



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA SPALIN PRO VÝROBU ELEKTRICKÉ ENERGIE

UTILIZATION OF WASTE HEAT FROM COMBUSTION GASES FOR POWER PRODUCTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VOJTĚCH REJNUŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vojtěch Rejnuš

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

v anglickém jazyce:

Utilization of waste heat from combustion gases for power production

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rámci práce bude zpracována problematika využití odpadní tepelné energie spalin v technologii výroby cementu společnosti Českomoravský cement, a.s. Hodnoceny budou způsoby využití vedoucí k produkci elektrické energie. Detailně bude rozpracována možnost využití modulárních ORC jednotek v místech technologie doporučených provozovatelem. Vlastní projekční návrh bude zahrnovat teplosměnné plochy odnímající teplo spalinám a zakomponování technologie pro výrobu elektrické energie. Navržená technologie bude zhodnocena po technické a ekonomické stránce.

Cíle diplomové práce:

1. Popis technologie výroby cementu a konkretizace energetického potenciálu spalin.
2. Zhodnocení využitelných technologií pro výrobu el. energie z odpadního tepla spalin, s detailním rozpracováním užití ORC oběhu.
3. Projekční návrh tepelného výměníku pro snížení teploty spalin a navázání zvolené technologie pro výrobu elektrické energie.
4. Technicko-ekonomické zhodnocení navrženého řešení.

Seznam odborné literatury:

Russel Jesse, Organic rankine cycle, 2012

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

REJNUŠ Vojtěch: Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

Metody využití odpadního tepla spalin jsou stále více na vzestupu a dají se aplikovat v řadě technologií. Jednou z technologií je výroba cementu, na kterou je zaměřena problematika práce. V rámci řešení a pro pochopení problému, je nastíněn proces výroby cementu a analýza odpadního tepla z procesu, na jejím základě jsou vybrány vhodné metody využití odpadního tepla s bližším zaměřením na jednotky ORC. Po následném zhodnocení a volbě nejvhodnější jednotky je proveden návrh, výpočet a konstrukční řešení výměníků tepla. Výsledkem řešení je zhodnocení celého návrhu.

Klíčová slova: metody využití odpadního tepla, výroba cementu, ORC, výměník tepla

ABSTRACT

REJNUŠ Vojtěch: Utilization of waste heat from combustion gases for power production

Methods of utilization waste heat are increasingly on the rise and can be applied in many technologies. One of the technologies is the manufacture of cement, which is focused issue of work. Within the solution, and for understanding the problem is outlined cement production process and the analysis of the waste heat from the process, on this basis are selected a suitable method using waste heat with a closer focus on ORC units. After following evaluation and selection of the most suitable unit is made design, calculation and construction of heat exchangers. The result is the evaluation of the entire proposal.

Keywords: methods of utilization waste heat, cement production, ORC, heat exchanger

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

REJNUŠ, V. Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 78 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D..

V Brně dne 29.5.2015

.....
Rejnuš Vojtěch

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomní práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce. Děkuji také své rodině a nejbližším přátelům, kteří mě ve studiu podporovali. Dále bych chtěl také poděkovat i společnosti Českomoravský cement a.s. za informace poskytnuté k mé diplomové práci.

OBSAH

Zadání

Abstrakt

Bibliografická citace

Čestné prohlášení

Poděkování

Obsah

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | Úvod..... | 11 |
| 2 | Technologie výroby cementu | 12 |
| 2.1 | Těžba a drcení surovin..... | 12 |
| 2.2 | Předhomogenizace a mletí surovinové směsi | 13 |
| 2.3 | Výroba slínku | 14 |
| 2.4 | Výroba cementu..... | 16 |
| 2.5 | Zdroje energie pro výpal..... | 16 |
| 2.5.1 | Současná alternativní paliva cementářského průmyslu..... | 17 |
| 3 | Energetický potenciál spalin | 19 |
| 3.1 | Společnost Českomoravský cement, a.s. - závod Mokrá | 19 |
| 3.1.1 | Odběrový bod č. 1 | 19 |
| 3.1.2 | Odběrový bod č. 2 | 23 |
| 4 | Využitelné technologie pro výrobu elektrické energie z odpadního tepla spalin..... | 25 |
| 4.1 | Spalinové kotle | 25 |
| 4.1.1 | Podmínky pro zavedení spalinových kotlů | 26 |
| 4.1.2 | Teplotní průběhy | 28 |
| 4.2 | ORC jednotky | 30 |
| 4.2.1 | Pracovní oběh ORC..... | 31 |
| 4.2.2 | Pracovní látky ORC | 31 |
| 4.2.3 | ORC moduly | 33 |
| 4.3 | Volba nejvhodnější technologie | 37 |
| 5 | Postupný návrh výměníku tepla | 39 |
| 5.1 | Volba pracovní kapaliny..... | 39 |
| 5.2 | Návrh zapojení výměníků..... | 41 |
| 5.3 | Výpočet výměníku č. 1 | 42 |
| 5.3.1 | Tepelná bilance výměníku | 42 |
| 5.3.2 | Návrh velikosti výměníku: | 43 |
| 5.3.3 | Tepelný výpočet výměníku | 45 |

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

| | | |
|-------|---|----|
| 5.3.4 | Potřebná výhřevná plocha | 47 |
| 5.3.5 | Tlakové ztráty | 49 |
| 5.3.6 | Přehled shrnujících informací k výměníku č. 1 | 52 |
| 5.4 | Návrh výměníku č. 2 | 55 |
| 5.4.1 | Tepelná bilance výměníku | 55 |
| 5.4.2 | Návrh velikosti výměníku: | 56 |
| 5.4.3 | Tepelný výpočet výměníku | 58 |
| 5.4.4 | Potřebná výhřevná plocha | 60 |
| 5.4.5 | Tlakové ztráty | 61 |
| 5.4.6 | Přehled shrnujících informací k výměníku č. 2 | 64 |
| 5.5 | Celková bilance obou výměníků | 67 |
| 5.5.1 | Zhodnocení tlakových ztrát | 67 |
| 5.5.2 | Výsledný elektrický výkon ORC | 67 |
| 6 | Technicko-ekonomické zhodnocení | 69 |
| 7 | Závěr | 71 |

Seznam použitých zdrojů

Seznam použitých obrázků

Seznam tabulek

Seznam použitých symbolů

1 Úvod

Výroba cementu je energeticky velmi náročná. Proto se cementárny snaží jak o využívání náhradních zdrojů paliv, tak o získávání tepelné energie z recyklovaných zdrojů a také o úspory energie elektrické. To vše je výsledkem odpovědného zacházení s přírodními zdroji a minimálních dopadů na životní prostředí. Ve stále větší míře se přírodní suroviny (zemní plyn, těžký topný olej, uhlí) nahrazují vhodnými materiály, které jsou v jiných průmyslových odvětvích odpadem. Kromě toho nemusí být tyto odpady likvidovány ve speciálních zařízeních, nebo ukládány na skládkách. Tím se zajišťuje cyklické hospodaření.

Dalším příkladem úspory energie je využívání tepla spalin ve vlastním technologickém procesu nebo jako druhotný energetický zdroj. Nejvýznamnější způsob využití ve vlastním technologickém procesu je rekuperativní nebo regenerativní ohřev spalovacího vzduchu, dále sušení a přehřev vsázkového a palivového materiálu. Pokud jsou již možnosti přímého využití odpadního tepla vyčerpány, nabízí se technologický proces, který přináší značné možnosti ve využití entalpie spalin jako druhotného energetického zdroje. V tomto případě se entalpie spalin přeměňuje v utilizačních zařízeních na jinou formu energie, která je dále využita.

Jedním způsobem využití je připojení externí jednotky, která mění odpadní tepelnou energii spalin na energii elektrickou i tepelnou. Tento trend je v poslední době na vzestupu a získává si čím dál více příznivců. Možností využití je více, ale nejčastěji se setkáme se spalinovými kotli využívajícími teplo spalin pro výrobu elektrické energie. Na rozdíl od spalinových kotlů pracujících v RC cyklu (Rankin-Clausiovu) existují ORC jednotky pracující s organickým RC cyklem a používající jako teponosného média organickou kapalinu. Její výhoda spočívá v nízké výparné teplotě, v závislosti na tlaku a volbě organické látky. Vzhledem k tomu, že pracovní látka se odpařuje při nízkých teplotách, je využita i těžko přeměnitelná tepelná energie na energii elektrickou. Tím dochází k řadě úspor a k pokrytí nemalé části elektrické spotřeby dané společnosti.



Obr. 1: ORC jednotka [1]

2 Technologie výroby cementu

Cement je v současné době nejpoužívanějším pojivem ve stavebnictví. Dle ČSN EN 197-1 (72 2101) je cement hydraulické pojivo; jedná se o jemně mletý anorganický materiál, který po smíchání s vodou vytváří kaši, jež v důsledku hydratačních reakcí a procesů tuhne a tvrdne. Po předchozím zatuhnutí na vzduchu dále tuhne a tvrdne i pod vodou, a to při zachování pevnosti i stability. [2]

Cílem technologie výroby cementu je vytvořit slínek, jehož mikrostruktura je tvořena novými sloučeninami požadovaného složení. Velmi důležitým krokem je příprava surovinové směsi požadovaného chemického složení, s odpovídajícími moduly a stupněm nasycení vápnem. Směs musí být jemně mletá s velkým reakčním povrchem, aby průběh reakcí v žáru a vznik taveniny podmiňující vytvoření slínku byly co nejrychlejší a nejúplnější. Rozhodujícím faktorem je také teplota a doba zdržení surovinové směsi v prostředí výpalu; nevhodným výpalem lze i přes správné dodržení chemismu dospět k nežádoucímu slínku.

Pro dostatečný přehled a podle jednotlivých operací lze technologie výroby cementu rozdělit do těchto fází:

2.1 Těžba a drcení surovin

Nejdůležitějšími surovinami pro výrobu cementu jsou vápenaté suroviny - vápence, křemičité složky (jíly, hlíny), břidlice a další horniny. Tyto materiály se těží povrchovým způsobem v lomech pomocí clonových odstřelů nebo pouze rypadlem za použití těžké techniky. Kolové nakladače a nákladní automobily dopravují surovinu do drtírny. V drtičích jsou velké kameny postupně rozdraceny zhruba na velikost silničního štěrku. Při těžbě surovin jsou prováděny pravidelné analýzy chemického složení těžených hornin s cílem připravit optimální směs pro výrobu surovinové moučky. Pro zajištění co nejnižších přepravních nákladů surovin se těžba nachází v blízkosti výrobního závodu – cementárny.



Obr. 2: Lom Mokrá

Drcení surovin pro výrobu cementu může být i vícestupňové: záleží na charakteru a vlastnostech drcené suroviny a na následné technologii výroby. Jednostupňového drcení se využívá u „měkkých“ (málo zpevněných) surovin; pro ně jsou výhodné zejména kladivové drtiče, nebo v případě lepivých surovin kladivové drtiče s válci. Tvrdší a abrazivnější materiály se drtí ve dvoustupňových linkách:

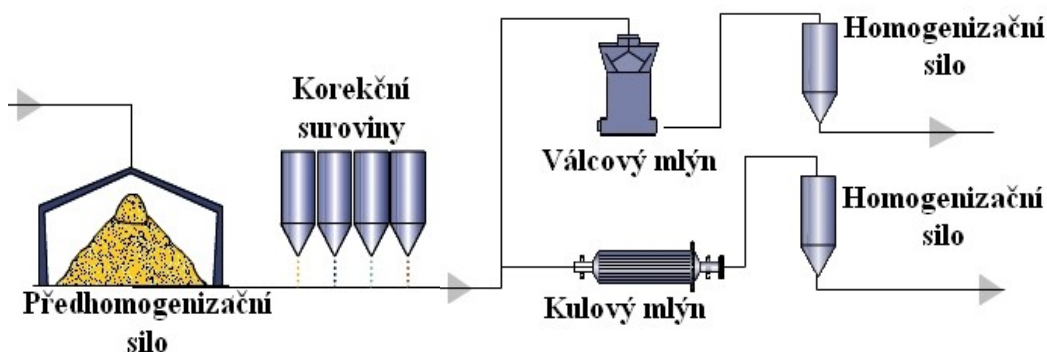
- první stupeň drcení - zpravidla čelist'ové nebo kuželové drtiče,
- druhý stupeň drcení - čelist'ové, kuželové, kladivové nebo odrazové drtiče. [2]

Rozdrcený materiál je pomocí pásového dopravníku, lanovky, železnice nebo ve výjimečných případech i nákladních automobilů dopravován na skládku suroviny (předhomogenizační silo).

2.2 Předhomogenizace a mletí surovinové směsi

Homogenizace se v cementářském průmyslu vyskytuje v několika stupních. Je to z důvodu dosažení jednotné a stejnorodé látky (směsi), protože kvalita a složení vstupních surovin (zejména vápence) jsou při těžbě často značně proměnlivé.

Prvním stupněm homogenizace bývá předhomogenizační skládka, která zároveň zajišťuje dostatečnou zásobu suroviny. Na skládku je ukládána podrcená surovina, která je následně dávkována do surovinového mlýna. Požadovaná homogenita vápence ukládaného na předhomogenizační skládce je zajišťována systémem zakládání a odebírání vápence. Tento proces bývá řízen laboratoří, tj. skládku doplňují vzorkovací stanice a celý provoz skládky je plně automatizován.



Obr. 3: Předhomogenizace a mletí surovinové směsi [2]

Požadovaná směs rozdrcené základní a korekční suroviny (další suroviny potřebné pro výrobu slínku, např. křemičitý písek nebo železitá korekce) je připravována za pomoci přesných měřicích zařízení a dávkována do mlýna.

V mlýnici obr. 4, se podrcená a primárně homogenizovaná surovina mele na moučku vhodnou pro výpal v peci. Jemnost mletí má rozhodující význam na průběh procesu slinování a rychlost tvorby slínku při výpalu, proto mletí patří k velmi důležitým a také k energeticky nejnáročnějším fázím výroby cementu. V současnosti se používají jednostupňové mlýnice s mechanickým oběhem a současným sušením meliva odpadními kouřovými plyny z pece.

Rozemleté melivo prochází třídícím, ve kterém se odloučí moučka požadované zrnitosti, hrubší částice se vracejí zpět do mlýna. Namletá surovina vycházející z mlýna je průběžně analyzována a vedena do homogenizačního sila (obr. 4), kde je po zaplnění prováděna klasická vzduchová homogenizace. Pro mletí suroviny se používá válcový nebo kulový mlýn.



Obr. 4: Vlevo - surovinový mlýn, vpravo - homogenizační sila

2.3 Výroba slínku

Nejdůležitějším procesem výroby cementu je výpal slínku, který probíhá v cementářských rotačních pecích.

Rotační pec (obr. 5) je v podstatě ocelový horizontální válec se sklonem 2 - 5° a otáčející se kolem osy s frekvencí 2 - 4 otáčky za minutu. Pec je vyzděná žáruvzdornou vyzdívkou, její délka je při suchém způsobu výroby (s výměníkem tepla) 60 až 100 m, maximálně 130 m. Průměr pecí je 3 – 7 m. Výkony rotačních pecí se pohybují v rozmezí asi 500 – 4000 tun slínku za den (ve společnosti Českomoravský cement, a.s., v závodě Mokrý se jedná o dvě rotační pece o průměru 4,4 m, délky 68 m a s výkonem 1900 t/den).



Obr. 5: Předehřívací zařízení (čtyřstupňový cyklonový výměník) s rotační pecí

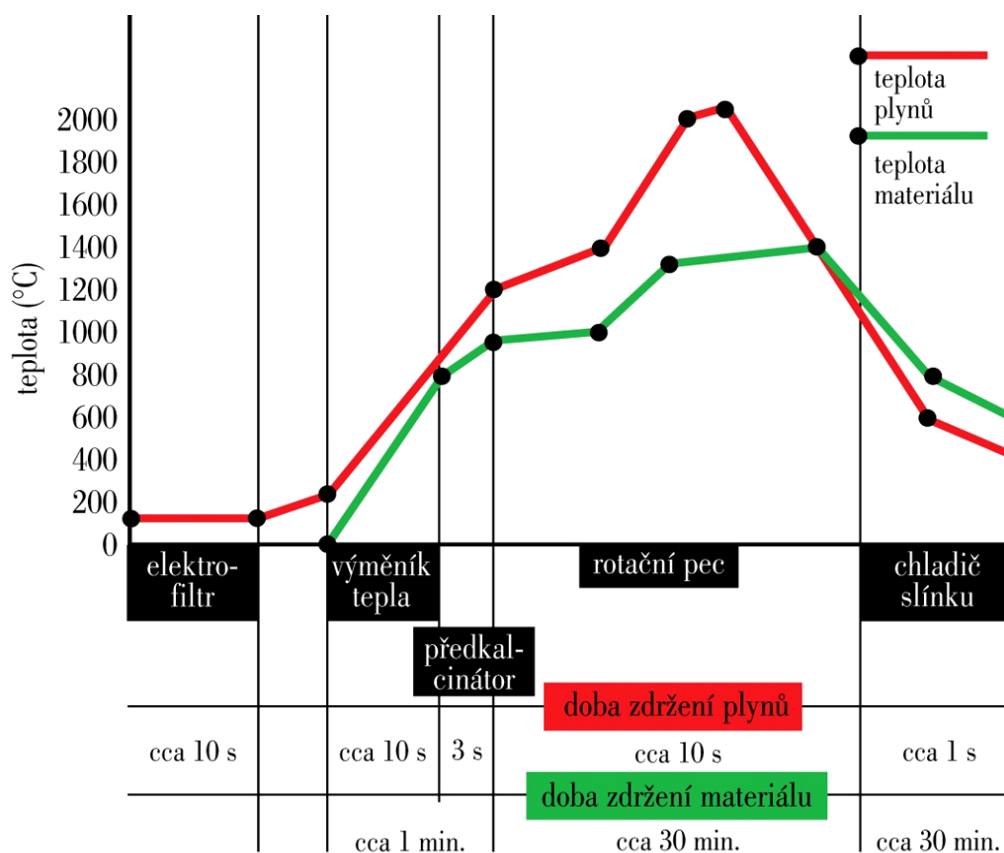
Před vstupem do pece prochází surovinová moučka několikasupňovým cyklonovým výměníkem (obr. 5), v němž je předehřáta na 800°C. Tato hodnota by neměla být překročena vzhledem k nabalování a ucpávání spojovacích potrubí. Ve výměníku dochází k využití tepla kouřových plynů a k dokonalému zachycení oxidu siřičitého, který se přemění na neškodný síran vápenatý. Součástí cyklonového předehříváče je kalcinátor, kde surovina dosahuje nejen předehřevu, ale i téměř úplného rozkladu CaCO_3 . Do kalcinátorů se zavádí až 60% z celkového množství paliva. Surovina na výstupu dosahuje teploty asi 900°C a je zhruba z 90% dekarbonizována.

Výpál suroviny na mez slinutí probíhá zhruba za teploty 1450°C, kdy se tvoří umělé, tzn. slínkové minerály, které se následným prudkým ochlazením v chladiči stabilizují, a vzniká slínek.

Během procesu prochází surovinová moučka (později slínek) těmito tepelnými pásmy:

- sušicím (do 200°C),
- předehřívacím (200 – 800°C),
- kalcinačním (dekarbonizačním, 800 – 1200°C),
- exotermickým (1300°C),
- slinovacím (až 1400 – 1450°C s poklesem na 1300°C),
- chladicím (1100 – 1000°C).

Vyrobený slínek je po zchlazení na roštových (případně planetových) chladičích veden dopravníkem do slínkového sila, kde se odleží a dokončí se jeho chlazení.



Obr. 6: Průběhové teploty při spalování [3]

2.4 Výroba cementu

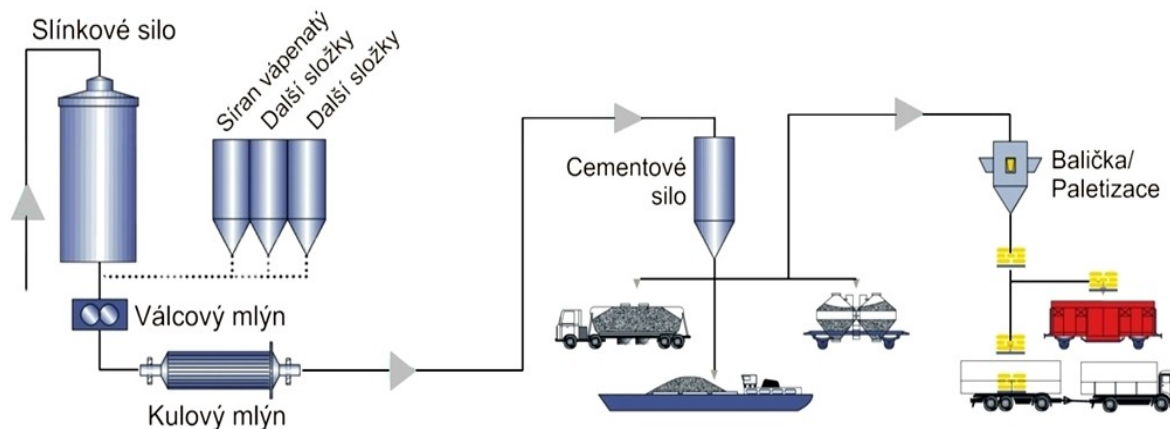
Ze slínkového síla se slínek odebírá pro mletí v oběhových cementových mlýnech, kde se drtí a mele společně s dalšími přísadami, jako je:

- struska: materiál vznikající při výrobě železa; svými chemickými vlastnostmi se částečně podílí na výsledných pevnostech cementu;
- sádrovec: v cementu působí jako regulátor tuhnutí. V současné době je přírodní sádrovec zcela nahrazen tzv. energosádrovcem vznikajícím při odsiřování v tepelných elektrárnách;
- popílek: zlepšuje fyzikální vlastnosti cementů a tím následně i zpracovatelnost betonů. Jedná se o tuhé emisní částice odloučené při provozu tepelných elektráren, nahrazující přírodní surovinu vápenec;
- odprašky: z elektroodlučovače pece se část nejjemnějších odprašků přidává do cementů.

Z předcházejícího výčtu je patrný přínos cementářského průmyslu jako významného zpracovatele odpadů, které vznikají v jiných průmyslových odvětvích.

Jemnost mletí je zásadní výrobní operací vzhledem k použití cementu. Jemně mleté cementy rychle hydratují (mají větší měrný povrch), mají větší počáteční i konečné pevnosti, vyvíjejí větší hydratační teplo, při zpracování jsou plastičtější. Minimální jemnost mletí portlandského cementu je $225 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}^{-1}$.

Hotový cement se uskládá v oddělených cementových silech podle druhu a pevnostní třídy. Odtud se nakládá do speciálních autocisteren nebo železničních vozů jako volně ložený a dopravuje se k zákazníkovi. Cement se také na rotačních baličkách balí do papírových pytlů, které se paletizují a následně expedují k zákazníkovi.



Obr. 7: Výroba a expedice cementu [2]

2.5 Zdroje energie pro výpal

Výroba cementu je energeticky velmi náročná; cementářský systém na výpal slínku je téměř ideální k využití celé řady různorodých alternativních i odpadových paliv. Jejich energetické využití je z hlediska odpadového hospodářství, ekologie i hospodárnosti užitečnější než jejich likvidace na skládkách nebo ve spalovnách. Tím dochází k šetření přírodních zdrojů a ke snížení množství vyloučených škodlivin. Výroba slínku v rotační peci je bezodpadovou technologií. Proces je charakterizován vysokou filtrační schopností souprůdně i protiprůdně se pohybujících částic (CaCO_3 , CaO), které jsou díky intenzivnímu kontaktu s kouřovými plyny schopny zachytit kyselé reagující složky, jako jsou SO_2 , Cl , F a ve stabilizátoru

a elektrostatickém odlučovači fungují jako kondenzační jádra, na nichž se účinně zachycují sloučeniny těkavých těžkých kovů (Hg, Tl, Cd). Ostatní kovy se váží do krystalické mřížky slínekových minerálů s účinností více jak 95%.

2.5.1 Současná alternativní paliva cementářského průmyslu

Nasazení těchto paliv je souběžně limitováno požadavky nepřekročit obsah obecně známých cementářských škodlivin a neovlivnit emise. Palivo rovněž nesmí ovlivňovat provoz pece a kvalitu produktu a musí mít také vhodné palivářské parametry a být cenově výhodné.

- **Odpadní oleje:** jedná se o minerální, syntetické mazací nebo průmyslové oleje, které se staly nevhodnými pro použití. Zde je využit energetický potenciál o výhřevnosti okolo 30 MJ/kg a ekologické odstranění olejů, kde jsou zaručeny správné podmínky spalovacího procesu a kontrola základního složení spalin. Získané teplo slouží k výpalu slínku, přičemž veškeré tuhé produkty spalování se stávají bezpečnou součástí výrobku. [4]
- **Použité pneumatiky:** české cementárny v současné době nahrazují cca 7% spotřebovaného tepla energií ze spalovaných pneumatik, což činí asi 70 kt/rok. Výhřevnost pneumatiky dosahuje zhruba 25 MJ/kg. K předání tepla dochází v místě kalcinace; po vstupu do rotační pece se rychle ohřívají v místě, kde horká surovinová moučka dosahuje teploty nejméně 800°C a horké plyny dosahují okolo 1100°C. Při ohřátí povrchu pneumatiky na teplotu asi 350°C dojde k zapálení. Ocelové dráty z kostry pneumatiky a ostatní organické složky zreagují se surovinou a stanou se součástí slínku. [4]
- **Sušené městské čistírenské kaly:** pro zachování dobrých vlastností cementu je možné vysušeným kalem o výhřevnosti 8 - 11 MJ/kg nahradit pouze 5% použitého uhlí s obsahem 95% - 98% sušiny kalu. Současný požadavek kladený na minimální výhřevnost alternativních paliv činí cca 15 MJ/kg. Při současné výhřevnosti kalů za předpokladu jejich nakupování se zdá jejich spalování ekonomicky nevýhodné. Nicméně primárním přínosem tentokrát není náhrada ušlechtilého paliva, ale ekologické odstranění potenciálně nebezpečného odpadu, který již není vhodný pro zemědělské využití. Opět se jedná o úplnou bezodpadovou likvidaci škodlivin: těžké kovy jsou v pecním systému vázány v roztocích slínekových minerálů a organické součásti jsou rozloženy a spáleny. Ostatní termické způsoby vyžadují i likvidaci tuhého toxického zbytku po spálení. [4]



Obr. 8: Sušené čistírenské kaly [5]

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

- **Masokostní moučka:** výhřevnost masokostní moučky se pohybuje mezi 15 a 25 MJ/kg. Svými specifickými palivovými vlastnostmi je moučka srovnatelná s hnědým uhlím. Obsahuje však více chloru, fosforu a dusíku. Spalování v cementářských pecích se v současné době jeví jako optimální způsob využívání, či odstranění uvedených produktů, nicméně je postupně snižováno s legislativním rozvolněním zákazu skrmování masokostní moučky a tedy i ukončení hysterie okolo nemoci šílených krav. [4]
- **Tuhá alternativní paliva (TAP):** někdy též jako certifikovaný, či upravený odpad na plastopapírové bázi vzniklý separací a následnou úpravou odpadních materiálů, jako je papír, textil, pryž a jiné spalitelné látky. Jedná se o drcenou směs kvality A (kvalitnější materiál) o velikosti částic do 50 mm obsahující spalitelný průmyslový tříděný komunální odpad s minimalizovaným obsahem nebezpečného odpadu a odpadu znečištěného nebezpečnými látkami. Výhřevnost paliva dosahuje více než 20 MJ/kg s obsahem popelovin do 12 %, inertu 1-2 % a Cl do 0,8 %. [4]



Obr. 9: TAPY - tuhá alternativní paliva [6]

3 Energetický potenciál spalin

Spaliny vznikají jako vedlejší produkt technologie výroby, nebo jiné lidské činnosti. Pokud se již nadále nevyužívají, mluvíme o tzv. odpadní energii. Hovoříme-li o dalším využití této odpadní energie, můžeme ji nazvat druhotným - sekundárním energetickým zdrojem (DEZ). V porovnání s primárním energetickým zdrojem (PEZ), který se získává ze zdrojů přírodních nebo i z jiných alternativních paliv, určuje jeho následné využití a zvyšuje celkovou efektivnost a úroveň technologie výroby.

Výhody využití DEZ:

- jejich využitím se snižuje palivoenergetická náročnost výroby i státu
- šetří a nahrazuje spotřebu PEZ
- nezatěžuje životní prostředí škodlivými emisemi
- využití DEZ přináší i ekonomické úspory

3.1 Společnost Českomoravský cement, a.s. - závod Mokrá

Nejdůležitější součástí pro výpal slínku a tím i výrobu cementu je rotační pec. Zde se odehrává slinovací proces za obrovských teplot, kde teplota spalin dosahuje téměř 2100°C a teplota suroviny okolo 1400°C (viz obr. 6). Aby bylo dosaženo tak velké teploty, je do pece dávkováno velké množství paliva s přívody vzduchu. Po vypalovacím procesu jsou na jedné straně produktem spaliny a na druhé straně žádoucí slínek a horký vzduch, který se vlivem chlazení slínku zahřál.

Pokud jde o možnost snížit vynaložené prostředky a energii na ochlazení odpadního tepla v podobě spalin nebo ohřátého vzduchu a tím zároveň vyprodukovat elektrickou energii, je třeba najít určitý bod, kde by se energetický potenciál spalin využíval, aniž by zasahoval do původního výrobního procesu. Možnosti odběru odpadního tepla a jeho vlastnosti (průtoky, teploty) jsou znázorněny na schematicém plánu závodu Mokrá obr. č.11.

3.1.1 Odběrový bod č. 1

Tento bod se nachází na výstupu z cyklonových výměníků. Spaliny o teplotě pohybující se okolo 360°C jsou poháněny kouřovým ventilátorem o průtoku pohybujícím se okolo 120000 Nm³·h⁻¹ a dále rozděleny do dalších směrů. Jedním z nich je surovinový mlýn, jenž je významnou součástí pro přípravu surovinové moučky, která je dosušena a pomleta pro výpal. Objem spalin využívajících surovinový mlýn je zhruba 65000 Nm³·h⁻¹. Ze zbylého proudu spalin (55000 Nm³·h⁻¹) je zhruba na 5 hodin denně využito 12000 Nm³·h⁻¹ pro uhelný mlýn. Zbylý proud již není nijak využit a odchází dále do komína. Aby však byly splněny emisní limity, musí se nejprve spaliny ochladit a projít látkovými filtry. Chlazení probíhá ve sprchovém chladiči (kondicionéru), kde je k ochlazení velkého množství spalin spotřebováno nemalé množství vody, až 11000 l·h⁻¹.

Ideální místo pro odběr spalin a jejich dalšího využití se nachází právě mezi kouřovým ventilátorem a sprchovým chladičem. Jedná se o průtok okolo 55000 Nm³·h⁻¹ dosahující teploty 345°C. Pokud bude v provozu uhelný mlýn, proud spalin poklesne na 43000 Nm³·h⁻¹. Výhodou odběru tepla je úspora chladiva, tedy vody, a energetické vynaložení příkonu čerpadel. Vlastnosti spalin jsou uvedeny v tab. 1. Nevýhodou zůstává velké množství odprašků pohybujících se ve spalinách. Jedná se o velmi jemnou surovinovou moučku, která je v cyklonovém výměníku stržena proudem spalin a hnána ventilátorem dále přes kondicionér do filtru. Jedná se o množství 70 g·Nm⁻³ o jemnosti více jak 700 m²·kg⁻¹.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Průměrné hodnoty složení a průtoků spalín byly dodány firmou ČMC, a.s. - závod Mokrá z období měsíce srpna roku 2014.

| Složka | CO ₂ | CO | H ₂ O | N ₂ | O ₂ | SO ₂ | Odprašky [mg·Nm ⁻³] |
|--------------------------|-----------------|------|------------------|----------------|----------------|-----------------|------------------------------------|
| obj. X [%] | 3,97 | 0,10 | 15,88 | 75,00 | 5,00 | 0,006 | 70 000 |
| ρ [kg·Nm ⁻³] | 1,96 | 1,25 | 0,80 | 1,25 | 1,43 | 2,63 | |

Tab. 1: Objemové složení spalín a měrné hmotnosti plynů

Výpočet hustoty spalín v bodě č.1:

$$\rho_{sp1} = \frac{x_{CO_2}}{100} \cdot \rho_{CO_2} + \frac{x_{CO}}{100} \cdot \rho_{CO} + \frac{x_{H_2O}}{100} \cdot \rho_{H_2O} + \frac{x_{N_2}}{100} \cdot \rho_{N_2} + \frac{x_{O_2}}{100} \cdot \rho_{O_2} + \frac{x_{SO_2}}{100} \cdot \rho_{SO_2} + \text{odprašky} =$$

$$\rho_{sp1} = \frac{3,97}{100} \cdot 1,96 + \frac{0,1}{100} \cdot 1,25 + \frac{15,88}{100} \cdot 0,80 + \frac{75}{100} \cdot 1,25 + \frac{5}{100} \cdot 1,43 + \frac{0,006}{100} \cdot 2,63 + 0,07 = \quad (3.1-1)$$

$$\rho_{sp1} = 1,29 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Shrnující informace spalín v místě odběru 1:

| | |
|----------------------------|---|
| objemový průtok: | $\dot{V}_1 = 55000 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 15,28 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| množství odprašků: | $70 \text{ g} \cdot \text{Nm}^{-3} \Rightarrow 1169 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| jemnost odprašků: | $>700 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}^{-1}$ |
| teplota spalín na vstupu: | $t_{sp11} = 345^\circ\text{C}$ |
| teplota spalín na výstupu: | $t_{sp12} = ?$ |

Teplota spalín na výstupu není nijak limitně stanovena. Avšak pokud bude teplota před filtrem přesahovat více jak 140°C, spaliny bude nutno dále ochlazovat, a to buď ve sprchovém chladiči, nebo přisátím falešného vzduchu. Pokud bude hodnota nižší, odevzdané teplo vzroste a jeho energetické využití bude větší, přitom spaliny bez úpravy projdou do filtrů a dále do komína, přičemž se ušetří na prostředcích pro ochlazení spalín. Dalšími důležitými aspekty je rosný bod spalín a velikost výměníku. Pokud bychom šli s teplotou spalín na výstupu níže, hrozilo by podkročení rosného bodu a tím k nízkoteplotní korozi na povrchu výhřevných ploch. S tím souvisí i velikost výměníku. Existuje hranice, kdy je ekonomicky výhodné využití více energie spalín snížením teploty na výstupu, to by ale znamenalo zvětšit výhřevnou plochu a počty trubek, následně vzroste množství materiálu a jeho cena. Pro následující výpočty odhaduji jako ještě ekonomicky výhodnou hranici teplotu spalín na výstupu $t_{sp12} = 140^\circ\text{C}$.

Využitelný výkon spalín:

| t [°C] | CO ₂ [kJ·Nm ⁻³] | CO [kJ·Nm ⁻³] | H ₂ O [kJ·Nm ⁻³] | N ₂ [kJ·Nm ⁻³] | O ₂ [kJ·Nm ⁻³] | SO ₂ [kJ·Nm ⁻³] | Odprašky [kJ·kg ⁻¹] |
|--------|---|------------------------------|--|--|--|---|------------------------------------|
| 100 | 170,00 | 130,20 | 150,50 | 130,00 | 131,70 | 191,20 | 0,81 |
| 200 | 357,50 | 261,40 | 304,50 | 260,70 | 267,00 | 394,10 | 0,85 |
| 300 | 558,90 | 395,00 | 462,60 | 293,30 | 406,80 | 610,40 | 0,88 |
| 400 | 772,00 | 531,70 | 626,30 | 528,40 | 550,90 | 836,50 | 0,90 |

Tab. 2: Entalpie složek spalín

| t [°C] | 100 | 200 | 300 | 400 |
|--------------------------|--------|--------|--------|--------|
| I [kJ·Nm ⁻³] | 135,00 | 271,92 | 336,70 | 554,92 |

Tab. 3: Entalpie spalin bodu 1 pro dané teploty

Entalpie spalin na vstupu (aproximací pro vstupní teplotu):

pro teplotu $t_{sp11} = 345^{\circ}\text{C}$:

$$I_{sp11} = I_{sp300} + \frac{I_{sp400} - I_{sp300}}{t_{sp400} - t_{sp300}} \cdot (t_{sp11} - t_{sp300}) = \quad (3.1-2)$$

$$I_{sp11} = 336,7 + \frac{554,92 - 336,7}{400 - 300} \cdot (345 - 300) = 434,90 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Entalpie spalin na výstupu (aproximací pro výstupní teplotu):

pro teplotu $t_{sp12} = 140^{\circ}\text{C}$:

$$I_{sp12} = I_{sp100} + \frac{I_{sp200} - I_{sp100}}{t_{sp200} - t_{sp100}} \cdot (t_{sp12} - t_{sp100}) = \quad (3.1-3)$$

$$I_{sp12} = 135 + \frac{271,92 - 135}{200 - 100} \cdot (140 - 100) = 189,77 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Využitelný tepelný výkon spalin:

$$P_{sp1} = \dot{V}_1 \cdot (I_{sp11} - I_{sp12}) = \quad (3.1-4)$$

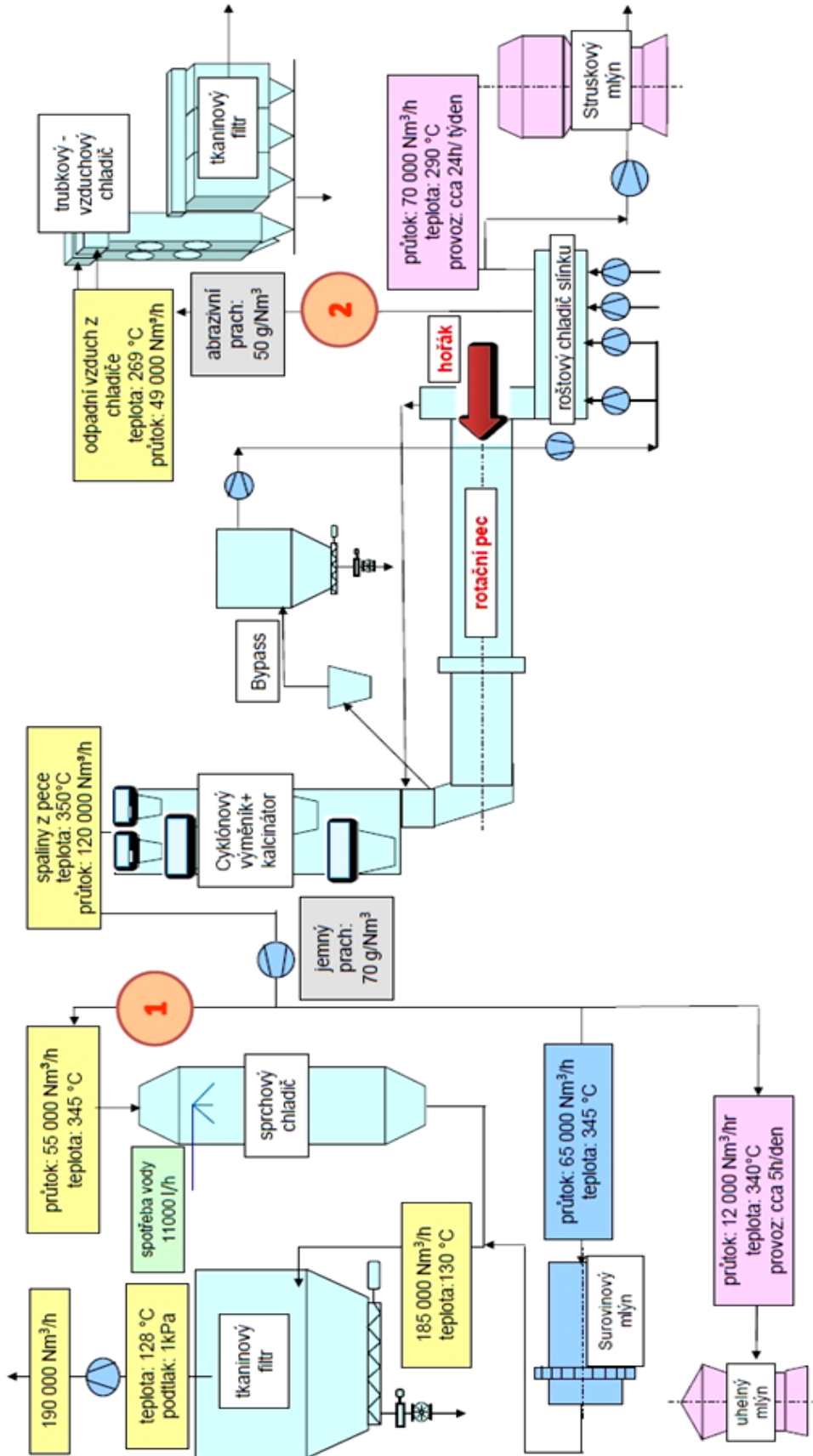
$$P_{sp1} = 15,28 \cdot (434,9189,77) = 3745,00 \text{ kWth}$$



Obr. 10: Spalinovod směřující do sprchového chladiče (kondicionéru); v oblasti tohoto spalinovodu by došlo k paralelnímu napojení výměníku

DIPLOMOVÁ PRÁCE

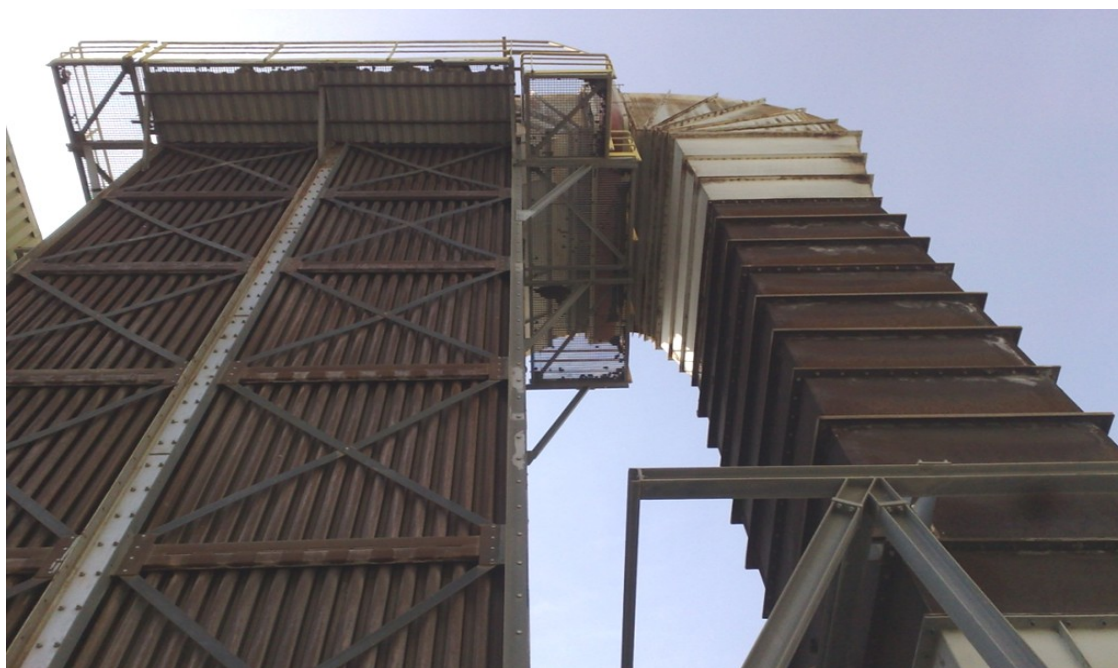
Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie



Obr. 11: Schéma výrobního procesu cementu s hodnotami spalín a průtoky vzduchu

3.1.2 Odběrový bod č. 2

Bod 2 se nachází na druhé straně pece, kde vystupuje žhavý slínek, který je nutno zchladit. Proces chlazení probíhá v roštovém chladiči, ve kterém je pod pohyblivý rošt vhnán několika ventilátory okolní vzduch. Masa vzduchu prostupuje roštem přes vrstvu slínku, kterou nejen chladí, ale bohužel s sebou strhává i drobné prachové částičky, které putují dále se vzduchem. Horký vzduch dosahuje průtoku $49000 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a teploty zhruba 300°C . Jednou týdně na 24 hodin je část spalin vedoucí do trubkového chladiče odkloněna a využita pro struskový mlýn. Zbylých $30000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ je směřováno do trubkového chladiče vzduch - vzduch, kde je opět kvůli tkaninovým filtrům, zchlazen okolním vzduchem procházejícím okolo trubek, minimálně na teplotu 140°C . Odběrový bod se nachází před trubkovým chladičem, kde by bylo využito odpadního tepla o průměrném průtoku $49000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ a teplotě 260°C .



Obr. 12: Trubkový vzduchový chladič, nacházející se vlevo na obrázku a přívod horkého vzduchu, nacházející se v pravé části

Průměrné hodnoty složek vzduchu jsou brány ze složení venkovního vzduchu + uváděné průtoky, teploty a množství odprašků je dodáno firmou ČMC a.s. za měsíc srpen roku 2014.

| Složka | N ₂ | O ₂ | Ar | CO ₂ | H ₂ O | Odprašky [mg·Nm ⁻³] |
|--------------------------|----------------|----------------|------|-----------------|------------------|------------------------------------|
| obj. X [%] | 78,09 | 20,95 | 0,93 | 0,03 | 0,88 | 51 020 |
| ρ [kg·Nm ⁻³] | 1,25 | 1,43 | 1,78 | 1,96 | 0,80 | |

Tab. 4: Objemové složení horkého vzduchu a měrné hmotnosti plynů

Výpočet hustoty vzduchu v bodě č.2:

$$\rho_{sp2} = \frac{x_{N_2}}{100} \cdot \rho_{N_2} + \frac{x_{O_2}}{100} \cdot \rho_{O_2} + \frac{x_{Ar}}{100} \cdot \rho_{Ar} + \frac{x_{CO_2}}{100} \cdot \rho_{CO_2} + \frac{x_{H_2O}}{100} \cdot \rho_{H_2O} + \text{odprašky} =$$

$$\rho_{sp2} = \frac{78,09}{100} \cdot 1,25 + \frac{20,95}{100} \cdot 1,43 + \frac{0,93}{100} \cdot 1,78 + \frac{0,03}{100} \cdot 1,96 + \frac{0,88}{100} \cdot 0,8 + 0,051 = \quad (3.1-5)$$

$$\rho_{sp2} = 1,34 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Shrnující informace horkého vzduchu v místě odběru 2:

| | |
|----------------------------|---|
| objemový průtok: | $\dot{V}_2 = 49000 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 13,61 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| množství prachu: | $2500 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ |
| jemnost prachu | $> 100 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}^{-1}$ |
| teplota spalín na vstupu: | $t_{sp21} = 260^\circ\text{C}$ |
| teplota spalín na výstupu: | $t_{sp22} = ?$ |

Podobně jako u bodu 1 je teplota spalín na výstupu z výměníku a vstupu do filtru omezena na maximální teplotu 140°C . Pokud dojde k překročení hodnoty, jsou tyto spaliny zchlazeny ve výměníku vzduch - vzduch. Jejich entalpie by však byla nevyužitá a zbytečně by docházelo ke ztrátám. Jako ekonomicky výhodnou výstupní teplotu odhaduji obdobně jako u bodu 1, $t_{sp22} = 140^\circ\text{C}$.

Využitelný výkon spalín:

| t [°C] | N2 [kJ·Nm ⁻³] | O2 [kJ·Nm ⁻³] | Ar [kJ·Nm ⁻³] | CO2 [kJ·Nm ⁻³] | H2O [kJ·Nm ⁻³] | odprašky [kJ·kg ⁻¹] |
|--------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------------------------|
| 100 | 130,00 | 131,70 | 93,00 | 170,00 | 150,50 | 0,81 |
| 200 | 260,70 | 267,00 | 186,00 | 357,50 | 304,50 | 0,85 |
| 300 | 293,30 | 406,80 | 278,00 | 558,90 | 462,60 | 0,88 |

Tab. 5: Entalpie složek spalín

| t [°C] | 100 | 200 | 300 |
|--------------------------|--------|--------|--------|
| i [kJ·Nm ⁻³] | 130,25 | 261,79 | 318,56 |

Tab. 6: Entalpie spalín bodu 2 pro dané teploty

Entalpie spalín na vstupu (aproximací pro vstupní teplotu):

pro teplotu $t_{sp21} = 260^\circ\text{C}$:

$$I_{sp21} = I_{sp200} + \frac{I_{sp300} - I_{sp200}}{t_{sp300} - t_{sp200}} \cdot (t_{sp21} - t_{sp200}) = \quad (3.1-6)$$

$$I_{sp11} = 261,79 + \frac{318,56 - 261,79}{300 - 200} \cdot (260 - 200) = 295,85 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Entalpie spalín na výstupu (aproximací pro výstupní teplotu):

pro teplotu $t_{sp22} = 140^\circ\text{C}$:

$$I_{sp22} = I_{sp100} + \frac{I_{sp200} - I_{sp100}}{t_{sp200} - t_{sp100}} \cdot (t_{sp22} - t_{sp100}) = \quad (3.1-7)$$

$$I_{sp11} = 130,25 + \frac{261,79 - 130,25}{200 - 100} \cdot (140 - 100) = 182,86 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Využitelný tepelný výkon spalín:

$$P_{sp2} = \dot{V}_2 \cdot (I_{sp21} - I_{sp22}) = \quad (3.1-8)$$

$$P_{sp2} = 13,61 \cdot (295,85 - 182,86) = 1537,85 \text{ kWth}$$

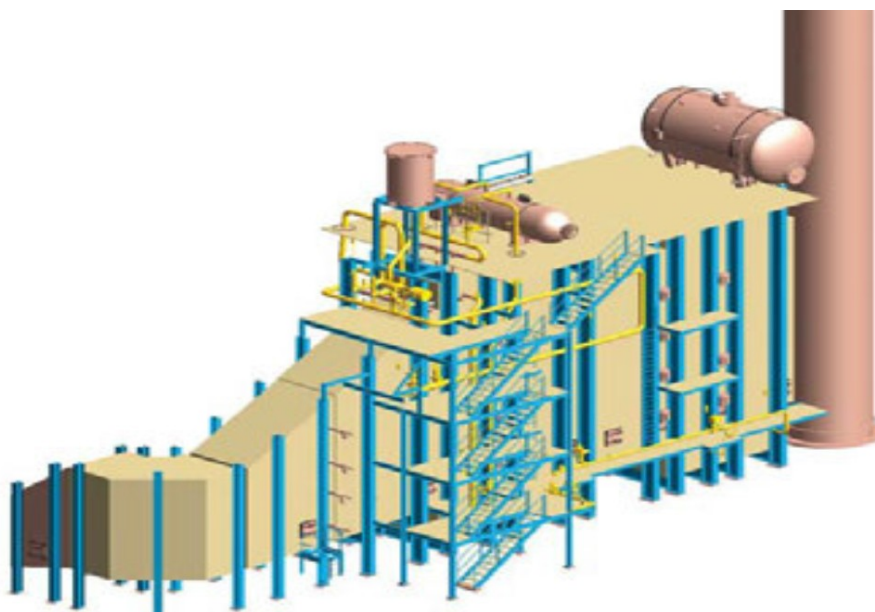
4 Využitelné technologie pro výrobu elektrické energie z odpadního tepla spalin

Odpadní teplo vzniká při řadě technologických procesů v nejrůznějších průmyslových odvětvích, jako je hutnictví, keramický průmysl, slévárství, sklářství, metalurgie, potravinářství, nebo také při výrobě elektřiny spalováním fosilních nebo alternativních paliv a mnoha dalších. Jak již z názvu vyplývá, jedná se o teplo zmařené, které se obvykle nevyužívá a odvádí se tak bez dalšího užítku do okolí. I když je druhotné teplo pro původní technologii nevhodné, lze je nadále uplatnit v jiných zařízeních. Nabízí se tedy možnost maximálně využít tuto energetickou ztrátu vhodnou technologií a transformovat ji na použitelnou formu energie. Takto přeměněná energie může být náležitě využita v mnoha aplikacích, jako je ohřev užitkové vody, vytápění, předehřev spalovacího vzduchu, výroba elektrické energie aj., čímž se zefektivní daný technologický proces.

Ať už mluvíme o jakémkoliv způsobu využití druhotného (odpadního) tepla, všechny tyto metody nepochybně vedou k úsporám energie. Jednou z perspektivních možností je tedy využití odpadního tepla k výrobě elektrické energie nejen u budoucích, ale především u stávajících provozů.

4.1 Spalinové kotle

Spalinové kotle, (nebo též kotle na odpadní teplo) jsou určeny k využití fyzikálního tepla odpadových plynů. Základní princip spočívá v předání tepla pomocí výměníků, kde se ohřívá a následně vypařuje pracovní kapalina (voda), která pohání turbínu napojenou na elektrický generátor. Ve spalinovém kotli se nenachází ohniště, ale v případě, že chceme vyrovnat disproporce mezi výrobou páry a její spotřebou, lze nainstalovat spalinový kotel s přitápěním plyným, nebo kapalným palivem. Mimo využití odpadního tepla pro výrobu páry snižují spalinové kotle za pecemi teplotu spalin na přijatelnou hodnotu pro odtahové ventilátory. U znečištěných spalin umožňuje snížená teplota výhodné použití tkaninových filtrů, které v závislosti na materiálu jsou schopny pracovat při teplotách od 80°C do téměř 300°C a účinně tak zachycovat prachové částice.



Obr. 13: 3D model spalinového kotle [8]

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Ve většině případů zavedení spalinových kotlů nevyžaduje změnu technologického uspořádání a konstrukce zařízení; technologický postup a spolehlivost nejsou nijak narušeny. Je tedy možné zařadit stavbu spalinových kotlů i do stávajících technologických celků.

Návratnost investičních prostředků na stavbu spalinového kotle bývá 2 až 7 let. Je však třeba brát v úvahu vlivy, které vhodnost a efektivnost využívání mohou omezit.

4.1.1 Podmínky pro zavedení spalinových kotlů

Pokud srovnáváme spalinové kotle s palivovými, jejich rozdílnost je v množství a teplotě spalín. Zatímco v palivových kotlích se pohybuje teplota výrazně výše a množství spalín je několikanásobně menší, u spalinových je to přesně naopak. Teplota a množství spalín jsou nejdůležitějšími faktory, které předurčují způsob sdílení tepla především do konvenční oblasti, a tomu musí být plně podřízena i konstrukce spalinových kotlů.

➤ **Teplota spalín:** Teploty 400 - 500°C odpovídají spodní hranici hospodářsky účelného použití kotlů na odpadové teplo, přičemž plyny dosahují atmosférického tlaku. Při nižší teplotě není již využití tepla příliš ekonomické a efektivní, neboť střední teplotní gradient v kotli by byl asi 150°C, přičemž by byly omezeny parametry vyrobené páry ($t_{p,max} = 200^\circ\text{C}$) a hodnoty součinitele prostupu tepla teplosměnnou plochou. Součinitel prostupu tepla stěnami kotle by nepřesáhl $35 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$, takže hustota tepelného toku by byla asi jen $5,2 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$. Za těchto podmínek by kotle byly rozměrově velké, investičně drahé a jejich celková využitelnost by byla neefektivní.

Maximální teplota spalín před kotlem by neměla překročit 1 100 °C, neboť při vyšších teplotách již vznikají u běžných konstrukcí spalinových kotlů výraznější potíže s tavením prachových částic a tím se zastruskováním teplosměnných ploch. Je-li teplota spalín vyšší než 1100 °C, provádí se jejich ochlazování nejčastěji recirkulací použitých plynů, vstříkáváním rozprašené vody nebo přísáváním vzduchu.

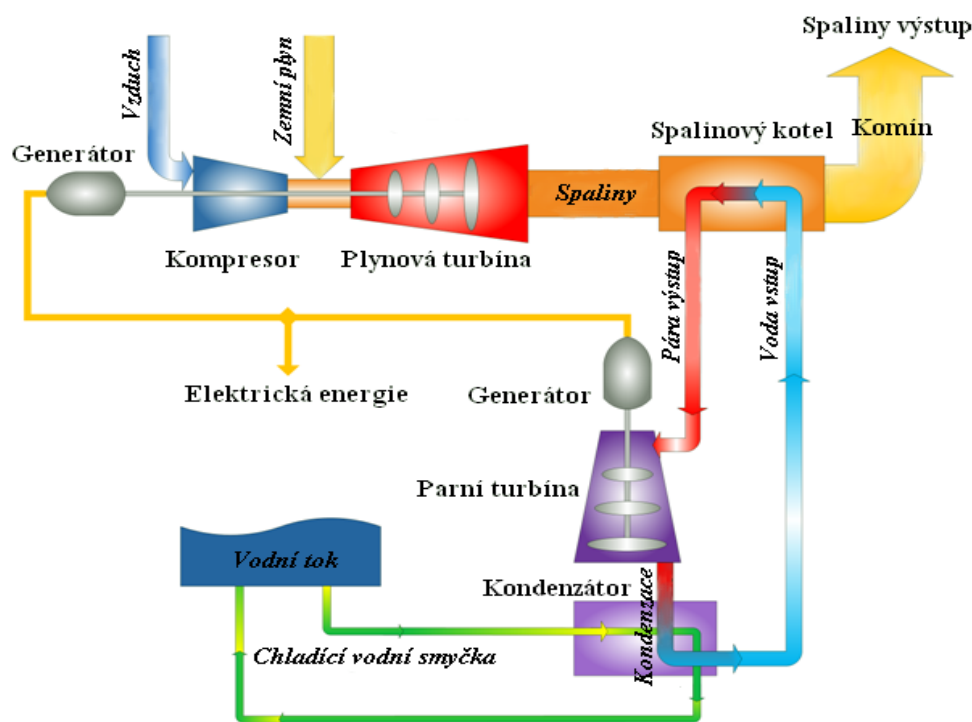
Je-li v ohřívacích plynech přebytek tlaku, kterého lze použít ke zvýšení rychlosti a tím i k zintenzivnění sdílení tepla, lze použít spalinových kotlů i při nižších počátečních teplotách odpadních spalín. Tento případ může nastat při využívání spalín z plynových a dieselových motorů, kdy výfukové plyny mají přetlak 5 až 10 kPa a teplota spalín nepoklesne pod hodnotu 300 až 350 °C.

➤ **Množství spalín:** Množství spalín úzce souvisí s tepelným výkonem zdroje ohřívacích plynů a jím spotřebovaného paliva. Minimální hodnota spalín by měla být taková, aby spalinový kotel měl střední výkonnost alespoň jedné tuny páry za hodinu, nebo ekvivalentní výkonnost v horké vodě. Obecně platí, že spalinové kotle je účelné stavět za ohřívacími a tavicími pecemi s tepelným příkonem alespoň 4 MW. Množství spalín by tedy nemělo klesnout pod $5000 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Konstrukce kotle jsou také limitovány v maximálním množství spalín, které by nemělo překročit $150000 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$.

➤ **Čistota spalín** má rozhodující vliv na schéma, provoz teplosměnných ploch a na celkovou životnost kotle. Znečištění spalín prachem, popílkem a technologickým únosem kolísá ve velmi značném rozmezí. U kotlů běžné konstrukce se obsah pohybuje okolo $20 \text{ g}\cdot\text{m}^{-3}$. U ohřívacích pecí znečištění spalín nepřesahuje $15 \text{ g}\cdot\text{m}^{-3}$, u intenzifikovaných SM pecí dosahuje až $40 \text{ g}\cdot\text{m}^{-3}$, u plamenných tavicích pecí v hutnictví neželezných kovů 30 až $50 \text{ g}\cdot\text{m}^{-3}$, u kyslíkových konvertorů 30 až $160 \text{ g}\cdot\text{m}^{-3}$, u válcových pecí na pálení slínku a generátorů na vodní plyn dosahuje 100 až $200 \text{ g}\cdot\text{m}^{-3}$. Větší znečištění se nepříznivě projevuje zanášením, zestruskováním ohřívacích dílů i ucpáváním plynových kanálů únosem a někdy - při velikých místních rychlostech plynu - i zvýšeným opotřebením

jednotlivých částí výhřevné plochy. Nepříznivě na životnosti kotle se projevuje znečištění spalin agresivními plyny, zejména oxidy SO_2 a SO_3 .

- **Provozní režim pecí:** Nejvýhodnější pro zabudování spalinových kotlů je provozní režim pecí pracujících rovnoměrně a nepřetržitě (průběžné ohřívací pece), neboť tyto zajišťují rovnoměrný a stálý vývin spalin. Méně výhodné jsou pece pracující s nerovnoměrným cyklickým režimem (hlubinné pece) a nejméně vhodné jsou pece pracující přetržitě (kyslíkové konvertory), u kterých se na určitou dobu zcela zastavuje vývin spalin, případně vzniklého technologického plynu. V tomto případě musí kotel být vybaven přídavným topením, které se automaticky zapojuje v době, kdy nedochází k vývinu plynného média.
- **Schéma připojení:** Připojení spalinového kotle má podstatný význam, protože tím jsou ve značné míře předem určeny mnohé provozní a hospodářské charakteristiky zařízení. Umístění a zapojení kotle závisí především na podmínkách a prostranství patřičného závodu, jeho možnosti usazení kotle na nejvýhodnějším místě. Většinou je kotel zapojen na konci spalinového systému v odtahovém traktu pece. Nejúčelnější zařazení je v paralelní smyčce odtahového kanálu mezi výměníky tepla spalinových složek a komínem. Trakt musí obsahovat hradítka a jiné uzávěry pro případ opravy nebo poruchy. Tím mohou odpadové plyny proudit přímo do komína a míjet kotel. Příklad schematického zapojení spalinového kotle za plynovou turbínou je znázorněn na obr.14.



Obr. 14: Schéma uspořádání spalinového kotle za plynovou turbínou [7]

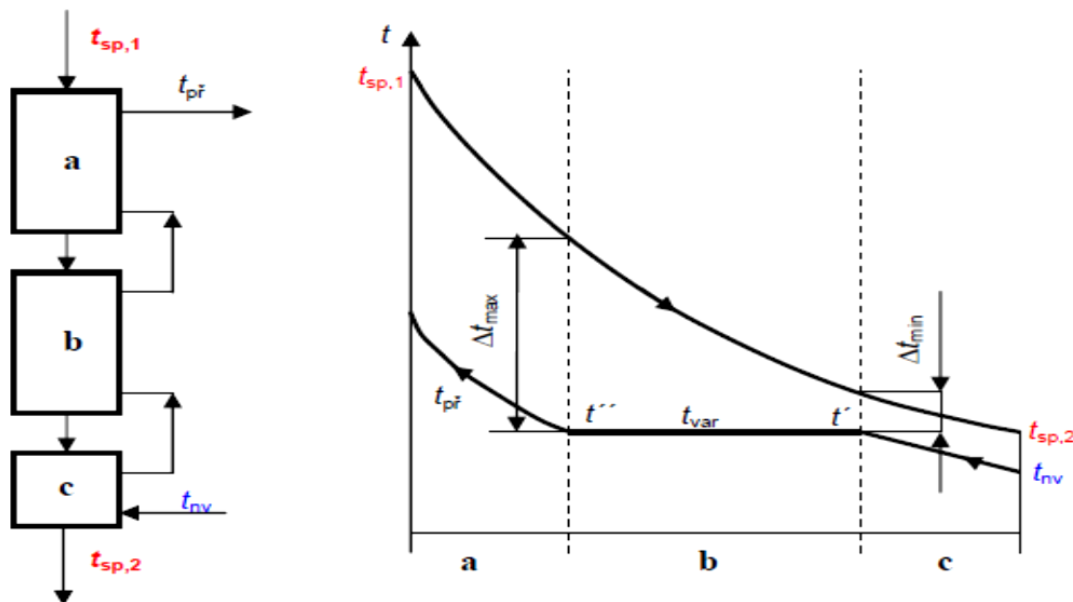
Někdy je za spalinový kotel umístěn odtahový ventilátor. Při nízké teplotě odcházejících spalin (250°C) se jejich hustota zvyšuje a vztlak vyvozený komínem již na překonání hydraulických odporů nestačí. Energetická spotřeba ventilátoru bývá podstatně nižší než energie získaná z entalpie spalin.

$$\Delta p = h \cdot g \cdot (\rho_{vz} - \rho_{sp}) [\text{Pa}] \quad (4.1-1)$$

kde: h - je výška komína [m],
 ρ_{vz} - hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],
 ρ_{sp} - hustota spalin [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

4.1.2 Teplotní průběhy

Uspořádání spalínových kotlů je ve většině případů takové, že spaliny o vstupní teplotě $t_{sp,1}$ vstupují nejdříve do přehříváku páry, pak procházejí vlastním výparníkem a nakonec ohřívákem vody, který opouštějí s teplotou $t_{sp,2}$. Teplotní gradient mezi spalínami a vodou, (případně párou) je zobrazený na obr. 15.



Obr. 15: Technologické schéma a teplotní průběhy spalín a vody (případně páry) ve spalínovém kotli (a-přehřívák páry, b-výparník, c-ohřívák vody) [9]

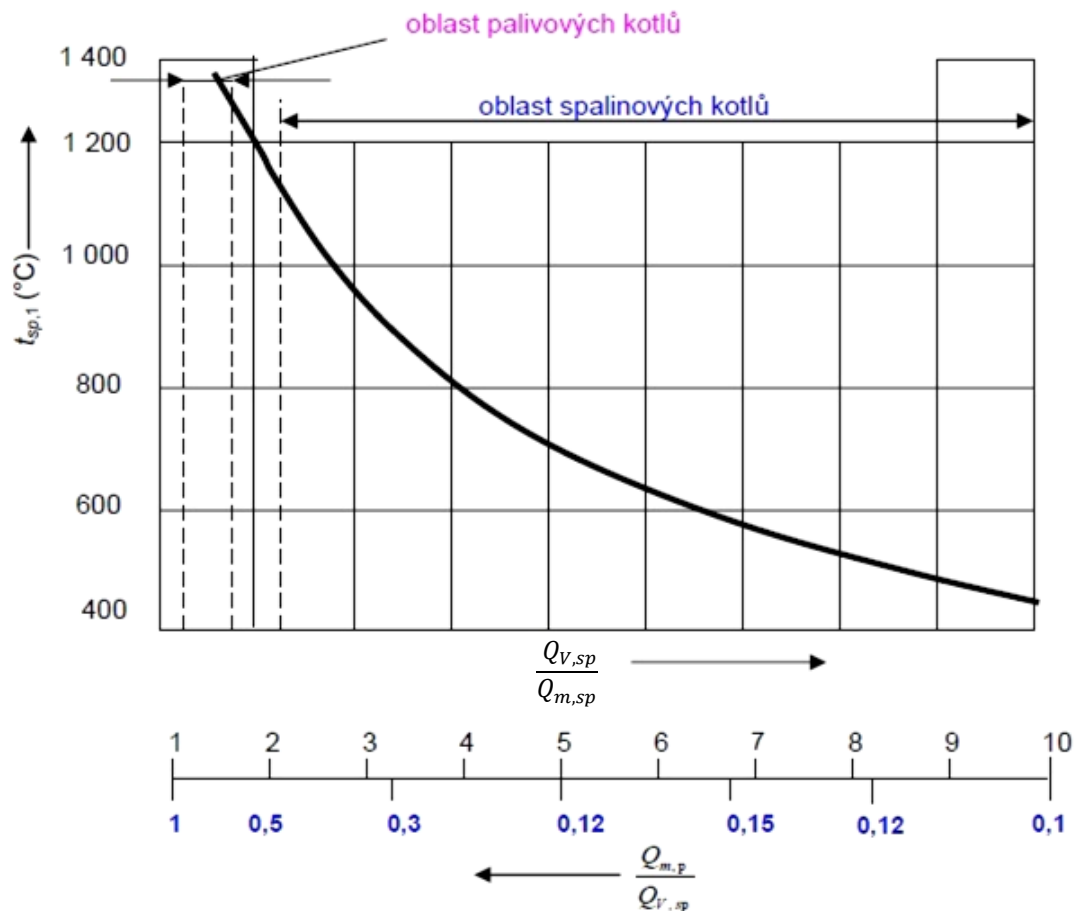
Nejvyšší teplotu $t_{sp,1}$ mají spaliny na vstupu do přehříváku páry a nejnižší $t_{sp,2}$ po výstupu z ohříváku vody. Napájecí voda vstupuje do ohříváku vody s teplotou t_{nv} . V ohříváku vody se její teplota zvyšuje až na teplotu bodu varu t_{var} a s touto teplotou vstupuje sytá voda do výparníku. Na počátku výparníku je jen sytá voda, která se při postupu výparníkem obohacuje párou, takže vzniká mokrá pára (směs syté vody a syté páry na teplotě t_{var} při témže tlaku) a na konci výparníku je jen sytá pára. Pro určitý tlak tedy platí, že teplota syté vody t' je stejná jako teplota syté páry t'' , takže platí, že $t' = t'' = t_{var}$. Po vstupu do přehříváku páry se začíná při daném tlaku zvyšovat teplota páry. Vzniklá přehřátá pára, která je charakterizována při stejném tlaku vyšší teplotou $t_{př}$, než měla pára sytá. Platí tedy, že $t_{př} > t' = t'' = t_{var}$. Nejmenší teplotní gradient Δt_{min} je na rozhraní výparníku a ohříváku vody a největší Δt_{max} na rozhraní přehříváku páry a výparníku. Uvedené technologické schéma a teplotní průběhy znázorněné schematicky na obr. 15 je možno považovat za základní, neboť u některých případů může mokrá pára vznikat již v ohříváku vody. [9]

Provozní charakteristiky spalínových kotlů jsou určovány množstvím spalín a vyrobené páry, jejich teplotou, tlakem a systémem kotle. Pro spalínové kotle je charakteristická nižší teplota spalín, s čímž souvisí zvětšený průtok spalín proti kotlům palivovým. Parametrem charakterizujícím tuto skutečnost je poměr objemového toku spalín a hmotnostního toku vyrobené páry:

$$\frac{Q_{V,sp'}}{Q_{m,p}} \quad (4.1-2)$$

kde: $Q_{V,sp'}$ - objemový tok spalín procházející kotlem za normálních podmínek [$m^3 \cdot s^{-1}$]

$Q_{m,p}$ - hmotnostní tok páry vyrobené ve spalínovém kotli [$kg \cdot s^{-1}$]



Obr. 16: Závislost $Q_{V,sp} / Q_{m,p}$; $Q_{m,p} / Q_{V,sp}$ na teplotě spalin $t_{sp,1}$ vstupujících do spalinového kotle [9]

Přibližná závislost tohoto poměru na teplotě spalin $t_{sp,1}$ je uvedena na obr. 16. Uvedený průběh je zjednodušen, neboť je zanedbán vliv tlaku páry. Z průběhu vyplývá, že u palivových kotlů se poměr $Q_{V,sp} / Q_{m,p}$ pohybuje jen v rozmezí 2,1 až $1,5 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$, kdežto u spalinových kotlů v rozmezí 2,1 až $10 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$. Nejčastější hodnota poměru $Q_{V,sp} / Q_{m,p}$ je v rozmezí 5 až $7 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$. Na obr. 16 je také uvedena zobrazená závislost $Q_{m,p} / Q_{V,sp}$, která charakterizuje množství vyrobené páry v kg na 1 m^3 spalin prošlých kotlem. [9]

Poměr $Q_{V,sp} / Q_{m,p}$, případně jeho převrácená hodnota $Q_{m,p} / Q_{V,sp}$, ovlivňuje řadu tepelně technických veličin důležitých pro provoz kotle. Především je to konečná teplota spalin $t_{sp,2}$ po průchodu spalinovým kotlem. [9]

Přenos tepla ve spalinových kotlích je možno intenzifikovat zvýšením rychlosti proudění spalin a zmenšením průměru teplosměnných trubek. Těmito opatřeními se zvětšuje součinitel přestupu tepla konvekcí α_k , který je v přímé závislosti na Reynoldsově kritériu a Prandtlově kritériu, ale současně nastává zvýšení hydraulických odporů proudících spalin. Tyto zvětšené ztráty se nejčastěji kryjí zabudováním odtahového ventilátoru do odtahového traktu. Průměrná spotřeba energie odtahového ventilátoru u spalinových kotlů dosahuje 10 až 15 % získané energie, rychlost spalin s ohledem na zvětšení hydraulických ztrát se volí při podélném obtékání spalin kolem trubek 5 až $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a při příčném obtékání 2 až $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (za normálních podmínek: $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $p = 101,3 \text{ kPa}$). [9]

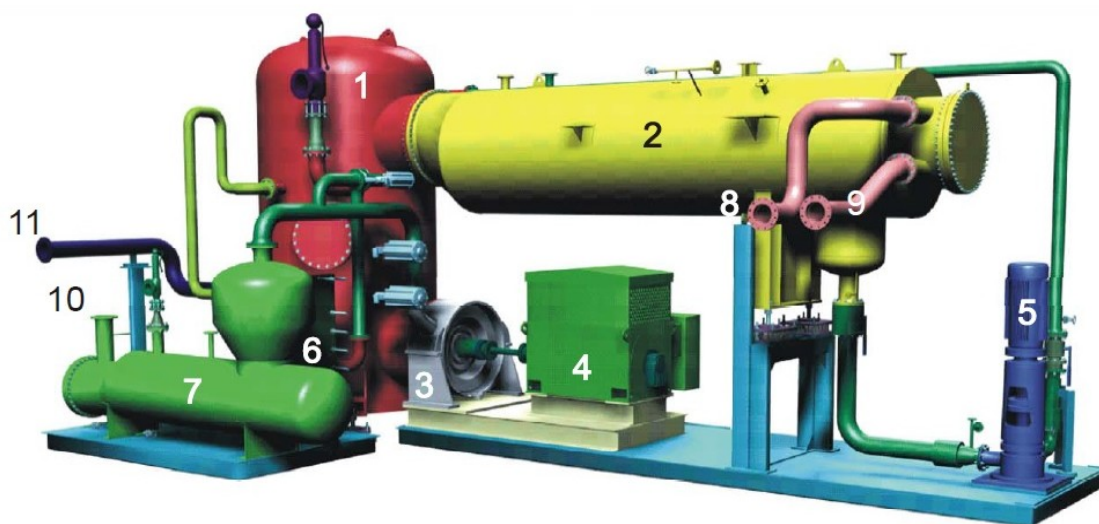
4.2 ORC jednotky

Jednou z perspektivních možností je využití odpadního tepla k výrobě elektrické energie, a to technologií ORC (Organický Rankine - Clausiův cyklus), který je pouhou modifikací známého elektrárenského Rankine - Clausiova cyklu a liší se od něj použitím jiného pracovního média, které má vhodné vlastnosti. Místo vody, resp. vodní páry pohánějící turbínu, se v ORC používá organická kapalina. Minimálními parametry vstupního média nízkopotenciálního tepla jsou v případě spalín teploty okolo 120°C; v případě odpadních kapalin či par teploty 135°C.

Systém ORC má širší spektrum využití než spalínové kotle. Vzhledem k nižším vstupním parametrům média teploty i průtoku spalín či kapalin lze oběh využít i pro geotermální zdroj tepla, pro využití odpadního tepla z bioplynových nebo kompresorových stanic se spalovacími turbínami nebo pro využití solární energie.

Přínosy ORC jednotek:

- hlavním přínosem je využití organického pracovního média, které se vypařuje za nízkých teplot; tím se otevírá možnost širšího využití nízkopotenciálního tepla
- vlivem využití menších energií tepla nejsou v okruhu vysoké tlaky ani teploty; z toho plyne menší namáhání součástí, vyšší životnost systému a možnost použití běžných materiálů a technologií
- vysoká efektivnost cyklu
- vysoká účinnost turbíny dosahující více než 85%
- organické pracovní médium nezpůsobuje korozi zařízení
- modulární uspořádání, možnost kaskádovitého řazení až do úrovně desítek megawatt
- velmi jednoduchá konstrukce turbíny, která pracuje za nižších otáček než klasická rychloběžná parní turbína; tím nedochází k velkému opotřebení a zvyšuje se životnost
- absence převodovky vlivem nízkých otáček turbíny
- plně automatický provoz s nízkými provozními náklady a vysokou životností (až 20 let)
- snadná proveditelnost řešení s minimálními požadavky na stavební přípravu

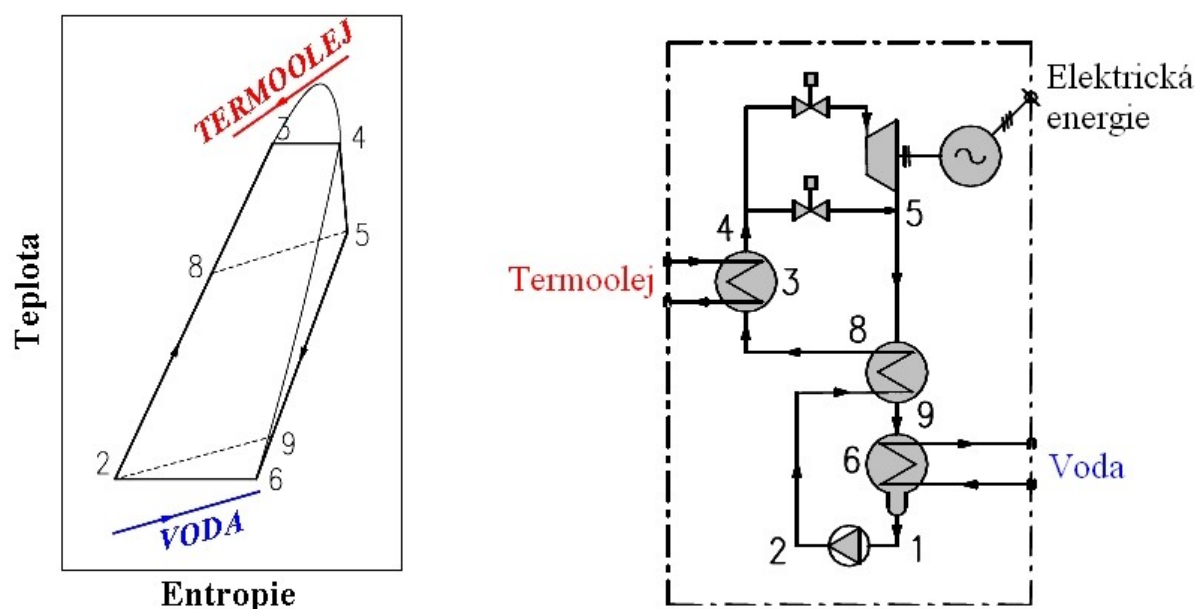


Obr. 17: ORC jednotka v modulárním uspořádání [10]

(1- regenerátor, 2-kondenzátor, 3- turbína, 4- generátor, 5-oběhové čerpadlo, 6-přehřívák, 7- výparník, 8,9- vstup a výstup horké vody z kondenzátoru, 10- vstup termálního oleje, 11- výstup)

4.2.1 Pracovní oběh ORC

Zdroj tepla ohřívá v primárním okruhu kapalinu, která cirkuluje. Kapalinou bývá termoolej, (termální) olej s vysokou výparnou teplotou cca 300 – 350°C (jedná se také o limitující teplotu oběhu). Dále je olej veden do modulu ORC (obr. 17), kde předává svoji energii organické kapalině (silikonový olej), která se ve výměníku tepla odpařuje (8→3→4). Páry vstupují na lopatky protitlaké turbíny při tlaku cca 10 bar a rozpínají se (4→5). Dodaná mechanická energie je pomocí generátoru přeměněna na energii elektrickou. Po expanzi vstupují páry do tzv. regenerátoru, kde je za konstantního tlaku využit jejich částečný potenciál (5→9) pro předehřev oleje před vstupem do výparníku (2→8). Následně pára kondenzuje ve vodou chlazeném kondenzátoru (9→6→1). Chladicí voda se zahřívá a je dále v uzavřeném okruhu používána pro další aplikace využívající teplo, např. pro ohřev teplé vody nebo vytápění. Zkondenzovaná organická kapalina je čerpadlem pumpována na vysoký tlak (1→2) a vedena zpět do regenerátoru, kde je ohřívána zbytkovým teplem z pracovního média (2→8), čímž se dokončí posloupnost operací v uzavřeném cirkulujícím obvodu.



Obr. 18: T-s diagram a schéma ORC oběhu s rekuperátorem [11]

Existují i takové organické látky, u kterých křivka sytosti páry nesměruje s teplotou, jedná se o tzv. negativní křivku (viz obr. 19 - diagram pracovní kapaliny R22). V tomto případě se regenerace neprovádí. Elektrická účinnost ORC se v sekundární části oběhu pohybuje od 15 - 20% na svorkách generátoru.

4.2.2 Pracovní látky ORC

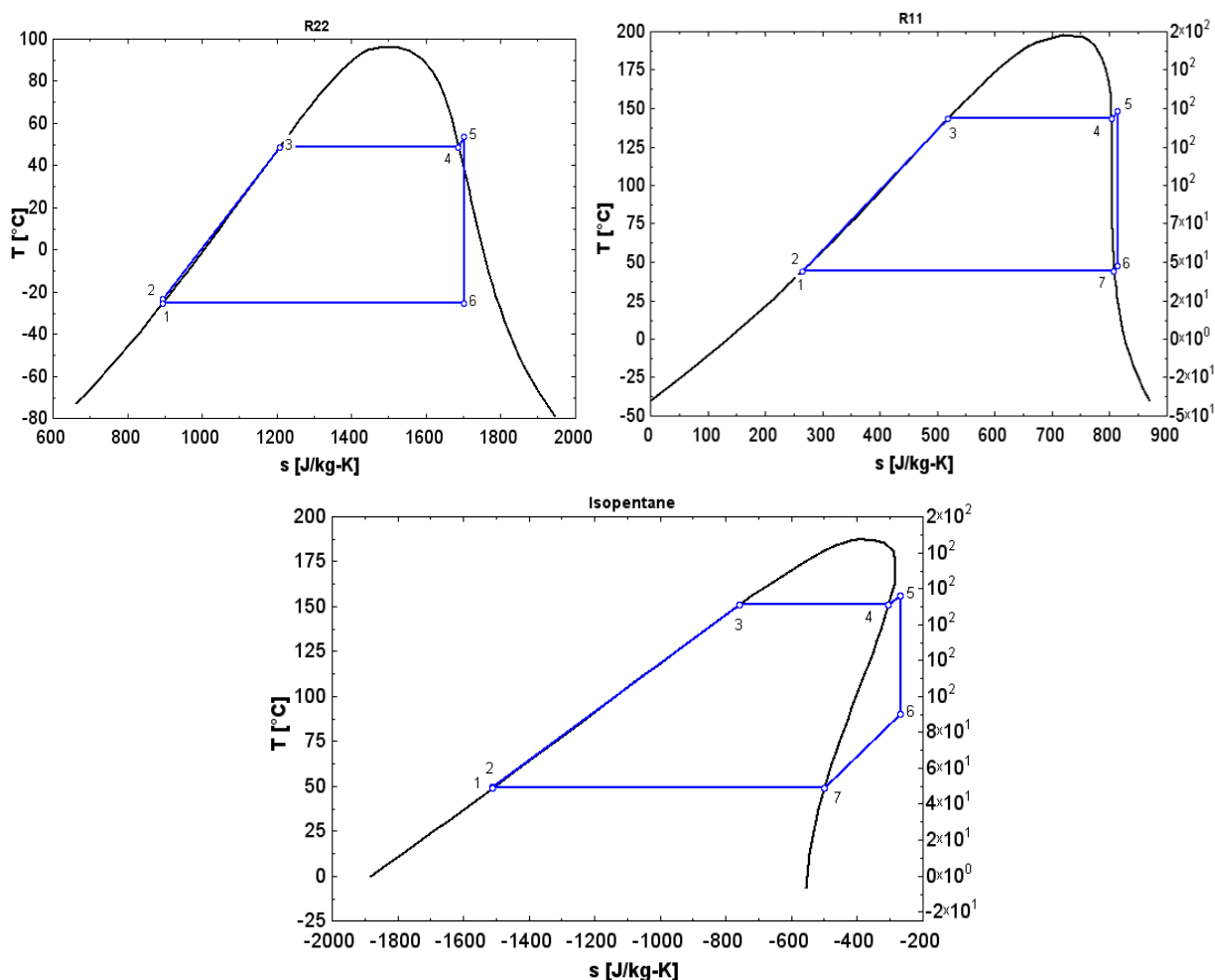
ORC používá organické látky, u kterých se entropie nasycených par zvyšuje s teplotou. Dále tyto látky vynikají ve vysoké molové hmotnosti, tzn. za nízkých teplot se udrží v kapalném stavu i při značně nižším tlaku než např. voda.

Volba pracovní kapaliny má klíčový význam při nízkých teplotách, kdy je přenos tepla nevýhodný a klesá efektivnost. Její výběr určují aspekty mezi termodynamickými vlastnostmi, bezpečností pro životní prostředí a ekonomickým hlediskem. Dalšími kritérii mohou být vlastnosti provozních podmínek: tlak par ve výparníku, stabilita, vhodná kritická teplota apod. Na základě znalosti těchto kritérií se zvolí nejvhodnější pracovní kapalina.

Vlastnosti ORC kapalin:

Termodynamické vlastnosti: Termodynamické vlastnosti mají klíčový význam v procesu projektování ORC jednotek, pokud jde o optimální využití energie a snížení energetických ztrát. Níže jsou uvedeny některé důležité termodynamické vlastnosti pro pracovní kapaliny:

- kondenzační tlak by měl být vyšší než atmosférický, aby nedocházelo k problémům netěsnosti
- výparné teplo a hustota: kapalina s vysokým latentním teplem a hustotou absorbuje více energie ze zdroje tepla (výparníku). Čím vyšší je hustota par, tím nižší je specifický objem a objemový průtok. Nízký průtok je žádoucí pro dosažení menších komponent (výměník tepla, expandér) a větší kompaktnosti stroje. Kromě toho vysoký specifický objem zvyšuje tlakovou ztrátu ve výměníku tepla, přičemž je třeba větší práce čerpadla.
- křivka sytosti par: rozlišujeme tři druhy pracovních kapalin - jedná se o „mokrě“, „izoentropické“ a „suché“. Použitím „mokrých“ kapalin se vykazuje negativní křivka nasycených par, kde na konci expanzního procesu dochází k tvorbě kapiček, při čemž může dojít i k poškození turbosoustrojí. Aby se zabránilo dvoufázovému stavu, je nezbytné páry přehřát, ale k tomu je třeba větších a dražších výparníků. Při použití „izoentropických“ a „suchých“ kapalin dojde k odstranění problémů s tvorbou mokrých par. Na konci expanze je pára v suchém stavu a pro „suché“ kapaliny i silně přehřátá. V tomto případě je výhodné použití regenerátoru.



Obr. 19: T-s diagram mokré pracovní kapaliny R22, izoentropické R11 a suché isopentane [12]

- vysoký koeficient přestupu tepla a vysoká tepelná vodivost zvyšuje přenos tepla mezi zdrojem, chladičem a pracovní tekutinou.
- Nízký bod tuhnutí, vysoká teplotní stabilita: organické látky na rozdíl od vody trpí při vysokých teplotách, dochází k chemickému zhoršení a rozkladu. Maximální teplota je limitována chemickou stabilitou pracovní látky. Bod tuhnutí by měl být nižší než nejnižší teplota v celém cyklu.

Vlastnosti pro přenos tepla: jedná se o další důležité parametry kapalin, které jsou potřeba k návrhu výměníku tepla. Vysoká tepelná kapacita (c_p [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]) vede k lepší absorpci efektivní tepelné energie ze zdroje, snížení hmotnostního průtoku pracovní kapaliny a tím ke zvýšení efektivity procesu. Další faktory související s pracovní tekutinou jsou tepelná vodivost (λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]) a viskozita (μ [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]), vše je klíčové pro výpočet Prandtlůva čísla, které je široce používáno při výpočtech tepelných výměníků. Je vhodné volit pracovní kapaliny s co nejnižší viskozitou a s co nejvyšší tepelnou vodivostí.

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} [-] \quad (4.1-3)$$

Kritéria pro bezpečnost a životní prostředí: do těchto kritérií spadají vlastnosti pracovních kapalin, které narušují ozonovou vrstvu (ODP – ozone depletion potential) a mají potenciálně vliv na globální oteplování (global warming potential GWP). Některé kapaliny mají dobré termodynamické vlastnosti, ale zároveň mají nežádoucí účinky na životní prostředí a bezpečnost. K bezpečnostním údajům patří i úroveň hořlavosti, resp. dolní mez hořlavosti (LFV - lower flammability limit), vztahující se na spodní koncentraci hořlavého rozpouštědla v ovzduší, kdy se směs může při daném tlaku a teplotě vznítit. Existuje také i bezpečnostní klasifikace podle standardu ASHRAE, kde písmeno A značí nižší toxicitu, zatím co B toxicitu vyšší. Čísla 1, 2, 3 se vztahují k šíření plamene, viz obr. 19.

| | Nižší toxicita | Vyšší toxicita |
|----------------------|----------------|----------------|
| Vyšší hořlavost | A3 | B3 |
| Nižší hořlavost | A2 | B2 |
| Žádné šíření plamene | A1 | B1 |

Obr. 20: Bezpečnostní klasifikace podle standardu ASHRAE [13]

Dobrá dostupnost a nízká cena: tradiční ORC chladiva jsou drahá, ceny se odvíjejí od masivní výroby těchto chladiv, nebo je možnost použití nízkocenných uhlovodíků.

4.2.3 ORC moduly

Existuje celá řada modulů a každý má jiná specifika. Především se liší v účelu, pro který je jednotka určena, ať je to kogenerační ORC jednotka na spalování biomasy, přičemž produktem je elektrická a tepelná energie, nebo jednotka zaměřená především na výrobu elektrické energie z geotermální, sluneční nebo odpadové energie. Dalším rozdílem mezi moduly jsou výrobci, jejich „know - how“, zkušenosti a oblast působení. Je zde uvedeno několik předních producentů s parametry ORC jednotek, jejichž tepelný příkon se pohybuje v odpovídající míře odpadního tepelného výkonu spalin (vzduchu) ve společnosti ČMC a.s..

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

➤ Turboden

Jedná se o italskou společnost a světového lídra v návrhu, výrobě a servisu ORC turbosoustrojí, se zaměřením pro tvorbu elektrické a tepelné energie z obnovitelných zdrojů, zahrnující biomasu, solární, geotermální a odpadní energii. Na českém a slovenském trhu je zastoupena firmou Shiestl spol. s.r.o., dodávající v oblasti tepelné techniky.

Turboden nabízí různé standardní modely pro rekuperaci tepla s elektrickým výkonem pohybujícím se v rozmezí 200 kWe až 15 MWe.

| | Turboden 6/7 HR DE | | Turboden 10 to 14 HR DE | | |
|---------------------------------|--------------------|---|------------------------------|---|------------------------------|
| | Pracovní oblast | Referenční případ | Pracovní oblast | Referenční případ | |
| Vstup - termoolej | | | | | |
| Jmenovitá teplota na vstupu | °C | 240 – 300 | 270 | 240 – 310 | 290 |
| Jmenovitá teplota na výstupu | °C | 170 – 120 | 140 | 170 – 120 | 145 |
| Tepelný výkon okruhu | MW | 2,5 – 4,0 | 3,0 | 5,0 – 7,0 | 5,54 |
| Výstup – chladicí smyčka | | | | | |
| Teplota vody (vstup/výstup) | °C | 25/35 | 25/35 | 25/35 | 26/38 |
| Tepelný výkon | MW | 2,0 – 3,5 | 2,4 | 4,0 – 5,0 | 4,4 |
| Výkony | | | | | |
| Hrubý elektrický výkon | kW | 500 - 800 | 600 | 900 – 1600 | 1108 |
| Hrubá elektrická účinnost | % | 17 – 20 | 20 | 17 – 22 | 20 |
| Vlastní spotřeba | kW | 18 – 36 | 25 | 36 – 70 | 46 |
| Čistý el. výkon | kW | 480 – 760 | 575 | 850 – 1550 | 1062 |
| Čistá účinnost | % | 16 – 19 | 19 | 16 – 21 | 19 |
| El. generátor | | 50 Hz, 400 V 60 Hz, 480 V | 50 Hz, 400 V 60 Hz, 480 V | 50 Hz, 400 V 60 Hz, 480 V | 50 Hz, 400 V 60 Hz, 480 V |
| Chladicí systém | | Uzavřená smyčka chladicí vody, chladicí věž | | Uzavřená smyčka chladicí vody, chladicí věž | |

Tab. 7: Vhodné modely pro rekuperaci tepla společnosti Turboden [16]

Kromě standardních modelů a aplikací Turboden navrhuje a vyrábí jednotky na míru pro speciální aplikace a velikosti. Příkladem jsou jednotky používané již v procesech výroby cementu jinde ve světě:

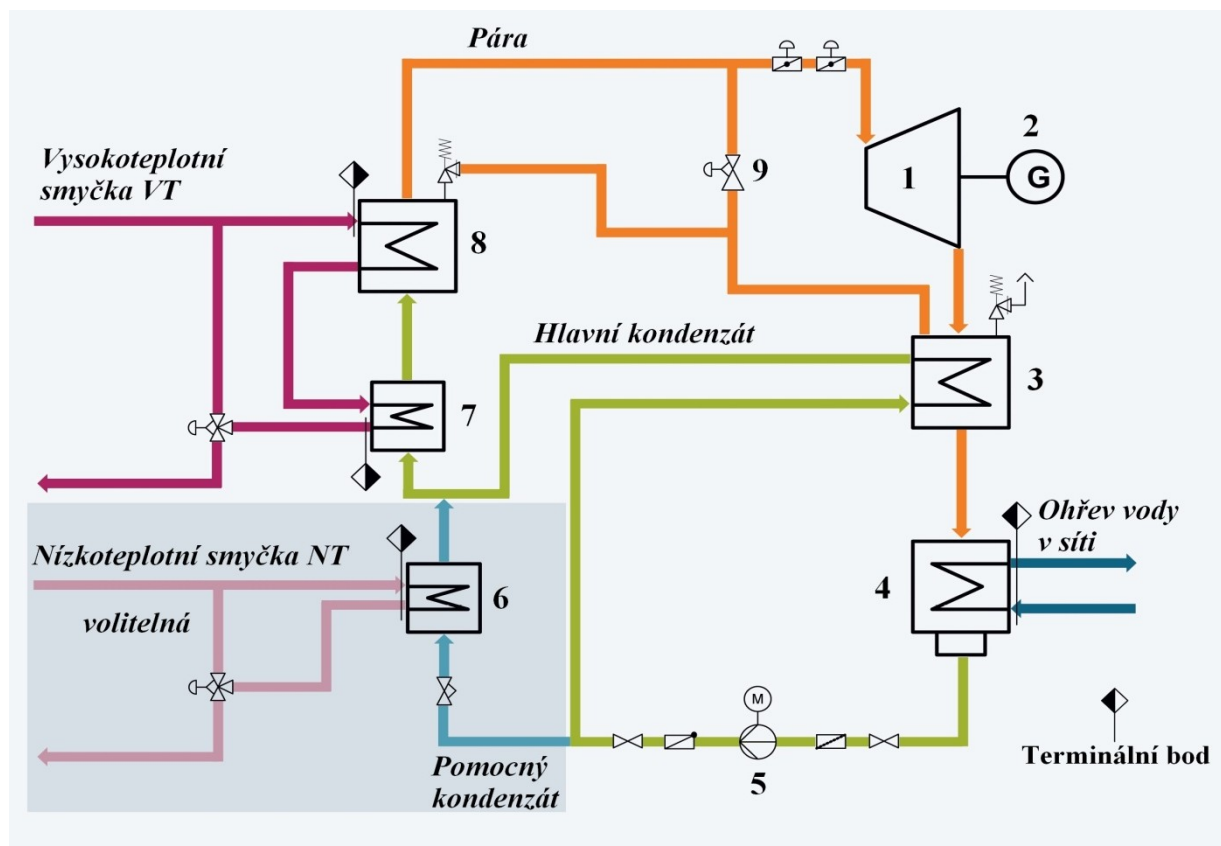
| země | zákazník | produkce slínku | zdroj tepla | el. výkon |
|-----------|-------------------|-----------------|-------------------------|-----------|
| Rumunsko | Holcim Romania | 4000 t/d | spaliny, chladič slínku | 4,0 MW |
| Maroko | Italcementi group | 5000 t/d | spaliny | 2,0 MW |
| Slovensko | Holcim Slovakia | 3600 t/d | spaliny, chladič slínku | 5,0 MW |
| Rumunsko | Heidelberg Group | 3500 t/d | spaliny, chladič slínku | 3,8 MW |

➤ Siemens energy

Siemens v roce 2013 poprvé využil organického Rankinova oběhu, čímž rozšiřuje své produktové portfolio o nové technologické řešení pro výrobu elektrické energie z odpadního tepla. Moduly této společnosti jsou schopny generovat výkon od 300 kW do 2 MW.

| | | ORC - modul 1 | ORC – modul 2 | ORC – modul 3 |
|---|------|---------------|---------------|---------------|
| Výkony | | | | |
| Elektrický výkon | kW | 400 | 600 | 1000 |
| Vlastní spotřeba | kW | 22 | 33 | 52 |
| Účinnost | % | 18,4 | 19,4 | 19,6 |
| Vstupní údaje | | | | |
| Tepelný výkon VT smyčky | kWth | 1990 | 2840 | 4680 |
| Nominální teplota VT (vstup/výstup) | °C | 300/240 | 300/240 | 300/240 |
| Tepelný výkon NT smyčky | kWth | 180 | 260 | 420 |
| Nominální teplota NT (vstup/výstup) | °C | 240/140 | 240/140 | 240/140 |
| Celkový vstup tepelného výkonu | kWth | 2170 | 3100 | 5100 |
| Výstup – chladicí smyčka | | | | |
| Nominální teplota vody (vstup / výstup) | °C | 60/80 | 60/80 | 60/80 |
| Přenos tepla na vytápění sítě | kWth | 1740 | 2450 | 4050 |

Tab. 8: Modely společnosti Siemens [1]



Obr. 21: Schematický přehled pro kombinovanou výrobu tepla a elektrické energie.[1]

Bod: 1-turbína, 2-generator, 3-rekuperátor, 4-kondenzátor, 5-čerpadlo, 6-částečný předehřivač, 7-hlavní předehřivač, 8-výparník, 9-by-pass ventil

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

➤ ElectraTherm s moduly Green Machine (GM)

Je to nová dynamická společnost, zaměřená zejména na oblast lokální, komunální a průmyslové energetiky působící na trhu více než 15 let. ElectraTherm kombinuje tradiční prvky ORC cyklu, kde na místo turbíny působí patentová technologie dvou šroubových expandérů pracujících s mokrou párou. Jednotky GM převádí 8 - 12 % nízkoteplotní tepelné energie na elektřinu, a to v závislosti na kondenzační teplotě a vstupním průtoku média. GM jsou dodávány ve třech technických provedeních, s elektrickým výkonem 40, 65 a 110 kW. Na rok 2015 se připravuje koncepce s výkonem 250 kW. Jednotky lze zapojovat samostatně nebo je lze paralelně skládat podle stoupající kapacity zdroje odpadního tepla. Na základě tepelného výkonu spalín v ČMC by se jednalo zhruba o tři paralelní modulární jednotky do výkonu 110 kWe.

| GM 6500 s výkonem do 110 kW | | |
|---------------------------------|------------------|------------|
| Vstup - údaje vody | | |
| Teplota | °C | 77 – 116 |
| Tepelný výkon | kW _{th} | 330 - 1300 |
| Průtok | l/s | 6,4 – 22,1 |
| Výstup – chladicí smyčka | | |
| Teplota | °C | 40 – 100 |
| Výkon | kW _{th} | 320 – 1200 |
| Průtok | l/s | do 22,1 |



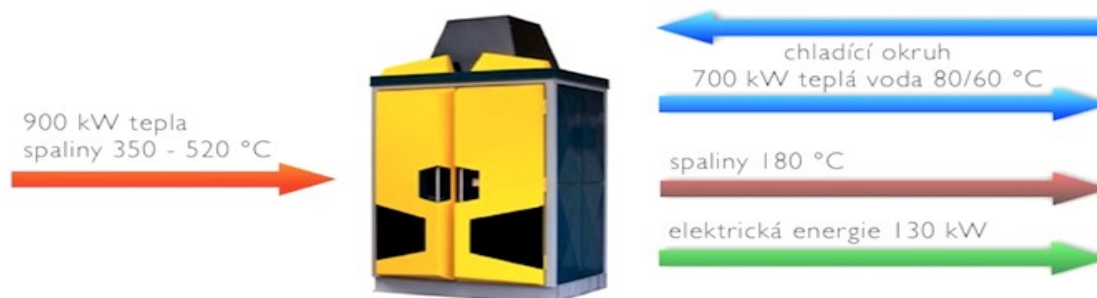
Tab. 9: Parametry GM modulu do 110 kWe [14]

Obr. 22: GM - jednotka [14]

➤ Triogen

Jedná se o holandskou společnost založenou v roce 2001. Pro český trh jsou ORC jednotky přinášený společností B: POWER INVESTMENT, a. s. z Havlíčkova Brodu.

Základem celého principu ORC jednotek Triogen je přímé využití spalín z technologického provozu. Tím se jednotky významně liší od předchozích, neboť ty využívají k přenosu tepla primárního a sekundárního okruhu, v nichž koluje termoolej a silikonový olej. Spaliny tedy ohřívají v primárním okruhu organické médium, které přímo pohání vertikální turbínu uloženou v jednotce ORC. Tak se celý proces přenosu tepla zjednodušuje. Odpadá návrh a stavba spalínového výměníku, pohonná jednotka v podobě čerpadla a další tepelné ztráty v přenosové soustavě.

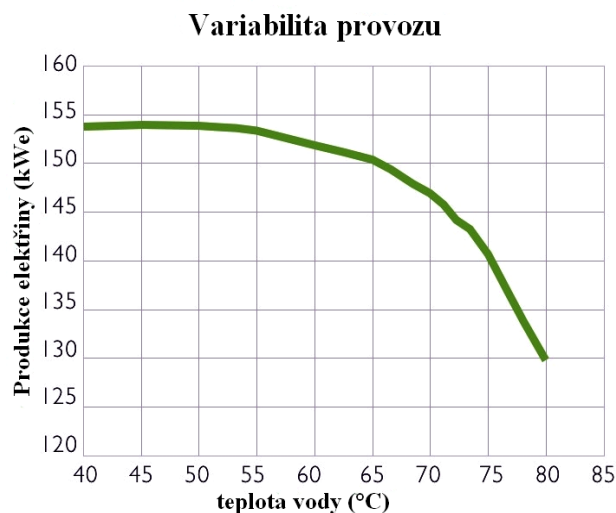


Obr. 23: Jednotka Triogen [15]

Existují dvě koncepce jednotek Triogen: ORC Triogen WB-1 a zlepšená verze WB-1 VARIO, která investorovi nabízí možnost vyhodnotit, kdy je potřeba primárně dodávat teplo do systému v rámci chladicí vody nebo kdy je účelnější maximalizovat výrobu elektrické energie.

| TRIOGEN WB - 1 VARIO | | |
|--|------|----------------|
| Elektrický výkon | kWe | 60 - 165 |
| Účinnost | % | 20 |
| Vstup - spaliny | | |
| Teplota | °C | > 350°C |
| Tepelný výkon | kWth | 450 - 900 |
| Výstup – chladicí smyčka (voda) | | |
| Teplota | °C | 35 > 55 max 90 |
| Výkon | kWth | 350 - 700 |
| Výstup - spaliny | °C | 180 |

Tab. 10: Parametry modulu Triogen [15]



Obr. 24: Variabilita provozu [15]

4.3 Volba nejvhodnější technologie

Aby bylo možno dále pokračovat v návrhu výměníků tepla, je důležité nejdříve zvolit metodu využití odpadního tepla spalin pro získání elektrické energie. Je třeba si ujasnit několik důležitých faktorů, které jsou pro volbu technologie klíčové.

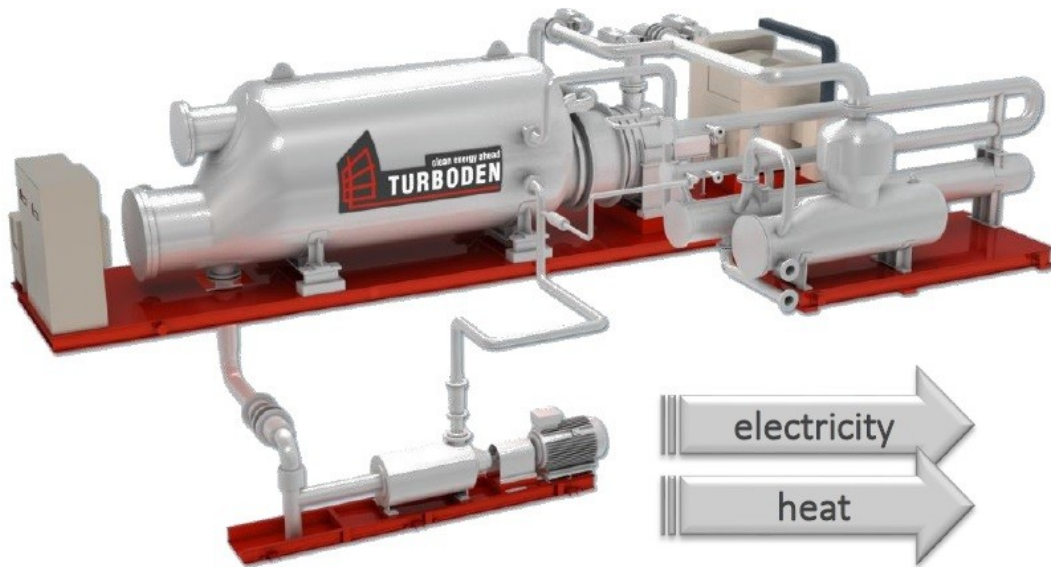
Nejdůležitějším faktorem je převážně výroba elektrická energie. V procesu se nachází mnohakilowattové až megawattové motory pohánějící ventilátory, surovinové a cementové mlýny, rotační pece a mnohá další zařízení zajišťující provoz závodu. Návrh využití tepla spalin a vzduchu vznikl na základě úspor nákladů za energii, které by alespoň minimálně snížily závislost na dodávkách elektrické energie. Je tedy žádoucí vybrat takovou technologii, která je převážně zaměřena na výrobu elektřiny a má vysokou účinnost transformace energie tepelné na elektrickou.

Jako nejvhodnější a nejúčinnější metodou pro využití odpadního tepla se nabízejí spalínové kotle. Nevýhodou této koncepce jsou vstupní parametry spalin a ohřátého vzduchu, které máme k dispozici. V odběrovém bodě číslo 1, dosahují spalin 345°C a v bodě číslo 2, 260°C. Spalínové kotle však vyžadují teploty vyšší, a to okolo 400 - 500°C. Těchto hodnot však odpadní teplo společnosti ČMC a.s. ani v jednom bodě nedosahuje. Je třeba zvolit jinou alternativu, a to v podobě ORC jednotek, kterým postačí nižší teplota spalin. Další koncepcí, která nevyhovuje parametrům teploty spalin je společnost Triogen, jejíž jednotky vyžadují vstupní parametry odpadního vzduchu větší než 350°C. Metoda využití šroubových expandérů u GM jednotek je jistě zajímavá, ale pro tak nízkou účinnost přeměny na elektrickou energii nevhodná. Další nevýhodou by bylo větší množství jednotek, přičemž každá vyžaduje určitou, i když minimální péči a komplikovanost práce s rozvody okruhů kapalin k jednotlivým modulům. Jako nejvhodnější koncepcí se jeví jednotky od společnosti Siemens a Turboden, jejichž účinnost a provedení jsou si velmi podobná. Na základě doporučení a větších zkušeností s ORC jednotkami, a to nejen v teplárnách v České republice, ale i s využitím odpadního tepla po celém světě, volím ORC jednotku od italské společnosti

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Turboden. Velikost modelu a jeho elektrický výkon bude vybrán po celkové bilanci obou výměníků, přičemž rozhodujícím faktorem bude celkově přivedené teplo do jednotky.



Obr. 25: ORC jednotka společnosti Turboden [16]

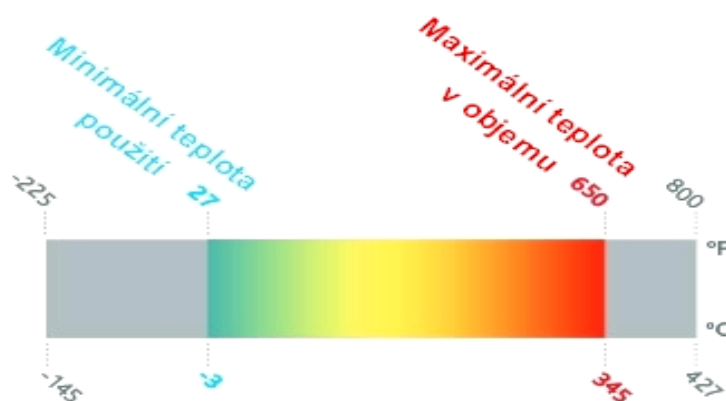
5 Postupný návrh výměníku tepla

5.1 Volba pracovní kapaliny

Před návrhem a výpočtem výměníků je třeba zvolit pracovní kapalinu, která bude proudit v primárním okruhu a bude přenášet teplo mezi spaliny a jednotkou ORC. Volba pracovní kapaliny je velmi důležitá a pro výpočet nezbytná z hlediska vlastností a velikosti měrné tepelné kapacity v závislosti na teplotním rozsahu pracovního prostředí, tedy entalpie.

Na trhu se vyskytuje obrovské množství termoolejů a každý má své specifické vlastnosti. Při výběru hrála roli převážně teplota, v jejímž rozsahu se bude látka pohybovat. Z energetického potenciálu spalin (viz kapitola 3.) víme, že spaliny dosahují maximálních teplot okolo 345°C. Přes tuto teplotu se již nelze dostat a je tedy brána jako hraniční.

Vhodná kapalina je zvolena od světoznámé firmy Therminol, patřící do společnosti Eastman Chemical Company. Therminol je celosvětově používán k mnoha aplikacím vytápění rekuperačí odpadové energie. Jako vhodnou organickou kapalinu volím na základě teplotního rozsahu **THERMINOL 66**. Zde jsou uvedeny některé výhody, které výrobce deklaruje: jedná se o osvědčenou kapalinu, využívanou v široké škále aplikací a tisíců systémů po celém světě. Therminol 66 je výkonnou syntetickou a vysoce stabilní teplotnosnou kapalinou, nabízející prodlouženou životnost a přijatelnou cenu. Je určen pro použití v systémech provozovaných v blízkosti atmosférického tlaku. Speciálně byl navržen tak, aby bránil v tvorbě pevných látek a systémovému zanášení, poskytujícímu spolehlivější provoz a nákladové úspory.



Obr. 26: Teplotní rozsah termooleje Therminol 66 [17]

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

| Temperature °C | Density kg/m ³ | Thermal Conductivity W/m.K | Heat Capacity kJ/kg.K | Viscosity | | Vapour pressure (absolute) kPa* |
|-------------------|------------------------------|----------------------------------|-----------------------------|------------------|-----------------------------------|--|
| | | | | Dynamic mPa.s | Kinematic mm ² /s** | |
| 0 | 1021.5 | 0.118 | 1.495 | 1324.87 | 1297.01 | - |
| 10 | 1014.9 | 0.118 | 1.529 | 344.26 | 339.20 | - |
| 20 | 1008.4 | 0.118 | 1.562 | 123.47 | 122.45 | - |
| 30 | 1001.8 | 0.117 | 1.596 | 55.60 | 55.51 | - |
| 40 | 995.2 | 0.117 | 1.630 | 29.50 | 29.64 | - |
| 50 | 988.6 | 0.116 | 1.665 | 17.64 | 17.84 | - |
| 60 | 981.9 | 0.116 | 1.699 | 11.53 | 11.74 | - |
| 70 | 975.2 | 0.115 | 1.733 | 8.06 | 8.26 | 0.01 |
| 80 | 968.5 | 0.115 | 1.768 | 5.93 | 6.12 | 0.02 |
| 90 | 961.8 | 0.114 | 1.803 | 4.55 | 4.73 | 0.03 |
| 100 | 955.0 | 0.114 | 1.837 | 3.60 | 3.77 | 0.05 |
| 110 | 948.2 | 0.113 | 1.873 | 2.92 | 3.08 | 0.08 |
| 120 | 941.4 | 0.112 | 1.908 | 2.42 | 2.58 | 0.12 |
| 130 | 934.5 | 0.111 | 1.943 | 2.05 | 2.19 | 0.18 |
| 140 | 927.6 | 0.111 | 1.978 | 1.75 | 1.89 | 0.27 |
| 150 | 920.6 | 0.110 | 2.014 | 1.52 | 1.65 | 0.40 |
| 160 | 913.6 | 0.109 | 2.050 | 1.34 | 1.46 | 0.58 |
| 170 | 906.6 | 0.108 | 2.086 | 1.18 | 1.30 | 0.83 |
| 180 | 899.5 | 0.107 | 2.122 | 1.06 | 1.17 | 1.17 |
| 190 | 892.3 | 0.107 | 2.158 | 0.95 | 1.06 | 1.62 |
| 200 | 885.1 | 0.106 | 2.195 | 0.86 | 0.97 | 2.23 |
| 210 | 877.8 | 0.105 | 2.231 | 0.78 | 0.89 | 3.02 |
| 220 | 870.4 | 0.104 | 2.268 | 0.72 | 0.82 | 4.06 |
| 230 | 863.0 | 0.103 | 2.305 | 0.66 | 0.77 | 5.39 |
| 240 | 855.5 | 0.102 | 2.342 | 0.61 | 0.71 | 7.10 |
| 250 | 847.9 | 0.100 | 2.379 | 0.57 | 0.67 | 9.25 |
| 260 | 840.3 | 0.099 | 2.417 | 0.53 | 0.63 | 11.95 |
| 270 | 832.5 | 0.098 | 2.455 | 0.49 | 0.59 | 15.31 |
| 280 | 824.6 | 0.097 | 2.492 | 0.46 | 0.56 | 19.46 |
| 290 | 816.6 | 0.096 | 2.531 | 0.44 | 0.54 | 24.55 |
| 300 | 808.5 | 0.095 | 2.569 | 0.41 | 0.51 | 30.73 |
| 310 | 800.3 | 0.093 | 2.608 | 0.39 | 0.49 | 38.22 |
| 320 | 792.0 | 0.092 | 2.647 | 0.37 | 0.47 | 47.20 |
| 330 | 783.5 | 0.091 | 2.686 | 0.35 | 0.45 | 57.94 |
| 340 | 774.8 | 0.089 | 2.726 | 0.34 | 0.43 | 70.68 |
| 350 | 765.9 | 0.088 | 2.766 | 0.32 | 0.42 | 85.74 |
| 360 | 756.9 | 0.086 | 2.806 | 0.31 | 0.41 | 103.42 |
| 370 | 747.7 | 0.085 | 2.847 | 0.30 | 0.39 | 124.09 |
| 380 | 738.2 | 0.084 | 2.889 | 0.28 | 0.38 | 148.13 |

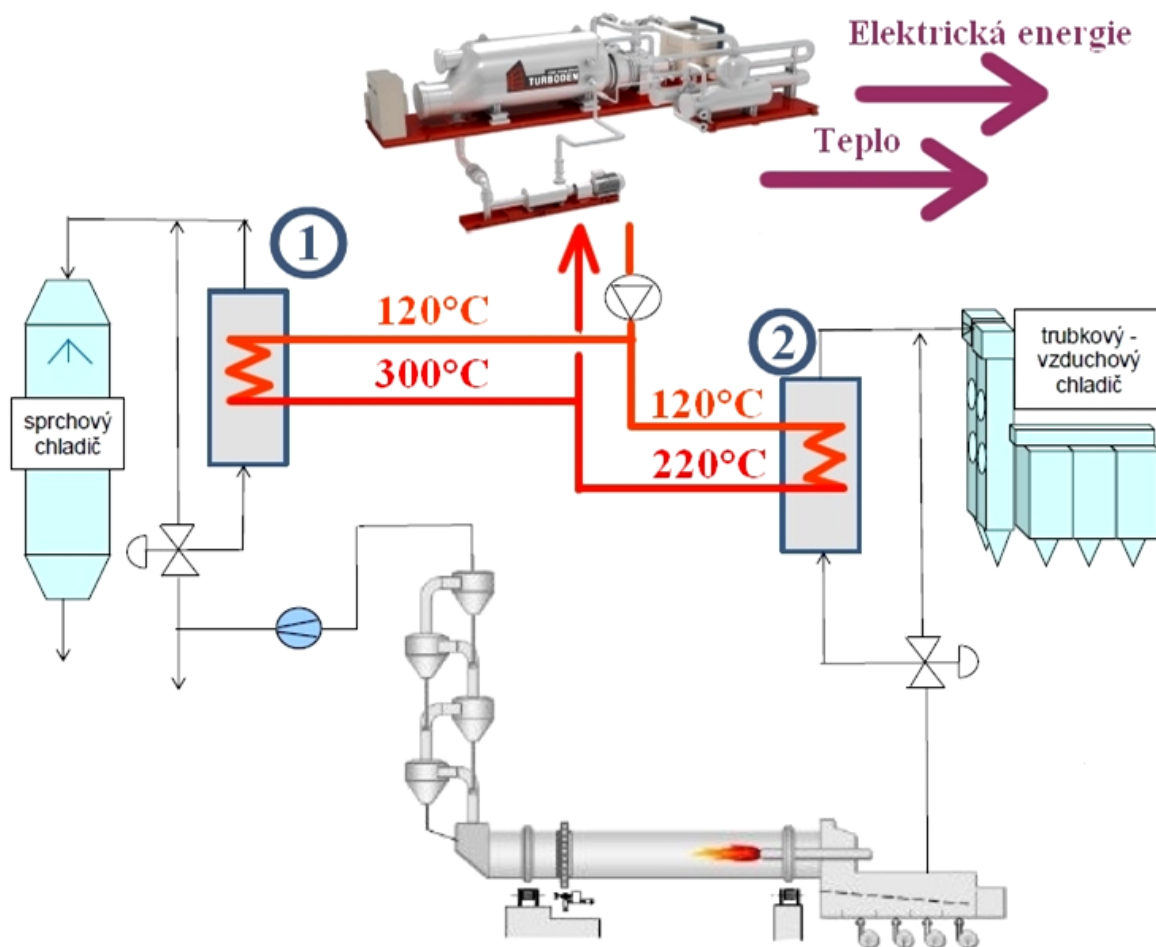
Tab. 11: Vlastnosti termooleje Therminol 66 v závislosti na teplotě [17]

5.2 Návrh zapojení výměníků

Pro uskutečnění výpočtu a návrhu výměníku je třeba zvolit jejich zapojení, a tím celkové uspořádání trasy potrubí s termoolejem. Jsou dva vhodné způsoby zapojení, a to paralelní a sériové.

Z předešlých kapitol odběrových bodů (3.1.1 a 3.1.2) je známá odhadovaná teplota spalin a horkého vzduchu na výstupu z výměníků. Tyto teploty jsou na obou odběrových místech stejné, neboť jsou limitovány přípustnými teplotami do filtrů a ekonomicky výhodnou hranicí. Pokud chceme zachovat podobné teploty na výstupu, je výhodnější zvolit paralelní zapojení, kdy je zaručena stejná vstupní teplota oleje do výměníků a tím vychlazení spalin na nejnižší možnou mez. Tedy vstupní teploty oleje do výměníku budou stejné a výstupní se budou lišit. Nakonec dojde ke společnému smíchání obou teplot a následnému vstupu do ORC jednotky. Na základě využití větší energie spalin volím paralelní zapojení výměníků.

Pokud bychom nahlédli do sériového zapojení, výměník č. 2 by byl první v řadě vzhledem k nižšímu tepelnému výkonu a takzvaně by předehříval olej pro první výměník, který má výrazně větší využitelný tepelný výkon a teplotu spalin. Ve výsledku by bylo dosaženo vyšší teploty oleje na výstupu z výměníku, následného většího teplotního spádu na ORC jednotce a tím i o něco málo vyšší elektrické účinnosti. Nevýhodou a klíčové bude menší energetické využití spalin ve výměníku č. 1, do kterého již bude vstupovat horký předehřátý olej. Tím nedojde k předání veškeré možné energie, ale ke zbytečné ztrátě.



Obr. 27: Paralelní zapojení výměníků s návrhy teplot oleje

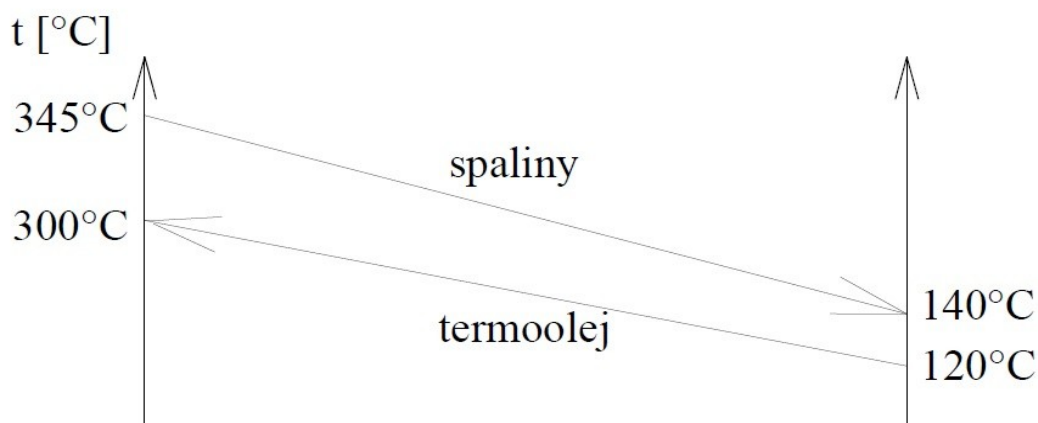
5.3 Výpočet výměníku č. 1

5.3.1 Tepelná bilance výměníku

Shrnující informace k návrhu výměníku:

| | | |
|---------------------|--------|---|
| teplota spalin | vstup | $t_{sp11} = 345^{\circ}\text{C}$ |
| | výstup | $t_{sp12} = 140^{\circ}\text{C}$ |
| entalpie spalin | vstup | $I_{sp11} = 434,90 \text{ kJ}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| | výstup | $I_{sp12} = 189,77 \text{ kJ}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| teplota termooleje | vstup | $t_{ol11} = 120^{\circ}\text{C}$ |
| | výstup | $t_{ol12} = 300^{\circ}\text{C}$ |
| entalpie termooleje | vstup | $I_{ol11} = 228,78 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |
| | výstup | $I_{ol12} = 771,19 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |

Trubky jsou navrženy ve svazku v ležatém provedení v protiproudém zapojení.



Obr. 28: Teplotní průběh spalin a média pro výměník č. 1

střední teplota spalin

$$\bar{t}_{sp1} = \frac{t_{sp11} + t_{sp12}}{2} = \frac{345 + 140}{2} = 242,5^{\circ}\text{C} \quad (5.3-1)$$

střední teplota oleje

$$\bar{t}_{ol1} = \frac{t_{ol11} + t_{ol12}}{2} = \frac{300 + 120}{2} = 210^{\circ}\text{C} \quad (5.3-2)$$

měrný objem oleje pro $\bar{t}_{ol} = 210^{\circ}\text{C}$:

$$v_{ol1} = 0,00114 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Celkové teplo přivedené do výměníku:

$$\dot{Q}_{sp11} = I_{sp11} \cdot \dot{V}_1 \quad (5.3-3)$$

$$\dot{Q}_{sp11} = 434,9 \cdot 15,28 = 6644,27 \text{ kW} \Rightarrow 6,64 \text{ MW}$$

Tepelné ztráty sáláním a konvekcí:

Jako funkce maximálního využitelného tepelného výkonu \dot{Q}_{sp11} [MW] a opravného součinitele C. [20] Jde jen o přibližný odhad ztrát sáláním, neboť při teplotách nižších než 400°C se tyto ztráty neuvažují.

$$\dot{Q}_{RC} = C \cdot \dot{Q}_{sp11}^{0,7} \quad (5.3-4)$$

$$\dot{Q}_{RC} = 0,0315 \cdot 6,64^{0,7} = 0,1186 \text{ MW}$$

opravný součinitel pro paliva (volím): C = 0,0315

Tepelná ztráta:

$$z_{s1} = \frac{\dot{Q}_{RC}}{\dot{Q}_{sp11}} = \quad (5.3-5)$$

$$z_{s1} = \frac{0,1186}{6,64} = 0,01785$$

Určení předaného tepla spalín oleji:

$$\dot{Q}_{sp1} = (I_{sp11} - I_{sp12}) \cdot \dot{V}_1 = \quad (5.3-6)$$

$$\dot{Q}_{sp1} = (434,9 - 189,77) \cdot 15,28 = 3745 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{ol1} = \dot{Q}_{sp1} \cdot (1 - z_s) = \quad (5.3-7)$$

$$\dot{Q}_{ol1} = 3745 \cdot (1 - 0,01785) = 3678,16 \text{ kW}$$

Výpočet hmotnostního průtoku oleje:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ol1} &= \dot{M}_{ol1} \cdot (I_{ol12} - I_{ol11}) \Rightarrow \\ \Rightarrow \dot{M}_{ol1} &= \frac{\dot{Q}_{ol1}}{(I_{ol12} - I_{ol11})} = \frac{3678,16}{(771,19 - 228,78)} = \quad (5.3-8) \end{aligned}$$

$$\dot{M}_{ol1} = 6,78 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

5.3.2 Návrh velikosti výměníku:

Pro zvýšený přestup tepla volím žebrované trubky. Mezi žebry volím větší rozestupy z důvodu lepšího proudění a tím následnému zamezení zanášení prachem. Za trubku volím vzhledem k nízkým nárokům na materiál, tlaky uvnitř trubek a korozi obyčejnou uhlíkovou ocel 1.0425, materiál P265GH, s možností použití do teploty 430°C.

Rozměry trubek

| | |
|-----------------------|-------------------------|
| vnější průměr trubky | $D = 0,0269 \text{ m}$ |
| tloušťka stěny trubky | $s = 0,0032 \text{ m}$ |
| vnitřní průměr trubky | $d = 0,0205 \text{ m}$ |
| výška žeber | $h_z = 0,01 \text{ m}$ |
| tloušťka žeber | $t_z = 0,001 \text{ m}$ |
| počet žeber | $n_z = 100/\text{m}$ |

Výpočet počtu trubek:

volím rychlost proudění oleje v trubkách: $w_{ol1} = 0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

$$n_{tr1} = \frac{\dot{M}_{ol1} \cdot v_{ol1}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w_{ol1}} \quad (5.3-9)$$

$$n_{tr1} = \frac{6,78 \cdot 0,00114}{\frac{\pi \cdot 0,0205^2}{4} \cdot 0,7} = 33,44$$

volím počet trubek: $n_{tr1} = 34$

Uspořádání trubek ve výměníku:

Je zvolena podobná rychlost spalín, která vede spalínovodem do výměníku. Vzhledem k možné abrazi ze strany spalín jsou voleny nepřesazené trubky, čili za sebou s přední pasivní ochranou prvních řad.

rychlost spalín - volím $w_{sp1} = 9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

vzdálenost mezi průměry žeber $a = 0,01 \text{ m}$

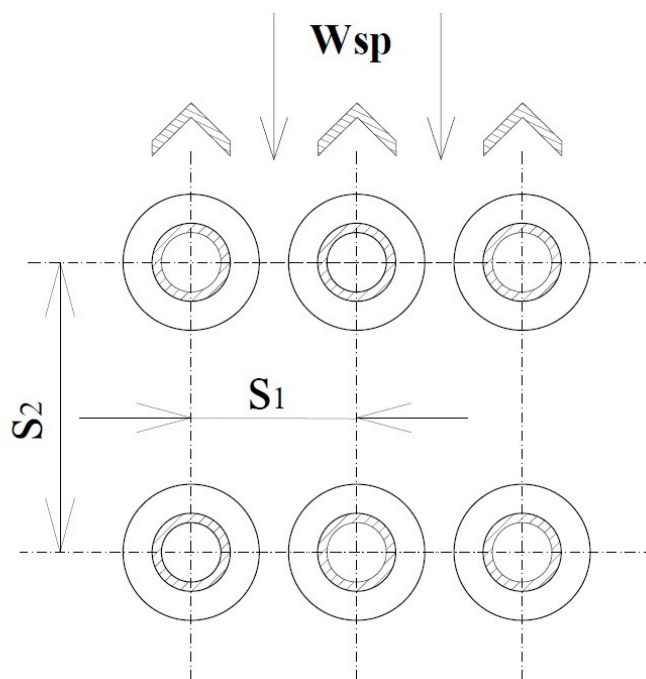
příčná rozteč trubek

$$s_1 = D + 2 \cdot h_z + a = 0,0269 + 2 \cdot 0,01 + 0,01$$

$$s_1 = 0,057 \text{ m} \quad (5.3-10)$$

podélná rozteč trubek $s_2 = 0,1 \text{ m}$

Podélnou rozteč volím na základě možnosti ohýbání trubek na ohýbačce, pro daný průměr je doporučen poloměr $R = 50\text{mm}$.



Obr. 29: Uspořádání trubek ve výměníku

Výpočet šířky spalínového kanálu:

$$\begin{aligned}\check{s} &= s_1 \cdot \frac{1}{2} + (n_{tr} - 1)s_1 + \frac{1}{2}s_1 = 1 \cdot s_1 + (n_{tr} - 1)s_1 \\ \check{s} &= 1 \cdot 0,057 + (34 - 1) \cdot 0,057 \\ \check{s} &= 1,93 \text{ m} \Rightarrow 2 \text{ m}\end{aligned}\tag{5.3-11}$$

Výpočet výšky spalínového kanálu:

$$\begin{aligned}v &= \frac{V_1^{skut}}{w_{sp1} \cdot (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} = \\ v &= \frac{34,57}{9 \cdot (2 - 0,0269 \cdot 34 - 2 \cdot 0,01 \cdot 0,001 \cdot 100 \cdot 34)} = \\ v &= 3,78 \text{ m} \Rightarrow 3,8 \text{ m}\end{aligned}\tag{5.3-12}$$

skutečný průtok spalin:

$$\begin{aligned}V_1^{skut} &= \dot{V}_1 \cdot \frac{273,15 + t_{sp11}}{273,15} = \\ V_1^{skut} &= 15,28 \cdot \frac{273,15 + 345}{273,15} = 34,57 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\tag{5.3-13}$$

5.3.3 Tepelný výpočet výměníku

Výpočet součinitele prostupu tepla: dle [18]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}}} = \frac{1}{36,5} = 36,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\tag{5.3-14}$$

kde: α_{1r} je redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

U ohříváků se výpočet součinitele prostupu tepla respektuje pouze na straně spalin, neboť součinitel přestupu tepla při proudění vody v trubkách má vysokou hodnotu (řádově tisíce $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$). Rovněž se zanedbává termický odpor vedením tepla kovovou stěnou trubky a odpor vedením tepla vrstvou nánosů na vnitřní straně trubky, neboť uvažujeme organickou kapalinu, která nezpůsobuje zanášení trubek. [18]

Redukovaný součinitel prostupu tepla z vnější strany (ze spalin do stěny): dle [18]

$$\begin{aligned}\alpha_{1r} &= \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ \alpha_{1r} &= (0,753 \cdot 0,94 \cdot 1 + 0,247) \cdot \frac{0,85 \cdot 72,71}{1 + 0,01 \cdot 0,85 \cdot 72,71} = \\ \alpha_{1r} &= 36,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{5.3-15}$$

podíl výhřevných plochy žebor a celkové plochy ze strany spalin pro kruhové trubky s kruhovými žebry

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} =$$

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{0,0469}{0,0269}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0469}{0,0269}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,0269} - \frac{0,001}{0,0269}\right)} = \quad (5.3-16)$$

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = 0,753$$

průměr trubky i s žebry

$$D_{\dot{z}} = D + 2 \cdot h_{\dot{z}} = 0,0318 + 2 \cdot 0,01 = 0,0518 \text{ m} \quad (5.3-17)$$

rozteč žeber:

$$s_{\dot{z}} = 1/n_{\dot{z}} = 1/100 = 0,01 \text{ m} \quad (5.3-18)$$

součinitele rozšíření žebra (volíme):

$$\mu = 1$$

výhřevná plocha:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,753 = 0,247 \quad (5.3-19)$$

koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra - pro žebra s kruhovým základem:

$$\psi_{\dot{z}} = 0,85$$

součinitel efektivnosti žebra v závislosti na $\beta \cdot h_{\dot{z}}$ a $D_{\dot{z}}/D$

$$E = 0,94$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k)}} =$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 72,71}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,01 \cdot 0,85 \cdot 78,44)}} = \quad (5.3-20)$$

$$\beta = 43,7$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 43,7 \cdot 0,01 = 0,437 \quad (5.3-21)$$

součinitel tepelné vodivosti žeber:

$$\lambda_{\dot{z}} = 40 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

součinitel zanesení výhřevné plochy - odhad:

$$\varepsilon = 0,01 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

součinitel přestupu tepla konvekcí pro uspořádání trubek za sebou s kruhovými žebry:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,105 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp1} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,72} = \\ &= 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0442}{0,01} \cdot \left(\frac{0,0269}{0,01}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,01}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9 \cdot 0,01}{3,8 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,72} = \end{aligned} \quad (5.3-22)$$

$$\alpha_k = 72,71 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

opravný koeficient na počet podélných řad:

$$C_z = 1$$

opravný součinitel na uspořádání trubek ve svazku v závislosti na σ_1 a σ_2

$$C_s = 1$$

poměrná příčná rozteč trubek:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,057}{0,0269} = 2,12 \quad (5.3-23)$$

poměrná podélná rozteč trubek:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0269} = 3,72 \quad (5.3-24)$$

vlastnosti spalin pro \bar{t}_{sp1} :

$$\lambda_{sp} = 0,0442 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}, \quad v_{sp} = 3,8 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$$

Součinitele přestupu tepla sáláním ze strany spalin neuvažujeme, neboť teplota spalin nedosahuje ani teploty 400°C.

5.3.4 Potřebná výhřevná plocha

Celková vnější plocha jednoho metru trubky:

$$\begin{aligned} S_{1m} &= \pi \cdot D - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot \frac{D_z^2 - D^2}{4} \cdot 2 \cdot n_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z = \\ S_{1m} &= \pi \cdot 0,0269 - \pi \cdot 0,0269 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot \frac{0,0469^2 - 0,0269^2}{4} \cdot 2 \cdot 100 + \\ &+ \pi \cdot 0,0469 \cdot 100 \cdot 0,001 = 0,323 m^2 \end{aligned} \quad (5.3-25)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{45 - 20}{\ln\left(\frac{45}{20}\right)} = 71^\circ C \quad (5.3-26)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

$$\Delta t_1 = t_{sp11} - t_{ol12} = 345 - 300 = 45^\circ\text{C} \quad (5.3-27)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp12} - t_{ol11} = 140 - 120 = 20^\circ\text{C} \quad (5.3-28)$$

Celková potřebná výhřevná plocha:

$$S_1 = \frac{Q_{ol1}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad (5.3-29)$$

$$S_1 = \frac{3678158}{36,5 \cdot 71} = 1420,69 \text{ m}^2$$

Délka jedné trubky:

$$L = \frac{S_1}{n_{tr} \cdot S_{1m}} = \quad (5.3-30)$$

$$L = \frac{1420,69}{34 \cdot 0,323} = 129,5 \text{ m}$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{rad} = v \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 3,8 \cdot 0,323 \cdot 32 = 41,69 \text{ m}^2 \quad (5.3-31)$$

Počet řad trubek:

$$n_{rad} = \frac{S_1}{S_{rad}} = \frac{1420,69}{41,69} = 34,08 \rightarrow 34 \text{ řad} \quad (5.3-32)$$

Skutečná plocha trubek:

$$S_{skut} = n_{rad} \cdot S_{rad} = 34 \cdot 41,69 = 1417,3 \text{ m}^2 \quad (5.3-33)$$

Skutečné teplo předané ve výměníku:

$$Q_1^{skut} = k \cdot S_{skut} \cdot \Delta t_{ln} = 36,5 \cdot 1417,3 \cdot 71 \quad (5.3-34)$$

$$Q_1^{skut} = 3669393 \text{ W} \Rightarrow 3,67 \text{ MW}$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu:

$$I_{sp12}^{skut} = \frac{-Q_1^{skut} + \dot{V}_1 \cdot I_{sp11}}{\dot{V}_1} \quad (5.3-35)$$

$$I_{sp12}^{skut} = \frac{-3669,4 + 15,28 \cdot 434,9}{15,28} = 194,72 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin na výstupu z výměníku:

$$t_{sp12}^{skut} = 100 + \frac{200 - 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} \cdot (I_{sp12}^{skut} - I_{sp100}) \quad (5.3-36)$$

$$t_{sp12}^{skut} = 100 + \frac{200 - 100}{271,92 - 135} \cdot (194,72 - 135) = 143,6^\circ\text{C}$$

5.3.5 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru (ztráty na straně oleje)

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru v systému paralelních trubek jsou dány vztahem dle [19]. Při výpočtu tlakové ztráty svazků jsou třecí odpory zahrnuty do místních ztrát.

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_t + \Delta p_m \quad (5.3-37)$$

$$\Delta p_{z1} = 38148 + 14895 = 53044 \text{ Pa} \Rightarrow 53,0 \text{ kPa}$$

kde: Δp_t - tlaková ztráta třením (dle výpočtu 5.3-38)

Δp_m - tlaková ztráta místní (dle 5.3-41)

Tlaková ztráta třením se určí ze vztahu:

$$\Delta p_t = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w_{ol1}^2}{2} \cdot \bar{\rho}_1 \quad (5.3-38)$$

$$\Delta p_t = 0,0281 \cdot \frac{129,5}{0,0205} \cdot \frac{0,7^2}{2} \cdot 877,8 = 38148 \text{ Pa} \Rightarrow 38,1 \text{ kPa}$$

kde: $\bar{\rho}_1 = 877,8 \text{ kg/m}^3$ - střední hustota oleje pro $T_{ol1} = 210^\circ\text{C}$

λ = součinitel tření

Součinitel tření závisí na režimu proudění, tedy na Reynoldsově čísle. V oblasti turbulentního proudění se uplatní i vliv drsnosti k a tedy $\lambda = f(\text{Re}, k)$. Neexistuje univerzálně platný vztah, který by byl použitelný pro libovolnou rychlost proudící tekutiny, drsnost a materiál potrubí. V literatuře je uvedena celá řada vztahů pro výpočet třecí ztráty, přičemž každý má omezený rozsah platnosti. Vztah pro výpočet součinitele tření λ se určí na základě velikosti Reynoldsova čísla a drsnosti potrubí.

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$\text{Re} = \frac{w_{ol1} \cdot d}{\nu} \quad (5.3-39)$$

$$\text{Re} = \frac{0,7 \cdot 0,0205}{0,89 \cdot 10^{-6}} = 16123,6$$

Pro $2320 \leq \text{Re} \leq 80000$ a hydraulicky hladké potrubí, kde k je střední absolutní drsnost stěny, pro ocel $k = 0,1 \text{ mm}$, volím výpočet součinitele tření λ dle Blasia: [19]

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{16123,6}} = 0,0281 \quad (5.3-40)$$

Místní tlaková ztráta se určí ze vztahu:

$$\Delta p_m = \sum_i \zeta_i \cdot \frac{\bar{\rho}_1 \cdot w_{ol1}^2}{2} \quad (5.3-41)$$

$$\Delta p_m = (\zeta_1 \cdot 2 + \zeta_2 \cdot 2 + \zeta_3 \cdot n_{CH} + \zeta_4 \cdot 2) \cdot \frac{\bar{\rho}_1 \cdot w_{ol1}^2}{2}$$

$$\Delta p_m = (1 \cdot 2 + 0,43 \cdot 2 + 2 \cdot 33 + 0,2 \cdot 2) \frac{877,8 \cdot 0,7^2}{2}$$

$$\Delta p_m = 14895 \text{ Pa} \Rightarrow 14,90 \text{ kPa}$$

kde: $n_{CH} = 33$ počet obrátů (smyček) v komoře

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

pro okruh vztahující se k výměníku č. 1 byly na základě [19] přiřazeny tyto přibližné hodnoty součinitelů místních odporů:

| Název | Zkratka | Hodnota |
|--------------------------------------|-----------|---------|
| náhlá změna průřezu - rozšíření (2x) | ζ_1 | 1,00 |
| náhlá změna průřezu - zúžení (2x) | ζ_2 | 0,43 |
| 180° ohyb proudu v komoře (33x) | ζ_3 | 2,00 |
| armatura - ventil (2x) | ζ_4 | 0,20 |

Tab. 12: Součinitelé místních odporů pro výměník č. 1

Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru (tlakové ztráty na straně spalin)

Pro uspořádání trubek za sebou v n-řadách a kolmém proudění plynu na svazek se určí tlaková ztráta ze vztahu: [19]

$$\Delta p_z = \Delta p_1 \cdot x \cdot n_{rad} \quad (5.3-42)$$
$$\Delta p_z = 58,65 \cdot 1,85 \cdot 34 = 3689 \text{ Pa}$$

kde: Δp_1 - ztráta jedné řady trubek (5.3-48)

$x = 1,85$ - koeficient v závislosti na roztečích trubek, pro uspořádání za sebou a Re

$n_{rad} = 34$ - počet řad trubek

Reynoldsovo číslo pro proudění spalin:

$$\text{Re} = \frac{w_{sp1} \cdot d_H}{v_{sp}} \quad (5.3-43)$$
$$\text{Re} = \frac{9 \cdot 0,0197}{3,83 \cdot 10^{-5}} = 4615,6$$

hydraulický průřez:

$$d_H = \frac{4 \cdot S_N}{O} \quad (5.3-44)$$
$$d_H = \frac{4 \cdot 3,87}{786,8} = 0,0197 \text{ m}$$

průtočný průřez trubek:

$$S_N = \check{s} \cdot v - (n_{tr1} \cdot v \cdot (2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot 100 + D \cdot 1))$$
$$S_N = 2 \cdot 3,8 - (34 \cdot 3,8 \cdot (2 \cdot 0,001 \cdot 0,01 \cdot 100 + 0,0269 \cdot 1)) \quad (5.3-45)$$
$$S_N = 3,87 \text{ m}^2$$

omočený obvod (obvod průtočného průřezu, který je ve styku s proudící tekutinou):

$$O = 2 \cdot (\check{s} + v) + v \cdot n_{tr1} \cdot (2 - 100 \cdot t_z \cdot 2 + 4 \cdot n_z \cdot 100 + 2 \cdot t_z \cdot 100)$$
$$O = 2 \cdot (3,8 + 2) + 3,8 \cdot 34 \cdot (2 - 100 \cdot 0,001 \cdot 2 + 4 \cdot 0,01 \cdot 100 + 2 \cdot 0,001 \cdot 100) \quad (5.3-46)$$
$$O = 786,8 \text{ m}$$

Průměrná ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p_1 = \frac{w_{sp1}^2}{2} \cdot \rho_{sp1} \cdot \left(\frac{273 + \bar{t}_{sp1}}{273 + \bar{t}_{st1}} \right)^{0,583} \quad (5.3-47)$$

$$\Delta p_1 = \frac{9^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \left(\frac{273 + 242,5}{273 + 147,8} \right)^{0,583} = 58,65 \text{ Pa}$$

střední teplota stěny:

$$\bar{t}_{st1} = \bar{t}_{sp1} - \frac{Q_{ol1}}{S_{skut} \cdot \alpha_{1r}} \quad (5.3-48)$$

$$\bar{t}_{st1} = 242,5 - \frac{3678}{1417,3 \cdot 36,5} = 147,8^\circ\text{C}$$

Výpočet rozměru trubky vedoucí do výměníku č. 1:

rychlosti oleje ve vstupní trubce (volím): $w_{vl} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

hmotnostní průtok oleje: $\dot{M}_{ol1} = 6,78 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

měrný objem oleje pro \bar{t}_{ol1} : $v_{ol1} = 0,00114 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

vnitřního průměru trubky:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{ol1} \cdot v_{ol1}}{w_{ol} \cdot \pi}} \quad (5.3-49)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,78 \cdot 0,00114}{1 \cdot \pi}} = 0,099 \text{ m}$$

- vnější průměr trubky (volím): $D = 0,108 \text{ m}$

- tloušťka stěny trubky: $s = 0,004 \text{ m}$

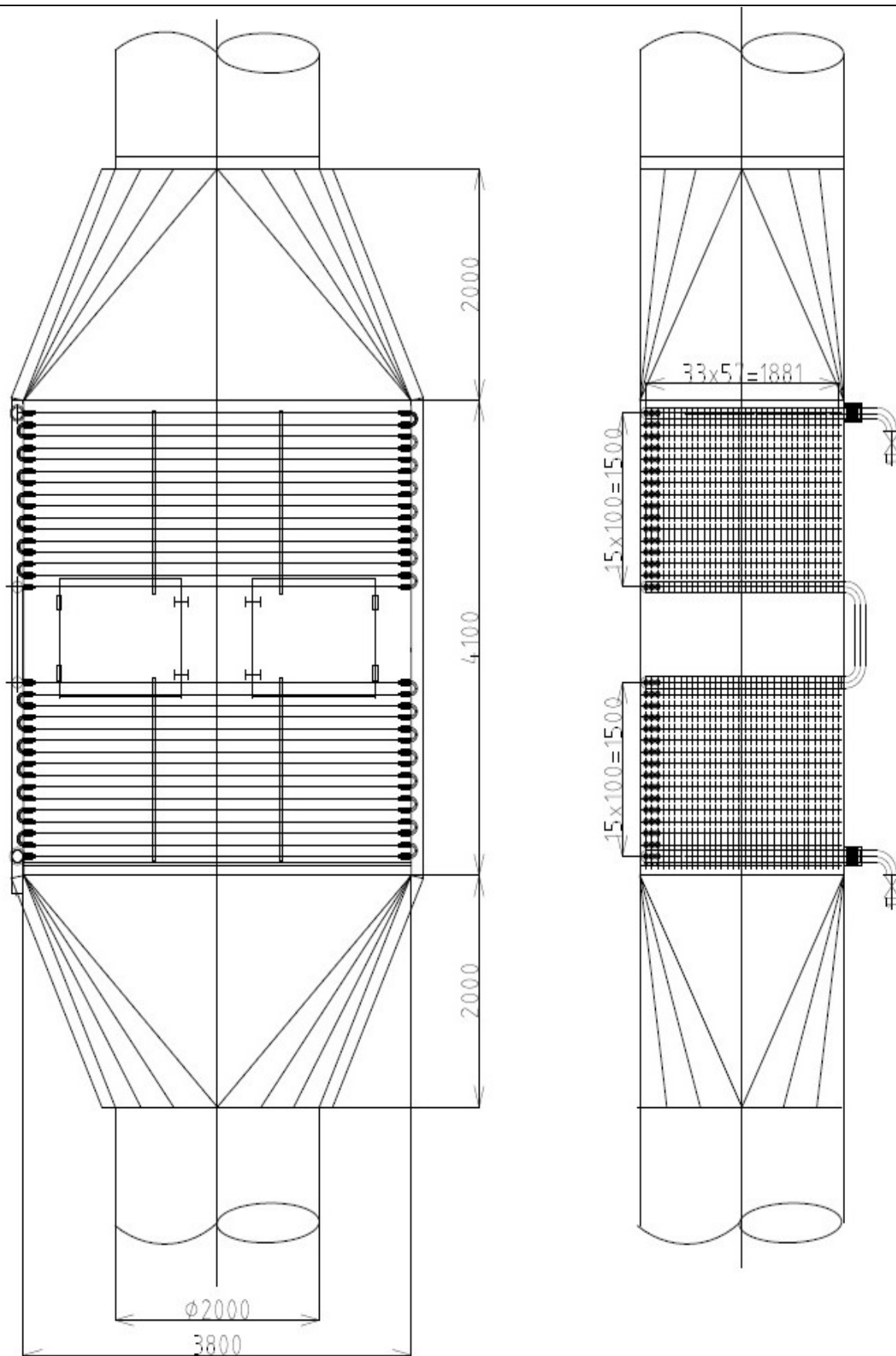
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

5.3.6 Přehled shrnujících informací k výměníku č. 1

| | |
|---|---|
| Výkon výměníku | 3,67MW |
| Teplota spalin na vstupu | 345°C |
| Teplota spalin na výstupu | 143,6°C |
| Hustota spalin | 1,29 kg·m ³ |
| Průtok spalin | 15,28 Nm ³ ·s ⁻¹ |
| Skutečný průtok spalin | 34,57 m ³ ·s ⁻¹ |
| Rychlost spalin | 9 m·s ⁻¹ |
| Typ proudění médií | protiproudé |
| Teplota termooleje na vstupu | 120°C |
| Teplota termooleje na výstupu | 300°C |
| Střední hustota oleje | 877,8 kg·m ⁻³ |
| Průtok oleje | 6,78 kg·s ⁻¹ |
| Rychlost oleje | 0,7 m·s ⁻¹ |
| Vnější průměr trubky | 0,0269 m |
| Tloušťka stěny trubky | 0,0032 m |
| Vnitřní průměr trubky | 0,0205 m |
| Výška žebra | 0,01 m |
| Průměr trubky s žebry | 0,0469 m |
| Tloušťka žebra | 0,001 m |
| Počet žeber | 100/m |
| Podélná rozteč trubek | 0,057 m |
| Příčná rozteč trubek | 0,1 m |
| Průřez kanálu | 3,84 m ² |
| Šířka kanálu | 2 m |
| Výška kanálu | 3,8 m |
| Délka kanálu | 4,1 m |
| Součinitel prostupu tepla | 36,5 W·m ⁻² ·K ⁻¹ |
| Velikost teplosměnné plochy | 1417,3 m ² |
| Délka jedné trubky | 129,5 m |
| Počet řad trubek | 34 |
| Počet svazků trubek | 2 |
| Tlaková ztráta v trubce třením | 38,15 kPa |
| Tlaková ztráta v trubce místní | 14,9 kPa |
| Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru | 3689 Pa |

Tab. 13: Shrnující údaje o výměníku č. 1

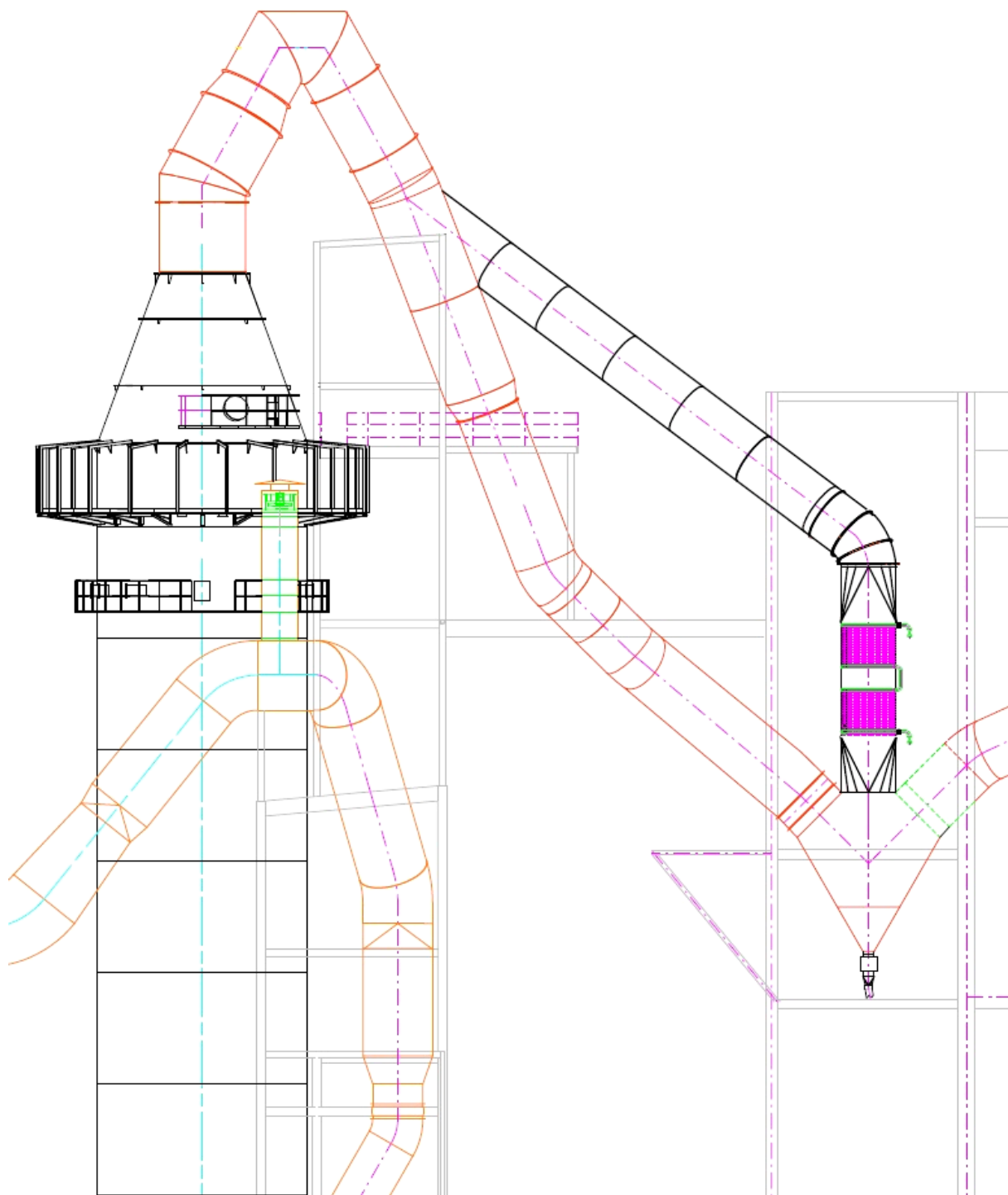


Obr. 30: Návrh výměníku č. 1

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Návrh umístění výměníku se nachází v bodě, kde je poměrně dobrá přístupnost a není nutná dostavba dalších konstrukčních a podpůrných prvků. Směr toku spalín je navržen vertikálně, z důvodu velikého množství prachu, které spalínovodem proudí. Tento prach se v místě napojení vlivem ostrého úhlu a jeho setrvačnosti odloučí a je pomocí šnekového posunu dále odváděn zpět do procesu. Tento ostrý úhel je nezbytný, neboť by docházelo k zbytečně velkému proudění spalín s odpraškou. V místě napojení je nutná regulační klapka, která v případě většího proudění spalín (bez provozu surovinového mlýna), nebo poruchy ORC jednotky, tok odkloní.



Obr. 31: *Návrh umístění výměníku*

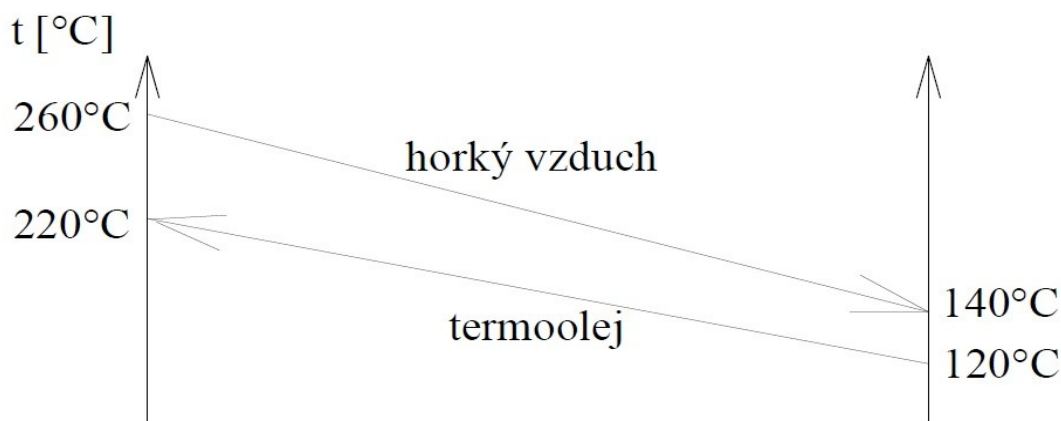
5.4 Návrh výměníku č. 2

5.4.1 Tepelná bilance výměníku

Shrnující informace k návrhu výměníku:

| | | |
|--------------------|--------|---|
| teplota spalin | vstup | $t_{sp21} = 260^{\circ}\text{C}$ |
| | výstup | $t_{sp22} = 140^{\circ}\text{C}$ |
| entalpie spalin | vstup | $I_{sp21} = 295,85 \text{ kJ}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| | výstup | $I_{sp22} = 182,86 \text{ kJ}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| teplota termooleje | vstup | $t_{ol21} = 120^{\circ}\text{C}$ |
| | výstup | $t_{ol22} = 220^{\circ}\text{C}$ |
| entalpie oleje | vstup | $I_{ol21} = 228,78 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |
| | výstup | $I_{ol22} = 499,02 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |

Trubky jsou opět voleny ve svazku v ležatém provedení v protiproudém zapojení.



Obr. 32: Teplotní průběh spalin a média pro výměník č. 2

střední teplota spalin

$$\bar{t}_{sp2} = \frac{t_{sp21} + t_{sp22}}{2} = \frac{260 + 140}{2} = 200^{\circ}\text{C} \quad (5.4-1)$$

střední teplota oleje

$$\bar{t}_{ol2} = \frac{t_{ol21} + t_{ol22}}{2} = \frac{120 + 220}{2} = 170^{\circ}\text{C} \quad (5.4-2)$$

měrný objem oleje pro $\bar{t}_{ol2} = 170^{\circ}\text{C}$:

$$v_{ol2} = 0,0011 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Celkové teplo přivedené do výměníku:

$$\dot{Q}_{sp21} = I_{sp21} \cdot \dot{V}_{sp2} = \quad (5.4-3)$$

$$\dot{Q}_{sp21} = 295,85 \cdot 13,61 = 3538,89 \text{ kW} \Rightarrow 3,5 \text{ MW}$$

Tepelné ztráty sáláním a konvekcí:

Výpočet pro tepelnou ztrátu je stejný jako pro výměník č.1, (5.3-4).

$$\dot{Q}_{RC} = C \cdot \dot{Q}_{Sp21}^{0,7} = \quad (5.4-4)$$

$$\dot{Q}_{RC} = 0,0315 \cdot 3,5^{0,7} = 0,0763 \text{ MW}$$

opravný součinitel pro paliva (volím): $C = 0,0315$

Tepelná ztráta:

$$z_{s2} = \frac{\dot{Q}_{RC}}{\dot{Q}_{sp21}} = \quad (5.4-5)$$

$$z_{s2} = \frac{0,076}{3,538} = 0,0216$$

Určení předaného tepla spalín oleji:

$$\dot{Q}_{sp2} = (I_{sp21} - I_{sp22}) \cdot \dot{V}_{vsp2} = \quad (5.4-6)$$

$$\dot{Q}_{sp2} = (295,85 - 182,86) \cdot 13,61 = 1537,85 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{ol2} = \dot{Q}_{sp2} \cdot (1 - z_{s2}) = \quad (5.4-7)$$

$$\dot{Q}_{ol2} = 1537,85 \cdot (1 - 0,0216) = 1504,69 \text{ kW}$$

Výpočet hmotnostního průtoku oleje:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ol2} &= \dot{M}_{ol2} \cdot (I_{ol22} - I_{ol21}) \Rightarrow \\ \Rightarrow \dot{M}_{ol2} &= \frac{\dot{Q}_{ol2}}{(I_{ol22} - I_{ol21})} = \frac{1504,69}{(499,02 - 228,78)} = \quad (5.4-8) \end{aligned}$$

$$\dot{M}_{ol2} = 5,57 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

5.4.2 Návrh velikosti výměníku:

Pro zvýšený přestup tepla volím žebrované trubky, podobně jako v kapitole (5.3.2) návrhu velikosti výměníku č.1. Z důvodu větší abraze ze strany prachu v horkém vzduchu je navržena větší tloušťka stěny žeber. Trubka je ze stejného materiálu, jako při návrhu výměníku č. 1.

Rozměry trubek

vnější průměr trubky $D = 0,0269 \text{ m}$

tloušťka stěny trubky $s = 0,0032 \text{ m}$

vnitřní průměr trubky $d = 0,0205 \text{ m}$

výška žeber $h_z = 0,01 \text{ m}$

tloušťka žeber $t_z = 0,002 \text{ m}$

počet žeber $n_z = 100/\text{m}$

Výpočet počtu trubek:

volím rychlost proudění oleje v trubkách: $w_{ol2} = 0,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

$$n_{tr2} = \frac{\dot{M}_{ol2} \cdot v_{ol2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w_{ol2}} =$$

$$n_{tr2} = \frac{5,57 \cdot 0,0011}{\frac{\pi \cdot 0,0205^2}{4} \cdot 0,6} = 31,01 \quad (5.4-9)$$

volím počet trubek: $n_{tr2} = 31$

Uspořádání trubek ve výměníku:

Z důvodu ochrany proti abrazi teplosměnných ploch, je zvolena nižší rychlost proudění vzduchu. Ta se projeví na větší ploše konstrukce výměníku. Dále je voleno uspořádání trubek za sebou s pasivní ochranou první řady trubek. Schéma uspořádání trubek ve výměníku je podobné jako pro první výměník (obr. 28), liší se jen vzdáleností mezi trubkami a.

rychlost spalin - volím $w_{sp2} = 6 \text{ m/s}$

vzdálenost mezi průměry žeber $a = 0,015 \text{ m}$

příčná rozteč trubek

$$s_1 = D + 2 \cdot h_z + a = 0,0269 + 2 \cdot 0,01 + 0,015$$

$$s_1 = 0,0619 \text{ m} \quad (5.4-10)$$

podélná rozteč trubek $s_2 = 0,1 \text{ m}$

Podélnou rozteč volím na základě možnosti ohýbání trubek na ohýbačce, pro daný průměr je doporučen poloměr $R = 50 \text{ mm}$.

Výpočet šířky spalinového kanálu:

$$\check{s} = s_1 \cdot \frac{1}{2} + (n_{tr} - 1)s_1 + \frac{1}{2}s_1 = 1 \cdot s_1 + (n_{tr} - 1)s_1$$

$$\check{s} = 1 \cdot 0,0619 + (31 - 1) \cdot 0,0619 = 1,95 \Rightarrow 2 \text{ m} \quad (5.4-11)$$

Výpočet výšky spalinového kanálu:

$$v = \frac{V_2^{skut}}{w_{sp2} \cdot (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr})}$$

$$v = \frac{26,57}{6 \cdot (2 - 0,0269 \cdot 31 - 2 \cdot 0,01 \cdot 0,002 \cdot 100 \cdot 31)}$$

$$v = 4,25 \text{ m} \Rightarrow 4,3 \text{ m} \quad (5.4-12)$$

skutečný průtok spalin:

$$V_2^{skut} = V_2 \cdot \frac{273,15 + t_{sp21}}{273,15} =$$

$$V_2^{skut} = 13,61 \cdot \frac{273,15 + 260}{273,15} = 26,57 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.4-13)$$

5.4.3 Tepelný výpočet výměníku

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}}} = \frac{1}{30,63} = 30,63 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.3-14)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla je stejný jako v kapitole 5.3.3 pro výměník č. 1.

Redukovaný součinitel prostupu tepla z vnější strany (ze spalín do stěny):

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}$$

$$\alpha_{1r} = (0,757 \cdot 0,96 \cdot 1 + 0,243) \cdot \frac{0,85 \cdot 54,37}{1 + 0,01 \cdot 0,85 \cdot 54,37} \quad (5.4-15)$$

$$\alpha_{1r} = 30,63 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

podíl výhřevných ploch žebér a celkové plochy ze strany spalín pro kruhové trubky s kruhovými žebry

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D} \right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D} \right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D} \right)}$$

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{0,0469}{0,0269} \right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0469}{0,0269} \right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,0269} - \frac{0,002}{0,0269} \right)} = \quad (5.4-16)$$

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = 0,774$$

$$D_{\dot{z}} = D + 2 \cdot h_{\dot{z}} = 0,0269 + 2 \cdot 0,01 = 0,0469 \text{ m} \quad (5.4-17)$$

rozteč žebér:

$$s_{\dot{z}} = 1 / n_{\dot{z}} = 1 / 100 = 0,01 \text{ m} \quad (5.4-18)$$

součinitele rozšíření žebra (volíme):

$$\mu = 1$$

výhřevná plocha:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,774 = 0,226 \quad (5.4-19)$$

koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra - pro žebra s kruhovým základem: $\psi_{\dot{z}} = 0.85$

součinitel efektivity žebra v závislosti na $\beta \cdot h_z$ a D_z/D

$$E = 0,96$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} =$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 54,37}{0,002 \cdot 40 \cdot (1 + 0,01 \cdot 0,85 \cdot 54,37)}} = \quad (5.4-20)$$

$$\beta = 28,11$$

$$\beta \cdot h_z = 28,11 \cdot 0,01 = 0,281 \quad (5.4-21)$$

součinitel tepelné vodivosti žebek -odhad:

$$\lambda_z = 40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

součinitel zanesení výhřevné plochy - odhad:

$$\varepsilon = 0,01$$

součinitel přestupu tepla konvekcí pro uspořádání trubek za sebou s kruhovými žebry:

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp2} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,72} =$$

$$= 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,038}{0,01} \cdot \left(\frac{0,0269}{0,01}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,01}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6 \cdot 0,01}{3,1 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,72} = \quad (5.4-22)$$

$$\alpha_k = 54,37 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

opravný koeficient na počet podélných řad $z_2 \geq 10$:

$$C_z = 1$$

opravný součinitel na uspořádání trubek ve svazku v závislosti na σ_1 a σ_2

$$C_s = 1$$

poměrná příčná rozteč trubek:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0619}{0,0269} = 2,3 \quad (5.4-23)$$

poměrná podélná rozteč trubek:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0269} = 3,72 \quad (5.4-24)$$

vlastnosti spalin pro \bar{t}_{sp2} :

$$\lambda_{SP} = 0,038 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \quad v_{sp} = 3,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitele přestupu tepla sáláním ze strany spalin neuvažujeme, neboť teplota spalin nedosahuje ani teploty 400°C.

5.4.4 Potřebná výhřevná plocha

Celková vnější plocha jednoho metru trubky:

$$S_{1m} = \pi \cdot D - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot \frac{D_z^2 - D^2}{4} \cdot 2 \cdot n_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,0269 - \pi \cdot 0,0269 \cdot 100 \cdot 0,002 + \pi \cdot \frac{0,0469^2 - 0,0269^2}{4} \cdot 2 \cdot 100 +$$

$$+ \pi \cdot 0,0469 \cdot 100 \cdot 0,002 = 0,329 \text{ m}^2 \quad (5.4-25)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{40 - 20}{\ln\left(\frac{40}{20}\right)} = 66,4^\circ\text{C} \quad (5.4-26)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp21} - t_{oi22} = 260 - 220 = 40^\circ\text{C} \quad (5.4-27)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp22} - t_{oi21} = 140 - 120 = 20^\circ\text{C} \quad (5.4-28)$$

Celková potřebná výhřevná plocha:

$$S_1 = \frac{Q_{O11}}{k \cdot \Delta t_{\ln}} = \frac{1504692}{30,63 \cdot 66,4} = 739,4 \text{ m}^2 \quad (5.4-29)$$

Délka jedné trubky:

$$L = \frac{S_1}{n_{tr} \cdot S_{1m}} \quad (5.4-30)$$

$$L = \frac{739,4}{31 \cdot 0,329} = 72,5 \text{ m}$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{rad} = v \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 4,3 \cdot 0,329 \cdot 31 = 43,85 \text{ m}^2 \quad (5.4-31)$$

Počet řad trubek:

$$n_{rad} = \frac{S_1}{S_{rad}} = \frac{739,4}{43,85} = 16,9 \quad (5.4-32)$$

z konstrukčního hlediska je třeba volit sudý počet řad, aby přívodní i odvodní trubky byly společně na jedné straně výměníku; proto volím počet řad trubek $n_{rad} = 18$.

Skutečná plocha trubek:

$$S_{skut} = n_{rad} \cdot S_{rad} = 18 \cdot 43,85 = 789,2 \text{ m}^2 \quad (5.4-33)$$

Skutečné teplo předané ve výměníku:

$$Q_2^{skut} = k \cdot S_{skut} \cdot \Delta t_{\ln} = 30,63 \cdot 789,2 \cdot 66,4$$

$$Q_2^{skut} = 1606088 \text{ W} \Rightarrow 1,6 \text{ MW} \quad (5.4-34)$$

$Q_2^{skut} > Q_{ol2}$ tzn, že odebrané teplo je větší než určené předané teplo oleji ze spalin, na začátku výpočtu (5.4-7). Protože je výsledné teplo předané výměníku větší, tím poklesne entalpie spalin na výstupu a zároveň jejich teplota. Vzhledem k tomu, že nejsme tak razantně ovlivněni minimální výstupní teplotou je volba počtu řad, která ovlivňuje výsledné předané teplo přípustná.

Skutečná entalpie spalin na výstupu:

$$I_{sp22}^{skut} = \frac{-Q_2^{skut} + V_2 \cdot I_{sp21}}{V_2} \quad (5.4-35)$$

$$I_{sp22}^{skut} = \frac{-1606 + 13,61 \cdot 295,85}{13,61} = 177,85 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin na výstupu z výměníku:

$$t_{sp22}^{skut} = 100 + \frac{200 - 100}{I_{sp200} - I_{sp100}} \cdot (I_{sp22}^{skut} - I_{sp100}) \quad (5.4-36)$$

$$t_{sp22}^{skut} = 100 + \frac{200 - 100}{261,79 - 130,25} \cdot (177,85 - 130,25) = 136,2^\circ\text{C}$$

5.4.5 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru (ztráty na straně oleje)

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru v systému paralelních trubek jsou dány vztahem dle [1]. Při výpočtu tlakové ztráty svazků jsou třecí odpory zahrnuty do místních ztrát.

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_t + \Delta p_m \quad (5.4-37)$$

$$\Delta p_{z2} = 18518 + 6080 = 24598 \text{ Pa} \Rightarrow 24,6 \text{ kPa}$$

kde: Δp_t - tlaková ztráta třením

Δp_m - tlaková ztráta místní

Tlaková ztráta třením se určí ze vztahu:

$$\Delta p_t = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w_{ol2}^2}{2} \cdot \bar{\rho}_2$$

$$\Delta p_t = 0,032 \cdot \frac{72,5}{0,0205} \cdot \frac{0,6^2}{2} \cdot 906,6 \quad (5.4-38)$$

$$\Delta p_t = 18518,2 \text{ Pa} \Rightarrow 18,5 \text{ kPa}$$

kde: $\bar{\rho}_2 = 906,6 \text{ kg/m}^3$ - střední hustota oleje pro $T_{ol2} = 170^\circ\text{C}$

Součinitel tření se vypočte stejně jako v předešlé kapitole (5.3.5) pro výměník č. 1.

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$\text{Re} = \frac{w_{ol2} \cdot d}{\nu} \quad (5.4-39)$$

$$\text{Re} = \frac{0,6 \cdot 0,0205}{1,3 \cdot 10^{-6}} = 9461,5$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Pro $2320 \leq Re \leq 80000$ a hydraulicky hladké potrubí, kde k je střední absolutní drsnost stěny, pro ocel $k = 0,1$ mm, volím výpočet součinitele tření λ dle Blasia:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (5.4-40)$$
$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{9461,5}} = 0,032$$

Místní tlaková ztráta se určí ze vztahu:

$$\Delta p_m = \sum_i \zeta_i \cdot \frac{\bar{\rho}_2 \cdot w_{ot2}^2}{2}$$
$$\Delta p_m = (\zeta_1 \cdot 2 + \zeta_2 \cdot 2 + \zeta_3 \cdot n_{CH} + \zeta_4 \cdot 2) \cdot \frac{\bar{\rho}_2 \cdot w_{ot2}^2}{2} \quad (5.4-41)$$
$$\Delta p_m = (1 \cdot 2 + 0,43 \cdot 2 + 2 \cdot 17 + 0,2 \cdot 2) \frac{906,6 \cdot 0,6^2}{2}$$
$$\Delta p_m = 6080,4 \text{ Pa} \Rightarrow 6,1 \text{ kPa}$$

kde: $n_{CH} = 17$ počet obrátů (smyček) v komoře

pro okruh vztahující se k výměníku č. 2 byly na základě [černý] přiřazeny tyto přibližné hodnoty součinitelů místních odporů:

| Název | Zkratka | Hodnota |
|--------------------------------------|-----------|---------|
| náhlá změna průřezu - rozšíření (2x) | ζ_1 | 1,00 |
| náhlá změna průřezu - zúžení (2x) | ζ_2 | 0,43 |
| 180° ohyb proudu v komoře (17x) | ζ_3 | 2,00 |
| armatura - ventil (2x) | ζ_4 | 0,20 |

Tab. 14: Součinitelé místních odporů pro výměník č. 2

Tlakové ztráty v mezi-trubkovém prostoru (tlakové ztráty na straně spalín)

Pro uspořádání trubek za sebou v n -řadách a kolmém proudění plynu na svazek se určí tlaková ztráta ze vztahu:

$$\Delta p_z = \Delta p_1 \cdot x \cdot n_{rad} \quad (5.4-42)$$
$$\Delta p_z = 26,04 \cdot 1,52 \cdot 18 = 712,6 \text{ Pa}$$

kde: Δp_1 - ztráta jedné řady trubek

$x = 1,52$ - koeficient v závislosti na roztečích trubek, pro uspořádání za sebou a Re

$n_{rad} = 18$ je počet řad trubek

Reynoldsovo číslo pro proudění spalín:

$$Re = \frac{w_{sp1} \cdot d_H}{v_{sp}} \quad (5.4-43)$$
$$Re = \frac{6 \cdot 0,022}{3,1 \cdot 10^{-5}} = 4270,3$$

hydraulický průřez:

$$d_H = \frac{4 \cdot S_N}{O} \quad (5.4-44)$$

$$d_H = \frac{4 \cdot 4,48}{812,4} = 0,022 \text{ m}$$

průtočný průřez trubek:

$$S_N = \check{s} \cdot v - (v \cdot n_{r2} \cdot (2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot 100 + D \cdot 1))$$

$$S_N = 2 \cdot 4,3 - (4,3 \cdot 31 \cdot (2 \cdot 0,002 \cdot 0,01 \cdot 100 + 0,0269 \cdot 1)) \quad (5.4-45)$$

$$S_N = 4,48 \text{ m}^2$$

omočený obvod (obvod průtočného průřezu, který je ve styku s proudící tekutinou)

$$O = 2 \cdot (\check{s} + v) + v \cdot n_{r2} \cdot (2 - 100 \cdot t_z \cdot 2 + 4 \cdot n_z \cdot 100 + 2 \cdot t_z \cdot 100)$$

$$O = 2 \cdot (2 + 4,3) + 4,3 \cdot 31 \cdot (2 - 100 \cdot 0,002 \cdot 2 + 4 \cdot 0,01 \cdot 100 + 2 \cdot 0,002 \cdot 100) \quad (5.4-46)$$

$$O = 812,4 \text{ m}$$

Průměrná ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p_1 = \frac{w_{sp2}^2}{2} \cdot \rho_{sp1} \cdot \left(\frac{273 + \bar{t}_{sp2}}{273 + \bar{t}_{st2}} \right)^{0,583} \quad (5.4-47)$$

$$\Delta p_1 = \frac{6^2}{2} \cdot 1,34 \cdot \left(\frac{273 + 242,5}{273 + 141,6} \right)^{0,583} = 26,04 \text{ Pa}$$

střední teplota stěny:

$$\bar{t}_{st2} = \bar{t}_{sp2} - \frac{Q_{ol2}}{S_{skut} \cdot \alpha_{1r}} \quad (5.4-48)$$

$$\bar{t}_{st2} = 200 - \frac{1504}{789,2 \cdot 30,63} = 141,6^\circ \text{C}$$

Výpočet rozměru trubky vedoucí do výměníku č. 2:

rychlosti oleje ve vstupní trubce (volím): $w_{v2} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

hmotnostní průtok oleje: $\dot{M}_{ol2} = 5,57 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

měrný objem oleje pro \bar{t}_{ol2} : $v_{ol2} = 0,0011 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

vnitřního průměru trubky:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{ol2} \cdot v_{ol2}}{w_{v2} \cdot \pi}} \quad (5.4-49)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,57 \cdot 0,0011}{1 \cdot \pi}} = 0,088 \text{ m}$$

- vnější průměr trubky (volím): $D = 0,0889 \text{ m}$

- tloušťka stěny trubky: $s = 0,0036 \text{ m}$

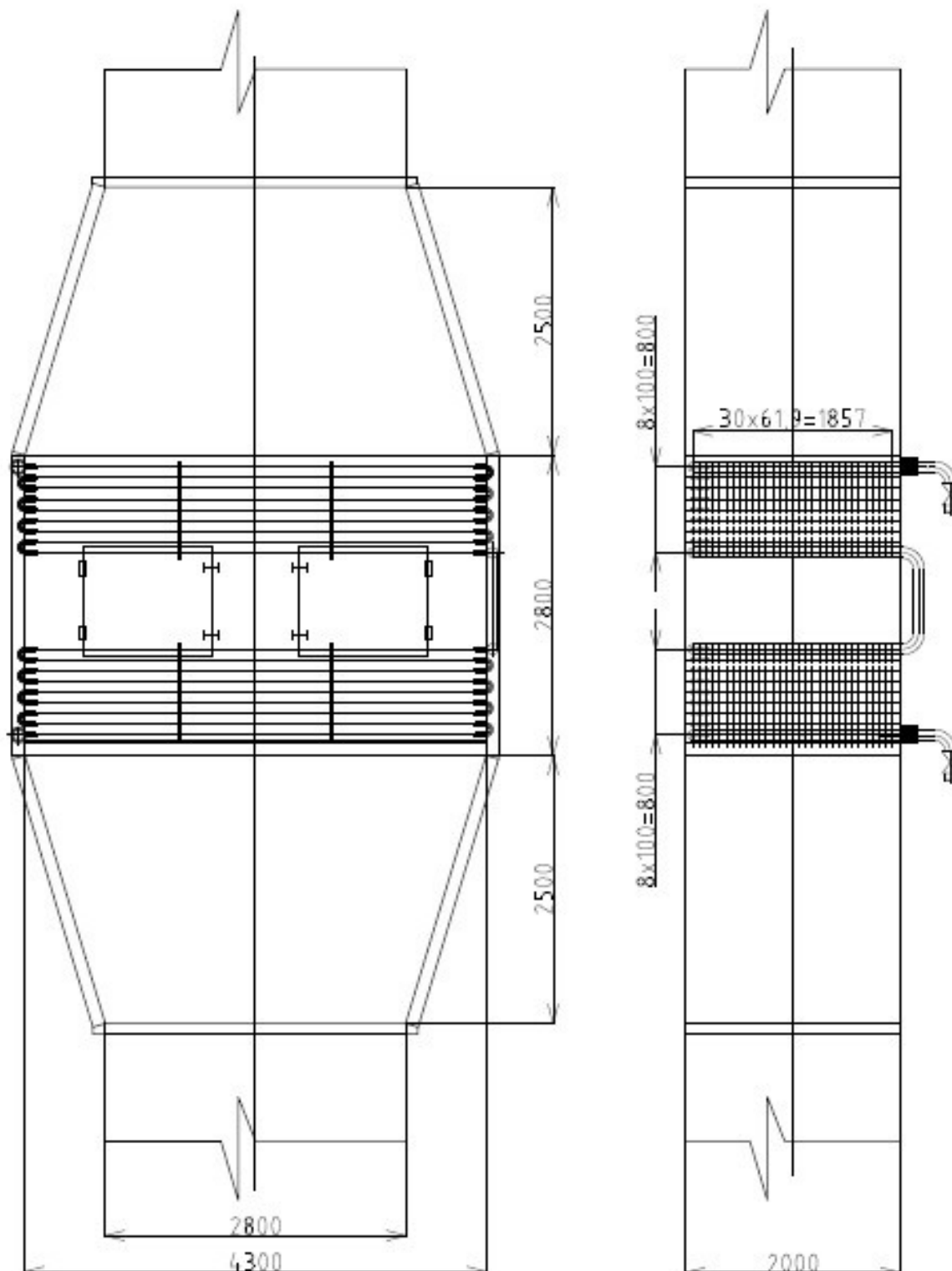
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

5.4.6 Přehled shrnujících informací k výměníku č. 2

| | |
|---|---|
| Výkon výměníku | 1,6MW |
| Teplota spalín na vstupu | 260°C |
| Teplota spalín na výstupu | 136,2°C |
| Hustota spalín | 1,34 kg·m ³ |
| Průtok spalín | 13,61 Nm ³ ·s ⁻¹ |
| Skutečný průtok spalín | 26,6 m ³ ·s ⁻¹ |
| Rychlost spalín | 6 m·s ⁻¹ |
| Typ proudění médií | protiproudé |
| Teplota termooleje na vstupu | 120°C |
| Teplota termooleje na výstupu | 220°C |
| Střední hustota oleje | 906,6 kg·m ⁻³ |
| Průtok oleje | 5,57 kg·s ⁻¹ |
| Rychlost oleje | 0,6 m·s ⁻¹ |
| Vnější průměr trubky | 0,0269 m |
| Tloušťka stěny trubky | 0,0032 m |
| Vnitřní průměr trubky | 0,0205 m |
| Výška žebra | 0,01 m |
| Průměr trubky s žebry | 0,0469 m |
| Tloušťka žebra | 0,002 m |
| Počet žeber | 100/m |
| Podélná rozteč trubek | 0,0619 m |
| Příčná rozteč trubek | 0,1 m |
| Průřez kanálu | 4,43 m ² |
| Šířka kanálu | 2 m |
| Výška kanálu | 4,3 m |
| Délka kanálu | 2,8 m |
| Součinitel prostupu tepla | 30,6 W·m ⁻² ·K ⁻¹ |
| Velikost teplosměnné plochy | 789,2 m ² |
| Délka jedné trubky | 72,5 m |
| Počet řad trubek | 18 |
| Počet svazků trubek | 2 |
| Tlaková ztráta v trubce třením | 18,5 kPa |
| Tlaková ztráta v trubce místní | 6,1 kPa |
| Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru | 712,6 Pa |

Tab. 15: Shrnující informace o výměníku č. 2

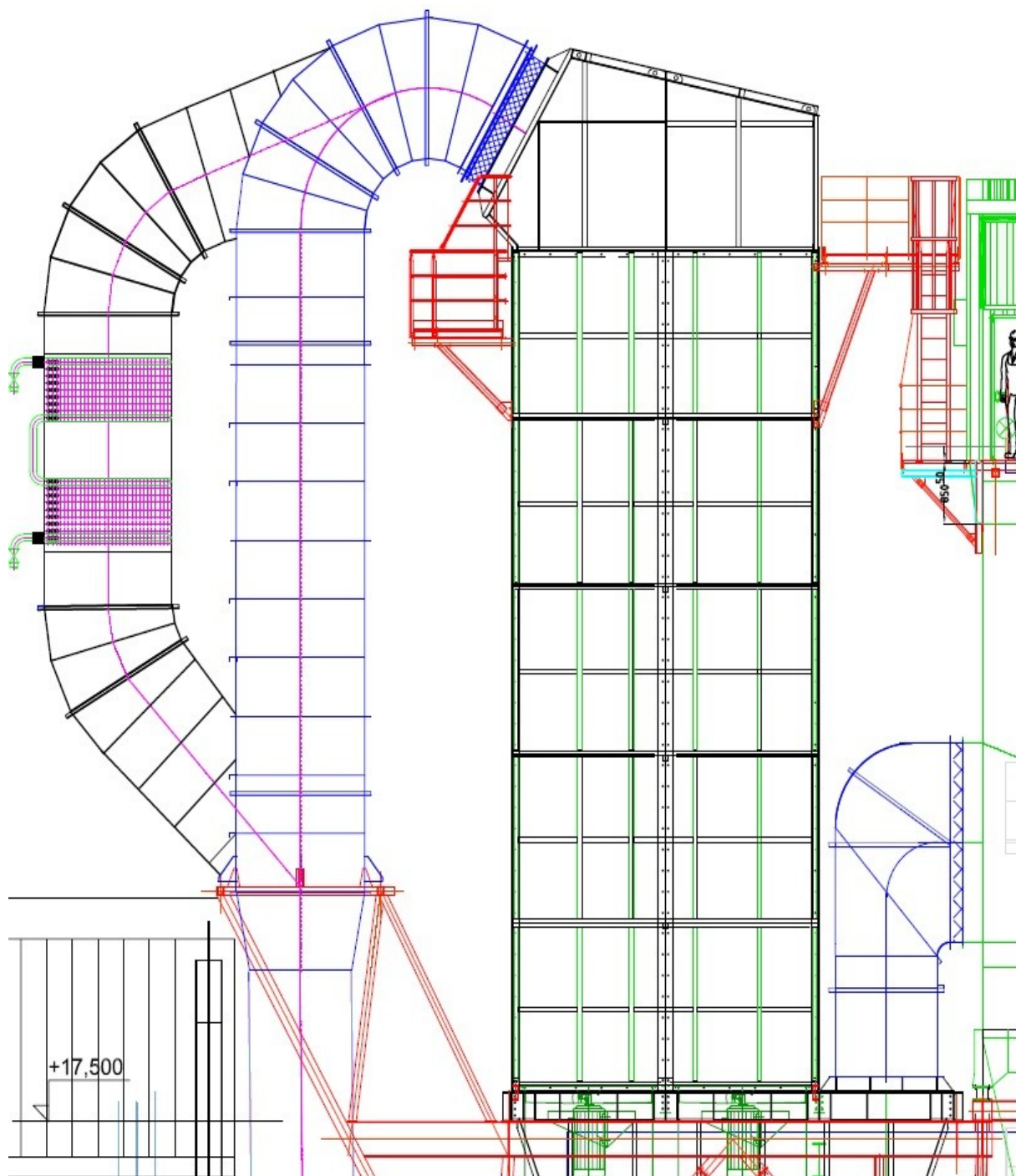


Obr. 33: Návrh výměníku č. 2

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Návrh umístění výměníku č. 2 je složitější, neboť se zde nenachází mnoho místa a jeho rozměr je vzhledem na požadavky snížení rychlosti spalín větší, než výměník č.1. Pro tento návrh by musela být dodatečně postavena podpůrná konstrukce. Orientace je opět vertikální vzhledem k množství drobného prachu, který s horkým vzduchem proudí. V bodě napojení se musí nacházet opět regulační klapka, která by v případě změny množství vzduchu, nebo poruchy tok regulovala a odkláněla.



Obr. 34: Návrh umístění výměníku

5.5 Celková bilance obou výměníků

5.5.1 Zhodnocení tlakových ztrát

Výpočet tlakových ztrát se provádí pro určení velikosti odporů při proudění spalin, vzduchu, či kapalin trubkami, vzduchovody nebo spalinovody. Znat velikosti odporů je velice důležité pro návrh pohonných jednotek, jako jsou ventilátory nebo čerpadla a jejich výkony.

Tlakové ztráty způsobené na straně oleje a vzduchu byly počítány a brány jen k výměníku. Zbylé délky přívodních a odváděcích potrubí, jejich místní ztráty v ohybech a napojení nejsou do výpočtu zahrnuty. Tím je výsledná tlaková ztráta menší, než by byla ve skutečnosti. K přesnému určení umístění ORC jednotky a zároveň vedení tras s termoolejem by musel být zpracován podrobný projekt, ale to je již nad rámec této práce.

Výsledky hydraulických ztrát lze celkově hodnotit za očekávané a přijatelné. Jedná se tedy pouze o hydraulické ztráty na výměníku. Jak již bylo navrženo (5.2), zapojení výměníků je paralelní, tím se tlakové ztráty nesčítají, ale čerpadlo se navrhuje s ohledem na největší z nich. Sčítat se naopak budou hmotnostní průtoky, jednotlivých proudů, které musí čerpadlo ve výsledku zvládnout. Při rozdělení proudu by bylo použito regulačního ventilu, který by rozděloval proudění oleje ve správném poměru. Pro bezporuchový provoz je vhodnější instalace čerpadla se 100 % zálohou.

Vypočtené velikosti ztrát:

$$\text{Hydraulická ztráta ve výměníku č. 1: } \Delta p_{z1} = 53044 Pa$$

$$\text{Hydraulická ztráta ve výměníku č. 2: } \Delta p_{z2} = 24598 Pa$$

Pro výpočet příkonu čerpadla odhaduji maximální hydraulickou ztrátu po celkové trase:

$$\Delta p_z = 60000 Pa \Rightarrow 60 kPa$$

Celkový hmotnostní průtok oleje:

$$\dot{M}_{ol} = \dot{M}_{ol1} + \dot{M}_{ol2} \quad (5.5-1)$$

$$\dot{M}_{ol} = 6,78 + 5,57 = 12,35 kg \cdot s^{-1}$$

Příkon čerpadla s ohledem na hydraulické ztráty:

$$P_{Pc} = \frac{\Delta p_z \cdot \dot{M}_{ol}}{\rho_c \cdot \eta_c} = \frac{60000 \cdot 12,35}{840 \cdot 0,9} = 980,2 W \quad (5.5-2)$$

$$\text{kde: } \rho_c = 840,2 kg \cdot m^{-3} - \text{střední hustota oleje}$$

$$\eta_c = 0,9 - \text{účinnost čerpadla (voleno)}$$

5.5.2 Výsledný elektrický výkon ORC

Celkově přivedené teplo:

$$Q_c = Q_1^{skut} + Q_2^{skut} \quad (5.5-3)$$

$$Q_c = 3,67 + 1,60 W = 5,27 MW$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Entalpie oleje po smíchání obou průtoků jdoucí do ORC:

$$I_c = \frac{m_{ol1} \cdot I_{ol12} + m_{ol2} \cdot I_{ol22}}{m_c} \quad (5.5-4)$$
$$I_c = \frac{6,78 \cdot 771,19 + 5,57 \cdot 499}{12,35} = 648,48 \text{ kJ / kg}$$

po aproximaci odpovídá teplota oleje na vstupu do ORC:

$$t_{ol}^{celk} = 266^\circ\text{C}$$

Teplotní spád v ORC jednotce:

$$\Delta t_{ORC} = t_{ol}^{celk} - t_{ol11} \quad (5.5-5)$$
$$\Delta t_{ORC} = 266 - 120 = 146^\circ\text{C}$$

Elektrická účinnost ORC jednotky:

Dle tab. 7 je pro daný tepelný výkon Q_c zvolena jednotka **Turboden 10 to 14 HR DE**, jejíž hrubá elektrická účinnost se pohybuje okolo 17 - 22% a čistá okolo 16 - 21%. Na velikosti účinnosti se podílí několik důležitých faktorů. Jedná se především o zdroj tepla, pracovní médium (termoolej, silikonový olej), tlak oleje, druh chlazení (mokrý, suchá kondenzace) a tím i rozsah teplot v kondenzátoru. Podle tepelného výkonu, teplotního spádu a referenčního případu volím:

- hrubou elektrickou účinnost: $\eta_{elh} = 20\%$

Hrubý elektrický výkon:

$$P_{elH} = Q_c \cdot \frac{\eta_{elh}}{100} \quad (5.5-6)$$
$$P_{elH} = 5275 \cdot \frac{20}{100} = 1055 \text{ kW}$$

Tepelný výkon:

- tepelný výkon z celkového dodaného tepla: $\eta_{th} = 79\%$

$$P_{th} = Q_c \cdot \frac{\eta_{th}}{100} \quad (5.5-7)$$
$$P_{th} = 5,27 \cdot \frac{79}{100} = 4160 \text{ kW}$$

Vlastní spotřeba ORC jednotky se pohybuje okolo 36 - 70 kW, volím:

$$P_{sp} = 45 \text{ kW}$$

Čistý elektrický výkon ORC jednotky:

$$P_{el\check{c}} = P_{elh} - P_{sp} \quad (5.5-8)$$
$$P_{el\check{c}} = 1055 - 45 = 1010 \text{ kW} \Rightarrow 1,0 \text{ MW}$$

- čistá elektrická účinnost: $\eta_{el\check{c}} = 19\%$

6 Technicko-ekonomické zhodnocení

Tato část diplomové práce si klade za cíl posoudit vhodnost investování financí do realizace ORC technologie a zvážit ekonomické možnosti tohoto návrhu.

Při číselném zhodnocení návrhu je brána jako výnosná produkce elektrická energie. Tato energie bude použita pro vlastní účely závodu a nebude distribuována do sítě. Tepelná energie ve formě horké vody do výpočtu není zahrnuta, neboť její využití není přesně určeno. Nabízí se možnost k ohřívání užitkové vody v areálu závodu, nebo k předeřívání paliva. V zimním období by se tepelná energie využila i na vytápění budov, dílen a mlýnice strusky. Vzhledem k rozloze areálu závodu by investice na rozvod tepelné sítě nebyly jistě malé, ale v rámci několikaleté návratnosti jistě výhodné. V případě nevyužití tepla, by se energie mařila ve vzduchovém chladiči poblíž jednotky, nebo v letních měsících v chladiči věži, která se nachází v areálu.

Další jistě přínosnou položkou budou nevyčíslené úspory energie, které se ušetří na dochlazování horkého vzduchu a spaliny. Spaliny je nutno chladit obrovským množstvím vody ($11000 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$), tato množství musí být čerpáno do 35 m výšky, kde dojde v kondicionéru pod tlakem k rozprášení. Dopravu vody zajišťuje čerpadlo o příkonu téměř 100 kW. Pro chlazení horkého vzduchu jsou naopak použity ventilátory, které okolním vzduchem ochlazují trubkový výměník vzduch - vzduch. Všechna tato energie vydávána pro chlazení je ušetřena.

Na druhou stranu nesmíme zapomenout na zvýšení příkonů ventilátorů, které se vždy nacházejí mezi filtrem a komínem a vytváří v potrubí patřičný podtlak. Tento příkon bude potřeba navýšit o tlakové ztráty, ke kterým v jednotlivých výměnících dochází. Další nedílnou ztrátou bude příkon oběhového čerpadla, kterým bude termoolej rozváděn od ORC jednotky do výměníků a zpět. I přes tyto všechny nutné příkony uvádějící celý oběh do provozu budou zcela jistě úspory převažovat nad ztrátami.

Cena materiálu k montáži je uvažována kolem 80 Kč/kg. Hmotnost požitého materiálu pro jeden výměník je odhadnuta na 12 tun, k tomu je třeba připočíst hmotnost nosné konstrukce a napojení na potrubí. Celková hmotnost materiálu pro jeden výměník včetně nového potrubí vychází přibližně na 25 tun. Průměrná cena pro jeden výměník s montáží je odhadnuta na 5 mil Kč. Průměrná provozní doba pece je 6900 h/rok. Deklarovaná životnost ORC jednotky se uvádí 20 let. Vzhledem k jednoduché údržbě, neboť se jedná o bezúdržbový provoz, volím roční náklady 100 000 Kč/rok.

Shrnující informace k výpočtu:

| | |
|-------------------------------------|------------|
| ➤ využitelný elektrický výkon: | 1010 kW |
| ➤ životnost ORC: | 20 let |
| ➤ počet provozních hodin pece: | 6900 h/rok |
| ➤ nákupní cena elektřiny pro závod: | 1,9 Kč/kWh |

Hlavní investiční náklady (odhadované ceny):

| | |
|---|---------------|
| ➤ ORC jednotka: | 35 000 000 Kč |
| ➤ výměník č. 1 - materiál + montáž: | 5 000 000 Kč |
| ➤ výměník č. 2 - materiál + montáž: | 5 000 000 Kč |
| ➤ potrubní trasa s termoolejem a příslušenstvím | 5 000 000 Kč |

Výpočet:

| | |
|------------------------------------|---------------|
| ➤ čistá výroba el. energie za den: | 24,24 MW |
| ➤ čistá výroba el. energie za rok: | 6 969 MW |
| ➤ roční úspora za el. energii: | 13 241 100 Kč |

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Při určování návratnosti je zohledněna inflace, neboť jak je zřejmé po dobu životnosti bude kolísat hodnota peněz. Ze stránek ČNB [21] a její prognózy pro očekávaný růst, je stanovena odhadovaná míra inflace na 2%. Tato hodnota bude uvažována po celou dobu životnosti jednotky. [22]

Výpočet návratnosti (Cash flow):

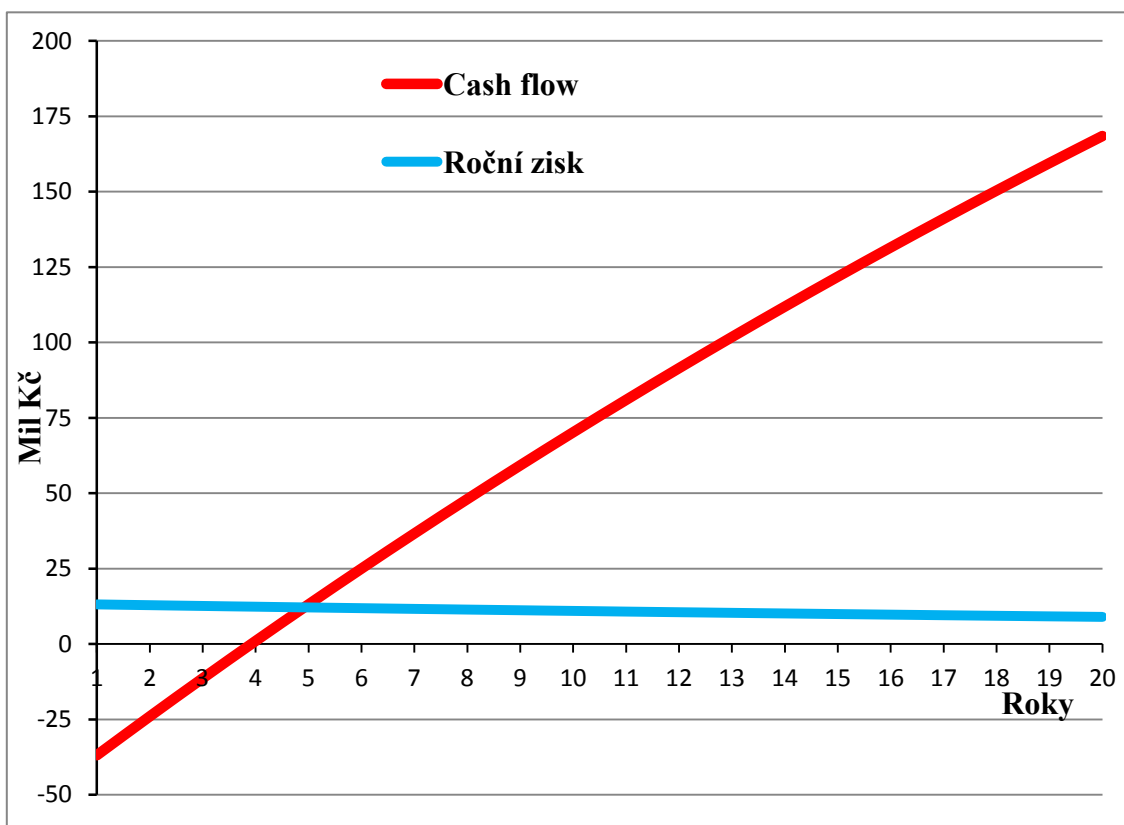
- náklady na údržbu: 100 000 Kč
- roční zisk (výnos - údržba): 13 141 100 Kč

Průběh Cash flow: [22]

Budoucí stav = předchozí stav + roční zisk * 0,98^{rok - 1}

| Rok | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 10 | 15 | 20 |
|---------------------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Roční zisk [mil Kč] | 13,14 | 12,88 | 12,62 | 12,37 | 12,12 | 10,96 | 9,90 | 8,95 |
| Cash flow [mil Kč] | -36,86 | -23,98 | -11,36 | 1,00 | 13,13 | 70,19 | 121,8 | 168,4 |

Tab. 16: Průběh ročního zisku a peněžního toku



Obr. 35: Průběh Cash flow

Z grafického znázornění je zřejmé, že návratnost investice se pohybuje okolo 4 let provozu. Do výpočtu není možné zahrnout všechny náklady spojené s realizací tohoto návrhu, proto raději počítejme s návratností okolo 5 let

7 Závěr

Více než 50% celkového tepla vznikajícího v průmyslu lze označit za nízkoenergetický potenciál, jenž je vyzařován v rozmezí teplot 100 – 300 °C. Obnovením energie z tohoto odpadu spalin a převedením na elektrickou energii se dosáhne snížení spotřeby fosilních paliv a zmírnění problémů v oblasti životního prostředí. Organický Rankinův cyklus (ORC) je jednou ze slibných technologií konverze nízkého potenciálu tepla na elektrickou energii.

ORC technologie se poslední dobou stává stále více perspektivní. Důkazem toho jsou rostoucí počty instalovaných ORC jednotek pro využití odpadního tepla nejen v teplárnách na českém území, ale i v průmyslu nebo využití solární a geotermální energie po celém světě. Další možností aplikace je využití nízkopotenciálního tepla v cementářském průmyslu. Příkladem jsou již několik let fungující jednotky např. na Slovensku nebo v Rumunsku.

V předložené diplomové práci je provedena analýza o vhodné technologii využívající odpadního tepla v závodě Českomoravský cement a.s. Úkolem bylo zjistit, zda navrhované řešení je pro případného investora vhodné a je-li navrhovaná technologie ekonomicky přínosná. Protože není možné získat všechny potřebné informace a mnoho věcí je odhadováno, mohou být výsledná čísla včetně návratnosti mírně zkrácena.

V první části práce je popsán technologický proces, kde je získán dostatečný přehled o jednotlivých operacích a technologii výroby cementu. Důležitou částí práce je seznámení se s dvěma body, kde se jeví instalace výměníků jako nejvhodnější a stanovení energetického potenciálu spalin. Po vyčíslení tepelného výkonu je práce podrobně zaměřena na využití vhodné technologie k transformaci tepelné energie na elektrickou. Nejvhodnější technologií je vybrána ORC jednotka společnosti Turboden.

V druhé části práce je zpracováno vše, co se týká výměníků. Je také navrženo teplotní médium a paralelní uspořádání trasy potrubí. Výpočtem jsou postupně stanoveny rozměry žebrovaných trubek a výměníků. Jsou zde také zhodnoceny tlakové ztráty jak ze strany oleje, tak ze strany spalin. Za výpočtovou částí je uveden přehled shrnujících informací a nechybí zde ani grafické návrhy obou výměníků a jejich přibližné místo připojení k potrubí. V následujícím bodě je vyhodnocena celková bilance přivedeného tepla, na jejímž základě byl určen model jednotky Turboden 10 to 14 HR a její čistý elektrický výkon. V závěru práce je provedeno technicko-ekonomické zhodnocení požití ORC a podle dostupných informací je zjištěna návratnost investice, která se pohybuje kolem 4 až 5 let s ohledem na uvažovanou 2% inflaci.

Seznam použitých zdrojů

1. Siemens Organic Rankine Cycle: Waste Heat Recovery with ORC. In: Siemens: Siemens Energy [online]. 2014 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.energy.siemens.com/nl/pool/hq/power-generation/steam-turbines/orc-technology/presentation-siemens-organic-rankine-cycle.pdf>
2. Anorganická pojiva: Cement. Institut geologického inženýrství Hornicko-geologická fakulta [online]. [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/anorganicka_pojiva.html#cementy
3. Svaz výrobců cementu. Publikace: Cementárny a využití směsného komunálního odpadu [online]. 2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.svcement.cz/dokumenty/publikace>
4. Svaz výrobců cementu. GEMRICH, Jan. Aktivita: Současná paliva v cementářském průmyslu [online]. 2009 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.svcement.cz/includes/dokumenty/pdf/soucasna-paliva.pdf>
5. Zpracování kalů - projekt Kemicond. Hemifloc: Aplikace [online]. [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://kemifloc.cz/aplikace/>
6. TAP- tuhé alternativní palivo. HRADISKÝ, David. MB-eko: Nezávislé stránky o životním prostředí a udržitelném žití na Mladoboleslavsku [online]. 2013 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.mb-eko.cz/hlavni/aktualita/tap-tuhe-alternativni-palivo>
7. WUWT: Watts Up With That [online]. 2012 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://wattsupwiththat.com/2012/08/18/mcintyres-talk-in-london-plus-the-uks-tilting-at-windmills-may-actually-increase-co2-emissions-over-natural-gas/>
8. Spalinové kotle – půvab v rozmanitosti. All for power: Informační portál a časopis [online]. 2014 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.allforpower.cz/UserFiles/file/babcock.pdf>
9. MACHÁČKOVÁ, Adéla. Druhotné energetické zdroje. Vysoká škola báňská - technická univerzita Ostrava: Katedra tepelné techniky [online]. 2008 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.fmfi.vsb.cz/export/sites/fmfi/cs/studium-a-vyuka/studijni-opory/635-Machackova-Druhotne-energeticke-zdroje.pdf>
10. OBERNBERGER, Ingwald. Biomasse-KWK auf Basis des ORC. In: BIOS: bioenergiesysteme [online]. 26.11.2013 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.bios-bioenergy.at/uploads/media/Presentation-Obernberger-ORC-LienzAdmont-2003-11-26.pdf>
11. Organic Rankine cycle technology. In: TURBODEN [online]. Italy, 2014 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.turboden.eu/en/public/downloads/NEW%20-%20ORC%20Brochure%20leaflet%20MR.pdf>
12. Wikipedia: Saturation vapor curve. [online]. 11.2.2014 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Saturation_vapor_curve

13. NOUMAN, Jamal. Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles - ORC: Master of Science Thesis. In: DIVA [online]. STOCKHOLM, 2012 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.diva.portal.org/smash/get/diva2:555314/FULLTEXT01.pdfW%20%20ORC%20Brochure%20leaflet%20MR.pdf>
14. GB consulting: Technology & types Green Machine. [online]. 2013 [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.gmachine.eu/technology-green-machine>
15. Power from heat. Triogen [online]. 2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.triogen.nl/>
16. Organic Rankine cycle technology. In: TURBODEN [online]. Italy, 2014 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.turboden.eu/en/public/downloads/NEW%20%20ORC%20Brochure%20leaflet%20MR.pdf>
17. Therminol 66. Therminol: Heat transfer fluids by Eastman [online]. 2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.therminol.com/products>
18. BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0426-4.
19. ČERNÝ, Václav. Parní kotle. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 858 s.
20. Vodotrubné kotle a pomocná zařízení - Část 15: Přejímací zkoušky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2004.
21. Měnová politika: Prognóza. Česká Národní Banka [online]. 2015 [cit. 2015-05-29]. Dostupné z: <https://www.cnb.cz>
22. VÍTEK, S. ORC oběh pro využití tepla KJ. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 86 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalín pro výrobu elektrické energie

Seznam obrázků

| | | |
|----------|--|-----|
| Obr. 1: | ORC jednotka..... | 11 |
| Obr. 2: | Lom Mokrá..... | 12 |
| Obr. 3: | Předhomogenizace a mletí surovinové směsi | 13 |
| Obr. 4: | Vlevo - surovinový mlýn, vpravo - homogenizační síla..... | 14 |
| Obr. 5: | Předehřívací zařízení (čtyřstupňový cyklonový výměník) s rotační pecí..... | 14 |
| Obr. 6: | Průběhové teploty při spalování..... | 15 |
| Obr. 7: | Výroba a expedice cementu | 16 |
| Obr. 8: | Sušené čistírenské kaly | 17 |
| Obr. 9: | TAPY - tuhá alternativní paliva | 18 |
| Obr. 10: | Spalinovod směřující do sprchového chladiče (kondicionéru) | 21 |
| Obr. 11: | Schéma výrobního procesu cementu s hodnotami spalín a průtoky vzduchu..... | 22 |
| Obr. 12: | Trubkový vzduchový chladič a přívod horkého vzduchu | 23 |
| Obr. 13: | 3D model spalinového kotle..... | 25 |
| Obr. 14: | Schéma uspořádání spalinového kotle za plynovou turbínou..... | 27 |
| Obr. 15: | Technologické schéma a teplotní průběhy spalín a vody (páry)..... | 28 |
| Obr. 16: | Závislost $QV_{,sp} / Q_{m,p}$; $Q_{m,p} / QV_{,sp}$ na teplotě spalín $t_{sp,1}$ | 29 |
| Obr. 17: | ORC jednotka v modulárním uspořádání | 30 |
| Obr. 18: | T-s diagram a schéma ORC oběhu s rekuperátorem | 31 |
| Obr. 19: | T-s diagram mokré pracovní kapaliny, izoentropické a suché | 32 |
| Obr. 20: | Bezpečnostní klasifikace podle standardu ASHRAE | 33 |
| Obr. 21: | Schematický přehled pro kombinovanou výrobu tepla a elektrické energie | 35 |
| Obr. 22: | GM - jednotka | 356 |
| Obr. 23: | Jednotka Triogen..... | 35 |
| Obr. 24: | Variabilita provozu | 35 |
| Obr. 25: | ORC jednotka společnosti Turboden..... | 38 |
| Obr. 26: | Teplotní rozsah termooleje Therminol 66..... | 39 |
| Obr. 27: | Paralelní zapojení výměníků s návrhy teplot oleje | 41 |
| Obr. 28: | Teplotní průběh spalín a média pro výměník č. 1..... | 42 |
| Obr. 29: | Uspořádání trubek ve výměníku | 44 |
| Obr. 30: | Návrh výměníku č. 1..... | 53 |
| Obr. 31: | Návrh umístění výměníku..... | 54 |
| Obr. 32: | Teplotní průběh spalín a média pro výměník č. 2..... | 55 |
| Obr. 33: | Návrh výměníku č. 2..... | 65 |
| Obr. 34: | Návrh umístění výměníku..... | 66 |
| Obr. 35: | Průběh Cash flow | 70 |

Seznam tabulek

| | | |
|----------|--|----|
| Tab. 1: | Objemové složení spalin a měrné hmotnosti plynů | 20 |
| Tab. 2: | Entalpie složek spalin | 20 |
| Tab. 3: | Entalpie spalin bodu 1 pro dané teploty | 21 |
| Tab. 4: | Objemové složení horkého vzduchu a měrné hmotnosti plynů | 23 |
| Tab. 5: | Entalpie složek spalin | 24 |
| Tab. 6: | Entalpie spalin bodu 2 pro dané teploty | 24 |
| Tab. 7: | Vhodné modely pro rekuperaci tepla společnosti Turboden | 34 |
| Tab. 8: | Modely společnosti Siemens | 35 |
| Tab. 9: | Parametry GM modulu do 110 kWe | 36 |
| Tab. 10: | Parametry modulu Triogen | 37 |
| Tab. 11: | Vlastnosti termooleje Therminol 66 v závislosti na teplotě | 40 |
| Tab. 12: | Součinitelé místních odporů pro výměník č. 1 | 50 |
| Tab. 13: | Shrnující údaje o výměníku č. 1 | 52 |
| Tab. 14: | Součinitelé místních odporů pro výměník č. 2 | 62 |
| Tab. 15: | Shrnující informace o výměníku č. 2 | 64 |
| Tab. 16: | Průběh ročního zisku a peněžního toku | 70 |

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

Seznam použitých symbolů

| | | |
|------------------|--|--|
| ρ_{sp} | $\text{kg}\cdot\text{Nm}^{-3}$ | hustota spalin |
| t_{sp} | $^{\circ}\text{C}$ | teplota spalin |
| I_{sp} | $\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$ | entalpie spalin |
| I_{ol} | $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ | entalpie oleje |
| P_{sp1} | kWth | využitelný tepelný výkon spalin z bodu č. 1 |
| P_{sp2} | kWth | využitelný tepelný výkon horkého vzduchu z bodu č. 2 |
| \dot{V}_1 | $\text{Nm}^3\cdot\text{h}^{-1}$ | objemový průtok spalin v bodě č. 1 |
| \dot{V}_2 | $\text{Nm}^3\cdot\text{h}^{-1}$ | objemový průtok spalin v bodě č. 2 |
| Δp | Pa | tlakový rozdíl |
| h | m | výška komína |
| g | $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ | gravitační zrychlení |
| ρ_{vz} | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | hustota vzduchu |
| $Q_{V,sp'}$ | $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ | objemový tok spalin procházející kotlem |
| $Q_{m,p}$ | $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ | hmotnostní tok páry vyrobené ve spalinovém kotli |
| Pr | - | Prandtlovo číslo |
| μ | $\text{Pa}\cdot\text{s}$ | dynamická viskozita |
| λ | $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | tepelná vodivost |
| c_p | $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | měrná tepelná kapacita při stálém tlaku |
| t_{ol} | $^{\circ}\text{C}$ | teplota termooleje |
| I_{ol} | $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ | entalpie termooleje |
| \bar{t}_{sp} | $^{\circ}\text{C}$ | střední teplota spalin |
| \bar{t}_{ol} | $^{\circ}\text{C}$ | střední teplota oleje |
| v_{ol} | $\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ | měrný objem oleje |
| \dot{Q}_{sp} | kW | celkové teplo přivedené do výměníku |
| \dot{Q}_{RC} | kW | tepelná ztráta sáláním a konvekcí |
| C | - | opravný součinitel pro paliva |
| Z_s | - | tepelná ztráta |
| Q_{sp} | kW | předané teplo ze spalin beze ztrát |
| Q_{ol} | kW | předané teplo ze spalin do oleje se strátami |
| \dot{M}_{ol} | $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ | hmotnostní průtok oleje |
| D | m | vnější průměr trubky |
| s | m | tloušťka stěny trubky |
| d | m | vnitřní průměr trubky |
| h_z | m | výška žeber |
| t_z | m | tloušťka žeber |
| n_z | - | počet žeber |
| w_{ol} | m/s | rychlost proudění oleje v trubkách |
| n_{tr} | - | počet trubek |
| w_{sp} | m/s | rychlost spalin |
| a | m | vzdálenost mezi průměry žeber |
| s_1 | m | příčná rozteč trubek |
| s_2 | m | podélná rozteč trubek |
| R | m | doporučený poloměr pro ohyb trubek |
| \check{s} | m | šířka spalinového kanálu |
| v | m | výška spalinového kanálu |
| \dot{V}_{skut} | $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ | skutečný průtok spalin |

| | | |
|-------------------------|-------------------------------|--|
| k | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ | součinitel prostupu tepla |
| α_{1r} | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ | redukovaný součinitel prostupu tepla ze spalin do stěny |
| $\frac{S_{\dot{z}}}{S}$ | - | podíl výhřevné plochy žeber a celkové plochy ze strany spalin |
| $D_{\dot{z}}$ | m | průměr trubky i s žebry |
| $s_{\dot{z}}$ | m | rozteč žeber |
| μ | - | součinitel rozšíření žebra |
| $\frac{sh}{s}$ | - | podíl výhřevných ploch |
| $\psi_{\dot{z}}$ | - | koeficient charakterizující nerovnoměrné rozložení α_k po povrchu žebra |
| E | - | součinitel efektivity žebra |
| β | - | koeficient potřebný k určení efektivity žebra |
| $\lambda_{\dot{z}}$ | $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ | součinitel tepelné vodivosti žeber |
| ε | $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ | součinitel zanesení výhřevné plochy |
| α_k | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ | součinitel přestupu tepla konvekcí |
| C_z | - | opravný koeficient na počet podélných řad |
| C_s | - | opravný součinitel na uspořádání trubek ve svazku |
| σ_1 | - | poměrná příčná rozteč trubek |
| σ_2 | - | poměrná podélná rozteč trubek |
| λ_{sp} | $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ | součinitel tepelné vodivosti spalin |
| ν_{sp} | $m^2 \cdot s^{-1}$ | kinematická viskozita spalin |
| S_{1m} | m^2 | celková vnější plocha jednoho metru trubky |
| Δt_1 | $^{\circ}C$ | rozdíl teploty spalin na vstupu a oleje na výstupu |
| Δt_2 | $^{\circ}C$ | rozdíl teploty spalin na výstupu a oleje na vstupu |
| Δt_{ln} | $^{\circ}C$ | střední teplotní logaritmický spád |
| S_1 | m^2 | celková potřebná výhřevná plocha |
| L | m | délka jedné trubky |
| $S_{\text{řad}}$ | m^2 | plocha jedné řady trubek |
| $n_{\text{řad}}$ | - | počet řad trubek |
| S_{skut} | m^2 | skutečná plocha trubek |
| Q^{skut} | W | skutečné teplo předané ve výměníku |
| I_{sp}^{skut} | $kJ \cdot Nm^{-3}$ | skutečná entalpie spalin na výstupu |
| t_{sp}^{skut} | $^{\circ}C$ | skutečná teplota spalin (horkého vzduchu) na výstupu |
| Δp_z | Pa | tlaková ztráta v trubkovém prostoru |
| Δp_t | Pa | tlaková ztráta třením |
| Δp_m | Pa | tlaková ztráta místní |
| λ | - | součinitel tření |
| $\bar{\rho}_1$ | $kg \cdot m^{-3}$ | střední hustota oleje |
| Re | - | Reynoldsovo číslo |
| k | mm | absolutní drsnost stěny |
| n_{ch} | - | počet obrátů (smyček) ve výměníku |
| ζ_1 | - | součinitel místního odporu pro náhlou změnu průřezu - rozšíření |
| ζ_2 | - | součinitel místního odporu pro náhlou změnu průřezu - rúžení |
| ζ_3 | - | součinitel místního odporu pro 180°ohyb v komoře |
| ζ_4 | - | součinitel místního odporu pro ventil |
| x | - | koef. pro závislost na roztečích trubek uspořádaných za sebou |
| d_H | m | hydraulický průřez |

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Využití odpadního tepla spalin pro výrobu elektrické energie

| | | |
|------------------|--------------------|--|
| S_N | m^2 | průměrný průřez trubek |
| O | m | omnožený obvod |
| Δp_1 | Pa | ztráta jedné řady trubek |
| \bar{t}_{st} | $^{\circ}C$ | střední teplota stěny |
| w_v | $m \cdot s^{-1}$ | rychlost oleje ve vstupní trubce |
| d_1 | m | vnitřní průměr přívodní i odvodní trubky |
| Q_c | W | celkové přivedené teplo do výměníků |
| m_c | $kg \cdot s^{-1}$ | celkový hmotnostní průtok oleje |
| I_c | $kJ \cdot kg^{-1}$ | výsledná entalpie oleje po smíchání obou průtoků |
| t_{ol}^{celk} | $^{\circ}C$ | výsledná teplota oleje na vstupu do ORC |
| Δt_{ORC} | $^{\circ}C$ | teplotní spád v ORC jednotce |
| P_{elH} | kW | hrubí elektrický výkon ORC jednotky |
| P_{sp} | kW | vlastní spotřeba ORC jednotky |
| $P_{elČ}$ | kW | čistý elektrický výkon ORC jednotky |

indexy

| | |
|----|---------------------------------|
| 1 | stav týkající se výměníku č. 1 |
| 11 | stav na vstupu do výměníku č. 1 |
| 12 | stav na výstupu z výměníku č. 1 |
| 2 | stav týkající se výměníku č. 2 |
| 21 | stav na vstupu do výměníku č. 2 |
| 22 | stav na výstupu z výměníku č. 2 |