_0^2} \quad 4.12$$

kde PR je poměr rozteče trubek ku vnějšímu průměru trubek (P_T/d_0).

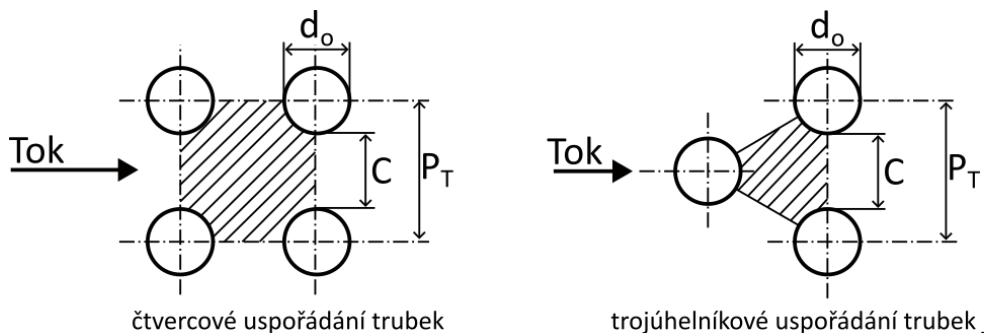
Pro výpočet průměru pláště z celkové potřebné plochy výměny tepla můžeme dostat vztah:

$$D_s = 0,637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP} \cdot \left[\frac{A_o (PR)^2 d_0}{L} \right]^{1/2}} \quad 4.13$$

Průtočný průřez:

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad 4.14$$

kde D_s [m] průměr pláště,
 C [m] vzdálenost trubek,
 B [m] vzdálenost přepážek.



Obrázek 4.4 Čtvercové a trojúhelníkové uspořádání trubek s naznačením geometrie

Výpočet hydraulického průměru pro čtvercové uspořádání trubek:

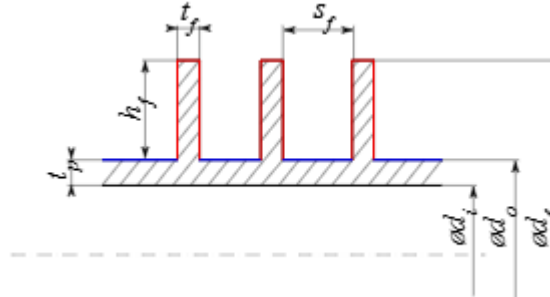
$$D_h = \frac{4(P_T^2 - \pi d_0^2/4)}{\pi d_0} \quad 4.15$$

a pro trojúhelníkové uspořádání trubek:

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_0^2}{8} \right)}{\pi d_0/2} \quad 4.16$$

4.4.3 Příčně obtékaný svazek trubek (ekonomizér)

U tohoto typu výměníku se určuje celková plocha žebrovaných, nebo hladkých trubek a minimální průtočná plocha. Ta se počítá rozdílně v závislosti na typu rozložení trubek. Typy rozložení trubek viz. Obr 4.4. U příčně obtékaných svazků trubek se používají obvodově žebrované, hladké nebo trnové trubky. Geometrie obvodově žebrované trubky je vyobrazena na Obr. 4.5.



Obrázek 4.5 Geometrie obvodově žebrované trubky

Plocha žebor A_f [m²] (na obrázku označená červenou barvou) a plocha mezi žebry A_b [m²] (na obrázku označena modrou barvou) pro obvodově žebrované trubky se vypočítá ze vztahů:

$$A_f = N_t \frac{L\pi}{s_f + t_f} \left[\frac{1}{2} (d_f^2 - d_o^2) + d_f t_f \right] \quad 4.17$$

a

$$A_b = N_t \frac{L\pi}{s_f + t_f} (d_o s_f) \quad 4.18$$

kde: d_f [m] průměr trubky včetně žebor.

Celková plocha žebrovaných trubek [m²] je tedy dána součtem těchto ploch:

$$A = N_t \frac{L\pi}{s_f + t_f} \left[\frac{1}{2} (d_f^2 - d_o^2) + d_f t_f + d_o s_f \right] \quad 4.19$$

V případě hladkých trubek se celková vnější plocha trubek A [m²] vypočítá vztahem:

$$A = N_t L \pi d_o \quad 4.20$$

Minimální průtočná plocha pro uspořádání za sebou, se žebrovanými trubkami se vypočítá podle vztahu:

$$S_{min} = (n_t + 0,5)L \left(P_T - d_o - \frac{2t_f h_f}{t_f + h_f} \right) \quad 4.21$$

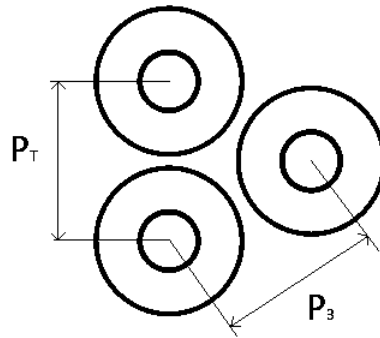
kde: n_t [-] počet trubek v řadě,
 P_T [m] příčná rozteč trubek.

Minimální průtočná plocha pro uspořádání za sebou, s hladkými trubkami se vypočítá podle vztahu:

$$S_{min} = (n_t + 0,5)L(P_T - d_o) \quad 4.22$$

Pro vystřídané uspořádání žebrovaných trubek v případě, že příčná rozteč trubek P_T je menší než dvojnásobek rozteče P_3 [m] (viz Obr. 4.6), tak platí vztah:

$$S_{min} = n_t L \left(P_T - d_o - \frac{2t_f h_f}{t_f + h_f} \right) \quad 4.23$$



Obrázek 4.6 Zakreslení rozteče P_3

Minimální průtočná plocha pro vystřídané uspořádání (pro $2P_3 > P_T$), s hladkými trubkami se vypočítá podle vztahu:

$$S_{min} = n_t L (P_T - d_o) \quad 4.24$$

Minimální průtočná plocha pro vystřídané uspořádání (pro $2P_3 < P_T$), se žebrovanými trubkami se vypočítá podle vztahu:

$$S_{min} = 2n_t L \left(P_3 - d_o - \frac{2t_f h_f}{t_f + h_f} \right) \quad 4.25$$

Minimální průtočná plocha pro vystřídané uspořádání (pro $2P_3 < P_T$), s hladkými trubkami se vypočítá podle vztahu:

$$S_{min} = 2n_t L (P_3 - d_o) \quad 4.26$$

4.4.4 Vzduchový chladič (air cooler)

U vzduchem chlazených výměníků tepla se z geometrických parametrů počítá opět celková plocha hladkých/žebrovaných trubek a minimální průtočná plocha. Stejně jako u příčně obtékaného svazku trubek, se i zde používají obvodově žebrované trubky, jejichž geometrie je vyobrazena na Obr. 4.5. Vztahy pro výpočet celkové plochy trubek a minimální průtočné plochy můžeme převzít z předchozí kapitoly.

Kvůli přepravě, zejména v lodních kontejnerech, se doporučuje maximální velikost jednotky 5x15 metrů. Zároveň se také doporučuje poměr délky trubek ku šířce svazku 3:1. Ventilátor(y) dodávající vzduch proudící přes svazek trubek by měl(y) pokrývat minimálně 40 % čelní plochy.

Ve většině případů mají vzduchové chladiče žebrované trubky. Nejčastěji se používají trubky o průměru 25,4 mm a výšce žeber 12,7 nebo 15,9 mm, počtu žeber 315, 354 nebo 394 žeber na metr a rozteči trubek 51; 57; 60,3 nebo 63,5 mm.

Při návrhu se obvykle místo hmotnostní průtoky zadává rychlost vzduchu v prázdném kanále. Protože kolem svazku trubek proudí pouze vzduch, tak jeho vlastnosti budou již nastaveny a budou se počítat v závislosti na teplotě. Hustota vzduchu bude přepočítávána i na aktuální tlak v místě provozu. Vlhkost vzduchu nebude do výpočtu vlastností kvůli zjednodušení zahrnuta. Následující výpočty vlastností vzduchu jsou převzaté z [15]. Výpočet vlastností vzduchu v závislosti na teplotě [K]:

Hustota [kg/m³]:

$$\rho_a = 2,1313 - 0,003T_a \quad 4.27$$

Viskozita [Pa.s]:

$$\eta_a = 1,03 \cdot 10^{-6} + 7 \cdot 10^{-8}T_a - 4 \cdot 10^{-11}T_a^2 \quad 4.28$$

Měrná tepelná kapacita [J/(kg.K)]:

$$c_{p,a} = 1031,31 - 0,2047T_a + 0,00042T_a^2 \quad 4.29$$

Tepelná vodivost [W/(m.K)]:

$$\lambda_a = 0,0121e^{0,0025T_a} \quad 4.30$$

kde: T_a [K] aktuální teplota vzduchu.

Výpočet tlaku v závislosti na nadmořské výšce [m]:

$$p_a = p_b(1 - 2,5577 \cdot 10^{-5}h)^{5,25588} \quad 4.31$$

kde: p_b [Pa] referenční tlak (101325 Pa),
 h [m] výška v které je tlak počítán,

Korekce hustoty na tlak:

$$\rho_a = \rho_b \frac{p_a T_b}{T_a p_b} \quad 4.32$$

kde: T_b [K] referenční teplota (293,15 K),
 ρ_b [kg/m³] hustota vzduchu při T_b a p_b (1,205 kg/m³).

4.5 Představení výpočtového nástroje vytvořeného v MS Excel

Aby se výpočet dal použít přímo i jako výstup, bylo potřeba už od začátku na to myslet. Proto má každý výpočtový list hlavičku s popisem typu výměníku a jeho identifikací (nepovinné údaje) a zobrazeny jsou pouze důležité informace. Doplňkové informace jsou skryty. Níže bude ukázán postup použití vytvořeného výpočtového nástroje v MS Excel pro výměník typu trubka v trubce.

Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Výměník typu trubka v trubce

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Kakac and Liu, 4th edition, Example 7.2
POPIS PŘÍPADU	Design of finned double pipe heat exchanger
POPIS PROBLÉMU	Engine oil and sea water
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	KONTROLNÍ VÝPOČET

Obrázek 4.7 Výstřížek tabulky IDENTIFIKACE

Další vstupní částí jsou procesní parametry pro horký a studený proud (Obr. 4.8). Tato tabulka počítá jak tepelný výkon jednoho z proudů, tak i chybějící parametr. Defaultně se počítá výkon horkého proudu a dopočítává se výstupní teplota studeného proudu. Pokud by uživatel chtěl počítat jiný chybějící parametr, tak to musí sám nastavit. V kolonce „TYP PROUDĚNÍ“ lze vybrat, zda se jedná o souproud či protiproud.

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	OLEJ	MOŘSKÁ VODA
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	3,000	1,425
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	65,0	20,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	55,0	30,0
TEPLENÝ VÝKON [W]	57060,0	57060,0
SOUČINITEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0,000176	0,000088
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

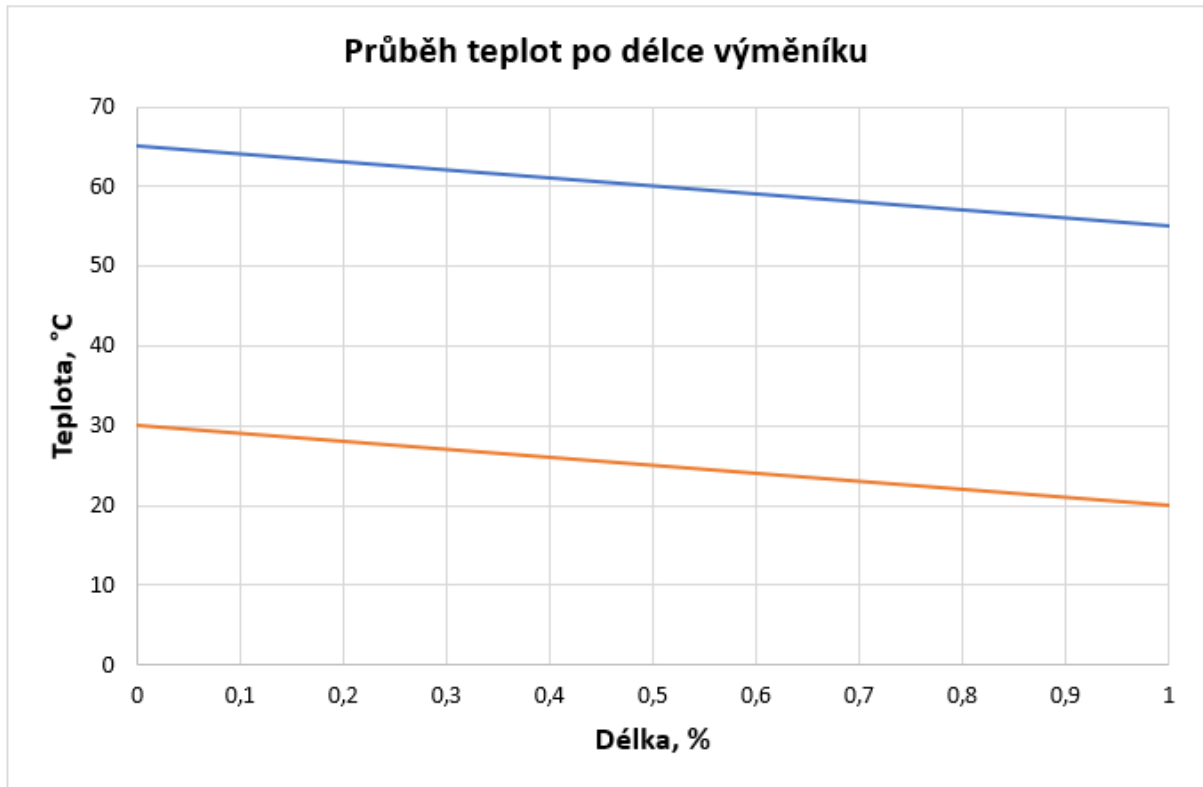
Obrázek 4.8 Výstřížek tabulky PROCESNÍ PARAMETRY

V dalším kroku musí uživatel zadat termo-fyzikální vlastnosti látek obou proudů.

VLASTNOSTI PROUDŮ		
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	1902	4004
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,1442	0,639
HUSTOTA [kg/m ³]	885,27	1013,4
VISKOZITA [Pa.s]	0,075	0,000964

Obrázek 4.9 Výstřižek tabulky VLASTNOSTI

Z těchto vstupních dat je už možno určit neznámý procesní parametr a vykreslit průběh teplot (pouze lineární závislost).



Obrázek 4.10 Grafický průběh teplot po délce výměníku

Dalšími vstupními daty jsou charakteristiky geometrie. Ta je u každého typu jiná. Níže je opět ukázka pro geometrii výměníku tepla typu trubka v trubce (Obr. 4.11). V případě výpočtu výměníku s žebrovanými trubkami je zde tabulka „ŽEBROVÁNÍ“ (Obr. 4.12). Tady stačí vyplnit výšku, tloušťku a počet žebel a tabulka dopočítá důležité hodnoty jako jsou: celková plocha žebrované trubky a účinnost žebrování.

GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
POČET TRUBEK		1
PRŮMĚR VNĚJŠÍHO PLÁŠTĚ [m]		0,0525
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,02667
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,02093
DĚLKA TRUBKY [m]		9
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		52
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		MEZITRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		ŽEBROVANÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		0,754
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		0,592
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,001263209	0,000344055

Obrázek 4.11 Výstřížek tabulky GEOMETRIE VÝMĚNÍKU

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		PODELNÉ
VÝŠKA ŽEBRA [m]		0,0127
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		0,0009
POČET ŽEBER		30
MATERIÁL ŽEBER		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		52
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÉ TRUBKY [m ²]		7,61
ÚČINNOST ŽEBER		0,68
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		0,70

Obrázek 4.12 Výstřížek tabulky ŽEBROVÁNÍ

Jako poslední je potřeba zadat korekční faktor F pro výpočet středního teplotního rozdílu a hodnoty součinitelů přestupu tepla (Obr. 4.13).

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	223	15700

Obrázek 4.13 Výstřížek tabulky TABULKA SOUČINITELŮ

Vypočtené hodnoty se pak objeví v tabulce VYPOČÍTANÉ HODNOTY (Obr. 4.14). Ne všechny hodnoty jsou defaultně nastavené jako viditelné. Některé jsou skryté pomocí funkce „skrýt řádek“.

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	2,68	4,09
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	158,30	89924,64
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]		7,61
LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		35,00
STŘEDNÍ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		35,00
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]		214
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_f [W/(m ² .K)]		109
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]		128
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]		28941,5
POŽADOVANÝ VÝKON [W]		57060,0
OVERDESIGN [%]		-49,3

Obrázek 4.14 Výstřížek tabulky VYPOČÍTANÉ HODNOTY

Podle vypočítané hodnoty overdesignu je vidět, že výměník je poddimenzovaný.

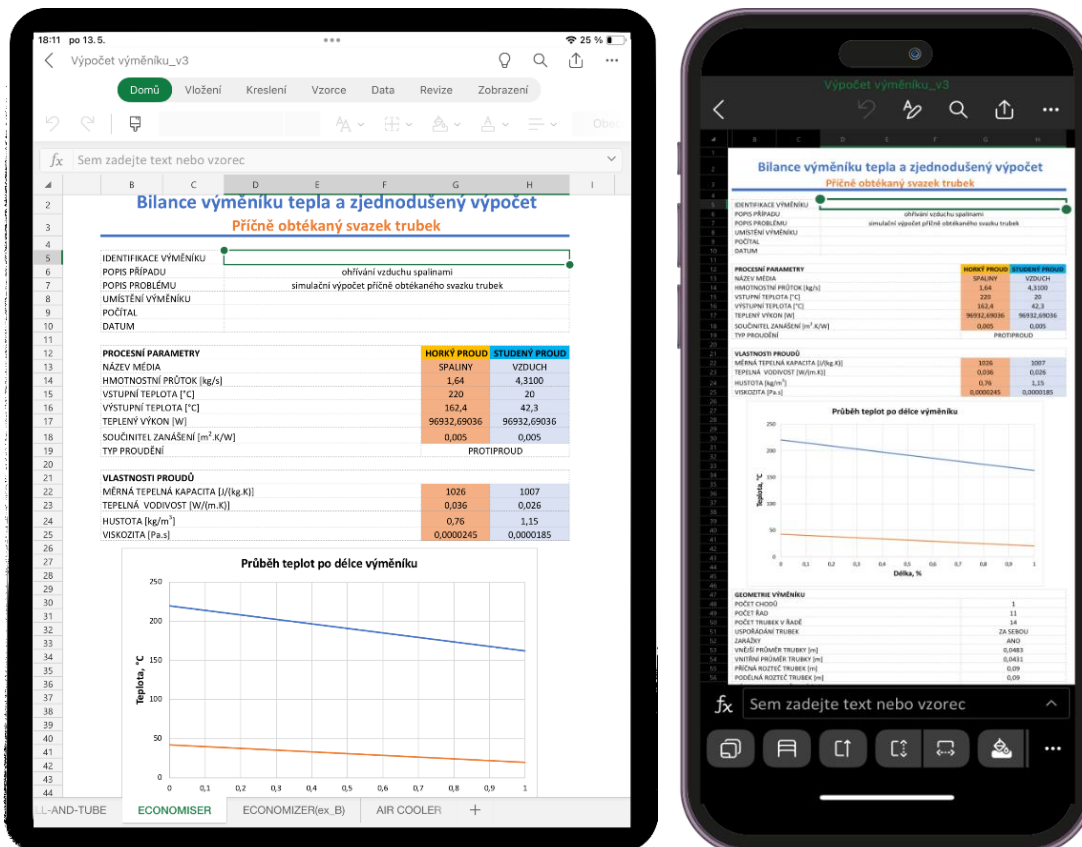
V případě simulačního výpočtu by se postupovalo tak, že by se měnila zadaná výstupní teplota tak dlouho, až by overdesign byl roven 0. Toho se dá docílit buď ručně nebo s pomocí řešitele (viz Obr. 4.15).

Obrázek 4.15 Nastavení řešitele pro simulační výpočet

V případě návrhového výpočtu by se měnila např. délka trubek. A to tak dlouho, až by overdesign dosáhl požadované hodnoty, např. 5 % (viz Obr. 4.16).

Obrázek 4.16 Nastavení řešitele pro návrhový výpočet

Podoba výpočtového nástroje spuštěného na tabletu a telefonu viz. Obr. 4.17.



Obrázek 4.17 Ukázka zobrazení výpočtového nástroje v tabletu a telefonu

4.6 Aplikace výpočtového nástroje

V následující části budou jednotlivé výpočtové moduly testovány na ukázkových příkladech a srovnány jejich výsledky.

4.6.1 Výměník trubka v trubce

Příklad č. 1: Výpočet velikosti trubkového výměníku tepla pro specifický výkon

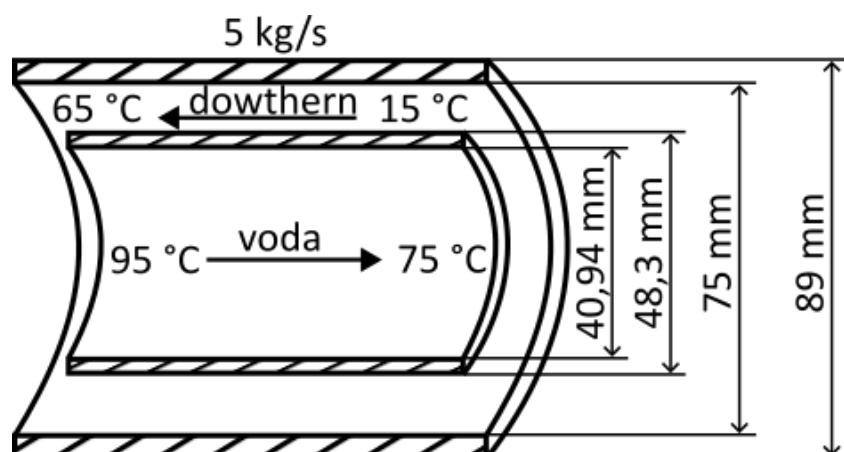
Trubkový výměník tepla s geometrií znázorněnou na Obr. 4.18 má být použit k ohřevu 5 kg/s Dowthermu A z teploty 15 na 65 °C použitím horké odpadní vody, která má vstupní teplotu 95 °C a má se ochladit na 75 °C. Horká voda proudí ve vnitřní trubce v protiproudu k Dowthermu, který proudí v mezikruží (Dowtherm má vyšší viskozitu než voda a je proto přivádět do prostoru s větší plochou průřezu, aby se zabránilo nadměrné tlakové ztrátě). Jaká je celková potřebná délka výměníku tepla L ? Vlastnosti médií jsou uvedeny v Tabulka 5.

Pozn.: Dowtherm je technická směs bifenyly a difenyletheru, která se používá pro ohřev nebo chlazení do 350 °C.

Vlastnosti látek:

Tabulka 5: Vlastnosti procesních médií k příkladu č. 1

Vlastnosti	Dowtherm	Voda
Hustota [kg/m^3]	1044	969
Tepelná kapacita [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]	1622	4197
Tepelná vodivost [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,138	0,676
Viskozita [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]	0,0027	0,000311



Obrázek 4.18 Geometrie výměníku typu „trubka v trubce“ k příkladu č. 1

Postup řešení:

Ve vytvořeném výpočtovém systému přejdeme do záložky „Double-pipe“. Jako první vložíme identifikační vstupní data. Ta jsou pro výpočet sice nedůležitá, ale jsou vhodná, abychom udrželi přehlednost. Další parametry jsou už povinné.

Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Výměník typu trubka v trubce

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Process Heat Transfer - Example 5.1
POPIS PŘÍPADU	Návrh velikosti trubkového výměníku pro specifický výkon
POPIS PROBLÉMU	Dowtherm A vs voda
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	NÁVRHOVÝ VÝPOČET

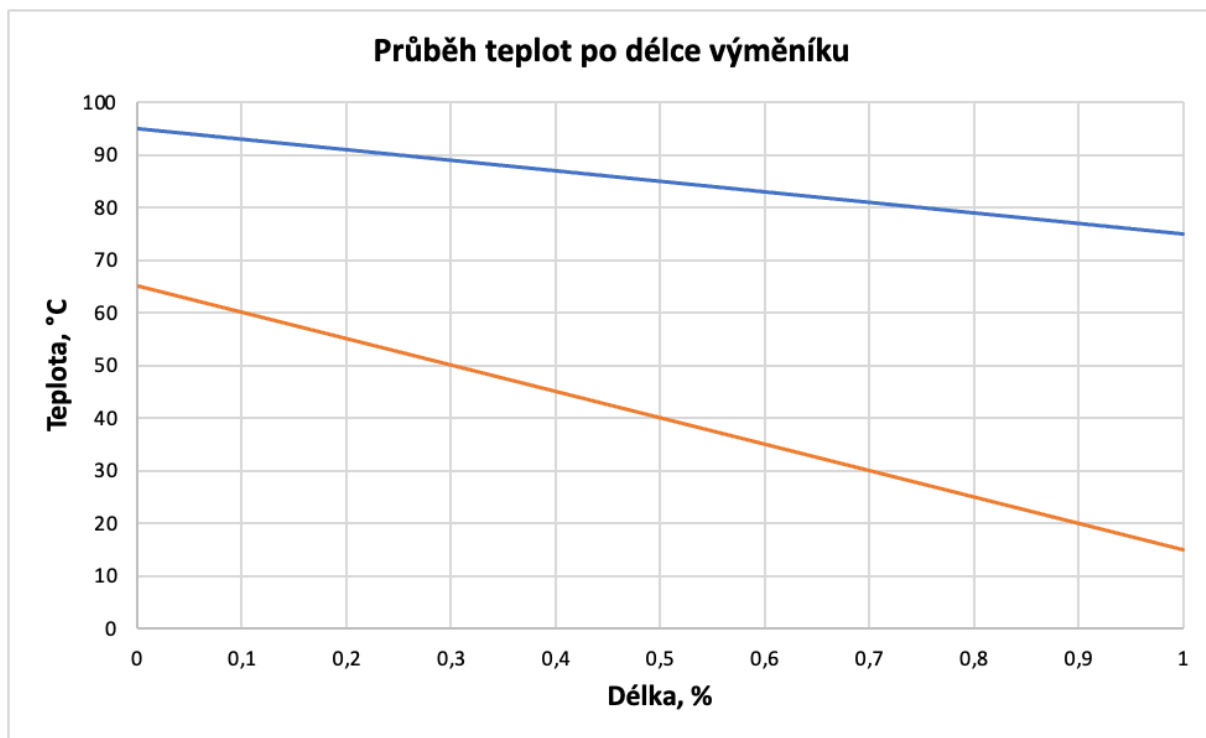
Jako další se vloží procesní parametry a z bilance proudů se dopočítá neznámý průtok vody.

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	Voda	Dowtherm A
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	4,831	5,000
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	95,0	15,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	75,0	65,0
TEPLENÝ VÝKON [W]	405500,0	405500,0
SOUČINITEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0	0
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

Zadají se vlastnosti proudů. Ve skutečnosti musí být vlastnosti zadány dříve, než se dopočítá neznámý procesní parametr v předchozí části.

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4197	1622
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,676	0,138
HUSTOTA [kg/m ³]	969	1044
VISKOZITA [Pa.s]	3,11E-04	2,70E-03

Nyní je program schopen správně (tedy pouze jen lineární závislost) vykreslit průběhy teplot. Průběh nám ukáže, jestli nedochází k překřížení teplot.



Jako další je nutné zadat geometrii. Neznámou délku výměníku v prvním kroku odhadneme.

GEOMETRIE VÝMĚNÍKU	
POČET TRUBEK	1
PRŮMĚR VNĚJŠÍHO PLÁŠTĚ [m]	0,075
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]	0,0483
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]	0,04094
DÉLKA TRUBKY [m]	10
MATERIÁL	UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	60
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA	TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK	HLADKÉ
VÝPOČET GEOMETRIE	
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]	1,517
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]	1,286
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,001316393 0,002585617

Jako poslední vložíme korekční faktor a odhady součinitelů přestupů tepla.

TABULKA SOUČINITELŮ	
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]	1
SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	15000 1500

Všechny vstupní parametry jsou již zadány a musíme provést výpočet. To v našem případě znamená provést kontrolu overdesignu. Ten by se měl u návrhového výpočtu pohybovat kolem 5 %. Jak lze vidět, tak pro zadanou geometrii výměníku vychází overdesign -80 %. To znamená, že délka výměníku není dostatečná. Délku musíme tedy měnit tak dlouho, až hodnota overdesignu bude přibližně požadovaných 5 %. To můžeme provádět buď ručně, nebo můžeme využít řešitele.

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	3,79	1,85
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	483085,26	19122,88
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]		1,52
LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]		43,28
STŘEDNÍ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]		43,28
SOUČINITELEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]		6174
SOUČINITELEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_f [W/(m ² .K)]		1232
SOUČINITELEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]		1232
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]		80893,0
POŽADOVANÝ VÝKON [W]		405500,0
OVERDESIGN [%]		-80,1

Po změně délky na hodnotu 52, 5 m dostaneme hodnotu overdesignu 4,7 % (viz příloha). To je přijatelná hodnota.

Závěr:

Lze vidět, že délka výměníku vychází příliš velká. Takovýto výměník by se musel rozdělit na více částí. Protože menší součinitel přestupu tepla je v plášti, bude výhodné použít podélně žebrované trubky. To zvýší plochu výměny tepla na jednotku délky a zkrátí celkovou délku výměníku. Je ovšem potřeba poznamenat, že výsledek záleží na našem vhodném odhadu součinitelů přestupů tepla.

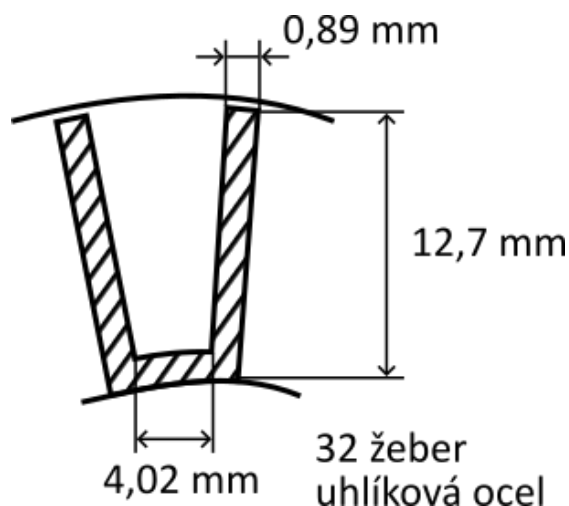
Z výsledků je patrné, že rychlost vody je poměrně vysoká. Bylo by dobré rozdělit průtok do více paralelně (pouze na straně vody) zapojených výměníků. Takováto rychlost vody bude způsobovat pravděpodobně velkou tlakovou ztrátu vody. Srovnání výsledků vytvořeného výpočtu s výsledky zdroje příkladu č. 1 je v Tab. 6. Rozdíl ve výsledcích je způsoben započítáním overdesignu do vytvořeného výpočtu.

Tabulka 6: Srovnání výsledků příkladu č. 1

Hlavní parametry	Zdroj [11]	Výpočtový nástroj
Plocha výměny tepla [m ²]	8,70	7,97
Rychlost horkého proudu [m/s]	3,79	3,79
Rychlost studeného proudu [m/s]	1,85	1,85
Vypočítaný tepelný výkon [W]	406000,0	424688,3
Hmotnostní průtok studeného proudu [kg/s]	4,83	4,83
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² .K)]	1078	1232
Střední teplotní rozdíl [°C]	43,3	43,3

Příklad č. 2: Výpočet velikosti trubkového výměníku tepla s podélným žebrováním trubek pro specifický výkon

Trubkový výměník tepla z předchozího příkladu vyšel příliš dlouhý. Vyzkoušíme, jaký efekt má vliv přidání 32 podélných žeber na vnější straně vnitřní trubky. Geometrie žeber je znázorněna na Obr. 4.19.



Obrázek 4.19 Geometrie žeber výměníku typu „trubka v trubce“ k příkladu č. 2

Postup řešení:

Postupuje se stejným způsobem jako v předchozím případě. Pouze se doplní geometrie žeber.

Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Výměník typu trubka v trubce

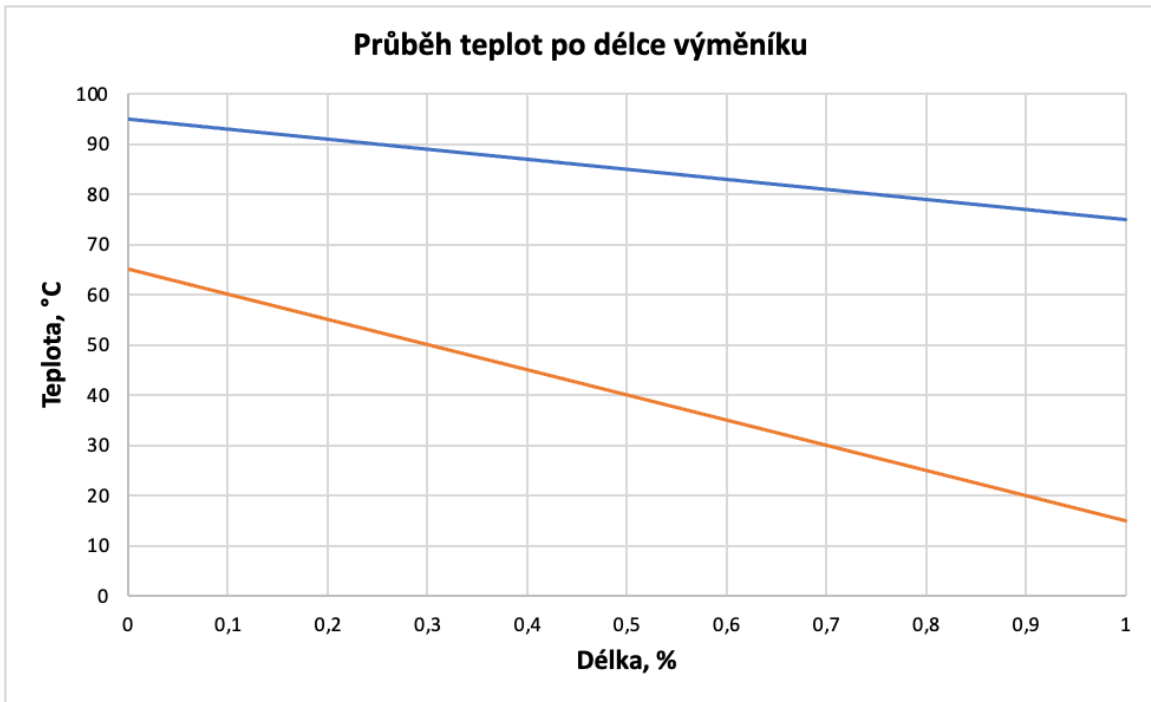
IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Process Heat Transfer - Example 5.4
POPIS PŘÍPADU	Návrh velikosti trubkového výměníku s podélným žebrováním pro specifický výkon
POPIS PROBLÉMU	Dowtherm A vs voda
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	NÁVRHOVÝ VÝPOČET

Zadáme procesní parametry a vlastnosti proudů.

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	Voda	Dowtherm A
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	4,831	5,000
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	95,0	15,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	75,0	65,0
TEPLENÝ VÝKON [W]	405500,0	405500,0
SOUČINTEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0	0
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4197	1622
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,676	0,138
HUSTOTA [kg/m ³]	969	1044
VISKOZITA [Pa.s]	3,11E-04	2,70E-03

MS Excel nám vykreslí grafický průběh teplot po délce výměníku.



V části „Geometrie výměníku“ se nesmí zapomenout vybrat žebrovaný typ trubek.

GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
POČET TRUBEK		1
PRŮMĚR VNĚJŠÍHO PLÁŠTĚ [m]		0,075
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0483
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,04094
DÉLKA TRUBKY [m]		52,5
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		60
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		ŽEBROVANÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		7,966
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		6,752
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,001316393	0,002223921

V další části se zadá geometrie žebrování.

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		PODELNÉ
VÝŠKA ŽEBRA [m]		0,0127
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		0,00089
POČET ŽEBER		32
MATERIÁL ŽEBER		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		60
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÉ TRUBKY [m ²]		50,64
ÚČINNOST ŽEBER		0,3306
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		0,4161

Hodnoty součinitelů přestupu tepla ponechme stejné, i když je jasné, že vlivem žebrování dojde ke snížení průtočné plochy, tím ke zvýšení rychlosti proudění a tím ke zvýšení součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]	1	
SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	15000	1500

Z výsledků je vidět, že pokud necháme stejnou délku výměníku a přidáme žebrování, tak předimenzování výměníku je více než 100 %. To znamená, že výměník je nyní příliš velký. Musíme tedy snížit jeho délku.

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	3,79	2,15
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	483085,26	6172,02
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]	50,64	
LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]	43,28	
STŘEDNÍ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]	43,28	
SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U _r [W/(m ² .K)]	185	
SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _r [W/(m ² .K)]	396	
SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _c [W/(m ² .K)]	396	
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]	867998,3	
POŽADOVANÝ VÝKON [W]	405500,0	
OVERDESIGN [%]	114,1	

Závěr:

Po několika iteracích vychází délka výměníku 25,8 m a overdesign 5,2 %. Výměník tepla po přidání žebrování má tedy poloviční délku oproti hladké trubce. Finální výsledky jsou uvedeny v příloze. Stále je však velká rychlost na straně vody. Bylo by dobré rozdělit průtok do více paralelně (pouze na straně vody) zapojených výměníků. Takováto rychlost vody bude mít velmi pravděpodobně velkou tlakovou ztrátu. Srovnání výsledků vytvořeného výpočtu s výsledky zdroje příkladu č. 2 je v Tab. 7. Rozdíl ve výsledcích je důsledkem započítáním overdesignu do vytvořeného výpočtu.

Tabulka 7: Srovnání výsledků příkladu č. 2

Hlavní parametry	Zdroj [11]	Výpočtový nástroj
Plocha výměny tepla [m ²]	20,59	24,89
Rychlost horkého proudu [m/s]	3,79	3,79
Rychlost studeného proudu [m/s]	2,21	2,15
Vypočítaný tepelný výkon [W]	406000,0	426559,2
Hmotnostní průtok studeného proudu [kg/s]	4,83	4,83
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² .K)]	455	396
Střední teplotní rozdíl [°C]	43,3	43,3

4.6.2 Výměník se svazkem trubek a přepážkovým systémem

Příklad č. 3: Výpočet délky výměníku se svazkem trubek

Výměník tepla má být navržen pro ohřev surové vody pomocí kondenzované vody o teplotě 67 °C, která bude proudit na straně pláště s hmotnostním průtokem 50 000 kg/h. Teplo bude předáno 30 000 kg/h městské vody z přívodu o teplotě 17 °C. Navrhuje se délka trubek s ohledem na maximální povolenou délku výměníku 5 m. Zadané parametry výměníku jsou uvedeny v Tab. 8 a vlastnosti procesních médií v Tab. 9.

Tabulka 8: Zadané parametry výměníku v příkladu č. 3

Geometrie výměníku	
Průměr pláště [m]	0,39
Počet trubek [-]	124
Vnější průměr trubky [mm]	19
Vnitřní průměr trubky [mm]	16
Tepelná vodivost trubek [W/m ² .K]	60
Rozteč přepážek [m]	0,2
Rozteč trubek [m]	0,0254
Počet chodů [-]	2

Vlastnosti látek:

Tabulka 9: Vlastnosti procesních médií k příkladu č. 3

Vlastnosti	Kondenzát	Surová voda
Hustota [kg/m ³]	983,2	969
Tepelná kapacita [J/(kg.K)]	4184	4197
Tepelná vodivost [W/(m.K)]	0,652	0,10
Viskozita [Pa.s]	0,000467	0,00082356
Součinitel zanášení [m ² .K/W]	0,000176	0,000176

Postup řešení:

Ve vytvořeném výpočtovém systému přejdeme do záložky „Shell-and-tube“. Postup vyplňování tabulek bude totožný jako u příkladu č.1.

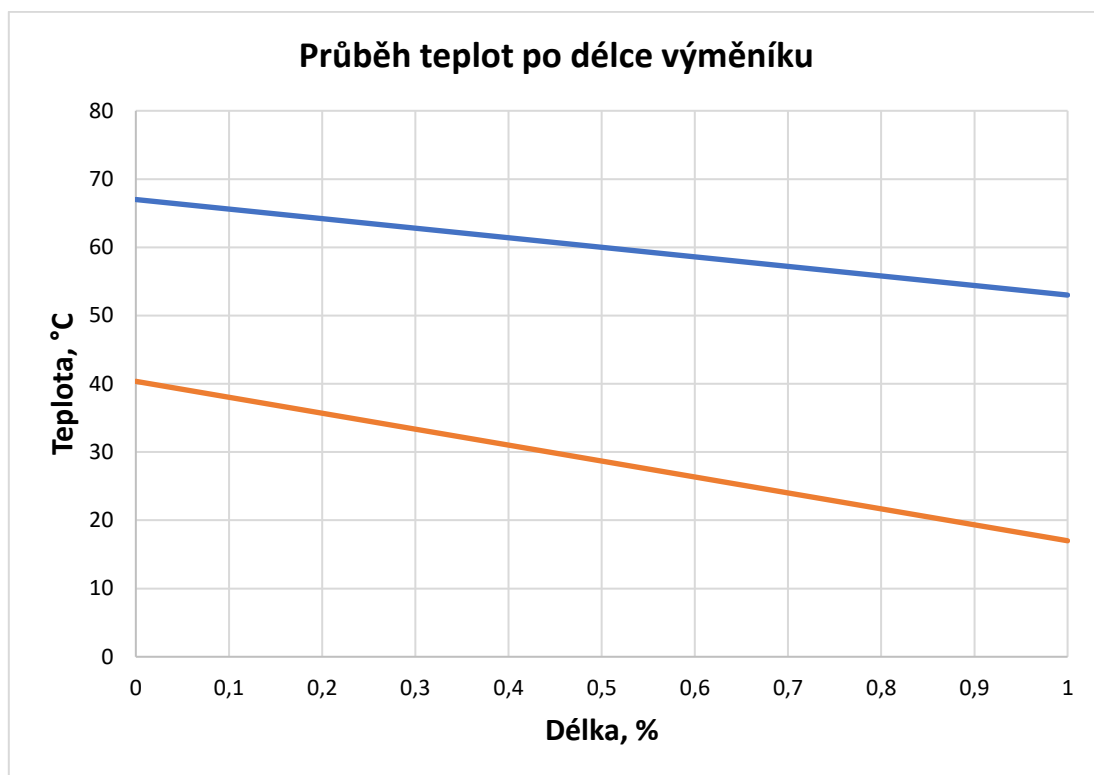
Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Výměník se svazkem trubek a přepážkovým systémem

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Kakac - Example 9.2
POPIS PŘÍPADU	ohřev surové vody pomocí kondenzátu
POPIS PROBLÉMU	předběžný návrh výměníku tepla
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	NÁVRHOVÝ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	KONDENZÁT	SUROVÁ VODA
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	13,889	8,333
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	67,0	17,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	53,0	40,4
TEPLENÝ VÝKON [W]	813555,6	813555,6
SOUČINTEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0,0001760	0,0001760
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4184	4179
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,652	0,61
HUSTOTA [kg/m ³]	983,2	996,8
VISKOZITA [Pa.s]	4,67E-04	8,20E-04



Stejně jako u příkladu č. 1 délku trubek napřed odhadneme s ohledem na zadanou maximální délku a po doplnění všech zbývajících potřebných hodnot můžeme použít řešitele nebo ručně měnit hodnotu délky, dokud nebude overdesign vyhovovat. V tomto případě se nastaví „typ trubek“ jako „hladké“ a „umístění horkého média“ jako „mezitrubkový prostor“.

GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,019
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,016
POMĚR ROZTEČE (ROZTEČ TRUBEK / VNĚJŠÍ PRŮMĚR) [-]		1,337
DĚLKA TRUBKY [m]		3,6
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		60
POČET TRUBEK		124
CTP		0,9
CL		1
VÝŘEZ PŘEPÁŽEK [%]		25
VZDÁLENOST PŘEPÁŽEK [m]		0,2
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		MEZITRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		HLADKÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
CELKOVÁ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		0,215
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÉ TRUBKY [m ²]		2,958
PRŮMĚR VNĚJŠÍHO PLÁŠTĚ [m]		0,337
ROZTEČ TRUBEK [m]		0,0254
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,01696	0,01247

Odhadované hodnoty součinitelů přestupu tepla volím z Tab. 4.

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	4361	3586

Tabulka vypočítaných hodnot pak vypadá následovně.

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	0,83	0,67
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	42427,95	13043,78
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]		26,65
LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		31,08
STŘEDNÍ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		31,08
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]		982
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_f [W/(m ² .K)]		1028
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]		1702
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]		851555,6
POŽADOVANÝ VÝKON [W]		813555,6
OVERDESIGN [%]		4,7

Závěr:

Po několika iteracích délky trubek jsme dosáhli hodnoty overdesignu 4,7 % a to pro délku 3,6 metrů, což splňuje zadání, že délka nesmí být větší než 5 metrů. Ovšem je potřeba počítat s tím, že přesnost výsledku může být ovlivněna volbou hodnot součinitelů přestupu tepla. Srovnání výsledků vytvořeného výpočtu s výsledky zdroje příkladu č. 3 je v Tab. 10. Rozdíl ve výsledcích je důsledkem započítáním overdesignu do vytvořeného výpočtu. Výpočet je také ovlivněn rozdílným zvolením korekčního faktoru.

Tabulka 10: Srovnání výsledků příkladu č. 3

Hlavní parametry	Zdroj [3]	Výpočtový nástroj
Plocha výměny tepla [m ²]	26,20	26,65
Rychlost studeného proudu [m/s]	0,67	0,67
Vypočítaný tepelný výkon [W]	801600,0	851555,6
Výstupní teplota studeného proudu [°C]	40	40,4
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² .K)]	1028	1028
Střední teplotní rozdíl [°C]	29,80	31,08

4.6.3 Příčně obtékaný svazek trubek (ekonomizér)

Příklad č. 4: Simulační výpočet příčně obtékaného svazku trubek

Zadání:

Provedte simulační výpočet výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek s hladkými trubkami. V mezitrubkovém prostoru proudí vzduch o vstupní teplotě 20 °C, tlaku 100 kPa a hmotnostním průtokem 4,31 kg/s. V trubkách proudí spaliny o vstupní teplotě 220 °C, tlaku 100 kPa a hmotnostním průtokem 1,64 kg/s. Geometrie výměníku je uvedena v Tab. 11 a vlastnosti procesních médií jsou uvedeny v Tab. 12.

Tabulka 11: Zadané parametry výměníku v příkladu č. 4

Geometrie výměníku	
Počet trubek v řadě [-]	14
Počet řad [-]	12
Teplosměnná délka trubek [m]	1,8
Vnější průměr trubky [mm]	48,3
Vnitřní průměr trubky [mm]	43,1
Tepelná vodivost trubek [W/m ² .K]	49,8
Příčná rozteč trubek [m]	0,09
Podélná rozteč trubek [m]	0,09
Počet chodů v trubkovém prostoru [-]	1

Tabulka 12: Vlastnosti procesních médií k příkladu č. 4

Vlastnosti	Spaliny	Vzduch
Hustota [kg/m ³]	0,75	1,14
Tepelná kapacita [J/(kg.K)]	1018,67	1003,46
Tepelná vodivost [W/(m.K)]	0,037	0,026
Viskozita [Pa.s]	0,0000245	0,0000185
Součinitel zanášení [m ² .K/W]	0,005	0,005

Postup řešení:

Ve vytvořeném výpočtovém systému přejdeme do záložky „Economiser“. V tomto případě při zadávání procesních parametrů zvolíme odhadem hodnotu výstupní teploty spalin, což si můžeme dovolit, protože následně použijeme řešitele k určení optimálních výstupních teplot obou proudů (viz Obr. 4.15). V tabulkách níže jsou uvedeny hodnoty již upravené řešitelem, ke kterým se dostaneme až po vyplnění kompletní geometrie výměníku tepla.

Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Příčně obtékaný svazek trubek

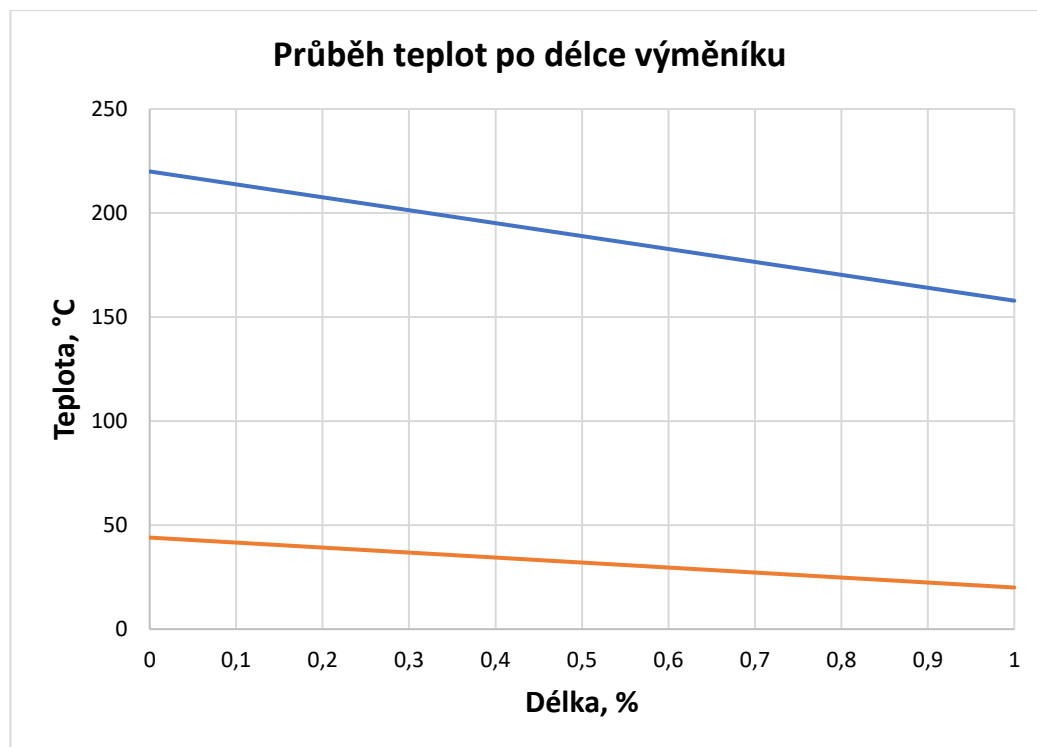
IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	ohřivač vzduchu spalinami
POPIS PŘÍPADU	ohřívání vzduchu spalinami
POPIS PROBLÉMU	simulační výpočet příčně obtékaného svazku trubek
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	SIMULAČNÍ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	SPALINY	VZDUCH
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	1,64	4,3100
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	220,0	20,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	158,6	43,7
TEPLENÝ VÝKON [W]	102604,2	102604,2
SOUČINITEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0,005	0,005
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

Vlastnosti látek vyplníme stejně jako v předchozích případech.

VLASTNOSTI PROUDŮ		
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	1018,67	1003,46
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,037	0,026
HUSTOTA [kg/m ³]	0,75	1,14
VISKOZITA [Pa.s]	0,0000245	0,0000185

Průběhy teplot po délce výměníku tepla pak vypadají následovně.



Při vyplňování geometrie výměníku nesmíme zapomenout přepnout „umístění horkého média“ na „trubkový prostor“ a „typ trubek“ na „hladké“.

GEOMETRIE VÝMĚNÍKU	
POČET CHODŮ	1
POČET ŘAD	12
POČET TRUBEK V ŘADĚ	14
USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK	ZA SEBOU
ZARÁŽKY	ANO
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]	0,0483
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]	0,0431
PŘÍČNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]	0,09
PODÉLNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]	0,09
DĚLKA TRUBKY OHŘEVNÁ [m]	1,8
VZDÁLENOST STĚNY TRUBKY K PLÁŠTI	-
MATERIÁL	UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	49,8
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA	TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK	HLADKÉ
VÝPOČET GEOMETRIE	
POČET TRUBEK CELKEM	168
POČET TRUBEK NA CHOD	168
ŠÍŘKA KANÁLU [m]	1,26
HLOUBKA KANÁLU [m]	1,8
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÝCH TRUBEK [m ²]	45,886
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]	40,946
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,245105865

Pro kontrolu správnosti výpočtu volím hodnoty součinitele přestupu tepla stejné jako v řešení zadaného příkladu.

TABULKA SOUČINITELŮ	
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]	1
SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	30,39

Tabulka vypočítaných hodnot pak vypadá následovně.

VYPOČÍTANÉ HODNOTY	
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	8,92
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	11770,67
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]	45,89
LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	156,67
STŘEDNÍ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	156,67
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U _r [W/(m ² .K)]	14,27
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _r [W/(m ² .K)]	14,27
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _c [W/(m ² .K)]	16,82
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]	102604,2
POŽADOVANÝ VÝKON [W]	102604,2
OVERDESIGN [%]	0,0

Závěr:

Po použití řešitele vychází výstupní teplota spalin 158,6 °C a výstupní teplota vzduchu 43,7 °C. Srovnání výsledků vytvořeného výpočtu s výsledky zdroje příkladu č. 4 je v Tab. 13.

Tabulka 13: Srovnání výsledků příkladu č. 4

Hlavní parametry	Zdroj*	Výpočtový nástroj
Plocha výměny tepla [m ²]	45,89	45,89
Rychlost horkého proudu [m/s]	8,86	8,92
Rychlost studeného proudu [m/s]	3,65	3,60
Vypočítaný tepelný výkon [W]	102632,2	102604,2
Výstupní teplota horkého proudu [°C]	158,4	158,6
Výstupní teplota studeného proudu [°C]	43,7	43,7
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² .K)]	14,29	14,27
Střední teplotní rozdíl [°C]	156,58	156,67

*Reálné zadání. Počítáno v profesionálním výpočtovém softwaru.

Příklad č. 5: Simulační výpočet příčně obtékaného svazku trubek s obvodovými žebry

Zadání:

Provedte simulační výpočet výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek s obvodově žebrovanými trubkami. V mezitrubkovém prostoru proudí vzduch o vstupní teplotě 20 °C, tlaku 100 kPa a hmotnostním průtokem 4,31 kg/s. V trubkách proudí spaliny o vstupní teplotě 220 °C, tlaku 100 kPa a hmotnostním průtokem 1,64 kg/s. Geometrie výměníku je uvedena v Tab. 14 a vlastnosti procesních médií jsou uvedeny v Tab. 15.

Tabulka 14: Zadané parametry výměníku v příkladu č. 5

Geometrie výměníku	
Počet trubek v řadě [-]	8
Počet řad [-]	8
Teplosměnná délka trubek [m]	1,8
Vnější průměr trubky [mm]	48,3
Vnitřní průměr trubky [mm]	43,1
Tepelná vodivost trubek [W/m ² .K]	49,8
Příčná rozteč trubek [m]	0,09
Podélná rozteč trubek [m]	0,09
Počet chodů v trubkovém prostoru [-]	1
Tepelná vodivost žeber [W/m ² .K]	33
Výška žeber [mm]	20
Tloušťka žeber [mm]	1,9
Počet žeber na 1 m [-]	100

Tabulka 15: Vlastnosti procesních médií k příkladu č. 5

Vlastnosti	Spaliny	Vzduch
Hustota [kg/m ³]	0,75	1,14
Tepelná kapacita [J/(kg.K)]	1018,67	1003,46
Tepelná vodivost [W/(m.K)]	0,037	0,026
Viskozita [Pa.s]	0,0000245	0,0000185
Součinitel zanášení [m ² .K/W]	0,005	0,005

Postup řešení:

Postup řešení bude totožný jako v předchozím případě, pouze zvolíme typ trubek jako „žebrovány“ a doplníme parametry žebrování.

Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

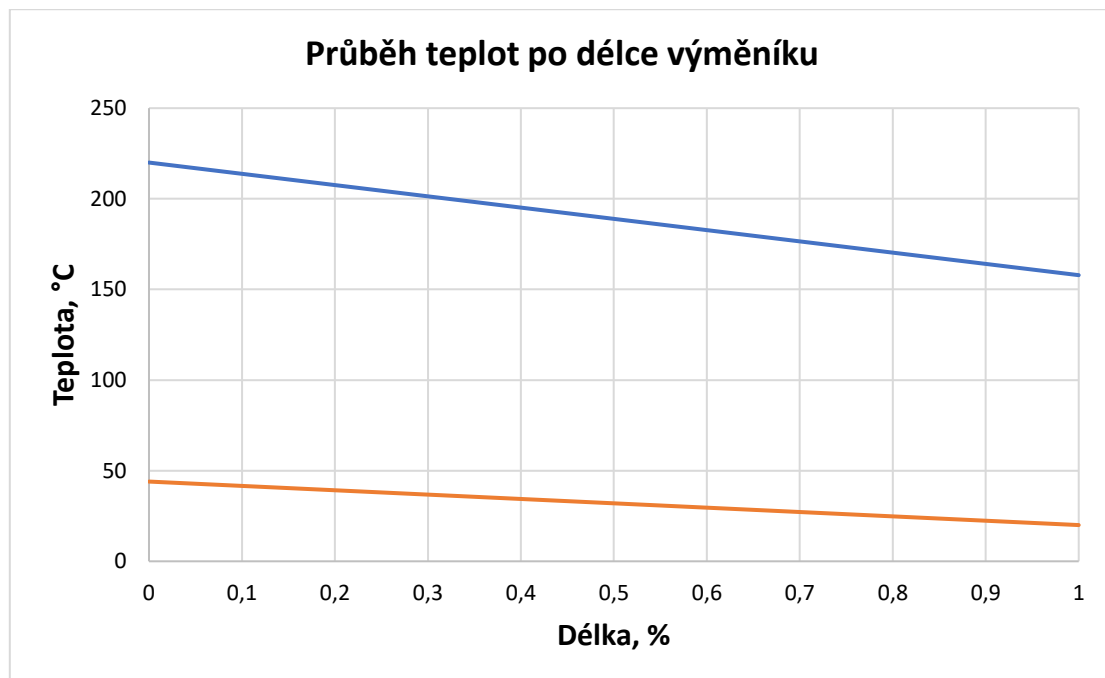
Příčně obtékaný svazek trubek

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	ohřívač vzduchu spalinami
POPIS PŘÍPADU	ohřívání vzduchu spalinami
POPIS PROBLÉMU	simulační výpočet příčně obtékaného svazku trubek se žebrováním
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	SIMULAČNÍ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	SPALINY	VZDUCH
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	1,64	4,31
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	220	20
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	159,9	43,2
TEPLENÝ VÝKON [W]	100414,8	100414,8
SOUČINITELE ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0,005	0,005
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	1018,67	1003,46
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,037	0,026
HUSTOTA [kg/m ³]	0,75	1,14
VISKOZITA [Pa.s]	0,0000245	0,0000185

Průběhy teplot po délce výměníku tepla pak vypadají následovně.



GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
POČET CHODŮ		1
POČET ŘAD		8
POČET TRUBEK V ŘADĚ		8
USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK		VYSTRÍDANÉ
ZARÁŽKY		ANO
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0483
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0431
PŘÍČNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,09
PODÉLNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,09
DÉLKA TRUBKY OHŘEVNÁ [m]		1,8
VZDÁLENOST STĚNY TRUBKY K PLÁŠTI		-
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		49,8
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		ŽEBROVANÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
POČET TRUBEK CELKEM		64
POČET TRUBEK NA CHOD		64
ŠÍŘKA KANÁLU [m]		0,765
HLOUBKA KANÁLU [m]		1,800
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÝCH TRUBEK [m ²]		17,480
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		15,598
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,093373663	0,57204

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		OBVODOVÉ
VÝŠKA ŽEBRA [m]		0,02
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		0,0019
POČET ŽEBER NA METR [1/m]		100
MATERIÁL		NEREZOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		33
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÝCH TRUBEK [m ²]		119,11
ÚČINNOST ŽEBER		0,8592
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		0,9981

Pro kontrolu správnosti výpočtu volím hodnoty součinitele přestupu tepla stejné jako v řešení zadaného příkladu.

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	64,58	39,83

Tabulka vypočítaných hodnot pak vypadá následovně.

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	23,42	6,61
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	30898,02	17553,20
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]		119,11
LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]		157,62
STŘEDNÍ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]		157,62
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]		5,35
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_f [W/(m ² .K)]		5,35
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]		6,96
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]		100414,76
POŽADOVANÝ VÝKON [W]		100414,76
OVERDESIGN [%]		0,0

Závěr:

Po použití řešitele vychází výstupní teplota spalin 159,9 °C a výstupní teplota vzduchu 43,2 °C. Srovnání výsledků vytvořeného výpočtu s výsledky zdroje příkladu č. 5 je v Tab. 16.

Tabulka 16: Srovnání výsledků příkladu č. 5

Hlavní parametry	Zdroj*	Výpočtový nástroj
Plocha výměny tepla [m ²]	114,99	119,11
Rychlost horkého proudu [m/s]	23,40	23,42
Rychlost studeného proudu [m/s]	6,47	6,61
Vypočítaný tepelný výkon [W]	96235,5	100414,76
Výstupní teplota horkého proudu [°C]	162,41	159,9
Výstupní teplota studeného proudu [°C]	42,25	43,2
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² .K)]	5,25	5,35
Střední teplotní rozdíl [°C]	159,43	157,62

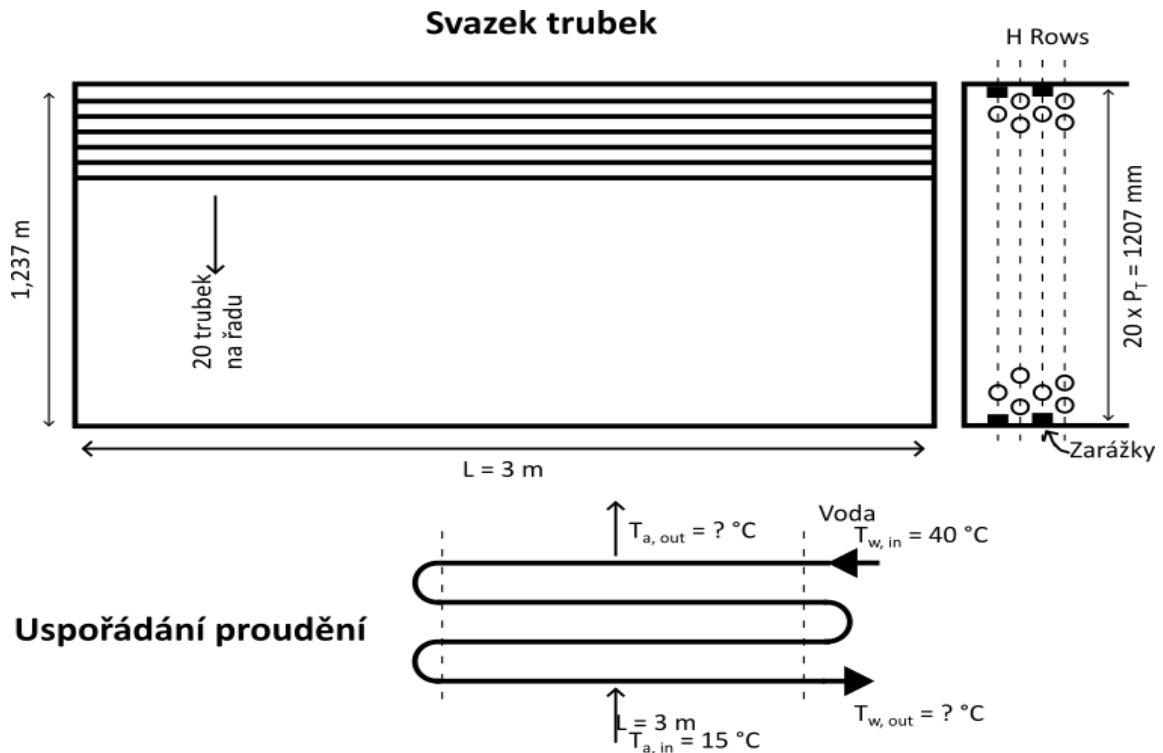
*Reálné zadání. Počítáno v profesionálním výpočtovém softwaru.

4.6.4 Vzduchový chladič (air cooler)

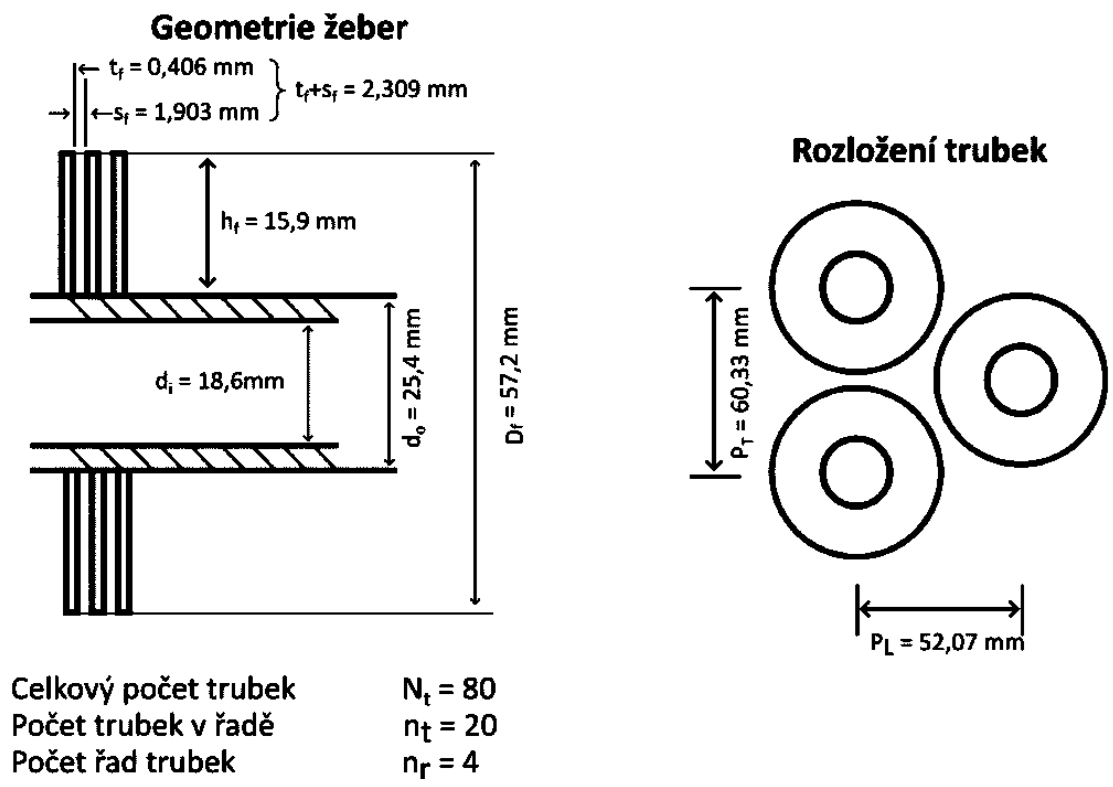
Příklad č. 6: Kontrolní výpočet vzduchového chladiče

Zadání:

Provedte kontrolní výpočet vzduchového chladiče (viz Obr. 4.20), jestliže v mezitrubkovém prostoru proudí vzduch s rychlostí v prázdném kanále 5 m/s a vstupní teplotou 15 °C. V trubkovém prostoru proudí voda o hmotnostním průtoku 18000 kg/h, vstupní teplotě 40 °C a výstupní teplotě 28 °C. Geometrie žebek a rozložení trubek je zobrazeno na Obr. 4.21. Geometrie výměníku je uvedena v Tab. 17 a vlastnosti procesních médií jsou uvedeny v Tab. 18.



Obrázek 4.20 Vzduchový chladič z příkladu č. 6



Obrázek 4.21 Geometrie žeber a rozložení trubek k příkladu č. 6

Tabulka 17: Zadané parametry výměníku v příkladu č. 6

Geometrie výměníku	
Počet trubek v řadě [-]	20
Počet řad [-]	4
Počet chodů [-]	4
Teplosměnná délka trubek [m]	3,1
Vnější průměr trubky [mm]	25,4
Vnitřní průměr trubky [mm]	18,6
Tepelná vodivost trubek [W/(m.K)]	60
Příčná rozteč trubek [mm]	60,33
Podélná rozteč trubek [mm]	52,07
Tepelná vodivost žeber [W/(m.K)]	205
Výška žeber [mm]	15,9
Tloušťka žeber [mm]	4,06
Počet žeber na 1 m [-]	433
Počet ventilátorů [-]	2
Zapojení ventilátorů	Forced

Tabulka 18: Vlastnosti procesních médií k příkladu č. 6

Vlastnosti	Voda	Vzduch
Hustota [kg/m ³]	995	-
Tepelná kapacita [J/(kg.K)]	4178	-
Tepelná vodivost [W/(m.K)]	0,620	-
Viskozita [Pa.s]	0,000769	-
Součinitel zanášení [m ² .K/W]	0	0

Postup řešení:

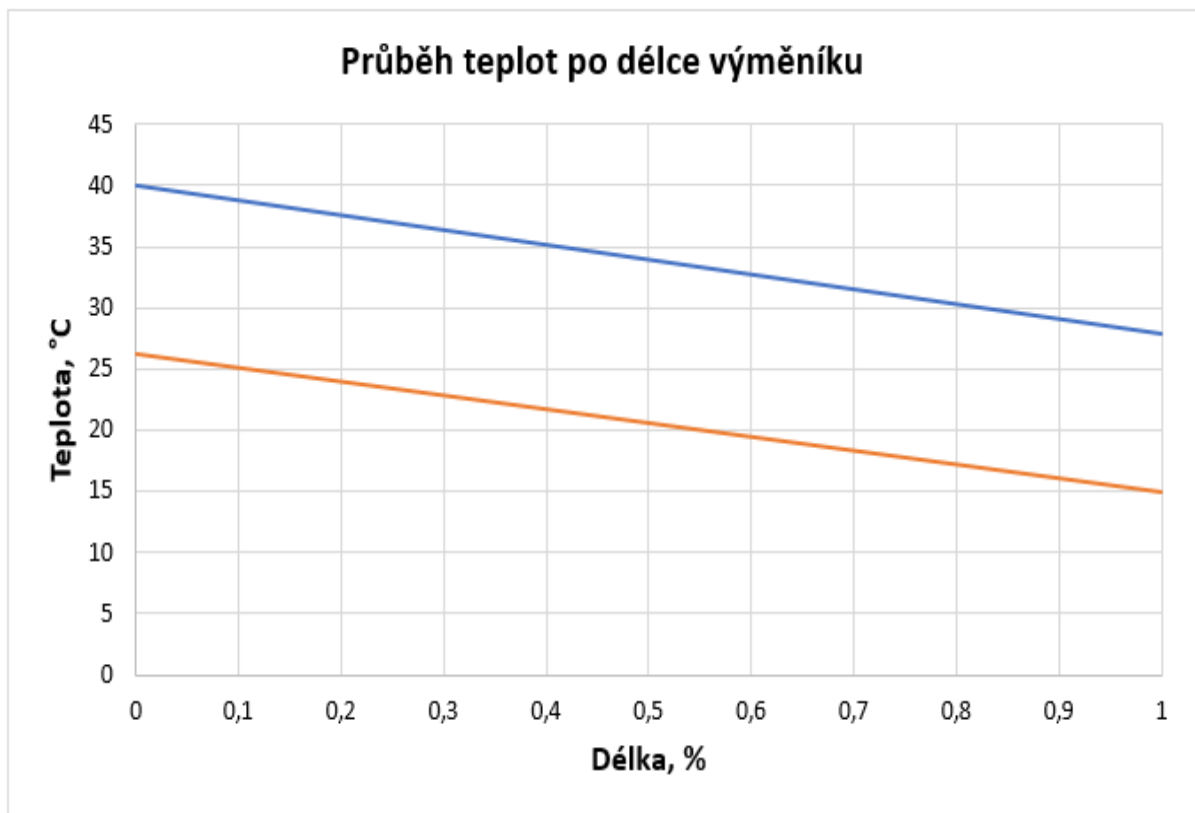
Postup řešení bude totožný jako v předchozím případě, akorát se zde navíc vyplní tabulka „parametry ventilátoru“.

Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet Vzduchový chladič

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Process heat Transfer - Example 9.1
POPIS PŘÍPADU	Kontrolní výpočet vzduchového chladiče
POPIS PROBLÉMU	Chlazení vody pomocí vzduchu
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	KONTROLNÍ VÝPOČET

VSTUPNÍ HODNOTY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	VODA	VZDUCH
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	5	22,4908
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	40	15
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	27,83	26,22
TEPLENÝ VÝKON [W]	254194,5	254194,5
SOUČINITEĽ ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0	0
RYCHLOST NA VSTUPU DO KANÁLU [m/s]	-	5
NADMOŘSKÁ VÝŠKA [m]	-	235
TLAK [Pa]	-	98533,57
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4178	1007,4
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,620	0,0252
HUSTOTA [kg/m ³]	995	1,203
VISKOZITA [Pa.s]	0,000769	1,814E-05



GEOMETRIE JEDNOTKY		
POČET ODDÍLŮ V JEDNOTCE		1
POČET SVAZKŮ V ODDÍLU		1
GEOMETRIE SVAZKU		
POČET CHODŮ		4
POČET ŘAD		4
USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK		VYSTRÍDANÉ
POČET TRUBEK V ŘADE		20,000
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0254
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0186
PŘÍČNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,06033
PODÉLNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,05207
DÉLKA TRUBKY [m]		3,1
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		60
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		ŽEBROVANÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
POČET TRUBEK CELKEM		80
POČET TRUBEK NA CHOD		20
ŠÍŘKA KANÁLU [m]		1,2066
HLOUBKA KANÁLU [m]		3,1
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÝCH TRUBEK [m ²]		19,790
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		14,492
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,005434327	1,819056663

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		OBVODOVÉ
VÝŠKA ŽEBRA [m]		0,0159
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		0,000406
POČET ŽEBER NA METR [1/m]		433
MATERIÁL		HLINÍK
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		205
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÝCH TRUBEK [m ²]		467,21
ÚČINNOST ŽEBER		0,8892
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		0,9987

Do tabulky „parametry ventilátoru“ je potřeba zadat počet ventilátorů a uspořádání ventilátorů vybrat možnost „forced draft“.

PARAMETRY VENTILÁTORU		
POČET VENTILÁTORŮ NA ODDÍL		2
USPOŘÁDÁNÍ VENTILÁTORU		FORCED DRAFT
ÚČINNOST VENTILÁTORU [%]		65,00
PRŮMĚR VENTILÁTORU [m]		0,9351

Pro kontrolu správnosti výpočtu volím stejné součinitele přestupu tepla jako v zadání řešeného příkladu.

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	4535,8	63,1

Tabulka vypočítaných hodnot pak vypadá následovně.

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	0,92	10,28
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	22254,14	17311,01
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]	467,21	
LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	13,30	
STŘEDNÍ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	13,30	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]	40,91	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_f [W/(m ² .K)]	40,76	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]	61,34	
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]	253288,01	
POŽADOVANÝ VÝKON [W]	254194,54	
OVERDESIGN [%]	-0,36	

Závěr:

Z hodnoty overdesignu lze vidět, že tento kontrolovaný vzduchový chladič při použití v nových provozních podmínkách by byl lehce poddimenzovaný. Srovnání výsledků vytvořeného výpočtu s výsledky zdroje příkladu č. 6 je v Tab. 19.

Tabulka 19: Srovnání výsledků příkladu č. 6

Hlavní parametry	Zdroj [11]	Výpočtový nástroj
Plocha výměny tepla [m ²]	467,01	467,21
Rychlost horkého proudu [m/s]	0,92	0,92
Rychlost studeného proudu [m/s]	10,92	10,28
Vypočítaný tepelný výkon [W]	258490,04	253288,01
Hmotnostní průtok studeného proudu [kg/s]	23,15	22,49
Výstupní teplota studeného proudu [°C]	25,76	26,22
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² .K)]	41,00	40,76
Střední teplotní rozdíl [°C]	13,5	13,3

5 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout a vytvořit výpočtový nástroj v prostředí MS Excel, který umožní provádět bilanční a zjednodušené výpočty výměníků tepla. Před samotným vývojem nástroje bylo nezbytné se seznámit s hlavními typy výměníků tepla a metodami jejich klasifikace. Součástí přípravných prací byla rovněž rešerše týkající se bilančního výpočtu, různých přístupů k výpočtům a geometrických charakteristik jednotlivých typů výměníků tepla.

Praktická část práce zahrnovala nejen tvorbu samotného výpočtového nástroje, ale také vypracování přehledného uživatelského manuálu, který má uživatelům usnadnit práci s tímto nástrojem. Závěrečná část této bakalářské práce se zabývala ověřením funkčnosti vytvořeného nástroje. Tento proces ověřování zahrnoval zadání potřebných vstupních hodnot do nástroje a následné porovnání klíčových vypočítaných parametrů výměníků tepla s referenčními výsledky dostupnými ve zdrojové literatuře.

Tato práce se zaměřovala na zjednodušený výpočet výměníků tepla, což znamená, že součinitelé přestupu tepla byly vybírány z tabulky doporučených hodnot. Nicméně, vytvořený výpočtový nástroj je koncipován tak, aby umožňoval budoucí rozšíření o možnost výpočtu těchto součinitelů, což zvyšuje jeho flexibilitu a potenciální využití v dalších aplikacích.

Literatura

- [1] *Overview of Xchanger Suite* [online]. [vid. 2024-05-11]. Dostupné z: <https://www.htri.net/software/xchanger-suite>
- [2] Heat Exchangers software - latest available products. *Heat Exchangers Software* [online]. [vid. 2024-05-11]. Dostupné z: <https://www.heat-exchangers-software.com/>
- [3] KAKAÇ, Sadik, Hongtan LIU a Anchasa PRAMUANJAROENKIJ. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*. B.m.: CRC Press, 2012. ISBN 978-1-4398-4990-3.
- [4] BALAJI, C., Balaji SRINIVASAN a Sateesh GEDUPUDI. *Heat Transfer Engineering: Fundamentals and Techniques*. 1st edition. London San Diego, CA Cambridge, MA Kidlington, Oxford: Academic Press, 2020. ISBN 978-0-12-818503-2.
- [5] ŠESTÁK, Jiří, Karol JELEMENSKÝ a Rudolf ŽITNÝ. *Tepelné pochody*. vyd. 2. B.m.: Slovenská technická univerzita v Bratislavě, Strojnícká fakulta, 2004. ISBN 80-227-2109-3.
- [6] BICHKAR, Pranita, Ojas DANDGAVAL, Pranita DALVI, Rhushabh GODASE a Tapobrata DEY. Study of Shell and Tube Heat Exchanger with the Effect of Types of Baffles. *Procedia Manufacturing* [online]. 2018, **20**, 195–200. Dostupné z: doi:10.1016/j.promfg.2018.02.028
- [7] *Standards / TEMA* [online]. [vid. 2024-05-11]. Dostupné z: <https://tema.org/standards/>
- [8] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003. ISBN 978-0-471-32171-2.
- [9] NEMATİ, Hossain, M. A. MOGHİMİ, James MAHOOTCHI a Josua MEYER. *Fundamentals of Industrial Heat Exchangers, Selection, Design, Construction, and Operation*. 2024. ISBN 978-0-443-13902-4.
- [10] SERTH, R. W. a Thomas G. LESTINA. *Process heat transfer: principles, applications and rules of thumb*. Second edition. Amsterdam: Elsevier/AP, Academic Press is an imprint of Elsevier, 2014. ISBN 978-0-12-397195-1.
- [11] T. REG BOTT G. F. HEWITT, G. L. Shires, George L. SHIRES a T. R. BOTT. *Process Heat Transfer*. 1st edition. Boca Raton: CRC-Press, 1994. ISBN 978-0-8493-9918-3.
- [12] KERN, Donald Quentin a Allan D. KRAUS. *Extended Surface Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill, 1972. McGraw-Hill Chemical Engineering Series. ISBN 978-0-07-034195-1.
- [13] HONG, Kwang Taek a Ralph L. WEBB. Calculation of Fin Efficiency for Wet and Dry Fins. *HVAC&R Research* [online]. 1996, **2**(1), 27–41. ISSN 1078-9669, 1938-5587. Dostupné z: doi:10.1080/10789669.1996.10391331
- [14] HANS MÜLLER-STEINHAGEN. C4 Fouling of Heat Exchanger Surfaces. In: *VDI Heat Atlas* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010 [vid. 2024-05-06], s. 79–104. ISBN 978-3-540-77877-6. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-540-77877-6_7
- [15] NNAMCHI, S. N., O. A. NNAMCHI, O. S. ODEBIYI, O. O. EDOSA a T. WANAZUSI. Experimental verification of suitability of insulation testing rig in determining thermophysical properties of insulating materials. *Cogent Engineering* [online]. 2019, **6**(1), 1657264. ISSN null. Dostupné z: doi:10.1080/23311916.2019.1657264

Přílohy

P1 - Celý výpočet příkladu č. 1

P2 - Celý výpočet příkladu č. 2

P3 - Celý výpočet příkladu č. 3

P4 - Celý výpočet příkladu č. 4

P5 - Celý výpočet příkladu č. 5

P6 - Celý výpočet příkladu č. 6

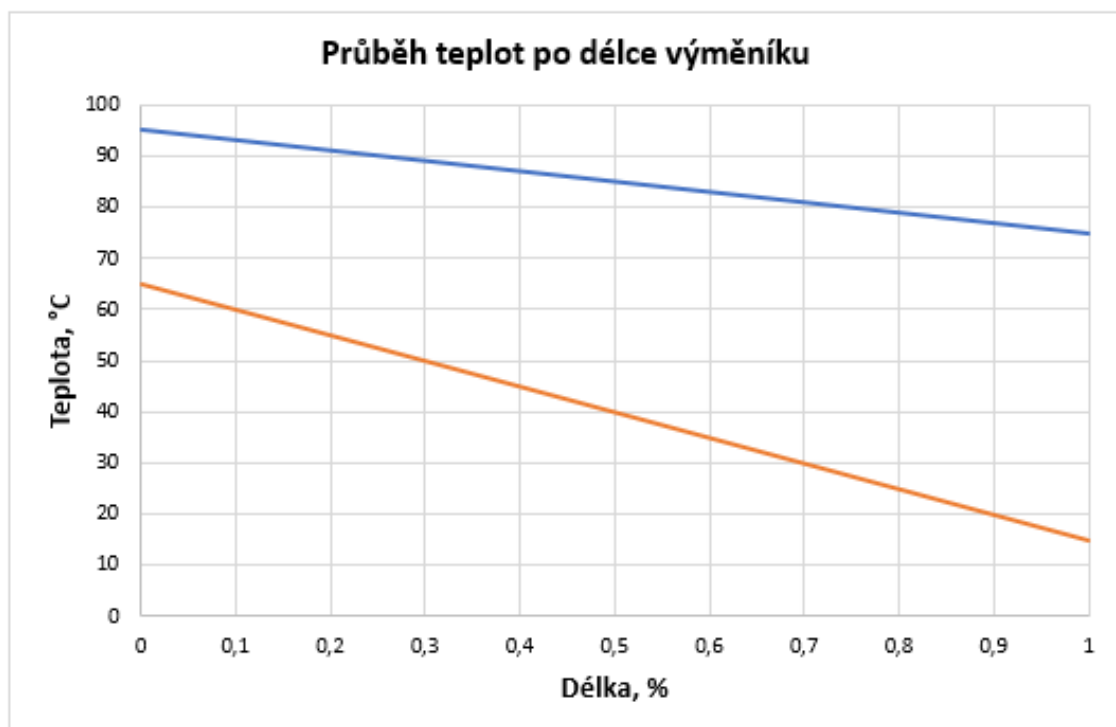
Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Výměník typu trubka v trubce

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Process Heat Transfer - Example 5.1
POPIS PŘÍPADU	Návrh velikosti trubkového výměníku pro specifický výkon
POPIS PROBLÉMU	Dowtherm A vs voda
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	NÁVRHOVÝ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	Voda	Dowtherm A
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	4,831	5,000
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	95,0	15,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	75,0	65,0
TEPLENÝ VÝKON [W]	405500,0	405500,0
SOUČINITEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0	0
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4197	1622
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,676	0,138
HUSTOTA [kg/m ³]	969	1044
VISKOZITA [Pa.s]	3,11E-04	2,70E-03



GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
POČET TRUBEK		1
PRŮMĚR VNĚJŠÍHO PLÁŠTĚ [m]		0,075
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0483
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,04094
DĚLKA TRUBKY [m]		52,5
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		60
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		HLADKÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		7,966
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		6,752
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,001316393	0,002585617

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		
VÝŠKA ŽEBRA [m]		
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		
POČET ŽEBER		
MATERIÁL ŽEBER		
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÉ TRUBKY [m ²]		-
ÚČINNOST ŽEBER		-
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		-

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	15000	1500

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	3,79	1,85
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	483085,26	19122,88
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]		7,97
LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		43,28
STŘEDNÍ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		43,28
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]		1176
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_r [W/(m ² .K)]		1232
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]		1232
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]		424688,3
POŽADOVANÝ VÝKON [W]		405500,0
OVERDESIGN [%]		4,7

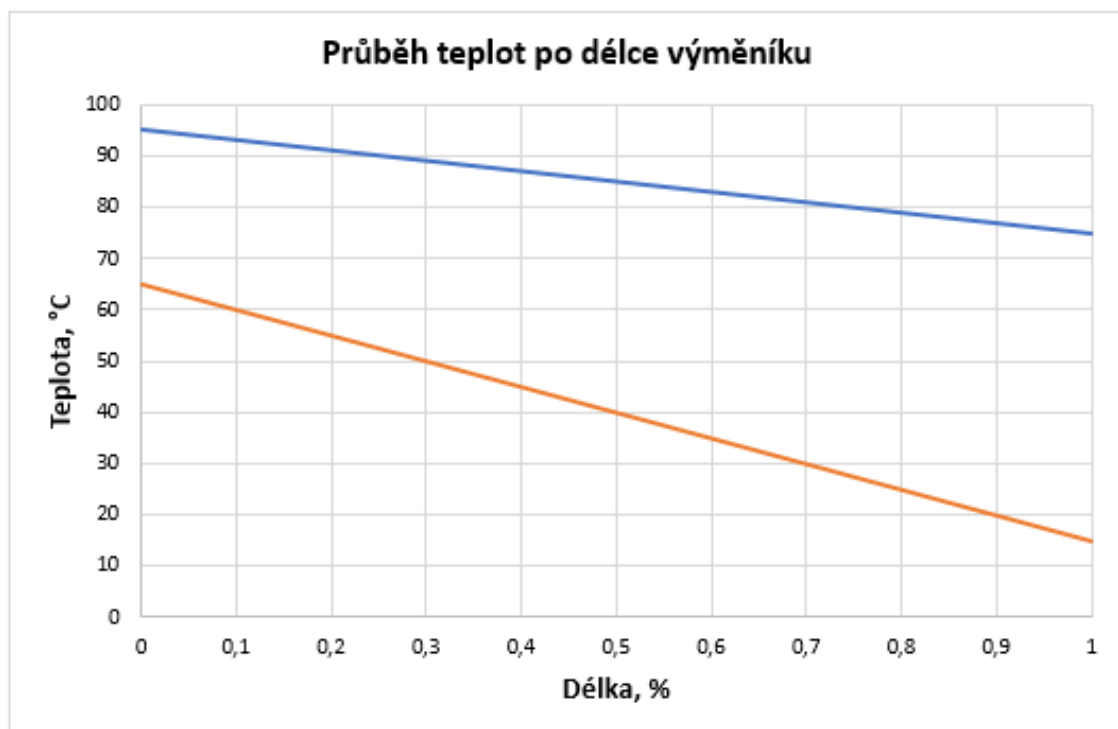
Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Výměník typu trubka v trubce

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Process Heat Transfer - Example 5.4
POPIS PŘÍPADU	Návrh velikosti trubkového výměníku s podélným žebrováním pro specifický výkon
POPIS PROBLÉMU	Dowtherm A vs voda
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	NÁVRHOVÝ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	Voda	Dowtherm A
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	4,831	5,000
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	95,0	15,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	75,0	65,0
TEPLENÝ VÝKON [W]	405500,0	405500,0
SOUČINTEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0	0
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4197	1622
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,676	0,138
HUSTOTA [kg/m ³]	969	1044
VISKOZITA [Pa.s]	3,11E-04	2,70E-03



GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
POČET TRUBEK	1	
PRŮMĚR VNĚJŠÍHO PLÁŠTĚ [m]	0,075	
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]	0,0483	
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]	0,04094	
DĚLKA TRUBKY [m]	25,8	
MATERIÁL	UHLÍKOVÁ OCEL	
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	60	
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA	TRUBKOVÝ PROSTOR	
TYP TRUBEK	ŽEBROVANÉ	
VÝPOČET GEOMETRIE		
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]	3,915	
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]	3,318	
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,001316393	0,002223921

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ	PODELNÉ	
VÝŠKA ŽEBRA [m]	0,0127	
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]	0,00089	
POČET ŽEBER	32	
MATERIÁL ŽEBER	UHLÍKOVÁ OCEL	
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	60	
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÉ TRUBKY [m ²]	24,89	
ÚČINNOST ŽEBER	0,3306	
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ	0,4161	

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]	1	
SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	15000	1500

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	3,79	2,15
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	483085,26	6172,02
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]	24,89	
LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]	43,28	
STŘEDNÍ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]	43,28	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U _r [W/(m ² .K)]	376	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _r [W/(m ² .K)]	396	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _c [W/(m ² .K)]	396	
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]	426559,2	
POŽADOVANÝ VÝKON [W]	405500,0	
OVERDESIGN [%]	5,2	

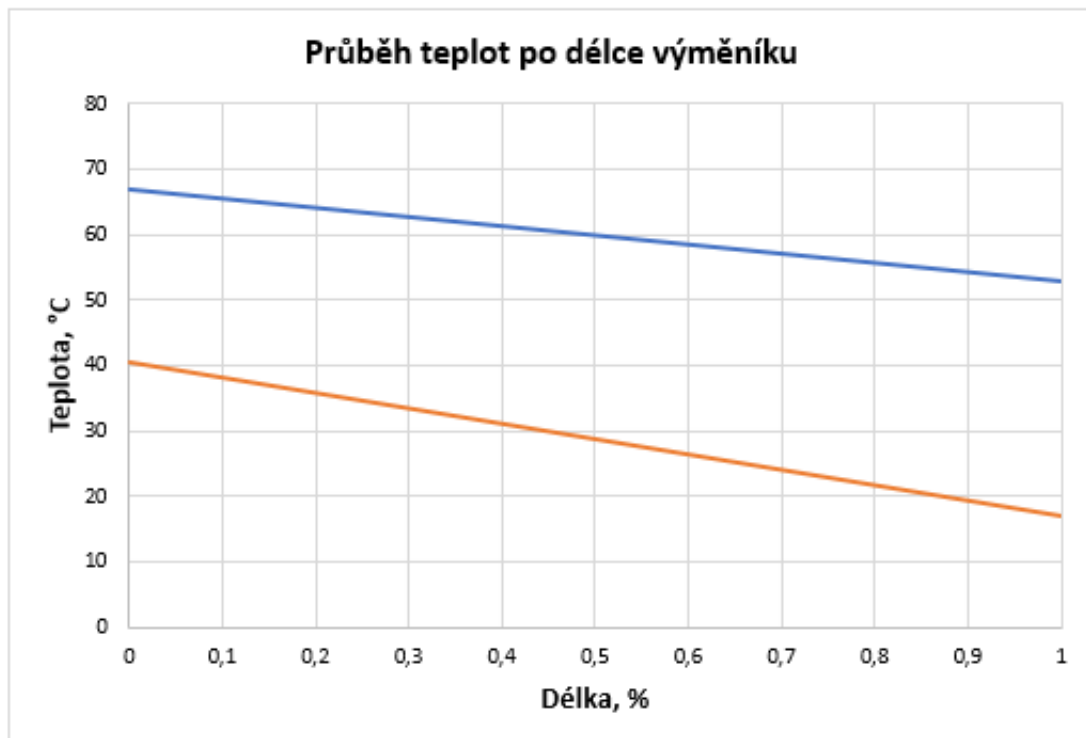
Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Výměník se svazkem trubek a přepážkovým systémem

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Kakac - Example 9.2
POPIS PŘÍPADU	ohřev surové vody pomocí kondenzátu
POPIS PROBLÉMU	předběžný návrh výměníku tepla
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	NÁVRHOVÝ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	KONDENZÁT	SUROVÁ VODA
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	13,889	8,333
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	67,0	17,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	53,0	40,4
TEPLENÝ VÝKON [W]	813555,6	813555,6
SOUČINTEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0,0001760	0,0001760
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ		
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4184	4179
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,652	0,61
HUSTOTA [kg/m ³]	983,2	996,8
VISKOZITA [Pa.s]	4,67E-04	8,20E-04



GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,019
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,016
POMĚR ROZTEČE (ROZTEČ TRUBEK / VNĚJŠÍ PRŮMĚR) [-]		1,337
DĚLKA TRUBKY [m]		3,6
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		60
POČET TRUBEK		124
CTP		0,9
CL		1
VÝŘEZ PŘEPÁŽEK [%]		25
VZDÁLENOST PŘEPÁŽEK [m]		0,2
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		MEZITRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		HLADKÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
CELKOVÁ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		0,215
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÉ TRUBKY [m ²]		2,958
PRŮMĚR VNĚJŠÍHO PLÁŠTĚ [m]		0,337
ROZTEČ TRUBEK [m]		0,0254
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,01696	0,01247

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		
VÝŠKA ŽEBRA [m]		
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		
POČET ŽEBER		
MATERIÁL ŽEBER		
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		
PLOCHA JEDNOHO ŽEBRA [m ² /m]		
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÉ TRUBKY [m ²]		-
ÚČINNOST ŽEBER		-
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		-

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	4361	3586

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	0,83	0,67
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	42427,95	13043,78
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]		26,65
LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		31,08
STŘEDNÍ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]		31,08
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U _r [W/(m ² .K)]		982
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _r [W/(m ² .K)]		1028
SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U _c [W/(m ² .K)]		1702
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]		851555,6
POŽADOVANÝ VÝKON [W]		813555,6
OVERDESIGN [%]		4,7

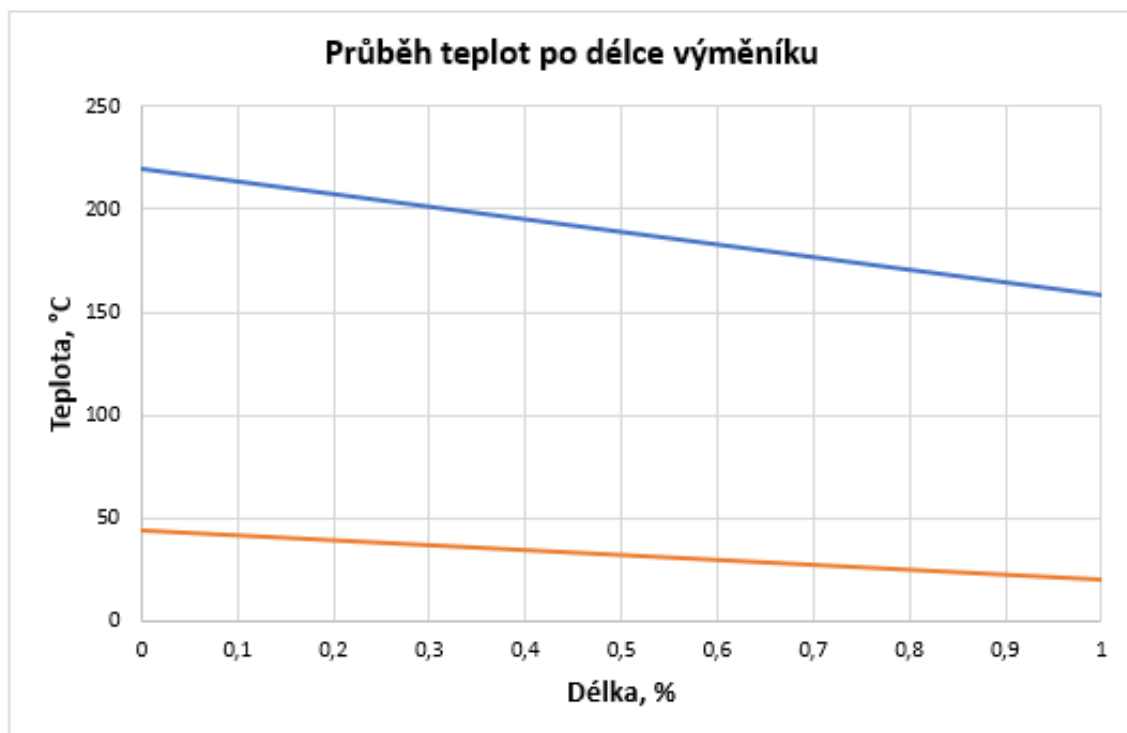
Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Příčně obtékaný svazek trubek

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	ohříváč vzduchu spalinami
POPIS PŘÍPADU	ohřívání vzduchu spalinami
POPIS PROBLÉMU	simulační výpočet příčně obtékaného svazku trubek
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	SIMULAČNÍ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	SPALINY	VZDUCH
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	1,64	4,3100
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	220,0	20,0
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	158,6	43,7
TEPLENÝ VÝKON [W]	102604,2	102604,2
SOUČINTEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0,005	0,005
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	1018,67	1003,46
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,037	0,026
HUSTOTA [kg/m ³]	0,75	1,14
VISKOZITA [Pa.s]	0,0000245	0,0000185



GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
POČET CHODŮ		1
POČET ŘAD		12
POČET TRUBEK V ŘADE		14
USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK		ZA SEBOU
ZARÁŽKY		ANO
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0483
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0431
PŘÍČNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,09
PODÉLNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,09
DĚLKA TRUBKY OHŘEVNÁ [m]		1,8
VZDÁLENOST STĚNY TRUBKY K PLÁŠTI		-
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		49,8
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		HLADKÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
POČET TRUBEK CELKEM		168
POČET TRUBEK NA CHOD		168
ŠÍŘKA KANÁLU [m]		1,26
HLOUBKA KANÁLU [m]		1,8
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÝCH TRUBEK [m ²]		45,886
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		40,946
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,245105865	1,05084
ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		OBVODOVÉ
VÝŠKA ŽEBRA [m]		
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		
POČET ŽEBER NA METR [1/m]		
MATERIÁL		
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÝCH TRUBEK [m ²]		-
ÚČINNOST ŽEBER		-
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		-
TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	30,39	44,38

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	8,92	3,60
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	11770,67	9555,34
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]	45,89	
LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	156,67	
STŘEDNÍ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	156,67	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]	14,27	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_r [W/(m ² .K)]	14,27	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]	16,82	
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]	102604,2	
POŽADOVANÝ VÝKON [W]	102604,2	
OVERDESIGN [%]	0,0	

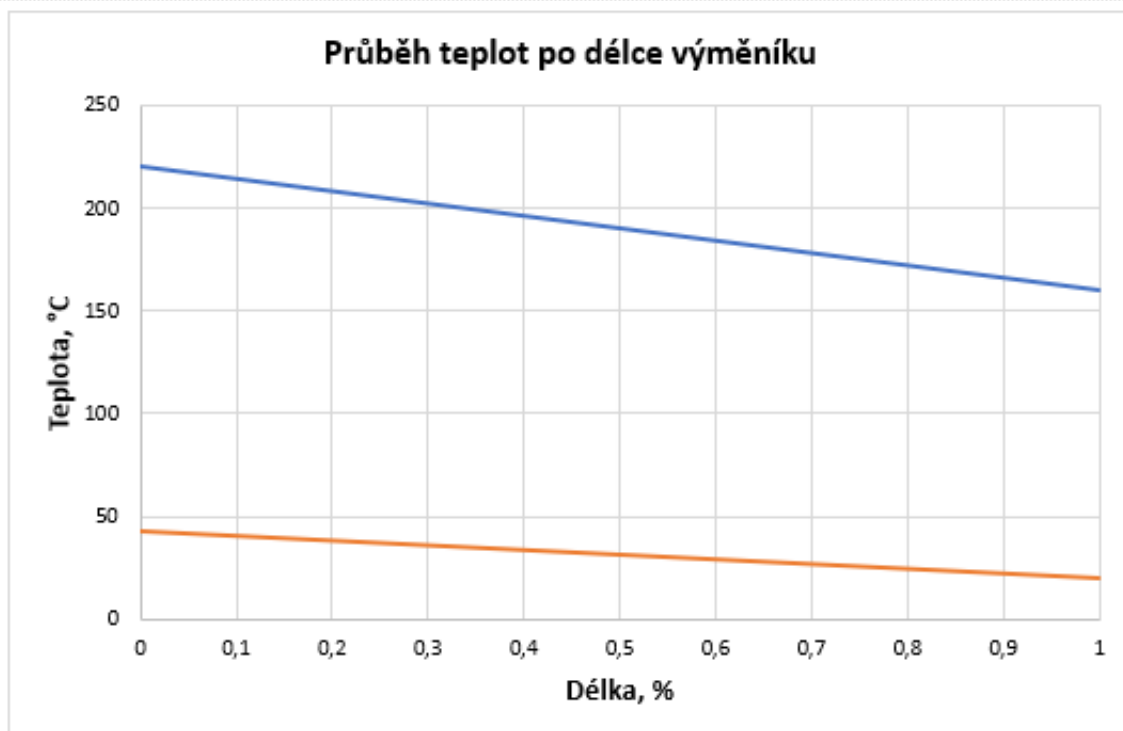
Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Příčně obtékaný svazek trubek

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	ohřivač vzduchu spalinami
POPIS PŘÍPADU	ohřívání vzduchu spalinami
POPIS PROBLÉMU	simulační výpočet příčně obtékaného svazku trubek se žebrováním
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	SIMULAČNÍ VÝPOČET

PROCESNÍ PARAMETRY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	SPALINY	VZDUCH
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	1,64	4,3100
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	220	20
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	159,9	43,2
TEPLENÝ VÝKON [W]	100414,8	100414,8
SOUČINITEL ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0,005	0,005
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI PROUDŮ	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	1018,67	1003,46
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,037	0,026
HUSTOTA [kg/m ³]	0,75	1,14
VISKOZITA [Pa.s]	0,0000245	0,0000185



GEOMETRIE VÝMĚNÍKU		
POČET CHODŮ		1
POČET ŘAD		8
POČET TRUBEK V ŘADE		8
USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK		VYSTRÍDANÉ
ZARÁŽKY		ANO
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0483
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0431
PŘÍČNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,09
PODÉLNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,09
DĚLKA TRUBKY OHŘEVNÁ [m]		1,8
VZDÁLENOST STĚNY TRUBKY K PLÁŠTI		-
MATERIÁL		UHÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		49,8
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		ŽEBROVANÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
POČET TRUBEK CELKEM		64
POČET TRUBEK NA CHOD		64
ŠÍŘKA KANÁLU [m]		0,765
HLOUBKA KANÁLU [m]		1,800
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÝCH TRUBEK [m ²]		17,480
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		15,598
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,093373663	0,57204

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		OBVODOVÉ
VÝŠKA ŽEBRA [m]		0,02
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		0,0019
POČET ŽEBER NA METR [1/m]		100
MATERIÁL		NEREZOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		33
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÝCH TRUBEK [m ²]		119,11
ÚČINNOST ŽEBER		0,8592
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		0,9981

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	64,58	39,83

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	23,42	6,61
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	30898,02	17553,20
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]	119,11	
LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	157,62	
STŘEDNÍ TEPLOTNÍ ROZDÍL [°C]	157,62	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]	5,35	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_f [W/(m ² .K)]	5,35	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]	6,96	
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]	100414,76	
POŽADOVANÝ VÝKON [W]	100414,76	
OVERDESIGN [%]	0,0	

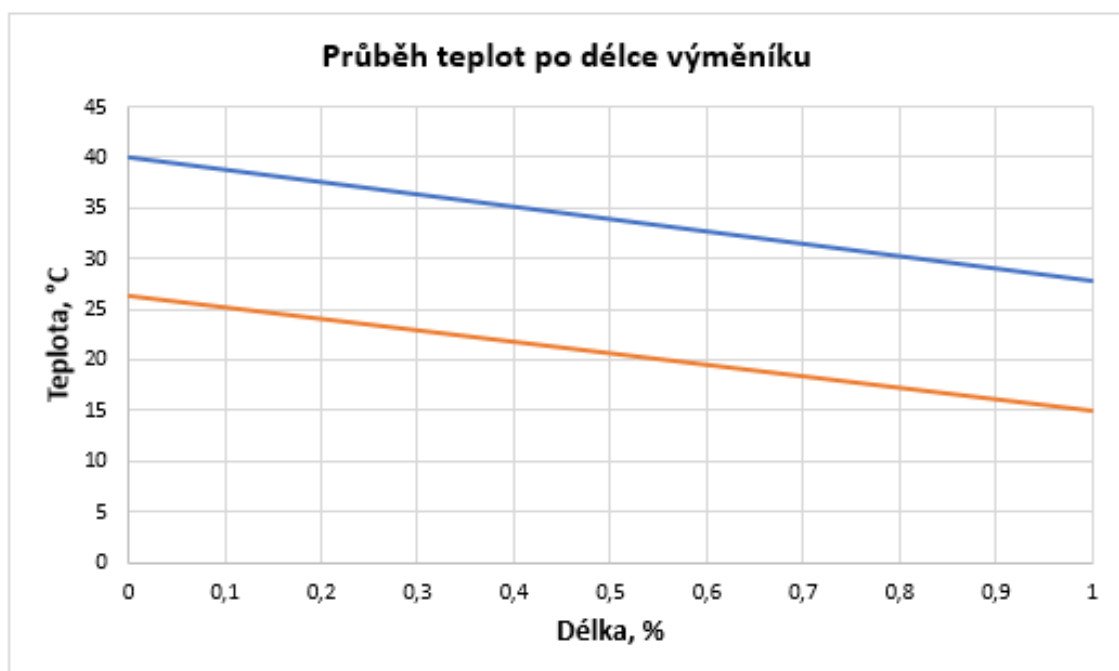
Bilance výměníku tepla a zjednodušený výpočet

Vzduchový chladič

IDENTIFIKACE VÝMĚNÍKU	Process heat Transfer - Example 9.1
POPIS PŘÍPADU	Kontrolní výpočet vzduchového chladiče
POPIS PROBLÉMU	Chlazení vody pomocí vzduchu
UMÍSTĚNÍ VÝMĚNÍKU	
POČÍTAL	Konečný Ondřej
DATUM	
TYP VÝPOČTU	KONTROLNÍ VÝPOČET

VSTUPNÍ HODNOTY	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
NÁZEV MÉDIA	VODA	VZDUCH
HMOTNOSTNÍ PRŮTOK [kg/s]	5	22,4908
VSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	40	15
VÝSTUPNÍ TEPLOTA [°C]	27,83	26,22
TEPLENÝ VÝKON [W]	254194,5	254194,5
SOUČINITELE ZANÁŠENÍ [m ² .K/W]	0	0
RYCHLOST NA VSTUPU DO KANÁLU [m/s]	-	5
NADMOŘSKÁ VÝŠKA [m]	-	235
TLAK [Pa]	-	98533,57
TYP PROUDĚNÍ	PROTIPROUD	

VLASTNOSTI	HORKÝ PROUD	STUDENÝ PROUD
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA [J/(kg.K)]	4178	1007,4
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]	0,620	0,0252
HUSTOTA [kg/m ³]	995	1,203
VISKOZITA [Pa.s]	0,000769	1,814E-05



GEOMETRIE JEDNOTKY		
POČET ODDÍLŮ V JEDNOTCE		1
POČET SVAZKŮ V ODDÍLU		1
GEOMETRIE SVAZKU		
POČET CHODŮ		4
POČET ŘAD		4
USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK		VYSTRÍDANÉ
POČET TRUBEK V ŘADĚ		20,000
VNĚJŠÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0254
VNITŘNÍ PRŮMĚR TRUBKY [m]		0,0186
PŘÍČNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,06033
PODÉLNÁ ROZTEČ TRUBEK [m]		0,05207
DÉLKA TRUBKY [m]		3,1
MATERIÁL		UHLÍKOVÁ OCEL
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		60
UMÍSTĚNÍ HORKÉHO MÉDIA		TRUBKOVÝ PROSTOR
TYP TRUBEK		ŽEBROVANÉ
VÝPOČET GEOMETRIE		
POČET TRUBEK CELKEM		80
POČET TRUBEK NA CHOD		20
ŠÍŘKA KANÁLU [m]		1,2066
HLOUBKA KANÁLU [m]		3,1
CELKOVÁ VNĚJŠÍ PLOCHA HLADKÝCH TRUBEK [m ²]		19,790
CELKOVÁ VNITŘNÍ PLOCHA HLADKÉ TRUBKY [m ²]		14,492
PRŮTOČNÁ PLOCHA [m ²]	0,005434327	1,819056663

ŽEBROVÁNÍ		
TYP ŽEBROVÁNÍ		OBVODOVÉ
VÝŠKA ŽEBRA [m]		0,0159
TLOUŠŤKA ŽEBRA [m]		0,000406
POČET ŽEBER NA METR [1/m]		433
MATERIÁL		HLINÍK
TEPELNÁ VODIVOST [W/(m.K)]		205
VÝPOČET ŽEBROVÁNÍ		
CELKOVÁ PLOCHA ŽEBROVANÝCH TRUBEK [m ²]		467,21
ÚČINNOST ŽEBER		0,8892
CELKOVÁ ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ		0,9987

PARAMETRY VENTILÁTORU		
POČET VENTILÁTORŮ NA ODDÍL		2
USPOŘÁDÁNÍ VENTILÁTORU		FORCED DRAFT
ÚČINNOST VENTILÁTORU [%]		65,00
PRŮMĚR VENTILÁTORU [m]		0,9351

TABULKA SOUČINITELŮ		
KOREKČNÍ FAKTOR F [-]		1
SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [W/(m ² .K)]	4535,8	63,1

VYPOČÍTANÉ HODNOTY		
RYCHLOST PROUDĚNÍ [m/s]	0,92	10,28
REYNOLDSOVO ČÍSLO [-]	22254,14	17311,01
PLOCHA VÝMĚNY TEPLA [m ²]	467,21	
LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]	13,30	
STŘEDNÍ TEPLTNÍ ROZDÍL [°C]	13,30	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA POŽADOVANÝ U_r [W/(m ² .K)]	40,91	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_r [W/(m ² .K)]	40,76	
SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA SKUTEČNÝ U_c [W/(m ² .K)]	61,34	
VYPOČÍTANÝ VÝKON [W]	253288,01	
POŽADOVANÝ VÝKON [W]	254194,54	
OVERDESIGN [%]	-0,36	