



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

# NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA PRO ZLEPŠENÍ EFEKTIVITY PRŮMYSLOVÉHO PROVOZU

HEAT EXCHANGER DESIGN TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF INDUSTRIAL PLANT

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Hofbauer

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Vít Freisleben

BRNO 2022

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jan Hofbauer</b>
Studijní program:	Procesní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Vít Freisleben</b>
Akademický rok:	2021/22

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 diplomové práce:

## Návrh výměníku tepla pro zlepšení efektivity průmyslového provozu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kvalitně navržené výměníky tepla mohou výrazně snížit energetickou spotřebu průmyslových provozů, a tak zlepšit jejich ekonomickou úspornost a v neposlední řadě snížit dopady provozu na životní prostředí. Výměníky tepla jsou aplikovány napříč všemi odvětvími průmyslu, což z jejich návrhu činí komplexní a žádanou činnost.

Tato práce je zaměřena na tepelně–hydraulický návrh výměníku tepla pro využití odpadního tepla generovaného v konkrétním průmyslového provozu za účelem snížení jeho energetické náročnosti.

### Cíle diplomové práce:

1. Seznámení se s technologií a základní aplikací výměníků tepla a s metodami jejich návrhu.
2. Výběr a tepelně–hydraulický návrh výměníku tepla pro konkrétní průmyslový proces s využitím dostupných simulačních a návrhových softwarových nástrojů.
3. Vyhodnocení aplikace navrženého zařízení z hlediska dosažených energetických úspor a zmírnění environmentálních dopadů provozu.
4. Ekonomické zhodnocení technologických úprav z hlediska provozních úspor a návratnosti investice

### Seznam doporučené literatury:

HEWITT, G. F., SHIRES, G. L. and BOTT, T. R., Process heat transfer. New York: Begell House, 1994, ISBN 1-56700-149-1.

KUPPAN, T., Heat exchanger design handbook. Second edition, 2013, ISBN 978-143- 9842-126.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

HOFBAUER Jan: Návrh výměníku tepla pro zlepšení efektivity průmyslového provozu.

---

Práce se zabývá návrhem trubkového výměníku tepla s křížovým tokem pro předehřev spalovacího vzduchu pro technologickou jednotku spalující odpadní produkty při výrobě kyseliny akrylové. Nejdříve je v programu Chemcad provedena simulace na základě známých provozních dat technologické jednotky pro predikci chování technologického celku s navrženým výměníkem. Dále jsou diskutovány podstatné mechanismy přenosu tepla, na které navazuje přehled typů výměníků tepla používaných pro předehřev spalovacího vzduchu. Před samotným návrhem je provedena optimalizace výkonu na základě doby návratnosti. Tepelně-hydraulický návrh je potom proveden metodou F-LMTD v programu GNU Octave. Ověření výsledků výpočtu je provedeno za pomoci programu HTRI Xchanger Suite®. Na závěr jsou diskutovány ekonomické a ekologické přínosy navrhnutého výměníku.

Klíčová slova: Trubkový výměník tepla, předehřev spalovacího vzduchu

## **ABSTRACT**

HOFBAUER Jan: Heat exchanger design to improve the efficiency of industrial plant

---

In thesis is done thermal-hydraulic design of cross-flow tubular heat exchanger for combustion air preheating. In software Chemcad is done simulation of technological unit based on known operating data, which is used for behavior prediction of unit after heat exchanger installation. Then there are discussed essential mechanisms of heat transfer. After that there is overview of different heat exchanger types used for combustion air preheating. Before particular design there is performed optimalization of heat duty of heat exchanger based on payback time. Thermal-hydraulic design is performed using F-LMTD method in software GNU Octave. Obtained results are verified using software HTRI Xchanger Suite®. At the end there are discussed economical and ecological benefits of designed heat exchanger.

Keywords: Tubular heat exchanger, air preheating

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

HOFBAUER, Jan. *Návrh výměníku tepla pro zlepšení efektivity průmyslového provozu*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139934>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Vít Freisleben.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 18.5.2022

.....

Podpis

## **PODĚKOVÁNÍ**

Především bych rád poděkoval panu Ing. Vítu Freislebenovi za vedení práce a za velmi cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval Ústavu procesního inženýrství za poskytnuté vzdělání a zajištění kvalitního softwaru. V této souvislosti bych také rád poděkoval panu Ing. Bohuslavu Kilkovskému, Ph.D. za kvalitní zaškolení pro práci v programech Chemcad a HTRI Xchanger Suite<sup>®</sup>. V neposlední řadě bych také rád poděkoval rodině, přítelkyni a všem, kteří mě při psaní práce podporovali.

# OBSAH

Úvod .....	9
1 Řešený průmyslový provoz .....	10
1.1 Popis jednotky .....	11
1.2 Nelineární simulace stávajícího provozu .....	13
2 Přenos tepla .....	18
2.1 Kondukce .....	18
2.2 Konvekce .....	19
2.2.1 Reynoldsovo číslo .....	20
2.2.2 Prandtlovo číslo .....	21
2.2.3 Nusseltovo číslo .....	21
2.3 Základní rovnice pro tepelnou bilanci a přenos tepla .....	21
3 Rekuperační výměníky pro přenos tepla mezi plyny .....	22
3.1 Trubkové výměníky .....	23
3.2 Deskové výměníky .....	25
3.3 Výměníky s tepelnými trubicemi .....	27
4 Stanovení parametrů navrhovaného výměníku .....	28
4.1.1 Odhad pořizovacích nákladů .....	28
4.1.2 Stanovení vhodného výkonu .....	30
5 Detailní tepelně-hydraulický návrh .....	33
5.1 Návrh pomocí metody F-LMTD .....	34
5.1.1 Parametry procesu .....	36
5.1.2 Geometrické parametry výměníku .....	37
5.1.3 Výpočet veličin nezávislých na iteračním cyklu .....	39
5.1.4 Iterační cyklus .....	41
5.1.5 Tlakové ztráty .....	46
5.2 Zhodnocení předběžného návrhu a konečný návrh .....	47
5.2.1 Výsledky předběžného návrhu .....	48
5.2.2 Konečný návrh .....	48
5.3 Ověření výsledků programem Xchanger Suite® .....	50
6 Zhodnocení úspor .....	51
Závěr .....	53
Seznam použitých zdrojů	
Seznam použitých symbolů a zkratek	
Seznam obrázků	
Seznam tabulek	
Seznam příloh	



## ÚVOD

Výměníky tepla jsou zařízení, která v průmyslových provozech umožňují využít část tepelné energie, která by jinak byla zmařena. To je zvláště výhodné jak z ekonomických, tak ekologických důvodů. Úspora tepla s sebou totiž díky nižší spotřebě fosilních paliv přináší nejen značnou finanční úsporu, ale také snížení emisí skleníkových plynů. Díky závaznému cíli EU snížit do roku 2030 emise skleníkových plynů o 55 % oproti roku 1990 bude navíc pro některé podniky instalace výměníků pravděpodobně nevyhnutelná [7]. Nemusí se však ničeho obávat, jak bude ukázáno v práci, odměna ve formě finanční úspory může být poměrně vysoká.

Konkrétně bude v práci popsán návrh výměníku tepla pro využití odpadního tepla ze spalin k předehřevu spalovacího vzduchu. Na začátku bude čtenář seznámen s technologickou jednotkou, pro kterou je výměník navrhován, což je pec pro spalování odpadních plynů z chemického závodu. Za pecí jsou již nyní instalovány tři výměníky, ovšem spaliny vycházející z posledního z nich mají pořád poměrně vysokou teplotu, čehož lze využít například právě k předehřevu spalovacího vzduchu proudícího do pece. Protože přidání výměníku ovlivní chování celé této jednotky, bude nejprve popsána simulace provozu (vytvořena v programu Chemcad), která umožňuje pozorování těchto změn. Dále bude čtenář seznámen se základními fyzikálními mechanismy přenosu tepla, které jsou pro návrh výměníků klíčové. Protože existuje celá řada druhů výměníků tepla a pro předehřev spalovacího vzduchu je jich vhodných hned několik z nich, následuje přehled a srovnání typů vhodných právě pro tuto aplikaci.

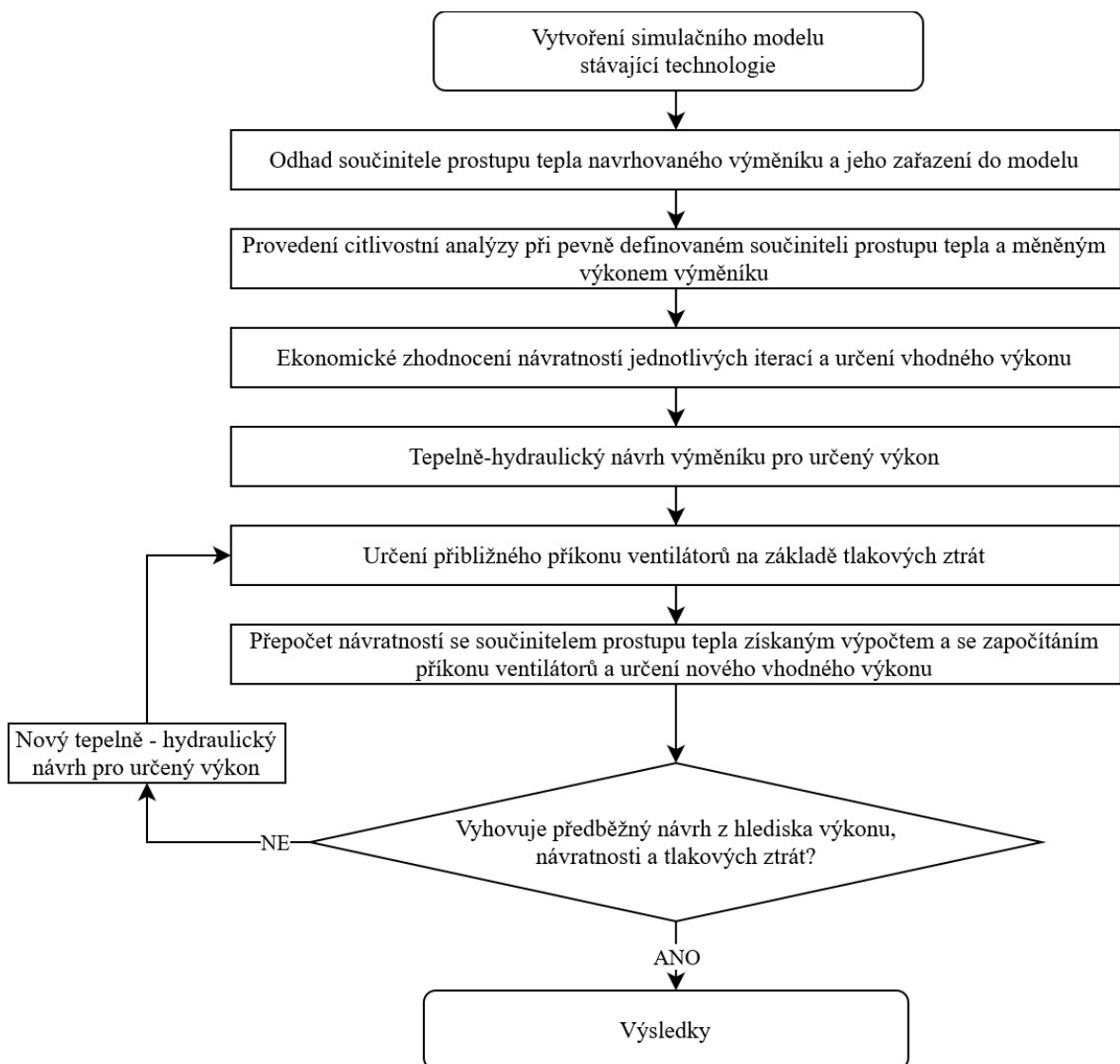
Poté je již v práci popsán samotný návrh konkrétního výměníku tepla. Ze všeho nejdříve je provedena ekonomická analýza, protože provozovatele podniku zajímá při investici do nového zařízení především doba jeho návratnosti. Tato analýza poté vede ke zvolení výkonu výměníku s co nejkratší dobou návratnosti. K hodnotě tohoto výkonu následně směřuje samotný tepelně-hydraulický návrh, tedy výpočtem podložená volba geometrie výměníku. Na závěr je u navrhnutého výměníku hodnocen jak jeho ekonomický přínos, tak také jeho role při snižování dopadu provozu na životní prostředí.

# 1 ŘEŠENÝ PRŮMYSLOVÝ PROVOZ

Obecně je při návrhu výměníku nutné provést několik kroků, a to [4, s. 173]:

- specifikace proudů účastnících se výměny tepla
- ekonomická bilance a optimalizace systému
- tepelně-hydraulický návrh
- mechanický návrh
- volba technologie výroby a kalkulace ceny

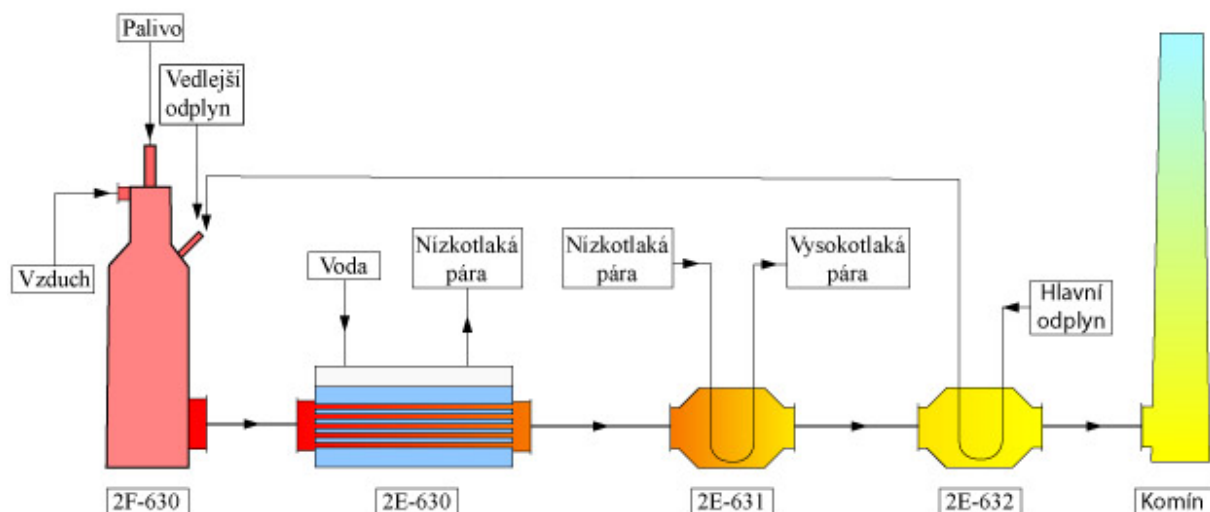
V rámci této práce byl proveden tepelně-hydraulický návrh výměníku tepla na základě ekonomické analýzy. Konkrétně byl navrhován výměník pro předehřev spalovacího vzduchu pro pec, ve které jsou spalovány odpadní plyny vznikající při výrobě kyseliny akrylové. Přestože jsou již za pecí umístěny bloky pro využití odpadního tepla, ochlazené spaliny vstupující do komína mají dle provozních dat teplotu 250 °C a pořád tedy obsahují potenciálně využitelné teplo. Při samotném návrhu bude postupováno dle diagramu zobrazeného na obrázku 1.



Obrázek 1 – zvolený postup pro návrh výměníku tepla [5, s. 71]

## 1.1 Popis jednotky

Schéma řešené jednotky, které vychází z poskytnutých dat z provozu je na obrázku 2.



Obrázek 2 - schéma dosavadně provozované technologie

V peci 2F-630 jsou spalovány dva proudy odpadních plynů, jeden v menším objemu (dále jako „vedlejší odplyn“), druhý ve větším objemu (dále jako „hlavní odplyn“). Složení těchto odpadních plynů je v datech z provozu uvedeno ve zjednodušené formě, kde je obsah organických látek uvedený pouze jako celkový souhrn organických složek (pod názvem „organics“), pro simulaci však bylo pro dosažení přesnějších výsledků uvažováno složení dle Jechy [8] uvedené v tabulce 1.

Tabulka 1 - složení odplynů [8]

	Koncentrace [obj. %]	
	Hlavní odplyn	Vedlejší odplyn
O <sub>2</sub>	3,567	20,612
N <sub>2</sub>	63,568	76,773
H <sub>2</sub> O	31,1	1,195
CO	0,522	-
CO <sub>2</sub>	0,524	0,1
Ar	-	0,896
kyselina akrylová	0,056	-
kyselina octová	0,13	-
propylen	0,106	-
propan	0,111	-
formaldehyd	0,276	-
akrolein	0,032	-
toluen	-	0,36
methyl-akrylát	-	0,064

Dále je do pece přiváděno palivo a spalovací vzduch. Jako palivo je používán zemní plyn, jehož složení je známo z dat z provozu a je uvedeno v tabulce 2.

Tabulka 2 - složení zemního plynu spalovaného v peci 2F-630

	Složení [obj. %]
CH <sub>4</sub>	98,35
N <sub>2</sub>	0,88
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,4
CO <sub>2</sub>	0,2
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,13

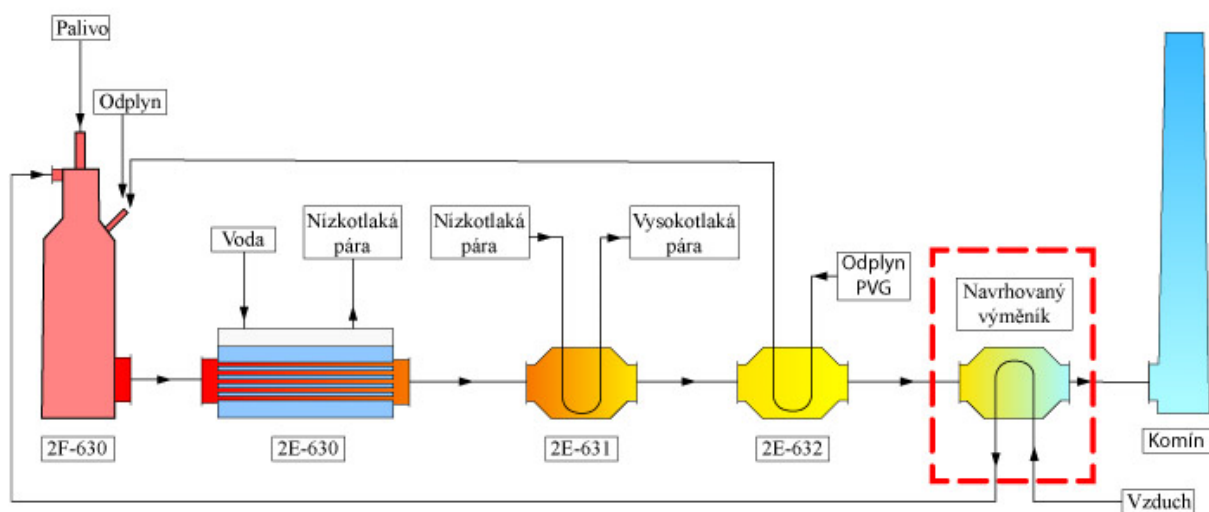
Pec má tepelné ztráty 349 kW, teplota spalin na výstupu z peci je 800 °C a jejich složení dle poskytnuté dokumentace je uvedené v tabulce 3:

Tabulka 3 - složení spalin na výstupu z pece 2F-630

	Složení [obj. %]
CO <sub>2</sub>	3,6
H <sub>2</sub> O (g)	24,4
N <sub>2</sub>	68,3
O <sub>2</sub>	3,7

Spaliny vstupují z pece do výměníku tepla 2E-630 s výkonem 1,7 MW, který generuje nízkotlakou páru. Tepelné ztráty výměníku 2E-630 nejsou v datech z provozu uvedeny, bude tedy uvažováno, že jsou malé a v modelu budou zanedbány. Z výměníku 2E-630 pokračují spaliny do přehříváku páry 2E-631, který má výkon 911 kW a tepelné ztráty 35 kW. Z přehříváku páry pokračují spaliny do výměníku 2E-632 k predehřevu spalovaného hlavního odplynu, který má výkon 1,86 MW a tepelné ztráty 58 kW. Z výstupu tohoto výměníku přecházejí spaliny o teplotě 250 °C do komínu.

Navrhovaný výměník bude zařazen právě mezi výměník 2E-632 a komín, a to z důvodu co nejmenšího ovlivnění současně provozované technologie. Schéma technologie po zapojení navrhovaného výměníku je na obrázku 3. Pro návrh základních parametrů navrhovaného výměníku a ověření jeho vlivu na funkci celé jednotky byla vytvořena nelineární simulace v programu Chemcad.

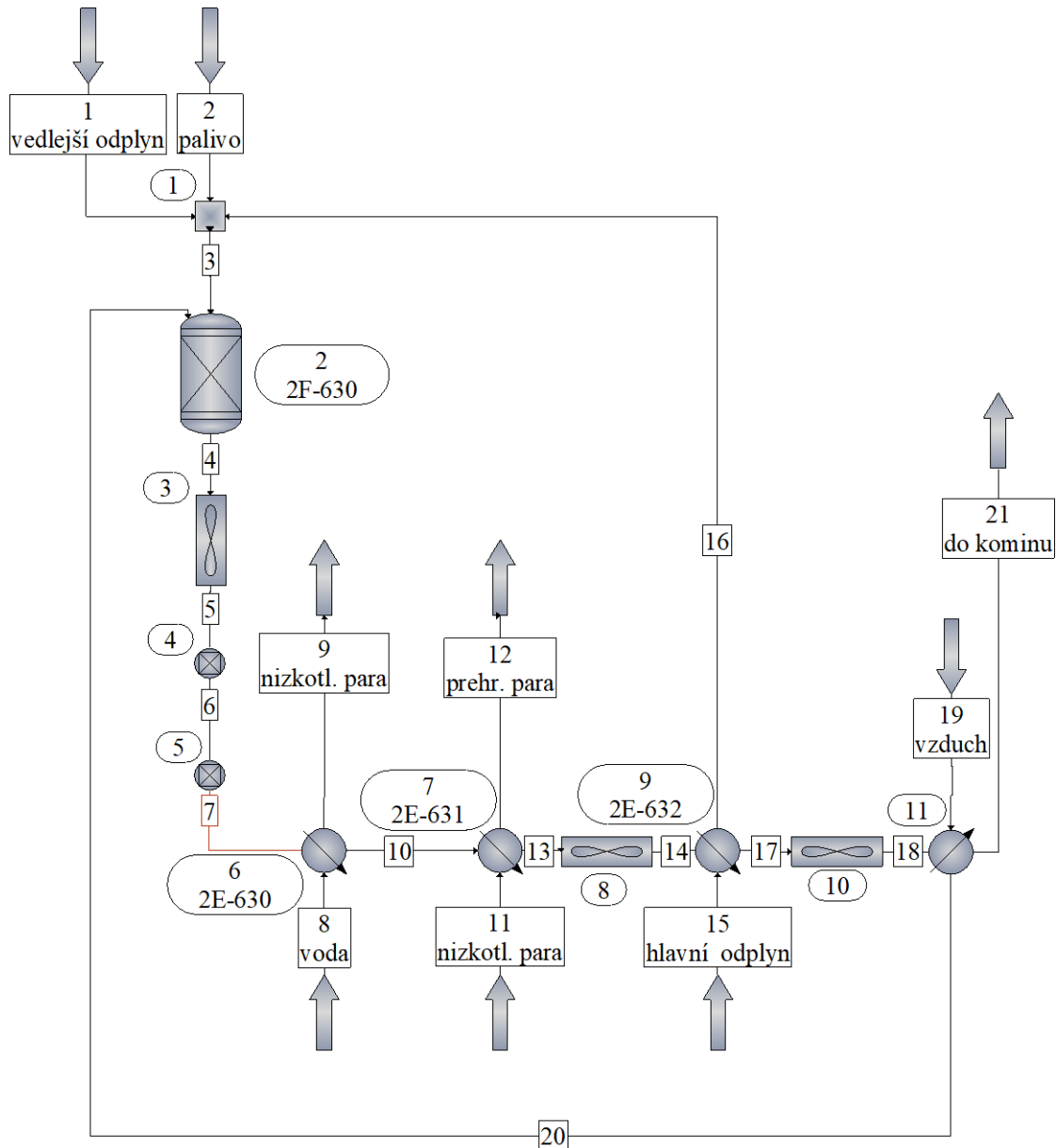


Obrázek 3 - schéma technologie po instalaci navrhovaného výměníku

## **1.2 Nelineární simulace stávajícího provozu**

Pro predikci změn procesních parametrů zkoumaného provozu po zařazení výměníku tepla byl vytvořen model celé jednotky v programu Chemstation CHEMCAD 8 [9], který je v příloze č. 1. Jedná se o nelineární simulační software (používaný typicky např. v chemickém inženýrství), ve kterém lze modelovat řešený provoz za pomoci bloků jednotkových operací (výměníků tepla, reaktorů atd.) a ty potom propojovat proudy, které reprezentují materiálové a energetické toky. Po proběhnutí simulace lze v případě konvergence řešení získat užitečná data, jako například parametry různých zařízení nebo fyzikální vlastnosti proudů. Dále je v programu možné provádět například citlivostní analýzy, kdy se v určitém intervalu po určitých krocích mění jeden z parametrů modelu a sleduje se jeho vliv na ostatní parametry modelu. Do vytvořeného modelu byl již od začátku zahrnut i navrhovaný výměník, ovšem pro potřeby simulace dosavadně provozované technologie byl jeho výkon nastaven jako zanedbatelně malý.

K simulaci konkrétního průmyslového provozu nabízí software Chemcad celou řadu termodynamických modelů, na jejichž základě jsou modelovány chemické reakce, výměna tepla, energetické a materiálové bilance apod. Pro modelování zkoumaného provozu byl zvolen model SRK (Soave, Redlich, Kwong), který byl doporučen programem a který je mimo jiné dle manuálu k programu vhodný i pro uhlovodíkové směsi o středních až vysokých teplotách a tlacích [9]. Dále byla za pomoci bloků definována jednotlivá zařízení (spalovací pec, existující výměníky a navrhovaný výměník) a zadány parametry vstupních proudů. Schéma modelu z programu Chemcad je na obrázku 4. Čísla proudů jsou zapsána v obdélnících, čísla zařízení v bublinách.



Obrázek 4 - schéma modelu v programu Chemcad [9]

### Pec 2F-630

Spalovací pec 2F-630 byla simulována jako „Gibbsův reaktor“, který je založen na principu, že při chemické rovnováze je Gibbsova energie systému minimální. [9] Pro tuto simulaci je vhodný především proto, že není třeba zadávat rovnice reakcí jednotlivých vstupujících komponent (na rozdíl např. od „rovnovážného reaktoru“). Vzhledem k tomu, že v programu nelze definovat tepelné ztráty, ale dle dokumentace má pec 2F-630 tepelné ztráty 349 kW, byl za Gibbsův reaktor zařazen vzduchový chladič (viz zařízení 3 na obrázku 4) o záporném výkonu stejné hodnoty, který simuluje tepelné ztráty.

### Bloky „controller“

Za pecí se nachází dva bloky typu „controller“ (na obrázku 4 označené čísla 5 a 6), které řídí množství paliva přiváděného do pece a množství spalovacího vzduchu. První blok „controller“ nastavuje množství paliva přiváděného do spalovací pece tak, aby byla na výstupu z pece

dosažena teplota 802 °C. V datech z provozu je uvedena teplota na výstupu z pece 800 °C, ovšem při této hodnotě neodpovídají parametry ostatních zařízení (např. teploty na výměnících a spotřeba paliva) datům z provozu, proto byla hodnota teploty mírně korigována.

Druhý blok „controller“ nastavuje množství spalovacího vzduchu tak, aby byl zachován stávající přebytek spalovacího vzduchu, a to nastavením objemového poměru vzduchu ku zemnímu plynu 11,45. To je provedeno z důvodu alespoň částečného zachování dosavadních spalovacích podmínek, protože po zařazení výměníku dojde k omezení množství spalovaného zemního plynu. Při návrhu předehřevu vzduchu u průmyslových pecí sloužících primárně k ohřevu médií bývá aplikován odlišný postup, kdy je kromě snížení množství paliva také zvýšen přebytek spalovacího vzduchu [37]. Vzhledem k odlišné funkci této pece (jejíž hlavním účelem je odstranění odpadních plynů) by však byl tento postup obtížně aplikovatelný, protože průtoky odpadních plynů (tvořící část paliva) jsou pevně dány. Navíc by zvýšení poměru spalovacího vzduchu mohlo způsobit ředění spalín, a tím i problematické měření emisí (protože je však hlavní funkcí tohoto modelu tepelná simulace jednotky, nebude problematika emisí dále rozebírána). U obou controllerů byla také zvýšena požadovaná přesnost a počet iterací oproti výchozí hodnotě, a to z důvodu získání přesnějších výsledků při provádění citlivostní analýzy.

### **Výparník 2E-630**

Za blokem „controller“ se nachází výměník 2E-630 produkující nízkotlakou páru, který byl simulován blokem „heat exchanger“. Tento výměník byl nejdříve definován na základě teploty výstupní páry a za pomoci známé teplosměnné plochy. Po proběhnutí simulace software dopočítal na základě těchto hodnot celkový součinitel prostupu tepla. Následně byl výměník předefinován na základě hodnoty známé teplosměnné plochy a celkového součinitele prostupu tepla, protože tyto dvě hodnoty lépe vystihují fyzickou podstatu daného výměníku a jsou vhodnější pro simulaci změn po přidání navrhovaného výměníku. Výměník 2E-630 nemá dle poskytnuté dokumentace specifikované žádné tepelné ztráty, ale dá se očekávat, že jejich vliv na zkoumaný provoz je minimální, a z toho důvodu jsou zanedbány. Parametry výměníku jsou uvedeny v tabulce 4.

### **Přehřívák páry 2E-631**

Dalším zařízením je přehřívák páry 2E-631, který byl opět simulován blokem „heat exchanger“. Stejně jako výměník 2E-630 byl definován nejdříve za pomoci známé teploty výstupního proudu páry a známé teplosměnné plochy, po proběhnutí simulace byl dopočítán celkový součinitel prostupu tepla. Následně byl výměník definován velikostí teplosměnné plochy a celkovým součinitelem prostupu tepla. Tepelné ztráty výměníku 35 kW byly simulovány vzduchovým chladičem, který je zařazen za výměník. Parametry výměníku jsou uvedeny v tabulce 4.

### **Ohříváč hlavního odplynu 2E-632**

Dalším zařízením v jednotce je výměník tepla 2E-632 pro předehřev spalovaného hlavního odplynu, který byl stejně jako předchozí dva výměníky simulován blokem „heat exchanger“. Parametry výměníku jsou opět v tabulce 4.

Tabulka 4 - parametry současně provozovaných výměníků

Výměník	Teplosměnná plocha [m <sup>2</sup> ]	Výkon [kW]	Celkový součinitel prostupu tepla [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Tepelné ztráty [kW]
2E-630	65,46	1691	45,3	-
2E-631	68,8	873	42,2	35
2E-632	729	1854	19	58

Na konci celé jednotky je zařazen navrhovaný výměník tepla, přes který spaliny odchází do komínu. Do navrhovaného výměníku je přiveden spalovací vzduch, který po ohřátí dále pokračuje do spalovací pece 2F-630. Pro modelování stávající situace byl však nejdříve nastaven výkon tohoto výměníku na zanedbatelně malou hodnotu blížíící se nule.

Dále byly v simulaci na základě dat z poskytnuté dokumentace specifikovány vstupní proudy. Konkrétně se jedná o teploty, tlaky, složení a průtoky proudů odplynů (na obrázku 4 proudy č. 1 a 15), paliva (č. 2), vody (č. 8), nízkotlaké páry (č. 11) a vzduchu (č. 19). Teploty, tlaky a průtoky těchto proudů jsou uvedeny v tabulce 5, složení odplynů a zemního plynu bylo uvedeno v kapitole 1.1 a vzduch byl uvažován jako 78,6 obj. % N<sub>2</sub>, 21,1 obj. % O<sub>2</sub> a 0,2 obj. % Ar.

Tabulka 5 - parametry vstupních proudů (čísla proudů odpovídají značení na obr. 4)

Proud	Číslo proudu	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Průtok
vedlejší odplyn	1	20	113	1613,7 m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
hlavní odplyn	15	70	110	14471,6 m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
palivo	2	25	131	263,1 m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
voda	8	100	1965	2602 kg·h <sup>-1</sup>
nízkotlaká pára	11	201	1600	13000 kg·h <sup>-1</sup>
spalovací vzduch	19	25	110	3011 m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>

Po proběhnutí simulace byly porovnávány vypočítané hodnoty teplot a složení proudů v různých místech pro ověření, zda odpovídají datům z provozu. Pro lepší korelaci s daty provozu byla provedena korekce teploty přehřívajícího hlavního odplynu, protože dle simulace by plyn přivedený do výměníku 2E-630 při teplotě 70 °C uvedených v technologické bilanci byl již částečně zkondenzovaný, což vede k podstatně vyššímu potřebnému výkonu, který neodpovídá entalpické bilanci z technologického provozu. Tato chyba mohla být způsobena termodynamickým modelem, ale také nepřesnými daty z provozu. Vzhledem k tomu, že je však tento úsek v simulaci důležitý především z hlediska výměny tepla na straně spalin, byla tato odchylka korigována zvýšením teploty hlavního odplynu na vstupu do výměníku 2E-632 o 3 °C, čímž se odplyn dostal nad teplotu rosného bodu. V tabulce 6 je srovnání některých významných bodů získaných z vytvořeného modelu v software Chemcad s parametry známými z technologické bilance.



Tabulka 6 - porovnání dat z poskytnuté dokumentace s výsledky simulace

Parametr		Číslo proudu	Hodnota		Odchylka
			Technologická dokumentace	Simulace	
průtok paliva	$[\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	2	263,1	262,9	0,1 %
teplota na výstupu z pece	$[\text{°C}]$	7	800	802	0,2 %
teplota nízkotlaké páry	$[\text{°C}]$	9	165	160	3,0 %
teplota spalin na výstupu z výměníku 2E-630	$[\text{°C}]$	10	605	604	0,2 %
teplota přehřáté páry	$[\text{°C}]$	12	300	299,3	0,2 %
teplota spalin na výstupu z výměníku 2E-631	$[\text{°C}]$	14	494	493,7	0,1 %
teplota předehřívaného odplynu	$[\text{°C}]$	16	400	399	0,2 %
teplota na vstupu do komínu	$[\text{°C}]$	18	250	251	0,4 %
průtok spalin	$[\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	18	19403	19362,7	0,2 %
průtok spalovacího vzduchu	$[\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	19	3011	3010,4	0,0 %

Jak je z tabulky 6 patrné, model s dobrou přesností odpovídá datům z poskytnuté dokumentace (nejvyšší rozdíl modelu oproti technologické bilanci činí tři procenta), proto bude model dále použitý k návrhu výměníku a sledování jeho vlivu na stávající technologii.

## 2 PŘENOS TEPLA

Fungování výměníků tepla je založeno na principu přenosu tepla (tepelné energie) mezi médii. Jedna z formulací druhého termodynamického zákona říká, že chladnější těleso samovolně nepředává teplo tělesu teplejšímu. Tím určuje směr předávání tepelné energie a také vymezuje možnosti přeměny tepla na jiné formy energie [10]. Při návrhu výměníku tepla je z této formulace důležitá hlavně informace o směru tepelného toku. V případě izolovaného termodynamického systému o dvou tělesech s rozdílnými teplotami by tepelná energie přecházela z teplejšího tělesa na chladnější, dokud by se teplotní diference nevyrovnala a soustava nepřešla do ustáleného stavu. Většina výměníků tepla však představuje otevřený termodynamický systém, u kterých lze pro zjednodušení uvažovat s konstantními vstupy a výstupy tepla a počítat s ustáleným stavem [1, s. 11]. Tepelný tok mezi teplejším a chladnějším tělesem pak označíme jako  $\dot{Q}$  [W], nebo jako měrný tepelný tok  $\dot{q}$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ] vztažený na plochu. Zjednodušení ustáleného stavu je však třeba vždy individuálně posoudit dle daného řešeného problému, například při drobných výkyvech od ustáleného stavu vlivem malé změny teploty okolí v průběhu dne může stačit provést výpočet pro nejméně příznivou situaci či počítat s odpovídající bezpečnostní rezervou, ale při nájezdu či odstavení technologie nelze s ustáleným stavem počítat v žádném případě.

Rozlišují se tři základní mechanismy přenosu tepla – kondukce (vedení), konvekce (proudění) a radiace (záření). Přenos tepla radiací lze u výměníků, které nepracují za zvlášť vysokých teplot a jejichž hlavním mechanismem přenosu tepla je nucená konvekce zanedbat [6, s. 29]. To je i případ výměníku tepla, jehož návrh je předmětem této práce, kde nejvyšší teplota spalin dosahuje pouze teploty 250°C. Z toho důvodu je dále popsán pouze přenos tepla kondukcí a konvekcí.

### 2.1 Kondukce

Přenos tepla kondukcí (neboli vedením) je realizován pohybem částic (atomů a molekul), kdy částice s vyšší energií předávají energii částicím s nižší energií. Probíhá v pevných, kapalných i plynných médiích. V kapalinách a plynech je důsledkem srážek a difuzí molekul během náhodného pohybu, v pevných látkách probíhá vlivem kmitání molekul v krystalické mřížce. Kvůli absenci jakýchkoliv částic nemůže probíhat ve vakuu. [2, s. 3-4]

Matematicky lze přenos tepla kondukcí popsat Fourierovým zákonem, který má pro jednodimenzionální přenos tepla rovnou stěnou tvar [1, s. 12]:

$$\dot{q} = -k_s \cdot \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Kde  $\dot{q}$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ] je měrný tepelný tok,  $k_s$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] je tepelná vodivost stěny, což je materiálová charakteristika popisující schopnost materiálu vést teplo a  $dT/dx$  značí teplotní diferenci ve směru osy  $x$ . Záporné znaménko značí, že přenos tepla probíhá ve směru klesající teploty. Při jednodimenzionálním přenosu tepla proudí tepelná energie pouze ve směru jedné osy (v jednom směru). Jedná se o zjednodušení reálného přenosu tepla kondukcí ve výměnících tepla, kde je tepelná energie vedena ve více směrech. Jelikož je ale jeden směr standardně výrazně převažující, lze při výpočtech ostatní směry přenosu tepla zanedbat. Pokud se navíc systém nachází v ustáleném stavu (teploty na obou stranách stěny se v čase nemění), můžeme Fourierův zákon napsat ve formě [1, s. 20]:

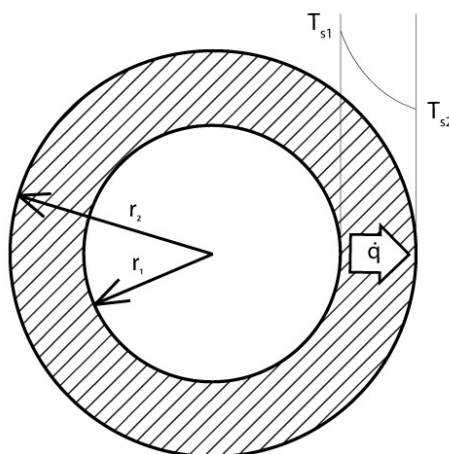
$$\dot{q} = k_s \cdot \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\delta} \quad (2)$$

Kde  $T_{s1}$  [°C] respektive  $T_{s2}$  [°C] jsou teploty na teplejší, respektive chladnější straně stěny a  $\delta$  [m] je tloušťka stěny.

Při návrhu výměníků tepla je dále často třeba stanovit přenos tepla stěnou trubky, což je válcová plocha, která má (na rozdíl od rovinné plochy) vnitřní a vnější plochu o různých velikostech, proto nelze použít rovnici (2). Integrací lze ovšem z Fourierova zákona (viz rovnice (1)) odvodit vztah pro přenos tepla přes válcovou stěnu [2, s.126]:

$$\dot{q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot k_s \cdot (T_{s1} - T_{s2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (3)$$

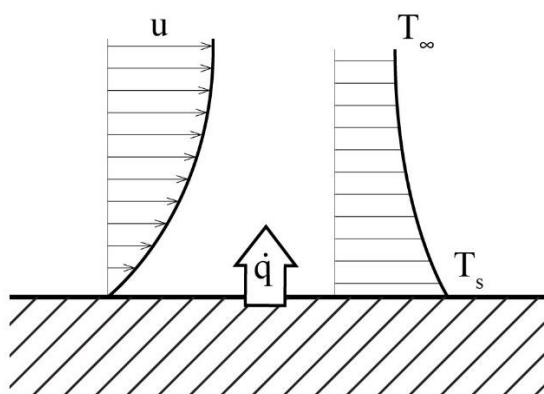
Kde  $r_1$  [m] je vnitřní poloměr trubky,  $r_2$  [m] je vnější poloměr trubky a  $l$  [m] je délka trubky. Tato situace je schematicky znázorněna na obrázku 5.



Obrázek 5 - schematické znázornění průběhu teploty při přenosu tepla válcovou plochou [1, s. 22]

## 2.2 Konvekce

Přenos tepla konvekcí (neboli prouděním) probíhá kapalinách a plynech a při návrhu výměníků tepla je uplatňován při výpočtu výměny tepla mezi tekutinou a pevným povrchem. Konvekce probíhá na povrchu stěny v teplotní mezní vrstvě, jejíž šířka je závislá na velikosti tzv. rychlostní mezní vrstvy, která vzniká vlivem třecích sil. Tyto vrstvy jsou schematicky znázorněny na obrázku 6. [6, s. 25-26]



Obrázek 6 - schematické znázornění rychlostní a teplotní mezní vrstvy na povrchu stěny [6, s. 26]

Konvekci lze podle charakteru toku média rozdělit na přirozenou (volnou) a nucenou. V případě přirozené konvekce je tok média vyvolán pouze vztlakovými silami vzniklými v důsledku rozdílné teploty (a potažmo i hustoty) média v mezní vrstvě a mimo ni. Jako příklad lze uvést samovolně stoupající teplý vzduch obtékající radiátor. V případě nucené konvekce je potom tok média vyvolán externím zdrojem a u výměníků v procesním a energetickém průmyslu se jedná o převládající režim, jde např. o proudění vyvolané ventilátorem nebo tok vody v trubkách vlivem energie dodané čerpadlem. [2, s. 6-7]

Popis přenosu tepla konvekcí je založen na analytických i empirických vztazích, jejichž cílem je stanovení součinitele přestupu tepla  $\alpha$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]. Stanovení přenosu tepla konvekcí pomocí tohoto součinitele se následně provádí dle rovnice [2, s. 6]:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_m - T_s) \quad (4)$$

Kde  $T_m$  [ $^{\circ}C$ ] je teplota proudícího média a  $T_s$  [ $^{\circ}C$ ] je teplota povrchu stěny. Pro stanovení součinitele přestupu tepla jsou standardně využívána bezrozměrná podobnostní čísla charakterizující fyzikální podstatu daného typu proudění. Při výpočtech přestupu tepla u nucené konvekce jsou nejpoužívanější Reynoldsovo číslo, Prandtlovo číslo a Nusseltovo číslo.

### 2.2.1 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo je bezrozměrná veličina, která je definována jako [6, s.391]:

$$Re = \frac{\rho \cdot D_h \cdot v}{\eta} \quad (5)$$

Kde  $\rho$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota média,  $v$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je průměrná rychlost proudění média,  $\eta$  [ $Pa \cdot s$ ] je dynamická viskozita a  $D_h$  [ $m$ ] je hydraulický průměr, který je definován jako [2, s. 504]:

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (6)$$

Kde  $S$  [ $m^2$ ] je průtočný průřez kanálu a  $o$  [ $m$ ] je omočený obvod kanálu, pro proudění uvnitř kruhové trubky je hydraulický průměr rovný vnitřnímu průměru trubky. Reynoldsovo číslo udává poměr mezi setrvačnými a vnitřními třecími silami a lze podle něj určit, zda bude charakter toku laminární (proudnice média jsou rovnoběžné) nebo částečně či plně vyvinuté turbulentní (proudnice média jsou neuspořádané). Hodnota Reynoldsova čísla, při níž se proudění stává turbulentní se nazývá kritická hodnota a závisí na vlastnostech proudícího média a geometrii toku. [6, s. 392]

U výměníků tepla je turbulentní režim proudění podstatně výhodnější než laminární režim, protože dochází k intenzivnějšímu promíchávání a tím i lepší výměně tepla. Reynoldsovo číslo však neslouží jen k určení charakteru toku, ale především vystupuje v množství empirických vzorců při tepelně-hydraulických výpočtech.

### 2.2.2 Prandtlovo číslo

Prandtlovo číslo je bezrozměrná veličina definována jako [6, s. 390]:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (7)$$

Kde  $\nu$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] je kinematická viskozita a  $a$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] je součinitel teplotní vodivosti. Udává poměr mezi difuzivitou hybnosti a tepelnou difuzivitou, neboli poměr mezi relativní tloušťkou rychlostní a teplotní mezní vrstvy (viz obr. 6). Při výpočtech je praktické rovnici (7) rozepsat a upravit na tvar [6, s. 390]:

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{k_m} \quad (8)$$

Kde  $c_p$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je měrná tepelná kapacita média za konstantního tlaku a  $k_m$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je tepelná vodivost média.

### 2.2.3 Nusseltovo číslo

Nusseltovo číslo je bezrozměrná veličina definována jako [6, s.382]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{k_m} \quad (9)$$

Kde  $\alpha$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je součinitel přestupu tepla a  $D_h$  [m] je hydraulický průměr. Nusseltovo číslo vyjadřuje poměr konvektivního a konduktivního přenosu tepla přes plochu kolmou ke směru proudění. Pomocí Nusseltova čísla lze vypočítat součinitel přestupu tepla  $\alpha$ , díky němuž lze stanovit přenos tepla konvekcí. U výměníků tepla lze Nusseltovo číslo stanovit na základě empirických vzorců, ve kterých vystupuje Reynoldsovo a Prandtlovo číslo. Podoba těchto rovnic závisí na mnoha faktorech, např. na charakteru toku nebo geometrii potrubí a podrobněji budou pospány dále v práci v kapitole 5.1.4.

## 2.3 Základní rovnice pro tepelnou bilanci a přenos tepla

Základními nástroji při tepelném návrhu výměníku jsou bilanční a přenosová rovnice. Bilanční rovnice popisuje entalpickou rovnováhu mezi horkým a chladným médiem a při zanedbání tepelných ztrát do okolí má tvar [4, s. 97]:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c \quad (10)$$

Kde  $\dot{Q}_h$  [W] značí množství tepla odebírané horkému médiu a  $\dot{Q}_c$  [W] značí množství tepla, které přijímá chladný proud. Po rozepsání má rovnice (10) tvar:

$$\dot{m}_c \cdot \overline{c_{p,c}} \cdot (T_{c2} - T_{c1}) = \dot{m}_h \cdot \overline{c_{p,h}} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \quad (11)$$

Kde  $\dot{m}_c$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je hmotnostní tok na straně chladného média,  $\overline{c_{p,c}}$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je střední měrná tepelná kapacita na straně studeného proudu a  $T_{c1}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] a  $T_{c2}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] jsou vstupní a výstupní teploty na straně studeného proudu. Ostatní veličiny s indexem „h“ mají odpovídající význam na straně horkého proudu.

Přenosová rovnice potom popisuje samotný fyzikální mechanismus prostupu tepla přeneseného z horkého média do studeného a má tvar [4, s. 104]:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (12)$$

Kde  $\dot{Q}$  [W] je celkové přenesené teplo,  $U$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je celkový součinitel prostupu tepla,  $A$  [ $\text{m}^2$ ] je teplosměnná plocha,  $\Delta T_{lm}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] je střední logaritmický teplotní spád a  $F$  [–] je korekční součinitel, který je využíván pro jiné než souproudé či protiproudé uspořádání. Celkový součinitel prostupu tepla se získá na základě znalosti dílčích mechanismů přenosu tepla, je funkcí řady proměnných a k jeho určení je třeba použít iteračních výpočtů. Korekční součinitel  $F$  nabývá pro čistě souproudé či protiproudé uspořádání toku médií ve výměníku hodnotu jedna, pro jiná uspořádání se určí na základě různých vztahů či grafů. Střední logaritmický teplotní spád je definován na základě vstupních a výstupních teplot proudů z výměníku jako [4, s. 101]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)} \quad (13)$$

V uvedeném tvaru je rovnice (13) platná pouze pro protiproudé výměníky, výměníky s křížovým tokem a vícechodé výměníky, jejichž celkové zapojení je v protiproudém smyslu.

### 3 REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍKY PRO PŘENOS TEPLA MEZI PLYNY

Výměníky tepla jsou aplikovány v celé řadě průmyslových odvětví, například v elektrotechnice (chlazení součástí), či v tepelné technice budov (tepelná čerpadla). V rámci této práce je ale podstatné zejména využití výměníků tepla v procesním a energetickém průmyslu. I v těchto odvětvích existuje celá řada výměníků tepla, dále však budou rozebírány především výměníky pro předehřev spalovacího vzduchu, jehož návrhem se práce zabývá.

Předehřev spalovacího vzduchu s využitím odpadního tepla ze spalín s sebou přináší jak ekonomickou výhodu úspory paliva, tak s tím spojené ekologické výhody v podobě nižších emisí především  $\text{CO}_2$ , ale také oxidů dusíku, oxidů síry apod. Společným znakem pro výměníky tohoto typu je relativně nízký součinitel přestupu tepla u obou médií (oproti například výměníkům typu kapalina-kapalina) [4, s. 77]. Volba vhodného výměníku se odvíjí vždy od konkrétní aplikace, kdy je potřeba zohlednit množství procesních parametrů, mezi které patří například:

- teplota médií
- chemické složení médií
- zanášení
- maximální dovolená velikost výměníku
- dovolené tlakové ztráty
- návratnost investice
- provozní náklady

Pro předehřev spalovacího vzduchu se hodí jak rekuperační, tak i regenerační výměníky. Regenerační výměníky s sebou sice přináší určité výhody v podobě větší objemové hustoty (teplosměnné plochy ku objemu) a lepší odolnosti vůči vysokým teplotám díky možnosti použití keramické náplně, ovšem mezi nevýhody patří nedokonalá těsnost a složitá mechanická konstrukce (s čímž souvisí vyšší pořizovací cena, větší nároky na prostor, složitější návrh

a složitější provoz ve srovnání s rekuperačními výměníky). Z těchto důvodů byl zvolen výměník rekuperační a regenerační výměníky nebudou dále v práci rozebírány. [4, s. 393-408]

V odborné literatuře zabývající se návrhem výměníků tepla pro procesní a energetický průmysl jsou rekuperační výměníky pro využití odpadního tepla ze spalin zmíněny jen okrajově ([1, s. 205-210], [4, s. 77, 395]), nebo vůbec ([3], [5]). Metody výpočtů uvedené v literatuře jsou však často obecné (např. metoda F-LMTD či  $\epsilon$ -NTU) a lze je tedy aplikovat i při návrhu rekuperačního výměníku pro předehřev spalovacího vzduchu. Navíc se některé vlastnosti těchto typů výměníků prolínají s výměníky popsány v uvedených zdrojích (např. křížový tok plynu přes svazek trubek je obdobný jako u vzduchových chladiců).

Z rekuperačních výměníků se pro předehřev spalovacího vzduchu využívají především trubkové a deskové výměníky [1, s. 207-210]. Dále se široce využívají výměníky s tepelnými trubnicemi [4, s. 62], které se nachází na pomezí výměníku rekuperačních a regeneračních.

Volba konstrukčního materiálu závisí na teplotě a chemickém složení spalin. Nejběžněji se používají uhlíkové, respektive nerezové oceli, které jsou odolné vůči tečení do teplot okolo 400 °C, respektive 675 °C. Pro vyšší teploty je potřeba použít speciální superslitiny na bázi niklu nebo kobaltu. [4, s. 756]

Z hlediska koroze je potřeba ověřit, zda teplota povrchu na straně spalin neklesne pod teplotu rosného bodu. V takovém případě dochází ke kondenzaci látek (často chemicky agresivních), což vede ke korozi a nadměrnému zanášení či dokonce ucpaní výměníku. V případě zvlášť korozivních médií (např. s obsahem síry nebo chloru) se jako konstrukční materiál používají skleněné trubky, případně různé druhy plastů. [1, s. 209]

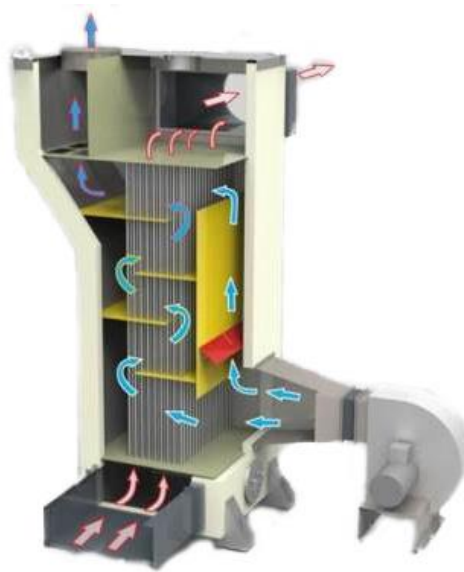
### 3.1 Trubkové výměníky

Existuje celá řada trubkových výměníků tepla lišících se geometrií, konstrukčním materiálem či uspořádáním toku. Pro využití tepla ze spalin pro předehřev spalovacího vzduchu se z nich nejčastěji využívají trubkové výměníky se svazkem trubek v plášti. Kvůli zanášivosti spalin se často umísťuje předehříváný vzduch do trubkového prostoru výměníku, zatímco spaliny proudí okolo trubek v prostoru pláště [1, s. 207], zvlášť pokud jsou trubky ve vodorovné pozici a tuhé částice by se hromadily v trubkách. Na obrázku 7 je ukázka polotovaru trubkovnice pro výrobu takového výměníku.



Obrázek 7 - trubkovnice pro trubkový výměník tepla [11]

V některých případech se i zanášivé spaliny umísťují do trubkového prostoru. Poté jsou však obvykle trubky umístěny svisle a pod nimi je prostor, kam jsou nánosy ze spalin během odstávek oplachovány [12]. Vizualizace takového výměníku od německé firmy heat11 je na obrázku 8 [13].



Obrázek 8 - výměník pro přehřev vzduchu se spalinami v trubkovém prostoru [13]

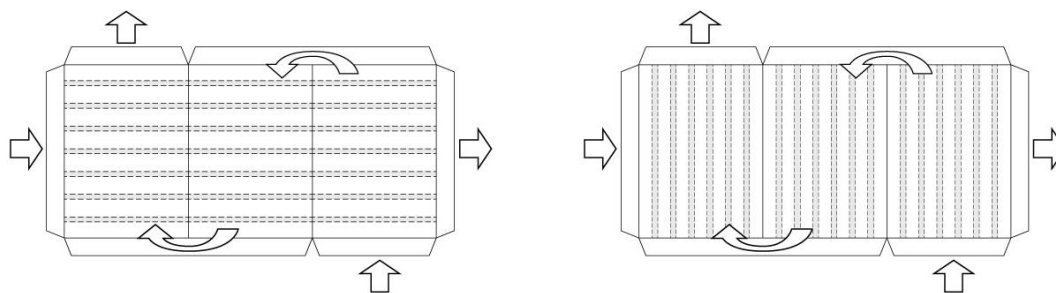
Trubky mohou být hladké nebo žebrované, ale žebrování má obecně význam především u aplikací, kde je součinitel přestupu tepla na jedné straně výrazně nižší než na druhé, což nebývá u výměníků typu plyn-plyn typické (v takovém případě by muselo být žebrování provedeno na obou stranách trubek, což ale obvykle nebývá ekonomicky výhodné [1, s. 223-224]), žebrováním se navíc většinou zvyšuje náchylnost teplosměnné plochy k zanášení. Při výpočtu se plyn v trubkách uvažuje jako nemíchaný v příčném směru, kdežto plyn v mezitrubkovém prostoru se uvažuje jako míchaný v příčném směru (pokud ovšem nejsou ve výměníku záměrně instalovány příčné přepážky, které by míchání zabránily).

Pro zvýšení efektivity jsou výměníky často navrhovány jako vícechodé. Efektivitu výměníku  $\varepsilon$  [-] lze definovat jako [4, s 99]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (14)$$

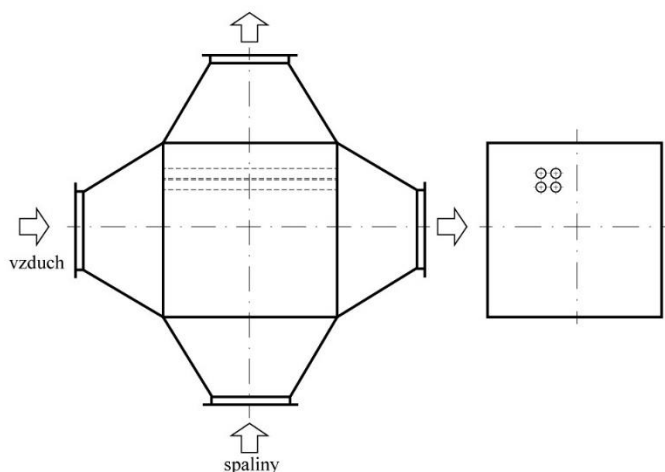
Kde  $\dot{Q}$  [W] je tepelný výkon výměníku a  $\dot{Q}_{max}$  [W] je teoreticky uvažovaný maximálně dosažitelný výkon dle druhého termodynamického zákona. Z hlediska uspořádání toku by měl stejný výměník při souproudém uspořádání nejnižší a protiproudém uspořádání nejvyšší efektivitu. Výměník s křížovým a vícechodým uspořádáním by měl efektivitu v rozmezí mezi souproudým a protiproudým uspořádáním, s rostoucím počtem chodů by se však při celkovém zapojení v protiproudém smyslu (viz obrázek 9) blížil efektivitou protiproudému zapojení. Více chodů může mít jak trubková část, tak i mezitrubkový prostor, jak je znázorněno na obrázku 9.





Obrázek 9 - schematické znázornění výměníku se třemi chody v trubkovém prostoru (vpravo) a v mezitrubkovém prostoru (vlevo), v celkovém zapojení v protiproudém smyslu.

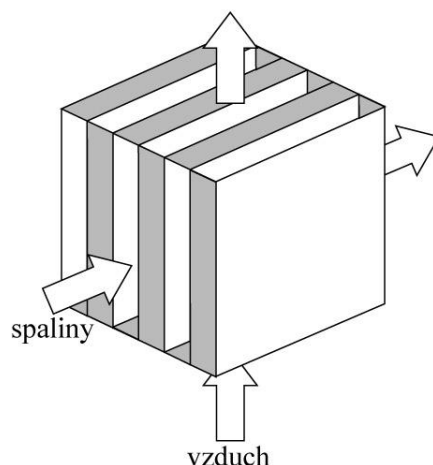
Uspořádání trubek může být buď do obdélníku (čtverce) nebo trojúhelníku. Výhodou trojúhelníkového uspořádání je intenzivnější turbulence a díky tomu i lepší přenos tepla, výhodou obdélníkového uspořádání je potom snadnější čištění nánosů. Na obrázku 10 je schéma jednochodého trubkového výměníku s uspořádáním trubek do čtverce. Uspořádání trubek do trojúhelníku bylo znázorněno na obrázku 7.



Obrázek 10 - jednochodý trubkový výměník s uspořádáním trubek do čtverce [1, s. 208]

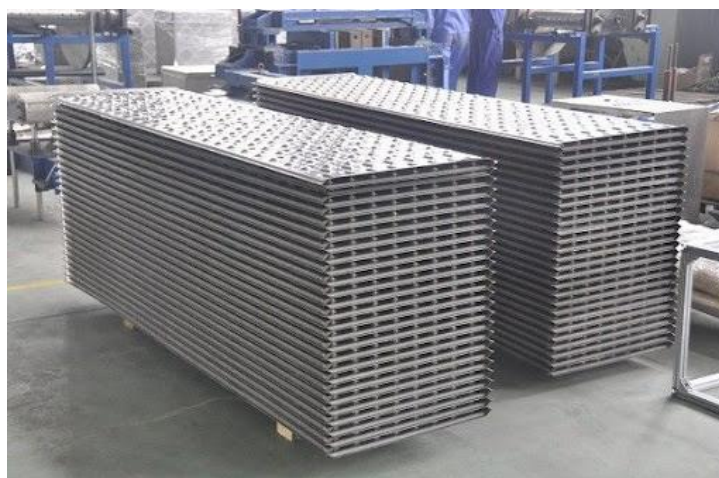
### 3.2 Deskové výměníky

Deskové výměníky pro předehřev spalovacího vzduchu se skládají z rovnoběžných čtvercových či obdélníkových desek. V polovině kanálků proudí předehříváný vzduch, v druhé polovině spaliny, jak je schematicky znázorněno na obrázku 11.



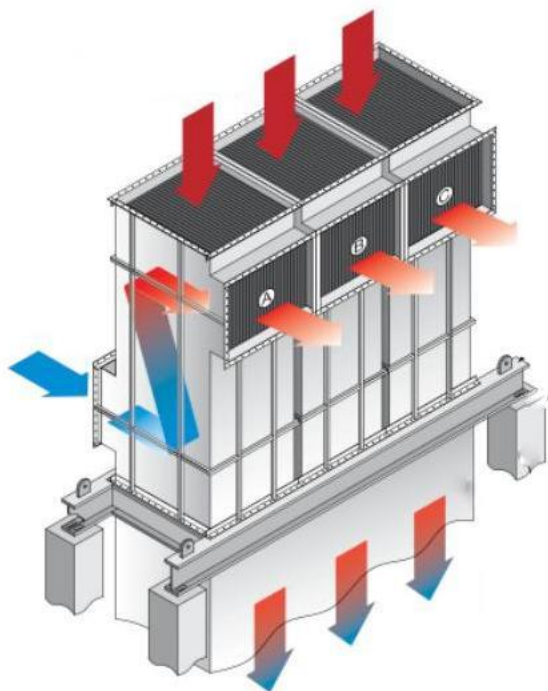
Obrázek 11 - schéma jednochodého deskového výměníku [1, s. 210]

Pokud nejsou ve výměníku umístěny přepážky, jsou jak spaliny, tak i předehříváný vzduch uvažovány ve výpočtu jako promíchávané v příčném směru. Desky bývají z důvodu zamezení zanášení spalinami hladké, kvůli vymezení vzdálenosti mezi jednotlivými deskami na nich však bývají umístěny vmezovací prvky. Typicky se může jednat například o různé zaoblené protlačené tvary, jak je vyobrazeno na obrázku 12, případně o přivařená válcová tělesa [14]. Další funkcí těchto těles kromě vymezení vzdálenosti mezi deskami je turbulizace proudícího plynu, což vede k intenzivnějšímu přenosu tepla.



Obrázek 12 - desky pro výrobu deskového výměníku s protlačenými prvky k vymezení vzdálenosti mezi jednotlivými deskami [15]

Tok médií bývá obvykle z konstrukčních důvodů křížový, a to povětšinou s více chody. S rostoucím počtem chodů se výměník přibližuje efektivitou k protiproudému uspořádání médií, výjimkou nemusí být ani výměníky, které jsou uspořádáním toku médií na pomezí výměníků s křížovým a protiproudým tokem. Takovéto uspořádání je znázorněno na obrázku 13.



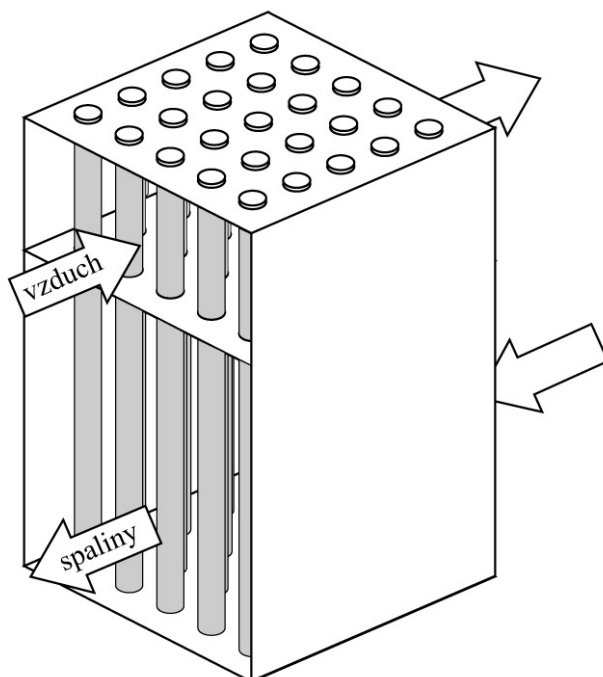
Obrázek 13 - deskový výměník s uspořádáním médií na pomezí křížového toku s více chody a protiproudého toku [16]

Výrobci nabízejí často deskové výměníky jako modulární, což umožňuje snadnější výrobu, transport a uspořádání dle požadavků zákazníka. Některými vlastnostmi překonávají deskové výměníky tepla výměníky trubkové. Dle některých výrobců mají například deskové výměníky až třikrát větší celkový součinitel prostupu tepla a dosahují přibližně pouze 40-60 % tlakové ztráty ve srovnání s trubkovými [15]. Přesto byl v práci navrhován výměník trubkový, a to z důvodu možného ověření vypočítaných výsledků s profesionálním programem Xchanger Suite®. Vytvořený výpočtový skript lze však v případě potřeby poměrně snadno modifikovat i pro návrh deskového výměníku.

### 3.3 Výměníky s tepelnými trubicemi

Tepelné trubice jsou trubky, uvnitř kterých je utěsněna pracovní kapalina (často voda, případně organické látky nebo jejich směsi), přes kterou je díky kontinuálnímu vypařování a kondenzaci převáděno teplo z jedné strany trubice na druhou. Ve výměníku jsou potom tyto trubice uspořádány rovnoběžně a jejich kondenzační a vypařovací části jsou odděleny přepážkou. Ve vypařovacím prostoru proudí horké spaliny, kterým je vypařováním odebráno teplo, v kondenzačním prostoru proudí předehříváný vzduch, kterému je kondenzací teplo předáváno. Principem fungování se výměníky s tepelnými trubicemi nachází na pomezí rekuperačních a regeneračních výměníků. Do kategorie rekuperačních výměníků by mohly být zařazeny na základě téměř okamžité výměny tepla mezi proudy, do kategorie regeneračních výměníků kvůli výskytu pracovního média pro přenos tepla. [1, s. 210-211]

Trubice musí být buď svisle, nebo pod určitým úhlem od vodorovné pozice, aby zkondenzovaná kapalina uvnitř trubek mohla stékat do odpařovací části. Schematické znázornění výměníku s tepelnými trubicemi je na obrázku 14, kde se ve spodní části nachází vypařovací část a v horní části kondenzační část. [1, s. 210-211]



Obrázek 14 - výměník s tepelnými trubicemi

Výhodou výměníků s tepelnými trubicemi je, že při použití žebrování stačí rozšířit povrch pouze na vnější straně trubice, protože pouze s touto stranou budou v kontaktu média s nízkým součinitelem přestupu tepla (spaliny a vzduch), kdežto uvnitř trubic bude součinitel přestupu tepla díky změně fáze mnohonásobně větší. Rozšíření povrchu pouze na vnější straně je z konstrukčního hlediska jednodušší a ekonomicky výhodnější oproti rozšíření povrchu uvnitř trubek, nevýhodou žeber je ovšem obecně vyšší náchylnost k zanášení. Samotné trubice mají životnost několik desítek let a nejsou na sobě vzájemně závislé, tedy při poruše jedné trubice bude výměník dále fungovat, pouze se sníží jeho výkon. Bez použití žebrování však nemají výměníky s tepelnými trubicemi žádnou výhodu oproti trubkovým výměníkům. Další nevýhodou je potom vyšší pořizovací cena a složitější návrh, který se kvůli použití pracovní kapaliny zásadně liší od návrhu běžných trubkových nebo deskových rekuperátorů. [3, s. 44-46]

## 4 STANOVENÍ PARAMETRŮ NAVRHOVANÉHO VÝMĚNÍKU

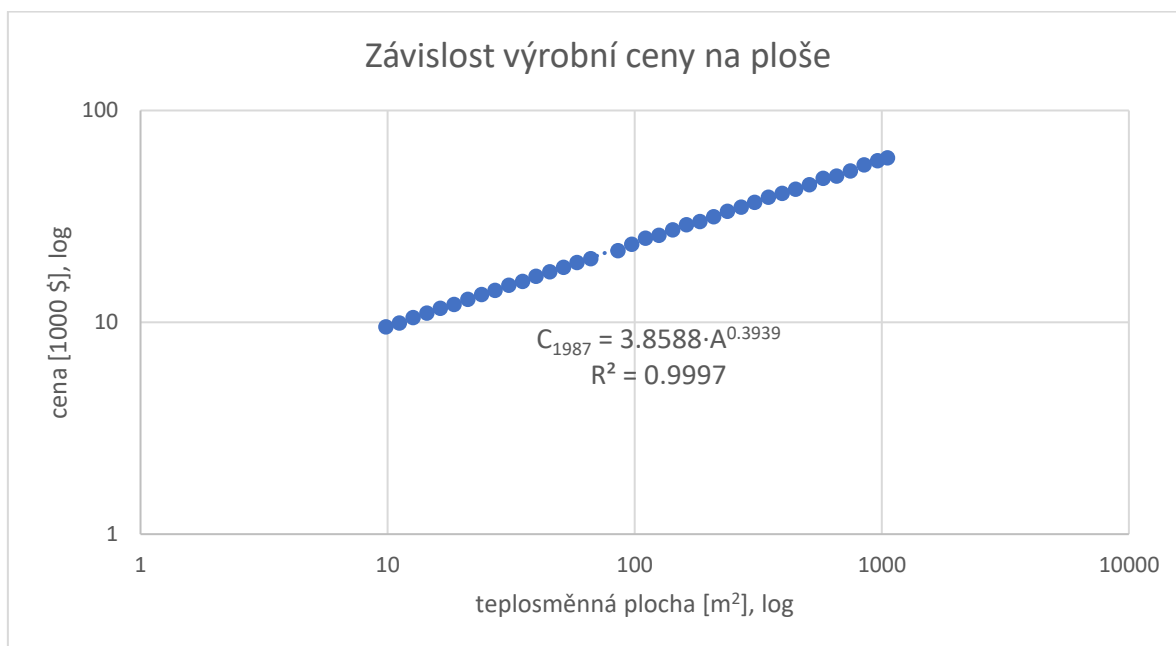
Při návrhu výměníku tepla je třeba přihlížet k řadě technologických a ekonomických parametrů s ohledem na provozní bezpečnost, spolehlivost a únosnou míru jak pořizovacích, tak i provozních nákladů. V této kapitole je popsáno stanovení velikosti teplosměnné plochy navrhovaného výměníku s ohledem na minimální dobu návratnosti investice k jeho pořízení. Výpočet byl proveden s využitím programů Chemcad, MS Excel a Octave. Simulace provozu v programu Chemcad je v příloze č. 1, výpočtový list v MS Excel v příloze č. 2.

### 4.1.1 Odhad pořizovacích nákladů

Pořizovací náklady závisí na mnoha parametrech výměníku, jako je jeho typ, velikost, použité materiály a tlaky, na které je dimenzován. Tyto vztahy lze pro mnoho typů výměníků získat například z databáze ESDU [17], kde jsou pořizovací ceny uvedeny jako funkce výkonu, tlaku a fáze médií, přístup k dokumentům je ovšem placený. Výrobci výměníků navíc používají

obvykle interní metody vycházející z vlastních zkušeností, které nedávají veřejně k dispozici. V práci byla pro odhad pořizovací ceny výměníku použita metoda dle Garretta publikovaná v knize Chemical Engineering Economics [18].

Metoda uvádí graf závislosti ceny (v tisících dolarech v roce 1987) na ploše (v stopách čtverečních) s křivkami pro tři různé typy výměníků (vzduchem chlazený svazek trubek, typ „trubka v trubce“ a typ „shell and tube“), kdy je navíc výsledná cena doplněna o různé korekční faktory, zohledňující provozní tlaky, cenu za montáž, a materiál. Pro odhad ceny navrhovaného výměníku byla zvolena křivka vzduchem chlazeného výměníku, neboť je tento typ výměníku svojí konstrukcí vhodný pro přehřev spalovacího vzduchu ve zkoumaném provozu. Z grafu bylo pomocí aplikace WebPlotDigitizer [19] získáno několik desítek bodů, které byly poté importovány do programu MS Excel. Plošné míry ve stopách byly následně převedeny na metry čtvereční a data interpolována mocninnou křivkou. Takto upravený graf včetně rovnice interpolační křivky s hodnotou spolehlivosti je vykreslený na obrázku 15.



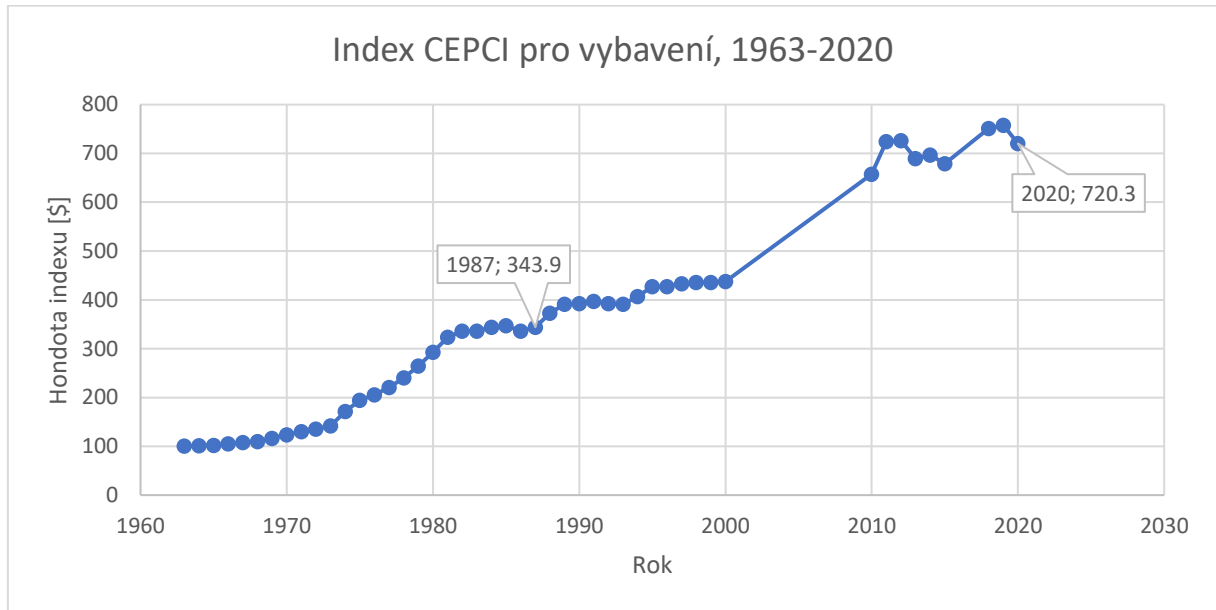
Obrázek 15 - graf závislosti výrobní ceny vzduchem chlazeného výměníku z uhlíkové oceli na teplosměnné ploše

K výrobní ceně je však potřeba připočítat navíc cenu instalace a ceny doplňujících komponentů (zahrnující např. připojovací potrubí či ventilátory). Cena instalace se započte za pomoci tzv. instalačního koeficientu  $f_i$ , jehož průměrná hodnota uvedená v knize Chemical Engineering Economics [18] je 1,61. Cena doplňkových zařízení se potom započte s využitím tzv. modulového koeficientu  $f_m$ , jehož hodnota pro vzduchem chlazený výměník tepla je 2,2. Kompletní pořizovací cena výměníku v roce 1987 se tedy vypočte dle vztahu:

$$C_{1987} = 3,8588 \cdot A^{0,3939} \cdot f_i \cdot f_m = 3,8588 \cdot A^{0,3939} \cdot 3,542 \quad (15)$$

Dále je nutné získanou cenu převést do současné doby, což bylo provedeno s využitím indexu CEPCI (The Chemical Engineering Plant Cost Index). Jedná se o index, který sleduje každoročně od roku 1963 až do současnosti pořizovací náklady na výstavbu chemických provozů rozdělené do různých kategorií (např. vybavení, stavba budov atd.). Nejnovější hodnoty indexu CEPCI byly dohledatelné pro rok 2020 [20], proto budou při výpočtu uvažovány ceny z tohoto roku. Hodnoty indexu CEPCI pro kategorii vybavení pro jednotlivé roky od roku 1963 do roku 2020 jsou vykresleny v grafu na obrázku 16. Vzhledem k tomu, že index není zdarma dostupný, byla data přebírána z různých zdrojů ([20],[21]) a pro období od

roku 2001 do roku 2009 a roky 2017 a 2018 nebyla dohledána vůbec, což však při výpočtu není podstatné. Důležité hodnoty z roku 1987 a z roku 2020 jsou v grafu vyznačeny.



Obrázek 16 - hodnoty indexu CEPCI (kategorie vybavení) v letech 1963-2020, [20], [21]

Dále je vhodné převést cenu do české měny, kdy cena dolaru byla v roce 2020 průměrně 23,2 Kč [22]. Přepočtení ceny se potom provede následovně:

$$C_{2020} = C_{1987} \cdot \frac{CEPCI_{2020}}{CEPCI_{1987}} \cdot 23,2 \quad (16)$$

Kde  $C_{2020}$  [Kč] jsou pořizovací náklady v roce 2020,  $C_{1987}$  [\$] jsou pořizovací náklady v roce 1987,  $CEPCI_{2020}$  je hodnota indexu CEPCI v roce 2020 a  $CEPCI_{1987}$  je hodnota indexu CEPCI v roce 1987.

#### 4.1.2 Stanovení vhodného výkonu

Stanovení vhodného výkonu výměníku bylo provedeno pomocí výpočtu a porovnáním návratností různých variant navrhovaného výměníku. Pro výpočet návratnosti je potřeba porovnat odhadované pořizovací náklady, roční úsporu a roční náklady po montáži výměníku. Výpočet odhadovaných nákladů byl popsán v kapitole 4.1.1. Roční úspora je potom dána snížením energetické spotřeby spalovací pece v důsledku vyšší teploty spalovacího vzduchu. Vzhledem k tomu, že však dojde k poklesu množství spalovacího vzduchu, dojde také k poklesu množství spalin, a tedy i k poklesu výkonu již provozovaných výměníků (2E-630, 2E-631, 2E-632). Tento pokles výkonu bude sice relativně malý, ovšem úbytek výkonu je třeba kompenzovat jiným zdrojem tepla (v případě výměníků 2E-630 a 2E-631) a zvýšením energetické spotřeby pece (v případě výměníku 2E-632). Pro zjednodušení bude vypočítáno množství zemního plynu ekvivalentní úbytku výkonu. Do provozních nákladů je také třeba započítat náklady na provoz ventilátorů, které budou kompenzovat tlakovou ztrátu na navrhovaném výměníku, ovšem vzhledem k tomu, že v této fázi návrhu není ani přibližná tlaková ztráta výměníků známa, budou náklady na provoz ventilátorů započítány až u konečného návrhu (viz kapitola 5.2.2).

Dále bylo potřeba pro specifikování navrhovaného výměníku v modelu v programu Chemcad určit celkový součinitel prostupu tepla. Ten byl odhadnut jednak na základě součinitelů prostupu tepla stávajících výměníků tepla (jejichž hodnoty jsou známy ze simulace), jednak na základě typických součinitelů prostupu tepla pro trubkové výměníky pracující na

obou stranách s plyny blízkými atmosférickému tlaku [23], a to na hodnotu  $U = 25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Odhadnutý součinitel prostupu tepla slouží v tomto případě pouze k přibližnému určení návratnosti, v samotném tepelně-hydraulickém návrhu bude hodnota určena přesněji.

Na modelu v programu Chemcad popsaném v kapitole 1.2 byla provedena citlivostní analýza, kdy se výkon navrhovaného výměníku měnil v rozsahu od 60 do 211 kW v 50 rovnoměrných krocích a byly zaznamenávány závislé veličiny, a to teplosměnná plocha, spotřeba paliva a entalpie spalin vstupu do výměníku 2E-360 a výstupu z výměníku 2E-631. Pro jednotlivé iterace (varianty výměníků) se poté také dle rovnice (15) určila odhadnutá cena a dle rovnice (16) přepočítala do roku 2020. Dále se pro jednotlivé iterace určila roční úspora zemního plynu oproti stávajícímu provozu. Byl uvažován roční fond pracovní doby 8000 hodin, což odpovídá jedenácti měsícům nepřetržitého provozu a měsíční technologické odstavce. Roční úspora zemního plynu  $\Delta V_{Fi} [\text{mN}^3 \cdot \text{r}^{-1}]$  pro *i*-tou iteraci se potom určí jako:

$$\Delta V_{Fi} = (V_{F0} - V_{Fi}) \cdot 8000 \quad (17)$$

Kde  $V_{F0} [\text{mN}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$  je současná spotřeba zemního plynu a  $V_{Fi} [\text{mN}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$  je spotřeba zemního plynu při použití navrhované *i*-té varianty výměníku.

Pro výpočet finanční roční úspory se vycházelo z dat Českého statistického úřadu ceny plynu pro průmysl  $C_F$ . Ta je pro rok 2020 průměrně  $645,35 \text{ Kč} \cdot \text{MWh}^{-1}$  [24], ovšem pro výpočet úspory je tento údaj nutné převést na jednotku  $\text{Kč} \cdot \text{mN}^{-3}$ . K tomu je třeba znát výhřevnost paliva  $LHV [\text{kJ} \cdot \text{mN}^{-3}]$ , která se určí na základě dílčích výhřevností složek paliva [25]:

$$LHV = \sum LHV_i \cdot y_i \quad (18)$$

Kde  $LHV_i [\text{kJ} \cdot \text{mN}^{-3}]$  je výhřevnost *i*-té složky paliva a  $y_i [-]$  je objemový zlomek *i*-té složky paliva. Složení paliva je známo z dat z provozu (viz tabulka 2 v kapitole 1.1), obsahuje 98,3 obj. % methanu a 0,4 obj. % ethanu, jejichž výhřevnost je  $33906 \text{ kJ} \cdot \text{mN}^{-3}$ , respektive  $60732 \text{ kJ} \cdot \text{mN}^{-3}$  [36]. Zbytek objemu paliva tvoří  $\text{CO}_2$  a  $\text{N}_2$ , které mají nulovou výhřevnost. Celková výhřevnost paliva se potom vypočte jako:

$$LHV = 33906 \cdot 0,983 + 60732 \cdot 0,004 = 33572,53 \text{ kJ} \cdot \text{mN}^{-3} \quad (19)$$

Měrná cena paliva  $C_F$  se potom převede na požadovanou jednotku  $\text{Kč} \cdot \text{mN}^{-3}$ :

$$C_F [\text{Kč} \cdot \text{mN}^{-3}] = \frac{C_F [\text{Kč} \cdot \text{MWh}^{-1}] \cdot LHV [\text{kJ} \cdot \text{mN}^{-3}]}{3\,600\,000} = 6,018 \text{ Kč} \cdot \text{mN}^{-3} \quad (20)$$

Hrubá roční úspora díky nižší úspoře paliva (tj. bez uvažovaného poklesu výkonu stávajících výměníků) pro *i*-tou variantu navrhovaného výměníku  $S_{gi} [\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1}]$  se potom určí jako:

$$S_{gi} = \Delta V_{Fi} \cdot C_F \quad (21)$$

Vzhledem k tomu, že však po zařazení výměníku dojde k poklesu výkonu stávající sítě výměníků (jak již bylo popsáno v úvodu této kapitoly), je třeba započítat tento pokles do výpočtu návratnosti. To bylo provedeno za pomoci měření toku entalpií při citlivostní analýze na vstupu a výstupu ze stávající sítě výměníků a určení rozdílu  $\Delta \dot{H}_i [\text{kW}]$  mezi stávající a navrhovanou variantou:

$$\Delta \dot{H}_i = (\dot{H}_1 - \dot{H}_2) - (\dot{H}_{1i} - \dot{H}_{2i}) \quad (22)$$

Kde  $\dot{H}_1 [\text{kW}]$  je entalpie spalin na vstupu do výměníku 2E-630 za současně provozovaného stavu,  $\dot{H}_2 [\text{kW}]$  je entalpie spalin na výstupu z výměníku 2E-631 za současně provozovaného stavu,  $\dot{H}_{1i} [\text{kW}]$  je entalpie spalin na vstupu do výměníku 2E-630 po zařazení *i*-té varianty navrhovaného výměníku a  $\dot{H}_{2i} [\text{kW}]$  je entalpie spalin na výstupu z výměníku 2E-631 po

zařazení i-té varianty výměníku. Ve výpočtu stačí uvažovat výměníky 2E-630 a 2E-631, protože pokles výkonu výměníku 2E-632 je již zohledněn při záznamu úbytku spotřeby zemního plynu v peci během citlivostní analýzy.

Na základě znalosti přibližného poklesu tepelného výkonu stávající série výměníků lze vyčíslit přibližné náklady na kompenzaci tepelného výkonu. Bylo uvažováno, že tepelná ztráta bude kompenzována parním ohřevem, přičemž pára bude generována v kotli na zemní plyn s účinností  $\eta_B=0,8$  typickou pro tato zařízení [26]. Roční náklady na kompenzaci ztráty tepelného výkonu i-té varianty výměníku  $C_{Ki}$  [ $K\check{c} \cdot rok^{-1}$ ] se určí jako:

$$C_{Ki} = \frac{C_F \cdot \Delta H_i \cdot 8000}{1000 \cdot \eta_B} \quad (23)$$

Kde  $C_F$  [ $K\check{c} \cdot MWh^{-1}$ ] je cena zemního plynu v roce 2020 a  $\eta_B$  [-] je typická účinnost parního kotle [26].

Čistá roční úspora  $S_{Ni}$  [ $K\check{c} \cdot rok^{-1}$ ] byla následně vypočítána jako rozdíl hrubé roční úspory a ročních nákladů na kompenzaci poklesu tepelného výkonu stávajících výměníků:

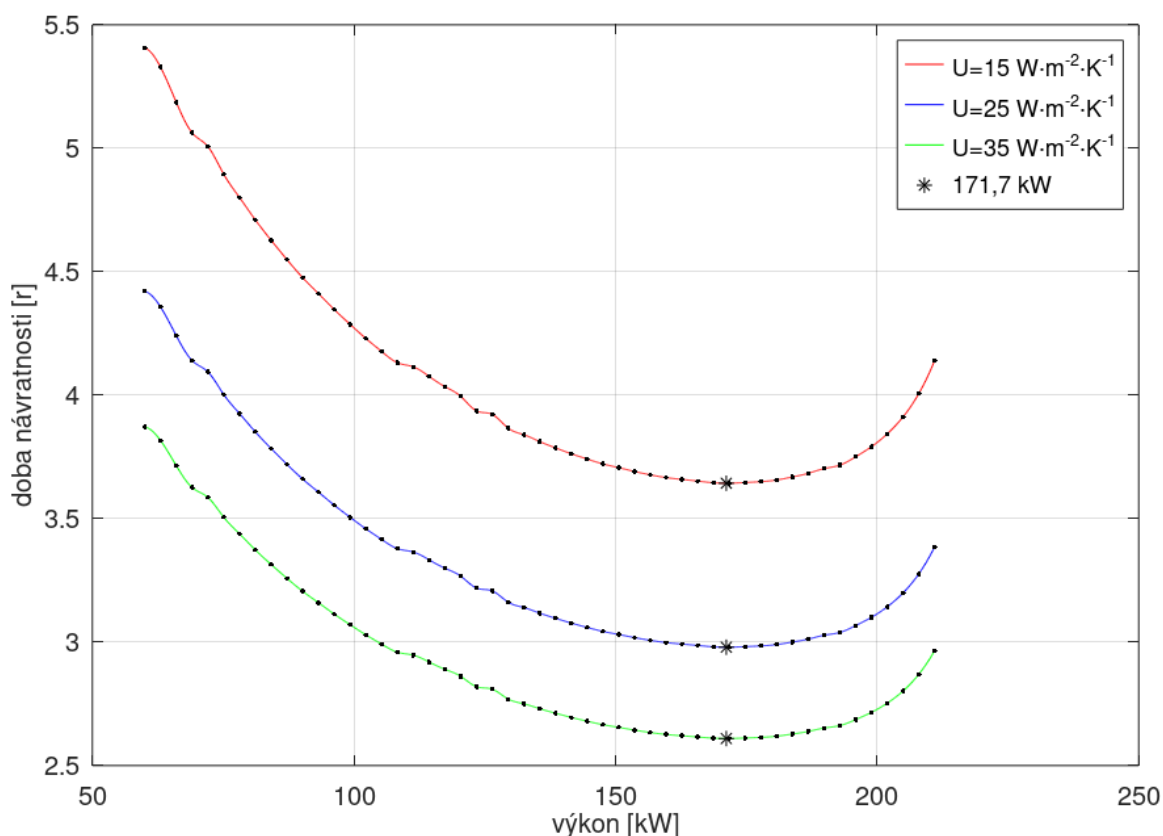
$$S_{Ni} = S_{Gi} - C_{Ki} \quad (24)$$

Návratnost jednotlivých variant  $N_i$  [ $r$ ] lze potom vypočítat jako podíl pořizovacích nákladů a čisté roční úspory:

$$N_i = \frac{C_{2020}}{S_{Ni}} \quad (25)$$

Z ekonomických důvodů je žádoucí, aby doba návratnosti výměníku tepla byla co nejmenší. Na obrázku 17 jsou zobrazeny výsledky provedené analýzy pro tři různé součinitele prostupu tepla ( $U = 15; 25$  a  $35 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ).





Obrázek 17 - závislost doby návratnosti na výkonu výměníku pro různé součinitele prostupu tepla

Z grafu na obrázku 17 je patrné, že velikost součinitele přestupu tepla nemá na polohu optimálního výkonu vliv, ale s rostoucím součinitelem prostupu tepla klesá doba návratnosti. Ve výše provedené analýze však nejsou zatím uvažovány náklady na provoz ventilátorů, které budou mít vliv jak na velikost optimálního výkonu, tak na dobu návratnosti. Tyto náklady budou započítány až po předběžném detailním návrhu. Určená hodnota optimálního výkonu  $\dot{Q} = 171,7 \text{ kW}$  však poskytuje velmi dobré vstupní informace k provedení detailního návrhu.

## 5 DETAILNÍ TEPELNĚ-HYDRAULICKÝ NÁVRH

Cílem tepelně-hydraulického návrhu je zvolit takovou geometrii výměníku, aby byly splněny požadavky na přenos tepla mezi médii a zároveň aby nebyly překročeny nejvyšší dovolené tlakové ztráty a byl dosažen požadovaný režim proudění.

Mezi běžně používané výpočetní metody pro tepelný návrh výměníků patří metoda středního logaritmického teplotního spádu a korekčního součinitele  $F$  (známa také jako metoda  $F$ -LMTD), metoda  $\varepsilon$ -NTU a metoda  $P$ -NTU. Volba vhodné metody se odvíjí především od známých parametrů procesu a výměníku a od typu navrhovaného výměníku. V zásadě lze říct, že metoda  $F$ -LMTD přistupuje k výpočtu postupně a přehledně, ale vede na iterační řešení, kdežto metody  $\varepsilon$ -NTU a  $P$ -NTU se v určitých případech mohou iteračnímu řešení díky využití diagramů vyhnout, ale kvůli použití bezrozměrných veličin může působit jejich postup méně přehledně. Přestože lze však jako stěžejní metodu preferovat jednu z výše uvedených, jednotlivé metody se v určitých oblastech navzájem prolínají a nelze je od sebe zcela oddělit

(např. při použití metody F-LMTD je nutné k určení korekčního součinitele  $F$  využít metodu P-NTU nebo  $\varepsilon$ -NTU). [4, s. 98-103]

Pro návrh výměníku byla zvolena metoda F-LMTD, a to především díky její přehledné fyzikální struktuře a snadné aplikaci metody v prostředí GNU Octave bez nutnosti odečítání z grafů.

### **5.1 Návrh pomocí metody F-LMTD**

Název metody F-LMTD vychází z anglického názvu pro střední logaritmický teplotní spád „logarithmic temperature mean difference“, jehož výpočet byl uveden v rovnici (13). Je-li uspořádání toku médií ve výměníku jiné než souproudé nebo protiproudé, potom je třeba hodnotu středního logaritmického teplotního spádu korigovat pomocí korekčního součinitele  $F$ . Tento součinitel je funkcí uspořádání toku médií a několika bezrozměrných veličin, které vycházejí ze vstupních a výstupních teplot a tepelných kapacit proudů.

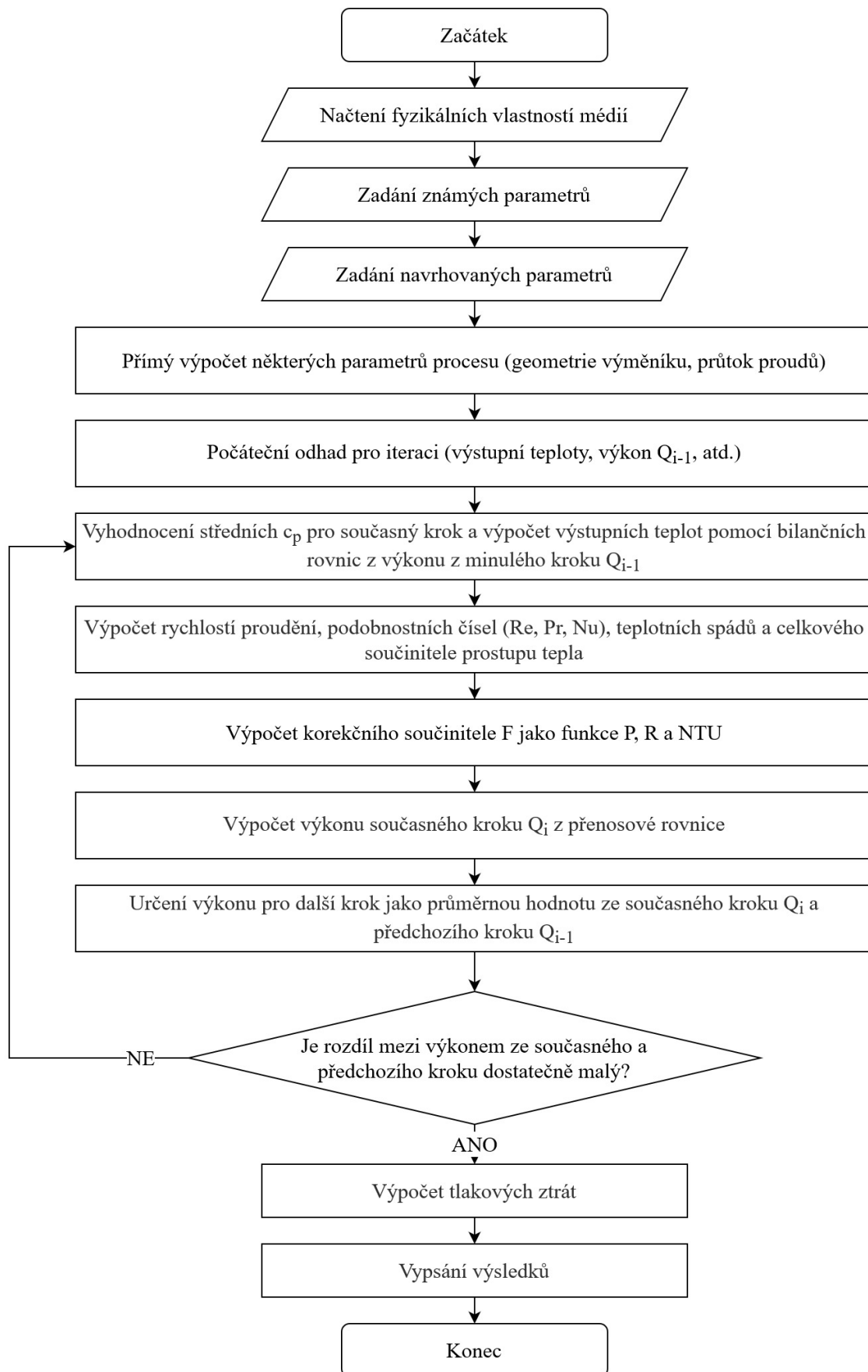
Při použití této metody je zavedeno několik zjednodušení, a to [1, s. 167]:

- rozvrstvení teplot napříč směru proudění je rovnoměrné
- celkový součinitel prostupu tepla je po celé délce výměníku konstantní
- tepelné ztráty do okolí jsou zanedbány
- měrná tepelná kapacita proudů je konstantní a uvažovány jsou střední hodnoty pro vstupní a výstupní teploty

Jak uvádí Hewitt, uvedená zjednodušení lze uvažovat především u turbulentního proudění bez fázové přeměny, což je i případ navrhovaného výměníku. [1, s. 167].

Při samotném návrhu výměníku v této práci byly ze simulace v software Chemcad známy parametry procesu a vstupní teploty do výměníku. Cílem návrhu bylo určit vhodnou geometrii výměníku tak, aby byl dosažen výkon blízký optimálnímu výkonu z ekonomické optimalizace provedené v kapitole 4.1.2 a zároveň aby byly na výměníku dosaženy takové tlakové ztráty, jejichž kompenzace nebude příliš nákladná. Zároveň byl během výpočtu zjištěn celkový součinitel prostupu tepla  $U$  a výstupní teploty obou proudů.

Návrh byl proveden ve výpočtovém skriptu programu GNU Octave, což je zdarma dostupný programovací jazyk, který je alternativou ke komerčně používanému software Matlab s řadou shodných funkcí. Software GNU Octave umožňuje např. práci s maticemi, použití cyklů a vykreslování grafů. Samotný výpočtový soubor je v příloze č. 3, popsán bude v následujících podkapitolách. Na obrázku 18 je znázorněn diagram algoritmu řešení.



Obrázek 18 - postup tepelně-hydraulického návrhu výměníku [3, s. 601-605]

### 5.1.1 Parametry procesu

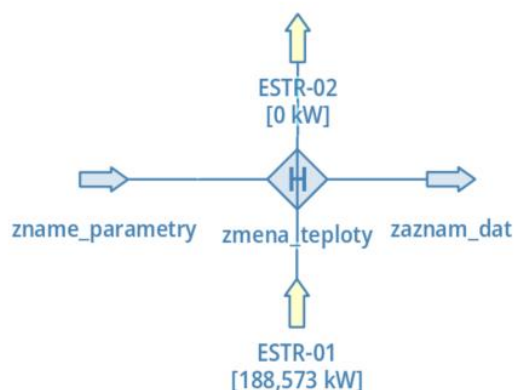
Z poskytnutých dat z provozu jsou známy vstupní teploty, objemové průtoky, tlaky a chemické složení jak proudu spalin na výstupu z výměníku 2E-632, tak spalovacího vzduchu na vstupu do spalovací pece. Po zařazení navrhovaného výměníku však kvůli dosažené úspoře paliva v peci dojde i ke snížení potřebného množství spalovacího vzduchu, a tím i ke snížení množství spalin. Tímto jsou ovlivněny parametry procesu, jako tepelné výkony stávajících výměníků a jejich vstupní a výstupní teploty spalin. Proto je třeba při návrhu nového výměníku počítat s korigovanými hodnotami těchto veličin získaných ze simulace popsané v kapitole 1.2. Srovnání původních a korigovaných parametrů procesu je v tabulce 7.

Tabulka 7 - srovnání parametrů ze simulace před a po zařazení výměníku (171,7 kW, 25 W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>)

		Stávající provoz	Korigovaná hodnota
Průtok spalin	m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	19362,7	19050,9
Průtok spalovacího vzduchu	m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	3010,4	2723,7
Vstupní teplota spalin	°C	251	246

Ve výpočtu vystupují různé fyzikálních vlastností proudů, které jsou závislé na teplotě a tlaku. Jedná se o hustotu, tepelnou vodivost, měrnou tepelnou kapacitu a dynamickou viskozitu. Vzhledem k malé závislosti těchto veličin na tlaku lze v oblasti navrhovaného výměníku změnu těchto veličin s tlakem zanedbat. Teplotní závislost je však podstatná, proto bude uvažována.

K získání teplotní závislosti fyzikálních vlastností byl použit software DWSIM. Jedná se o simulační software, který je zdarma dostupný a má podobné funkce jako komerční software Chemcad popsány v kapitole 1.2. Pro získání fyzikálních dat byl zvolen z důvodu maximálního možného využití zdarma dostupných softwarových nástrojů. Program pracuje mimo jiné s termodynamickým modelem Soave-Redlich-Kwong (SRK), který byl použit v simulaci v kapitole 1.2, a proto byl zvolen i pro získání teplotní závislosti fyzikálních vlastností. To bylo provedeno s využitím bloku „Material Stream Heater“ (na obrázku 19) a citlivostní analýzy, kdy se měnila výstupní teplota na výstupu z bloku a zaznamenávaly se fyzikální vlastnosti. Tlaky médií se během simulace nemění a byly zvoleny hodnoty na vstupu médií do výměníku, které jsou známy z dat z provozu (102 kPa u spalin a 110 kPa u vzduchu).

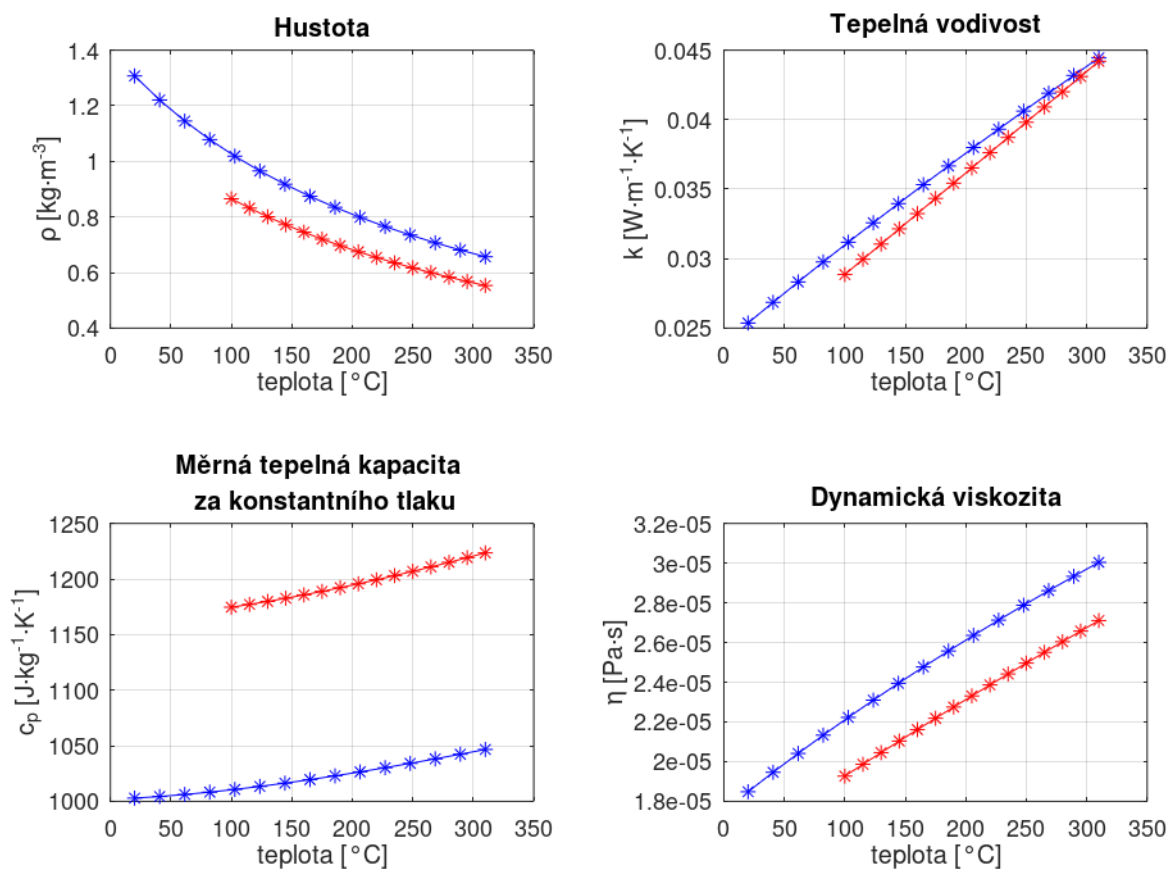


Obrázek 19 - zapojený blok "Material Stream Heater" k určení závislosti fyzikálních vlastností na teplotě v DWSIM

Data fyzikálních vlastností byly poté nahrány do programu GNU Octave, kde z nich byly vytvořeny funkce typu „function handle“ za pomoci funkce „interp1“, aby se s daty dalo ve výpočtu dále pracovat. Matematicky lze funkce popsat jako:

$$\rho_c = f\rho_c(T) \quad (26)$$

Kde  $\rho_c$  [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ] je hustota vzduchu,  $f\rho_c(T)$  je definovaná funkce za pomoci funkce `interp1` a  $T$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] je teplota, pro kterou je hustota vyhodnocována. Obdobně byly definovány funkce pro hustotu spalin  $f\rho_h(T)$ , pro měrnou tepelnou kapacitu vzduchu  $fc_{p,c}(T)$  a spalin  $fc_{p,h}(T)$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ], tepelnou vodivost vzduchu  $fk_c(T)$  a spalin  $fk_h(T)$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] a dynamickou viskozitu vzduchu  $f\eta_c$  a spalin  $f\eta_h$  [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]. Grafy průběhu jednotlivých funkcí jsou na obrázku 20.



Obrázek 20 - závislosti fyzikálních vlastností vzduchu (modře) a spalin (červeně) na teplotě při konstantním tlaku 102 kPa u spalin a 110 kPa u vzduchu

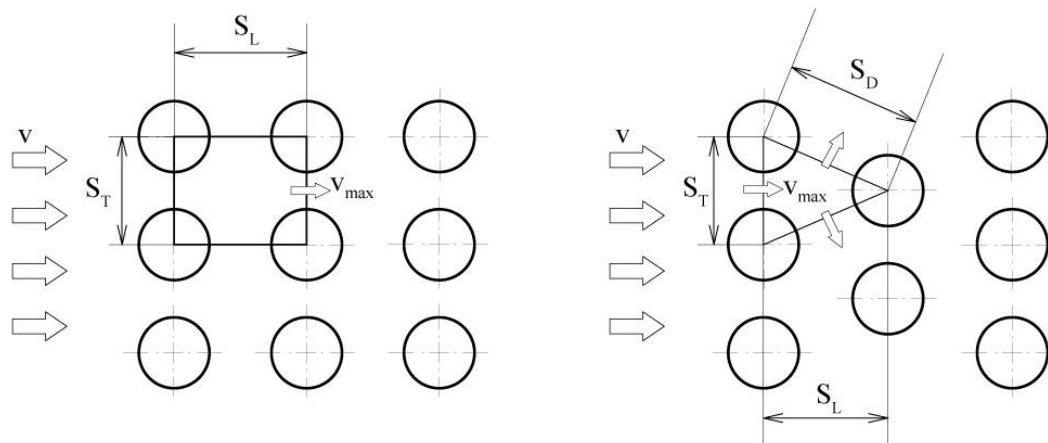
### 5.1.2 Geometrické parametry výměníku

V další části výpočtového skriptu (z přílohy č. 3) jsou definovány geometrické parametry výměníku. Jedná se o délku, průměr, tloušťku, tepelnou vodivost, drsnost a uspořádání trubek a počet chodů.

Při volbě průměru byla čerpána inspirace z průměru trubek již provozovaného výměníku 2E-632, který je svou funkcí nejvíce podobný navrhovanému výměníku. Ten má trubky o vnějším průměru 27,2 mm a tloušťce 2 mm. Přesný průměr byl však zvolen na základě normy ČSN EN 10210-2 [27], a to jako vnější průměr 26,9 mm. Vzhledem k relativně nízkému tlaku obou médií blízkému tlaku atmosférickému byla na základě tabulky zvolena druhá nejvyšší

tloušťka 2,3 mm pro daný rozměr. Při mechanickém návrhu, který není součástí této práce by však bylo třeba ověřit vhodnost tloušťky této stěny výpočtem.

Uspořádání svazku trubek v trubkovém výměníku může být buď do čtverce („zarovnané“), nebo do trojúhelníku („střídané“), jak je znázorněno na obrázku 21.



Obrázek 21 - uspořádání svazku trubek (příčný řez) s vyznačenými možnými směry maximálních rychlostí [2, s. 431]

Uspořádání do trojúhelníku je kompaktnější a díky větší turbulenci proudění zajišťuje lepší přenos tepla, proto toto uspořádání převládá u většiny výměníků. Uspořádání do čtverce se z důvodu snadnějšího čištění využívá většinou v případech, kdy je médium obtékající trubky výrazně zanášivé [4, s. 207]. Vzhledem k tomu, že ani jedno z médií není významně zanášivé, bylo zvoleno uspořádání do rovnostranného trojúhelníku, které je mimo jiné použito také u již provozovaného výměníku 2E-632. Podélná rozteč, počet chodů, počet trubek na chod a počet trubek v řadě byly zvoleny na základě manuálního ladění a to tak, aby byl dosažen podobný výkon výkonu určenému v kapitole 4.1.2 a zároveň aby byly dosaženy maximálně nejvyšší dovolené tlakové ztráty a turbulentní režim proudění, který je příznivější pro přenos tepla. Výpočet těchto parametrů bude blíže popsán v kapitolách 5.1.4 a 5.1.5. Navrhované parametry výměníku jsou v tabulce 8.

Tabulka 8 - geometrické parametry předběžně navrhovaného výměníku

Vnější průměr trubek	[mm]	26,9
Délka trubek	[m]	1,4
Tloušťka stěny trubek	[mm]	2,3
Příčná rozteč	[mm]	65
Počet chodů	[-]	3
Počet trubek v řadě	[-]	20
Počet řad na jeden chod	[-]	9

Dalším krokem byla volba materiálu výměníku. Vzhledem k tomu, že se ve spalínách nevyskytují žádné agresivní složky a mají nejvyšší teplotu 250°, není třeba na konstrukci výměníku uvažovat žádnou vysoce legovanou ocel [4, s. 757]. Proto byl jako konstrukční materiál zvolena uhlíková ocel DIN 1.0570 (ČSN 11 523), což je nelegovaná ocel použitelná pro tažení za tepla k výrobě bezešvých trubek, která je dle normy ČSN 41 1523 vhodná k použití na součásti tepelných energetických zařízení [28]. Ocel má běžnou odolnost proti

korozí a tepelnou vodivost  $53,4 \text{ [W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$  [29]. Z této oceli jsou také běžně vyráběny trubky o požadovaném rozměru  $26,9 \times 2,3$  zvoleném pro konstrukci výměníku [30].

Dále byly stanoveny parametry jako drsnost povrchu a součinitele zanášení obou médií. Absolutní drsnost potrubí je parametr, který vystupuje ve výpočtu tlakových ztrát. Jedná se o průměrnou výšku drsnosti povrchu v metrech [3, s. 399] a pokud není známa, je možné ji odhadnout na základě tabulek. Pro bezešvé ocelové trubky je absolutní drsnost povrchu dle tabulek VŠCHT [31]  $0,2 \text{ mm}$ , ovšem lze uvažovat, že během provozu bude na povrchu trubek docházet ke korozí, proto byla zvolena drsnost povrchu pro mírně korodovanou ocel  $0,3 \text{ mm}$ .

Dále bylo potřeba určit součinitele zanášení. Zanášení je jev, kdy během provozu výměníku vzniká na stěnách vlivem různých mechanismů vrstva, která má nízkou tepelnou vodivost a zhoršuje tak prostup tepla. Mezi tyto mechanismy patří například usazování partikulárních částic, korozní zanášení nebo zanášení vlivem chemických reakcí [1, s. 857]. Vliv zanášení na přenos tepla lze ve výpočtu zohlednit využitím součinitele odporu zanášení  $R \text{ [m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}]$ , který lze odhadnout například na základě dat v literatuře [1, s. 867]. U látek s větším rizikem zanášení (například u médií s velkým obsahem pevných částic nebo u krystalizujících médií) je třeba věnovat zanášení větší pozornost, neboť kromě snížení prostupu tepla může dojít také ke změně hydraulických vlastností a v krajním případě až k ucpání výměníku. Protože však ani jedno z médií neobsahuje pevné částice ani chemické látky, které by vlivem chemických reakcí mohly vést ke vzniku nánosů, bude dále zanášení zohledněno pouze součinitelem odporu zanášení.

Na základě dostupných dat lze pro navrhovaný výměník odhadnout součinitel odporu zanášení na straně spalin  $R_h = 0,0009 \text{ m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$  a na straně vzduchu  $R_c = 0,000175 \text{ m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$  [1, s. 872]. Uvedené hodnoty pro spaliny jsou sice v tabulce uvedené jako hodnoty pro spaliny zemního plynu, ale vzhledem k podobnému složení lze očekávat, že součinitele zanášení budou podobné.

### 5.1.3 Výpočet veličin nezávislých na iteračním cyklu

V následující části skriptu byly vypočítány parametry, které zůstávají během iteračního výpočtu konstantní a které lze tedy vypočítat přímo na základě již definovaných parametrů. Jedná se například o průtoky médií a geometrické parametry.

Ze simulace (popsané v kapitole 1.2) jsou známy normální objemové průtoky médií, ovšem v dalších výpočtech vystupují především hmotnostní průtoky. Z normálního objemového průtoku byl proto nejdříve za pomoci stavové rovnice vypočítán skutečný objemový průtok, a to u obou médií na vstupu do výměníku:

$$\dot{V}_h = \dot{V}_{hN} \cdot \frac{p_N \cdot T_{h1}}{T_N \cdot p_1} \quad (27)$$

Kde  $\dot{V}_h \text{ [m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$  je skutečný objemový průtok spalin na vstupu do výměníku,  $\dot{V}_{hN} \text{ [m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$  normální objemový průtok spalin,  $p_n$  je normální tlak  $101\,325 \text{ Pa}$ ,  $T_{h1} \text{ [K]}$  je teplota spalin na vstupu do výměníku,  $T_N$  je normální teplota  $273,15 \text{ K}$  a  $p_1 \text{ [Pa]}$  je tlak spalin na vstupu do výměníku. Obdobně bude rovnice vypadat u výpočtu skutečného objemového průtoku vzduchu. Následně lze ze skutečného objemového průtoku vypočítat hmotnostní průtok:

$$\dot{m}_h = \dot{V}_h \cdot \rho_h(T_{h1}) \quad (28)$$

Kde  $\dot{m}_h \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$  je hmotnostní průtok spalin,  $\dot{V}_h \text{ [m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$  je objemový průtok spalin na vstupu do výměníku a  $\rho_h(T_{h1}) \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}]$  je hustota spalin vyhodnocená pro teplotu spalin na vstupu do výměníku.

Dále lze přejít k výpočtu geometrických parametrů výměníku. Podélná rozteč trubek  $S_L$  [m] (popsaná na obrázku 21) vychází z vlastností rovnostranného trojúhelníku a vypočte se jako:

$$S_L = S_T \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (29)$$

Kde  $S_T$  [m] je příčná rozteč trubek. Dále je třeba vypočítat počet trubek na jeden chod  $Nt_{chod}$ , který je potřeba v iterační části skriptu k výpočtu rychlosti:

$$Nt_{chod} = Nt_{rada} \cdot N_{rad} \quad (30)$$

Kde  $Nt_{rada}$  je počet trubek v jedné řadě a  $N_{rad}$  je počet řad na jeden chod.

Celkový počet trubek  $Nt_{celk}$  se následně vypočítá jako:

$$Nt_{celk} = Nt_{chod} \cdot N_{chodu} \quad (31)$$

Z celkového počtu trubek lze následně vypočítat velikost teplosměnné plochy. U trubkových výměníků je však také potřeba upřesnit, jaká přesně plocha je uvažována, neboť velikost vnitřního a vnějšího povrchu trubky se liší a podle volby plochy je třeba uvažovat správně odvozený vztah pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla. Vzhledem k tomu, že jak software Chemcad, tak software HTRI uvažují při výpočtu jako teplosměnnou plochu vnější plochu trubek, bude i v tomto tepelně-hydraulickém výpočtu uvažována plocha vnější. Ta se potom vypočte jako:

$$A = \pi \cdot D \cdot l \cdot Nt_{celk} \quad (32)$$

Kde  $A$  [m<sup>2</sup>] je teplosměnná plocha vně trubek a  $D$  [m] je vnější průměr trubek.

V neposlední řadě je také možné dopočítat celkové rozměry teplosměnného prostoru výměníku, z nichž jsou některé potřeba v navazující části výpočtu a také se hodí pro orientační představu o rozměrech výměníku. Při uvažování vertikální orientace trubek se bude jednat o výšku  $l$ , šířku  $b$  a hloubku  $h$ . Výška  $l$  je dána délkou trubek. Šířka  $b$  a hloubka  $h$  závisí mimo na již definovaných parametrech také na vzdálenosti krajních trubek od stěny a vzdálenosti první a poslední řady od vstupu a výstupu. V obou případech bude tato vzdálenost uvažována jako poloviční délka odpovídající rozteče (tedy  $S_T$  u šířky a  $S_L$  u hloubky). Šířka výměníku  $b$  [m] se potom určí jako:

$$b = S_T \cdot (Nt_{rada} + 0,5) \quad (33)$$

Kde  $Nt_{rada}$  je počet trubek v řadě a  $S_T$  [m] je příčná rozteč. Hloubka výměníku  $h$  [m] se určí jako:

$$h = N_{rad} \cdot N_{chodu} \cdot S_L \quad (34)$$

Kde  $N_{rad}$  je počet řad trubek na chod,  $N_{chodu}$  je počet chodů a  $S_L$  [m] je podélná rozteč trubek.

Dalšími parametry, které se během výpočtu nemění jsou hydraulické průměry. Ten se obecně určí dle rovnice (6) popsané v kapitole 2.2.1 a pro proudění uvnitř trubek nabývá hodnotu vnitřního průměru trubky. U vnějšího proudění kolmo přes svazek trubek však není v literatuře v rovnicích pro výpočet podobnostních čísel tento parametr označován jako hydraulický průměr, ale jen jako „charakteristický rozměr“, přičemž se ale jedná o obdobu hydraulického průměru a tímto charakteristickým rozměrem je vnější průměr trubek [2, s. 417].



### 5.1.4 Iterační cyklus

Na základě geometrických a procesních dat získaných dle postupu popsaného v přechozích kapitolách 5.1.1-5.1.3 lze provést tepelně-hydraulický výpočet navrhovaného výměníku pomocí iteračního cyklu blíže popsaného v této kapitole.

Jedná se o cyklus `do s` podmínkou na konci (`until`), schéma cyklu již bylo znázorněné na obrázku 18. Před samotným začátkem cyklu je třeba odhadnout některé parametry pro výpočet prvního kroku. Jedná se o výstupní teploty obou proudů, výkon výměníku a součinitel přestupu tepla na straně spalin. Tyto hodnoty byly odhadnuty na základě simulace v Chemcad popsané v kapitole 1.2 (příloha č. 1) a jsou uvedeny v tabulce 9. Parametry budou následně během jednotlivých iterací cyklu zpřesňovány.

Tabulka 9 - počáteční odhad parametrů pro iterační cyklus

Veličina		Označení	Odhad
Výstupní teplota spalin	[°C]	$T_{h2}$	220
Výstupní teplota vzduchu	[°C]	$T_{c2}$	190
Výkon výměníku	[kW]	$Q$	170
Součinitel přestupu tepla na straně spalin	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\alpha_h$	60
Požadovaná konečná přesnost	[W]	$\delta$	$1 \cdot 10^{-5}$

Jak bylo uvedeno v kapitole 5.1.1, ve výpočtu jsou v rámci iterace uvažovány konstantní měrné tepelné kapacity, ovšem je třeba určit jejich střední hodnotu pro rozsah teplot daného média. Teplotní závislost měrné tepelné kapacity je v případě spalin vzhledem k malému intervalu téměř lineární, proto by bylo možné určit střední hodnotu s poměrně vysokou přesností jako aritmetický průměr tepelných kapacit pro vstupní a výstupní teplotu, jak je také uvedeno v literatuře [2, s. 653]. V případě vzduchu je ovšem rozsah teplot větší a jak je patrné z průběhů závislostí na obrázku 20 v kapitole 5.1.1, není vhodné na daném intervalu uvažovat průběh jako lineární, a proto je lepší určit střední hodnoty měrných tepelných kapacit s využitím integrace. Střední hodnota měrné tepelné kapacity byla tedy určena jako:

$$\overline{c_{p,h}} = \frac{1}{T_{h1} - T_{h2}} \cdot \int_{T_{h2}}^{T_{h1}} c_{p,h}(T) dT \quad (35)$$

Kde  $\overline{c_{p,h}}$  [J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>] je střední měrná tepelná kapacita spalin za konstantního tlaku v daném teplotním intervalu ( $T_{h1}; T_{h2}$ ) a  $c_{p,h}(T)$  je funkce pro interpolaci měrné tepelné kapacity spalin za konstantního tlaku (která byla popsána v kapitole 5.1.1). Jako výstupní teplota spalin je v prvním kroku brána odhadnutá hodnota, v následujících krocích potom hodnota z předchozího kroku. K výpočtu určitého integrálu byla použita implementovaná funkce v software Octave „quad“. Obdobně byla vyhodnocena střední měrná tepelná kapacita pro vzduch:

$$\overline{c_{p,c}} = \frac{1}{T_{c2} - T_{c1}} \cdot \int_{T_{c1}}^{T_{c2}} c_{p,c}(T) dT \quad (36)$$

Kde  $\overline{c_{p,c}}$  [J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>] je střední měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku pro daný krok a  $c_{p,h}(T)$  je funkce pro interpolaci měrné tepelné kapacity spalin za konstantního tlaku.

Dále byly z bilančních rovnic (10)-(11) dopočítány výstupní teploty spalin a vzduchu. Pro výstupní teplotu spalin je využit vztah:

$$T_{h2} = T_{h1} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_h \cdot c_{p,h}} \quad (37)$$

Kde  $T_{h2}$  [°C] je výstupní teplota spalin a  $\dot{Q}$  [W] je výkon výměníku z přenosové rovnice, který je v prvním kroku iterace tvořen odhadnutou hodnotou, v kroku  $i$  tvořen hodnotou určenou z přenosové rovnice v kroku  $i-1$ . Obdobně pro výstupní teplotu vzduchu  $T_{c2}$  [°C]:

$$T_{c2} = T_{c1} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c \cdot c_{p,m}} \quad (38)$$

Vzhledem k tomu, že byly pro daný krok iterace výstupní teploty vyhodnoceny z bilančních rovnic (35)-(36) jako funkce  $\dot{Q}$  z přenosové rovnice z předchozí iterace, tepelné toky horkého a chladného proudu v daném kroku potom budou:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c = \dot{Q} \quad (39)$$

Kde  $\dot{Q}_h$  [W] je tepelný výkon horkého proudu,  $\dot{Q}_c$  [W] je tepelný výkon proudu vzduchu a  $\dot{Q}$  [W] je tepelný výkon výměníku z předešlé iterace. Tato rovnice slouží především pro uložení hodnoty  $\dot{Q}$  z přenosové rovnice předešlé iterace do proměnných  $\dot{Q}_h$  a  $\dot{Q}_c$ , aby mohly být na konci cyklu porovnány s hodnotou  $\dot{Q}$  vypočítanou z přenosové rovnice v současném kroku.

Dále byly určeny hodnoty fyzikálních vlastností pro střední teplotu média v daném kroku iterace, které dále vystupují ve výpočtu podobnostních čísel. K vyhodnocení byly použity již definované funkce (popsané v kapitole 5.1.1), hustota spalin  $\rho_h$  [kg·m<sup>-3</sup>] pro střední teplotu byla určena jako:

$$\rho_h = f \rho_h \left( \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} \right) \quad (40)$$

Hustota vzduchu  $\rho_c$  [kg·m<sup>-3</sup>] se potom určila jako:

$$\rho_c = f \rho_c \left( \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \right) \quad (41)$$

Obdobně byly pro stejné hodnoty středních teplot vyhodnoceny ostatní funkce definované v kapitole 5.1.1 pro určení dynamické viskozity spalin ( $\eta_h$ ) a vzduchu ( $\eta_c$ ), tepelné vodivosti spalin ( $k_h$ ) a vzduchu ( $k_c$ ) a měrné tepelné kapacity spalin ( $c_{p,h}$ ) a vzduchu ( $c_{p,c}$ ).

V další části byly vyhodnoceny rychlosti spalin a vzduchu. U spalin je pro navazující výpočty potřeba určit maximální rychlost proudění, která se u proudění přes svazek trubek uspořádaných do trojúhelníku může dle geometrie vyskytnout jak kolmo k rovině tvořené jednotlivými řadami trubek, tak v odkloněném směru od této roviny (jak bylo znázorněno na obrázku 21). Rychlost bude maximální kolmo k rovině tvořené řadami trubek v případě, když je splněna podmínka [2, s. 433]:

$$2 \cdot (S_D - D) \geq (S_T - D) \quad (42)$$

A velikost této rychlosti se vypočte jako [2, s. 433]:

$$v_{hmax} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot v_h \quad (43)$$

Kde  $v_{hmax}$  [m·s<sup>-1</sup>] je maximální rychlost proudění okolo svazku trubek a  $v_h$  [m·s<sup>-1</sup>] je rychlost na vstupu do svazku trubek. Protože není v literatuře uvažována změna fyzikálních vlastností vlivem teploty, byla ve výpočtu  $v_{hmax}$  uvažována hustota pro střední teplotu, formálně

zde tedy  $v_h$  nepředstavuje rychlost proudění na vstupu do výměníku, ale spíše průměrnou rychlost, jakou by spaliny proudily výměníkem bez trubek při střední teplotě:

$$v_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \cdot b \cdot l} \quad (44)$$

V případě, že není splněna podmínka (42), maximální rychlost proudění se nachází v odkloněné rovině a určí se jako [2, s. 433]:

$$v_{hmax} = \frac{S_T}{2 \cdot (S_D - D)} \cdot v_h \quad (45)$$

Průměrná rychlost proudění uvnitř trubek se potom vypočítá na základě vztahu:

$$v_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot Nt_{chod}} \quad (46)$$

Poté byly vyhodnoceny podobnostní čísla pro oba proudy. Reynoldsova čísla pro proud spalin ( $Re_h$ ) a vzduchu ( $Re_c$ ) byly určeny z rovnice (5). U proudění přes svazek trubek je v literatuře Reynoldsovo číslo označeno s indexem „D“ [2, s. 417], ovšem jinak je výpočet shodný s výpočtem dle rovnice (5). U proudění uvnitř trubek kruhového průřezu platí, že při hodnotě Reynoldsova čísla do přibližně 2300 je režim proudění laminární, v intervalu od 2300 do 10000 přechodový mezi laminárním a turbulentním a od přibližně 10000 plně turbulentní [2, s. 471]. Z hlediska intenzity přenosu tepla je žádoucí, aby bylo proudění turbulentní, ale při vysokých rychlostech (které vedou na vyšší Reynoldsovo číslo) dochází i k větším tlakovým ztrátám. Proto byla geometrie výměníku (v kapitole 5.1.2) zvolena tak, aby bylo spolehlivě dosaženo turbulentní proudění (tedy aby byla hodnota Reynoldsova čísla alespoň 10000), ale zároveň aby nebylo Reynoldsovo číslo příliš vysoké. Prandtlova čísla pro spaliny ( $Pr_h$ ) a vzduch ( $Pr_c$ ) byly určeny dle rovnice (7).

Nusseltovo číslo pro proudění přes svazek trubek uspořádaných do trojúhelníku se určí dle vztahu dle Zukauskase [2, s. 431], který platí pro alespoň 20 řad trubek, hodnotu Prandtlova čísla od 0,7 do 500 a hodnotu Reynoldsova čísla od 10 do  $2 \cdot 10^6$ :

$$Nu_h = C_1 \cdot Re_h^m \cdot Pr_h^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_h}{Pr_p} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (47)$$

Kde  $Nu_h$  je Nusseltovo číslo pro spaliny,  $C_1$  a  $m$  jsou konstanty a  $Pr_p$  je Prandtlovo číslo vyhodnocené pro teplotu povrchu teplosměnné plochy. Hodnota konstant  $C_1$  a  $m$  závisí na  $Re_h$  a poměru  $S_T$  a  $S_L$ . Pro hodnotu Reynoldsova čísla spalin v intervalu v rozsahu  $10^3$  až  $2 \cdot 10^5$  a podmínku  $S_T/S_L < 2$  (která bude díky uspořádání do rovnostranného trojúhelníku splněna vždy) platí [2, s. 432]:

$$C_1 = 0,35 \cdot \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{\frac{1}{5}}; m = 0,6 \quad (48)$$

Prandtlovo číslo  $Pr_p$  pro teplotu povrchu  $T_p$  bylo vyhodnoceno jako:

$$Pr_p = \frac{c_{p,h}(T_p) \cdot \eta_h(T_p)}{k_h(T_p)} \quad (49)$$

Kde  $c_{p,h}$ ,  $\eta_h$  a  $k_h$  jsou funkce fyzikálních vlastností (popsané v kapitole 5.1.1) vyhodnocené pro teplotu povrchu  $T_p$ , která byla přibližně určena na základě konvekčního přestupu tepla ze spalin na stěnu (odvozeného z rovnice (4)) při střední teplotě spalin  $T_h$ :

$$T_p = T_h - \frac{Q}{\alpha_h \cdot A} = \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} - \frac{Q}{\alpha_h \cdot A} \quad (50)$$

Kde  $T_p$  [°C] je střední teplota povrchu,  $T_h$  [°C] je střední teplota spalin (určena aritmetickým průměrem vstupní a výstupní teploty) a  $\alpha_h$  [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>] je součinitel přestupu tepla na straně spalin (kdy je v prvním kroku brána odhadnutá hodnota a v dalších iteracích hodnota z předchozího kroku určená dle rovnice (52)).

Nusseltovo číslo uvnitř trubek bylo určeno na základě Dittus-Boelterovy rovnice [6, s. 496], která platí pro plně vyvinuté turbulentní proudění s Reynoldsovým číslem větším než přibližně 10000 a pro rozsah Prandtlova čísla od 0,7 do 160 a která má tvar:

$$Nu_c = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (51)$$

Pro výpočet Nusseltova čísla existují i další rovnice od jiných autorů, například dle Gnielinskeho [2, s. 497], ovšem její výsledky ve srovnání s profesionálním softwarem pro návrh výměníků tepla Xchanger Suite® nebyly příliš podobné, proto byla použita právě Dittus-Boelterova rovnice.

Na základě znalosti Nusseltova čísla lze z rovnice (9) vyjádřit vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalin  $\alpha_h$  [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>]:

$$\alpha_h = \frac{Nu_h \cdot k_h}{D} \quad (52)$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla  $\alpha_c$  [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>] na straně vzduchu má potom rovnice tvar:

$$\alpha_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{D_i} \quad (53)$$

Poté lze vypočítat celkový součinitel prostupu tepla  $U$  [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>], který se k vnějšímu povrchu trubky určí dle rovnice [4, s. 97]:

$$U = \frac{1}{\frac{D}{D_i} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_c} + R_c \right) + \frac{D}{2 \cdot k} \cdot \ln \left( \frac{D}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_h} + R_h} \quad (54)$$

Dále byl dle rovnice (13) vyhodnocen střední logaritmičkový teplotní spád. Vzhledem k tomu, že uspořádání výměníku není čistě souproudé ani protiproudé, ale vícechodé s křížovým tokem, vystupuje v přenosové rovnici korekční součinitel  $F$ . Ten zohledňuje odlišnost uspořádání výměníku od čistě protiproudého uspořádání toku a je možné jej určit na základě odvozených výpočtových vztahů, které bývají v některých případech navíc kombinovány s odečítáním z diagramů. Vzhledem k tomu, že postup k určení korekčního součinitele  $F$  nevychází z fyzikálně snadno uchopitelných vztahů a bude v následující části popsán v takovém sledu, aby byly postupně představeny jednotlivé veličiny a vztahy, na obrázku 22 je schéma postupu určení korekčního součinitele  $F$  včetně odkazů na příslušné rovnice.



Obrázek 22 - schéma postupu určení korekčního součinitele  $F$  s označením příslušných rovnic

Obecně se korekční součinitel  $F$  [-] určí za pomoci rovnice [4, s. 104]:

$$F = \frac{1}{(R - 1) \cdot NTU} \ln \left( \frac{1 - P}{1 - P \cdot R} \right) \quad (55)$$

Kde  $R [-]$  je poměr tepelných kapacit,  $P [-]$  je teplotní účinnost celého výměníku a  $NTU$  (z anglického „number of transfer units“) je bezrozměrná veličina vyjadřující množství výměny tepla.  $NTU$  se vypočítá jako [4, s. 98]:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\min \{(\dot{m}_c \cdot \bar{c}_{p,c}); (\dot{m}_h \cdot \bar{c}_{p,h})\}} = \frac{U \cdot A}{\dot{m}_c \cdot \bar{c}_{p,c}} \quad (56)$$

Kde ve jmenovateli výpočtu vystupuje menší z tepelných kapacit obou proudů, což je zjevně dle známých parametrů procesu tepelná kapacita proudu vzduchu.

Poměr tepelných kapacit  $R$  se pro trubkový výměník tepla určí jako poměr tepelné kapacity proudu v trubce ku tepelné kapacitě proudu v mezitrubkovém prostoru [4, s. 100], pro navrhovaný výměník tedy platí:

$$R = \frac{\dot{m}_c \cdot c_{p_{cm}}}{\dot{m}_h \cdot c_{p_{hm}}} \quad (57)$$

Teplotní účinnost  $P$  je funkcí  $NTU$ ,  $R$  a uspořádání toku proudů [4, s. 99] a lze ji určit na základě složitě odvozených výpočtových vztahů nebo odečtením z grafů. Vzhledem k iterační povaze výpočtu byla zvolena metoda určení parametru  $P$  s využitím odvozených vztahů. Ty jsou v literatuře uvedeny jen pro určité konfigurace výměníků, ovšem pomocí různých metod lze tyto vztahy upravit i pro konfigurace jiné.

V literatuře je uveden vztah pro výpočet veličiny  $P$  pro jednoduchý výměník s křížovým tokem, kde je horký proud promícháván v příčném směru a studený proud není. Výměník navrhovaný v práci bude mít podobnou konfiguraci, avšak více chodů. V takovém případě platí, že poměr tepelných kapacit  $R$  je pro jeden chod stejný jako pro celý výměník a v případě, že mají jednotlivé chody stejné uspořádání, tak také [4, s. 146]:

$$NTU_1 = \frac{NTU}{N_{chodu}} \quad (58)$$

Kde  $NTU_1$  je hodnota „number of transfer units“ pro jeden chod a  $NTU$  pro celý vícechodový výměník (dle rovnice (56)). Tepelná efektivita pro celý výměník se vypočítá jako [4, s. 148]:

$$P = \frac{1 - \left( \frac{1 - P_1 \cdot R}{1 - P_1} \right)^{N_{chodu}}}{R - \left( \frac{1 - P_1 \cdot R}{1 - P_1} \right)^{N_{chodu}}} \quad (59)$$

Kde  $P$  je teplotní účinnost pro celý výměník. Teplotní účinnost jednochodového výměníku s křížovým tokem, kde horký proud je promícháván v příčném směru a studený proud není se určí jako [4, s. 114]:

$$P_1 = \frac{1 - e^{-K \cdot R}}{R} \quad (60)$$

Kde  $P_1$  je teplotní účinnost křížového výměníku o jednom chodu obou médií a  $K$  je pomocný koeficient, který se určí jako:

$$K = 1 - e^{-NTU_1} \quad (61)$$

Následně již lze na základě přenosové rovnice (12) určit celkový výkon výměníku  $\dot{Q}$ . Chyba současného kroku iterace  $\delta_i [W]$  se poté vypočte jako:

$$\delta_i = |\dot{Q}_h - \dot{Q}| \quad (62)$$

Kde  $\dot{Q}_h$  [W] je výkon výměníku z předchozího kroku (ze kterého byly za pomoci bilančních rovnic vypočítány teploty) a  $\dot{Q}$  je výkon výměníku vypočítaný v současném kroku z přenosové rovnice. Iterační cyklus následně pokračuje novou iterací s novým odhadem hodnoty  $\dot{Q}$ , dokud nebude hodnota chyby  $\delta_i$  minimalizována a neplatí  $\dot{Q}_h \cong \dot{Q}$ .

### 5.1.5 Tlakové ztráty

Určení tlakových ztrát při návrhu výměníku je důležité především pro volbu vhodného zařízení na dopravu médií přes výměník. Tím může být dle nabídky firmy Kovodružstvo Strážov v případě plyných médií do objemového průtoku  $18 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  a do tlakové ztráty 15 kPa typicky například jednostupňový ventilátor [32]. Cílem návrhu výměníku bývá často zvolit takové parametry, aby nebyla překročena nejvyšší dovolená tlaková ztráta, případně optimalizovat návrh výměníku tak, aby provozní a pořizovací náklady ventilátoru byly co nejnižší.

V případě této práce však nejsou nejvyšší dovolené ztráty ze zadání známy a pořizovací cena ventilátorů je již započítána v ekonomické bilanci (pod položkou „module factor“, viz kapitola 4.1.1). V technologické dokumentaci je u každého ze tří dosavadně provozovaných výměníků uvedena na straně spalín tlaková ztráta 1 kPa, u hlavního odplynu na výměníku 2E-631 je potom uvedena tlaková ztráta 4 kPa. Maximální dovolené tlakové ztráty na navrhovaném výměníku byly následně poskytnuty vedoucím práce, a to 1 kPa na straně spalín a 1,5 kPa na straně vzduchu. Po výpočtu přibližných tlakových ztrát byly do závěrečného návrhu započítány náklady na provoz ventilátorů na kompenzaci těchto ztrát.

Tlakové ztráty na straně vzduchu (uvnitř trubek) byly určeny jako součet délkových a místních ztrát. V první řadě byl určen Darcy-Weisbachův třecí součinitel, což je bezrozměrná veličina, která je funkcí Reynoldsova čísla a drsnosti potrubí. Existuje celá řada různých metod, jak jej zjistit pro různé režimy proudění, například s použitím Moodyho diagramu, nebo různých implicitních či explicitních empirických vztahů. Některé zdroje uvádí metody pro získání Fanningova třecího součinitele, který se také značí malým písmenem  $f$ , ovšem jeho hodnota se rovná čtvrtině Darcy-Weisbachova třecího faktoru, dále bude pod tímto písmenem uvažován pouze Darcy-Weisbachův třecí součinitel. Pro výpočet byla zvolena metoda dle Churchilla, což je empirický explicitní výpočtový vzorec ve tvaru [33, s.6-11]:

$$f_c = 8 \cdot \left( \left( \frac{8}{Re_c} \right)^{12} + \frac{1}{(\varphi_A + \varphi_B)^{\frac{3}{2}}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (63)$$

Kde  $f_c$  [-] je Darcy-Weisbachův třecí součinitel pro vnitřní stranu trubek a  $\varphi_A$  a  $\varphi_B$  jsou pomocné koeficienty, které se vypočítají jako:

$$\varphi_A = \left( 2,457 \cdot \ln \left( \frac{1}{\left( \frac{7}{Re_c} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{e_c}{D_i}} \right) \right)^{16} \quad (64)$$

Kde  $\varphi_A$  je pomocný koeficient pro výpočet třecího faktoru a  $e_c$  [m] je absolutní drsnost potrubí. Pomocný koeficient  $\varphi_B$  se určí jako:

$$\varphi_B = \left( \frac{37530}{Re_c} \right)^{16} \quad (65)$$

Délková tlaková ztráta uvnitř trubek se potom určí jako [33, s. 6-16]:

$$\Delta p_{cd} = \rho_c \cdot \frac{f_c \cdot l \cdot N_{chodu}}{D_i} \cdot \frac{v_c^2}{2} \quad (66)$$

Kde  $\Delta p_{cd}$  jsou délkové tlakové ztráty na straně vzduchu [Pa]. Jedná se však pouze o přibližný výpočet, neboť rovnice v tomto tvaru je platná pro nestlačitelné tekutiny, kde se hustota a rychlost proudění nemění, což v tomto případě stlačitelné tekutiny neplatí. Pro zjednodušení však byly uvažovány hodnoty vyčíslené pro střední teplotu.

Místní tlakové ztráty bývají někdy označovány také jako „minoritní“, což jak uvádí Perry je zavádějící, neboť v některých případech mohou být vzhledem k délkovým ztrátám relativně vysoké [33, s. 6-16]. Na straně vzduchu jsou uvažovány místní tlakové ztráty na vstupu a výstupu z trubkovnice, a to u každého chodu. Vztah pro výpočet součinitelů místních odporů byl převzat od Shaha [3, s. 385], kde se místní tlakové ztráty určí jako:

$$\Delta p_{cm} = \rho_c \cdot \frac{v_c^2}{2} \cdot (K_c + K_o) \cdot N_{chodu} \quad (67)$$

Kde  $\Delta p_{cm}$  jsou místní tlakové ztráty ve výměníku [Pa], a  $K_c$  respektive  $K_o$  jsou koeficienty místního odporu na vstupu respektive výstupu z trubkovnice [-], rovnice však byla stejně jako při výpočtu délkových tlakových ztrát zjednodušena, protože byla opět uvažována střední hodnota hustoty a rychlosti namísto jejich skutečných hodnot pro jednotlivá místa ve výměníku. Koeficienty  $K_c$  a  $K_o$  jsou odečteny z grafu [3, s. 386] a jsou závislé na velikosti Reynoldsova čísla a parametru  $\sigma$ . Vzhledem k tomu, že výpočet tlakových ztrát již není uvnitř iteračního cyklu, odečtení z grafu lze snadno provést, avšak při úpravě parametrů výměníku je nutné hodnoty odečíst znovu a manuálně vepsat do skriptu. Parametr  $\sigma$  se určí jako poměr plochy volného průtočného průřezu trubkovnice ku celkové ploše na vstupu do trubkovnice:

$$\sigma = \frac{N_{chod} \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}}{b \cdot S_L \cdot N_{rad}} \quad (68)$$

Celkové tlakové ztráty na straně vzduchu  $\Delta p_c$  [Pa] se potom určí jako součet délkových a místních ztrát:

$$\Delta p_c = \Delta p_{cd} + \Delta p_{cm} \quad (69)$$

Na straně spalin byly celkové tlakové ztráty určeny dle vztahu pro proudění přes svazek trubek dle Zukauskase [2, s. 434]:

$$\Delta p_h = N_{rad} \cdot N_{chodu} \cdot \chi \cdot \left( \frac{\rho_h \cdot v_{hmax}^2}{2} \right) \cdot f_h \quad (70)$$

Kde  $\chi$  [-] je korekční faktor a  $f_h$  [-] je třecí součinitel na straně spalin. Korekční součinitel  $\chi$  a třecí součinitel  $f$  se potom určí z příslušného grafu, který je v příloze č. 4 [2, s. 435].

Jak je patrné z rovnic (66), (67) a (70), velikost tlakových ztrát závisí především na rychlosti proudění, která v rovnicích vystupuje s druhou mocninou. To bylo uvažováno již v počáteční fázi návrhu výměníku při volbě jeho geometrie (viz kapitola 5.1.2), kdy byly různé parametry upravovány pro dosažení turbulentního proudění na straně vzduchu (tedy aby se hodnota Reynoldsova čísla pohybovala minimálně okolo 10000) při zachování nízké rychlosti, a podobně také na straně spalin, kde však návrh nebyl limitován spodní hodnotou na straně Reynoldsova čísla.

## 5.2 Zhodnocení předběžného návrhu a konečný návrh

V kapitolách 5.1.1 až 5.1.5 byl popsán výpočtový skript pro tepelně-hydraulický návrh výměníku tepla včetně některých parametrů předběžného návrhu výměníku. Ten byl ovšem proveden pro výkon, který byl určen na základě odhadnutého celkového součinitele prostupu

tepla. V předběžném návrhu nebyly navíc při výpočtu návratnosti uvažovány náklady na provoz ventilátorů kompenzujících tlakové ztráty. V následujících podkapitolách proto budou popsány korekce a bude ověřeno, zda je předběžný návrh vhodný, nebo musí být upraven.

### 5.2.1 Výsledky předběžného návrhu

V tabulce 10 jsou vypsány některé parametry předběžně navrhovaného výměníku, získané na základě výpočtu v kapitolách 5.1.1 až 5.1.5.

Tabulka 10 - vybrané parametry předběžně navrhovaného výměníku

<b>Geometrické parametry</b>			
Průměr trubek:	26,9 x 2,3		mm
Délka trubek:	1,4		m
Počet chodů:	3		-
Počet trubek v řadě:	20		-
Počet řad na chod:	9		-
Orientační rozměry:	1,4 x 1,3 x 1,5		m
Teplosměnná plocha vně trubek:	63,9		m <sup>2</sup>
<b>Tepelně-hydraulické parametry</b>			
	<b>Spaliny</b>	<b>Vzduch</b>	
Hmotnostní průtok:	6,21	0,98	kg·s <sup>-1</sup>
Vstupní teplota:	246	25	°C
Výstupní teplota:	221,5	209,5	°C
Výkon:	182,8		kW
Součinitel přestupu tepla:	88,75	58,86	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Celkový součinitel prostupu tepla:	30,37		W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Tlakové ztráty:	273,57	1213,4	Pa

### 5.2.2 Konečný návrh

Jak je z tabulky 10 patrné, vypočítaný celkový součinitel přestupu tepla  $U = 30,37 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  se od odhadovaného  $25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  liší o přibližně 21 %. Proto bude provedena ověřující analýza návratnosti, ve které budou navíc zahrnuty náklady na provoz ventilátorů dle hodnot určených výpočtem.

V první řadě byla na modelu v programu Chemcad znovu provedena citlivostní analýza (obdobně jako v kapitole 4.1.2), ale tentokrát byl navrhovaný výměník definován hodnotou vypočítaného celkového součinitele prostupu tepla  $U = 30 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  (viz tabulka 10).

Dále byly při korekci návratnosti započítány náklady na provoz ventilátorů kompenzující tlakové ztráty, které byly při návrhu v kapitole 4.1.2 zanedbány. Příkon spalínového ventilátoru  $P_h$  [W] lze určit jako [33]:

$$P_h = \frac{\Delta p_h \cdot \dot{V}_h}{\eta_v} \quad (71)$$

Kde  $\eta_v$  [-] je celková účinnost ventilátoru. Ta se dle Perryho pohybuje v rozsahu 0,4-0,8, pro přibližný výpočet bude uvažována střední hodnota 0,6. Lze předpokládat, že v provozu se již ventilátory na stranách obou médií nachází, proto bude vypočítaný příkon uvažován jako zvýšení příkonu těchto ventilátorů.



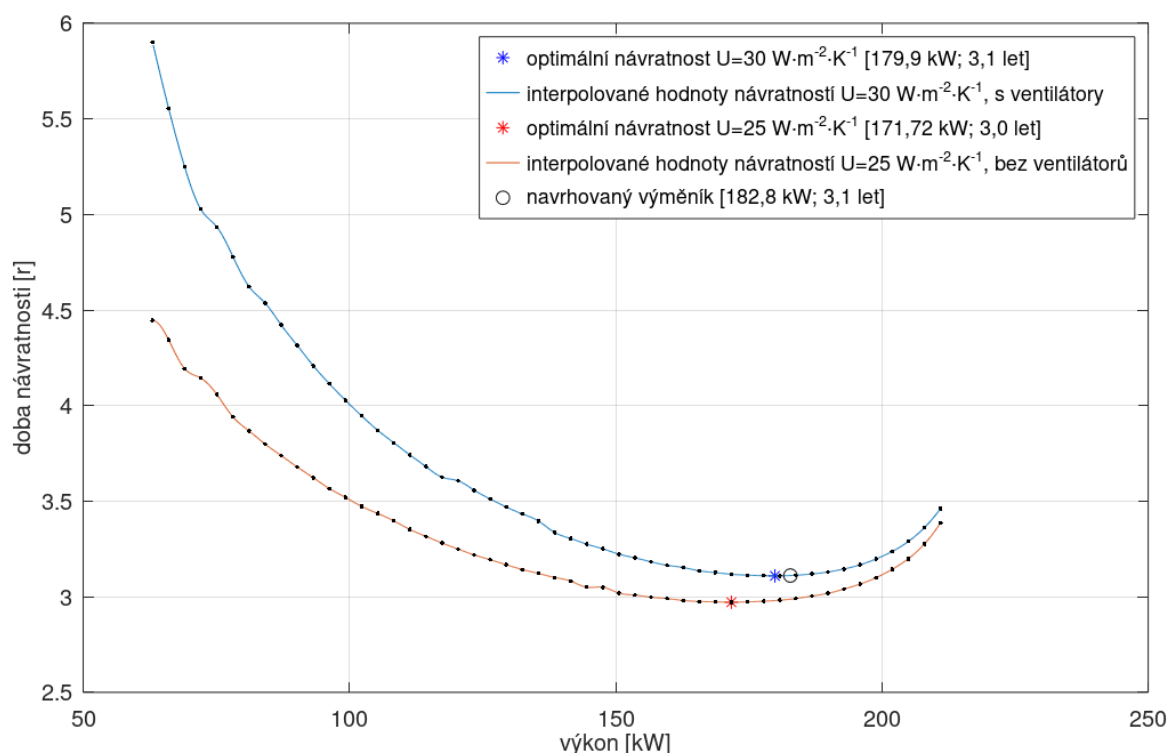
Na základě znalosti zvýšení příkonů ventilátorů lze dle ceny elektrické energie pro průmysl za rok 2020 (z dat českého statistického úřadu [24])  $2551,03 \text{ Kč} \cdot \text{MWh}^{-1}$  vypočítat roční náklady na provoz ventilátorů  $C_V$  [ $\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1}$ ]:

$$C_V = \frac{(P_h + P_c) \cdot 2551,03 \cdot 8000}{1000} = 124490 \text{ Kč} \quad (72)$$

Tato hodnota byla poté započítána do rovnice pro výpočet čisté roční úspory (24), která má po úpravě tvar:

$$S_{Ni} = S_{Gi} - C_{Ki} - C_V \quad (73)$$

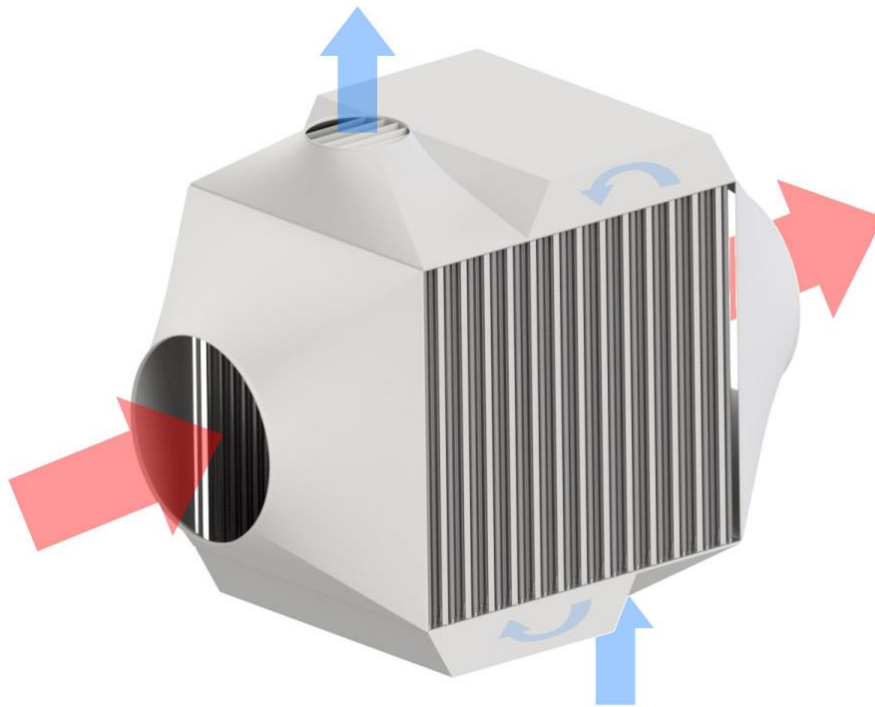
Kde  $C_V$  [ $\text{Kč}$ ] jsou roční náklady na elektrickou energii na provoz ventilátorů. Následně byla obdobně jako v kapitole 4.1.2 určena návratnost pro jednotlivé varianty konečného návrhu, tentokrát ovšem s čistou roční úsporou určenou se započítáním ventilátorů dle rovnice (73) a s výstupy z citlivostní analýzy provedené pro vypočítané  $U = 30 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ . Jedná se o značné zjednodušení, protože při jiných variantách návrhu by byly dosaženy odlišné tlakové ztráty a tím i odlišné požadované příkony ventilátorů. Přestože však lze s rostoucím výkonem výměníku očekávat vyšší příkony ventilátorů (a tím i vyšší náklady na jejich provoz), obecně nelze tento vztah vyjádřit. Proto byly do křivky návratnosti náklady na provoz ventilátorů započítány jako konstantní, a to hodnoty vypočítané pro předběžný návrh. Interpolovaná data závislosti návratnosti na výkonu výměníku, včetně srovnání s variantou součinitele prostupu tepla  $U = 25 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  uvažovanou při předběžném návrhu a včetně optimální teplosměnné plochy jsou vykreslena v grafu na obrázku 23.



Obrázek 23 - srovnání křivek návratnosti předběžné a upravené varianty

Jak je z grafu na obrázku 23 patrné, díky započtení tlakových ztrát se změnila hodnota optimálního výkonu a doba návratnosti. Návratnost předběžného návrhu výměníku je při daném součiniteli prostupu tepla velmi blízká optimální hodnotě, proto nebude návrh dále upravován a bude považován za konečný. Vybrané parametry navrhovaného výměníku byly uvedeny v tabulce 10 v kapitole 5.2.1, podrobnější výpis parametrů je v příloze č. 5. Korekci průtoků

médií provedenou na začátku kapitoly 5.1.1 již není třeba opakovat, protože dle simulace se průtoky spalin a vzduchu při výkonu výměníku 182,8 kW liší oproti výkonu 171,7 kW uvažovanému při výpočtu o necelých 0,1 %. Na obrázku 24 je vizualizace navrhovaného výměníku vytvořená v programu Autodesk Inventor, model výměníku ve formátu STEP je také v příloze č. 6. Účelem tohoto modelu je především vizualizace možné podoby navrhnutého řešení, přesná podoba výměníku (jako např. provedení připojovacích přírub, bočních plechů či distributorů toků) by byla předmětem detailního konstrukčního návrhu.



Obrázek 24 - vizualizace navrhnutého výměníku

### 5.3 Ověření výsledků programem Xchanger Suite®

Vzhledem k tomu, že v doposud popsaných postupech v práci byla použita řada zjednodušení a empirických vztahů, byly výsledky provedeného návrhu srovnány s výsledky z profesionálního programu pro návrh výměníků tepla HTRI Xchanger Suite® [34]. Program obsahuje řadu modulů pro různé typy výměníků tepla, v této práci byl použit modul Xace pro návrh vzduchem chlazených výměníků tepla a ekonomizérů. Software provádí výpočet výměníku po částech (což je zcela odlišný přístup, než byl zvolen v této práci) a používá řadu pokročilých metod (např. Stream Analysis) [34], proto lze očekávat, že výsledky z programu budou přesnější než výsledky návrhu získané z výpočtového skriptu.

V programu byl proveden výpočet typu „simulace“, kdy jsou zadány všechny geometrické parametry výměníku a některé parametry procesu a ostatní jsou vypočteny. Typ výměníku byl ve výpočtu zvolen jako „Economizer“. Dále do výpočtu vstupovaly stejné geometrické parametry jako do skriptu v programu Octave popsaném v předchozích kapitolách. Fyzikální vlastnosti však byly generovány přímo za pomoci programu Xchanger Suite®, a to metodou „Property generator“, která před samotným výpočtem generuje teplotní závislosti fyzikálních vlastností pro několik tlakových bodů (byl zvolen automatický počet bodů). V Xchanger Suite® také nejde definovat vstup pro výpočet tlakových ztrát za pomoci drsnosti potrubí, ale

pouze závislosti Fanningova třecího faktoru na Reynoldsově čísle definováním několika bodů, což bylo provedeno odečtením z Moodyho diagramu [33, s. 6-10].

V tabulce 11 je srovnání vybraných výstupů získaných z programu Xchanger Suite® s výstupy získanými z výpočtového skriptu. Výpočtový soubor z programu je v příloze č. 7

Tabulka 11 - srovnání některých výsledků získaných programem Xchanger Suite® a metodou F-LMTD

		HTRI	Metoda F-LMTD	Rozdíl F-LMTD oproti HTRI
Výstupní teplota vzduchu	[°C]	204,8	209,46	2 %
Výstupní teplota spalin	[°C]	222,2	221,5	0 %
Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	54	58,9	9 %
Součinitel přestupu tepla na straně spalin	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	87,6	88,7	1 %
Celkový součinitel prostupu tepla	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	28,6	30,4	6 %
Výkon výměníku	[kW]	179	182,8	2 %
Tlakové ztráty na straně vzduchu	[Pa]	1089	1213,4	11 %
Tlakové ztráty na straně spalin	[Pa]	263	273,6	4 %

Jak je z tabulky patrné, mezi výstupy z výpočtového skriptu v programu Octave a z programu HTRI nejsou rozdíly větší než 11 %. Zda jsou takové odchylky velké nebo ne záleží na aplikaci, pro kterou je výměník navrhován, v případě výměníku navrhovaného v této práci je přesnost výpočtového skriptu dostačující, neboť teplota žádného z médií není podstatná pro další navazující proces.

## 6 ZHODNOCENÍ ÚSPOR

Dle výpočtů popsaných v kapitole 4.1.1 byla pořizovací cena navrhnutého výměníku včetně instalace v roce 2020 odhadnuta na 3 415 520 Kč. Jak již bylo popsáno v kapitole 5.2.2, při dané pořizovací ceně a při uvažovaných cenách energií v roce 2020 se doba návratnosti tohoto výměníku pohybuje okolo 3,2 let. Ceny energií se ovšem časem mohou měnit (a většinou také mění), v tabulce 12 je proto srovnání úspor a nákladů při provozu výměníku z hlediska množství energetických zdrojů.

Tabulka 12 - roční úspory a spotřeby energetických zdrojů po instalaci navrhnutého výměníku

Hrubá roční úspora paliva	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·r <sup>-1</sup> ]	214 542,4
Kompensace poklesu výkonu stávajících výměníků	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·r <sup>-1</sup> ]	-14 197,3
<b>Čistá roční úspora paliva</b>	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·r <sup>-1</sup> ]	200 345,1
<b>Spotřeba elektrické energie na provoz ventilátorů</b>	[MWh·r <sup>-1</sup> ]	48,8

Jak je z tabulky 12 patrné, výměník ušetří ročně 200 345,1 m<sub>N</sub><sup>3</sup> zemního plynu při spotřebě 48,8 MWh elektrické energie. Z tohoto poměru lze vždy snadno vyčíslit finanční roční úsporu při aktuálních cenách energií. Při uvažovaných cenách energií ve výpočtu z roku 2020 by se jednalo o roční úsporu 1 081 254 Kč.

V neposlední řadě dojde díky úspoře paliva také ke snížení emisí, a to nejen CO<sub>2</sub>, ale i dalších škodlivin obsažených ve spalinách, jako například oxidů dusíku, demonstrováno však bude pouze snížení emisí CO<sub>2</sub>. Nejdříve je třeba určit měrné množství CO<sub>2</sub> produkovaného

spalováním paliva, které bude vzhledem k většinovému obsahu metanu 98,35 obj. % uvažováno pro zjednodušení jako čistý metan. To lze provést na základě spalovací rovnice metanu, která má tvar:



Z rovnice lze odvodit, že z 1 mN<sup>3</sup> CH<sub>4</sub> vznikne 1,96 kg CO<sub>2</sub>. Dále je ovšem potřeba započítat uhlíkovou stopu elektriny při provozu ventilátorů. Dle dat Ministerstva průmyslu a obchodu [35] byl v roce 2019 v České republice průměrný emisní faktor 0,428 t<sub>CO<sub>2</sub></sub>·MWh<sup>-1</sup>, což znamená, že při výrobě 1 MWh elektrické energie se do atmosféry uvolnilo průměrně 0,428 tun CO<sub>2</sub>. V tabulce 13 je potom na základě dat z tabulky 12 vypočítaná roční úspora CO<sub>2</sub> po zařazení výměníku.

*Tabulka 13 - roční snížení emisí CO<sub>2</sub> po zařazení výměníku*

Hrubá roční úspora CO <sub>2</sub> díky úspoře paliva	[t·rok <sup>-1</sup> ]	393,4
Emise CO <sub>2</sub> na výrobu elektriny na provoz ventilátorů	[t·rok <sup>-1</sup> ]	20,9
<b>Čistá roční úspora emisí CO<sub>2</sub></b>	[t·rok <sup>-1</sup> ]	<b>372,5</b>

Jak je z tabulky 13 patrné, po zařazení výměníku do provozu by došlo k roční úspoře emisí 372 tun CO<sub>2</sub>. Lze navíc očekávat, že tato hodnota se bude časem mírně zvyšovat, protože emisní faktor výroby elektrické energie má v čase klesající trend [35]. Při srovnání s daty ze simulace v programu Chemcad tvoří toto množství přibližně 4 % emisí CO<sub>2</sub> celé spalovací pece, což se nemusí zdát příliš hodně, ovšem je třeba brát v potaz, že bez změny technologie nakládání s odpadními produkty, které jsou v peci spalovány a které tvoří většinu emisí CO<sub>2</sub> není pro větší relativní úspory příliš velký prostor. Reálné snížení emisí CO<sub>2</sub> však bude celkově nižší, protože ve výpočtu není zohledněna uhlíková stopa při výrobě výměníku, kterou je obtížné odhadnout.

## ZÁVĚR

V práci byl proveden návrh trubkového výměníku tepla s křížovým tokem pro předehřev spalovacího vzduchu pro technologickou jednotku spalující odpadní produkty při výrobě kyseliny akrylové. V programu Chemcad byla vytvořena simulace této technologické jednotky, která s dobrou přesností (u většiny procesních parametrů v řádech desetin procent) odpovídá datům z provozu. Tato simulace byla využita při sledování vlivu navrhovaného výměníku na technologický celek. Dále byla v práci provedena krátká rešerše podstatných mechanismů přenosu tepla a druhů výměníků používaných pro předehřev spalovacího vzduchu.

Následovala ekonomická analýza, kdy byly srovnáním provozních nákladů a úspor stanoveny doby návratnosti pro různé výkony výměníků. Z těch byl potom určen optimální výkon výměníku 171,7 kW, který by při odhadovaném součiniteli tepla  $U = 25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  měl dobu návratnosti 3 roky. Určený výkon sloužil jako styčný bod při následném podrobném tepelně-hydraulickém návrhu, který byl proveden iteračním výpočtem metodou F-LMTD v programu GNU Octave. Byl navržen výměník o výkonu 182,8 kW, poté byla provedena korekce předběžné určené návratnosti započítáním nákladů na provoz ventilátorů na základě tlakových ztrát určených výpočtem. Bylo zjištěno, že po započítání nákladů na provoz ventilátorů se optimální hodnota výkonu výměníku zvýšila z 171,7 kW na 179,9 kW, od které se předběžně navrhovaný výměník o výkonu 182,8 kW lišil o necelé 2 %, proto byl tento návrh ponechán jako finální. Navrhovaný výměník má teplosměnnou plochu 63,9 m<sup>2</sup>, tři chody, celkové rozměry přibližně 1,4 x 1,3 x 1,5 metrů a celkový součinitel prostupu tepla  $U = 30,4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ . Následně byl pro ověření výsledků navrhnut identický výměník v programu Xchanger Suite®. Výsledky se ve většině případů nelišily o více než 9 % (pouze u tlakových ztrát na straně vzduchu byla hodnota z programu HTRI o 11 % menší), což lze pro danou aplikaci považovat za dostatečnou přesnost.

Nakonec byla provedena analýza úspor, které by navrhnutý výměník přinesl. Čistá roční úspora zemního plynu by po zařazení výměníku činila 200 345,1 m<sup>3</sup>, což by po odečtení spotřeby elektrické energie na provoz ventilátorů 48,8 MWh při ceně energií v roce 2020 tvořilo roční finanční úsporu 1 081 254 Kč. Také byla stanovena redukce emisí CO<sub>2</sub> do atmosféry vlivem nižší spotřeby paliva, a to 372,5 tun CO<sub>2</sub>. V této hodnotě je zahrnuté také CO<sub>2</sub> uvolněné do atmosféry při výrobě elektřiny na provoz ventilátorů, není ovšem zahrnuta uhlíková stopa při výrobě a transportu výměníku.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HEWITT, G. F., G. L. SHIRES a T. R. BOTT. *Process Heat Transfer*. 3. vydání. Boca Raton: CRC Press, 1994. ISBN 0-8493-9918-1.
- [2] BERGMAN, Theodore L. a Adrienne S. LAVINE. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 8. vydání. Hoboken: WILEY, 2017. ISBN 978-1-119-32042-5.
- [3] SHAH, Ramesh K. a Dušan P. SEKULIC. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2. vydání. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003. ISBN 0-471-32171-0.
- [4] THULUKKANAM, Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. 2. vydání. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-4213-3.
- [5] KAKAÇ, Sadik, Hongtan LIU a Anchasa PRAMUANJAROENKIJ. *Heat exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*. 3. vydání. Boca Raton: CRC Press, 2012. ISBN 978-1-4398-4991-0.
- [6] ÇENGEL, Yunus A. a Afshin J. GHAJAR. *Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications*. 8. vydání. New York: Mc Graw-Hill Education, 2015. ISBN 978-0-07-339818-1.
- [7] Nejnovější politická opatření EU v oblasti změny klimatu. In: *Evropská rada Rada Evropské Unie* [online]. [cit. 2022-04-23]. Dostupné z: <https://www.consilium.europa.eu/cs/policies/climate-change/eu-climate-action/>
- [8] JECHA, David, Vladimír BRUMMER, Pavel LESTINSKY, Jan MARTINEC a Petr STEHLIK. Effective abatement of VOC and CO from acrylic acid and related production waste gas by catalytic oxidation. *Clean Technologies and Environmental Policy*. 2014, **16**(7), 1329-1338. ISSN 1618-954X. Dostupné z: doi:10.1007/s10098-014-0750-7
- [9] CHEMSTATIONS INC. CHEMCAD [software]. 8.0.0.14802. Dostupné z: <https://www.chemstations.com/>
- [10] CLAUSIUS, R. On a Modified Form of the Second Fundamental Theorem in the Mechanical Theory of Heat. *Philos. Mag.* August 1856, s. 81–98. Dostupné online [cit. 25 June 2012]. (anglicky)
- [11] Steam Coil Boiler Air Preheater In Thermal Power Plant Corrosion Resistance. In: *Boiler Units* [online]. Čína [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://www.boiler-units.com/sale-12273930-steam-coil-boiler-air-preheater-in-thermal-power-plant-corrosion-resistance.html>
- [12] LESSON - 30 BOILER ACCESSORIES. In: *E-Krishi Shiksha* [online]. 2013 [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <http://ecoursesonline.iasri.res.in/mod/page/view.php?id=125950>
- [13] Measures to enhance efficiency: Combustion air preheating. In: *Heat11* [online]. Německo, 2013 [cit. 2021-12-12]. Dostupné z: <https://www.heat11.com/measures-to-enhance-efficiency-combustion-air-preheating/?lang=en>
- [14] Flat Plate Heat Exchangers. In: *APEX Heat Exchangers* [online]. [cit. 2022-11-12]. Dostupné z: [https://www.apexgroup.eu/product/Plate-Type\\_Heat\\_Exchangers](https://www.apexgroup.eu/product/Plate-Type_Heat_Exchangers)
- [15] Stainless Steel Plate Air Preheater For Refineries And Petrochemical Industries. In: *Elevated Flare System* [online]. Čína [cit. 2022-04-23]. Dostupné z: <https://www.elevatedflaresystem.com/sale-10474227-stainless-steel-plate-air-preheater-for-refineries-and-petrochemical-industries.html>
- [16] Air to Air. In: *FORTIS Engineered Process Equipment* [online]. Northbridge [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: <https://www.fortisepe.com/products/heat-transfer-heat-exchangers/air-to-air>
- [17] ESDU 92013 Selection and costing of heat exchangers. In: *ESDU* [online]. IHS Markit, 2000 [cit. 2021-10-12]. Dostupné z: [https://www.esdu.com/cgi-bin/ps.pl?sess=unlicensed\\_1220423185443ncs&t=doc&p=esdu\\_92013b](https://www.esdu.com/cgi-bin/ps.pl?sess=unlicensed_1220423185443ncs&t=doc&p=esdu_92013b)

- [18] GARRETT, Donald E. *Chemical Engineering Economics*. New York: Van Nostrand Reinhold, 1989. ISBN 978-94-011-6546-4.
- [19] *WebPlotDigitizer* [online]. Ankit Rohatgi [cit. 2022-12-14]. Dostupné z: <https://automeris.io/WebPlotDigitizer/>
- [20] *Chemical Engineering: Essentials for the CPI Professionals* [online]. **14**(7). Access Intelligence, 2020 [cit. 2021-12-17]. Dostupné z: <https://chemengonline.com/issues/>
- [21] VATAVUK, William M. Updating the CE Plant Cost Index. *Chemical Engineering*. 2002, **5**(2), 62-70.
- [22] USD průměrné kurzy 2020: historie kurzů měn. In: *Kurzycz* [online]. [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <https://www.kurzycz.cz/kurzy-men/historie/USD-americky-dolar/2020/>
- [23] Overall heat transfer coefficients in common heat exchanger designs - tubular, plate or spiral. In: *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2022-12-18]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d\\_450.html](https://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html)
- [24] Indexy cen průmyslových výrobců - duben 2021. In: *Český statistický úřad* [online]. 2021, 20.5.2021 [cit. 2021-11-12]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/csu/czso/indexy-cen-prumyslovych-vyrobcu-duben-2021>
- [25] Zemní plyn - spalné teplo a další vlastnosti. In: *Tzbinfo* [online]. 2004 [cit. 2021-11-12]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1963-spalovaci-vlastnosti-zp-i>
- [26] Boiler Efficiency. In: *Clayton* [online]. [cit. 2021-11-12]. Dostupné z: <https://www.claytonindustries.com/boiler-steam-definitions/boiler-efficiency/>
- [27] ČSN EN ISO 10210-2. Duté profily tvářené za tepla z konstrukční oceli - Část 2: Mezní úchytky, rozměry a charakteristiky průřezu. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020. 44 s. Třídící znak 425952.
- [28] ČSN 41 1523. Ocel 11 523. Praha: Český normalizační institut, 1994. 22 s. Třídící znak 411523.
- [29] FÜRBAACHER, Ivan. Nelegovaná konstrukční jemnozrnná ocel vhodná ke svařování 11523. In: *TECHportal.cz* [online]. 2008 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.techportal.cz/33/?uniqueid=mRRWSbk196FNf8-jVUh4EkR0ZpwpMaXc54rOkewCctKw9PBWuC7BmQ&wa=WWW15SMART>
- [30] Trubky ocelové bezešvé hladké dle ČSN 425715; DIN 2448. In: *Zacha* [online]. [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.zacha.cz/trubky-ocelove-bezesve-hladke>
- [31] Absolutní drsnost potrubí pro různé materiály. In: *VŠCHT* [online]. Praha: ÚCHI VŠCHT Praha [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <http://uchi-old.vscht.cz/uploads/etabulky/drsnost.html>
- [32] Ventilátory. In: *Kovodružstvo Strážov* [online]. Strážov [cit. 2022-02-15]. Dostupné z: <http://www.kovostrazov.cz/ventilatory.html>
- [33] GREEN, Don W. a Robert H. PERRY. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 8. vydání. New York: McGraw-Hill, 2008. ISBN 0-07-159313-6.
- [34] HEAT TRANSFER RESEARCH, INC. *Xchanger Suite* [software]. 8.2. Dostupné z: <https://www.htri.net/>
- [35] Hodnota emisního faktoru CO<sub>2</sub> z výroby elektřiny za léta 2010–2019. In: *Ministerstvo průmyslu a obchodu* [online]. 2021 [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: [https://www.mpo.cz/cz/energetika/statistika/elektrina-a-teplo/hodnota-emisniho-faktoru-co2-z-vyroby-elektriny-za-leta-2010\\_2019--258830/](https://www.mpo.cz/cz/energetika/statistika/elektrina-a-teplo/hodnota-emisniho-faktoru-co2-z-vyroby-elektriny-za-leta-2010_2019--258830/)
- [36] Fuel Gases - Heating Values. In: *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/heating-values-fuel-gases-d\\_823.html](https://www.engineeringtoolbox.com/heating-values-fuel-gases-d_823.html)
- [37] JEGLA, Zdeněk. *Integrace (syntéza) externích energetických zdrojů: Metody a techniky integrace (syntézy) nejnáročnějších "hot utilities" - ohřevných pecí, přednáška č. 9 předmětu "Systémové přístupy pro procesy a energetiku"*. Brno.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Označení	Jednotka	Význam
$a$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	součinitel teplotní vodivosti
$A$	$[\text{m}^2]$	celková teplosměnná plocha vně trubek
$b$	$[\text{m}]$	orientační šířka výměníku
$C_l$	$[-]$	konstantna pro výpočet Nusseltova čísla
$C_{1987}$	$[\$]$	cena výměníku v roce 1987
$C_{2020}$	$[\text{Kč}]$	cena výměníku v roce 2020
$CEPCI_{1987}$	$[\$]$	hodnota indexu CEPCI v roce 1987
$CEPCI_{2020}$	$[\$]$	hodnota indexu CEPCI v roce 2020
$C_F$	$[\text{Kč} \cdot \text{m}_N^{-3}]$ , $[\text{Kč} \cdot \text{MWh}^{-1}]$	cena zemního plynu v roce 2020
$C_{Ki}$	$[\text{Kč} \cdot \text{r}^{-1}]$	roční náklady na kompenzaci ztráty tepelného výkonu stávajících výměníků
$c_p$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
$\overline{c_{p,c}}$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	střední měrná tepelná kapacita chladného média za konstantního tlaku
$\overline{c_{p,h}}$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	střední měrná tepelná kapacita horkého média za konstantního tlaku
$c_{pc}$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita na straně chladného média
$c_{ph}$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita na straně horkého média
$C_V$	$[\text{Kč} \cdot \text{r}^{-1}]$	roční náklady na provoz ventilátorů
$D$	$[\text{m}]$	vnější průměr trubek výměníku
$D_h$	$[\text{m}]$	hydraulický průměr
$D_i$	$[\text{m}]$	vnitřní průměr trubek výměníku
$e_c$	$[\text{m}]$	absolutní drsnost potrubí uvnitř
$e_h$	$[\text{m}]$	absolutní drsnost potrubí vně
$F$	$[-]$	korekční součinitel F
$f_c$	$[-]$	Darcy-Weisbachův třecí součinitel uvnitř trubek
$f_h$	$[-]$	Darcy-Weisbachův třecí součinitel uvnitř trubek
$f_i$	$[-]$	instalační faktor
$f_m$	$[-]$	modulový faktor
$h$	$[\text{m}]$	orientační hloubka výměníku
$\dot{H}_1$	$[\text{kW}]$	stávající entalpie spalin na vstupu do výměníku 2E-630
$\dot{H}_{1i}$	$[\text{kW}]$	entalpie spalin na vstupu do výměníku 2E-630 při i-té variantě
$\dot{H}_2$	$[\text{kW}]$	stávající entalpie spalin na výstupu z výměníku 2E-631
$\dot{H}_{2i}$	$[\text{kW}]$	entalpie spalin na výstupu z výměníku 2E-631 při i-té variantě
$K$	$[-]$	pomocný koeficient pro určení teplotní účinnosti výměníku
$k_c$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost chladného média
$K_c$	$[-]$	koeficient místního odporu na vstupu do trubkovnice
$k_h$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost horkého média
$k_m$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost média
$K_o$	$[-]$	koeficient místního odporu na výstupu z trubkovnice
$k_s$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost stěny
$l$	$[\text{m}]$	délka trubky, orientační výška výměníku
$LHV$	$[\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}]$	výhřevnost paliva
$LHV_i$	$[\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}]$	výhřevnost i-té složky paliva
$m$	$[-]$	konstantna pro výpočet Nusseltova čísla
$\dot{m}_c$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok na straně chladného média
$\dot{m}_h$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok na straně horkého média
$N_{chodu}$	$[-]$	počet chodů výměníku
$N_i$	$[\text{r}]$	návratnost
$N_{rad}$	$[-]$	počet řad trubek na jeden chod
$N_{t_{celk}}$	$[-]$	celkový počet trubek ve výměníku
$N_{t_{rada}}$	$[-]$	počet trubek v řadě
$NTU$	$[-]$	number of transfer units
$Nu$	$[-]$	Nusseltovo číslo



$Nu_c$	[-]	Nusseltovo číslo pro chladné médium
$Nu_h$	[-]	Nusseltovo číslo pro horké médium
$o$	[m]	omočený obvod
$P$	[-]	teplotní účinnost výměníku
$P_1$	[-]	teplotní účinnost křížového výměníku o jednom chodu
$P_c$	[W]	nárůst příkonu vzduchového ventilátoru
$P_h$	[W]	nárůst příkonu spalínového ventilátoru
$p_N$	[Pa]	normální tlak
$Pr$	[-]	Prandtlovo číslo
$Pr_c$	[-]	Prandtlovo číslo pro chladné médium
$Pr_h$	[-]	Prandtlovo číslo pro horké médium
$Pr_p$	[-]	Prandtlovo číslo pro vnější povrch trubek výměníku
$\dot{Q}$	[W]	Tepelný tok
$\dot{q}$	[W·m <sup>-2</sup> ]	Měrný tepelný tok
$\dot{Q}_c$	[W]	tepelný tok na straně chladného média
$\dot{Q}_h$	[W]	tepelný tok na straně horkého média
$\dot{Q}_{max}$	[W]	teoreticky maximálně dosažitelný tepelný výkon
$R$	[-]	poměr tepelných kapacit
$r_1$	[m]	vnitřní poloměr trubky
$r_2$	[m]	vnější poloměr trubky
$R_c$	[m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup> ]	součinitel odporu zanášení uvnitř trubek
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$Re_c$	[-]	Reynoldsovo číslo pro chladné médium
$Re_h$	[-]	Reynoldsovo číslo pro horké médium
$R_h$	[m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup> ]	součinitel odporu zanášení vně trubek
$S$	[m <sup>2</sup> ]	průtočný průřez
$S_D$	[m]	diagonální rozteč trubek výměníku
$S_{gi}$	[Kč·r <sup>-1</sup> ]	hrubá roční úspora pro i-tou variantu výměníku
$S_L$	[m]	podélná rozteč trubek výměníku
$S_{Ni}$	[Kč·r <sup>-1</sup> ]	čistá roční úspora
$S_T$	[m]	příčná rozteč trubek výměníku
$t$	[m]	tloušťka stěny trubek výměníku
$T_{c1}$	[°C]	vstupní teplota chladného média
$T_{c2}$	[°C]	výstupní teplota chladného média
$T_h$	[°C]	střední teplota spalin
$T_{h1}$	[°C]	vstupní teplota horkého média
$T_{h2}$	[°C]	výstupní teplota horkého média
$T_m$	[°C]	teplota média
$T_N$	[K]	normální teplota
$T_s$	[°C]	teplota povrchu stěny
$T_{s1}$	[°C]	teplota teplejší strany stěny
$T_{s2}$	[°C]	teplota chladnější strany stěny
$U$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	celkový součinitel prostupu tepla vztažený k vnější ploše
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost proudění
$\dot{V}_c$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	objemový průtok vzduchu na vstupu do výměníku
$v_c$	[m·s <sup>-1</sup> ]	průměrná rychlost proudění chladného média
$\dot{V}_{cN}$	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	normální objemový průtok vzduchu na vstupu do výměníku
$V_{F0}$	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	spotřeba plynu současně provozované technologie
$V_{Fi}$	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	spotřeba plynu pro i-tou variantu výměníku
$\dot{V}_h$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	objemový průtok spalin na vstupu do výměníku
$v_h$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost proudění horkého média na vstupu do svazku trubek
$v_{hmax}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost proudění okolo svazku trubek
$\dot{V}_{hN}$	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	normální objemový průtok spalin na vstupu do výměníku
$y_i$	[-]	objemový zlomek i-té složky paliva

$\alpha$	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
$\alpha_c$	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla na straně chladného média
$\alpha_h$	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla na straně horkého média
$\delta$	[m]	tloušťka stěny
$\Delta\dot{H}_i$	[kW]	rozdíl entalpií mezi stávající a i-tou navrhovanou variantou
$\delta_i$	[-]	chyba současného kroku iterace
$\Delta p_c$	[Pa]	celkové tlakové ztráty na straně chladného média
$\Delta p_{cd}$	[Pa]	délkové tlakové ztráty na straně chladného média
$\Delta p_{cm}$	[Pa]	místní tlakové ztráty na straně chladného média
$\Delta p_h$	[Pa]	celkové tlakové ztráty na straně horkého média
$\Delta T_{lm}$	[°C]	střední logaritmický teplotní spád
$\Delta V_{Fi}$	$[\text{m}_\text{N}^3\cdot\text{r}^{-1}]$	rozdíl spotřeby plynu mezi i-tou variantou a současně provozovanou technologií
$\varepsilon$	[-]	efektivita výměníku
$\eta$	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$	dynamická viskozita
$\eta_B$	[-]	typická účinnost parního kotle
$\eta_c$	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$	dynamická viskozita chladného média
$\eta_h$	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$	dynamická viskozita horkého média
$\eta_V$	[-]	typická účinnost ventilátoru
$\nu$	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
$\rho$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	hustota
$\rho_c$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	hustota chladného média
$\rho_h$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	hustota horkého média
$\sigma$	[-]	parametr pro určení koeficientu místních tlakových ztrát
$\varphi_A$	[-]	pomocný koeficient pro výpočet třecího součinitele
$\varphi_B$	[-]	pomocný koeficient pro výpočet třecího součinitele
$\chi$	[-]	korekční součinitel pro určení tlakových ztrát na straně horkého média

## SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obrázek 1 – zvolený postup pro návrh výměníku tepla [5, s. 71]
- Obrázek 2 - schéma dosavadně provozované technologie
- Obrázek 3 - schéma technologie po instalaci navrhovaného výměníku
- Obrázek 4 - schéma modelu v programu Chemcad [9]
- Obrázek 5 - schematické znázornění průběhu teploty při přenosu tepla válcovou plochou [1, s. 22]
- Obrázek 6 - schematické znázornění rychlostní a teplotní mezní vrstvy na povrchu stěny [6, s. 26]
- Obrázek 7 - trubkovnice pro trubkový výměník tepla [11]
- Obrázek 8 - výměník pro předehřev vzduchu se spalinami v trubkovém prostoru [13]
- Obrázek 9 - schematické znázornění výměníku se třemi chody v trubkovém prostoru (vpravo) a v mezitrubkovém prostoru (vlevo), v celkovém zapojení v protiproudém smyslu.
- Obrázek 10 - jednochodý trubkový výměník s uspořádáním trubek do čtverce [1, s. 208]
- Obrázek 11 - schéma jednochodého deskového výměníku [1, s. 210]
- Obrázek 12 - desky pro výrobu deskového výměníku s protlačenými prvky k vymezení vzdálenosti mezi jednotlivými deskami [15]
- Obrázek 13 - deskový výměník s uspořádáním médií na pomezí křížového toku s více chody a protiproudého toku [16]
- Obrázek 14 - výměník s tepelnými trubicemi
- Obrázek 15 - graf závislosti výrobní ceny vzduchem chlazeného výměníku z uhlíkové oceli na teplosměnné ploše
- Obrázek 16 - hodnoty indexu CEPCI (kategorie vybavení) v letech 1963-2020, [20], [21]
- Obrázek 17 - závislost doby návratnosti na výkonu výměníku pro různé součinitele prostupu tepla
- Obrázek 18 - postup tepelně-hydraulického návrhu výměníku [3, s. 601-605]
- Obrázek 19 - zapojený blok "Material Stream Heater" k určení závislosti fyzikálních vlastností na teplotě v DWSIM
- Obrázek 20 - závislosti fyzikálních vlastností vzduchu (modře) a spalin (červeně) na teplotě při konstantním tlaku 102 kPa u spalin a 110 kPa u vzduchu
- Obrázek 21 - uspořádání svazku trubek (příčný řez) s vyznačenými možnými směry maximálních rychlostí [2, s. 431]
- Obrázek 22 - schéma postupu určení korekčního součinitele F s označením příslušných rovnic
- Obrázek 23 - srovnání křivek návratnosti předběžné a upravené varianty
- Obrázek 24 - vizualizace navrhnutého výměníku

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - složení odplynů [8]

Tabulka 2 - složení zemního plynu spalovaného v peci 2F-630

Tabulka 3 - složení spalin na výstupu z pece 2F-630

Tabulka 4 - parametry současně provozovaných výměníků

Tabulka 5 - parametry vstupních proudů (čísla proudů odpovídají značení na obr. 4)

Tabulka 6 - porovnání dat z poskytnuté dokumentace s výsledky simulace

Tabulka 7 - srovnání parametrů ze simulace před a po zařazení výměníku (171,7 kW,  $25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ )

Tabulka 8 - geometrické parametry předběžně navrhovaného výměníku

Tabulka 9 - počáteční odhad parametrů pro iterační cyklus

Tabulka 10 - vybrané parametry předběžně navrhovaného výměníku

Tabulka 11 - srovnání některých výsledků získaných programem Xchanger Suite® a metodou F-LMTD

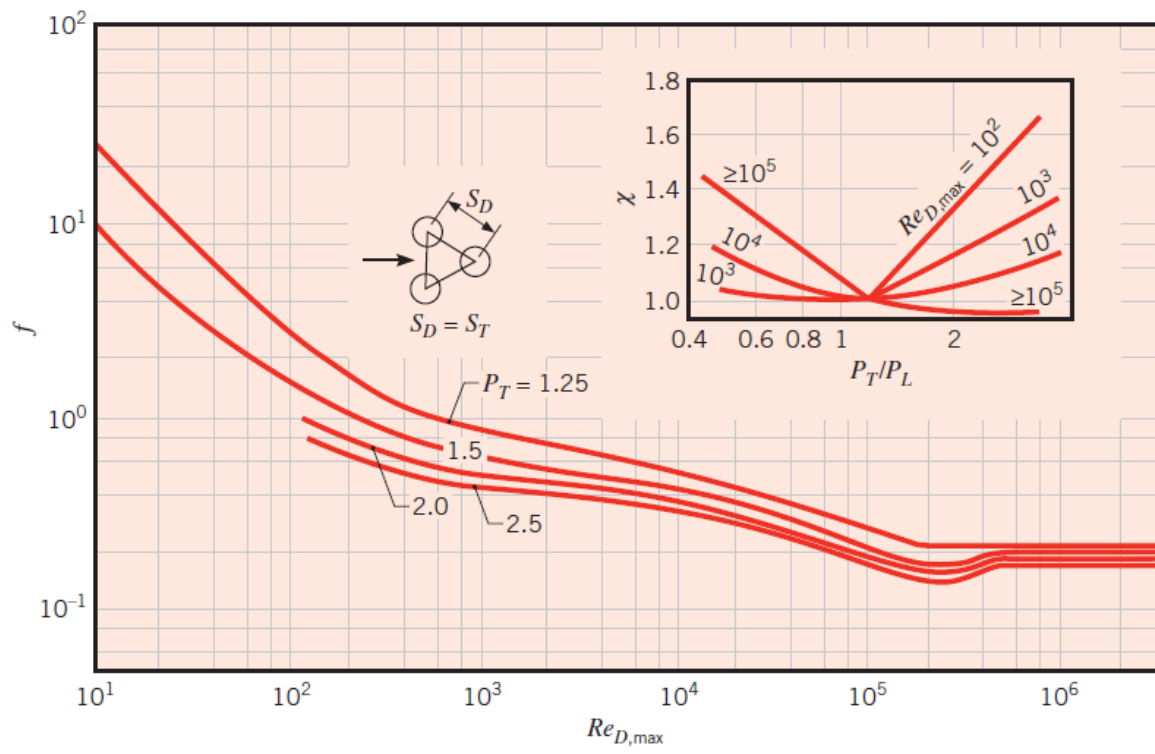
Tabulka 12 - roční úspory a spotřeby energetických zdrojů po instalaci navrhnutého výměníku

Tabulka 13 - roční snížení emisí CO<sub>2</sub> po zařazení výměníku

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1 – *priloha\_1\_simulace\_chemcad.ccsim*, simulace provozu v programu Chemcad
- Příloha č. 2 – *priloha\_2\_navratnost\_excel.xlsx*, výpočtový list v MS Excel
- Příloha č. 3 – *priloha\_3\_vypocet\_LMTD.zip*, výpočtový skript pro návrh výměníku metodou F-LMTD v programu GNU Octave
- Příloha č. 4 – graf k určení třetího faktoru  $f$  a korekčního faktoru  $\chi$  pro určení tlakové ztráty na straně spalin [2, s. 435]
- Příloha č. 5 – podrobný výpis parametrů navrhovaného výměníku
- Příloha č. 6 – *priloha\_6\_model.stp*, model navrhnutého výměníku ve formátu STEP
- Příloha č. 7 – *priloha\_7\_vypocet\_HTRI.htri*, výpočtový soubor z programu Xchanger Suite®

# PŘÍLOHA Č. 4



## PŘÍLOHA Č. 5

<b>Geometrické parametry</b>			
Průměr trubek:	26,9 x 2,3		mm
Délka trubek:	1,4		m
Podélná rozteč	0,056		m
Příčná rozteč	0,065		m
Počet chodů:	3		-
Počet trubek v řadě:	20		-
Počet řad na chod:	9		-
Celkový počet trubek	540		-
Orientační rozměry:	1,4 x 1,3 x 1,5		m
Teplosměnná plocha vně trubek:	63,9		m <sup>2</sup>
Teplosměnná plocha uvnitř trubek:	53,0		m <sup>2</sup>
<b>Tepelně -hydraulické parametry</b>			
	<b>Spaliny</b>	<b>Vzduch</b>	
Absolutní drsnost potrubí	0,3	0,3	mm
Součinitel zanášení	$9 \cdot 10^{-4}$	$1,75 \cdot 10^{-4}$	m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup>
Hmotnostní průtok:	6,21	0,98	kg·s <sup>-1</sup>
Střední měrná tepelná kapacita	1202,8	1013,4	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Hustota při střední teplotě	0,637	0,981	kg·m <sup>-3</sup>
Dynamická viskozita při střední teplotě	$2,44 \cdot 10^{-5}$	$2,28 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Tepelná vodivost při střední teplotě	0,039	0,032	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Reynoldsovo číslo	6268	13584	-
Prandtlovo číslo	0,76	0,72	-
Nusseltovo číslo	61,8	40,8	-
Součinitel přestupu tepla:	88,75	58,86	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Vstupní teplota:	246	25	°C
Výstupní teplota:	221,5	209,5	°C
Výkon:	182,8		kW
Střední logaritmický teplotní spád:	95,1		°C
Korekční součinitel F:	0,99		-
Celkový součinitel prostupu tepla:	30,37		W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Celkové tlakové ztráty:	273,57	1213,4	Pa
Délkové tlakové ztráty:	-	858,5	Pa
Místní tlakové ztráty:	-	354,9	Pa
Nárůst příkonu ventilátorů ( $\eta=0,6$ )	4555,5	1538,4	W