

Využití odpadního tepla v technologických procesech

Heat recovery in the technological process

Miroslava Frodlová

Bakalářská práce
2010



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky
akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Miroslava FRODLOVÁ**
Osobní číslo: **A06237**
Studijní program: **B 3902 Inženýrská informatika**
Studijní obor: **Informační a řídicí technologie**

Téma práce: **Využití odpadního tepla v technologických procesech**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii týkající se způsobů využití odpadního tepla.
2. Analyzujte využití tepla vznikajícího při termickém čištění plynu s ohledem na dostatečný odtah spalin.
3. Proveďte energetickou bilanci procesu.
4. Vytvořte programovou aplikaci pro bilanční výpočty .
5. Dosažené výsledky zhodnoťte v závěru práce

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

1. MÍKA, Vladimír. Základy chemického inženýrství. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1977. 870 s.
2. KYSELA, Ladislav. Využití druhotných zdrojů energie. Ostrava: Katedra energetiky Fakulty strojní VŠB-TU Ostrava, 2001
3. DVOŘÁK, Zdeněk. Základy elektrického tepla. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická, Ústav výrobního inženýrství, 2008
4. LANGFELDER, Ivan a kol.. Energetika chemického a potravinářského průmyslu. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava 1992
5. Internetový portál pro stavebnictví, technická zařízení budov a úspory energií, [on line]. [cit. 2009-01-20]. Dostupný z WWW: <http://www.tzb-info.cz/>

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Dagmar Janáčová, CSc.
Ústav automatizace a řídicí techniky


Datum zadání bakalářské práce:

5. března 2010


Termín odevzdání bakalářské práce:

1. června 2010

Ve Zlíně dne 5. března 2010


prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
děkan




doc. Ing. Ivan Zelinka, Ph.D.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

Práce je zaměřena na problematiku využití odpadního tepla z termického čištění plynů. Citelné teplo spalin je využíváno k ohřevu užitkové vody, který probíhá v tepelném výměníku. Pro posouzení efektivity různých variant návrhu teplosměnné jednotky, bylo potřeba provést entalpickou bilanci a řadu dalších časově náročných výpočtů. K tomuto účelu byla vytvořena SW aplikace ve vývojovém prostředí MS Excel s použitím programovacího jazyka Visual Basic, která dovoluje snadné srovnání typu výměníku, který by vyhovoval hodnotám zjištěných měření v technologickém procesu. Předpokladem řešení je dostatečný odtah spalin v komínovém průduchu a zároveň ekonomická efektivnost provozu zařízení.

Klíčová slova: výměník tepla, entalpická bilance, proudění tekutiny potrubím, tlaková ztráta

ABSTRACT

The bachelor thesis is focused on using waste heat from thermal gas treatment. Appreciable heat of combustion is used to heat water, which takes place in a heat exchanger. To assessing the effectiveness of different variants of design heat exchange units, requires a enthalpy balance and many other time-consuming calculations. For this purpose, the application software in development environment of MS Excel using Visual Basic programming language was created. This allows easy comparison of the heat exchanger type, which would match the values found by measuring in the process. The solution is sufficient exhaust gas in the chimney vent and also the economic efficiency of operations

Keywords: heat exchanger, enthalpy balance, fluid flow of pipeline, head loss

Ráda bych poděkovala všem, kteří mě podpořili při psaní této bakalářské práce. Především děkuji mé vedoucí doc. Ing. Dagmar Janáčové, CSc., která mi poskytla cenné rady a připomínky během mojí práce, dále pak panu Ludvíkovi Erbenovi, za jeho rady získané celoživotní praxí v oblasti návrhů a realizace teplovodních sítí.

Prohlašuji, že

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

Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracovala samostatně a použitou literaturu jsem citovala. V případě publikace výsledků budu uvedena jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně

.....
podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD.....	9
I TEORETICKÁ ČÁST.....	10
1 ZPŮSOBY VYUŽITÍ TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH PROCESŮ	11
1.1 DRUHOTNÝ ZDROJ TEPLA	11
1.1.1 Množství energie	12
1.1.2 Energetické procesy	12
1.2 VYUŽITÍ	14
1.2.1 Energetický audit	14
1.2.2 Způsoby využití.....	14
2 ANALÝZA VYUŽITÍ TEPLA VZNIKAJÍCÍHO PŘI TERMICKÉM ČIŠTĚNÍ PLYNU S OHLEDEM NA DOSTATEČNÝ ODTAH SPALIN.....	17
2.1 PROCESNÍ PRINCIPY TERMICKÉHO ČIŠTĚNÍ ODPADNÍCH PLYNŮ.....	17
2.2 SPALOVÁNÍ	18
2.2.1 Bilance spalování	19
2.2.2 Výpočty spalovacích procesů.....	19
2.3 SDÍLENÍ TEPLA	23
2.4 TEPelné VÝMĚNÍKY.....	28
2.4.1 Dělení tepelných výměníků.....	29
2.4.2 Tepelné výpočty výměníků.....	34
2.5 URČENÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT V POTRUBÍ.....	35
2.6 SPALINOVÁ CESTA.....	37
2.6.1 Komín.....	38
2.6.2 Výpočet spalinové cesty.....	38
II PRAKTICKÁ ČÁST	41
3 ENERGETICKÁ BILANCE PROCESU.....	42
3.1 LÁTKOVÁ BILANCE SPALOVÁNÍ.....	43
3.1.1 Objem spalovaného plynu.....	43
3.1.2 Objem spalin	44
3.1.3 Celková spotřeba vzduchu	47
3.1.4 Spalné teplo	48
3.2 NÁVRH TEPelnÉHO VÝMĚNÍKU	48
3.2.1 Určení fyzikálních parametrů potřebných pro výpočet.....	49
3.2.2 Teplosměnná plocha.....	51
3.2.3 Součinitel prostupu tepla <i>kL</i>	52
3.2.4 Určení tlakových ztrát výměníku na straně spalin	55
3.2.5 Spalinová cesta.....	57
3.2.6 Odtah spalin	58
3.2.7 Ekonomické parametry projektu	59
4 PROGRAMOVÁ APLIKACE PRO ENTALPICKOU BILANCI VÝMĚNÍKU	61

4.1	POPIS APLIKACE	61
4.2	ZADÁNÍ HODNOT	62
5	POSOUZENÍ ŘEŠENÍ.....	65
5.1	SNIŽOVÁNÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT.....	65
5.1.1	Změna teplosměnné jednotky	65
5.1.2	Změna komínu	66
6	ZÁVĚR.....	67
	ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ.....	69
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	70
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	72
	SEZNAM OBRÁZKŮ	74
	SEZNAM TABULEK.....	75

ÚVOD

S vývojem naší civilizace a zejména v 21. století je problematika obnovitelných zdrojů energie a surovin stále diskutovanějším tématem. Není tajemstvím, že se zdroje fosilních paliv, tedy neobnovitelných zdrojů energií, rychle vyčerpávají. Vedle uhlí, jehož zásoby se odhadují na 200 - 250 let, jde především právě o ropu a její produkty – nafta, benzín, letecká paliva a zemní plyn.

Experti dnes odhadují, že již v relativně blízké době (v roce 2030) klesnou zásoby ropy na hranici asi 8,5 % celkového dnešního množství. V letech 2050 - 2100 pak budou vytěžena všechna dnes známá ložiska ropy [1]

Jedním z možných řešení energetických i ekonomických problémů naší civilizace je co nejlepší využití dosavadních přírodních zdrojů. Při současném trendu čím dál většího zdražování energií, každý výrobce, firma či jednotlivec přemýšlí, jakým způsobem lze ušetřit na investicích. Právě odpadní teplo, které vzniká jako vedlejší produkt v různých technologických procesech, skrývá často velmi vysoké potenciály úspor.

Jeho největším producentem jsou provozy s primárními tepelnými zdroji, jako jsou spalovací kotle, provozy určené k tepelnému zpracování výrobků, např. žíhací pece, sušárny, keramické pece. Všechna tato zařízení produkují horké spaliny, které odchází do komína, nebo horký vzduch odcházející bez využití do okolí. Ke snížení ztráty tepla pecí odcházejícími spalinami se používají výměníky tepla k ohřevu teplé užitkové vody nebo výrobě páry a následné vytápění objektů.

Technická řešení využívání tohoto druhotného zdroje energie jsou ve většině případů v podstatě vždy možné, při praktickém řešení však jejich využití často brání ekonomická efektivnost řešení.

Zařazením výměníku přímo do spalinové cesty se zvětšuje tlaková ztráta spalin mezi kotlem a komínem. Proto je nutné při dodatečné instalaci buď zvětšit výtlak původních spalinových ventilátorů, nebo nainstalovat ventilátory dodatečné, což zvyšuje náklady na celkový provoz zařízení.

Tato práce se zabývá možností řešení využití odpadního tepla s ohledem na dostatečný odtah spalin.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 ZPŮSOBY VYUŽITÍ TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH PROCESŮ

Odpadní teplo, které vzniká jako vedlejší produkt v nejrůznějších technologických procesech, je zpravidla odváděno bez dalšího využití do vlastního okolí.

Jeho využitím se snižuje palivoenergetické náročnost výroby a tím ekonomická úspora. Nahrazuje spotřebu primárních energetických zdrojů, a pokud se jedná o paliva, u nichž dochází k využití energie spalováním, nezatěžuje využívání druhotných energetických zdrojů (dále DEZ) životní prostředí škodlivými emisemi.

Způsoby jeho následného, byť i částečného využití určuje úroveň technologie výroby a posouzení celkové efektivnosti řešení.

Vzhledem k různorodostem DEZ co do druhu a teploty musí být každý konkrétní případ řešen samostatně.

1.1 Druhotný zdroj tepla

Za druhotný zdroj tepla je považováno množství tepla, které bylo po použití v určitém energetickém nebo technologickém procesu znovu využito, buď v tomtéž procesu, nebo pro jiné energetické účely. Je vázané na odcházející pevné, kapalné nebo plynné látky technologické nebo energetické povahy.

Podle toho, na jaký hmotný systém se tepelná energie váže, rozlišujeme zdroje na: ***chemicky vázané teplo v palivech a odpadech z technologických procesů***

Chemické teplo je důsledkem exotermní chemické reakce. Hlavní reakcí je u tepelných zdrojů oxidace základních chemických prvků, jako je uhlík, vodík, síra s kyslíkem. Tyto prvky se v převážné části získávají při hoření z fosilních paliv a plynů vznikajících jako vedlejší produkt při zpracování paliv.

Citelné teplo (výhřevnost) odpadních látek

Jedná se především o citelné teplo spalín, plynů, par a kapalných látek při výměně tepla. Tepelné spaliny s sebou nesou část skryté tepelné energie, tzv. latentní teplo. Pokud tyto spaliny ochladíme pod teplotu jejich rosného bodu, dojde ke změně skupenství - kondenzaci obsažené vodní páry a k následnému uvolnění tohoto tepla. [2]

1.1.1 Množství energie

v tepelném zdroji je dán součinem kvalitativního a kvantitativního ukazatele. Kvantitativní ukazatel udává množství nositele energie. Kvalitativní ukazatel je koncentrace energie v jednotce množství (hmotnosti nebo objemu), může to být tedy výhřevnost, teplota, tlak.

Z hlediska poměru mezi kvalitativním a kvantitativním ukazatelem rozeznáváme

Nízkopotenciální energii, která je charakterizována nízkým kvalitativním ukazatelem tj. malou koncentrací energie v jednotce množství, zpravidla se jedná naopak o velká množství nositele energie. Sem patří tepelné toky vznikající zvyšováním teplotní úrovně chladicích médií při chlazení technologických zařízení, kompresorů, rozličných motorů, chladicí vody kondenzátorů, při chlazení v potravinářském průmyslu apod. Chladicími médii bývají zejména kapaliny (většinou voda). Tato tepla jsou využitelná pomocí tepelných čerpadel, která zvýší teplotní úroveň nízkopotencionálního tepla a to na úroveň využitelnou pro otopné soustavy.

Energie středního potenciálu

Ke zdrojům s energií středního potenciálu patří odpadové teplo ve formě výparného tepla vody obsaženého ve spalinách. Je dáno rozdílem spalovacího tepla a výhřevnosti paliva např. citelné odpadní teplo spalin průmyslových pecí – teplota spalin řádově 500 – 1000°C, [2]

Energii s vysokým potenciálem obsahuje chemicky vázané teplo látek, které vystupují z tepelných procesů. Jde především o různé druhy plynů (koksárenský, konvertorový a vysokopeční, odpadní plyny v chemické výrobě, degazační plyn při těžbě uhlí). Teplotní úroveň těchto látek bývá různá v závislosti na konkrétním tepelném procesu, kterého se zúčastňují. Do této skupiny zařazujeme i teplý vzduch odcházející při větrání využitý ve vzduchotechnických zařízeních.

1.1.2 Energetické procesy

Teplo z odpadních plynů

Právě hutní průmysl produkuje značné množství těchto tepelných DEZ v podobě plynných odpadů:

Vysokopecní plyn, nositel chemického a citelného tepla o výhřevnosti $3,5 \text{ MJ.m}^3$ 150°C . Má nižší teoretickou spalovací teplotu. Samotný plyn se proto používá pro spalování v koksárenských bateriích, kde se technologická teplota pohybuje okolo 1000°C .

Dále pro ohřev vzduchu dmychaného do vysokých pecí o teplotě 1000 až 1200°C . Při teplotách nad 1000°C se v konečných fázích ohřevu zpravidla přidává určité množství koksárenského plynu. [2]

Ve směsi s koksárenským plynem jako směsný plyn dvousložkový, příp. ve směsi vysokopecní + koksárenský + zemní plyn jako tříložkový se používá i pro otop všech spotřebičů plynu v hutním závodě, kde jsou technologické teploty nad 1000°C . Jsou to např. ohřívací pece ve válcovnách, kovárnách a lisovnách, ohřev pánví a hlavových nástavců v ocelárnách, pro výpal šamotu v keramických pecích atp. V tomto případě se používá směsný plyn o výhřevnost $5,5 \text{ MJ.m}^{-3}$. [2]

Koksárenský plyn (chemické i citelné teplo o výhřevnosti 16 MJ.m^{-3} , teplota 1000°C) Teoretická teplota je okolo 2000°C . Používá se buď samostatně pro technologie s teplotou nad 1200°C (např. šamotárenské pece pro vysoký výpal, vysoušení a ohřev ocelárenských pánví), nebo v již zmíněném směsném plynu.

Konvertorový plyn vzniká jako odpadní produkt při výrobě oceli v kyslíkových konvertorech. Jeho výhřevnost je $7,5 \text{ MJ.m}^3$, teplota až 1600°C . Výskyt konvertorového plynu je periodický podle technologického procesu konvertorů. Doba tavby jednoho konvertoru trvá cca do 20 minut. Vzniklý konvertorový plyn má proměnlivé složení a obsah hlavní složky, oxidu uhelnatého kolísá až do 90%. [2]

Teplo odvedené ze systémů chlazení výrobních agregátů

Dalším využitelným zdrojem odpadního tepla jsou chladicí soustavy například z vysokých pecí, kyzových pecí, plynových generátorů, ohřívacích pecí apod. V energetickém průmyslu odchází značné množství odpadního tepla v chladicí vodě kondenzátorů parních turbin elektráren. Prakticky je to cca 30 – 40% příkonu elektrárny v palivu.

Teplo z produktů výroby

Do této skupiny spalin se řadí citelné teplo pevných, kapalných a plyných látek získané na různých stupních výrobního procesu. Například teplo z hašení koksu, teplo ze zahřátého kovu, z produktů zpracování ropy, chemických produktů, teplo z chlazení louhů, teplo vzniklé při varu kondenzátu, při zpracování celulózy, z lihových a droždářenských výpalků.

Ostatní provozy jako jsou válcovny, kovárny, výroba žáruvzdorného materiálu – citelné teplo spalin z průmyslových pecí, teploty 500 – 1100°C, příp. citelné teplo chladící vody

Teplo využitě z pohonných zařízení pump, kompresorů a lisů.

Kompresorové stanice – citelné teplo chladící vody

Dálkový rozvod zemního plynu – citelné teplo spalin při pohonu kompresorů spalovacími turbinami, nevyužitý tlakový spád při redukci tlaku v regulačních stanicích plynu[2]

1.2 Využití

1.2.1 Energetický audit

K celkovému zhodnocení možností využívání odpadních energií z výrobního provozu, nebo při instalaci nového zdroje energie slouží energetický audit.

V rámci auditu se hodnotí toky energií a jejich využití, u budov a zařízení se zjišťují tepelně technické vlastnosti. Výsledkem je analýza stávajícího stavu, odhalení nedostatků v energetickém hospodářství a především návrh různých variant opatření, která přinesou úspory energie.

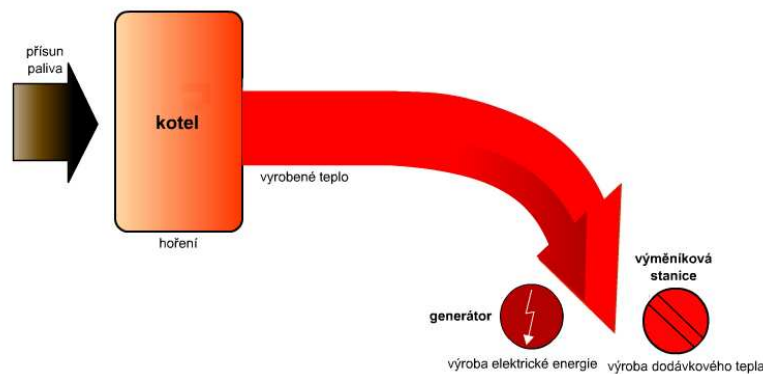
Z navržených opatření se vybere optimální řešení. Toto řešení musí být výhodné, a to nejen z hlediska úspor energie, důraz se klade i na vliv na životní prostředí. Často je také pro využití DEZ důležitá podmínka využitelnosti v daném místě. Proto se provádí důkladné energetické a ekologické zhodnocení.

1.2.2 Způsoby využití

Kogenerace

Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie, je účinným způsobem využívání odpadního tepla hned ze dvou důvodů.

- 1) Využívá nízkopotenciálního tepla, které vzniká spalováním.
- 2) Ke spalování je možné využít vysokopotenciálního tepla odpadních plynů, jako jsou např. vysokopecní, koksárenský a konvertorový plyn.



Obrázek 1 – Schéma kogenerace [4]

Účinnost výroby v tepelných elektrárnách se pohybuje kolem 30%, nejmodernější paroplynové elektrárny pak mají účinnost kolem 50%, ovšem k dalším ztrátám ve výši asi 11% dochází při transformaci a dálkovém přenosu elektrické energie. Toto odpadní teplo je výhodně využíváno k ohřevu teplé vody, vytápění a podobným účelům. [3]

Kogenerační cykly jsou rozděleny do čtyř základních skupin. Na cykly s plynovým spalovacími motory, s plynovými turbinami, s parními turbinami, kombinovaný paroplynový cyklus [5]

Trigenerace je v podstatě kogenerační jednotka, která je vybavena chladicím zařízením, takže může disponovat chladicím výkonem pro technologické nebo klimatizační účely. Chladicí zařízení je obvykle kompresorové nebo absorpční.

Ekonomická výhodnost trigenerace je podmíněna dostatečně velkým odběrem chladu.

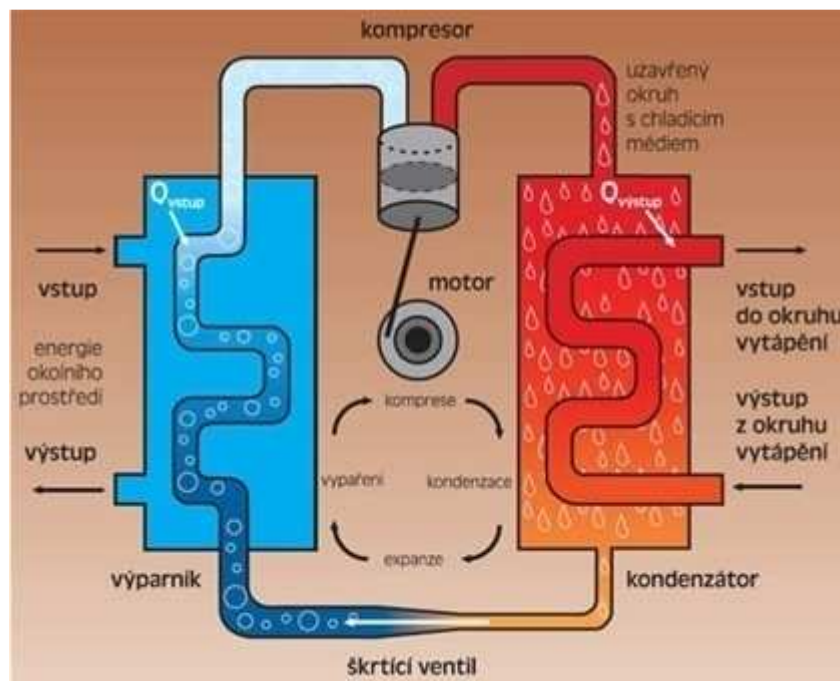
V případě kompresorového chlazení, jsou náklady na elektřinu nižší než při jejím nákupu ze sítě. V případě absorpčního chlazení se z paliva potřebného k získání tepla vyrobí navíc dražší forma energie-elektrická energie, takže náklady se snižují. Další ekonomické výhody lze získat použitím dostatečně velkého akumulátoru chladu (nádrže chladiwa), který umožní vyrábět chlad v době výhodného tarifu elektřiny a dodat chlad podle požadavků spotřebitele.[3]

Tepelná čerpadla

Odpadové teplo z průmyslových a jiných tepelných procesů přenášené toky tekutin s nízkou tepelnou úrovní je vhodné pro systémy tepelných čerpadel.

Tepelné čerpadlo pracuje na obdobném principu jako chladnička, kdy nízkopotenciální externí zdroj tepla je ochlazován a získané teplo je odváděno do topného systému objektu.

Potřeba energie pro získání tepla je asi třetinová vůči celkovému množství získaného tepla. Nejdůležitější funkční části tepelného čerpadla jsou: výměník, kompresor, kondenzátor a expanzní ventil. Teplo okolního prostředí je ve výměníku předáno do náplně (chladiwa) chladicího okruhu. V kompresoru je chladivo stlačeno na vyšší provozní tlak, čímž stoupne jeho teplota. Následně je v kondenzátoru takto navýšená energie chladiva předána do topného systému objektu. Na expanzním ventilu tepelného čerpadla dále dojde ke snížení tlaku chladiva, tím i jeho ochlazení a obnovení schopnosti absorbovat nové teplo z okolního prostředí. [6]



Obrázek 2 – Schéma tepelného čerpadla [6]

Rekuperace

Zařízením pro zpětné získání tepla z obváděného vzduchu je tzv. REKUPERÁTOR, což je technické zařízení, do něhož se na fyzikálním principu podtlaku vtahuje vzduch. V rekuperátoru je část tepla z odváděného vzduchu a par předána přes výměník přiváděnému čerstvému vzduchu, který je ventilátorem rekuperátoru nasáván a již předeřtý rozváděn například do místností v interiéru. Přiváděný větrací vzduch není potom již třeba tolik ohřívát jako přímo přiváděný vzduch čerstvý. Při tomto principu nedochází k žádnému přenosu hmoty mezi odpadním a přiváděným vzduchem a proto se obecně hodí pro znečištěný odpadní vzduch. Tyto výměníky tepla se rozdělují na ekonomizéry a termokondenzátory.

2 ANALÝZA VYUŽITÍ TEPLA VZNIKAJÍCÍHO PŘI TERMICKÉM ČIŠTĚNÍ PLYNU S OHLEDEM NA DOSTATEČNÝ ODTAĤ SPALIN

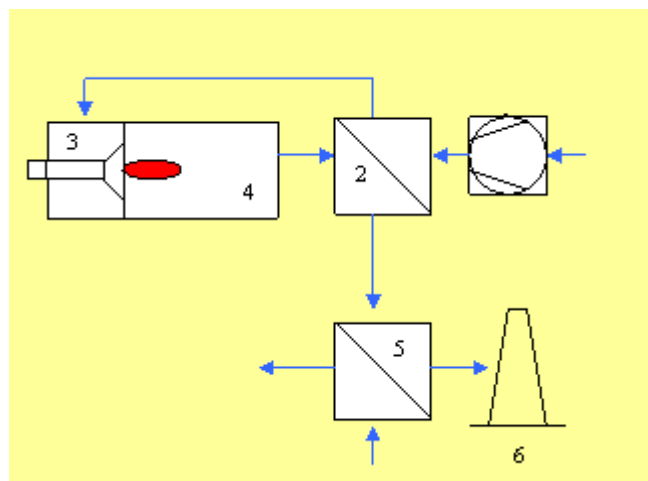
2.1 Procesní principy termického čištění odpadních plynů

Ve zpracovatelském průmyslu vznikají obecně při různých procesech emise zatěžující životní prostředí. Typickým příkladem jsou pracoviště pro povrchové úpravy, lakovny, tiskárny, strojírenství a chemické, petrochemické a gumárenské provozy a další procesy používající organická rozpouštědla. Plynné nebo páru tvořící škodlivé nebo obtěžující nečistoty v odpadních plynech, které jsou tvořeny jen prvky uhlíku, vodíku a kyslíku, mohou být spalováním přeměněny dále na CO_2 a H_2O .

Zpravidla nastává termické spalování s přidavkem energie (např. hořák na zemní plyn).

Při vyšším obsahu energie odpadního plynu je možné spalování bez přidavné energie (autotermní spalování).

Popis technologického procesu



Obrázek 3- Schéma termického čištění plynů [7]

Znečištěný odpadní vzduch se nasává provozním ventilátorem a předehřívá se ve vestavěném výměníku tepla (2) a pomocí hořáku kuželovitého tvaru (3) se zahřívá na reakční teplotu. Ve spalovací komoře (4) se škodliviny při době zdržení mezi 0,6 – 1,5 s (v závislosti na konkrétních podmínkách) přeměňují na CO_2 a H_2O (vlhké spaliny), které dále

prochází vestavěným výměníkem tepla (2) a ochlazují se. Zbývající zbytkové teplo lze ze spalin odebrat pomocí externích systémů rekuperace tepla (5) a přeměňovat ho na sekundární teplo, jako je termoolej, horká a teplá voda, pára a horký vzduch. Komínem jsou ochlazené spaliny odváděny do ovzduší.[7]

2.2 Spalování

je rychlá oxidace za současného uvolnění značného množství tepla za jednotku času, což umožňuje dosáhnout dostatečně vysokých teplot potřebných pro tepelný proces. Tato rychlá oxidace je možná pouze za určité teploty, která je rozdílná pro různé druhy paliv.

Spalování dokonalé je takové spalování, při kterém nastane spálení všech hořlavých složek v palivu, a tím pádem již hořlaviny nejsou obsaženy ve spalinách.

Dokonalé spalování s teoretickým množstvím vzduchu, které lze vypočítat ze stechiometrických vztahů spalovacích rovnic. V praktickém provozu však je pro zajištění dokonalého spalování spotřeba vzduchu (kyslíku) větší než teoretická a závisí na druhu paliva, na druhu spalovacího zařízení na oblasti spalování. Mluvíme pak o tzv. přebytku spalovacího vzduchu, který je tím menší čím dokonaleji se palivo mísí se vzduchem. Poměr mezi skutečnou a teoretickou spotřebou vzduchu se nazývá součinitel přebytku vzduchu α

$$\alpha = \frac{V_{skut}}{V_{teor}} \geq 1 \quad (1)$$

Přebytek vzduchu je nutný, aby bylo zaručeno dokonalé spalování. Na druhé straně je zapotřebí zdůraznit, že příliš velký přebytek vzduchu zhoršuje ekonomiku spalovacího procesu. Čím více vzduchu se spalování zúčastní, tím více tepla je unášeno spalinami do komína a následně i do ovzduší, klesá spalná teplota a také klesá součinitel využití paliva. Proto je třeba, aby spalovací proces probíhal s optimálním součinitelem přebytku vzduchu, tato hodnota je různá pro různé druhy paliv a různé konstrukce spalovacích zařízení.

Nedokonalé spalování je takové spalování, při kterém zůstává určitý obsah hořlavých látek ve spalinách. Tento způsob spalování probíhá vždy, když součinitel přebytku vzduchu $\alpha < 1$.

Smíšené spalování je takové spalování, při kterém obsahují spaliny jak oxid uhličitý CO_2 , tak i oxid uhelnatý CO . [10]

2.2.1 Bilance spalování

Bilance ve spalovacím zařízení je aplikací zákona zachování hmotnosti a energie. Do systému vstupují proudy paliva a vzduchu, vystupuje proud spalin. Pokud palivo obsahuje popel, vzniká tuhý odpad hoření, který při neúplné konverzi hořlavých složek obsahuje i jejich nezreagované podíly.

Spalovací bilance je počítána podle stechiometrických spalovacích rovnic. Pro ustálený stav platí:

$$\dot{n}_p + \dot{n}_{vz} = \dot{n}_{sp} + \dot{n}_{to} \quad (2)$$

Kde \dot{n}_p , \dot{n}_{vz} , \dot{n}_{sp} , \dot{n}_{to} jsou molární množství paliva, vzduchu, spalin a tuhého odpadu. Při spalování plynu odpadá tok tuhého odpadu.[10]

2.2.2 Výpočty spalovacích procesů

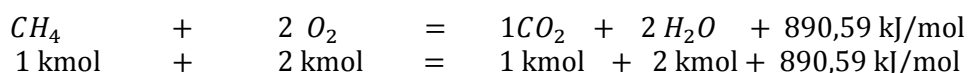
Stechiometrické výpočty spalovacích procesů doplňují charakteristiky paliva a jsou základem pro všechny tepelné výpočty spalovacích zařízení. Při těchto výpočtech se stanoví:

- množství kyslíku (vzduchu) potřebného k dokonalému spalování paliva
- množství a složení spalin vzniklých spálením daného paliva
- měrná hmotnost spalin
- adiabatická, teoretická a skutečná spalná teplota
- výhřevnost paliva

Spalovací rovnice

Chemické oxidační rovnice platí pro molekulové hmotnosti prvků. Poměry stechiometrických koeficientů vyjadřují látková množství vstupujících složek paliva a vystupujících spalin.

Rovnice spalování metanu:



Protože se však složení plyných paliv udává výhradně v objemových procentech, převádí se jejich látková množství dle Avogadrova zákona, kdy 1 kmol zaujímá jakékoli plynné látky za normálních podmínek přibližně objem 22,4 m³. [9][13]

Rovnice spalování metanu po dosažení objemu

$$\begin{aligned} 1 \cdot 16,05 \text{ kg} + 2 \cdot 22,4 \text{ m}^3 &= 1 \cdot 22,26 \text{ m}^3 + 2 \cdot 22,4 \text{ m}^3 \\ 1 \text{ kg} + 2,791 \text{ m}^3 &= 1,387 \text{ m}^3 + 2,791 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Z rovnice plyne, že na spálení jednoho kila metanu je potřeba 2,791 m³ kyslíku. Vzniká 1,387 m³ spalin, 2,791 m³ vodní páry a spalné teplo 890,59 kJ/mol přičemž dusík N₂ ze vzduchu se spalovací reakce nezúčastní.[17]

Výpočty potřeby kyslíku na spalovací reakce plynů

Teoretická minimální spotřeba kyslíku \dot{V}_{O_2min} [m³h⁻¹] vyjadřuje minimální objem, který je potřebný na dokonalou oxidaci všech hořlavých složek jednotkového množství paliva na vodu a oxid uhličitý. Kde \dot{n}_i [kmolh⁻¹] je látkové množství spalovaného plynu. Stechiometrický koeficient složky V_{O_2i} udává, kolik kilomolů kyslíku je potřeba na oxidaci 1 kilomolu složky

$$\dot{V}_{O_2min} = \sum_i \dot{n}_i \cdot V_{O_2i} \cdot 22,4 \quad (3)$$

$$\dot{n}_i = \frac{\dot{m}_i}{MM_i} \quad (4)$$

\dot{m}_i – hmotnostní průtok spalované složky [kg/h]

MM_i – molární hmotnost spalované složky [kg/kmol]

Spotřeba kyslíku s přebytkem \dot{V}_{O_2} [m³h⁻¹] je daná součinem minimálního množství kyslíku a součinitele přebytku kyslíku a .

$$\dot{V}_{O_2} = \dot{V}_{O_2min} \cdot a \quad (5)$$

Výpočet spotřeby vzduchu \dot{V}_{vz} [m³h⁻¹]

Kyslíku je ve vzduchu přibližně 21 %, dusíku 78 % a dalších plynů 1 % z celkového objemu. Teoretickou spotřebu vzduchu stanovíme z teoretické spotřeby kyslíku s přebytkem a objemového průtoku dusíku \dot{V}_{N_2} [m³h⁻¹].

$$\dot{V}_{vz} = \dot{V}_{O_2} + \dot{V}_{N_2} \quad (6)$$

$$\dot{V}_{N_2} = \frac{\dot{V}_{O_2}}{21} \cdot 79 \quad (7)$$

Stanovení teoretického množství spalin plynných paliv

Na základě složení paliva a oxidačních rovnic jednotlivých složek paliva můžeme např. pro plyn složený z oxidu uhelnatého CO , metanu CH_4 , acetonu C_3H_6O , styrenu C_8H_8 , oxidů dusíku NO_x zapsat rovnici objemu vlhkých spalin.

$$\dot{V}_{sp,v} = \dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{H_2O} + \dot{V}_{N_2s} + \dot{V}_{O_2s} \quad (8)$$

\dot{V}_{CO_2} – objem. průtok oxi. uhličitého ve spalinách [m^3h^{-1}]

\dot{V}_{H_2O} – objem. průtok vodní páry ve spalinách [m^3h^{-1}]

\dot{V}_{N_2s} – objem. průtok dusíku ve spalinách [m^3h^{-1}]

\dot{V}_{O_2s} – objem. průtok nadbytečného kyslíku ve spalinách [m^3h^{-1}]

Objemy jednotlivých složek spalin jsou dány oxidačními rovnicemi a složením vzduchu. Množství oxidu uhličitého a vodní páry je opět získáno ze stechiometrických rovnic jednotlivých spalovaných složek, kde \dot{n}_i [$kmolh^{-1}$] je látkové množství spalovaného plynu. Je nutné přičíst i množství oxidu uhličitého obsaženého ve spalovaném plynu $\dot{V}_{CO_{2i}}$.

$$\dot{V}_{CO_2} = \sum_i \dot{n}_i \cdot V_{CO_{2i}} \cdot 22,4 + \dot{V}_{CO_{2i}} \quad (9)$$

$V_{CO_{2i}}$ – stechiometrický koeficient CO_2 spalované složky

$\dot{V}_{CO_{2i}}$ – objemový průtok CO_2 obsažený ve spalovaných složkách [m^3h^{-1}]

$$\dot{V}_{H_2O} = \sum_i \dot{n}_i \cdot V_{H_2O_i} \cdot 22,4 \quad (10)$$

$V_{H_2O_i}$ – stechiometrický koeficient H_2O spalované složky

Dusík N_2 se nezúčastňuje reakcí hoření a zcela přechází do spalin, podílí se však i na tvorbě oxidů dusíku NO_x . Svou přítomností snižuje obsah ostatních prvků, což se projevuje ve

snížení výhřevnosti paliva. Objemu dusíku ve spalinách $\dot{V}_{N_{2s}}$ při dokonalém spalování odpovídá tedy objemu dusíku, který je obsažen ve vzduchu a ve spalovaných plynech.

$$\dot{V}_{N_{2s}} = \dot{V}_{N_2} + \sum_i \dot{V}_{N_{2i}} \quad (11)$$

\dot{V}_{N_2} – objem. průtok dusíku dodávaný do spalovacího procesu [m^3h^{-1}]

$\dot{V}_{N_{2i}}$ – objem. průtok dusíku obsaženého ve spalovaných složkách [m^3h^{-1}]

Za nadbytečný kyslík $\dot{V}_{O_{2s}}$ je považován ten, který nebyl spotřebován ve spalovacím procesu na oxidační reakci.

$$\dot{V}_{O_{2s}} = \dot{V}_{O_2} - \dot{V}_{O_{2min}} \quad (12)$$

\dot{V}_{O_2} – objem. průtok kyslíku v dodávaném vzduchu do spalovacího procesu [m^3h^{-1}]

$\dot{V}_{O_{2min}}$ – objemový průtok minimální spotřeby kyslíku [m^3h^{-1}]

Spalné teplo H_{sp} [kJ m^{-3}] je množství tepla, které se uvolní při dokonalém spálení měrné jednotky paliva (kg, m_N^3), za předpokladu že se spaliny ochladí na teplotu $0\text{ }^\circ\text{C}$ a že veškerá pára vzniklá při spalování zkondenzuje. Protože při spalování paliva ve spalovacích zařízeních odcházejí spaliny s teplotou vyšší než $100\text{ }^\circ\text{C}$, takže voda se mění v páru, používá se při výpočtech častěji výhřevnost paliva.[9][14]

Výpočet spalného tepla metanu, kdy je voda uvažována v kapalně fázi:



$$H_{sp} = [H_{sl}(\text{CO}_2) + 2H_{sl}(\text{H}_2\text{O})] - [H_{sl}(\text{CH}_4) + 2H_{sl}(\text{O}_2)]$$

$$H_{sp} = [-393,51 + 2 \cdot (-285,84)] - [(-74,6) + 2 \cdot 0] = -890,59 \text{ kJ/mol}$$

Výhřevnost paliva H [kJ m^{-3}] je množství tepla uvolněné při dokonalém spálení měrné jednotky paliva při ochlazení na teplotu $0\text{ }^\circ\text{C}$, přičemž vlhkost paliva zůstane ve spalinách jako vodní pára. Hodnota výhřevnosti paliva je tedy nižší než spalné teplo o množství tepla potřebné k ohřevu vody z původní teploty paliva na $100\text{ }^\circ\text{C}$ (bod varu, kdy se z vody stává

pára) a o skupenské teplo vypařování vody. Celkově toto množství tepla odpovídá přibližně 2500 kJ na jeden kg vlhkosti. [9][14]

Výpočet výhřevnosti metanu, kdy je voda uvažována v plynné fázi:

$$H = [-393,51 + 2 \cdot (-241,81)] - [(-74,6) + 2 \cdot 0] = -802,53 \text{ kJ mol}^{-1}$$

H_{st} – slučovací teplo [kJ/mol]

Každá chemická sloučenina má určité tzv. **slučovací teplo**, což je energetický potenciál, který daná chemická sloučenina přináší do chemické reakce. U spalování jde o reakci exotermickou, teplo se tedy uvolňuje, proto je hodnota spalného tepla i výhřevnosti záporná.

Spalné teplo a výhřevnost plynných paliv se počítá jako součet spalných tepel a výhřevností jednotlivých plynů:

$$\Delta H_{sp} = V_1 \cdot H_{sp1} + V_2 \cdot H_{sp2} + \dots \dots V_n \cdot H_{spn} \quad (13)$$

$$\Delta H = V_1 \cdot H_{V1} + V_2 \cdot H_{V2} + \dots \dots V_n \cdot H_{Vn} \quad (14)$$

kde V_1 až V_n je objem jednotlivých plynných složek v jednom m_n^3 paliva.

2.3 Sdílení tepla

K přenosu tepelné energie dochází z oblasti o vyšší teplotě do oblasti s nižší teplotou. Například při kontaktu dvou těles s rozdílnou teplotou, dochází k výměně kinetická energie jejich strukturních částic (molekul, atomů, volných elektronů), přičemž se intenzita pohybu částic teplejšího tělesa zmenšuje a částic chladnějšího tělesa zvětšuje. Proto teplejší těleso se ochlazuje a chladnější se ohřívá.

Tok energie, předávané částicemi teplejšího tělesa částicím chladnějšího tělesa, se nazývá tepelný tok \dot{Q} . Podmínkou vzniku tepelného toku je tedy rozdíl teplot a jeho směrem je směr, kterým klesá teplota [13].

Přenos, nebo také sdílení tepla je složitý děj. Při jeho popisu se zavádí řada zjednodušení, která pak usnadní tvorbu modelů pro matematicky popis sledovaných dějů.

Sdílení tepla se dělí na tři samostatné případy vedením, prouděním, sáláním a jejich kombinace.

1) Tepelnou výměnu vedením – kondukcí

Vyskytuje se zejména u pevných těles, pokud v nich existuje rozdíl teplot, ale též u tekutin za předpokladu, že je můžeme uvažovat makroskopicky v klidu. Vedení tepla je způsobeno pohybem mikročástic (molekul, atomů) jejichž kmitáním se přenáší energie z míst s vyšší teplotou na místa s nižší teplotou.[13]

2) Tepelnou výměnu prouděním – konvekcí

Konvekce představuje současně sdílení tepla prouděním tekutiny. Dochází k ní mezi dvěma fázemi, z nichž alespoň jedna je tekutá (nejčastějším případem je kombinace tekutina-tuhá stěna). Přenos tepla se děje přemísťováním makročásteček – promícháváním tekutiny a je nerozlučně spjat s přenosem samotného prostředí (například turbulentní nucené proudění nebo i přirozená konvekce) [13], [15].

3) Tepelná výměna sáláním – radiací

Přenos tepla je realizován prostřednictvím tepelného záření elektromagnetickými vlnami, resp. pomocí elementárních částic (fotonů). Tepelná radiace nevyžaduje hmotné prostředí, může se šířit i ve vakuu (rychlostí světla). Každé těleso, kapalné i pevné, je zdrojem elektromagnetického vlnění, tzv. tepelného záření, vznikajícího v důsledku kmitání nabitých částic, z nichž se těleso skládá. Za tepelné záření pokládáno elektromagnetické záření o vlnových délkách v rozmezí 10 až $340 \cdot 10^{-6}$ m.

Při interakci záření s tělesem (látkou) dochází ke třem jevům. Část záření se od tělesa odrazí, část je pohlcena a část tělesem projde. V ideálním případě, kdy se všechna energie přenáší pouze jediným způsobem, dělíme tělesa na dokonale černá (vše absorbuje), dokonale bílá (vše odráží) a dokonale průteplivá (vše propouští).

4)Prostup tepla

Přenos tepla v různých provozních zařízeních je kombinací dvou uvedených případů, proudění a vedení. U tekutin, které proudí trubkami výměníku, dochází k “přestupu tepla” ve styku s pevnou stěnou prouděním částic (v důsledku rozdílné teploty a tím i hustoty plynů nebo kapalin). “ Prostup tepla “ stěnou je kombinací sdílení tepla prouděním a vedením.

Součinitel prostupu tepla

V součiniteli prostupu tepla k [$\text{W}/\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$] jsou zahrnuty veškeré termokinetické jevy při přestupu tepla mezi teplosměnnou plochou a tekutinou, jako například vlastnosti tekutiny, tvar systému, rychlost proudění, rozdíl teplot nebo rozdělení teplot u povrchu.[13]

Pro tekutiny odděleny válcovou přepážkou (trubkou) složenou z n vrstev nastává potíže v tom, že se plocha, kterou teplo prochází z tekutiny 1 do tekutiny 2, mění. Tento problém obcházíme většinou tak, že zavádíme tzv. délkový součinitel prostupu tepla k_L vztažený na jednotkovou délku trubky. Pak platí

$$\frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}{2\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \quad (15)$$

kde

α_1, α_2 – jsou součinitelé přestupu tepla na straně tekutiny 1,2 [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$]

δ_i – je tloušťka stěny resp. vrstev znečištění povrchu [m]

λ_i – součinitel tepelné vodivosti materiálu stěny [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$]

d_1 – vnitřní průměr trubky [m]

d_2 – vnější průměr trubky [m]

d_1 je vždy průměr odpovídající fázovému rozhraní mezi tekutinou 1 a tuhous stěnou, analogicky d_2 pro tekutinu 2. Přitom je buď $d_1 = d_i$ a $d_2 = d_i + 1$, nebo $d_1 = d_i + 1$ a $d_2 = d_i$. Volíme vždy tu z možností, která zajišťuje platnost podmínky $d_i + 1 > d_i$.

Je závislý na řadě veličin, které jsou charakteristické pro danou látku a daný stav proudění, jako je rychlost proudění média \bar{v} , tepelná vodivost média λ , měrná tepelná kapacita c_p , dynamická viskozita η a hustota média ρ , charakteristický rozměr l obtékané stěny.

Charakteristickým rozměrem l je u koule, vodorovného kruhového kotouče a vodorovného válce průměr d . U nekruhových průměrů je roven ekvivalentní průměru d_{ek} , který však nelze použít pro výpočet střední rychlosti proudění tekutiny

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot S}{O} \text{ [m]} \quad (16)$$

S – plocha průřezu [m^2]

O – obvod kanálu [m]

U svislé rovinné i válcové stěny se používá výška, u vodorovné obdélníkové desky její kratší strana. U horizontálních ploch vynásobíme součinitel přestupu tepla koeficientem 1,3, je-li ohřívací plochou horní strana nebo chladicí plochou spodní strana.

Střední rychlost proudění kapaliny \bar{v}

$$\bar{v} = \frac{\dot{V}}{S} \quad (17)$$

\dot{V} – objemový průtok [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]

Velikost součinitele přestupu tepla nelze obecně vyjádřit jednoduchým početním vztahem. Podíly tepla vedením a prouděním tekutiny v celkovém přenosu tepla jsou různé a matematický popis molekulárního přenosu tepla je velmi složitý. Proto se řeší pomocí empirických rovnic, které jsou matematickým vyjádřením experimentálně sledovaného děje za určitých podmínek.

Kriteriální (empirické) rovnice jsou bezrozměrné výrazy, charakterizující podobnost fyzikální a geometrickou.

Součinitel přestupu tepla je obsažen v Nusseltově kritériu, které vyjadřuje poměr přenosu tepla konvekcí a kondukcí v termokinetické mezní vrstvě média.

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

α – součinitel přestupu tepla [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$]

λ – tepelná vodivost [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$]

l – charakteristický rozměr [m]

Pro stanovení Nusseltova čísla existuje řada kriteriálních rovnic. Výběr vztahu závisí na velikosti Reynoldsova i Prandtlova čísla, směru obtékání teplosměnné plochy i na jejich rozměrech.

Výměník, který uvažuji, bude mít teplosměnnou plochu tvořenou z trubek. Uvnitř budou protékat spaliny. Voda, jako chladicí proud je bude obtékat podélně. Dle těchto faktů jsem vybrala kriteriální rovnice pro nucené proudění uvnitř a podélně vně trubek.

Pro oblast laminárního proudění platí vztah za podmínky $Re \leq 2,3 \cdot 10^3$

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,10} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (19)$$

Pro oblast přechodnou Haunsenův vztah, který platí pro $2,3 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^6$; $0,5 < Pr < 5 \cdot 10^2$ a $d/L \leq 1$.

$$Nu = 0,116(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (20)$$

Turbulentní proudění ($Re \geq 10^4$)[16]

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (21)$$

Reynoldsovo kritérium patří mezi hydrodynamická kritéria, vyjadřující poměr setrvačných a tečných sil proudění tekutiny.

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

\bar{v} – rychlost proudění kapaliny, plynu [m/s]

ν – kinematická viskozita kapaliny, plynu [m²/s]

Volné proudění tekutiny vyjadřuje další hydrodynamická podobnost, Grashofovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \beta \cdot \Delta t \quad (23)$$

g – tíhové zrychlení [m/s²]

β – teplotní objemová roztažnost [1/K]

Δt – rozdíl mezi teplotou kapaliny v dostatečné vzdálenosti od teplosměnné plochy (vně mezní vrstvy) a teplotou kapaliny na styku s teplosměnnou plochou [°C]

Prandtlovo kritérium - termokinetickou podobnost tekutin při sdílení tepla

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (24)$$

C_p – měrná tepelná kapacita [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

η – dynamická viskozita proudícího média [Pa s]

Peclétovo kritérium - podobnost sdílení tepla kondukcí a konvekcí tekutiny

$$Pe = Re \cdot Pr \quad (25)$$

2.4 Tepelné výměníky

Ztráta tepla odcházejícími spalinami (komínová ztráta) tvoří u plynových pecí, stejně jako u všech typů plynových spotřebičů, největší ztrátovou položku. Podíl na celkových ztrátách pecí v hutnictví je však značně vyšší než u ostatních plynových spotřebičů a dosahuje až 70% celkového tepla oproti 10 až 15 % v případě plynových kotlů. Tento rozdíl je způsoben vysokými teplotami v pracovním prostoru pecí, při kterých probíhají technologické procesy. Pro možnost snížení ztráty tepla pecí odcházejícími spalinami se používají výměníky tepla (rekuperátory a regenerátory), které ohřevem spalovacího vzduchu teplem odcházejících spalin tuto ztrátu snižují a zvyšují tak účinnost využití paliva.

Využití tepelné kapacity citelného tepla spalin je možné v současné době dvěma různými způsoby.

- pro **ohřev spalovacího vzduchu** příp. i topného plynu nebo paliva v rekuperátorech a regenerátorech
- pro **výrobu tepla k vytápění**, ohřevu teplé užitkové vody (TUV) příp. i pro technologické účely v dalších navazujících zařízeních za producentem DEZ (parní a horkovodní spalinové kotle, výměníky tepla apod.)

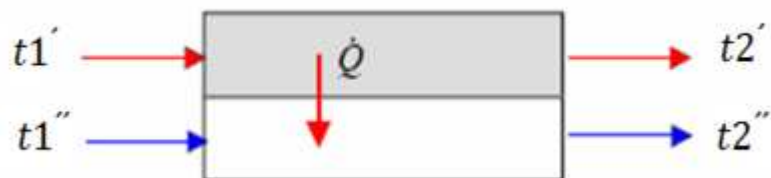
Tepelné výměníky jsou zařízení pracující na principu sdílení tepla, což je významné pro chlazení, ohřívání, kondenzaci a odpařování.

Při výběru výměníku pro konkrétní případ musíme vždy uvážit, zda předpokládaný typ a konstrukce je pro příslušné provozní podmínky vhodný a použitelný. Provozními podmínkami rozumíme *provozní tlak, provozní teplota, hmotnostní průtok, přístupnost teplosměnné plochy, sanace a hygiena*

2.4.1 Dělení tepelných výměníků

Podle způsobu průtoku médií

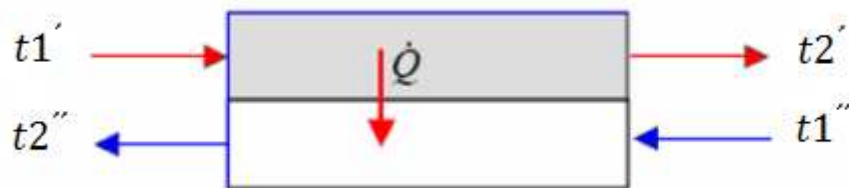
Souproudé tepelné výměníky



Obrázek 4 – Souproudé uspořádání výměníku

Ohřívané i ohřivací médium protékají výměníkem ve stejném směru

Protiproudé výměníky



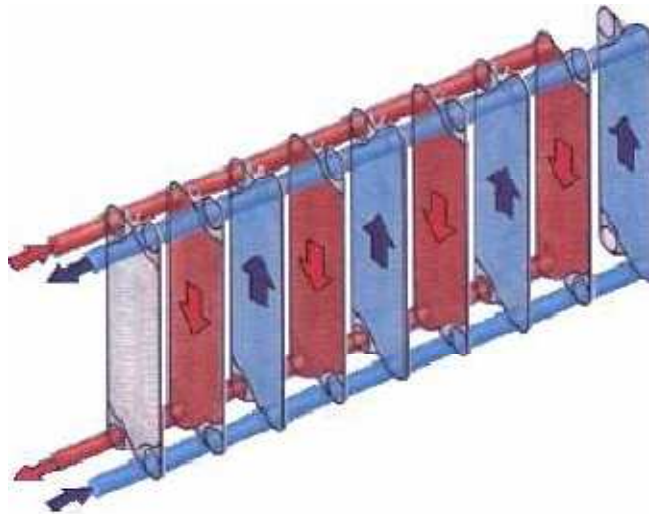
Obrázek 5 – Protiproudé uspořádání výměníku

Ohřívané i ohřivací médium protékají výměníkem ve směru proti sobě.

Podle tvaru teplosměnných ploch

deskové tepelné výměníky

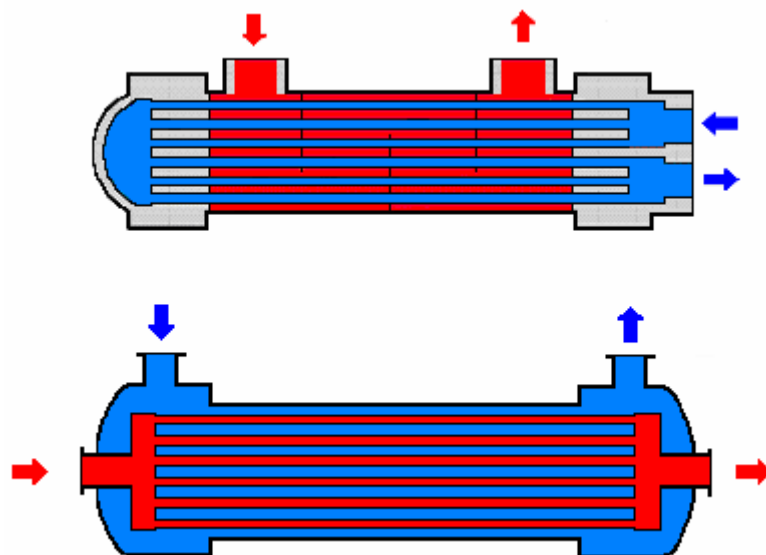
Teplosměnná plocha deskového výměníku tepla je vytvořena rovnoběžnými, nejčastěji svislými deskami uloženými ve stojanu tak, aby v mezideskovém prostoru vznikly štěrbinové kanály šířky 3 až 10 mm. Těmito štěrbinami proudí střídavě dvě kapaliny podle možnosti v protiproudu.



Obrázek 6 - Deskový výměník [23]

trubkové tepelné výměníky

Trubkové výměníky bývají složeny z válcového pláště, který je vpředu opatřen odnímatelným víkem a vzadu pevným dnem. Mezi přírubami pláště a víka je sevřena trubkovnice, do které jsou zaválcovány trubky. Vnitřní prostor víka je rozdělen vodorovnou přepážkou na vstupní a výstupní část, navazující na počátek a konec teplosměnných trubek. Uprostřed pláště je umístěna podélná stěna rozdělující vnitřní prostor pláště na horní a spodní část.



Obrázek 7 - Trubkový výměník [23]

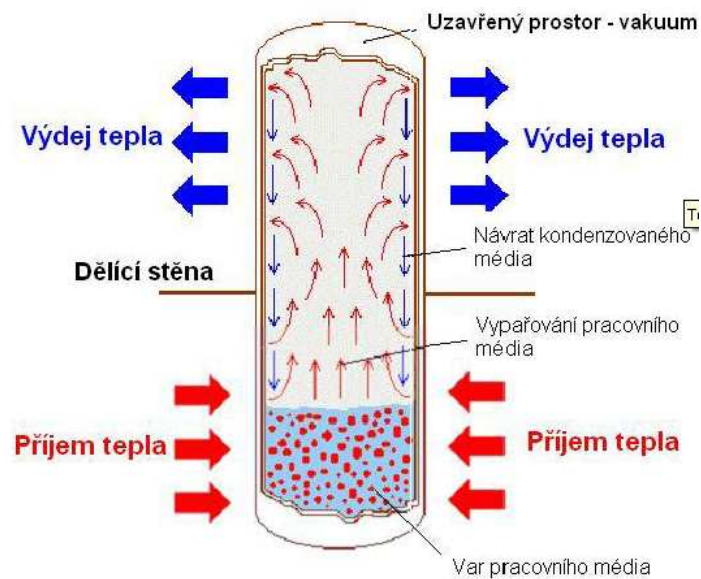
Z hlediska způsobu přechodu tepla lze dělit výměníky do tří skupin:

a) povrchové výměníky

Výměna tepla mezi spaliny a pracovní látkou, probíhá kontinuálně. Obě media jsou od sebe oddělena teplosměnnou stěnou (trubky, lamely, desky). Jedná se především o klasické výměníky tepla, kde zpravidla trubkami prochází voda a kolem trubek spaliny. Dále rekuperátory, které navrací odpadní teplo do technologického procesu. Pro procesy, ve kterých vznikají spaliny o nižší teplotě, nebo ve kterých je naopak teplota spalin i na výstupu z klasického výměníku ještě vysoká, lze použít nový systém výměníků tepla na principu tepelných trubice.

Tepelné trubice

Hlavní částí těchto výměníků jsou hermeticky uzavřené tepelné trubice, které představují samostatný tepelný okruh. Jeden konec trubice je ohříván médiem, které své teplo předává (např. spaliny) a druhý konec naopak předává teplo chladicímu médiu (např. predehřivaný vzduch, topná voda, predehřivaný spalovací vzduch apod.). Obě oblasti jsou odděleny přepážkou tvořenou dělicí stěnou, kterou trubice procházejí. Tepelná trubice je naplněna chladivem, ve spodní části dochází k varu a odpařování chladiva. Teplo potřebné k odpaření se odebírá z proudu odváděného vzduchu. Páry chladiva stoupají vzhůru, kde kondenzují v proudu studeného čerstvého vzduchu, kterému předají kondenzační teplo a znovu stékají po stěnách zpět do spodní části. Pracovní teplota, při které pracovní médium dosáhne teploty varu, je v přímé závislosti na velikosti tlaku uvnitř tepelné trubice. Jako pracovní látku lze použít i vodu, která vykazuje značnou hodnotu výparného tepla.[11]



Obrázek 8 - Tepelné trubice [11]

Rekuperační výměníky

Využití tepla u rekuperátorů je omezena teplotou stěny, která může být u kovových max. 700 až 800°C (pro vyšší teploty je nutno použít legované žáruvzdorné oceli), u keramických až 1000°C i vyšší. Tím je také dána maximální teplota spalin před rekuperátorem, resp. ohřátého vzduchu nebo plynu za rekuperátorem. U kovových rekuperátorů je teplota spalin max. 800 až 950°C, ohřev vzduchu pak 300 až 500°C, u keramických je max. teplota spalin 1200 až 1400°C, teplota vzduchu 850 až 950°C. Tyto hodnoty jsou závislé na parametrech prostupu tepla, především na součinitelích přestupu tepla ze spalin do stěny a ze stěny do vzduchu, resp. plynu. [2]

Ekonomizéry jsou výměníky tepla, které využívají odpadní teplo spalin jejich ochlazením nad teplotu rosného bodu na úroveň přibližně 100 °C. Jsou zhotoveny z běžných kotlových trubek a mají přijatelnou cenu. Vřazením ekonomizéru do proudu spalin vznikne dodatečná teplosměnná plocha, jejímž prostřednictvím lze využít odpadní teplo například k předehřevu vratné vody nebo k ohřevu teplé užitkové vody. Používají se za parními i za teplovodními kotli.

Termokondenzátory mají stejnou funkci, jsou z ušlechtilé oceli, která je odolná proti korozi. Bývají sice dražší, ale využití tepla ve spalinách je podstatně vyšší.[2]

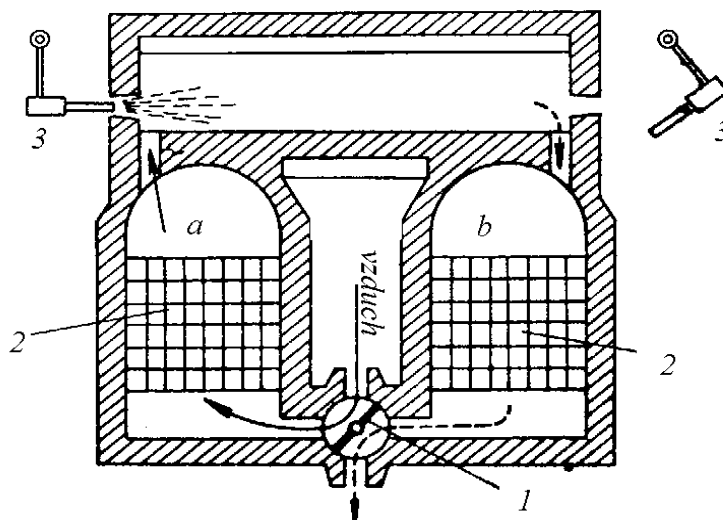
b) směšovací výměníky

Nemají teplosměnnou plochu, teplo přechází z jedné látky na druhou přímo jejich smícháním. Výhodou je jednoduchost, nízké investiční náklady. Patří sem vstřikovací chladiče páry, směšovací kondenzátory.[12]

c) regenerační výměníkyRegenerátory s pevnými komorami

Regenerátory se používají na získání tepla z plynů s velmi vysokými anebo nižšími teplotami. Pro velmi vysoké teploty jsou vyhotovené z keramických materiálů, při nižších teplotách se používají kovové materiály.

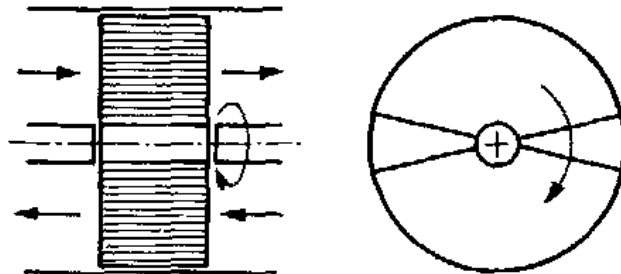
Na obrázku je příklad regenerativního ohřevu vzduchu u ohřívací pece s bočním umístěním hořáků. Vzduch přichází kanálem do komory (a), kde je vyhřátá keramická náplň. Přejdem přes náplň se vzduch ohřeje a takto vstupuje do spalovacího prostoru k hořákům. Horké spaliny se vedou přes druhou komoru b regenerátoru, kde ohřívá studenou keramickou náplň. Po poklesu teploty náplně v komoře a zvýšení teploty v komoře (b) se otočí klapka 1 o 90°, proud plynů změní směr o 180°, takže komory si vymění svoji funkci. Jeden cyklus v keramických regenerátorech trvá 1 až 4 hodiny.[2] [12]



Obrázek 9 - Regenerátor s pevnými komorami[12]

Otočné regenerátory

Nejznámější je typ Ljungstroem.



Obrázek 10 - Otočný regenerátor [12]

Předností je, že rozdíl teplot mezi vstupem spalin a výstupem vzduchu může být značně nižší než u předchozího typu regenerátoru (40 až 50°C). Nepodléhají také tak snadno korozím. Střídavým směrem proudění spalin a vzduchu kanálky se teplosměnné plochy samočinně čistí. Obestavěný prostor je menší.[12]

2.4.2 Tepelné výpočty výměníků

Tepelný výpočet výměníku může mít charakter buď konstrukční, nebo kontrolní. V případě konstrukčního výpočtu se návrh velikostí a uspořádání teplosměnných ploch stanovuje tak, aby při daných průtocích a teplotách média zajišťovali požadovaný tepelný výkon. U již provozovaného výměníku se používá kontrolní výpočet, který slouží k stanovení dosahovaných parametrů.

Pro **výpočet výkonu** výměníku je vhodné použít vztahu pomocí prostupu tepla.

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta t \quad (26)$$

Vztah vyjadřuje množství tepla \dot{Q} [W] prošlé za jednotku času teplosměnnou plochou A z teplejší do chladnější tekutiny, kde střední logaritmický teplotní spád Δt [°C] je vztažen na ochlazovanou a následně na ohřívanou stranu, výměníku.

$$\Delta t = \frac{(t'_1 - t''_1) - (t'_2 - t''_2)}{\ln \frac{(t'_1 - t''_1)}{(t'_2 - t''_2)}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (27)$$

t'_1, t''_1 – vstupní teploty [°C]

t'_2, t''_2 – výstupní teploty [°C]

Celková entalpická bilance výměníku

Tuto rovnici uplatníme na dvě tekutiny procházející tepelným výměníkem při ustáleném rovnovážném stavu. Řešením rovnice se určí např. neznámá výstupní teplota proudu nebo hodnota toku proudu potřebná k dosažení požadované změny teploty.

$$\dot{Q} = \dot{m}' \cdot c_p'(t'_1 - t'_2) = \dot{m}'' \cdot c_p''(t''_1 - t''_2) \quad (28)$$

c_p', c_p'' – měrné tepelné kapacity proudů [J kg⁻¹ K⁻¹]

\dot{m} – hmotnostní tok proudu [kg s⁻¹]

$(t_1 - t_2)$ – rozdíl teplot teplejší a studenější kapaliny [°C]

Termodynamické vlastnosti obou tekutin, které jsou použity jak pro výpočet tepelné bilance, tak pro výpočet přestupu tepla mezi příslušnou kapalinou a teplosměnnou plochou a následně celkového k , se určují ze střední aritmetické teploty, obvykle nazývané referenční.

$$t = 0,5(t' + t'') \quad (29)$$

Bilanční vztah pro výpočet výměníku, jehož teplosměnná plocha je tvořená z trubek.

$$\dot{Q} = \dot{m}' \cdot c_p'(t'_1 - t'_2) = k_L \cdot L \cdot \Delta t_{ts} \quad (30)$$

L – účinná délka trubek [m] [13][15]

2.5 Určení tlakových ztrát v potrubí

Při proudění tekutin a plynů vznikají následkem viskozity hydraulické odpory, které působí proti pohybu částic tekutiny. Mechanismus hydraulických odporů je složitý jev, při jehož výpočtech se uplatňuje řada poloempirických metod. Hydraulické odpory se dělí na **třecí**, které vznikají v celém objemu proudící kapaliny (tj. v celém průtočném průřezu na celé délce potrubí), kdežto ztráty **místní** vznikají vřazenými odpory a omezují se pouze na část

potrubí, kde se mění velikost a směr rychlosti. Součinitele jednotlivých vřazených odporů se algebraicky sčítají.

Celková tlaková ztráta úseku potrubí se rovná součtu ztráty třením a ztráty vřazenými odpory.

$$P_{ze} = P_{tř} + P_{\zeta} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\bar{v}^2}{2} \cdot \rho \quad (31)$$

Velikost ztráty třením v potrubí se vyjadřuje rozptýlenou (ztrátovou) energií e_z [J kg⁻¹], nebo tlakovou ztrátou P_{ze} [Pa] . [16]

Ztrátová energie e_z

$$e_z = \frac{P_{ze}}{\rho} \quad (32)$$

L – délka potrubí [m]

d – průměr potrubí [m]

Třecí tlaková ztráta $P_{tř}$

$$P_{tř} = \lambda_t \cdot \frac{L \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot d} \cdot \rho \quad (33)$$

Měrná tlaková ztráta třením $P_{tř}$ [Pa m⁻¹] vychází ze **součinitele tření λ_t** , který závisí hlavně na rychlosti proudění \bar{v} , kinematické viskozitě ν , průměru potrubí d a absolutní drsnosti potrubí k_{ab} . První tři veličiny jsou vyjádřeny v Reynoldsově číslu Re .

Pro stanovení součinitele tření λ_t v oblasti **laminárního proudění** se až do kritického Reynoldsova čísla $Re_k = 2320$ používá vztah nezávisící na drsnosti potrubí.

$$\lambda_t = \frac{64}{Re} \quad (34)$$

Při plně *turbulentním proudění*, kdy se tvoří shluky velkého počtu částic, se v důsledku větší hmotnosti účinek třecích sil podstatně zvětší. Pro hladké potrubí v této oblasti jsem vybrala vzorec, který platí v rozmezí $Re \leq 8 \cdot 10^4$ (Blasiuv vtaž)

$$\lambda_t = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (35)$$

Součinitel místních ztrát ζ se vždy vztahuje k určitému průřezu S , tj. k určité rychlosti \bar{v} . Podle experimentálních výsledků je závislost ztrátového součinitele při *náhlém zúžení průřezu* dána: [16]

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) \quad (36)$$

náhlé rozšíření průřezu

$$\zeta = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \quad (37)$$

Místní laková ztráta P_ζ [Pa] se počítá ze vztahu

$$P_\zeta = \zeta \frac{\bar{v}^2}{2} \cdot \rho \quad (38)$$

2.6 Spalinová cesta

K dopravě vzduchu a spalin a k překonání aerodynamických odporů kotle se používá vzduchových a spalinových ventilátorů; pouze u nejmenších kotlů stačí k překonání odporů vzduchospalinového traktu kotle statický podtlak vyvozený komínem tzv. přirozený tah.

Přidáním výměníku do spalinové cesty se zvětšuje tlaková ztráta spalin mezi kotlem a komínem. Proto je nutné při dodatečné instalaci zařízení buď zvětšit výtlak původních spalinových ventilátorů, nebo instalovat ventilátory dodatečně.

2.6.1 Komín

Komín plní u moderních energetických výroben dvojí funkci.

Prvním úkolem je vytvořit při průchodu teplých spalin potřebný podtlak tah, který zajistí odvod spalin z připojeného odtahového hrdla topeniště s dostatečnou rezervou, aby překonal všechny tahové ztráty. Tato funkce má ale u většiny větších kotlů vybavených ventilátory menší význam.

Druhá funkce je rozptýl spalin, takže koncentrace škodlivých látek v přízemních vrstvách ovzduší je menší.

Správná funkce komínu je zajištěna, pokud jeho statický tah p_H vyšší, než tlakové ztráty p_E v něm. Účinný tah komínu p_z je dán rozdílnou hmotností spalin a okolního vzduchu vlivem rozdílné teploty obou složek. Teplota spalin T_S je uvažována jako střední v celé délce spalinové cesty, protože spaliny vlivem tepelných ztrát v komínu chladnou.[17]

2.6.2 Výpočet spalinové cesty

Účinný tah komínu P_z [Pa] za provozu závisí na jeho statickém tahu P_H [Pa] a tlakových ztrátách v něm P_E [Pa]. Pro jeho dostatečné zajištění, je potřeba aby i tlakové ztráty vnikající v potrubí spalinovodu a výměníku byly nižší nežli jeho hodnota

$$P_z > P_{ze} + P_A.$$

$$P_z = P_H - P_E \quad (39)$$

P_{ze} – tlakové ztráty výměníku [Pa]

P_A – tlakové ztráty prouděním spalin v kouřové cestě [Pa]

Statický tah P_H komínu je dán:

H – výškou komínu od zaústění spotřebiče po korunu komínu [m]

g – gravitačním zrychlením [$m s^{-1}$]

ρ_L – měrnou hmotností okolního vzduchu [$kg m^{-3}$]

v topném období 1,242 $kg m^{-3}$

pro celoroční provoz 1,162 $kg m^{-3}$

ρ_s – měrnou hmotností spalin při střední teplotě spalin T_s [$kg m^{-3}$]

$$P_H = H \cdot (\rho_L - \rho_s) \cdot g \cdot 0,7 \quad (40)$$

Tlaková ztráta prouděním spalin v komíně P_E

$$P_E = S_E \cdot \left(\lambda_{tE} \cdot \frac{H}{d_h} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho_s}{2} \cdot \bar{v}_s^2 \quad (41)$$

S_E – součinitel bezpečnosti 1,5 zohledňující nepřesnosti výpočtu

λ_{tE} – součinitel tlakových ztrát třením [Pa]

$\sum \zeta$ – součet místních ztrát [Pa]

d_h – hydraulický průměr komínu [m]

ρ_s – měrná hmotnost spalin [kg m^{-3}]

\bar{v}_s – střední rychlost proudění spalin v komínu [m s^{-1}]

Součinitel tlakových ztrát třením

$$\lambda_t = \frac{r_d^{0,25}}{d_h^{0,4}} \quad (42)$$

r_d – střední drsnost povrchu komínu [m]

Hydraulický průměr d_h komínu pro kruhový profil

$$d_h = \frac{4 \cdot A_k}{U} \quad (43)$$

A_k – plocha průřezu komínu [m^2]

U – vnitřní obvod komínu [m]

Střední rychlost \bar{v}_s proudění spalin v komíně

$$\bar{v}_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_k} \quad (44)$$

\dot{m}_s – hmotnostní průtok spalin [kg s^{-1}]

Množství spalin z plynných paliv

$$\dot{m}_s = (0,5 - 0,65) \cdot Q \cdot 10^{-3} \quad (45)$$

Q – výkon spotřebiče [W]

K výpočtu **třecích tlakových ztrát v kouřovodu**

$$P_A = S_E \cdot \left(\lambda_{tA} \cdot \frac{L_K}{d_{hA}} + \sum \zeta_A \right) \cdot \frac{\rho_{sA}}{2} \cdot \bar{v}_{sA}^2 \quad (46)$$

L_K – délka kouřovodu [m]

λ_{tA} – Součinitel tlakových ztrát třením

$\sum \zeta_A$ – součet součinitelů místních ztrát kouřovodu (tvarové části) [Pa]

d_{hA} – hydraulický průměr kouřovodu [m]

ρ_{sA} – měrná hmotnost spalin v kouřovodu [kg m^{-3}]

\bar{v}_{sA} – střední rychlost proudění spalin v kouřovodu [m s^{-1}] [17]

Místních tlakové ztráty kouřovodu

Při změně směru proudění dochází k místní tlakové ztrátě, která je závislá zejména na tvarovém provedení dílu. Hodnoty byly získány z tabulek “hodnoty součinitelů místních ztrát“.[18]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

3 ENERGETICKÁ BILANCE PROCESU

Z technologického procesu vystupuje plyn ve složení, tab.(1)

Tabulka 1- Složení plynu

<i>Složky</i>	<i>Chem.vzorec</i>	<i>Hmotnostní průtok kg h⁻¹</i>
<i>oxidy dusíku</i>	<i>NO_x</i>	0,882
<i>oxid uhelnatý</i>	<i>CO</i>	0,469
<i>aceton</i>	<i>C₃H₆O</i>	0,019
<i>styren</i>	<i>C₈H₈</i>	0,047

Je dopravován společně se vzduchem o objemovém průtoku 10113 m³h⁻¹ a teplotě 20°C do prostoru spalovací komory. V ní se mísí se zemním plynem o objemovém průtoku 60 m_N³h⁻¹ ve složení tab.(2)

Tabulka 2- Složení metanu

<i>Složky</i>	<i>Chem.vzorec</i>	<i>Objemový průtok m³h⁻¹</i>
<i>metan</i>	<i>CH₄</i>	52,8
<i>dusík</i>	<i>N₂</i>	3,6
<i>oxid uhličitý</i>	<i>CO₂</i>	3,6

Pomocí hořáku se dohřeje na potřebnou teplotu, která umožní uskutečnit děj termické oxidace. Ze spalovacího procesu vystupuje proud spalin 15278 m³h⁻¹ o teplotě 161°C. Ty dále odchází spalinovodem bez pomoci dmychadla do komína. Délka potrubí od spalovny k místu měření je 0,7m a od místa měření po vyústění 4,5m. Výška komínu 0,7m a jeho vnější průměr je 550mm.

3.1 Látková bilance spalování

Látkové množství je užitečné pro úvahy o plynech, které máme často měřeny objemově v provozních podmínkách. K přepočtu na látkové množství se používá stavové rovnice ideálního plynu

$$p \cdot V = n \cdot r \cdot T \quad (47)$$

kde $V(m^3)$ je objem, $p = 101325 Pa$ tlak, n ($kmol$) látkové množství, T (K) absolutní teplota a $r = 8314 J kmol^{-1} K^{-1}$ je univerzální plynová konstanta. Nezávisí to na tom, z jakých molekul jsou ideální plyny složeny.

Při výpočtu bilance byla brána v úvahu další zjednodušení jako rovnost molárních a objemových zlomků a konstantní složení vzduchu (79 % dusíku a 21 % kyslíku)

3.1.1 Objem spalovaného plynu

Objemový průtok spalovaného vzduchu V_{vz} při normálních podmínkách počítán ze stavové rovnice.(47) Tabulka 3.

Molární průtok vzduchu a zemního plynu \dot{n}_1 a \dot{n}_6 získáme dle Avogadrova zákona z kapitoly 2.2.2 Tabulka 3.

Molární průtok jednotlivých plynů vstupujících do spalovací reakce byl vypočítán dle vztahu. (4) Tabulka 4.

Dodávaný plyn do spalovacího procesu V_p za normálních podmínek (tlak 101325 Pa, teplota 0°C) je součtem dodávaného vzduchu, zemního plynu a plynu vystupujícího z technologického procesu. Tabulka 3.

Tabulka 3- Průtok spalovaného plynu

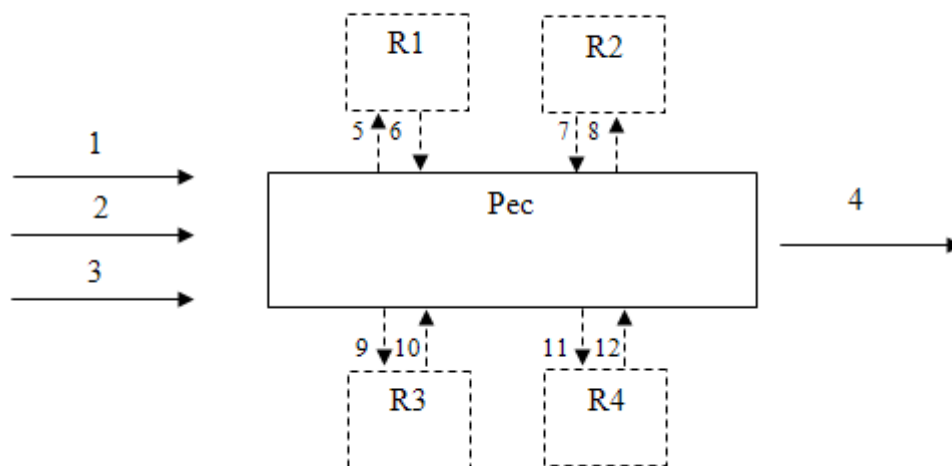
<i>Složky</i>	<i>Molární průtok $kmol h^{-1}$</i>	<i>Objemový průtok $m^3 h^{-1}$</i>
<i>vzduch</i>	420,75	9424,8
<i>metan</i>	2,678	60
<i>plyn celkem</i>	423,45	9488

3.1.2 Objem spalin

Objem spalin dle látkové bilance

Zvláštním případem v bilancích jsou situace, kdy bilancovaná veličina v bilančním systému zaniká nebo vzniká (spalování).

Abychom zjednodušila bilanční schéma na jednodušší vztah, nahradila jsem vznik a zánik přídatnými vstupními a výstupními fiktivními proudy. Každé chemické reakci přiřadíme nový blok.



Obrázek 11 - Bilanční schéma spalovacího procesu

Bilanční schéma je pak znázorněno obrázkem, ve kterém 1 je vstup vzduchu, 2 plyny z technologického procesu, 3 zemní plyn, 4 je výstup spalin, fiktivní proudy 5-12 jsou vyznačeny čárkovaně.

Pro bilancování fiktivních proudů v látkovém množství platí jednoduché stechiometrické vztahy ze spalovacích rovnic.

Tabulka 4 – Spalovací rovnice plynů

	<i>Vstupující složka</i> <i>kmol h⁻¹</i>		<i>Vstupující složka</i> <i>kmol h⁻¹</i>		<i>Vystupující složka</i> <i>kmol h⁻¹</i>		<i>Vystupující složka</i> <i>kmol h⁻¹</i>
R1	CO	+	0,5 O ₂	=	CO ₂		
\dot{n}_5	$1,675 \cdot 10^{-2}$		$8,372 \cdot 10^{-3}$	\dot{n}_6	$1,675 \cdot 10^{-2}$		
R2	C ₃ H ₆ O	+	4 O ₂	=	3CO ₂	+	3 H ₂ O
\dot{n}_7	$3,271 \cdot 10^{-4}$		$1,308 \cdot 10^{-3}$	\dot{n}_8	$9,812 \cdot 10^{-4}$		$9,812 \cdot 10^{-4}$
R3	C ₈ H ₈	+	10 O ₂	=	8CO ₂	+	4 H ₂ O
\dot{n}_9	$4,512 \cdot 10^{-4}$		$4,512 \cdot 10^{-3}$	\dot{n}_{10}	$3,61 \cdot 10^{-3}$		$1,805 \cdot 10^{-3}$
R4	CH ₄	+	2 O ₂	=	1CO ₂	+	2 H ₂ O
\dot{n}_{11}	2,357		4,714	\dot{n}_{12}	2,357		4,714
celkem	2,374	+	4,728	=	2,378	+	4,717

Bilance se skládá z výše uvedených rovnic, kde $\dot{n}_1 - \dot{n}_{12}$ jsou látková množství bilančních proudů za jednotku času.

X_i jsou molární zlomky jednotlivých látek v bilančních proudech. Molární zlomek je definován, jako podíl látkového množství látky i v celkovém látkovém množství všech složek směsi.

$$X_i = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_s} \quad (48)$$

Bilance kyslíku

$$\begin{aligned} X_{1O_2} \cdot \dot{n}_1 - X_{5O_2} \dot{n}_5 - X_{7O_2} \dot{n}_7 - X_{9O_2} \dot{n}_9 - X_{11O_2} \dot{n}_{11} &= X_{4O_2} \dot{n}_4 \\ 0,21 \cdot 420,75 - 0,5 \cdot 1,675 \cdot 10^{-2} - 4 \cdot 3,271 \cdot 10^{-4} - 10 \cdot 4,512 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 2,357 & \\ &= X_{4O_2} \dot{n}_4 \\ X_{4O_2} \dot{n}_4 &= 83,63 \text{ kmol h}^{-1} \end{aligned}$$

Bilance dusíku

$$\begin{aligned} X_{1N_2} \cdot \dot{n}_1 + \dot{n}_{2NOx} + X_{3N_2} \cdot \dot{n}_3 &= X_{4N_2} \dot{n}_4 \\ 0,79 \cdot 420,75 + 0,1208 + 0,06 \cdot 2,678 &= X_{4N_2} \dot{n}_4 \\ X_{4N_2} \dot{n}_4 &= 332,69 \text{ kmol h}^{-1} \end{aligned}$$

Bilance uhlíku

$$\begin{aligned}
 X_{6CO_2} \dot{n}_5 + X_{8CO_2} \dot{n}_7 + X_{10CO_2} \dot{n}_9 + X_{12CO_2} \dot{n}_{11} + X_{3CO_2} \cdot \dot{n}_3 &= X_{4CO_2} \dot{n}_4 \\
 1 \cdot 1,675 \cdot 10^{-0} + 3 \cdot 3,271 \cdot 10^{-4} + 8 \cdot 4,512 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 2,357 + 0,06 \cdot 2,678 \\
 &= X_{4CO_2} \dot{n}_4 \\
 X_{4CO_2} \dot{n}_4 &= 2,538 \text{ kmol h}^{-1}
 \end{aligned}$$

Bilance vlhkosti

$$\begin{aligned}
 X_{8H_2O} \cdot \dot{n}_7 + X_{10H_2O} \cdot \dot{n}_9 + X_{12H_2O} \cdot \dot{n}_{11} &= X_{4H_2O} \dot{n}_4 \\
 3 \cdot 3,271 \cdot 10^{-4} + 4 \cdot 4,512 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 2,357 &= X_{4H_2O} \dot{n}_4 \\
 X_{4H_2O} \dot{n}_4 &= 4,717 \text{ kmol h}^{-1}
 \end{aligned}$$

Spaliny celkem vystupující za normálních podmínek ze spalovacího procesu (8)

$$\begin{aligned}
 \dot{n}_4 &= \dot{n}_{4O_2} + \dot{n}_{4N_2} + \dot{n}_{4CO_2} + \dot{n}_{4H_2O} \\
 \dot{n}_4 &= 2,538 + 332,69 + 83,63 + 4,717 \\
 \dot{n}_4 &= 423,57 \text{ kmol/h} \\
 V_s &= 9488 \text{ m}^3\text{h}^{-1}
 \end{aligned}$$

Molární zastoupení jednotlivých složek ve spalinách dle vztahu (46).

$$\begin{aligned}
 X_{4CO_2} + X_{4N_2} + X_{4O_2} + X_{4H_2O} &= 1 \\
 X_{4CO_2} &= 0,006 = 0,6\% \\
 X_{4N_2} &= 0,785 = 78,5\% \\
 X_{4O_2} &= 0,198 = 19,8\% \\
 X_{4H_2O} &= 0,011 = 1,1\%
 \end{aligned}$$

Objem spalin dle měření ze spalovacího procesu je $15278 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ o teplotě 161°C
Množství při normálních podmínkách počítáme ze stavové rovnice.(46)

$$V_s = 2,67 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 9612 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$$

Molární množství

$$\dot{n}_4 = \frac{9612}{22,4} = 429 \text{ kmol h}^{-1}$$

Nepatrný rozdíl mezi objemem spalin zjištěným z bilance a objemem naměřeným, je způsoben rozdíly teplot při vstupu do spalovacího procesu.

Hustoty ρ jednotlivých plynů, které je potřeba ke stanovení hmotnostního průtoku je počítáno ze stavové rovnice (46), při střední teplotě.

Měrnou plynovou konstantu R_m [$\text{J kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$] každého plynu jsem zjistila z následujícího vztahu.

$$R_m = r \cdot \sum_1^2 \frac{W_i}{M_i} \quad (48)$$

kde r [$\text{J kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$] univerzální plynová konstanta, W_i hmotnostní zlomek složky, M_i molární hmotnost složky [kg mol^{-1}]

$$V = \frac{R_m \cdot T}{p}$$

$$\rho = \frac{1}{V} \quad (49)$$

Tabulka 5 – Složení spalin

<i>Látka</i>	<i>Zastoupení %</i>	<i>Hmotnostní průtok kg h⁻¹</i>	<i>Objemový průtok m³h⁻¹</i>
CO ₂	0,6	113,31	57,67
N ₂	78,5	9431,76	7545,42
O ₂	19,8	2718,82	1903,18
H ₂ O	1,1	85,06	105,73

3.1.3 Celková spotřeba vzduchu

Celková *spotřeba kyslíku* \dot{n}_{O_2} dle látkové bilance je $4,728 \text{ kmol h}^{-1}$. Pro dokonalé spalování je uvažován přebytek kyslíku 20%. Dosazením do vztahu (5) získáme látkové množství kyslíku s přebytkem. Tabulka 6.

Spotřeba vzduchu \dot{n}_{vz} je počítána ze vztahu (6) a (7) s ohledem na procentuální zastoupení 21% kyslíku a 79% dusíku. Tabulka 6.

K výpočtu *teoretické minimální spotřeby vzduchu* \dot{V}_{vzmin} byl použit vztah (3). Tabulka 6.

Tabulka 6 – Spotřeba vzduchu

	<i>Molární průtok</i> kmol h^{-1}	<i>Objemový průtok</i> $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
<i>Minimální spotřeba kyslíku</i>	4,728	105,9
<i>Minimální spotřeba vzduchu</i>	22,514	504,32
<i>Spotřeba kyslíku</i>	5,674	127,09
<i>Spotřeba vzduchu</i>	27,019	605,23

Do spalovacího procesu je za normálních podmínek vháněn vzduch o objemu 9424,8 $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$. Toto množství je 17,69 krát větší než je nutné ke spalovacímu procesu.

3.1.4 Spalné teplo

Celkové spalné teplo je rovno součtu jednotlivých spalných tepel plynů dle vztahu (13) vztažených na jejich objem v jednom m_N^3 paliva

$$CH_4 = -890,59 \text{ kJ mol}^{-1}, CO = -282,72 \text{ kJ mol}^{-1}, C_3H_6O = -74,69 \text{ kJ mol}^{-1},$$

$$C_8H_8 = -4258,86 \text{ kJ mol}^{-1}$$

$$\Delta H_{sp} = V_{CH_4} \cdot H_{spCH_4} + V_{CO} \cdot H_{spCO} + V_{C_3H_6O} \cdot H_{spC_3H_6O} + V_{C_8H_8} \cdot H_{spC_8H_8}$$

$$\Delta H_{sp} = 0,0056 \cdot (-890,59) + 0,00004 \cdot (-282,72) + 0,0000008 \cdot (-74,69) + 0,000001 \cdot (-4258,86) = -4,97 \text{ kJ mol}^{-1}$$

3.2 Návrh tepelného výměníku

Při návrhovém výpočtu výměníku tepla potřebuji určit jeho tepelný výkon, teplosměnnou plochu, výstupní teplotu spalin a tlakové ztráty.

Pro zařazení výměníku do spalinové cesty za účelem ohřevu užitkové vody jsem vzala v úvahu trubkový výměník, který má nízký součinitel prostupu tepla. Je to způsobeno

laminárním prouděním uvnitř trubky. Na rozdíl od deskového výměníku tepla, který se vyznačuje turbulentním prouděním na obou stranách teplosměnné plochy a vysokým součinitelem prostupu tepla. Vzhledem k intenzivnímu proudění je tlaková ztráta mnohonásobně vyšší než u trubkových výměníků.

Velikost teplosměnné plochy

Výměník bude zařazen do spalinové cesty hned v místě měření. Vnitřní průměr výměníku bude zvolen dle počtu trubek s ohledem na rychlost proudících spalín, která ovlivňuje tlakové ztráty. Zvýšením průtoku, nebo snížením průměru razantně stoupá tlaková ztráta potrubí. Proto je vhodné rozdělit průtok do více potrubí s co nejmenším průměrem o délce zaručující dostatečnou účinnost a současně i přiměřenou tlakovou ztrátu.

Jednotlivými trubkami budou procházet spaliny a voda je bude podélně obtékat. Toto řešení je výhodnější, z důvodu nižších tepelných ztrát pláštěm výměníku.

Teplotu spalín odcházející z výměníku

Tah komína závisí nejvíce na jeho účinné výšce. V tomto případě je nízká (0,7m), proto je nutné zachovat tah komínu dostatečným rozdílem měrné hmotnosti spalín a venkovního vzduchu. Tedy rozdílem teploty spalín a venkovního vzduchu. Pro návrh výměníku budeme tedy uvažovat optimální teplotu odcházejících spalín 100°C.

Výstupní teplota a objemový průtok vody

Do výměníku bude proudit voda o 15°C. Z praktického hlediska je počítáno s 30°C tepelným rozdílem mezi vstupní a výstupní teplotou.

3.2.1 Určení fyzikálních parametrů potřebných pro výpočet

Všechny hodnoty určující termodynamické vlastnosti vody a spalín, jsou uvažovány pro střední teplotu, vypočítanou ze vztahu (29).

Tabulka 7 – Hodnoty proudů

<i>PROUD</i>	<i>Teplota °C</i>				<i>Hmotnostní průtok kg s^{-1}</i>		<i>Objemový průtok $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$</i>	
	<i>Vstupní</i>		<i>Výstupní</i>					
<i>Voda</i>	t_{v1}	15	t_{v2}	45	\dot{m}_s	1,67	\dot{V}_s	0,00167
<i>Spaliny</i>	t_{s1}	161	t_{s2}	100	\dot{m}_v	3,43	\dot{V}_v	2,67

Skutečný výkon \dot{Q} a *hmotnostní průtok vody* \dot{m}_v byl vypočítán z tepelné bilance dle vztahu (28)

$$\dot{Q} = 3,43 \cdot 1011,3 \cdot (161 - 100) = \dot{m}_v \cdot 4183 \cdot (15 - 45)$$

$$\dot{Q} = 211549 \text{ W}$$

$$\dot{m}_v = 1,69 \text{ kg s}^{-1}$$

Tabulka 8 – Hodnoty fyzikálních vlastností vody a spalín

<i>Parametr</i>	<i>Zn</i>	<i>Voda</i>	<i>Zn</i>	<i>Spaliny</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Střední teplota</i>		30		130,5	°C
<i>Hustota</i>	ρ_v	995,6	ρ_s	0,869	kg m^{-3}
<i>Dynamická viskozita</i>	η_v	$7,98 \cdot 10^{-4}$	η_s	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
<i>Tepelná vodivost</i>	λ_v	0,615	λ_s	0,0329	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
<i>Objemová roztažnost</i>	β_v	$3,04 \cdot 10^{-4}$	β_s	$2,478 \cdot 10^{-3}$	K^{-1}
<i>Měrná tepelná kapacita</i>	C_{pv}	4183	C_{ps}	1011,3	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$

Fyzikální vlastnosti vody byly vypočítány dle vztahů z E_tabulek VŠCHT Praha.[20]
Hustota spalín byla dopočítána dle stavové rovnice ze vztahů (49)(50).

Měrnou tepelnou kapacitu spalín C_{ps} [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$] jsem určila z Mayerovy rovnice, která je zapisována ve tvaru:

$$C_p - C_v = r \quad (50)$$

kde C_v je molární tepelná kapacita při stálém objemu, která jsem dopočítala pomocí

Poissonovy konstanty

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (51)$$

Pro jednoatomové plyny se klade $k = 1,67$, pro dvouatomové plyny $k = 1,4$ a pro víceatomové plyny se klade obvykle $k = 1,33$. [18]

3.2.2 Teplosměnná plocha

Počet trubek

Pro konstrukci výměníku jsem stanovila standardní průměr jedné trubky 40 mm. Délka trubky je závislá na tepelném výkonu výměníku \dot{Q} , koeficientu prostupu tepla k a logaritmičtém rozdílu teplot Δt . Proto její délku stanovím až po zjištění koeficientu přestupu tepla. Počet trubek je dán celkovým objemovým průtokem 2,67 [m³s⁻¹] a optimální rychlostí proudění spalin v jedné trubce, kterou budeme uvažovat 15 [m s⁻¹]. Vztah pro výpočet počtu trubek odvodíme ze střední rychlosti (17) pro jednu trubku \bar{v}_{str1} .

$$\bar{v}_{str1} = \frac{\dot{V}}{S \cdot n_{TR}}$$

$$n_{TR} = \frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot d_{eks}^2 \cdot \bar{v}_{str1}}$$

$$n_{TR} = \frac{4 \cdot 2,67}{3,1415 \cdot 0,0016 \cdot 15}$$

$$n_{TR} = 142$$

n_{TR} – počet trubek

d_{eks} – je ekvivalentní vnitřní průměr trubky (u nekruhového průřezu). Pro kruhový je $d_{eks} = d$

Minimální vnitřní průměr pláště výměníku D_{PLmin} [m]

$$D_{PLmin} = 2 \cdot t_{TR} \cdot \sqrt{\frac{n_{TR}}{\pi \cdot \Theta}} \quad (52)$$

kde pro trubky do trojúhelníku je $\Theta = 1,15$ a do čtverce je $\Theta = 1,00$ doporučená rozteč trubek $t_{TR} \geq (1,2 \text{ až } 1,3) \cdot d_v$ - vnější průměr trubky. [19]

$$D_{PLmin} = 0,64 \text{ m}$$

3.2.3 Součinitel prostupu tepla k_L

Pro výpočet součinitele prostupu tepla napřed musíme stanovit koeficienty přestupu tepla pro vodu a spaliny. Základní vztah pro výpočet vychází ze základní kritériální rovnice pro přestup tepla konvekcí, kde Nusseltovo číslo je funkcí Reynoldsova a Prandtlova čísla.

Přestup tepla na straně ohřivaného média-vody

K výpočtu koeficientu prostupu tepla pro dodávanou tekutinu použijeme kritériální rovnice při nuceném proudění pro podélné obtékání teplosměnné plochy tvořené z trubek.

Charakteristický rozměr l odpovídá *ekvivalentnímu průměru mezikruží* d_{ek} , který je roven

$$d_{ekv} = \frac{D^2 - n_{TR}d^2}{D + n_{TR}d} \quad (53)$$

D – vnitřní průměr vnější trubky

d – vnější průměr vnitřní trubky

n_{TR} – počet trubek

$$d_{ekv} = 0,016 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr d_{ekv} nelze použít k výpočtu střední rychlosti průtoku vody.

Hodnota *střední rychlosti proudění vody* v plášti výměníku vypočítána dle vztahu (17) $\bar{v}_v = 0,014 \text{ m s}^{-1}$.

Dle výpočtu zjistíme, že voda ve výměníku bude prakticky stát a její objemový průtok bude dán pouze odběrem vody uživatele. Pokud by odběr nebyl pravidelný, mohlo by dojít k přehřívání zařízení.

Střední logaritmický teplotní rozdíl pro souproutý výměník dle vztahu (27), $\Delta t = 93,2^\circ\text{C}$.

Hodnotu *Reynoldsova, Prandtlova a Grashofova* čísla vypočítáme z kritériálních rovnic (22) (23) (24). Hodnoty jsou zapsány v tabulce 9.

Reynoldsova číslo se nachází v oblasti laminárního proudění. K výpočtu *Nusseltova čísla* použijí vztah (19)

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,10} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25}$$

$$Nu = 0,17 \cdot 402^{0,33} \cdot 5,43^{0,43} \cdot 5264303^{0,10} \cdot \left(\frac{5,43}{1,88}\right)^{0,25}$$

$$Nu = 15,6$$

Součinitel přestupu tepla vody α dle vztahu (18)

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{d_{ekv}}$$

$$\alpha_v = \frac{15,6 \cdot 0,615}{0,016}$$

$$\alpha_v = 417,13 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Přestup tepla ze spalin do stěny výměníku tepla se děje sáláním a konvekcí. Součinitel přestupu tepla α_s na straně spalin je pak

$$\alpha_s = \alpha_{sal} + \alpha_{kon}$$

V případech, kdy má přestup tepla ze spalin do teplosměnné plochy zanedbatelnou hodnotu (tj. při teplotách spalin pod cca 600°C) je možno součinitel přestupu tepla sáláním zanedbat a pak je [2]

$$\alpha_s = \alpha_{kon}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při protékání trubky

Hodnoty kritériálních čísel ***Re*** a ***Pr*** se stanoví obdobně jako pro obtékající vodu s tím rozdílem, že se dosazují hodnoty spalin, protékající v trubkách.

d_{ek} je ekvivalentní vnitřní průměr trubky. Pro kruhový průřez je **$d_{ek} = d$** . Tabulka 9.

Reynoldsovo číslo se nachází v přechodové oblasti proudění. Tato skutečnost ukazuje na nižší tlakové ztráty třením o stěny trubky. K výpočtu **Nusseltova kritéria** použijí Hausenrova vztahu. U této rovnice již musím odhadnout předběžně délku jedné trubky. Konečná délka byla dopočítána na 1,9 m metodou pokus-omyl (dosazením do vytvořené

aplikace) tak, aby teplosměnná plocha zajistila dostatečný výkon výměníku. V případě plynů $\eta = \eta_w$

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

$$Nu = 0,116 \cdot (28492^{2/3} - 125) \cdot 0,56^{1/3} \left[1 + \left(\frac{0,04}{1,9} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14}$$

$$Nu = 83,13$$

Součinitel přestupu tepla vody α_s dle vztahu (18) je $\alpha_s = 68,37 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Součinitel prostupu tepla k_L dle vztahu (15)

$$\frac{3,1415}{k_L} = \frac{1}{68,37 \cdot 0,04} + \sum_{i=1}^n \frac{\ln \frac{0,0425}{0,04}}{2 \cdot 50} + \frac{1}{417,13 \cdot 0,0425}$$

$$k_L = 8,6 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Trubky jsou z konstrukční oceli, jejíž součinitel tepelné vodivosti je při celkové průměrné teplotě roven $50 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$.

Skutečný tepelný výkon počítaný pomocí střední logaritmické diference proudů

$$\dot{Q} = k_L \cdot L \cdot \Delta t$$

$$\dot{Q} = 8,6 \cdot 1,9 \cdot 142 \cdot 93,2$$

$$\dot{Q} = 216250 \text{ W}$$

Tabulka 9 – Přehled teoretických výpočtů

<i>PROUD</i>		<i>Voda</i>	<i>Spaliny</i>	<i>Jednotka</i>	
<i>Ekvivalentní průměr</i>		d_{ek}	0,016	0,04	m
<i>Střední rychlost</i>		\bar{v}	0,005	15	m s^{-1}
KRITÉRIA	<i>Reynoldsovo</i>	Re	402	28492	–
	<i>Prandltovo</i>	Pr	5,43	0,56	–
	<i>Grashofovo</i>	Gr	5264303	327231	–
	<i>Pécletovo</i>	Pe	2183	15956	–
	<i>Nusseltovo</i>	Nu	15,6	83,13	–
<i>Součinitel přestupu tepla</i>		α	417,13	68,37	$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$

Tabulka 10 – Parametry výměníku

<i>Parametry výměníku</i>	<i>Zn</i>	<i>hodnota</i>	<i>Rozměr</i>
<i>Vnitřní průměr trubky</i>	d	0,04	m
<i>Vnější průměr trubky</i>	d_v	0,0425	m
<i>Vnitřní průměr výměníku</i>	D_{PLmin}	0,64	m
<i>Délka trubky</i>	L	1,9	m
<i>Počet trubek</i>	n_{TR}	142	
<i>Výkon</i>	\dot{Q}	216250	W

3.2.4 Určení tlakových ztrát výměníku na straně spalin

Absolutní drsnost k_{ab} nové bezešvé ocele je přibližně 0,2 mm [17]

Součinitel třecí tlakové ztráty pro přechodovou oblast proudění byl vypočítán dle vztahu (36).

$$\lambda_t = 0,024$$

V případě svazkového výměníku, kdy se jedná o paralelní zapojení trubek, se **třetí tlaková ztráta** P_{tr} vyhodnocuje na úseku jedné trubky od jejího počátku do konce. K hodnotě se připočítává 20% jako rezerva. K výpočtu byl použit vztah (33).

$$P_{tr} = \lambda_t \cdot \frac{L \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot d} \cdot \rho + 20\%$$

$$P_{tr} = 0,024 \cdot \frac{1,9 \cdot 15^2}{2 \cdot 0,04} \cdot 0,869 + 20\%$$

$$P_{tr} = 134 \text{ Pa}$$

Součinitel místních ztrát výměníku $\zeta_{vym} = 211$ byl stanoven z vztahu (36,37).

Tlaková ztráta místními odpory je vypočítána ze vztahu (38)

$$P_{\zeta} = 211 \cdot \frac{15^2}{2} \cdot 0,869 = 20774 \text{ Pa}$$

Celková tlaková ztráta a P_{ze} je rovna součtu třetí tlakové ztráty a ztráty místními odpory.

$$P_{ze} = 20908 \text{ Pa}$$

3.2.5 Spalinová cesta

Tabulka 11 – Parametry spalinové cesty

<i>Parametry komínu a spalinové cesty</i>	<i>Zn</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Hydraulický průměr komínu</i>	d_h	0,55	m
<i>Hydraulický průměr kouřovodu</i>	d_{hA}	0,55	m
<i>Střední rychlost spalin v komíně</i>	\bar{v}_s	15,38	m s^{-1}
<i>Střední rychlost spalin v kouřovodu</i>	\bar{v}_{sA}	15,38	m s^{-1}
<i>Střední drsnost povrchu komína</i>	r_d	0,0003	m
<i>Střední drsnost povrchu kouřovodu</i>	r_{dA}	0,0002	m
<i>Množství spalin</i>	m_s	2,68	kg s^{-1}
<i>Součinitel tlak. ztrát třením v komíně</i>	λ_E	0,17	
<i>Součinitel tlak. ztrát třením v kouřovodu</i>	λ_A	0,14	
<i>Součet místních ztrát v komíně</i>	ζ	2,2	
<i>Součet místních ztrát v kouřovodu</i>	ζ_A	2,2	
<i>Hustota spalin</i>	ρ_s	0,869	kg m^{-3}

Jednotlivé parametry komínu a spalinové cesty dopočítáme ze vztahů (42 až 45)

Statický tah komínu dle vztahu (40)

$$P_H = 0,7 \cdot (1,162 - 0,869) \cdot 9,81 \cdot 0,7$$

$$P_H = 1,41 \text{ Pa}$$

Do **místních tlakových ztrát kouřovodu** ζ_A zahrneme tvarové části potrubí, přechody napojením kouřovodu a výměníku. Hodnota součinitele: [18]

- pro oblouk hladký o úhlu 45°(2 kolena 0,5m) 0,4
- pro spojení potrubí přírubovým spojem 0,1
- redukce rozšíření 0,2
- redukce zúžení plynulé 1,5

$$\zeta_A = 2,2$$

Délka spalinové cesty se zařazením výměníku zkrátí na 2 m

Tlakové ztráty prouděním spalin v kouřové cestě P_A dle vztahu (46)

$$P_A = 1,5 \cdot \left(0,14 \cdot \frac{2}{0,55} + 2,2 \right) \cdot \frac{0,869}{2} \cdot 8,47^2 \text{ Pa}$$

$$P_A = 494 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta prouděním spalin v komíně P_E dle vztahu (41)

Součinitel místních tlakových ztrát v komíně ζ 2,2 (komínová hlavice, apod.)

$$P_E = 1,5 \cdot \left(0,17 \cdot \frac{0,7}{0,55} + 2,2 \right) \cdot \frac{0,869}{2} \cdot 11,83^2 \text{ Pa}$$

$$p_E = 434 \text{ Pa}$$

Účinný tah komínu p_z (38)

$$P_z = P_H - P_E$$

$$P_z = 1,41 - 434$$

$$P_z = -432,59 \text{ Pa}$$

Z výše uvedených výpočtů vidíme, že tlakové ztráty v komíně převyšují mnohonásobně jeho statistický tah. Z toho plyne, že v tomto případě zde není zajištěn dostatečný odtaž spalin komínem.

3.2.6 Odtah spalin

Pro čerpání plynů velkých objemových průtoků se používají dmyhadla. Jeho zařazením mezi výměník a ústí sopouchu komína je jedním z řešení, jak snížit tlakové ztráty a zajistit tak dostatečný komínový tah. Čím větší je tlaková ztráta v komíně, tím větší je spotřeba elektrické energie, k provozu dmyhadla. Spotřebovaná elektrická energie je definovaná jako odebraný příkon za jednotku času.

Příkon dmyhadla P [W] je větší než výkon, neboť se musí překonávat navíc hydraulické a mechanické ztráty v potrubí. Závisí na jeho konstrukčním řešení a na požadovaném výkonu vyjádřeném průtokem vzduchu \dot{m} při určitém dopravním tlaku. Nízkého příkonu

zařízení lze dosáhnout vysokou účinností η_{ζ} , tedy jeho efektivní konstrukcí a nízkou ztrátou měrné energie v potrubní síti e_z .

Měrná ztrátová energie e_z je počítána dle vztahu (32) z celkové tlakové ztráty ve výměníku, kouřovodu a komíně.

$$P = \frac{e_z \cdot \dot{m}}{\eta_{\zeta}} \quad (54)$$

$$P = \frac{25128 \text{ J kg}^{-1} \cdot 3,43 \text{ kg s}^{-1}}{0,90}$$

$$P = 95764 \text{ W}$$

Účinnost dmyhadla η_{ζ} je dána poměrem užitečného výkonu a příkonu odebraného ze zdroje energie. Často se udává v procentech. Obvykle se používají zařízení s jmenovitou účinností 50-90%. Nižší účinnost se většinou nevyplatí z důvodů nízké návratnosti. U reálných zařízení je vždy menší než jedna.

3.2.7 Ekonomické parametry projektu

Ceny výměníku a čerpadel jsou udány výrobcem zařízení s obdobnými parametry výkonu a objemového průtoku kapaliny. Cena za vykonanou práci je určena odhadem.

Tabulka 12 – Použitá zařízení

<i>Položky</i>	<i>Kč</i>
<i>Dmyhadlo o příkonu 100kW</i>	<i>130000</i>
<i>Spalinový výměník 250kW</i>	<i>185000</i>
<i>Práce</i>	<i>50000</i>
<i>Celkem</i>	<i>365000</i>

Nezbytným předpokladem pro rozhodování o ekonomické návratnosti investic je **prostá doba návratnosti**. Čím je kratší, tím spíše lze projekt doporučit k realizaci. Je nejjednodušším, velice často užívaným ekonomickým kritériem. Největší nevýhodou tohoto kritéria je, že zanedbává efekty po době návratnosti a fakt, že peníze můžeme vložit do jiných investičních příležitostí.

Pro výpočet je nutné nejprve vypočítat nově vzniklé provozní náklady za elektrickou energii, které vzniknou použitím ventilátoru na dopravu spalin do komína.

V této kalkulaci hraje zásadní roli příkon 95kW a provozní doba zařízení. Uvažuji li 5 dní v týdnu a 8 h denně s cenou 5 Kč/kWh elektrické energie, pak náklady na provoz za rok činí 919335 Kč.

K ohřevu 1 m³ vody o 30 °C je potřeba 35 kWh to odpovídá 126 MJ tepla. Výměňníkem protéká za hodinu 6 m³ . Sazba ceny za odběr teplé vody v roce 2010 od společnosti TEPLO Zlín a.s. se pohybuje v průměru 500Kč/GJ to odpovídá 1,8 Kč/kWh. Úspora ohřevem teplé vody by činila za rok 725760 Kč.

Z výše uvedených výsledků je vidět, že náklady na provoz dmyhadla převyšují zisk z ohřevu vody. V konečném důsledku by tedy nikdy nedošlo k navrácení investičních nákladů a provoz výměňníku by byl ztrátový.

4 PROGRAMOVÁ APLIKACE PRO ENTALPICKOU BILANCI VÝMĚNÍKU

Jako vývojové prostředí pro aplikaci jsem zvolila Excel s použitím programovacího jazyka Visual Basic. Vývojové prostředí založené na Office poskytuje širokou paletu možností, prvků a komponent, které lze snadno, pohodlně a rychle integrovat či přidávat do vytvářené aplikace podle aktuálních potřeb. Visual Basic je v současné době nejuniverzálnějším nástrojem pro tvorbu programů v prostředí Office. Patří mezi objektové programovací jazyky. Tím, že se kód skládá z krátkých procedur, dobře se píše i odladuje.

4.1 Popis aplikace

Z důvodu přehlednosti zadaných i vypočtených hodnot jsem vše umístila na jeden formulář. Toto uspořádání umožňuje měnit průběžně parametry výměníku tak, aby uživatel mohl sledovat, jak se mění výkon, součinitel přestupu tepla, tlakové ztráty a náklady na provoz. Formulář bilanční výpočty je opticky rozdělen rámečky na část:

parametry výměníku- zahrnují konstrukční údaje, jako je délka, vnitřní a vnější průměr trubky, jejich počet, rozteč.

typ (soproud nebo protiproud) - je parametr, který je nutno zvolit hned jako první. Pak je možno zadat do této části formuláře údaje o teplotách a hmotnostních průtocích kapalin na vstupu a výstupu zařízení.

tlakové ztráty – zahrnují parametry spalinové cesty a kalkulaci na provoz větráku, v případě nedostatečného komínového tahu.

Na pravé straně formuláře se nachází informativní údaje o hodnotách fyzikálních vlastností kapalin, s kterými je počítáno. Vzorce pro jejich výpočet jsem zadala formou funkcí do Excelu. Výjimkou je pára, u které nelze stanovit hodnoty běžnými výpočetními vztahy, proto jsou zadány v tabulce na listu Excelu s názvem „Nasycená vodní pára“. Pro výpočet jsou vybírány dle střední teploty vyhledávací funkcí „Zvolit“, která je standardní součástí aplikace Excel 2007. Všechny tyto hodnoty program vypíše při inicializaci výpočtu.

4.2 Zadání hodnot

Otevřením sešitu aplikace Excel s názvem „*Bilanční výpočty*“ se spustí automaticky formulář již s přednastavenými hodnotami, s kterými je počítáno v mé práci.

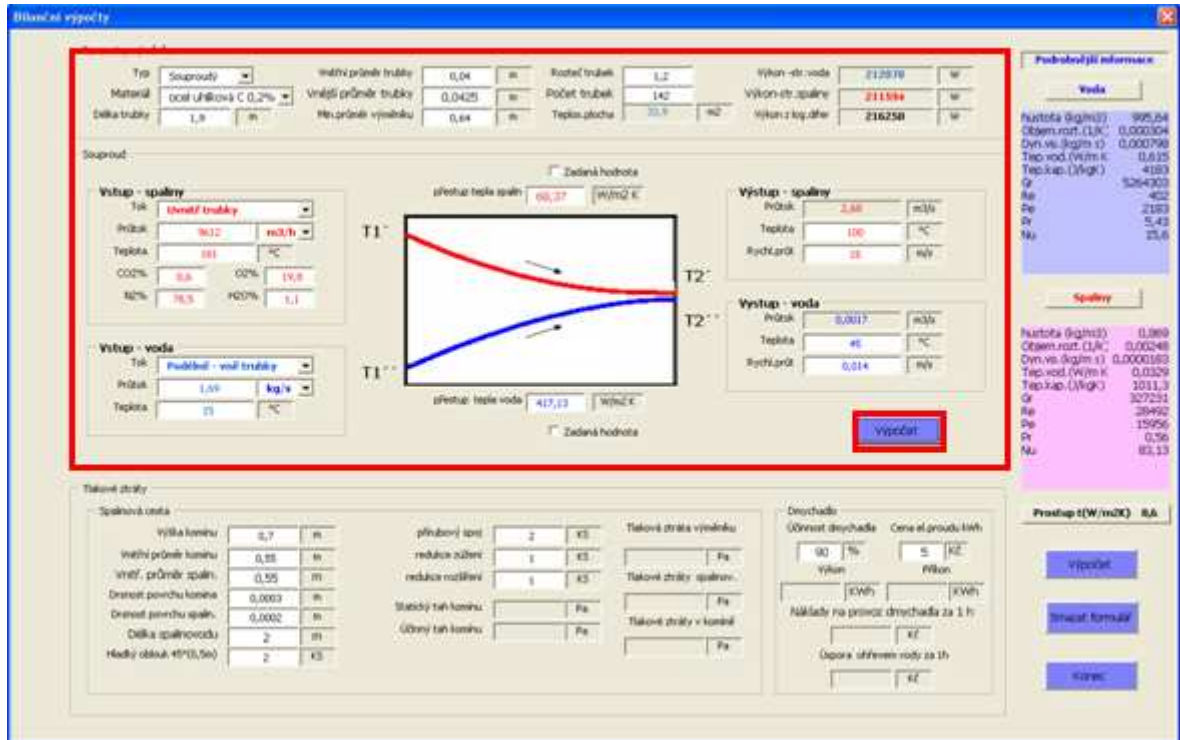
Parametry lze libovolně vpisovat do aktivních polí, není však nutné zadávat je všechny. Program vyhodnotí sám, je-li možné provést výpočet a případně zahlásí, který údaj je potřeba zadat. Zbývající hodnoty dopočítá.

Obrázek 12 – Zadání údajů do aplikace

V první fázi výpočtu je nutné zvolit typ výměníku, tím se zobrazí druhý rámeček pro zadání hodnot potřebných k výpočtu výkonu z bilanční entalpické rovnice. Do něj je nutné zapsat: *toky spalin a vody, složení spalin, průtok* alespoň jedné tekutiny, pokud jsou známy *vstupní a výstupní teploty* obou médií. Teplotu kapaliny aplikace dopočítá v případě, že jsou známy oba průtoky.

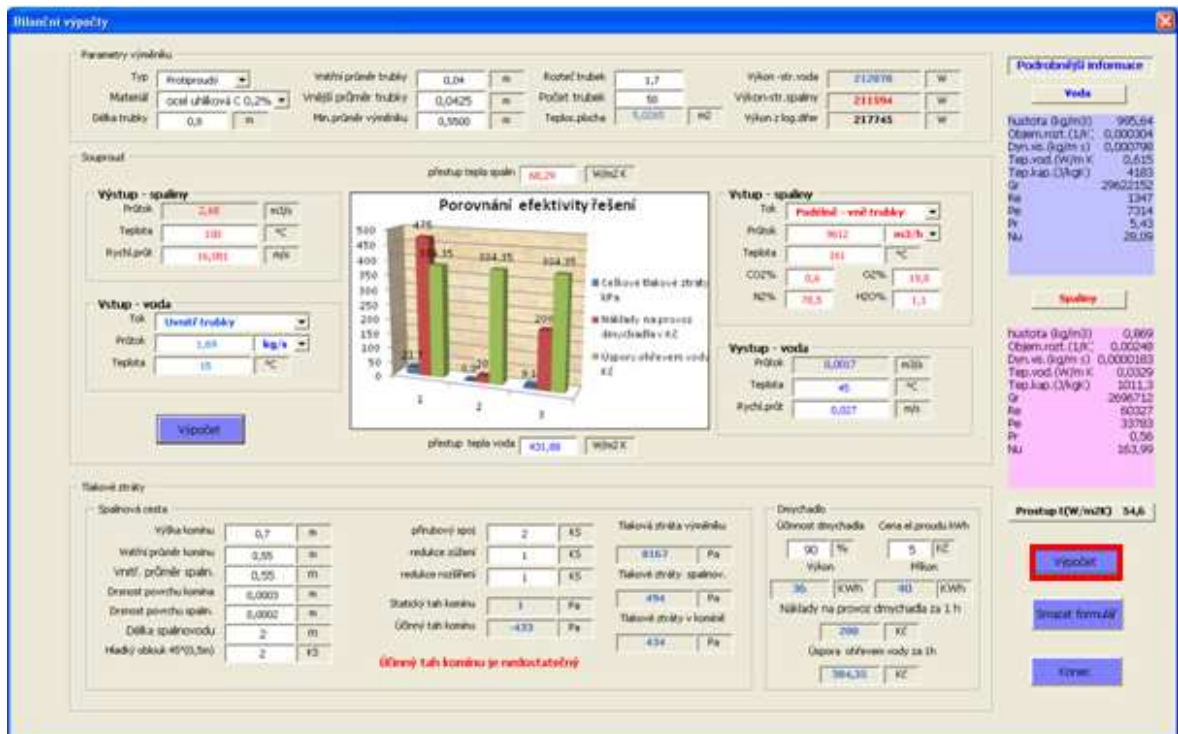
Údaje v prvním rámečku jako je *materiál, délka, vnitřní a vnější průměr trubky* jsou vyžadovány pro výpočet výkon vztáženého na teplosměnnou plochu. *Rozteč* není nutno zadávat, pokud se jedná o jedinou trubku. Z údajů *počet trubek, vnitřní průměr výměníku, rychlost průtoku* stačí zadat pouze jeden, zbytek aplikace doplní.

Hodnoty jednotlivých výkonů se po stisku tlačítka “výpočet” zobrazí v prvním rámečku pod sebou pro lepší porovnání. Teprve pak se zobrazí druhé tlačítko “výpočet” pro vyhodnocení tlakové ztráty.



Obrázek 13 – Výpočet parametrů výměníku

Druhá fáze výpočtu předpokládá doplnění hodnot v třetím rámečku. V této části formuláře je nutné zadat všechny údaje s výjimkou tvarovek potrubí (*hladký oblouk, přírubový spoj, redukce zúžení a rozšíření*).



Obrázek 14 – Výpočet tlakových ztrát

Konečným vyhodnocením jsou informace o účinném tahu komínu. V případě, kdy tlakové ztráty převyšují komínový tah, je počítána i kalkulace nákladů na provoz dmyhadla a k ní pro porovnání úspora ohřevem vody. Poslední tři návrhy řešení se jsou graficky zpracovány.

5 POSOUZENÍ ŘEŠENÍ

Porovnáním provozních nákladů a úspor ohřevem vody za dobu jednoho roku provozu zařízení se řešením, které jsem ve své práci navrhla, ukázalo z důvodu vysokých tlakových ztrát výměníku jako nerentabilní.

Ovšem účinný tah komínu je ovlivněn nejen tlakovými ztrátami teplosměnné jednotky a spalínové cesty, ale také především tlakovou ztrátou v komíně samotném. Tu určuje jeho konstrukční řešení, jako je délka, průměr a drsnost povrchu.

Předmětem snižování tlakových ztrát bude nejen změna řešení tepelného výměníku, ale i možnosti úpravy komínu.

5.1 Snižování tlakových ztrát

5.1.1 Změna teplosměnné jednotky

Návrh řešení č. 2

Tlakové ztráty teplosměnné jednotky se zvětšují s rostoucí délkou potrubí. V prvním řešení byl tento nárůst způsoben počtem trubek. Jako další variantu jsem proto zvolila souprůdný výměník, pouze s jedinou trubkou, kterou protéká voda a spaliny ji obtékají. Tím, že je tok vody veden trubkou, došlo ke zvýšení rychlosti jejího průtoku. To se potom projeví zvýšením koeficientu prostupu tepla oproti prvotnímu řešení o $721,8 \text{ W/m}^{-2}\text{K}^{-1}$. V tomto případě je však potřeba dostatečně izolovat vnější povrch pláště z důvodu zamezení tepelných ztrát na straně spalín. Parametry výměníku musím volit tak, aby se výkon vztažený na teplosměnnou plochu, co nejvíce přiblížil výkonu z entalpické bilance. Tím je zajištěn dostatečný ohřev vody na požadovanou teplotu.

Pokud zvolím trubku širší 0,45 m a vnitřní průměr výměníku 0,55 m, tak aby odpovídal šířce spalínovodu, bude rychlost spalín 35 m s^{-1} a tím se zvýší se třecí ztráty. Důvodem je úzká štěrbin, kterou spaliny prochází a pokud nezvolím dostatečnou délku trubky (v tomto případě 22 m), voda se nestihne ohřát na požadovanou teplotu.

Při volbě trubky 0,04 m a vnitřním průměru výměníku 0,55 m, je rychlost spalín optimální 11 m s^{-1} , i přesto by délka trubky musela dosahovat 3,1 m pro dostatečný výkon. Při vyhodnocení výpočtů v mé aplikaci je vidět, jak se mění součinitel prostupu tepla se změnou průměru vnitřní trubky. Se zvyšujícím se průměrem klesá jeho hodnota a tím tepelný tok, proto je lepší volit trubky užší.

Tato varianta řešení zajišťuje výrazné snížení tlakový ztrát ve výměníku na 11 Pa. Náklady na provoz dmyhadla jsou zanedbatelné 20 Kč za hodinu. Velikost zařízení ale vzrostala minimálně na 3,1 m délky. Spalinová cesta je nedostatečně dlouhá (3,8 m), aby mohl být výměník napojen, museli by potrubí prodloužit, což by opět zvýšilo tlakové ztráty.

Snížování tlakových ztrát výměníku může být kompenzováno většími rozměry teplosměnné jednotky, tím se ale zvyšuje cena zařízení, vícenáklady na realizaci a náročnost na prostor.

Návrh řešení č. 3

Na základě zjištění z druhého řešení, jsem jako další variantu zvolila, svazkový protiproudý výměník. Vodu opět nechám protékat trubkami, abych zajistila vyšší koeficient prostupu tepla. Pro objemový průtok vody $1,69 \text{ kg s}^{-1}$ se zajištěním tepelného výkonu 217 kW tedy stačí jen 50 ks trubek o délce 0,8 m a průměru 0,04m. To zajišťuje snížení tlakové ztráty na straně spalin oproti prvnímu řešení na 8167 Pa a tím snížení nákladů na provoz dmyhadla na 200 Kč za hodinu.

5.1.2 Změna komínu

Z předchozích výpočtů je jasné, že pouhým snížením tlakových ztrát teplosměnné jednotky nelze zajistit dostatečný přirozený komínový tah. Zařazení větráku do spalinové cesty v tomto případě bude vždy nutné. Lze však ovlivnit parametry komínu, jaký příkon dmyhadla bude potřeba a s tím spojené náklady na jeho provoz. Zvýšením komínu se zvětší jeho statický tah, ale zároveň i komínová ztráta, která je přímo úměrná jeho výšce. Průměr komínu je nepřímo úměrný tlakovým ztrátám, proto se jeho rozšířením na 1 m sníží komínové ztráty na 38 Pa, i když výška zůstane zachována.

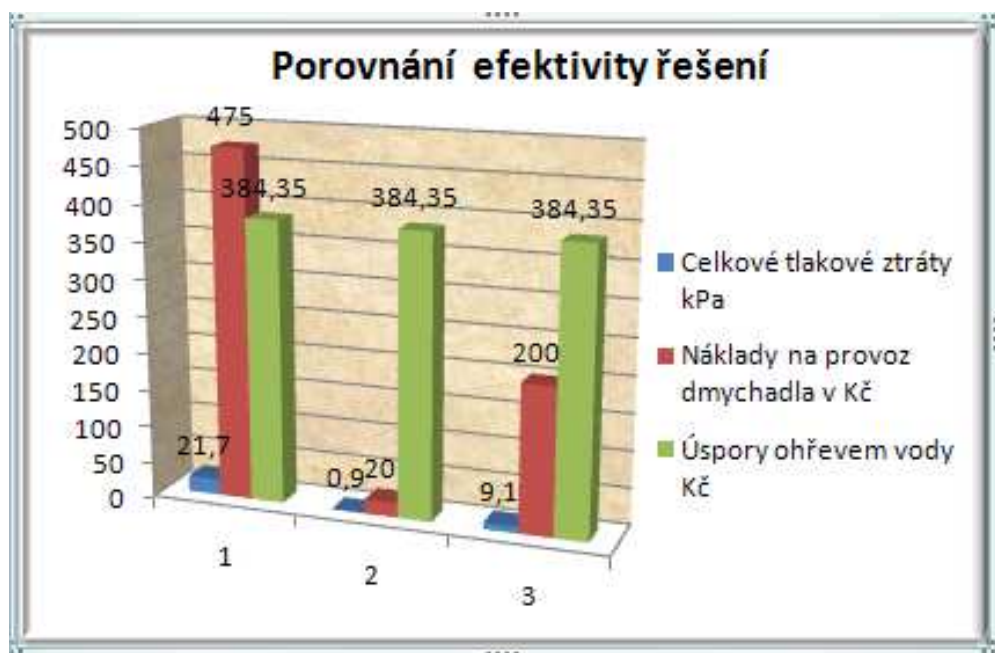
6 ZÁVĚR

Cílem mé bakalářské práce byl návrh na využití odpadního tepla z termického čištění plynů k ohřevu užitkové vody. Podmínkou pro optimální řešení tepelného výměníku, ve kterém probíhá ohřev je dostatečný komínový odtah.

Ze vstupních dat, získaných měřeními jsem látkovou spalovací bilancí určila celkovou spotřebu vzduchu, výhřevnost, objemový průtok a složení spalin.

Naměřená výstupní teplota spalin ze spalovacího zařízení je poměrně nízká 161°C. Zásadním problémem spalinových výměníků je ten, že výrazně ochlazují spaliny před vstupem do komína, který je jen 0,7m vysoký. To vše snižuje statický komínový tah. Proto byla výstupní teplota spalin z výměníku stanovena na 100°C.

Tepelné hodnoty vody jsem zvolila 15 °C na vstupu a na výstupu 45°C. Z entalpické bilance výměníku byl dopočítán objemový průtok vody 1,69 kg s⁻¹ a tepelný výkon 211 kW.



Obrázek 15 – Graf efektivity řešení

Pro posouzení efektivity různých variant návrhu teplosměnné jednotky, jsem vytvořila SW aplikaci ve vývojovém prostředí MS Excel s použitím programovacího jazyka Visual Basic, která dovoluje snadné srovnání typu výměníku, který by vyhovoval hodnotám zjištěných měřeními v technologickém procesu. Z hlediska úspor energie a ekonomických

nákladů na provoz, se ukázal jako nejvýhodnější třetí návrh řešení s předpokládanou dobou návratnosti 1,5 roku.

Výše navržená řešení byla zpracována pro konkrétní technologický provoz. Jedním z jeho nedostatků, které ovlivňuje komínový tah je dodávané množství vzduchu do spalovacího procesu. V tomto případě 18 krát větší než minimální spotřeba. Tím dohází ke snížení teploty spalin na 161°C a tepelného výkonu výměníku.

Pro realizaci projektu využití odpadního tepla spalin s vyšší ekonomickou efektivitou, by tedy měla být nejprve zavedena pro tento provoz regulace vzduchu do spalovacího procesu, dále úpravy komínu a k tomu znovu navržené optimální řešení tepelného výměníku.

ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ

The aim of my thesis was the proposal of using waste heat from the thermal treatment of gas hot water. The condition for the optimal solution of the heat exchanger in which heating take place is sufficient chimney exhaust. From the data obtained by measuring the metabolism, I identified the overall balance of combustion air consumption, heating value, volumetric flow and gas composition. Measured outlet temperature of exhaust gases from combustion facilities is relatively low 161 ° C. The fundamental problem of flue gas heat exchanger is that it significantly cool the flue gas before entering the chimney, which is only 0.7 m tall. All this reduces the static chimney draft. Therefore, the outlet temperature of flue gas heat exchanger set at 100 ° C. Heat value of water, I chose 15 ° C at the inlet and 45 ° C at his outlet. The enthalpy balance of the exchanger the volume flow of water 1.69 kg s⁻¹ and thermal power 211 kW were determined calculated.

To assess the effectiveness of different variants of design heat exchange unit, I created a software application in development environment MS Excel using Visual Basic programming language, which allows easy comparison of the heat exchanger type, which would suit the measurement values detected in the process. In terms of energy savings and a rational costs the third solution was considered as the best application with an estimated time of return of 1.5 years. The amount of the proposed solution has been developed for a specific technological operation. One of its weaknesses, which the chimney draft affects is supplied quantity of air into the combustion process, in this case, 18 times bigger than the minimum consumption. This reduces the flue gas temperature at 161 ° C and heat exchanger performance. For the project using waste heat of exhaust gases with a higher economic efficiency first the air regulation to the combustion process should be implemented and further chimney modifications and new optimal solution of the heat exchanger should be designed .

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

α	Součinitel přestupu tepla. [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$]
β	Teplotní objemová roztažnost. [K^{-1}]
ζ	Součinitel místních tlakových ztrát.
η	Dynamická viskozita. [Pa s]
$\eta_{\check{c}}$	Účinnost dmyhadla. [%]
λ	Součinitel tepelné vodivosti. [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$]
λ_t	Součinitel tlakových ztrát třením.
ρ	Hustota. [kg m^{-3}]
ν	Kinematická viskozita. [m^2s^{-1}]
a	Součinitel přebytku vzduchu.
c_p	Měrná tepelná kapacita. [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]
D	Vnitřní průměr vnější trubky. [m]
d_1	Vnitřní průměr vnitřní trubky. [m]
d_2	Vnější průměr vnitřní trubky. [m]
d_{ek}	Ekvivalentní průměr. [m]
DEZ	Druhotné energetické zdroje.
d_h	Hydraulický průměr. [m]
D_{PLmin}	Minimální průměr výměníku [m].
g	Tíhové zrychlení. [m s^{-1}]
H	Výška komínu. [m]
k	Součinitel prostupu tepla. [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$]
L	Účinná délka trubek. [m]
L_K	Délka kouřovodu. [m]

\dot{m}	Hmotnostní průtok. [kg h^{-1}]
MM_i	Molární hmotnost spalované složky. [kg kmol^{-1}]
\dot{n}_i	Látkové množství složky plynu. [kmol h^{-1}]
n_{TR}	Počet trubek.
Nu	Nusseltovo číslo.
P	Příkon dmyhadla. [Pa]
P_A	Tlaková ztráta v kouřové cestě. [Pa]
P_E	Tlaková ztráta v komíně [Pa].
Pe	Peclétovo číslo.
P_H	Statický tah komínu. [Pa]
Pr	Prandtlovo číslo.
P_z	Účinný tah komínu. [Pa]
P_{ze}	Třecí tlaková ztráta ve výměníku. [Pa]
Q	Tepelný výkon výměníku. [W]
r	Univerzální plynová konstanta. [$\text{J kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$]
R_m	Měrná plynová konstanta. [$\text{J kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$]
Re	Reynoldsovo číslo.
t'_1	Teplota teplého proudu na vstupu. [$^{\circ}\text{C}$]
t''_1	Teplota studeného proudu na vstupu. [$^{\circ}\text{C}$]
t'_2	Teplota teplého proudu na výstupu. [$^{\circ}\text{C}$]
t''_2	Teplota studeného proudu na výstupu. [$^{\circ}\text{C}$]
\bar{v}	Střední rychlost proudění kapaliny. [m s^{-1}]
V	Objem. [m^3]
\dot{V}	Objemový průtok. [$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$]
V_i	Stechiometrický koeficient. [kmol]

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] *Internetový portál časopisu objevů vědy a techniky*, [online].[cit. 2005-05-06]. Dostupný z WWW <<http://www.21stoleti.cz/view.php?cisloclanku=2005050612>>
- [2] KYSELA, L. *Využití druhotných zdrojů energie. Poznámky k přednáškám*. Ostrava: Katedra energetiky Fakulty strojní VŠB-TU Ostrava, 2001, doplněné a opravené leden 2004 a leden 2007.
- [3] *Internetový portál firmy TEDOM*, [online].[cit. 2010-03-28] Dostupný z WWW: <http://www.kogenerace.tedom.cz/princip-a-vyhody.html>
- [4] *Internetový portál firmy Pražská Teplárenská*, [online].[cit. 2010-04-15] Dostupný z WWW: http://www.ptas.cz/informace_o_dodavce_tepla/schema-kogenerace/
- [5] PASTOR, L., HORÁK, M., HORNÍK, Š. *Efektívne využívanie energie při prevádzke zariadení a budov*. Bratislava, 2000. ISBN 80-88905-33-8
- [6] *Internetový portál energetické a konzultační středisko ČEA*, [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z WWW: <<http://www.i-ekis.cz/?page=prostredi>>
- [7] *Internetový portál společnosti Astra 92 a.s. projekce, ochrana životního prostředí*. [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z WWW: <<http://www.astra92.cz/Ochrana%C5%BEivotn%C3%ADhoprost%C5%99ed%C3%AD/TNV/tabid/61/Default.aspx>>
- [8] DVOŘÁK, Z. *Základy elektrického tepla*. Zlín:Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická, Ústav výrobního inženýrství 2008.
- [9] *Internetový portál Katedra energetických zdrojů a zařízení*, [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z WWW: <<http://www.kke.zcu.cz/predmety/predmety/data-evo/prednaska8.doc>>
- [10] LANGFELDER, I. a kol. *Energetika chemického a potravinářského průmyslu*. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava 1992. ISBN 80-05-00998-4.
- [11] *Internetový portál vědecko-technické společnosti*, [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z WWW: <http://www.forsteel.cz/ForSTEEL_HL_4_2008.pdf>
- [12] *Internetový portál Ústavu procesního a fluidního inženýrství*, [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z <http://www.kchsz.sjf.stuba.sk/pedagogika/Ucebnice/Procesne_strojnictvo/1.doc>

- [13] SAZIMA, M., KMONÍČEK, V., SCHNELLER, J. a kol. *Teplo*. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00043-2
- [14] MÍKA, V. *Základy chemického inženýrství*. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1977.
- [15] HEJZLAR, R. *Sdílení tepla*. 3. vyd. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-0101-982-9.
- [16] NOSKIEVIČ, J. a kol. *Mechanika tekutin*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987.
- [17] *Internetový portál společnosti Thermona*. [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z WWW:<<http://www.thermona.cz/topeni/vytapeni/kaskadove-kotelny/skladacka/7-6-1-vypocet-spalinove-cesty.html>>
- [18] *Internetový portál pro stavebnictví, technická zařízení budov a úspory energií*. [online][cit. 2009-01-20]. Dostupný z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/>>.
- [19] *Internetový portál Fakulty strojního inženýrství VUT Brno* [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z <<http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/Termomechanika/TEORIE/T01-04.htm>>
- [20] HOFFMAN, P. Návrh trubkového zahříváče topeného kondenzující párou: postup výpočtu. Studijní podklady pro předměty ZSPZ a PRO III.
- [21] Internetový portál Vysoké školy chemicko-technologické Praha [online]. [cit. 2010-04-15] Dostupný z WWW:<<http://www.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.ulohy.k03.tok.tekutin.pdf>>
- [22] HALVORSON, M. *Microsoft Visual Basic 6.0 Professional krok za krokem*. Praha: Vydavatelství a nakladatelství Computer Press 1999. ISBN 80-7226-445-1.
- [23] JANÁČOVÁ, D., *Sdílení tepla*, Server UTB: P:\common\board\PI-II\janacova

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – Schéma kogenerace [4]	15
Obrázek 2 – Schéma tepelného čerpadla [6]	16
Obrázek 3- Schéma termického čištění plynů [7].....	17
Obrázek 4 – Souproudé uspořádání výměníku	29
Obrázek 5 – Protiproudé uspořádání výměníku	29
Obrázek 6 - Deskový výměník [23].....	30
Obrázek 7 - Trubkový výměník [23]	30
Obrázek 8 - Tepelné trubice [11].....	32
Obrázek 9 - Regenerátor s pevnými komorami[12]	33
Obrázek 10 - Otočný regenerátor [12].....	34
Obrázek 11 - Bilanční schéma spalovacího procesu	44
Obrázek 12 – Zadání údajů do aplikace.....	62
Obrázek 13 – Výpočet parametrů výměníku	63
Obrázek 14 – Výpočet tlakových ztrát	64
Obrázek 15 – Graf efektivity řešení.....	67

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1- Složení plynu	42
Tabulka 2- Složení metanu	42
Tabulka 3- Průtok spalovaného plynu	43
Tabulka 4 – Spalovací rovnice plynů	45
Tabulka 5 – Složení spalin.....	47
Tabulka 6 – Spotřeba vzduchu.....	48
Tabulka 7 – Hodnoty proudů	50
Tabulka 8 – Hodnoty fyzikálních vlastností vody a spalin.....	50
Tabulka 9 – Přehled teoretických výpočtů	55
Tabulka 10 – Parametry výměníku	55
Tabulka 11 – Parametry spalinové cesty	57
Tabulka 12 – Použitá zařízení.....	59