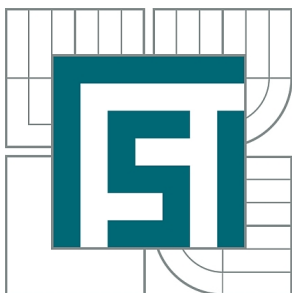


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VÝPOČTOVÝ MODEL KOTLE KWH

COMPUTATIONAL MODEL OF KWH BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ KOIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Koiš

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:

Výpočtový model kotle KWH

v anglickém jazyce:

Computational Model of KWH Boiler

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavní náplní práce bude stechiometrický výpočet kotle GEMOS, analýza tepelných ztrát kotle a tepelný výpočet výměňkové části KWH kotlové sestavy společnosti GEMOS, experimentální ověření získaných dat, analýza výsledků a případný ideový návrh úprav kotle.

Cíle diplomové práce:

Provést stechiometrický výpočet kotlové sestavy a analyzovat její tepelné ztráty

Provést tepelný výpočet stávající konstrukce kotle KWH

Experimentálně ověřit vypočtená data a navrhnout možné úpravy pro optimalizaci přenosu tepla

Seznam odborné literatury:

Černý, Janeba, Teyssler: Parní kotle, Technický průvodce č. 32, SNTL, 1983, 04-224-83

Dlouhý: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Jícha: Přenos tepla a látky, CERM, 2001, ISBN 80-214-2029-4

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 19.11.2013

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá tepelným výpočtem stávající konstrukce kotle KWH. Na úvod je v této práci zařazena krátká rešerše, v které je diskutováno spalované palivo a sledované zařízení. Pro realizaci výpočtu sdílení tepla jsou nejprve provedeny stechiometrické a bilanční výpočty zplyňovací komory ZKG. Bilanční rovnice vycházejí z výpočtů ztrát kotle, které jsou stanoveny na základě měřených dat. Za účelem ladění a manipulace s dílčími výpočty je celý výpočet zpracován v počítačovém programu. Výpočtový model řešený v této práci poskytuje bližší poznání procesů ve sledovaném zařízení. Pro zhodnocení je kotlová sestava podrobena experimentálnímu měření. Následuje analýza výsledků, která vede na možné směry úprav za účelem zvýšení účinnosti kotle.

Klíčová slova

Kotel, výpočtový model, přestup tepla, ztráty kotle

Abstract

The subject of this thesis is the computational model of existing KWH boiler. There is a short research in the introduction, which deals with combustion heat of considered boiler. The stoichiometric and balance calculations of gasification chamber ZKG are performed first. The Balance calculations are based on the boiler thermal loss calculations, the losses were determined experimentally. The entire calculation is processed in a computational program for purposes of debugging and manipulation with partial calculations. The computational model that is proposed in this thesis provide better boiler proces understandig. The real boiler measurement is performed for evaluation. The next point is the result analyses, that shows potential boiler efficiency improvements.

Key words

Boiler, computational model, heat transfer, boiler losses

Bibliografická citace

KOIŠ, J. *Výpočtový model kotle KWH*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Lisého, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2014

.....
Jiří Koiš

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za odborné vedení a vstřícné jednání při konzultacích k této diplomové práci. Také bych rád poděkoval za spolupráci doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D., Ing. Petru Kracíkovi a Ing. Otakaru Štelcovi.

Obsah

Úvod.....	13
1 Palivo.....	15
1.1 Štěpka.....	15
1.2 Piliny.....	16
1.3 Parametry paliva.....	16
1.4 Současný stav dřevěné štěpky na českém trhu.....	17
2 Popis zařízení.....	18
2.1 Rozdělení kotlů.....	18
2.2 Sestava energetického zařízení.....	19
2.2.1 Zplyňovací komora.....	20
2.2.2 Teplovodní kotel.....	20
2.2.3 Teplovodní okruh.....	21
2.2.4 Ovládání a kontrola zařízení.....	22
3 Měření.....	23
3.1 Naměřená data.....	23
3.2 Popis a metody měření.....	23
3.2.1 Měření teploty spalín v kotli.....	23
3.2.2 Měření složení spalín.....	24
3.2.3 Měření výkonu kotle.....	24
3.2.4 Měření spalovacího vzduchu.....	25
3.2.5 Zkoušky paliva.....	25
3.2.6 Měření teploty vnějších povrchů zařízení.....	27
3.2.7 Zhodnocení chodu zařízení během měření.....	30
4 Popis výpočtu.....	31
4.1 Výpočtový program.....	32
5 Přípravné výpočty.....	33
6 Stechiometrické výpočty.....	34
6.1 Stechiometrické výpočty spalovacího vzduchu.....	34
6.2 Stechiometrické výpočty spalín.....	35
7 Základní bilance kotle.....	38
7.1 Tepelná bilance kotle.....	38
7.1.1 Redukovaná výhřevnost.....	38
7.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost.....	39
7.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem.....	39
7.2.2 Ztráta chemickým nedopalem.....	40
7.2.3 Ztráta citelným teplem spalín (komínová).....	40
7.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí.....	40
7.3.1 Přirozená konvekce.....	41
7.3.2 Přenos tepla zářením.....	43
7.3.3 Ztrátový tepelný výkon zplyňovací komory.....	44
7.3.4 Ztrátový tepelný výkon konvekčního výměníku.....	44
7.4 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla.....	44
7.4.1 Teplota nechlazeného plamene.....	44
7.4.2 Entalpie spalín.....	45
7.5 Množství paliva.....	46
7.6 Stav spalín na výstupu zplyňovací komory.....	47

7.6.1 Teplota spalin na výstupu zplyňovací komory.....	47
7.6.2 Entalpie spalin na výstupu zplyňovací komory.....	47
7.6.3 Objemový průtok spalin.....	47
7.6.4 Hmotnostní tok spalin.....	48
8 Výpočet sdílení tepla.....	49
8.1 Výpočtové vztahy společné pro oblasti A–E.....	50
8.1.1 Součinitel prostupu tepla.....	50
8.1.2 Fyzikální vlastnosti spalin.....	50
8.1.3 Rychlost proudění spalin.....	51
8.1.4 Tepelný výkon.....	52
8.1.5 Součinitel přestupu tepla sáláním.....	52
8.1.6 Střední logaritmický spád.....	53
8.2 Výpočty sdílení tepla oblasti A.....	54
8.2.1 Popis oblasti A.....	54
8.2.2 Model proudění v oblasti A.....	54
8.2.3 Stanovení rychlosti proudění spalin v oblasti A.....	56
8.2.4 Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	58
8.2.5 Součinitel přestupu tepla sáláním.....	60
8.2.6 Tepelný výkon.....	60
8.3 Výpočty sdílení tepla oblasti B.....	60
8.3.1 Popis oblasti B.....	60
8.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	61
8.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním.....	61
8.3.4 Tepelný výkon.....	61
8.4 Výpočty sdílení tepla oblasti C.....	62
8.4.1 Popis oblasti C.....	62
8.4.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	62
8.4.3 Součinitel přestupu tepla sáláním.....	63
8.4.4 Tepelný výkon.....	63
8.5 Výpočty sdílení tepla oblasti D a E.....	63
8.5.1 Popis oblasti D a E.....	63
8.5.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	63
8.5.3 Součinitel přestupu tepla sáláním.....	64
8.5.4 Tepelný výkon.....	64
8.5.5 Tepelný výkon vedlejších teplosměnných ploch kotle.....	64
8.6 Výstup výpočtu.....	65
8.6.1 Celkový výrobní tepelný výkon.....	65
8.6.2 Teplota spalin na výstupu z kotle.....	66
9 Zhodnocení výsledků.....	67
9.1 Srovnání výsledků výpočtu a měření s požadavky.....	67
9.1.1 Výrobní výkon a teplota na výstupu z kotle.....	67
9.1.2 Srovnání vypočtené teploty spalin na výstupu ZKG s měřením.....	69
9.1.3 Zdůvodnění odchylky výpočtu od měření.....	70
9.2 Analýza výpočtového programu.....	71
9.2.1 Citlivostní analýza.....	71
9.2.2 Závěry plynoucí z analýzy výpočtu.....	74
9.3 Ideový návrh úprav kotle.....	75
9.3.1 Snížení komínové ztráty kotle.....	75
9.3.2 Jiné možnosti zvýšení účinnosti zařízení.....	76
9.3.3 Doporučení k měření.....	77

Závěr.....	78
Seznam použité literatury.....	80
Seznam použitých značek, veličin a jednotek.....	81
Seznam obrázků.....	84
Seznam tabulek.....	85
Seznam příloh.....	86

Úvod

Dnešní doba a nálada společnosti v Evropě udává nové směry v energetice, které se snaží vymanit z tak významné závislosti na fosilních palivech. Nutí spotřebitele, ale i výrobce energie smýšlet ekologicky. Dotacemi a cenovými výhodami se společně s rostoucími cenami fosilních paliv na trhu stávají alternativní zdroje energie zajímavým investičním zájmem. Výjimkou nejsou ani zařízení pro vytopenské účely, kde s rostoucí poptávkou roste i počet firem, které se snaží v tomto směru svůj sortiment rozšířit.

Jednou z takovýchto firem je i firma GEMOS CZ s.r.o., která ve spolupráci s VUT Brno provádí výzkum na konkrétním energetickém zařízení pro výrobu teplé vody k vytopenským účelům. Požadavek je zvýšení účinnosti zařízení a následné testování provedených změn. Palivem je dřevní štěpka a piliny. Výzkum je ve stádiu testování a provádění zkoušek navržených úprav. Sledovaná kotlová sestava je již jako celek v prodeji, ve sledované sestavě je ale provozována v nestandardním stavu z hlediska regulace a řízení. Při experimentálních měřeních je oproti standardnímu provozu zplyňováno palivo s vyšší vlhkostí. Kotel KWH je dodáván do kotlové sestavy od subdodavatele a prozatím nebyla provedena jeho optimalizace.

Z toho plyne požadavek na bližší poznání procesů ve sledované sestavě a zejména v kotli KWH. To lze realizovat výpočtovým modelem, který může následně sloužit jako výchozí bod k možným dalším úpravám zařízení. Lze tedy mluvit o reverzním inženýrství. Tato práce se proto zabývá tepelným výpočtem stávající konstrukce konvekčního výměníku kotle KWH.

Aby bylo možné stanovit výpočty pro přestup tepla výměňkové části kotle KWH, je nutné nejdříve provést stechiometrické a bilanční výpočty, které se vztahují na předcházející zařízení sestavy, kterým je zplyňovací komora ZKG. Tím se vymezí okrajové podmínky vstupu do konvekčního výměníku. Výpočet lze pro možnost ladění a práce s výpočtem zpracovat v počítačovém programu.

Protože se nejedná o návrhový výpočet, ztráty kotle lze stanovit na fyzickém zařízení a tím přiblížit výpočet skutečnému stavu, tím je zároveň eliminována chyba odhadem těchto parametrů.

Je zadán požadavek výrobního výkonu, který bude pro výpočty a prováděné zkoušky kotle výchozí. Kotel je za účasti autora této práce podroben četným měřením, aby bylo možné ověřit výpočtový model a stanovit některé vstupní hodnoty z měření a nebylo ve výpočtu nutné některé parametry odhadovat. Tato práce se nezabývá plněním emisních limitů, ani nastavením spalovacích procesů k jejich plnění.

Na závěr jsou výsledky z experimentálního měření a výpočtu zhodnoceny formou závěrů a ideového návrhu úprav kotle.

1 Palivo

Palivem pro sledovaný kotel je dřevěná štěpka a piliny. Tato kapitola se zabývá tímto druhem paliva, které spadá do kategorie biomasy, rychle rostoucího fenoménu nahrazování fosilních paliv ekologickou a cenově zajímavou alternativou.

Při experimentálních měřeních bylo použito palivo s vyšší vlhkostí, nežli je standardní stav paliva zplyňovací komory ZKG.

Biomasa dle [6] se v podmínkách České republiky vyskytuje ve třech základních druzích: dřeviny, stébelniny, ostatní biomasa – směsi a odpady. Přičemž dřeviny (případně stébelniny) je možno rozdělit do dvou kategorií, na záměrně pěstovanou biomasu pro energetické účely a na odpady vzniklé zpracováním biomasy k jiným účelům. Dále lze dřeviny, které bývají víceleté, dělit na listnaté a jehličnaté. Pro energetické účely jsou v ČR využívány buk, bříza, akát, borovice, smrk, topol a vrba.

Dřevěnou biomasu rozlišujeme také podle velikosti částice paliva, největší je kusové dřevo, dále štěpka a piliny. Používá se také přepracovaná ve formě dřevních pelet a briket jako ušlechtilé palivo vyráběné z pilin a štěpky. Na úkor zvýšení ceny paliva přepracováním stoupá i jeho kvalita. Zejména nižší vlhkostí, jednodušší dopravou a skladováním, je vhodné pro automatické spalování.

1.1 Štěpka

Dřevní štěpka je strojně zkrácená a nadrcená dřevní hmota na částice o délce od 30 do 250 mm. Je získávána z odpadů lesní těžby a průmyslového zpracování dřeva, nebo rychle rostoucích dřevin. Jedná se o velmi levné biopalivo určené pro vytápění větších budov. Dřevní štěpku obvykle klasifikujeme podle velikosti, obsahu vody, obsahu kůry a ve většině případů se specifikuje i druh dřeva [5].

Dřevní štěpka ze zbytků lesní těžby

Jedná se o strojně zpracované těžební zbytky a kmínky z probírek. Obsah vody bezprostředně po těžbě dosahuje více než 55 %. Obsah vody po přirozeném dosoušení přes léto na slunném a větru vystaveném místě zpravidla klesá na 30 % při objemové hmotnosti kolem 250 kgm^{-3} [5].

Na trhu se objevuje několik druhů dřevní štěpky [10]:

- **Zelená štěpka (lesní)**
Štěpka získaná ze zbytků po lesní těžbě. Lze v ní nalézt nejen části drobných větví, ale také listí, případně jehličí (proto název zelená štěpka). Tím, že se zpracovává čerstvá hmota, je vlhkost této štěpky vysoká.
- **Hnědá štěpka**
Štěpka získaná ze zbytkových částí kmenů, pilařských odřezků apod. Sjednocujícím prvkem je obsah kůry. Dříví totiž nebylo před zpracováním odkorněno, lze tedy na jednotlivých štěpkách rozpoznat části kůry.
- **Bílá štěpka**
Štěpka získaná z odkorněného dříví, obvykle odřezků při pilařské výrobě. Ani na jednotlivých štěpkách se již nenachází kůra. Využívá se především pro výrobu dřevotřískových desek.

Dřevní štěrka ze zbytků z průmyslového zpracování dřeva

Jedná se o strojně zpracovaný odpad průmyslového zpracování dřeva. Obsah vody z pilařských odpadů bývá kolem 45 %, z truhlářské výroby kolem 15 % [10].

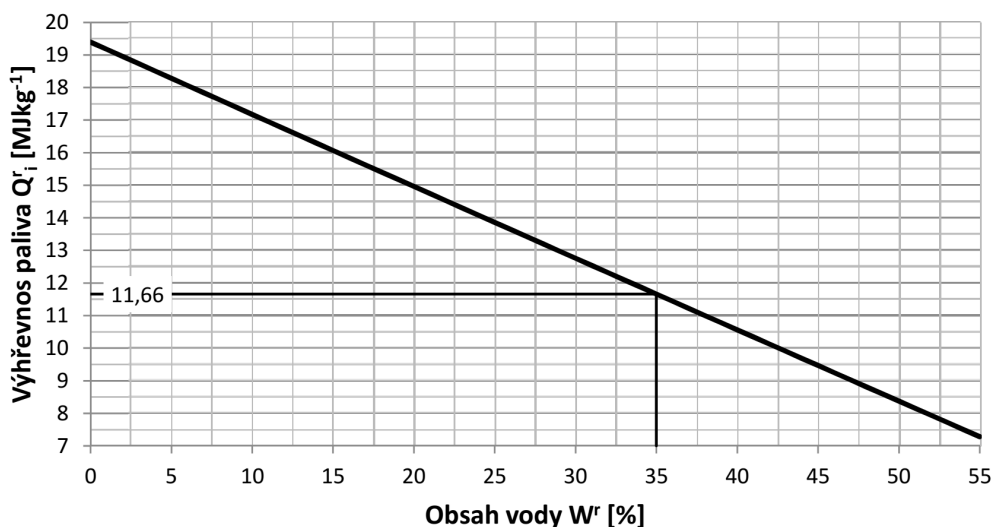
1.2 Piliny

Dle [5] piliny vznikají jako odpad při zpracování dřeva, například v pilařských provozech. Proto jejich produkce závisí především na sezónních a ekonomických vlivech, jako jsou omezené provozy v zimních měsících na pilách, vlastní spotřeba pilin k vytápění pilařských provozů, případně sušení řeziva u některých provozů, kde se piliny používají jako medium pro sušení. Problematická je samotná doprava, skladování a manipulace s pilinami. Proto se piliny také často používají i k výrobě již zmíněných dřevěných pelet, nebo briket.

1.3 Parametry paliva

Sledované parametry biomasy podle [6] jsou: výhřevnost paliva, spalné teplo, hrubý rozbor (obsah vody, obsah popelovin, hořlaviny, prchavé hořlaviny), základní prvkový rozbor viz tabulka 1-1, biochemický rozbor (třísloviny, pryskyřičné látky, lignin, holocelulóza), charakteristické teploty popele (teplota spékání, měknutí, tání, tečení), složení popele.

Přičemž za nejvýznamnější lze označit výhřevnost paliva, ta je ovšem značně ovlivněna obsahem vody v palivu. Při padesátiprocentním obsahu vody v palivu je výhřevnost méně jak poloviční, než u naprosto suchého. Graf, viz obrázek 1-1, pro názornost demonstruje závislost výhřevnosti paliva použitého ve výpočtech na obsahu vody, která je lineární. Stanovení výhřevnosti paliva viz



Obr. 1-1 Graf výhřevnosti paliva v závislosti na jeho vlhkosti

Vlhkost v palivu je nežádoucí, snižuje již zmíněnou výhřevnost paliva, komplikuje zápal paliva, zvětšuje objem spalin a tím i snižuje jejich teplotu. Což znamená společně s větším obsahem vodních par ve spalinách větší riziko jejich kondenzace a následné nebezpečí vzniku nízkoteplotní koroze na vnitřních plochách kotle, případně v komínu.

Určení druhu dřeva ve štěrce, nebo v pilinách může být občas komplikované vzhledem k tomu, že se často jedná o odpadní produkt. V palivu bývá zastoupeno více druhů dřevin, případně vyšší obsah kůry, listů nebo jehliček. To může způsobovat společně s kolísáním vlhkosti, která ve vlivu jednoznačně dominuje, změnu výhřevnosti paliva. Rozdíly spalného tepla paliva se dle druhů dřevin používaných k energetickým účelům v ČR pohybují v

rozptylu zhruba 1 MJkg^{-1} , viz tabulka 1-1. U záměrně pěstované dřevěné biomasy, která se často vysazuje na plantážích jako monokultura, je druh dřeva znám.

Z výše uvedených důvodů, jsou výhřevnost paliva a obsah vody pro tuto diplomovou práci měřeny před měřením teplot v kotli, kvůli potlačení chyby odhadem a stanovení rovných podmínek pro měření a výpočet.

Tab. 1-1 Složení a vlastnosti paliva dle [6]

Druh dřeva		akát	borovice	bříza	buk	smrk	topol	vrba	průměr	
Vodík v hořlavině	H_{daf}	6,15	6,47	6,29	6,29	6,16	6,12	6,03	6,22	[%]
Uhlík v hořlavině	C_{daf}	48,4	49,6	49,1	48,8	50,3	50,3	50,4	49,56	[%]
Dusík v hořlavině	N_{daf}	0,43	0,15	0,26	0,13	0,12	0,29	0,34	0,25	[%]
Síra v hořlavině	S_{daf}	0,01	0,01	0,01	0	0,01	0,02	0,02	0,01	[%]
Kyslík v hořlavině	O_{daf}	45	43,7	44,3	44,8	43,4	43,3	43,2	43,96	[%]
Popel v palivu	A_{daf}	0,98	0,46	2,34	0,51	0,53	1,82	1,67	1,19	[%]
Spalné teplo hořlaviny	Q_{daf}	19500	20400	20200	19200	20200	20000	19800	19900	$[\text{kJkg}^{-1}]$

1.4 Současný stav dřevěné štěpky na českém trhu

Po konzultaci s projektovou manažerkou neziskového sdružení CZ BIOM následuje stručné shrnutí aktuální pozice dřevěné štěpky na českém trhu.

Ceny štěpky jsou u nás variabilní s ohledem na lokalitu a velikost zdroje. Obecně se dá ale říci, že ceny štěpky z lesních těžebních zbytků (označované též jako kategorie O2) jsou v současné době na úrovni 105 – 125 Kč/GJ. Ceny štěpky z cíleně pěstované biomasy (též kategorie O1) jsou 140 – 178 Kč/GJ.

Požadavky na palivo jsou dány u nás pouze trhem, nejsou žádné závazné standardy. Kvalitativní požadavky se tedy liší od energetického zdroje a dostupnosti paliva na trhu, tzn s větším přebytkem produktu na trhu stoupají nároky na dodávky. Obecně ale platí, že za kvalitní parametry je považována větší dřevnatost štěpky a tedy menší podíl kůry a zeleného kletu. Z toho potom plyne již zmiňované rozdělení na bílou, hnědou a zelenou štěpku.

Kvalitu paliva lze následně posoudit podle kvality frakce (dobře seštěpkovaná hmota), minimálního obsahu kletu a především dle obsahu vody. Tím že se vykupuje dřevěná štěpka za GJ, se kvalita odráží již v ceně samotné. Výkupy pro menší odběratele jsou ovšem uváděny v ceně na tunu, nebo na ložný kubický metr.

2 Popis zařízení



Obr. 2-1 Snímek sledované kotlové sestavy

2.1 Rozdělení kotlů

Pro kategorizaci sledovaného zařízení a pro uvedení do dané problematiky je provedeno následné rozdělení kotlů.

Kotlem rozumíme zařízení pro výrobu tepelné energie odváděné v podobě horké vody, páry, případně jiného teplotnosného média pro otopné, technologické nebo energetické účely. Kotle lze dělit dle nejružnějších kritérií, následuje obecné rozdělení kotlů s přihlédnutím k [1].

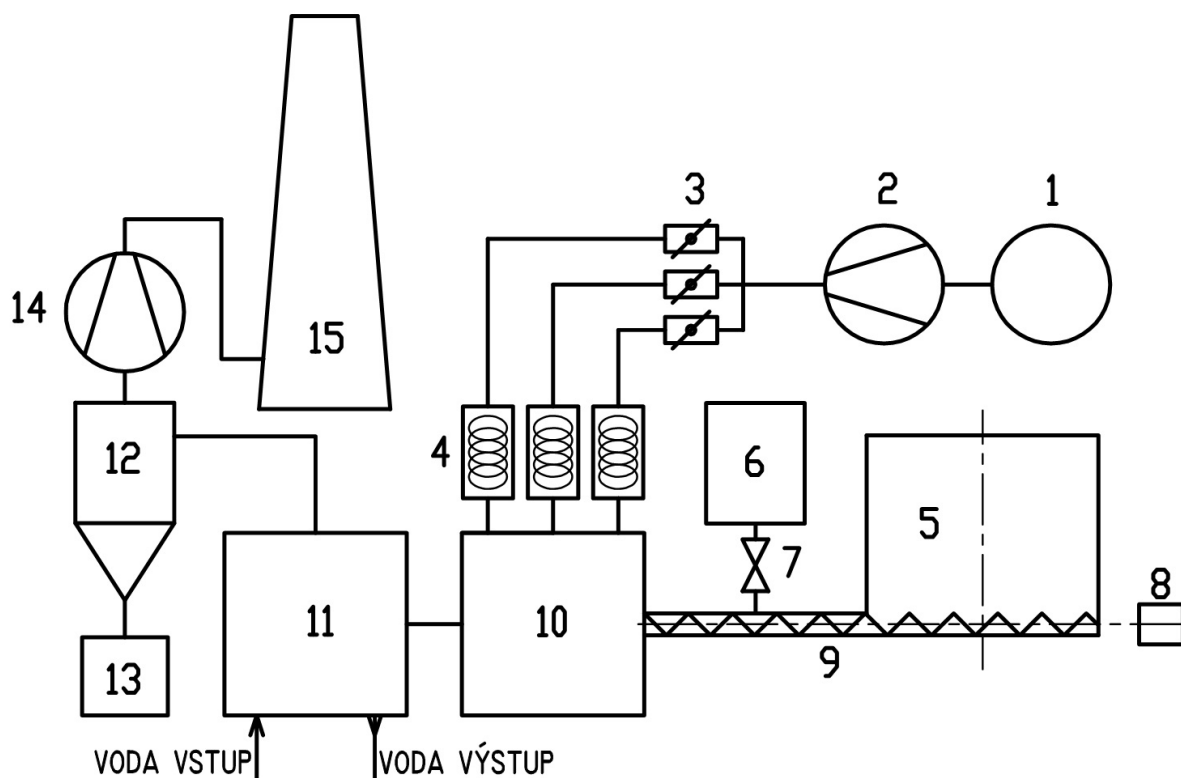
- **podle použití** – elektrárenské, teplárenské, pro vytápění, spalovenské, na odpadní teplo (utilizační), průmyslové
- **podle provedení** – stacionární, kotle balené, mobilní
- **podle paliva** – spalující plynná, kapalná, pevná paliva, (elektrické kotle)
Pro toto kritérium lze provést specifičtější rozdělení pro paliva tuhá dle základního typu ohniště: roštové, fluidní, práškové (granulační, výtavné, cyklónové).
- **podle pracovního média** – nejčastěji voda, pára
 - kotle parní, které lze dále rozlišovat na velkoprostorové (válcové, plamencové, žárotrubnaté).
A vodotrubné, které se dělí především podle průtoku ve výparníku, buď s oběhem ve výparníku (bubnové kotle s povzbuzenou cirkulací, přirozenou cirkulací jedno/dvoububnové), nebo průtočné kotle (s pohyblivým koncem odpařování „Benson“, s pevným koncem odpařování „Sulzer“, typ „Ramzin“, se superponovanou cirkulací). Vodotrubnaté kotle se také liší podle konstrukce, mohou být článkové, strmotrubnaté.
 - kotle teplovodní (pod 110 °C), horkovodní (nad 110 °C) dělíme především podle konstrukce na skříňové, plamencové, bubnové, s nuceným průtokem (průtočné)
- **podle tlaku** – toto rozdělení se týká především parních kotlů, kde podle tohoto kritéria mimo jiné volíme způsob průtoku vody ve výparníku. Dle [2] nízkotlaké do 2,5 MPa, středotlaké do 6,4 MPa, vysokotlaké do 22,5 MPa, výše s nadkritickým tlakem
- **podle způsobu nasazení** – špičkové, pološpičkové, pro základní zatížení

2.2 Sestava energetického zařízení

Pro obecný popis použijeme rozdělení podle kapitoly 2.1. Jedná se o kotel pro vytápění, stacionární provedení, kotel skříňového tvaru spalující pevné palivo v roštovém ohništi. Pracovním médiem je voda o přípustné teplotě na výstupu 95 °C, kotel je proto teplovodní.

Bližší popis některých částí sestavy je podle [12] a zabývají se jím další podkapitoly.

Schéma zapojení jednotlivých zařízení kotle v sestavě znázorňuje obrázek 2-2 níže. Sledovaná kotlová sestava v laboratoři je patrná na obrázku 2-1 předcházející stránky.



Obr. 2-2 Schéma zapojení kotle do technologického celku

Popis schéma na obrázku 2-2:

1. Sací otvor pro spalovací vzduch
2. Vzduchový vysokotlaký ventilátor
3. Klapky pro regulaci primárního, sekundárního, terciálního vzduchu
4. Elektrické ohříváky primárního, sekundárního, terciálního vzduchu
5. Zásobník paliva
6. Bezpečnostní nádrž s vodou
7. Bezpečnostní termostatický ventil
8. Asynchronní motor s frekvenčním měničem a převodovou skříní pro pohon šnekového podavače
9. Šnekový podavač paliva
- 10. Zplyňovací komora ZKG**
- 11. Teplovodní kotel KWH (konvekční výměník)**
12. Cyklónový odlučovač popílku
13. Sběrná nádoba pro odloučený popílek
14. Spalinový ventilátor
15. Komín

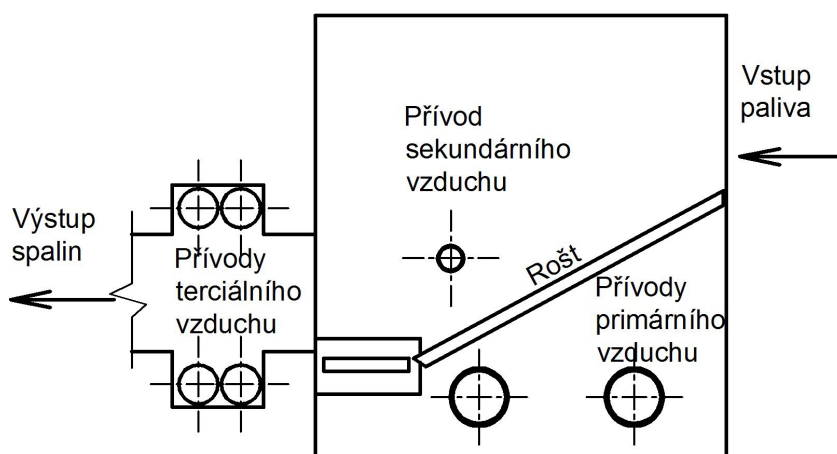
2.2.1 Zplyňovací komora

Parametry: hmotnost 600 kg, **jmenovitý výkon 110 kW**, palivo: dřevní štěrka, piliny, (pelety), maximální velikost zrna paliva 30 mm.

Zplyňovací komora od firmy GEMOS je tvořena ocelovou konstrukcí a masivní vyzdívkou ze šamotových cihel, která zajišťuje akumulaci tepla a tím i stabilní teplotu v komoře. Strop komory je tvořen demontovatelnou keramickou deskou, izolací a odnímatelným ocelovým víkem. Tím je zajištěna možnost přístupu do celé nadroštové části komory v případě úprav a servisu. Ve stěně komory nad šikmým roštem jsou dveře, které umožňují okamžitý přístup do spalovacího prostoru. Pod roštem jsou z boku komory v dolní části dvířka pro vybírání popele.

Palivo je přiváděno do horní části komory nad šikmý rošt. Po šikmém roštu se pohybuje směrem dolu vlivem gravitace a posunováním nově přichozího paliva. V této fázi dochází ke zplyňování a palivo hoří. Za šikmým roštem následuje rošt vodorovný, kde palivo dohořívá a do trysky komory vstupuje plamen a uvolněný dřevoplyn. Na počátek trysky je přiváděn predehřátý terciální vzduch. Po promíchání spalovacího terciálního vzduchu s dřevoplymem dochází k intenzivnímu hoření v trysce komory. Pro zajištění kvalitního spalování jsou do komory přiváděny vzduchy primární, sekundární a terciální.

Spaliny jsou do dalšího dílu kotle vedeny převáděcím kanálem čtvercového průřezu.



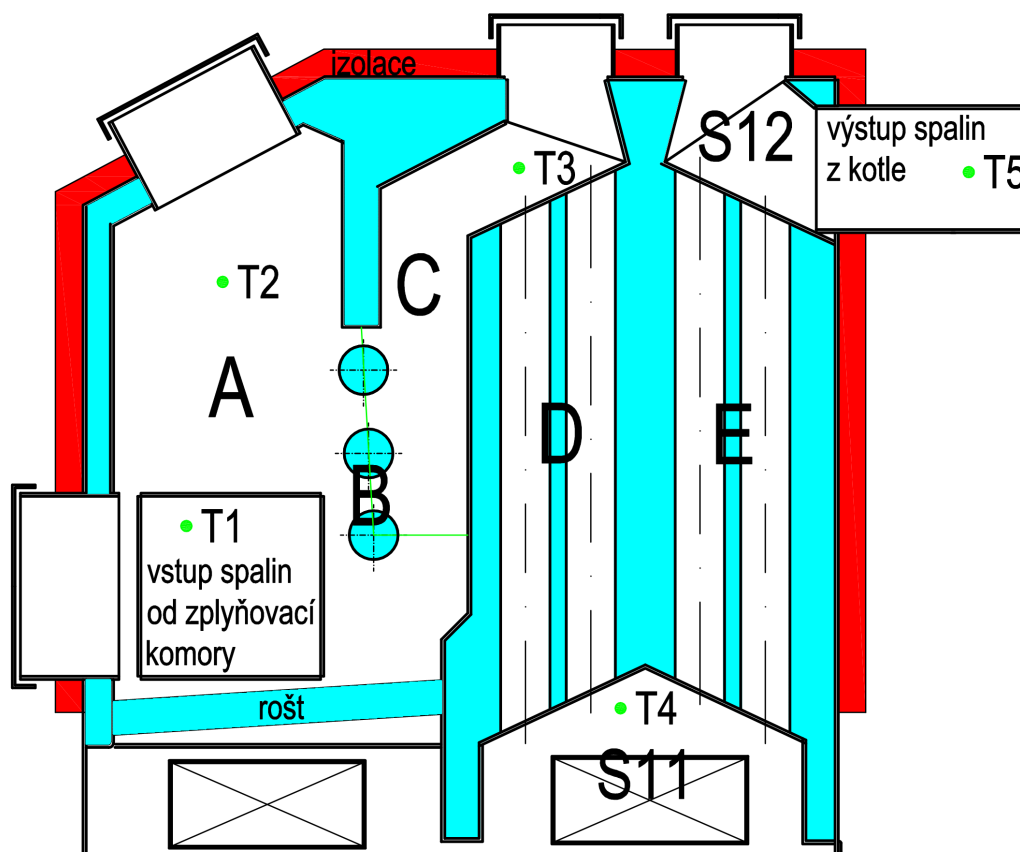
Obr. 2-3 Schématický náčrt zplyňovací komory

2.2.2 Teplovodní kotel

Parametry: hmotnost 1150 kg, vodní objem 0,58 m³, jmenovitý výkon 180 kW, velikost teplosměnné plochy 11,5 m², světlost příruby výstup/vstup – DN80/PN6

Jedná se o speciální teplovodní kotel skříňového tvaru pro spalování pevného paliva. Skládá se ze dvou základních částí. Spalovací komory s pevným roštem pro doplňkové pálení kusového dřeva a konvekční části se svisle umístěnými žárovými trubkami.

Pro tepelný výpočet bylo zapotřebí teplosměnné plochy rozdělit na několik dílčích oblastí označených A–E a dodatkové plochy S11, S12, viz obrázek 2-4. V obrázku jsou také zanesena místa, kde byla měřena teplota.



Obr. 2-4 Schématický řez kotlem KWH

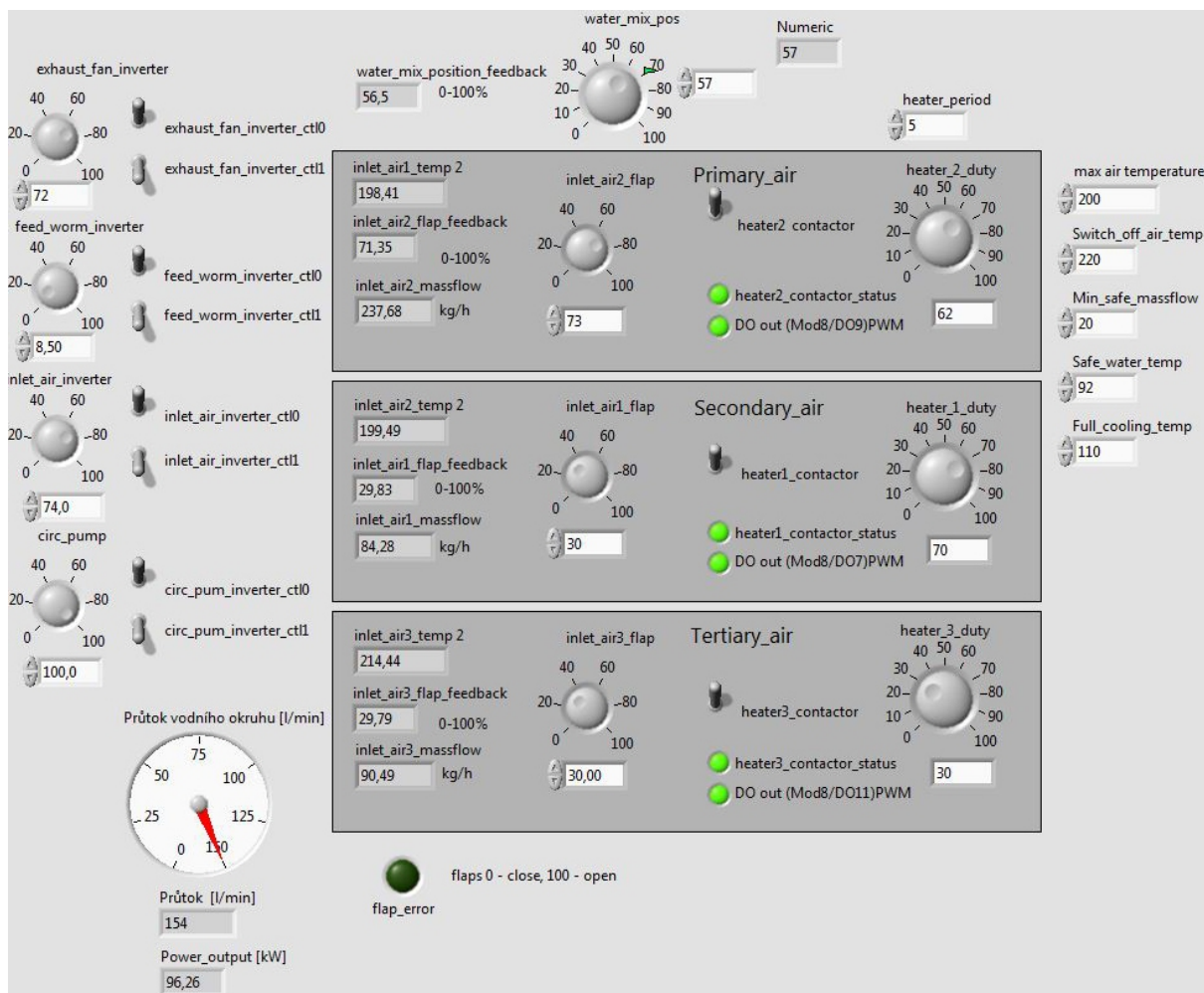
Na obrázku 2-4 je řez kotlem KWH, pro názornost je zde i pozice přívodu spalin ze zplyňovací komory, která by v řezu nebyla normálně zobrazena. Kotel je opatřen vnější izolací (v obrázku červená barva), kterou prostupují servisní otvory pro čištění žárových trubek na vrchu kotle. Dále jsou na obrázku patrná dvířka pro čištění roštu v dolní části oblasti A, dvířka pro přikládání kusového paliva v horní části oblasti A a také kanál pro výstup spalin z kotle. Ve spodní části kotle je dvojice dveří sloužící taktéž k údržbě zařízení. Modré oblasti na obrázku značí prostory zaplněné kotelní vodou.

2.2.3 Teplovodní okruh

Na vstupu a výstupu kotelní vody z kotle je měřena teplota pomocí sond Pt100. Teploty jsou zapisovány pomocí softwaru. Na výstupu teplovodního potrubí z kotle je také umístěn pojišťovací ventil a manometr. Pro zajištění požadované teploty vratné vody do kotle je instalován na vratném potrubí třicestný směšovací ventil ESBE DN 32 /VRG 131/ se servopohonem Belimo. Na vratném potrubí mezi třicestným ventilem a vstupem vratné vody do kotle jsou osazeny filtry, průtokoměr kalorimetru a oběhové teplovodní čerpadlo s plynulou regulací průtoku Grundfos MAGNA. K vratné větvi je připojena expanzní nádoba osazená kulovými kohouty pro umožnění odtlačování expanzní nádoby, kontrole a upravení tlaku vzduchu v nádobě. Pro bezpečné dopouštění soustavy z řádu je instalována zpětná klapka, manometr a filtr. Pro manipulaci s oběhovým čerpadlem, filtrem a průtokoměrem bez vypuštění vody ze systému, jsou vloženy do potrubí uzavírací armatury.

2.2.4 Ovládání a kontrola zařízení

Veškeré snímače a měření jsou přes sběrnice propojeny se stolním počítačem. Ovládání jednotlivých parametrů nemá regulaci, pouze vymezení oblasti bezpečného provozu zařízení. Pro nastavení požadovaného chodu zařízení je třeba jednotlivé parametry nastavovat a kontrolovat na řídicím panelu naprogramovaného v softwaru LabVIEW, jehož část lze vidět na obrázku 2-5. Obrázek byl pořízen jako Print Screen při jednom z měření a lze na něm pozorovat ovládací prvky, stavové kontrolky, zpětné vazby jednotlivých zařízení a snímačů.



Obr. 2-5 Názorný snímek části ovládacího panelu v programu LabVIEW

Absence regulace je z hlediska nastavování požadovaného chodu problém, protože odezva zařízení na změnu některých parametrů je pomalá a doba potřebná k optimálnímu nastavení požadovaného chodu se značně prodlužuje.

Zařízení je ale zatím ve stádiu vývoje a některé systémy regulace budou instalovány právě na základě prováděných zkoušek a měření.

3 Měření

Zařízení bylo testováno v laboratoři Energetického odboru VUT Brno, kde byla provedena za účasti autora práce měření popsáná v kapitolách níže.

Zkoušky kotle byly prováděny za účelem dosažení požadovaného výrobního tepla $Q_v = 110 \text{ kW}$ a pro testování zařízení při maximálním dosažitelném výkonu za daných podmínek (vlhkost paliva, přehřátí vzduchu, dodržení emisních limitů).

Metodiku měření teplot a výkonu určila zadavatelská firma.

Měření byla prováděna vždy po ustálení žádaného stavu kotle. Doba zapisování měřených veličin byla stanovena na jednu hodinu. Zapisování měřených veličin je realizováno logováním měřených hodnot řídicím programem v softwaru LabVIEW částečně popsaného v kapitole 2.2.4. Hodnoty byly zapisovány v intervalu deseti sekund po dobu řečené jedné hodiny. To ovšem neplatí pro měření složení spalin, jehož zařízení není propojeno s tímto programem a interval zapisování hodnot byl snížen na jednu minutu.

3.1 Naměřená data

Do tabulky naměřených hodnot 3-1 není zahrnuto měření teploty vnějších povrchů kotle, viz kapitola 3.2.6.

Z měřených zkoušek kotle byl vybrán stav, který nejvíce odpovídal požadovanému výkonu kotle, respektive nastavení a režim při nejvyšším dosaženém výkonu kotle během měření.

Tab. 3-1 Průměrné naměřené hodnoty

Teplota spalin	T1 959,4	T2 457,8	T3 407,7	T4 254,9	T5 178,8	[°C]
Sledované konc. složek spalin	O₂ 11,69	%	CO 738	ppm		
Parametry vzduchu	T_∞ 25	°C	T_v 199,5	°C	M_v 413,6	kg·hod ⁻¹
Výkon kotle	Q_v 97,24	kW	T_{win} 61,15	°C	T_{wout} 70,20	°C
Parametry paliva	W^r 35	%	Q_s^r 13400	kJ·kg ⁻¹	f 8,81	Hz

3.2 Popis a metody měření

3.2.1 Měření teploty spalin v kotli

Všechna měření teplot byla provedena přímou metodou, pro některá umístění snímačů do požadovaných pozic jsou v zařízení zhotoveny průchodky.

Schématicky znázorněné polohy snímačů instalovaných v kotli jsou patrné na obrázku 2-4.

Obecně při měření vyšších teplot spalin je nutno počítat s ovlivněním měřené hodnoty vlivem sálání média a pohledových prostor. Jelikož je množství sálavého tepla na snímač velmi obtížně stanovitelné, je nutno počítat s tímto faktorem jako s dominantním vstupem chyby do měření, případně se umístěním, nebo konstrukcí snímače jeho vlivům bránit.

Měření teplot T2-T4 má spíše orientační charakter.

Teplota T1 je označená jako teplota spalin na výstupu ze zplyňovací komory. Protože se teplota ve sledovaném místě pohybuje kolem 1000 °C, je k měření použit termočlánekový teploměr umístěný v kovové trubičce, která eliminuje vliv sálání prostor a spalin na snímač. Poloha snímače je v polovině výšky převáděcího kanálu. Další problémy související se stanovením této teploty jsou uvedeny v kapitole 7.6.1 .

Teplota T2 je teplota spalin v prostoru oblasti A. Teplota je z důvodu vysoké teploty média měřena termočlánekem, který je umístěn volně v prostoru. Po dokončení modelu proudění v prostorách oblasti A bylo ovšem zjevné, že naměřenou teplotu dále nelze použít z důvodů uvedených v popisu modelu proudění z kapitoly 8.2.1 , jako je umístění snímače ve středu dominantního víru a z toho vyplývající nerovnoměrné proudění v této oblasti.

Teplota T3 je teplota spalin na vstupu do oblasti D. Teplota spalin je zde stále relativně vysoká, proto je měřena termočlánekem umístěným nad vstupem spalin do žárových trubek. Umístění termočlátku skýtá možnou neobjektivnost měření této veličiny, jelikož rychlostní pole proudu je právě v tomto místě značně komplikované. To by bylo možné eliminovat buďto změnou polohy termočlátku za provozu kotle a sledováním případných deviací, nebo umístěním většího počtu snímačů do rozdílných poloh. Měření bylo ovšem finančně limitováno a zapojení dalších snímačů omezuje i kapacita měřicí ústředny.

Teplota T4 je měřena stejným způsobem jako teplota T3.

Teplota T5 je teplota na výstupu z kotle KWH. Z této teploty se stanovuje velikost komínové ztráty kotle, je proto měřena odporovým teploměrem Pt100, který je velmi přesný a lze ho při dané teplotě spalin již aplikovat. Relativně nízkou teplotou spalin je snížen vliv tepelné radiace na snímač a proto lze měřenou teplotu považovat za validní.

3.2.2 Měření složení spalin

Měření objemové koncentrace složek spalin je provedeno pro kyslík, měřený zařízením Ultramat 21/ O₂ a pro SO₂, NO_x zařízením Ultramat 22. Měření funguje na principu spektrometrie suchých spalin. Součástí měřicí sestavy je vymrazovací komora s kompresorem. Spaliny jsou odebírány za kotlem z kouřovodu vyhřívaným potrubím.

Měření se sleduje složení spalin pouze pro určení ztráty chemickým nedopalem a z naměřené koncentrace kyslíku je stanoven přebytek vzduchu pro spalování podle vztahu (6.6). To vnáší chybu do výpočtu, protože je vlivem podtlaku v kotli vyvozovaného spalinovým ventilátorem přisáván falešný vzduch netěsnostmi zařízení, což zvyšuje koncentraci kyslíku ve spalinách. Chybu lze kromě odhadu jen velmi těžko eliminovat, protože stanovení množství přisávaného vzduchu je komplikované.

Práce se nezabývá plněním emisních limitů, ani nastavením spalovacích procesů k jejich plnění.

3.2.3 Měření výkonu kotle

Tepelný výkon kotle horké vody je měřen nepřímou metodou z rozdílů teplot horké vody T_{wout} a vratky T_{win} a z průtoku vody kotlem. Průtok vody je měřen indukčním průtokoměrem značky Flomag. Samotný výpočet výkonu z měřených parametrů vyhodnocuje program v softwaru LabVIEW.

Teplota kotelní vody je měřena na výstupu ohřáté vody z kotle T_{wout} [°C] a na vstupu vratky do kotle T_{win} [°C] . Měření teplot je provedeno odporovými snímači teploty Pt100.

3.2.4 Měření spalovacího vzduchu

Teplota spalovacího vzduchu

Teplota vzduchu v laboratoři neboli teplota okolního prostředí byla dlouhodobým pozorováním stanovena na $T_{\infty}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sledovaná teplota není v různých místech laboratoře stejná vlivem samotného zařízení, které je intenzivním zdrojem tepla, dále vlivem nuceného chlazení klimatizačním zařízením a také výměnou vzduchu v laboratoři, odkud kotel nasává nezanedbatelné množství spalovacího vzduchu.

Teplota přehřátého spalovacího vzduchu $T_v\text{ }[^{\circ}\text{C}]$ je měřena jednotlivě pro primární, sekundární a terciální vzduch. Při měření byly na stejnou teplotu přehřívány akorát primární a sekundární vzduch. Teploty jsou měřeny odporovým teploměrem Pt100.

Hmotnostní tok spalovacího vzduchu

Měření hmotnostního toku spalovacího vzduchu $M_v\text{ }[\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}]$ je realizováno nepřímou metodou měření váhami vzduchu od firmy Bosch typ HFM 5, které jsou instalovány na přívodních potrubích primárního, sekundárního a terciálního vzduchu před ohříváky vzduchu. Samotná přesnost měřidla je podle výrobce do 3 % měřené veličiny. Měřený hmotnostní tok se ale neshodoval s výpočty, proto bylo provedeno kontrolní měření jinou metodou žárovým anemometrem. Kontrolní metoda se blížila výsledkům stechiometrických výpočtů a od instalované metody se lišila o 20 %.

Při korekci naměřených hmotnostních toků na 80 % jejich hodnoty se výpočty s měřeními při různých stavech přibližně shodovaly (v tabulce naměřených hodnot je uvedena hodnota bez této korekce).

Z výše uvedeného nelze označit použitou metodu měření z pohledu celkového množství spalovacího vzduchu za spolehlivou a proto nebylo toto měření použito k stanovení přebytku vzduchu α [-] pro výpočet. Naměřené hodnoty hmotnostních toků jsou použity při stanovení entalpie vzduchu, kde je z podílů hmotnostních toků primárního až terciálního vzduchu stanovena jeho entalpie. To je z důvodu zohlednění absence přehřevu terciálu v zplyňovací komoře ve výpočtech (vztah (7.2)). Z naměřených hodnot je stanoveno, že 22 % spalovacího vzduchu tvoří terciální vzduch o teplotě $T_{\infty}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a zbytek tvoří 78 % přehřívajícího vzduchu na teplotu $T_v=199,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Důvodem nepřesnosti měření bude spíše samotná instalace měřidla, nebo vyhodnocení měřeného signálu, nežli samotná přesnost použitého měřidla. Tyto nedostatky na zařízení zatím nebyly z finančních a časových důvodů odstraněny.

3.2.5 Zkoušky paliva

Teplota paliva je považována za totožnou s teplotou v laboratoři, protože sklad paliva je umístěn v přílehlé místnosti.

Palivem při měřeních byly piliny. **Spalné teplo** paliva $Q_s\text{ }[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$ bylo stanoveno kalorimetrickou zkouškou na zařízení IKA C200, viz naměřená data v tabulce 3-1.

Zásadním parametrem je **vlhkost paliva** $W\text{ }[-]$, která byla stanovena na halogenové sušící váze Kern MLS. Touto metodou jsou stanovena všechna měření vlhkosti paliva v této práci.

Z rozboru paliva bylo stanoveno pouze množství vodíku v hořlavině, proto je použito složení paliva ze zprůměrovaných hodnot dřevin z tabulky 1-1. Rozbor paliva použitého ve výpočtech viz předposlední sloupec v tabulce 1-1.

Měření hmotnostního toku paliva

Měření hmotnostního toku paliva bylo provedeno jednorázovou zkouškou podavače paliva. Asynchronní motor podavače (viz schéma na obrázku 2-2) je řízen frekvenčním měničem otáček. Zpětná vazba otáček je signálem odesílána ovládacímu programu na stolním počítači, který ji zapisuje společně s ostatními hodnotami.

Kalibrace měření hmotnostního toku byla provedena zkouškou kotle při provozu podavače bez zápalu zplyňovací komory a neaktivity ostatních systémů, přičemž bylo dopravované palivo po měřenou dobu **dvou minut** schraňováno ve sběrné nádobě, kde bylo následně zváženo. Nepřímou metodou se stanovil příslušný hmotnostní tok dle následujícího jednoduchého vztahu.

$$M_{pal}^{f;0,545} = \frac{m}{\tau} \cdot 60 \text{ [kg} \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (3.1)$$

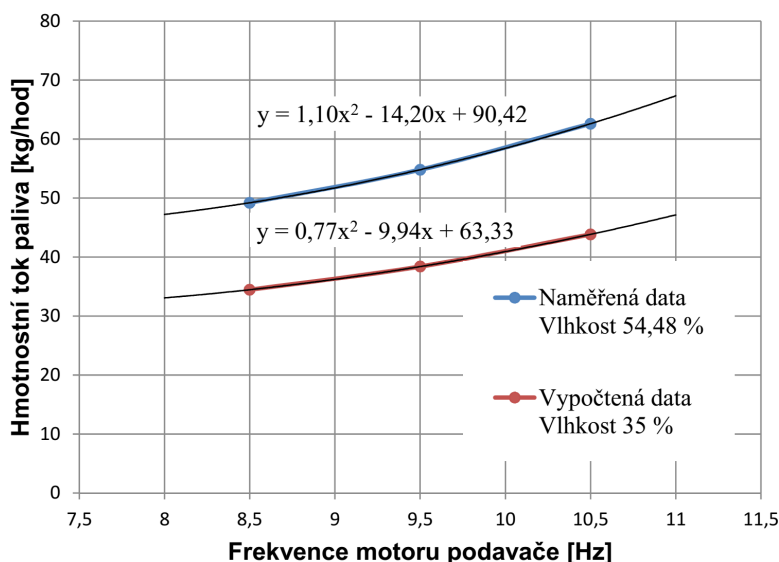
kde m [kg] je hmotnost paliva ve sběrné nádobě

$\tau = 2 \text{ min}$ je doba měření

konstanta 60 [min] je přepočet hmotnostního toku paliva na [kg $\cdot$ hod $^{-1}$]

Měření bylo opakováno pro tři různé režimy otáček motoru podavače. Následně byla stanovena vlhkost paliva pro tuto zkoušku (kromě vlhkosti bylo palivo totožné s ostatními zkouškami kotle).

Výsledkem tohoto měření je závislost hmotnostního toku na frekvenci motoru podavače, který lze popsat funkcí získanou proložením naměřených hodnot, viz obrázek 3-1. Funkce vzhledem k charakteristice systému podavače není jednoznačně lineární (charakteristika asynchronního motoru atp), proto byla pro větší přesnost funkce popsána polynomem třetího stupně, který je použitelný na malém, ale dostačujícím rozsahu frekvencí motoru. Definiční obor funkce je stanoven na interval $8 \leq f \leq 11 \text{ Hz}$.



Obr. 3-1 Funkce hmotnostního toku paliva

Pokud provedeme zjednodušující předpoklad, že hmotnostní tok je pro stejný druh paliva funkcí pouze frekvence podavače a vlhkosti paliva, lze jednoduchým přepočtem naměřených hodnot stanovit funkci hmotnostního toku právě pro jinou vlhkost paliva. To lze popsat následujícím vztahem.

$$M_{pal}^{f;W^r} = M_{pal}^{f;0,54} \cdot \frac{1-0,545}{1-W^r} \quad [\text{kg hod}^{-1}] \quad (3.2)$$

kde $M_{pal}^{f;0,545}$ [kg hod⁻¹] je naměřený hmotnostní tok paliva při frekvenci motoru f [Hz]
konstanta 0,545 [-] je vlhkost paliva při tomto měření
 W^r [-] je vlhkost paliva

Dle vztahu (3.2) lze stanovit body, jejichž proložením dostáváme funkci hmotnostního toku pro libovolnou vlhkost paliva, viz vlhkost paliva použitá ve výpočtech kotle v obrázku 3-1.

Při měřeních dle kapitoly 3.1 byla naměřena frekvence motoru podavače $f = 8,81$ Hz, čemuž po dosazení do polynomicke funkce v obrázku 3-1 odpovídá následující hmotnostní tok paliva stanovený z měření.

$$M_{pal} = 0,77 \cdot 8,81^2 - 9,94 \cdot 8,81 + 63,33 = 35,51 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

3.2.6 Měření teploty vnějších povrchů zařízení

Pro přesnější výpočet ztráty sáláním a vedením tepla do okolí, kterým se zabývá kapitola 7.3, bylo provedeno jednorázové měření teplot povrchů zařízení při výkonu kotle v teplé vodě $Q = 79,6$ kW. Měření bylo provedeno termokamerou Flir SC 660.

Výběr měřených ploch a metodiku stanovení průměrných teplot měřených ploch udával autor této práce. Samotné měření provedl za účasti autora práce Ing. Petr Kracík.

Výpočet ztráty sáláním a vedením tepla do okolí je rozdělen na část ztrát zplyňovací komory ZKG a konvekčního výměníku KWH.

Naměřená data

Plochy vycházejí z rozměrů zařízení dle výkresové dokumentace [12] a fyzického měření některých rozměrů zařízení.

Tab. 3-2 Parametry sledovaných ploch

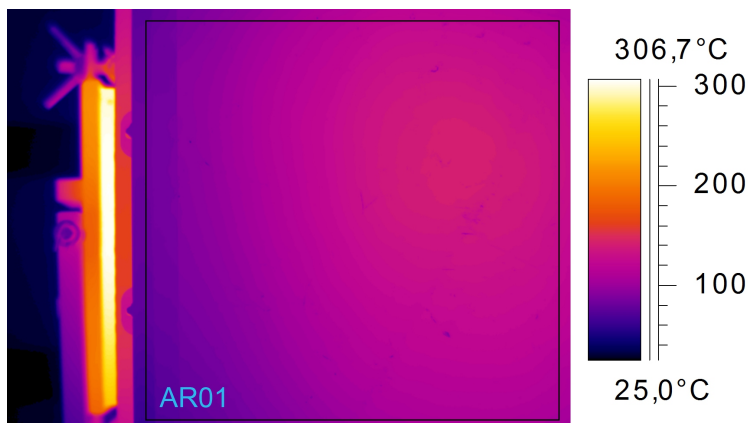
Označení plochy	ZKG				KWH			PK
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8-10
Plocha	1,16	1,87	1,87	1,16	0,18	0,13	0,37	0,04 [m ²]
Průměrná teplota	113,3	106,1	65,8	65,8	161,2	135,6	69,6	108,2 [°C]
Průměrná teplota	386,5	379,3	339	339	434,4	408,8	342,7	381,4 [K]

Pozn.: PK značí převáděcí kanál

Plochy zplyňovací komory (ZKG)

Původní záměr zjednodušení zplyňovací komory na těleso tvaru kvádrů o stejné teplotě se při bližším zkoumání zařízení ukázal jako neobjektivní. Vzhledem k většímu rozdílu teplot některých ploch, je zplyňovací komora rozdělena (plochy S1–S3) na plochy dílčí, nebo na plochy o přibližně stejné teplotě a stejné orientaci. Za čelo zplyňovací komory považujeme stranu, kde jsou umístěny dveře do ohniště, viz obrázek 3-3.

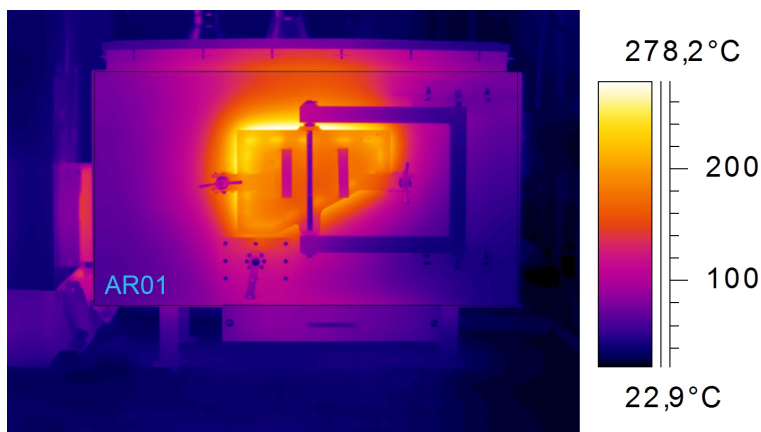
Teplota plochy víka zplyňovací komory (shora) označené jako S1 je stanovena průměrnou hodnotou teploty plochy víka znázorněná na obrázku 3-2 (označená jako AR01), která je patrná na snímku pořízeném kolmo shora.



Obr. 3-2 Termovizní snímek víka zplyňovací komory

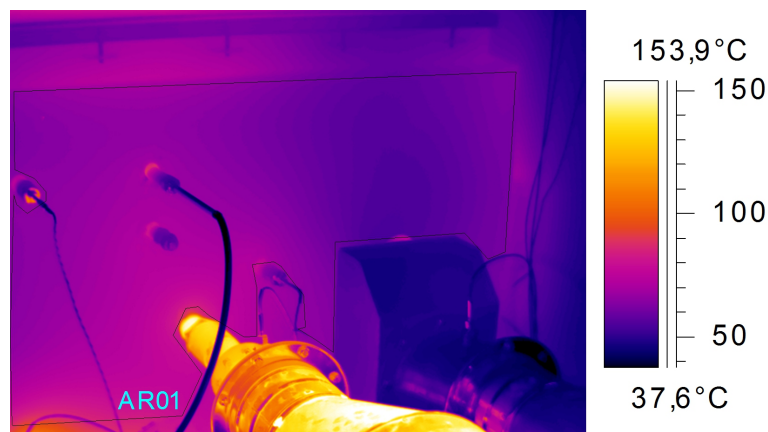
Teplota plochy čela zplyňovací komory je započtená do výpočtové plochy s označením **S2** je teplotně velmi členitá. Průměrná teplota této plochy je stanovena z celé pohledové strany. Tento způsob je sice méně přesný vlivem mírného úniku spalin těsněním dveří a měřením teplot chladnějších ploch ramena dveří, ale metoda je opakovatelná a transparentní. Kdyby byla místa, na které nemají tyto vlivy dopad, cíleně vybírána a celková teplota by byla stanovena váženým průměrem jednotlivých oblastí, metoda by se tím značně zkomplikovala. Porovnáním tímto vzniklé chyby s celkovou přesností metody použité k určení ztráty tepla sáláním a vedením do okolí je další členění ploch kotle diskutabilní.

Teplota plochy zplyňovací komory v prostoru mezi ní a kotlem KWH nebyla měřena z důvodu nemožnosti jejího korektního měření termovizí (absence kolmého pohledu na plochu). Při šikmém pohledu termokamerou na tuto plochu, který nebyl zaznamenáván bylo zjevné, že takto sledovaná teplota se blíží teplotám ploch z čela zplyňovací komory. Povrch této plochy je tedy započítán do **S2**.



Obr. 3-3 Termovizní snímek čela zplyňovací komory

Teplota plochy zadní části zplyňovací komory **S3** je stanovena průměrnou teplotou oblasti vyznačené na obrázku 3-4. Do plochy **S3** kromě zadní části patří i bok komory od zásobníku paliva. Samostatnou výpočtovou plochu **S4** tvoří kvůli jiné orientaci plochy z pohledu přirozené konvekce spodek zplyňovací komory, jehož teplota je považována za shodnou s **S3**. Teploty těchto ploch byly obdobně jako je popsáno u ploch **S2** termokamerou při zachování korektnosti měření nestanovitelné.



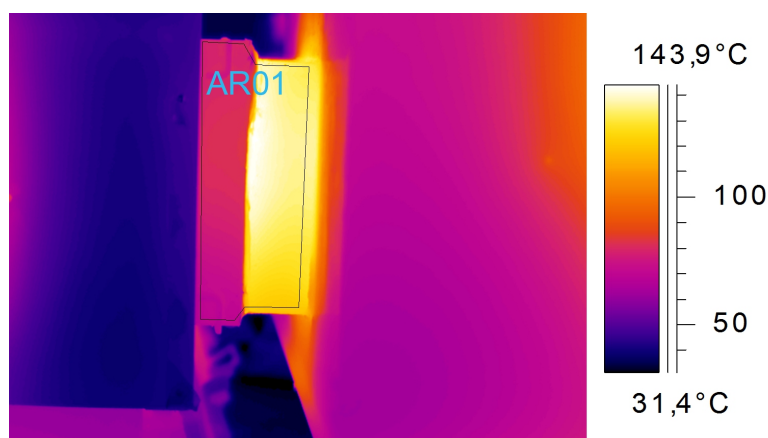
Obr. 3-4 Termovizní snímek zadní části zplyňovací komory

Plochy převáděcího kanálu (PK)

Pro přehlednost jsou plochy převáděcího kanálu kvůli výpočtu ztráty sáláním a vedením zplyňovací komory uvedeny samostatně.

Plochy kanálu jsou vlivem čtvercového průřezu kanálu stejné. Je použito značení **S8 S9 S10**, protože i když teploty těchto ploch jsou považovány za identické, mají rozdílnou orientaci, která je pro přirozenou konvekci zásadní (plocha S8 zahrnuje pro zjednodušení dvě boční plochy, které mají orientaci stejnou).

Teplota povrchů je potom stanovena jako střední teplota plochy AR01 na obrázku 3-5.

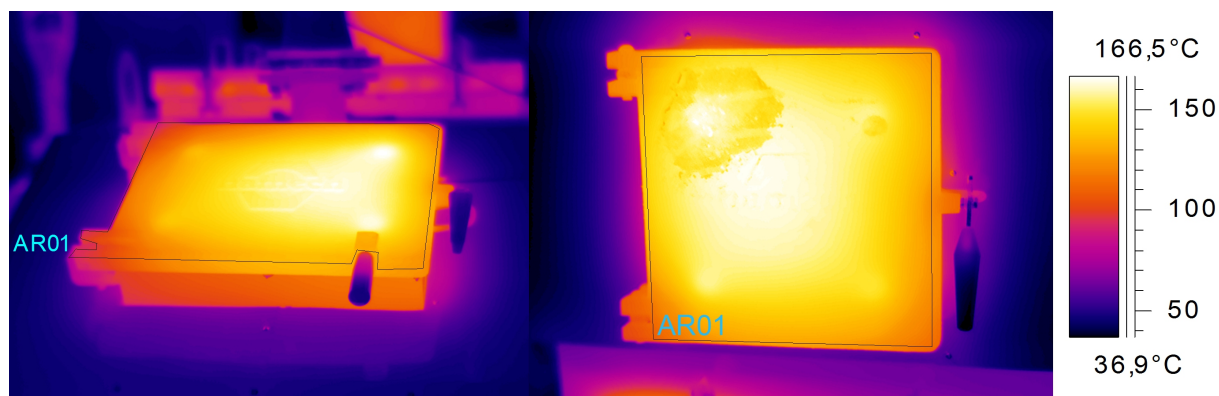


Obr. 3-5 Termovizní snímek převáděcího kanálu

Plochy konvekčního výměníku (KWH)

Izolované plochy pláště konvekčního výměníku jsou zanedbány, protože teplota jejich povrchu se blíží teplotě prostor laboratoře. Tepelně ovlivněné oblasti pláště kotle na snímcích pořízených termokamerou, jsou převážně způsobeny tepelným výkonem dveří kotle.

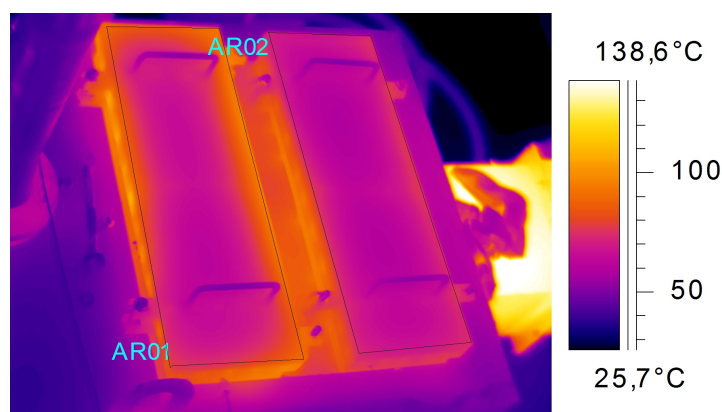
Teplota plochy dolních dveří **S5** je jednoduše definovaná jako průměrná teplota této plochy na pravém snímku obrázku 3-6. Analogicky je definována teplota plochy „příkládacích dveří“ **S6**, viz levý snímek obrázku 3-6.



Obr. 3-6 Termovizní snímky dveří kotle

Teplota plochy horních inspekčních dveří

Na obrázku 3-7 je patrné, že oblasti AR01 a AR02 mají přibližně stejnou teplotu. Proto nebyla ztráta sáláním a vedením tepla těchto ploch rozdělena a počítá se s průměrnou teplotou těchto dvou povrchů. Pro výpočty je brána plocha pojmenovaná **S7**, která zahrnuje plochy celé nezaizolované části inspekčních dveří.



Obr. 3-7 Termovizní snímek horních inspekčních dveří

3.2.7 Zhodnocení chodu zařízení během měření

Z vlastností zařízení a jeho konstrukce vyplývá i následující chování. Zplyňovací komora je vybavena pevným šikmým roštem, viz obrázek 2-3, palivo je dopravováno na rošt šnekovým podavačem. Palivo při pohybu na roštu koná nerovnoměrný přerušovaný pohyb způsobený měnící se hustotou, sytným úhlem hořící hmoty a silovými poměry na ni působících. To způsobuje občasné sesuvy paliva po roštu, což má za následek úlet lehkých částic paliva a dočasné zintenzivnění spalovacího procesu. Tento proces byl pozorován jak vizuálně na roštu, tak i při měření na výkyvech složení spalin zejména zvýšením koncentrace CO a snížením koncentrace O₂. Četnost těchto procesů by se dala odhadnout v rozsahu jedné minuty (závisí na hmotnostním toku paliva). Odhad délky anomálie je v řádu několika vteřin což při minutovém intervalu měření znemožňuje její statistické zohlednění. Popsané chování tedy znepřesňuje výsledky složení spalin. Na měření ostatních veličin během zkoušky nebyl pozorován žádný vliv.

Chod zařízení je až na výše popsané chování stabilní a při nastavení parametrů pro měření, nebylo nutno v jeho průběhu do nastavení nikterak významně zasahovat.

4 Popis výpočtu

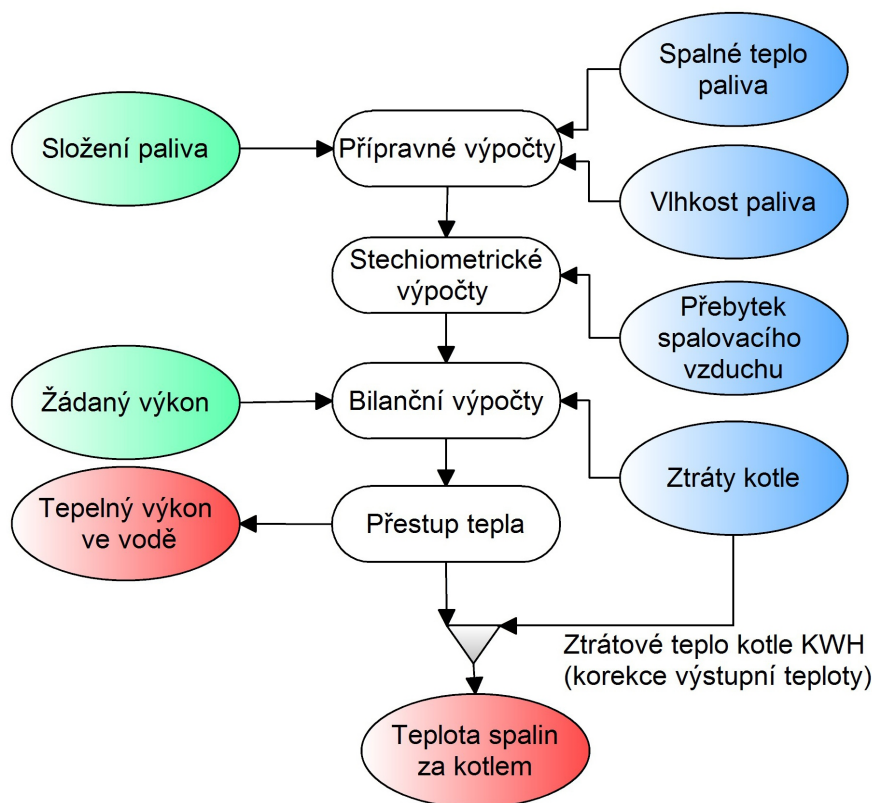
Tato kapitola se zabývá výpočtem kotle při žádaném výrobním teple $Q_v = 110 \text{ kW}$.

Aby nebylo nutné vstupní hodnoty výpočtu odhadovat a tím se vyvarovat nepřesností výpočtu od reálného zařízení, jsou některé vstupní parametry výpočtu použity z měření. Jsou jimi především vlhkost paliva a jeho spalné teplo, dále součinitel přebytku vzduchu stanovený z měření. Všechny ztráty kotle jsou taktéž stanoveny z měřených dat, jelikož se jedná právě o výpočet fyzického zařízení.

Pokud není uvedeno jinak výpočet je strukturován a proveden podle [2].

Výpočet je na závěr testován výpočtovým modelem při srovnání s měřením a požadavky a také je provedena citlivost výpočtu na změnu vybraných vstupních hodnot.

Následuje stručný vývojový diagram na obrázku 4-1, který demonstruje základní koncepci výpočtu. Především znázorňuje hlavní vstupní hodnoty ze strany měření zvýrazněné modrou barvou a dále zelenou barvou žádané či volené vstupy. Výstupy výpočtu jsou značeny jako červené buňky.



Obr. 4-1 Hlavní výpočtové vstupy a výstupy

Shrnutí hlavních nastavení zařízení pro výpočty

Výrobní výkon	$Q_v = 110 \text{ kW}$	požadavek
Vlhkost paliva	$W^r = 0,35$	měřením
Spalné teplo paliva	$Q_s^r = 13\,400 \text{ kJkg}^{-1}$	měřením
Přebytek vzduchu	$\alpha = 2,26$	výpočtem z měření
Teplota předehřevu	$T_v = 199,5 \text{ °C}$	měřením
Teplota v laboratoři	$T_\infty = 25 \text{ °C}$	stanoveno z měření
Teplota spalin za kotlem	$T_5 = 178,83 \text{ °C}$	měřením
Celková účinnost	$\eta_k = 77,4 \text{ %}$	výpočtem z měření

4.1 Výpočtový program

Celý výpočet je zhotoven v softwaru Microsoft Excel 2010, soubor s programem je součástí této práce v příloze na CD (dále jen „výpočtový program“). Všechna čísla dosazovaná do vzorců v hlavním dokumentu korespondují s tímto programem a byla zaokrouhlena na dvě desetinná místa, pokud to hodnota čísla umožňuje. Proto se vzorce přepočítané ručně podle hlavního dokumentu mohou výsledkem lišit s programovým výstupem na řečené úrovni chybou zaokrouhlením.

Možnosti a omezení programu jsou popsány v průvodním listu programu s názvem Průvodní list. V programu je zařazen list s označením Ovládací panel (viz obrázek 4-2) jehož prostřednictvím lze ovládat a měnit vstupní hodnoty výpočtu. V tomto listě jsou patrné i hlavní programové výstupy jako předané teplo v příslušných oblastech a teploty spalin.

Aby výpočet fungoval při změně vstupních parametrů bez nutnosti vnějších zásahů, jako například odečty hodnot z tabulek, jsou všechny potřebné tabulky a zdroje dat potřebné k výpočtu jeho součástí. V rozhraní Visual Basic programu Microsoft Excel jsou proto zhotoveny příslušné funkce a jednoduché programy, které s daty během výpočtu pracují.

Ve výpočtech sdílení tepla v kapitole 8 je nutné použít iteračního výpočtu, především u teplot na konci výpočtových oblastí. Výpočtový program automaticky přepočítává všechny iterované veličiny. Teploty jsou například iterovány na přesnost setiny stupně. To je patrné na obrázku 8-1 (viz strana 49), na kterém je znázorněn vývojový diagram výpočtů přestupu tepla v konvekčním výměníku.

Ovládací tlačítka

Přepočítat výměníky

Zadej vstupní hodnoty uvedené v diplomové práci

Zadej vstupní hodnoty z tabulky X

1. Zadej vstupní hodnoty, nebo pokračuj na krok 2
2. Pokud si zadal vstupní hodnoty stlať tlačítko Zadej vstupní hodnoty z tabulky X, pokud ne stlať tlačítko Zadej vstupní hodnoty uvedené v diplomové práci
3. Stlať tlačítko Přepočítat výměníky

Tabulka X libovolného zadání

Výrobní výkon 110 [kW]

Parametry paliva

	zastoupení typu dřeva v palivu	zpětná vazba
akát	80	27,59%
borovice	67	23,10% (nejvýhřejnější)
bříza	52	17,93%
buk	41	14,14%
smrk	32	11,03%
topol	16	5,52%
vrba	2	0,69%

pokud není žádný výběr bere se palivo použité v DP

Vlhkost paliva 30 [%]

Přebytek vzduchu 2,2 [-]

Předehřev vzduchu a otevření klapek

		zpětná vazba
primár	200	
sekundár	100 [°C]	
terciál	25	
primár	100	66,67%
sekundár	50 [%]	33,33% [-]
terciál	0	0,00%

Teplota vody vstup/výstup

T_{w in} 76 [°C]

T_{w out} 89 [°C]

Koncentrace CO ve spalinách

x_{CO} = 1000 [ppm]
hodnota od 0-X ppm

Teplota spalin na výstupu z kotle, z které se počítá komínová ztráta

200 [°C]

Součinitel zanesení teplosměnných ploch

ε = 0 [-] feedback 0 [-]

Hlavní výpočtové výstupy

POSLEDNÍ VÝPOČET Z HODNOT DIPLOM. PRÁCE

Celkový výrobní výkon 102,466 [kW]

Teplota na vstupu do KWH 1062,63 [°C]

Teplota spalin za kotlem 239,698 [°C]

Předaný tepelný výkon

	oblast	Q [W]	T _{out} [°C]
1	A	55285,5	643,688
2	B	6587,04	591,36
3	C-B	966,722	591,36
4	C	11503	490,489
5	D	16610,8	352,11
6	S11	2117,98	334,117
7	E	8643,66	253,311
8	S12	751,322	246,778

Iterační chyba (oblast A)

1,9E-05 °C

Stav této buňky platí pouze po stlačení tlačítka Přepočítat výměníky

Poznámka: pokud provádíte změny v tabulce X mění se tím zároveň i část vstupních dat, čímž jsou aktuální vypočtené hodnoty chybné. Výsledky jsou použitelné pouze po stlačení tlačítka Přepočítat výměníky

Obr. 4-2 Snímek ovládacího panelu z výpočtového programu

5 Přípravné výpočty

Obsah popela v původním vzorku

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) \quad [-] \quad (5.1)$$

$$A^r = 0,01187 \cdot (1 - 0,35) = 0,771$$

kde $A^d = 1,19$ je obsah popele v bezvodém stavu pro průměrnou hodnotu dřevních typů, viz tabulka 1-1

$W^r = 0,35$ je obsah vody v původním vzorku, viz tabulka 3-1

Složení paliva v původním vzorku

$$\begin{aligned} C^r &= C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) \quad [-] \\ H^r &= H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) \quad [-] \\ S^r &= S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) \quad [-] \\ N^r &= N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) \quad [-] \\ O^r &= O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) \quad [-] \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$C^r = 0,4956 \cdot (1 - 0,0077 - 0,35) = 0,3183$$

$$H^r = 0,06216 \cdot (1 - 0,0077 - 0,35) = 0,0399$$

$$S^r = 0,00011 \cdot (1 - 0,0077 - 0,35) = 0,00007$$

$$N^r = 0,0025 \cdot (1 - 0,0077 - 0,35) = 0,0025$$

$$O^r = 0,4396 \cdot (1 - 0,0077 - 0,35) = 0,2823$$

kde C^{daf} , H^{daf} , S^{daf} , N^{daf} , O^{daf} jsou prvková složení hořlavín pro průměrnou hodnotu dřevních typů, viz tabulka 1-1

Spalné teplo paliva v původním vzorku

Pro možnost srovnávání výpočtu s měřením je pro výpočet použito spalné teplo paliva, které bylo spalováno při zkoušce kotle.

$$Q_s^r = Q_s^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) \quad [\text{kJkg}^{-1}] \quad (5.3)$$

Spalné teplo paliva v původním vzorku pro palivo použité při měření kotle s vlhkostí 35 % byla stanovena kalorimetrickou zkouškou v laboratoři $Q_s^r = 13400 \text{ [kJkg}^{-1}\text{]}$.

Pro případné použití tohoto parametru k výpočtům spalného tepla v původním vzorku pro paliva o jiné vlhkosti lze jednoduše odvodit ze vztahu (5.3) následující rovnici.

$$Q_s^{daf} = \frac{Q_s^r}{1 - A^r - W^r} = \frac{13400}{1 - 0,0077 - 0,35} = 20863,06 \text{ kJkg}^{-1}$$

Výhřevnost paliva v původním vzorku

$$Q_i^r = Q_s^r - 2453 \cdot (W^r + 9 \cdot H^r) \quad [\text{kJkg}^{-1}] \quad (5.4)$$

$$Q_i^r = 13400 - 2453 \cdot (0,35 + 9 \cdot 0,0399) = 11660,08 \text{ kJkg}^{-1}$$

kde konstanta $2453 \text{ [kJkg}^{-1}\text{]}$ představuje skupenské kondenzační teplo vodní páry

6 Stechiometrické výpočty

Vychází z chemických reakčních rovnic, tzv. stechiometrické spalovací rovnice a bilance látkových množství. Je použit dokonalý model spalování, nedopaly jsou v dalších výpočtech zohledněny ztrátou mechanickým nedopalem a ztrátou chemickým nedopalem.

Vypočtené objemy médií jsou označovány jako minimální (index min) a obvykle vztaženy v Nm^3 (normální metr krychlových je pro $T_N=273 \text{ K}$, $p_N=101,325 \text{ kPa}$) na 1 kg spáleného paliva pro suchý a vlhký stav.

Výpočty v této kapitole korespondují se stavem kotle popsaném v kapitole 4.

6.1 Stechiometrické výpočty spalovacího vzduchu

Minimální objem kyslíku

$$O_{O2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r_{prch}}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.1)$$

$$O_{O2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,3183}{12,01} + \frac{0,0399}{4,032} + \frac{0,00007}{32,06} - \frac{0,2823}{32} \right) = 0,618 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

kde $S^r_{prch} = S^r$ protože síra je v palivu zastoupena především jako prchavá hořlavina

Minimální objem suchého vzduchu

$$O_{VSmin} = \frac{O_{O2min}}{0,21} [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.2)$$

$$O_{VSmin} = \frac{0,618}{0,21} = 2,94 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

kde 0,21 je objemový podíl kyslíku ve vzduchu

Součinitel vlhkosti vzduchu

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} [-] \quad (6.3)$$

$$\chi_v = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{3,17 \cdot 10^{-3}}{0,1 - \frac{70}{100} \cdot 3,17 \cdot 10^{-3}} = 1,023$$

kde $\varphi = 70 \%$ je relativní vlhkost spalovacího vzduchu

$p_c = 0,1 \text{ MPa}$ je celkový tlak

$p'' = 3,17 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}$ je parciální tlak vodní páry v závislosti na teplotě vzduchu

stanovený dle příslušné tabulky v [2] výpočtovým programem funkcí pro teplotu

$T_\infty = 25 \text{ °C}$

Minimální objem vlhkého vzduchu

$$O_{VVmin} = \chi_v \cdot O_{VSmin} = 1,023 \cdot 2,94 = 3,01 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1} \quad (6.4)$$

z tohoto objemu je potom objem vodní páry

$$O_{H2O}^V = (\chi_v - 1) \cdot O_{VSmin} = (1,023 - 1) \cdot 2,94 = 0,067 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1} \quad (6.5)$$

Součinitel přebytku spalovacího vzduchu

Je stanoven z naměřené objemové koncentrace kyslíku ve spalinách dle vztahu z [1]. Aby nebylo nutné tento parametr odhadovat, hodnota přebytku vzduchu byla upřesněna podle měření.

$$\alpha = \frac{21}{21 - x_{O_2}} = \frac{21}{21 - 11,69} = 2,26 \quad (6.6)$$

kde 21 % je objemová koncentrace kyslíku ve vzduchu

$x_{O_2} = 11,69$ % je naměřená objemová koncentrace kyslíku ve spalinách, viz tabulka 3-1

Součinitel přebytku vzduchu je také definován vztahem dle [2], podle kterého lze stanovit skutečný objem vlhkého a suchého vzduchu.

$$\alpha = \frac{O_{VV}}{O_{VV \min}} = \frac{O_{VS}}{O_{VS \min}} \quad [-] \quad (6.7)$$

Skutečné množství suchého a vlhkého spalovacího vzduchu

$$O_{VS} = \alpha \cdot O_{VS \min} = 2,26 \cdot 2,94 = 6,63 \text{ Nm}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VV \min} = 2,26 \cdot 3,01 = 6,78 \text{ Nm}^3 \text{ kg}^{-1}$$

Hustota vzduchu

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VS \min} \cdot \rho_{VS} + (\chi_V - 1) \cdot O_{VS \min} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{VV \min}} \quad [\text{kgNm}^{-3}] \quad (6.8)$$

$$\rho_{VV} = \frac{2,94 \cdot 1,293 + (1,023 - 1) \cdot 2,94 \cdot 0,806}{3,01} = 1,282 \text{ kgNm}^{-3}$$

kde $\rho_{VS} = 1,293 \text{ kgNm}^{-3}$ je hustota suchého vzduchu za normálních podmínek dle [2]

$\rho_{H_2O} = 0,806 \text{ kgNm}^{-3}$ je hustota vodní páry za normálních podmínek dle [2]

Množství spalovacího vzduchu na kilogram paliva

$$m_{VV} = \rho_{VV} \cdot O_{VV} = 1,282 \cdot 6,78 = 8,69 \text{ kgkg}_{pal}^{-1} \quad (6.9)$$

6.2 Stechiometrické výpočty spalin

Minimální objem suchých spalin

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad [\text{Nm}^3 \text{ kg}^{-1}] \quad (6.10)$$

$$O_{SS \min} = 0,59 + 5 \cdot 10^{-5} + 2,297 + 0,027 = 2,915 \text{ Nm}^3 \text{ kg}^{-1}$$

kde objemy jednotlivých složek spalin jsou určeny následujícími vztahy:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,00003 \cdot O_{VS \min} \quad [\text{Nm}^3 \text{ kg}^{-1}] \quad (6.11)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,3183 + 0,00003 \cdot 2,94 = 0,59 \text{ Nm}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r \quad [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.12)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 7 \cdot 10^{-5} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} \quad [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.13)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0016 + 0,7805 \cdot 2,94 = 2,297 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} \quad [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.14)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 2,94 = 0,027 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

Je tvořen vodní parou ze spalování vodíku, odpařenou vlhkostí paliva a vlhkostí stechiometrického vzduchu.

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V \quad [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.15)$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0399 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,35 + 0,067 = 0,945 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

Objem vodní páry vlhkých spalin při spalování s přebytkem vzduchu

Pro určení skutečného množství vlhkosti ve spalinách je nutné k výše uvedenému objemu vodní páry připočíst vlhkost přiváděnou do kotle přebytkem spalovacího vzduchu definovaného následujícím vztahem. Takto vypočtenou hodnotu lze použít při stanovení dílčí entalpie spalin.

$$O_{H_2O} = O_{H_2O}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O}^V \quad [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.16)$$

$$O_{H_2O} = 0,945 + (2,26 - 1) \cdot 0,067 = 1,029 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S \quad [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.17)$$

$$O_{SV \min} = 2,915 + 0,945 = 3,86 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

Objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \quad [\text{Nm}^3 \text{kg}^{-1}] \quad (6.18)$$

$$O_{SV} = 3,86 + (2,26 - 1) \cdot 3,01 = 7,63 \text{ Nm}^3 \text{kg}^{-1}$$

Hustota stechiometrických spalín

$$\rho_{SVmin} = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{SVmin}} \quad [\text{kgNm}^{-3}] \quad (6.19)$$

$$\rho_{SVmin} = \frac{0,59 \cdot 1,977 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 2,926 + 2,297 \cdot 1,251 + 0,027 \cdot 1,784}{3,86} = 1,256 \text{ kgNm}^{-3}$$

kde O_i [$\text{Nm}^3\text{kg}^{-1}$] jsou objemy jednotlivých složek spalín, viz rovnice (6.11) až (6.14)

$$\rho_{CO_2} = 1,977 \text{ [kgNm}^{-3}\text{]}, \quad \rho_{SO_2} = 2,926 \text{ [kgNm}^{-3}\text{]}, \quad \rho_{N_2} = 1,251 \text{ [kgNm}^{-3}\text{]},$$

$\rho_{N_2} = 1,251 \text{ [kgNm}^{-3}\text{]}$ jsou hustoty těchto složek spalín dle [2]

Hustota spalín s přebytkem vzduchu za normálních podmínek

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SVmin} \cdot \rho_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin} \cdot \rho_{VV}}{O_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad [\text{kgNm}^{-3}] \quad (6.20)$$

$$\rho_{SV} = \frac{3,86 \cdot 1,256 + (2,26 - 1) \cdot 3,01 \cdot 1,282}{3,86 + (2,26 - 1) \cdot 3,01} = 1,274 \text{ kgNm}^{-3}$$

Hustota spalín jako funkce tlaku a teploty

$$\rho = \rho_{SV} \cdot \frac{273}{t + 273} \cdot \frac{p}{0,101325} \quad [\text{kgm}^{-3}] \quad (6.21)$$

kde ρ_{SV} [kgNm^{-3}] je hustota spalín pro normální stav

t [$^{\circ}\text{C}$] je teplota spalín

$p = 0,1 \text{ MPa}$ je tlak spalín dle [2]

7 Základní bilance kotle

Předmětem základních bilancí kotle je určení účinnosti kotle, která má vliv na spotřebu paliva potřebného k dosažení požadovaného tepelného výkonu.

Výpočty v této kapitole korespondují se stavem kotle popsaném v kapitole 4 . (při hlavních parametrech $\alpha=2,26$; $Q_v=110$ kW ; $W'=0,35$; $T_5=178,83$ °C)

7.1 Tepelná bilance kotle

V kotli je transformována chemicky vázaná energie paliva na tepelnou energii ve formě teplé vody za doprovodu určitých energetických ztrát, jejichž prostřednictvím lze stanovit nepřímou metodou účinnost zařízení.

7.1.1 Redukovaná výhřevnost

Redukovaná výhřevnost reprezentuje teplo přivedené do kotle prostřednictvím jednoho kilogramu paliva. Z původní rovnice jsou odstraněny následující členy z důvodu jejich absence na sledovaném zařízení: teplo přivedené parou při ofukování stěn, nebo rozprašování mazutu a teplo ve spalínách 3. recirkulace.

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r + Q_v + i_{pv} \quad [\text{kJkg}^{-1}] \quad (7.1)$$

$$Q_{i\text{red}} = 11\,660,08 + 1776,74 + 59,7 = 13496,52 \text{ kJkg}^{-1}$$

kde $Q_i^r = 11\,660,08 \text{ kJkg}^{-1}$ je výhřevnost paliva, viz vztah (5.4)

$Q_v = 1776,74 \text{ kJkg}_{\text{pal}}^{-1}$ je teplo přivedené cizím zdrojem, konkrétně ohřívákem spalovacího vzduchu, viz níže

$i_{pv} = 59,7 \text{ kJkg}_{\text{pal}}^{-1}$ je entalpie paliva stanovená níže

Teplo přivedené spalovacím vzduchem

$$Q_v = m_{VV} \cdot (i_{VV}^{T_\infty} \cdot x_{VV}^{T_\infty} + i_{VV}^{T_v} \cdot x_{VV}^{T_v}) \quad [\text{kJkg}_{\text{pal}}^{-1}] \quad (7.2)$$

$$Q_v = 8,69 \cdot (61,03 \cdot 0,22 + 245,11 \cdot 0,78) = 1776,74 \text{ kJkg}_{\text{pal}}^{-1}$$

kde $m_{VV} = 8,69 \text{ kgkg}_{\text{pal}}^{-1}$ je množství vzduchu vztážené na kilogram paliva (viz vztah (6.9))

$x_{VV}^{T_\infty} = 0,22$, $x_{VV}^{T_v} = 0,78$ jsou podíly vzduchu o příslušné teplotě vstupující do spalovací komory stanovené dle nastavení klapky a ohřevu vzduchu při měření kotle. Teplota T_∞ představuje terciální nepřehříváný vzduch, teplota T_v reprezentuje přehříváný primární a sekundární vzduch.

$i_{VV}^{T_\infty} = 61,03 \text{ kJkg}^{-1}$, $i_{VV}^{T_v} = 245,11 \text{ kJkg}^{-1}$ jsou entalpie spalovacího vzduchu za relativní vlhkosti 70 % pro teploty $T_\infty = 25$ °C a $T_v = 199,5$ °C, entalpie vlhkého vzduchu jsou stanoveny podle [1] následujícím vztahem

$$i_{VV} = c_{p\text{VS}} \cdot t_v + i_p \cdot x \quad [\text{kJkg}^{-1}] \quad (7.3)$$

kde $i_p = 2\,499 + 1,842 t_v \quad [\text{kJkg}^{-1}]$ je vztah pro entalpii vodních par ve vzduchu

$t_v \quad [^\circ\text{C}]$ je teplota vzduchu

$c_{p\text{VS}} \quad [\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}]$ je tepelná kapacita suchého vzduchu dle [1]

$x \quad [\text{kgkg}_{\text{sv}}^{-1}]$ je množství vlhkosti na kilogram suchého vzduchu dle [1]

Entalpie paliva

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} \quad [\text{kJkg}^{-1}] \quad (7.4)$$

$$i_{pv} = 2,39 \cdot 25 = 59,7 \text{ kJkg}^{-1}$$

kde $t_{pv} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je teplota paliva. Palivo bylo uskladněno v prostorách laboratoře, v kterých byla naměřena právě tato teplota.

Tepelná kapacita paliva

$$c_{pv} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) \quad [\text{kJkg}^{-1}] \quad (7.5)$$

$$c_{pv} = 4,19 \cdot 0,35 + 1,418 \cdot (1 - 0,35) = 2,39 \text{ kJkg}^{-1}$$

kde $W^r = 0,35$ je obsah vody v původním vzorku, viz tabulka 3-1

$c_{su} = 1,418 \text{ kJkg}^{-1}$ je tepelná kapacita sušiny dřeva středního složení stanovena dle [8]

7.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Výpočet není návrhový, proto lze kvůli eliminování chyby odhadem jednotlivé ztráty stanovit výpočtem z naměřených hodnot zkoušky kotle.

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků Z_f je zanedbána, pomineme-li úlet popílku na výstupu spalín z kotle KWH, není popel ani popílek z kotle odváděn kontinuálně. Teplo tuhých zbytků proto neopouští kotel a Z_f se blíží k nule. Stanovením jednotlivých ztrát v následujících kapitolách je možné určit účinnost kotle nepřímou metodou.

$$\eta_k = 1 - Z_c - Z_{CN} - Z_{sv} - Z_k \quad (7.6)$$

$$\eta_k = 1 - 0,039 - 0,004 - 0,060 - 0,124 = 0,774 \sim 77,4 \%$$

kde $Z_c = 0,039$ je ztráta mechanickým nedopalem

$Z_{CN} = 0,004$ je ztráta chemickým nedopalem

$Z_{sv} = 0,06$ je ztráta sáláním a vedením tepla do okolí, viz samostatná kapitola 7.3

$Z_k = 0,124$ je ztráta citelným teplem spalín (komínová)

7.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Proti původnímu vztahu pro určení ztráty mechanickým nedopalem dle [2] je použitý vztah zredukován pouze na jeden druh tuhých zbytků. Byla provedena zkouška výhřevnosti tuhých zbytků pouze pro vzorek středního složení. Z toho plyne, že lze použít pro určení ztráty přímo následující vztah.

$$Z_{ci} = \frac{C_i}{1 - C_i} \cdot X_i \cdot \frac{A^r}{Q_{i \text{ red}}} \cdot Q_{ci} \quad [-] \quad (7.7)$$

$$Z_c = \frac{0,675}{1 - 0,675} \cdot 1 \cdot \frac{0,0077}{13496,52} \cdot 32600 = 0,039$$

kde $A^r = 0,0077$ je obsah popeloviny v původním vzorku paliva, viz vztah (5.1)

$X_i = 1$ je podíl popela z celkového množství v palivu připadající na uvažovaný druh tuhých zbytků. Hodnota je stanovena z výše uvedených důvodů.

$Q_{ci} = 32600 \text{ kJkg}^{-1}$ je výhřevnost hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků za předpokladu, že hořlavinou v tuhých zbytcích je uhlík

$C_i = 0,675$ je podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků stanoven následovně:

Za předpokladu, že výhřevnost tuhých zbytků složených pouze z uhlíku je právě 32,6 MJ lze odvodit, že tuhé zbytky o naměřené hodnotě výhřevnosti 22 MJ obsahují 67,48 % této hořlaviny (uhlíku). Bylo provedeno jednorázové měření výhřevnosti tuhých zbytků pro jeden vzorek, který obsahoval rovnými hmotnostními podíly různé druhy tuhých zbytků přítomných v kotli.

7.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta je stanovena z objemové koncentrace oxidu uhelnatého naměřené ve spalínách. Vliv objemové koncentrace uhlovodíkových plynů na ztrátu je zanedbán, vztah dle [11] lze proto upravit do následujícího tvaru.

$$Z_{CN} = (1 - Z_{MN}) \cdot \frac{O_{ss}}{Q_{ired}} \cdot (12\,640 \cdot x_{CO}) \quad [-] \quad (7.8)$$

$$Z_{CN} = (1 - 0,0445) \cdot \frac{6,606}{11\,719,78} \cdot (12\,640 \cdot 7,38 \cdot 10^{-4}) = 0,005$$

kde $x_{CO} = 7,38 \cdot 10^{-4}$ je koncentrace oxidu uhelnatého ve spalínách, stanoveno měřením, viz tabulka 3-1

konstanta 12 640 kJNm⁻³ je výhřevnost oxidu uhelnatého

$O_{ss} = 6,606 \text{ Nm}^3 \text{ kg}^{-1}$ je objem suchých spalín za normálních podmínek vztažený na kilogram paliva, stanoveno podle vzorce (6.18) při dosazení $O_{SS \min}$ za $O_{SV \min}$

7.2.3 Ztráta citelným teplem spalín (komínová)

Jedná se o nejvýznamnější ztrátu kotle. Použitý vztah pro stanovení této ztráty je ovlivněn přebytkem vzduchu, který bez vlivu na kvalitu hoření a dodržení emisních limitů nelze významně snižovat, ale především teplotou spalín na výstupu z kotle.

$$Z_k = (1 - Z_C) \cdot \frac{I_S^{T,\alpha} - \alpha \cdot I_{VV}}{Q_{ired}} \quad [-] \quad (7.9)$$

$$Z_k = (1 - 0,039) \cdot \frac{1880,01 - 2,26 \cdot 61,03}{13\,496,52} = 0,124$$

kde $I_S^{T,\alpha} = 1880,01 \text{ kJkg}_{pal}^{-1}$ je entalpie spalín na výstupu z kotle stanovena dle vztahu (7.28) pro naměřenou teplotu na výstupu z kotle $T_{S out}^{kv} = 178,83 \text{ °C}$, viz T5 tabulka 3-1

$I_{VV} = 61,03 \text{ kJ kg}_{pal}^{-1}$ je entalpie spalovacího vzduchu stanovena dle vztahu (7.3) pro teplotu na vstupu do vzduchového ventilátoru $T_\infty = 25 \text{ °C}$

7.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Kvůli dalším výpočtům je tato ztráta rozdělena na jednotlivé bilanční objemy zplyňovací komory a konvekčního výměníku. **Pokud není uvedeno jinak výpočty v této kapitole jsou provedeny podle [5].** Ztráta zohledňuje množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí. Ztrátu dle [2] není nutné korigovat na dílčí výkon kotle, protože kotel je provozován v rozmezí 25 % výkonu od výkonu, při kterém je ztráta stanovena.

Teplo je do okolí distribuováno přirozenou konvekcí a zářením. Teplosměnné plochy byly rozděleny dle teploty povrchu a orientace, viz kapitola 3.2.6.

$$Z_{sv} = \frac{Q_{sv}}{P} [-] \quad (7.10)$$

$$Z_{sv} = \frac{6,07}{102,86} = 0,06 \sim 6 \%$$

kde Q_{sv} [kW] je celkový ztrátový výkon, který lze vypočíst jako součet ztrátových výkonů zplyňovací komory a konvekčního výměníku

$$Q_{sv} = Q_{sv}^{zk} + Q_{sv}^{kv} = 5254,3 + 812,94 = 6067,24 \text{ W} \sim 6,07 \text{ kW}$$

Q_m [kW] je tepelný příkon kotle při měření teplot povrchů kotle termokamerou, který je stanoven iteračním výpočtem (iterovanou veličinou je účinnost kotle) z naměřeného tepelného výkonu v horké vodě a celkovou výpočtovou účinností kotle následujícím vztahem

$$P = \frac{Q_m}{\eta_k} = \frac{79,6}{0,774} = 102,86 \text{ kW}$$

7.3.1 Přirozená konvekce

Tab. 7-1 Výsledky přestupu tepla přirozenou konvekcí do okolí

	Zplyňovací komora				Konvekční výměník			Převaděcí kanál		
označení S_i	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10
orientace ¹⁾	HH	V	V	HD	V	HH	HH	V	HH	HD
S_i [m ²]	1,16	1,87	1,87	1,16	0,18	0,13	0,37	2x 0,04	0,042	0,042
T_i [°C]	113,3	106,1	65,8	65,8	161,2	135,6	69,6	108,2	108,2	108,2
$T_{stř}$ [°C]	69,2	65,6	45,4	45,4	93,1	80,3	47,3	66,6	66,6	66,6
L [m]	0,26	0,85	0,85	0,26	0,35	0,09	0,15	0,3	0,05	0,05
ϑ [m ² s ⁻¹]	2,0E-5	2,0E-5	1,8E-5	1,8E-5	2,2E-5	2,1E-5	1,8E-5	2,0E-5	2,0E-5	2,0E-5
Gr_L [-]	1,3E+8	4,3E+9	2,7E+9	8,0E+7	3,8E+8	6,1E+6	1,6E+7	1,9E+8	7,7E+5	7,7E+5
Pr [-]	0,693	0,693	0,695	0,695	0,691	0,692	0,695	0,693	0,693	0,693
Ra_L [-]	9,3E+7	3,0E+9	1,9E+9	5,6E+7	2,6E+8	4,2E+6	1,1E+7	1,3E+8	5,3E+5	1,3E+8
Nu_L [-]	67,9	186,9	160,0	23,3	75,2	24,5	33,7	63,3	14,6	7,3
Vztah Nu_L	(7.16)	(7.14)	(7.14)	(7.17)	(7.13)	(7.15)	(7.16)	(7.13)	(7.15)	(7.17)
λ [W/mK]	0,03	0,029	0,028	0,028	0,031	0,031	0,028	0,03	0,03	0,03
α [W/m ² K]	7,65	6,47	5,25	2,47	6,75	8,24	6,23	6,23	9,02	4,51
Q_k^i [W]	784,9	983,5	401,6	117,1	169	122,4	103,3	43,5	31,5	15,8

Poznámka: ¹⁾ zkratky orientace ploch: HD - horizontální deska chlazená zespodu

HH - horizontální deska chlazená shora

V - vertikální deska

Tepelný výkon přirozenou konvekcí

$$Q_k^i = \alpha_i \cdot S_i \cdot (T_i - T_\infty) [\text{W}] \quad (7.11)$$

kde index i charakterizuje sledovaný povrch

S_i [m²] je plocha povrchu

T_i [°C] je teplota povrchu

$T_\infty = 25$ °C je teplota okolního prostředí (vzduchu v laboratoři), viz tabulka 3-1

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{L} \quad [\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (7.12)$$

kde L [m] je charakteristický rozměr

λ_v [$\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$] je tepelná vodivost vzduchu dle [2] pro střední teplotu dle vztahu (7.20)

Nu [-] je Nusseltovo číslo

Vztah pro střední Nusseltovo číslo je volen z následujících vztahů, podle typu teplosměnné plochy a druhu proudění určeného Rayleighovým číslem Ra [-].

Nusseltovo číslo pro vertikální stěnu o výšce L

Charakteristickým rozměrem je výška plochy L .

$$Nu_L = 0,59 \cdot Ra_L^{1/4} \quad [-] \quad (7.13)$$

Vztah je platný pro $10^4 < Ra_L < 10^9$.

$$Nu_L = 0,13 \cdot Ra_L^{1/3} \quad [-] \quad (7.14)$$

Vztah je platný pro $10^9 < Ra_L < 10^{12}$.

Nusseltovo číslo pro teplou rovinou desku chlazenou shora

Následující vztahy jsou podle [3]. Charakteristickým rozměrem je poměr plochy ku obvodu.

$$Nu_L = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4} \quad [-] \quad (7.15)$$

Vztah je platný pro $10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$.

$$Nu_L = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3} \quad [-] \quad (7.16)$$

Vztah je platný pro $10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$.

Nusseltovo číslo pro teplou rovinou desku chlazenou zdola

Následující vztah je podle [3]. Charakteristickým rozměrem je poměr plochy ku obvodu.

$$Nu_L = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4} \quad [-] \quad (7.17)$$

Vztah je platný pro široký rozsah $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$.

Rayleighovo číslo

$$Ra_L = Pr \cdot Gr_L \quad [-] \quad (7.18)$$

kde Pr [-] je Prandtlovo číslo média (vzduchu) dle [2] pro střední teplotu dle vztahu (7.20)

Grashofovo číslo

$$Gr_L = \frac{g \beta |T_w - T_\infty| L^3}{\vartheta^2} \quad [-] \quad (7.19)$$

kde index i charakterizuje sledovaný povrch

g [ms^{-2}] je gravitační zrychlení

$\beta = \frac{1}{T_\infty + 273,15}$ [K^{-1}] součinitel objemové roztažnosti pro plyny

$T_w = T_i$ [$^\circ\text{C}$] je teplota povrchu

$T_\infty = 25$ $^\circ\text{C}$ je teplota prostředí (vzduch v laboratoři)

L [m] je charakteristický rozměr

ϑ [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$] je kinematická viskozita média (vzduchu) dle [2] pro střední teplotu, viz níže

Střední teplota média

Tento parametr slouží ke stanovení fyzikálních vlastností média, kterým je v tomto případě vzduch v laboratoři, představuje střední teplotu filmu na sledované teplosměnné ploše.

$$T_f = \frac{T_\infty + T_w}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (7.20)$$

kde $T_\infty = 25$ [$^\circ\text{C}$] je teplota v laboratoři, viz tabulka 3-1

$T_w = T_i$ [$^\circ\text{C}$] je teplota povrchu, viz tabulka 3-2

7.3.2 Přenos tepla zářením

Radiaci sledovaných ploch lze zjednodušit na záření malého povrchu na rozlehlé plochy, kterými jsou stěny a zařízení laboratoře. Za tohoto předpokladu se podíl zářící plochy ku ozařované blíží nule, protože ozařovaná plocha je proti zářící velmi rozlehlá. Úhlový součinitel F je za tohoto předpokladu roven jedné a emisivita ozařovaného povrchu se blíží k nule. Potom lze vztah pro výkon vyzařovaný sledovanou plochou zjednodušit na následující tvar.

$$Q_s^i = \sigma \cdot S_i \cdot \varepsilon_i \cdot (T_i^4 - T_\infty^4) \quad [\text{W}] \quad (7.21)$$

kde index i charakterizuje příslušný sálavý povrch

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-4}$ je Stefan–Boltzmannova konstanta

S_i [m^2] je plocha sálavého povrchu

$\varepsilon_i = 0,96$ je emisivita sálavého povrchu černého nátěru, brána dle [9]

T_i [K] je teplota sálavého povrchu

$T_\infty = 298,15 \text{ K}$ je teplota ozařovaného povrchu, shodná s teplotou v místnosti

Tab. 7-2 Výsledky přestupu tepla sáláním do okolí

Označení plochy	S_i [m ²]	T_i [K]	Q_s^i [W]
Zplyňovací komora	S1	1,16	386,45
	S2	1,87	379,25
	S3	1,87	338,95
Konvekční výměník	S5	0,18	434,35
	S6	0,13	408,75
	S7	0,37	342,7
Převáděcí kanál	S8, S9, S10	0,04	381,35
			121,14

7.3.3 Ztrátový tepelný výkon zplyňovací komory

Za ztrátu zplyňovací komory jsou považovány i tepelné výkony převáděcího kanálu, pro přehlednost byly plochy tohoto dílu ve výpočtových tabulkách osamostatněny.

Příslušný ztrátový výkon lze definovat jako součet ztrátových výkonů sáláním Q_s^i [W] a konvekcí Q_k^i [W], které připadají na plochy označené 1–5 a 8–10 (složka sálavého výkonu dolní plochy 4 je zanedbána z důvodu její relativně nízké teploty a umístění).

Ztrátový výkon je dále diskutován v kapitole 9.3 z hlediska možných úprav kotle.

$$Q_{sv} = \sum_i Q_s^i + \sum_i Q_k^i \quad [\text{W}] \quad (7.22)$$

$$Q_{sv}^{zk} = \sum_{i=1}^5 Q_s^i + \sum_{i=1}^5 Q_k^i + \sum_{i=8}^{10} Q_s^i + \sum_{i=8}^{10} Q_k^i \quad [\text{W}]$$

$$Q_{sv}^{zk} = 5254,3 \text{ W}$$

kde příslušné výkony ploch viz tabulka 7-1 a tabulka 7-2

7.3.4 Ztrátový tepelný výkon konvekčního výměníku

Podle značení výpočtových tabulek 7-1 a 7-2 se toto ztrátové teplo vztahuje na plochy s označením 5–7. Výpočet dle vztahu (7.22).

$$Q_{sv}^{kv} = \sum_{i=5}^7 Q_s^i + \sum_{i=5}^7 Q_k^i$$

$$Q_{sv}^{kv} = 812,94 \text{ W}$$

7.4 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

7.4.1 Teplota nechlazeného plamene

Touto teplotou rozumíme teoretickou adiabatickou spalovací teplotu, která by se v plameni nastavila, pokud by z něj nebylo odváděno teplo.

V kotli nejsou recirkulovány spaliny, proto platí následující vztah pro entalpii nechlazeného plamene.

$$I_{np} = Q_u \quad [\text{kJkg}_{pal}^{-1}] \quad (7.23)$$

Pro tuto hodnotu entalpie spalin je možné odečíst příslušnou teplotu nechlazeného plamene z I-t diagramu, což není tak přesné. Teplota nechlazeného plamene je proto stanovena následujícím způsobem.

Pokud předchozí vztah (7.23) dáme do rovnosti s rovnicí (7.25), existuje právě jedno řešení, pro kterou je tímto vzniklá rovnice platná. Aby bylo možné tento stav určit, použijeme stejnou metodu jako je popsána metoda pro stanovení funkce entalpie spalín v závislosti na teplotě, viz vztah (7.28). Tedy pro určení teploty nechlazeného plamene použít funkci teploty v závislosti na entalpii spalín vzniklou proložením konstrukčních bodů křivky I-t diagramu spalín příslušným polynomem. Funkce je popsána následujícím vztahem.

$$T^{I_s} = -5,42E-20 I_s^5 + 2,4E-15 I_s^4 - 1,454E-11 I_s^3 - 1,01E-6 I_s^2 + 0,097 I_s - 0,123 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.24)$$

Jedná se o polynom pátého stupně, funkce je platná pouze pro dané složení a vlhkost spalín. Definiční obor hodnot je od $I_s = 0 \text{ kJkg}_{pal}^{-1}$ včetně do $I_s = 25\,074 \text{ kJkg}_{pal}^{-1}$. Byla vybrána funkce, která má nejvyšší přesnost, ale přesto nedochází mezi prokládanými hodnotami k rozkmitu.

Pokud je do této rovnice dosazena za entalpii spalín $I_s \text{ [kJkg}_{pal}^{-1}]$ entalpie nechlazeného plamene $I_{np} = 12\,915,55 \text{ kJkg}_{pal}^{-1}$, která vychází ze vztahu (7.23), výsledkem je právě **teplota nechlazeného plamene $T_{np} = 1101,05 \text{ }^\circ\text{C}$** .

7.4.2 Entalpie spalín

Entalpie spalín o teplotě $T \text{ [}^\circ\text{C]}$, které vzniknou spálením jednoho kilogramu paliva s přebytkem vzduchu je dle [2] dána vztahem

$$I_s^T = I_{smin}^T + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^T \text{ [kJkg}_{pal}^{-1}] \quad (7.25)$$

kde I_{smin}^T představuje entalpii stechiometrických spalín a I_{Vmin}^T entalpii minimálního množství vzduchu při teplotě $T \text{ [}^\circ\text{C]}$, které se určí podle vztahů

$$I_{smin}^T = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^T + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^T + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^T + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^T + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^T \text{ [kJkg}_{pal}^{-1}] \quad (7.26)$$

Z původního tvaru rovnice byl vynechán člen entalpie popílku, který je zanedbán.

$$I_{Vmin}^T = O_{VSmin} \cdot i_{VS}^T + O_{H_2O}^v \cdot i_{H_2O}^T \text{ [kJkg}_{pal}^{-1}] \quad (7.27)$$

kde $O_{VSmin} \text{ [Nm}^3\text{kg}_{pal}^{-1}]$ je objem stechiometrického suchého vzduchu, viz (6.2)

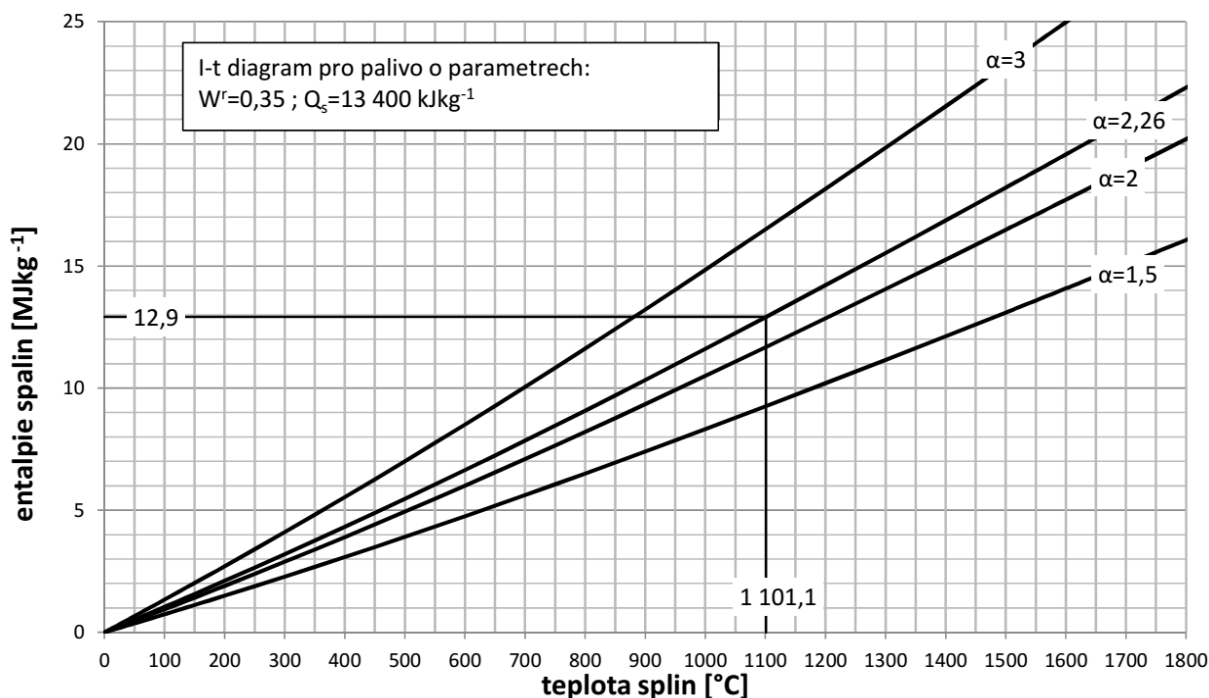
$O_{H_2O}^v \text{ [Nm}^3\text{kg}_{pal}^{-1}]$ je vzdušná vlhkost stechiometrického vzduchu, viz (6.5)

$i_i^T \text{ [kJNm}^{-3}]$ je entalpie příslušné složky spalín při teplotě $t \text{ [}^\circ\text{C]}$

Proložením vypočítaných bodů za použití rovnice (7.25), do které jsou dosazeny entalpie složek spalín o známé teplotě dle příslušné tabulky v [2], lze zkonstruovat I-t diagram (viz obrázek 7-1), nebo stanovit ve výpočtovém programu polynom, který je funkcí entalpie spalín v závislosti na teplotě.

$$I_s^T = 1,06E-13 T^5 - 5,38E-10 T^4 + 6,81E-7 T^3 + 10,61E-4 T^2 + 10,294 T + 1,77 \text{ [kJkg}_{pal}^{-1}] \quad (7.28)$$

Tento vztah platí pouze pro stejné složení a vlhkost paliva, které je použito ve výpočtech (viz kapitola 4 Popis výpočtu). Definiční obor této funkce je v rozsahu teplot od $0 \text{ }^\circ\text{C}$ včetně do $2000 \text{ }^\circ\text{C}$. Byl použit polynom pátého stupně, který je pro daný rozsah hodnot dostatečně přesný a nedochází k významnému rozkmitu funkce mezi prokládanými body na použitém oboru hodnot.



Obr. 7-1 I-t diagram spalin

Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi

Z původního vztahu, dle [2] jsou vynechány členy entalpie přísávaného vzduchu a entalpie recirkulovaných spalin.

$$Q_u = Q_{i\text{red}} \cdot (1 - Z_{CN} - Z_C) \quad [\text{kJkg}_{\text{pal}}^{-1}] \quad (7.29)$$

$$Q_u = 13\,496,52 \cdot (1 - 0,004 - 0,039) = 12\,915,19 \text{ kJkg}_{\text{pal}}^{-1}$$

kde $Q_{i\text{red}} = 13\,496,52 \text{ kJkg}_{\text{pal}}^{-1}$ je redukováná výhřevnost, viz vztah (7.1)

7.5 Množství paliva

Vztah dle [2] pro určení skutečného množství paliva přivedeného do kotle byl rozšířen o člen ve jmenovateli zohledňující příkon elektrických ohříváků vzduchu.

$$M_{\text{pal}} = \frac{Q_v}{Q_{i\text{red}} \cdot \eta_k} \quad [\text{kgs}^{-1}] \quad (7.30)$$

$$M_{\text{pal}} = \frac{110}{13\,496,52 \cdot 0,774} = 0,0105 \text{ kgs}^{-1} \sim 37,92 \text{ kghod}^{-1}$$

kde $\eta_k = 0,774$ je účinnost kotle stanovena dle vztahu (7.6)

$Q_v = 110 \text{ kW}$ je výrobní teplo tzn požadovaný tepelný výkon kotle v horké vodě od výrobce

7.6 Stav spalin na výstupu zplyňovací komory

Pro další výpočty v kapitole 8 jsou zásadní následující parametry; teplota spalin, entalpie spalin, která je funkcí teploty a složením spalin, dále množství spalin.

7.6.1 Teplota spalin na výstupu zplyňovací komory

Aby bylo možné stanovit teplotu na vstupu do konvekční části kotle a tím vymezit jednotlivé části zařízení, předpokládá se, že hoření probíhá pouze po výstup zplyňovací komory. Ve skutečnosti bylo pozorováno, že plamen vstupuje až do prostoru A konvekčního výměníku, což je jeden z faktorů možné odchylky naměřené teploty od vypočtené. Dále se zhodnocením sledované teploty zabývá kapitola 9.1.2.

Za sledovanou veličinu nelze označit teplotu konce ohniště vypočtenou dle Gurvičova vztahu, protože geometrie, konstrukce a relativně malé rozměry ohniště omezují jeho aplikaci. Není vhodná ani teplota nechlazeného plamene, protože neizolovaná spalovací komora předává do svého okolí množství tepla, které nelze zanedbat. Výkon ohniště je ponížen o tuto tepelnou ztrátu, z toho lze odvodit vztah (7.31). Tepelná ztráta sáláním a vedením zplyňovací komory byla vypočtena, proto lze stanovit entalpii spalin na výstupu a dosazením do vztahu (7.28) vypočíst teplotu v daném místě.

Výsledná **teplota spalin na výstupu zplyňovací komory** je $T_{out}^{zk} = 1062,63\text{ }^{\circ}\text{C}$.

7.6.2 Entalpie spalin na výstupu zplyňovací komory

$$I_{S\ out}^{zk} = \frac{Q_{out}^{zk}}{M_{pal}} \quad [\text{kJkg}^{-1}]$$

kde $Q_{out}^{zk} = Q_u \cdot M_{pal} - Q_{sv}^{zk}$ [kW] je výkon ve spalinách vystupující ze zplyňovací komory

Po dosazení a úpravě je rovnice v následujícím tvaru.

$$I_{S\ out}^{zk} = Q_u - \frac{Q_{sv}^{zk}}{M_{pal}} \quad [\text{kJkg}^{-1}] \quad (7.31)$$

$$I_{S\ out}^{zk} = 12\,915,19 - \frac{5254,3}{0,011 \cdot 1000} = 12\,416,31 \text{ kJkg}^{-1}$$

kde $Q_u = 12\,915,19 \text{ kJkg}^{-1}$ viz vztah (7.29)

$Q_{sv}^{zk} = 5254,3 \text{ W}$ je ztrátový výkon předaný zplyňovací komorou do okolí, viz kapitola 7.3.3

konstanta 1000 slouží k přepočtu jednotek výkonu

7.6.3 Objemový průtok spalin

Reprezentuje objem spalin proudících kotlem vztažených na kilogram paliva, slouží především k určení rychlosti spalin v kanále.

$$V_S = M_{pal} \cdot [O_{SV\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\ min}] = M_{pal} \cdot O_{SV} \quad [\text{Nm}^3 \text{ s}^{-1}] \quad (7.32)$$

$$V_S = 0,011 \cdot 7,63 = 0,08 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$$

kde $O_{SV} = 7,63 \text{ Nm}^3 \text{ kg}^{-1}$ je objem vlhkých spalin při spalování s přebytkem vzduchu, viz vztah (6.18)

$M_{pal} = 0,011 \text{ kgs}^{-1}$ je hmotnostní tok paliva dle vztahu (7.30)

7.6.4 Hmotnostní tok spalin

Pro určení rychlosti proudění podle kapitoly 8.2.3 je nutné stanovit hmotnostní tok spalin dle následujícího vztahu z objemového průtoku.

$$M_s = V_s \cdot \rho_{sv} \quad [\text{kg s}^{-1}] \quad (7.33)$$

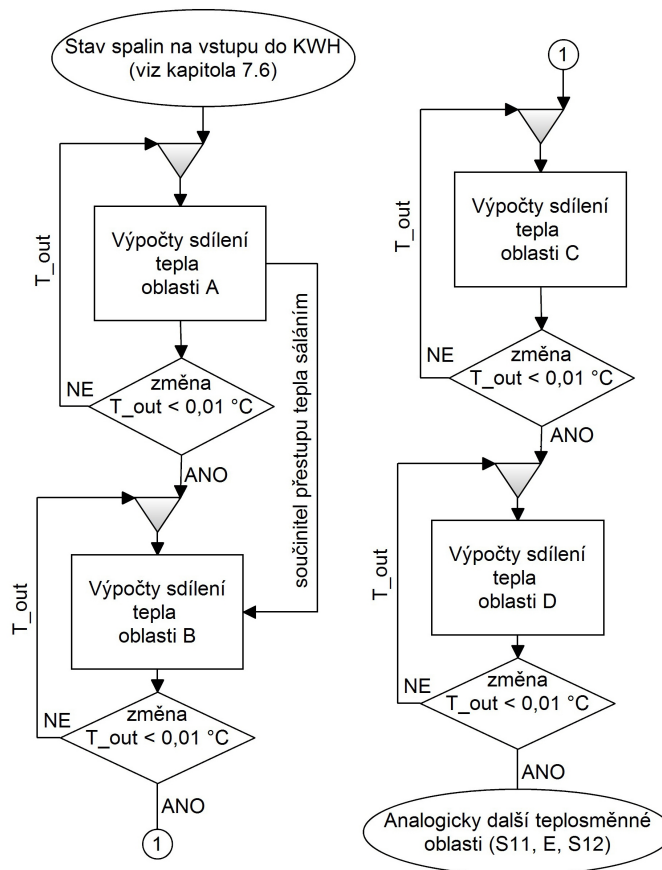
$$M_s = 0,08 \cdot 1,27 = \underline{0,102 \text{ kg s}^{-1}}$$

kde $\rho_{sv} = 1,27 \text{ kg Nm}^{-3}$ je hustota vlhkých spalin při spalování s přebytkem vzduchu dle vztahu (6.20)

8 Výpočet sdílení tepla

Tato kapitola se vztahuje pouze na konvekční výměník (kotel KWH). Pro co možná nejpřesnější výpočet sdílení tepla v kotli, byly teplosměnné plochy kotle rozděleny do oblastí A–E (viz obr. 2-4), které jsou popsány v příslušných podkapitolách. Do výpočtů jsou zahrnuty doplňkové teplosměnné plochy označené S11 a S12, viz kapitola 8.5.5.

Všechny uvedené rozměry teplosměnných ploch korespondují s elektronickou výkresovou dokumentací kotle KWH dle [12]. Složitější plochy jsou stanoveny za použití softwaru AutoCAD, ve kterém je dokumentace zhotovena.



Obr. 8-1 Vývojový diagram výpočtu přenosu tepla

Vývojový diagram na obrázku 8-1 znázorňuje postup výpočtu sdílení tepla v konvekčním výměníku, který je proveden ve výpočtovém programu. Je zde patrný i pohyb iterovaných veličin, kterými jsou teplota spalin na výstupu z konkrétní oblasti označené obecně jako T_{out} . Z této teploty se ve výpočtech stanovují střední teplota proudu spalin T_s [°C] a střední teplota filmu T_{stf} [°C].

Rozhodovací prvky ve vývojovém diagramu představuje iterační podmínku, kde změna výstupní teploty spalin před výpočtem a na jeho výstupu musí být menší než setina stupně.

Vývojový diagram je vyobrazen pouze po oblast D, kde výpočty následujících oblastí jsou řešeny analogicky.

8.1 Výpočtové vztahy společné pro oblasti A–E

V této kapitole jsou uvedeny vztahy, které jsou platné pro teplosměnné plochy všech typů ploch výpočtových oblastí A–E a dodatkových ploch S11, S12.

8.1.1 Součinitel prostupu tepla

Dle [2] je zvolen následující vztah, který je doporučen pro ohříváky vody při spalování tuhých paliv. Vztah zohledňuje pouze součinitel přestupu tepla na straně spalín, protože je v porovnání s tepelnou vodivostí stěny a přestupem tepla na straně vody jednoznačně dominantním tepelným odporem.

$$k = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_s} \quad [\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (8.1)$$

kde $\alpha_s = \alpha_k + \alpha_{sál}$ $[\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla na straně spalín, který uvažuje přenos tepla konvekcí α_k $[\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}]$ a zavedený součinitel přestupu tepla sáláním $\alpha_{sál}$ $[\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}]$, vztah je zjednodušen o součinitel omývání plochy, který je roven jedné ε $[\text{m}^2 \text{KW}^{-1}]$ je součinitel zanesení teplosměnných ploch

Součinitel zanesení teplosměnných ploch

Součinitel zanesení ploch je obecně obtížně stanovitelný parametr, určuje se buď na úkor zkušeností a doporučení, nebo ho lze dle [2] spočítat jakožto tepelný odpor nanášených tuhých zbytků o určité tloušťce příslušnými vztahy.

Před zkouškami kotle bylo provedeno důkladné čištění teplosměnných ploch a samotná délka zkoušek kotle byla z pohledu zanášení teplosměnných ploch sazemi nevýznamná. Proto je ve výpočtech považován součinitel zanesení teplosměnných ploch za blížící se nule a je zanedbán $\varepsilon = 0 \text{ m}^2 \text{KW}^{-1}$. Z toho plyne, že vztah (8.1) lze upravit do následujícího tvaru.

$$k = \alpha_k + \alpha_{sál} \quad [\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (8.2)$$

8.1.2 Fyzikální vlastnosti spalín

Pro vyšší přesnost výpočtu jsou fyzikální vlastnosti spalín určeny z tabulek dle [7]. Ve výpočtovém programu jsou pro univerzálnost vytvořeny funkce proložení tabulkových hodnot složek spalín příslušnými polynomy.

Podle [1] jsou **kinematická viskozita** spalín ν $[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$ a **tepelná vodivost** spalín λ $[\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}]$ určeny z dílčích hodnot (pro teplotu $T_{stř}$ $[\text{°C}]$) a z poměrných plyných složek spalín dle následujících vztahů.

$$\nu = \sum_i \omega_i \cdot \nu_i \quad [\text{m}^2 \text{s}^{-1}] \quad (8.3)$$

$$\lambda = \sum_i \omega_i \cdot \lambda_i \quad [\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}] \quad (8.4)$$

kde ω_i [-] je poměrný objem jednotlivých plyných složek spalín stanovený z poměrů dílčích objemů spalín v kapitole 6.2 a celkového objemu spalín definovaného vztahem (6.18)

$$\omega_{\text{CO}_2} = 0,077; \omega_{\text{SO}_2} = 6,5 \text{ E} - 6; \omega_{\text{N}_2} = 0,301; \omega_{\text{Ar}} = 0,004; \omega_{\text{H}_2\text{O}} = 0,135; \omega_{\text{VS}} = 0,483$$

Tyto fyzikální parametry jsou funkcemi pouze teploty, v kotli je uvažován konstantní barometrický tlak, pro který jsou tabulkové hodnoty stanoveny.

Střední teplota filmu

Dle [5] se všechny fyzikální parametry spalin určují právě pro tuto teplotu, která udává průměrnou teplotu filmu spalin na teplosměnné ploše.

$$T_{str} = \frac{(T_s + T_z)}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (8.5)$$

kde $T_z = 125,68 \text{ }^\circ\text{C}$ je teplota povrchu ze strany spalin dle vztahu (8.11)

$T_s \text{ [}^\circ\text{C]}$ je teplota proudu spalin stanovená jako průměrná teplota z $T_{in}; T_{out} \text{ [}^\circ\text{C]}$ příslušné teplosměnné oblasti

Prandtlovo číslo

Na rozdíl od tepelné vodivosti a kinematické viskozity není Prandtlovo číslo funkcí pouze teploty, ale mimo jiné i hustoty spalin a tepelné kapacity, což při použití tabulkových hodnot vnáší do výpočtu další chybu. Proto je pro jeho výpočet použit následující vztah dle [2].

$$Pr = \frac{v \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} \text{ [-]} \quad (8.6)$$

kde $\rho \text{ [kgm}^{-3}\text{]}$ je skutečná hustota spalin, viz vztah (6.21)

konstanta 10^3 slouží pro převod tepelné kapacity na základní jednotky SI

Tepelná kapacita spalin je stanovena následujícím vztahem, který entalpii spalin vztaženou na kilogram paliva přepočítává na tepelnou kapacitu vztaženou na kilogram spalin.

$$c_p = \frac{I_{SP}}{O_{SV} \cdot \rho_{SV} \cdot T_{str}} \text{ [kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]} \quad (8.7)$$

kde $I'_{SP} \text{ [kJkg}^{-1}\text{]}$ je entalpie spalin při teplotě $T_{str} \text{ [}^\circ\text{C]}$, stanovena dle vztahu (7.28)

$O_{SV} = 7,63 \text{ Nm}^3 \text{ kg}_{pal}^{-1}$ je měrný objem spalin, viz vztah (6.18)

$\rho_{SV} = 1,27 \text{ kgNm}^{-3}$ je hustota spalin za normálních podmínek, viz vztah (6.20)

8.1.3 Rychlost proudění spalin

Dle [2] se rychlost proudění určuje s využitím rovnice kontinuity pro objemový průtok spalin a světlého průřezu kanálu podle následujícího vztahu.

Rychlosti spalin pro oblasti A a B jsou stanoveny jiným způsobem, viz kapitola 8.1.3 .

$$w = \frac{V_s}{F_s} \cdot \frac{273 + T_s}{273} \text{ [ms}^{-1}\text{]} \quad (8.8)$$

kde $V_s \text{ [Nm}^3\text{s}^{-1}\text{]}$ je objemový průtok spalin, viz vztah (7.32)

$F_s \text{ [m}^2\text{]}$ je světlá plocha průtočného kanálu

$T_s \text{ [}^\circ\text{C]}$ je teplota proudu spalin stanovená jako průměrná teplota z $T_{in}; T_{out} \text{ [}^\circ\text{C]}$ příslušné teplosměnné oblasti

8.1.4 Tepelný výkon

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot S \quad [\text{W}] \quad (8.9)$$

kde k [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$] je součinitel prostupu tepla dle vztahu (8.1)

Δt [$^{\circ}\text{C}$] je střední logaritmický spád stanovený dle typu proudění médií vztahem (8.15),
nebo (8.14)

S [m^2] je velikost teplosměnné plochy

8.1.5 Součinitel přestupu tepla sáláním

Sálání tříatomových plynů ve spalínách na teplosměnné plochy je zohledněno zavedením součinitele přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv dle [2].

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}] \quad (8.10)$$

kde $a_{st} = 0,8$ je stupeň černosti povrchu stěn volen dle [2]

T_s [K] je teplota proudu spalín stanovená jako průměrná teplota z T_{in} ; T_{out} [$^{\circ}\text{C}$]
příslušné teplosměnné oblasti

$T_z = 398,83 \text{ K}$ je teplota povrchu ze strany spalín, viz níže

Teplota povrchu

Teplota povrchu nánosů na straně spalín je dle [2] definována pro ohříváky vody a ekonomizéry jako střední teplota ohřívání vody navýšená o $\Delta T = 60^{\circ}\text{C}$, potom lze psát následující vztah.

$$T_z = \frac{T_{win} + T_{wout}}{2} + 60 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (8.11)$$

$$T_z = \frac{61,15 + 70,2}{2} + 60 = 125,68^{\circ}\text{C} \sim 398,83 \text{ K}$$

kde $T_{win} = 61,15^{\circ}\text{C}$; $T_{wout} = 70,2^{\circ}\text{C}$ je teplota kotelní vody na vstupu a výstupu z kotle, viz tabulka 3-1

Stanovení teploty povrchu na straně spalín výpočtem je ve sledovaném případě problém, protože výpočtové metody vycházejí z prostupu tepla stěnou při známém tepelném odporu stěny. Přičemž za nejvýznamnější tepelný odpor se považuje nános tuhých zbytků ze spalín, ten je ale v našem případě zanedbáván, protože kotel byl před měřením vyčištěn.

Tepelný výkon také není v kotli rovnoměrný, proto je teplota povrchu na straně spalín stanovena právě výpočtem z doporučeného rozdílu teplot.

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad [-] \quad (8.12)$$

kde $p = 0,1$ MPa je tlak spalin

$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} \quad [\text{m}]$ je efektivní tloušťka sálové vrstvy pro volný objem bez trubkového

svazku či desek definovaný objemem $V \quad [\text{m}^3]$ a povrchem $F_{st} \quad [\text{m}^2]$ sálajícího prostoru

$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s$ je optická hustota spalin v exponentu, dalšími členy rovnice jsou součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi $k_p \cdot \mu_{pk}$, který je zanedbán a součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny $k_s \cdot r_s$ definovaný následovně

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (8.13)$$

kde $r_s = \omega_{H_2O} + \omega_{SO_2} + \omega_{CO_2} \quad [-]$ je objemová koncentrace tříatomových plynů ve spalinách, který lze vypočítat jako součet dílčích koncentrací uvedených v kapitole 8.1.2

$p_s = r_s \cdot p \quad [\text{MPa}]$ je parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách

$r_{H_2O} = \omega_{H_2O} \quad [-]$ je objemová koncentrace vodní páry ve spalinách (převod na značení veličiny z [1])

8.1.6 Střední logaritmický spád

Tento parametr je důležitý při stanovení tepelného výkonu sdílení tepla. Rozlišujeme dva základní stavy výměníku: souproudý a protiproudý. To je definováno vzájemným směrem pohybu médií.

$$\Delta T = \frac{\Delta T_v - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_v}{\Delta T_m}} \quad [^\circ\text{C}], [\text{K}] \quad (8.14)$$

kde $\Delta T_v \quad [^\circ\text{C}]$ je větší rozdíl teplot obou médií na konci výhřevných ploch

$\Delta T_m \quad [^\circ\text{C}]$ je menší rozdíl teplot obou médií na konci výhřevných ploch

Vzhledem ke konstrukci kotle není v některých případech možné jednoznačně určit typ proudění ve smyslu vzájemného směru pohybu médií. Zejména v oblasti A, B a dodatečných teplosměnných plochách v obratu a za oblastí E. To lze eliminovat následujícím vztahem

dle [2], který je platný za podmínky $\Delta T_s \geq 0,92 \cdot \Delta T_{pr} \quad [^\circ\text{C}], [\text{K}]$.

$$\Delta T = \frac{\Delta T_s + \Delta T_p}{2} \quad [^\circ\text{C}], [\text{K}] \quad (8.15)$$

kde ΔT_s a $\Delta T_p \quad [^\circ\text{C}], [\text{K}]$ jsou teplotní spády souproudu a protiproudu

8.2 Výpočty sdílení tepla oblasti A

8.2.1 Popis oblasti A

První teplosměnná plocha konvekčního výměníku (kotle KWH). Jedná se o objemný prostor bez vestaveb. Spaliny ze zplyňovací komory vstupují do oblasti převáděcím kanálem čtvercového průřezu. Prostor není primárně konstruován jako teplosměnný výměník, ale spíše ho lze považovat za chlazené ohniště (prostor je navržen pro doplňkové pálení kusového dřeva, kterým se tato práce nezabývá). Spaliny opouští tuto oblast do dalších částí kotle pod úhlem 90° od vstupního proudu spalin. To společně s tvarem prostoru způsobuje značné problémy v definování rychlosti proudění spalin, která je zásadní pro určení součinitele přestupu tepla. Po několika pokusech popsat chování spalin v oblasti A zavedením zjednodušení jednorozměrného proudění bylo zjevné, že se výsledky s naměřenými hodnotami až příliš rozcházejí. Přesněji řečeno, za těchto podmínek výpočtový model nebyl schopný dosáhnout tak velkého předaného tepelného výkonu jako při měření.

8.2.2 Model proudění v oblasti A

Aby bylo možné přesněji popsat chování a rychlost proudění spalin byl vytvořen model komory A v programu Star-CD pracující s metodou konečných prvků. Autor práce dodal rozměry, vstupní a výstupní parametry modelu a určil metodiku stanovení rychlostí. Model v programu Star-CD zhotovil doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Model pracuje s naměřenými hodnotami teplot na vstupu do prostoru A a pro stanovení ustálených podmínek na výstupu modelu teplotu až v rovném úseku prostor oblasti C. Do modelu byl také zanesen výpočtový hmotnostní tok spalin. Model počítá s přestupem tepla média do stěn komory konvekcí i sáláním. Model je zjednodušen o prostory horních a dolních dveří.

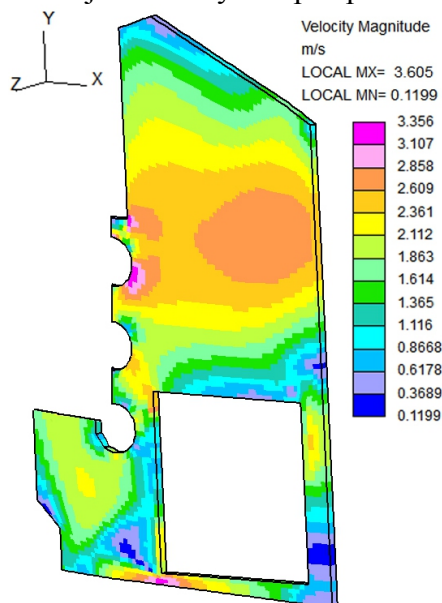
Při bližším zkoumání vzniklého modelu bylo zjevné, že všechny spaliny neproudí přímo do výstupního průřezu, ale část proudu tvoří neuspořádaný vířivý pohyb ve sledovaném objemu oblasti. Ve dvou třetinách výšky prostoru byl z rychlostního pole modelu dobře patrný střed dominantního víru (viz obr. 8-9). Zhruba v této výšce byl při měření umístěn senzor teploty T2 patrný na obr. 2-4, je proto pravděpodobné, že naměřená teplota není charakteristická pro celý objem a nelze s ní dále pracovat.

Rychlostní pole jsou na plochách velmi nerovnoměrná (viz obrázky příslušných ploch níže), proto by nebylo vhodné stanovit pouze jednu výpočtovou rychlost proudění pro celý prostor. Výpočet oblasti A z hlediska přestupu tepla je proto rozdělen na následující plochy označené A1–A5. Průměrná rychlost proudění na příslušné ploše je stanovena 7 cm od povrchu, kde se nepředpokládá vliv mezní vrstvy na rychlost proudu spalin.

Tvar celé oblasti A je patrný na obrázku 8-9.

Plocha A1

Plocha je ze strany vstupu spalín do oblasti A.



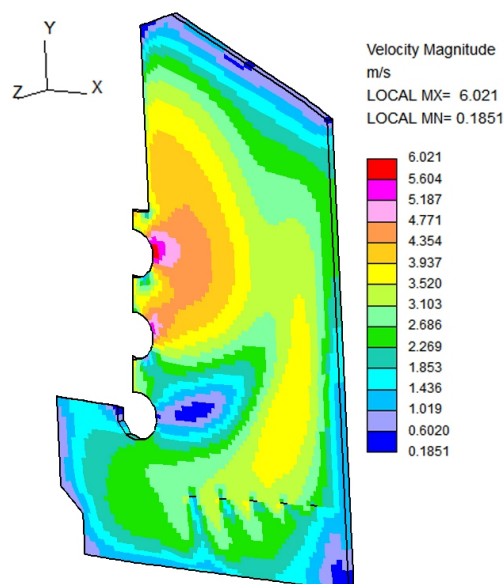
Obr. 8-2 Rychlostní pole plochy A1

Plocha A1 je $S^{A1}=0,464 \text{ m}^2$.

Střední rychlost proudu na ploše A1 je $w^{A1}=1,93 \text{ ms}^{-1}$, viz kapitola 8.2.3.

Plocha A3

Plocha orientovaná proti vstupu spalín do oblasti A.



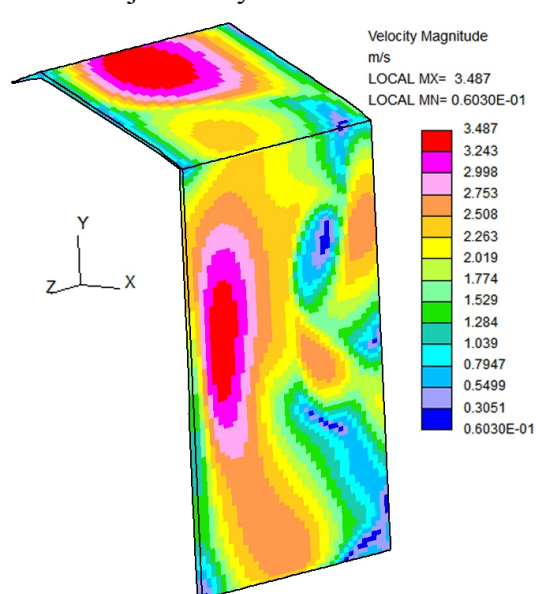
Obr. 8-4 Rychlostní pole plochy A3

Plocha A3 je $S^{A3}=0,464 \text{ m}^2$.

Střední rychlost proudu na ploše A3 je $w^{A3}=2,62 \text{ ms}^{-1}$, viz kapitola 8.2.3.

Plocha A2

Plocha je ve smyslu čela kotle.



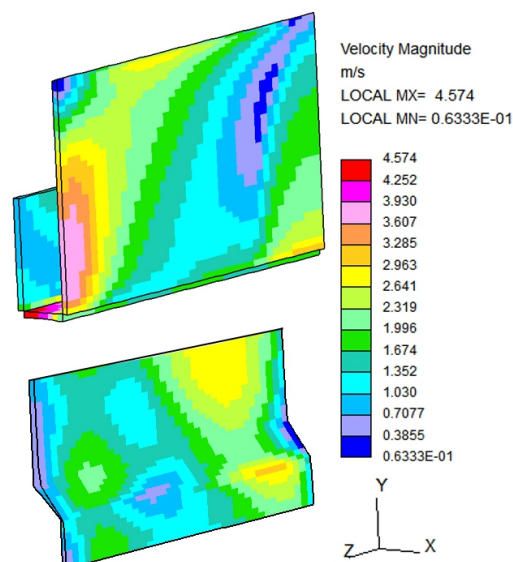
Obr. 8-3 Rychlostní pole plochy A2

Plocha A2 je $S^{A2}=0,836 \text{ m}^2$.

Střední rychlost proudu na ploše A2 je $w^{A2}=2,01 \text{ ms}^{-1}$, viz kapitola 8.2.3.

Plocha A4

Popis plochy A4 viz další strana.



Obr. 8-5 Rychlostní pole plochy A4

Plocha A4 je $S^{A4}=0,390 \text{ m}^2$.

Střední rychlost proudu na ploše A4 je $w^{A4}=1,51 \text{ ms}^{-1}$, viz kapitola 8.2.3.

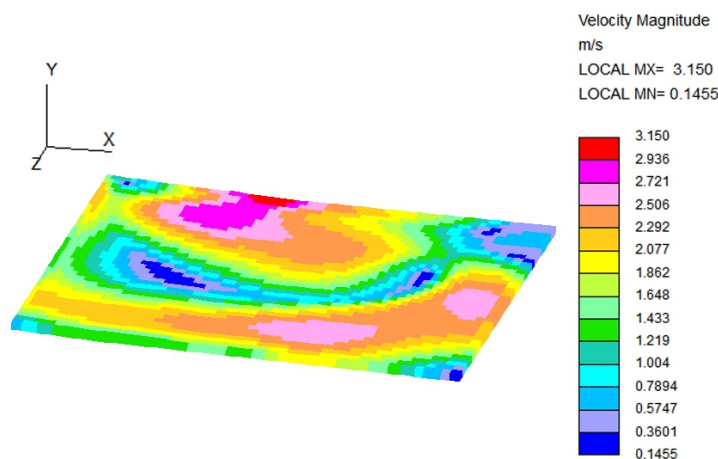
Popis plochy A4: Jedná se o zadní plochy oblasti A při čelním pohledu. Pro názornost je horní část plochy vyobrazena v obr. 8-5 i s navazujícími povrchy, které se ovšem do výpočtů nezahrnují.

Plocha A5

Plochu tvoří rošt kotle, který je vyroben ze svařovaných plechů. Plochu příčky roštu na řezu tvoří trojúhelníkový profil, proto je tato plocha do výpočtů zahrnuta jako trojnásobek ložné plochy roštu bez mezer mezi příčkami. Pro zjednodušení výpočtu se předpokládá, že i spodní plochy roštu jsou ozařovány prostorem A. Rychlost proudu spalin pod roštem je obtížně stanovitelná, proto je tato rychlost považována za totožnou s rychlostí nad roštem.

Plocha A5 je $S^{A5}=0,975 \text{ m}^2$.

Rychlost spalin je $w^{A5}=1,73 \text{ ms}^{-1}$, viz kapitola 8.2.3.



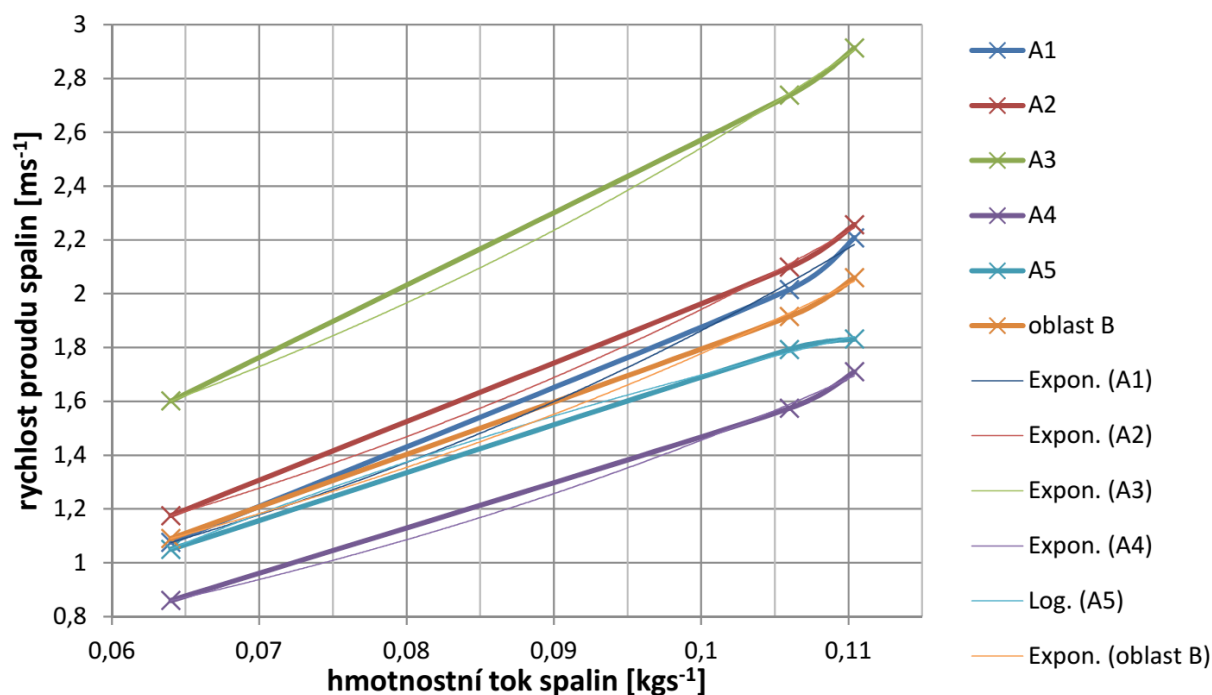
Obr. 8-6 Rychlostní pole plochy A5

8.2.3 Stanovení rychlosti proudění spalin v oblasti A

Aby data rychlosti proudu spalin na plochách oblasti A vyhodnocená z modelu proudění byla univerzální a použitelná pro jakýkoli stav kotle, byly rychlosti na příslušných plochách stanoveny pro tři různé výkonové varianty kotle. Potom lze získat rychlosti jako funkci hmotnostního toku spalin, proložením vyhodnocených hodnot příslušnou funkcí.

Změnou parametrů paliva, nebo přebytku spalovacího vzduchu se mění hustota spalin, která je funkcí rychlosti proudění. Pokud by ovšem měla být změna hustoty respektována použitou metodou, bylo by nutné provést rozsáhlou analýzu modelu a metoda by se tím značně zkomplikovala. Změna rychlosti proudění vlivem měnící se hustoty spalin závislé na parametrech paliva a přebytku vzduchu je zanedbatelná.

Funkce rychlosti je tedy stanovena pouze pro změnu hmotnostního toku spalin. Průběh funkce je patrný na obrázku 8-7.



Obr. 8-7 Průběh rychlostí proudu spalin a funkce rychlostí

Body jsou proloženy exponenciálními, případně logaritmičnými funkcemi, viz níže. Rychlosti spalin jsou právě těmito funkcemi, při dosažení výpočtového hmotnostního toku spalin $M_s = 0,102 \text{ kgs}^{-1}$ dle vztahu (7.33) dostáváme rychlosti proudění spalin pro dílčí teplosměnné plochy.

$$w^{A1} = 0,4046 \cdot e^{15,269 M_s} [\text{ms}^{-1}] \quad (8.16)$$

$$w^{A1} = 0,4046 \cdot e^{15,269 \cdot 0,102} = 1,93 \text{ ms}^{-1}$$

$$w^{A2} = 0,4808 \cdot e^{13,958 M_s} [\text{ms}^{-1}] \quad (8.17)$$

$$w^{A2} = 0,4808 \cdot e^{13,958 \cdot 0,102} = 2,01 \text{ ms}^{-1}$$

$$w^{A3} = 0,7033 \cdot e^{12,851 M_s} [\text{ms}^{-1}] \quad (8.18)$$

$$w^{A3} = 0,7033 \cdot e^{12,851 \cdot 0,102} = 2,62 \text{ ms}^{-1}$$

$$w^{A4} = 0,3361 \cdot e^{14,657 M_s} [\text{ms}^{-1}] \quad (8.19)$$

$$w^{A4} = 0,3361 \cdot e^{14,657 \cdot 0,102} = 1,51 \text{ ms}^{-1}$$

$$w^{A5} = 1,4495 \cdot \ln(M_s) + 5,0355 [\text{ms}^{-1}] \quad (8.20)$$

$$w^{A5} = 1,4495 \cdot \ln(0,102) + 5,0355 = 1,73 \text{ ms}^{-1}$$

$$w^B = 0,4568 \cdot e^{13,587 M_s} [\text{ms}^{-1}] \quad (8.21)$$

$$w^B = 0,4568 \cdot e^{13,587 \cdot 0,102} = 1,84 \text{ ms}^{-1}$$

Rychlosti stanovené pro hmotnostní tok $M_s = 0,106 \text{ kgs}^{-1}$ původně nebyly určeny k stanovení funkce rychlosti. Jak lze vidět na obrázku 8-7 jsou body pro stanovení funkce nevhodně blízko sebe. Důvodem absence dalších bodů je omezený přístup k modelu proudění v programu Star-CD a doba trvání jeho výpočtu.

8.2.4 Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel přestupu tepla pro teplosměnné plochy v oblasti A nelze stanovit doporučenými vztahy pro podélné obtékání teplosměnné plochy kotle dle [2], protože se vztahují pouze na plochy tvořící kanál. Pro výpočet je tedy vhodnější použít vztahy pro nucenou konvekci na rovinné desce. Vyjádřením z obecně známé rovnice, viz [5], lze stanovit součinitel přestupu tepla následujícím vztahem.

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}] \quad (8.22)$$

kde λ $[\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$ je tepelná vodivost spalin podle kapitoly 8.1.2

L $[\text{m}]$ je charakteristický rozměr, viz dále

Nu $[-]$ je Nusseltovo číslo, viz dále

Tab. 8-1 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekci

plocha	L $[\text{m}]$	w $[\text{ms}^{-1}]$	Re_L $[-]$	Nu_L $[-]$	α_k $[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$
A1	0,474	1,93	11901	64,45	7,52
A2	0,625	2,01	16320	75,48	6,67
A3	0,474	2,62	16146	75,08	8,76
A4	0,625	1,51	12256	65,41	5,78
A5	0,625	1,73	14075	70,10	6,20
$T_{\text{stř}}$	489,4	°C			
ν	7,70E-5	m^2s^{-1}			
Pr	0,705				
λ	0,055	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$			

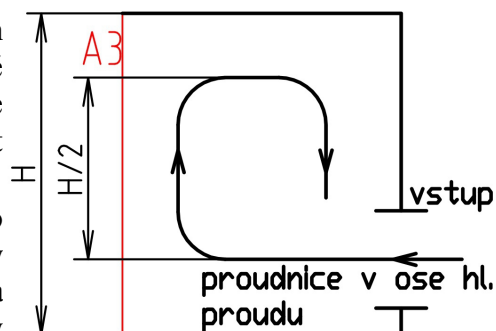
Stanovení charakteristického rozměru L $[\text{m}]$

Charakteristický rozměr při nucené konvekci na rovinné ploše je definovaný délkou obtékané plochy. Stanovení tohoto rozměru je pro plochy v oblasti A velmi komplikované, protože spaliny neproudí po plochách pouze v jednom směru.

Při zjednodušujícím předpokladu jednorozměrného proudění prostorem A lze předpokládat, že dominantní směr proudění spalin na ploše A2 bude po šířce plochy ve směru souřadnice z na obrázku 8-9, v horní části tohoto obrázku lze vidět i směr proudění na vrchu plochy A2. Analogicky lze určit charakteristický rozměr i na ploše A4, jeho hodnota je rovna vnitřní šířce kotle $L^{A2} = L^{A4} = 0,625 \text{ m}$.

Proud spalin vstupuje do oblasti A vstupním oknem, které je umístěno v dolní části kotle, což jasně definuje směr proudění spalin na plochách roštu kotle A5 (viz obr.8-9), charakteristickým rozměrem je opět vnitřní šířka kotle $L^{A5} = 0,625 \text{ m}$

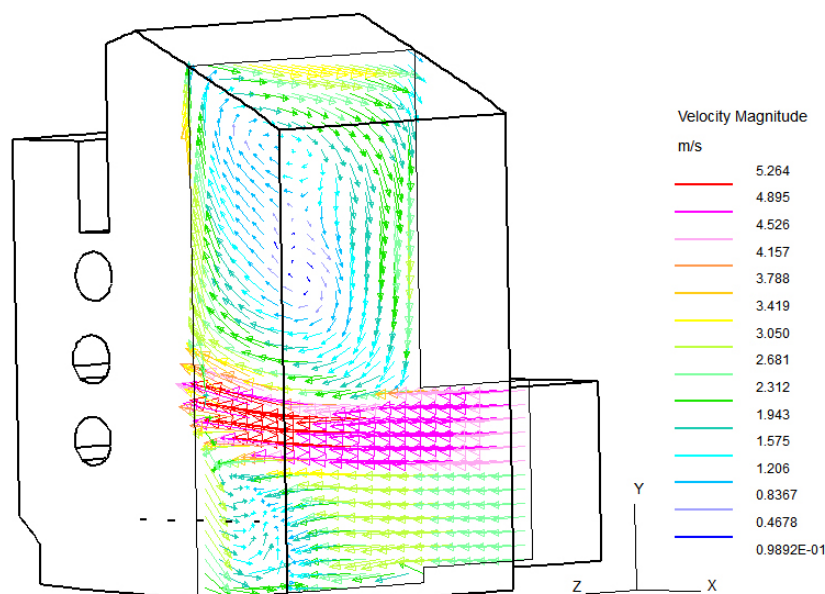
Na ploše A3 (plocha proti vstupu spalin do kotle) se předpokládá proudění po výšce plochy vlivem centrálního víru (osou rotace je osa x na obr. 8-9), v prostorách oblasti A. Za charakteristický rozměr je považována hypotetická dráha proudnice v



Obr. 8-8 Stanovení charakteristického rozměru plochy A1

ose hlavního proudu, kterou by při obtékání sledované plochy proudnice urazila. Náznový popis předpokladu viz schéma na obrázku 8-8. S přihlédnutím k obrázku 8-9 byl charakteristický rozměr stanoven jako polovina výšky plochy A3. Analogicky je stanoven charakteristický rozměr u plochy A1. $L^{A3} = L^{A1} = 0,474 \text{ m}$

Samotný vír lze pozorovat na obrázku 8-9, který vyobrazuje rychlostní pole proudu ve středním řezu prostorem oblasti A. Snímek je pro názornost polohy řezu vyobrazen natočením v prostoru. Aby model respektoval změnu rychlosti po výšce příváděcího kanálu, která byla u kotle pozorována, byl proud spalín rozdělen na dva proudy o různé vstupní rychlosti (při zachování stejného hmotnostního toku, jako před touto úpravou), což do jisté míry ovlivňuje tvar dominantního víru na snímku. Ve skutečnosti bude změna rychlosti po výšce příváděcího kanálu plynulejší a rychlostní pole vstupního proudu bude více homogenní.



Obr. 8-9 Rychlostní pole v řezu prostorem oblasti A

Hodnota charakteristického rozměru udává vzdálenost, na které se vyvíjí mezní vrstva příslušného typu proudění. Nadhodnocením hodnoty charakteristického rozměru, klesá přestup tepla na sledované ploše, což je za předpokladu, že proud spalín nezabíhá až do rohů kotle pravděpodobné.

Citlivost výpočtu na změnu charakteristického rozměru je demonstrována na ploše A3 v kapitole 9.2.1, viz obrázek 9-5.

Nusseltovo číslo

Následuje vztah pro střední hodnotu Nusseltova čísla pro nucenou konvekci podél vnějšího povrchu pro laminární režim proudění, který byl po konzultaci s Ing. Jiřím Hejčíkem, Ph.D. stanoven dle rovnice z [5].

$$Nu_L = 2 \cdot f_{Pr} \cdot Re_L^{1/2} \quad [-] \quad (8.23)$$

kde $f_{Pr} = 0,332 \cdot Pr^{1/3} \quad [-]$ je funkce platná pro $0,6 \leq Pr \leq 50$, Pradtlovo číslo viz kapitola 8.1.2

Reynoldsovo číslo

$$Re_L = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad [-] \quad (8.24)$$

kde $w \quad [ms^{-1}]$ je rychlost proudu spalín obtékající sledovanou plochu dle kapitoly 8.2.3

$\nu \quad [m^2s^{-1}]$ je kinematická viskozita spalín stanovená v podle kapitoly 8.1.2

$L \quad [m]$ charakteristický rozměr

8.2.5 Součinitel přestupu tepla sáláním

Součinitel přestupu tepla sáláním pro tuto oblast je stanoven dosazením do vztahu (8.10), z kterého vychází následující tabulka 8-2.

Tab. 8-2 Výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním

	T_z [K]	T_s [K]	V [m ³]	F_{st} [m ²]	s [m]	$k_s r_s$	$k.p.s$	a [-]	$\alpha_{sál}$ [Wm ² K ⁻¹]
A	398,8	1126,3	0,29	2,9	0,36	4,33	0,156	0,15	16,15

8.2.6 Tepelný výkon

Tabulka 8-3 demonstruje tepelný výkon předaný v oblasti A, který je vypočten dle vztahu (8.9).

Vzájemný smysl proudění médií (voda, spaliny) není jednoznačně souproud ani protiproud, proto je ΔT [°C] stanoven dle vztahu (8.15).

Tab. 8-3 Výsledky výpočtů tepelného výkonu

i	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [°C]	S [m ²]	k [Wm ⁻² K ⁻¹]	Q [W]
A1				0,464	23,66	8443
A2				0,836	22,81	14658
A3	1062,6	643,7	568,5	0,464	24,90	8885
A4				0,39	21,93	6565
A5				0,975	22,34	16734
A						55285

8.3 Výpočty sdílení tepla oblasti B

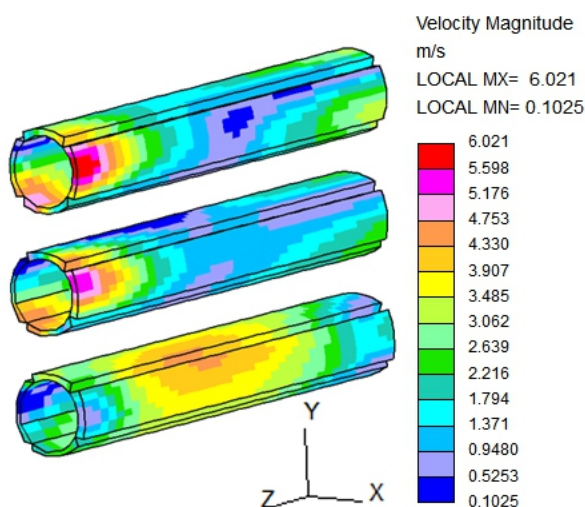
8.3.1 Popis oblasti B

Skládá se ze tří vodotrubných výměníků, které lze specifikovat jako příčně obtékaná válcová tělesa. Část sálavého tepla je z důvodů uvedených v kapitole 8.4.3 zohledněna ve výpočtech oblasti C.

Určení rychlosti proudění skrze oblast B skýtá stejné komplikace jako u oblasti A. Je proto stanovena střední rychlost proudění spalin kolem teplosměnných ploch oblasti B ve vzdálenosti od jejich povrchu, kde se nepředpokládá vliv mezních vrstev na sledovanou rychlost.

Dle vztahu (8.21) v kapitole 8.2.1 byla stanovena střední **rychlost** proudu spalin na příslušných teplosměnných plochách $w^B = 1,84 \text{ ms}^{-1}$.

Teplosměnná **plocha** (součet tří válcových ploch) je $S^B = 0,52 \text{ m}^2$.



Obr. 8-10 Rychlostní pole proudu spalin

8.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekci

Pro výpočty jsou použity vztahy nucené konvekce příčného obtékání válcového tělesa dle [5].

Součinitel přestupu tepla se stanoví analogicky podle vztahu (8.22). **Charakteristický rozměr** pro válcovou plochu je vnější průměr trubky $D=0,089$ m .

Tab. 8-4 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekci

i	$T_{stř}$ [°C]	D [m]	w^i [ms ⁻¹]	ν [m ² s ⁻¹]	Re_L [-]	Pr [-]	Nu_L [-]	λ [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	α_k [Wm ⁻² K ⁻¹]
B	371,6	0,089	1,84	5,76E-5	2839	0,709	27,34	0,048	14,71

Nusseltovo číslo

Následující vztah je platný pro $10^2 \leq Re_D \leq 10^7$.

$$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad [-] \quad (8.25)$$

kde Pr [-] je Prandtlovo číslo stanovené podle kapitoly 8.1.2

Re_D [-] je Reynoldsovo číslo analogicky dle vztahu (8.24), charakteristický rozměr je zmíněný vnější průměr trubky D , rychlost proudu spalín viz 8.3.1

8.3.3 Součinitel přestupu tepla sáláním

Teplosměnné plochy oblasti B jsou pro určení součinitele přestupu tepla sáláním rozděleny na dva stejné povrchy, které jsou charakterizovány podle toho jakým prostorem jsou ozařovány.

Sálavé teplo předané do ploch oblasti B, které jsou ozařovány prostorem C $\alpha_{sál}^{C-B} = \alpha_{sál}^C$, je i se zdůvodněním uvedeno v kapitole 8.4.3 .

Součinitel přestupu tepla sáláním, který zohledňuje sálání prostoru A na teplosměnné plochy oblasti B, je totožný se součinitelem přestupu tepla v oblasti A $\alpha_{sál}^{A-B} = \alpha_{sál}^A = 16,15 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$, viz tabulka 8-2.

8.3.4 Tepelný výkon

Tepelný výkon oblasti B je vypočítán dosazením do vztahu (8.9).

Vzájemný smysl proudění médií (voda, spaliny) není jednoznačně souproud ani protiproud, proto je ΔT [°C] stanoven dle vztahu (8.15).

Tab. 8-5 Výsledky výpočtů tepelného výkonu

i	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [°C]	S [m ²]	k [Wm ⁻² K ⁻¹]	Q [W]
	643,7	591,4	551,4	0,5x 0,52	30,86	4460
	643,7	591,4	551,4	0,5x 0,52	14,71	2127
B						6587

První řádek v tabulce 8-5 demonstruje konvektivní a sálavý přenos tepla poloviny plochy B, která je ozařována prostorem A. Řádek druhý demonstruje pouze konvektivní přenos druhé poloviny ploch oblasti B.

8.4 Výpočty sdílení tepla oblasti C

8.4.1 Popis oblasti C

Oblast je tvořena plochami, které byly zjednodušeny na tvar rovného kanálu obdélníkového průřezu. Ve skutečnosti jsou plochy kanálu komplikovanější, což vnáší do výpočtu určitou chybu.

Takto modifikovaný kanál má délku $l=1,02$ m, která slouží především ke stanovení součinitele na poměrnou délku C_l [-].

Teplosměnná plocha oblasti C je $S^C = 1,31$ m².

8.4.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Vzhledem k tvaru teplosměnných ploch je zvolen vztah dle [2], který je odvozen pro stanovení součinitele přestupu tepla při podélném proudění na teplosměnných plochách kotle.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_l \quad [\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (8.26)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,045}{0,25} \cdot \left(\frac{2,4 \cdot 0,25}{5,18 \text{E-}5} \right)^{0,8} \cdot 0,712^{0,4} \cdot 1,82 = 11,83 \text{ Wm}^{-2} \text{K}^{-1}$$

kde $C_l = 1,82$ je oprava na poměrnou délku průtočného kanálu, určená dle poměru

$$\frac{l}{d_e} = \frac{1,02}{0,089} = 4 \text{ z [2], který respektuje vliv vstupního tepelného úseku kanálu,}$$

délka kanálu l [m] pro oblast C viz kapitola 8.4.1 výše

$\lambda = 0,045 \text{ Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$ je tepelná vodivost spalin dle kapitoly 8.1.2 pro střední teplotu spalin na sledované oblasti

$w = 2,4 \text{ ms}^{-1}$ je rychlost proudu spalin dle vztahu (8.8)

$\nu = 5,18 \text{E-}5 \text{ m}^2 \text{s}^{-1}$ je kinematická viskozita spalin dle kapitoly 8.1.2 pro střední teplotu proudu

$T_{str} = 333,3 \text{ °C}$ je teplota pro určení fyzikálních parametrů dle vztahu (8.5)

Ekvivalentní průměr

Pro kanál odlišný od kruhového průřezu, kde je roven světlosti trubky, je ekvivalentní průměr definován následujícím vztahem dle [2].

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad [\text{m}] \quad (8.27)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 0,1}{1,57} = 0,25 \text{ m}$$

kde $F = 0,1 \text{ m}^2$ je světlý průřez kanálu

$O = 1,57$ m je obvod průřezu kanálu

8.4.3 Součinitel přestupu tepla sáláním

Dosazením do vzorce (8.10) je stanoven součinitel přestupu tepla, viz tabulka 8.6.

Tab. 8-6 Výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním

i	T_z [K]	T_s [K]	V [m ³]	F_{st} [m ²]	s [m]	$k_s r_s$	$k.p.s$	a [-]	$\alpha_{sál}$ [Wm ² K ⁻¹]
A	398,8	814,1	0,09	1,55	0,2	7,03	0,14	0,13	6,69

Sálavé teplo předané teplosměnným plochám B

Kromě přestupu tepla sáláním na teplosměnných plochách oblasti C je v této kapitole zohledněno sálavé teplo předané proudem spalín z objemu oblasti C do pohledových teplosměnných ploch oblasti B. To je z důvodu korektnosti postupu výpočtu s výpočtovým programem. Kdyby bylo sálavé teplo předané prostorem C na teplosměnné plochy B zohledněno již ve výpočtech oblasti B vznikl by tím křížový odkaz napříč výpočtem, protože vztah zohledňující sledovanou veličinu je závislý na teplotě spalín vstupujících do oblasti C, která je funkcí tepelného výkonu předaného v oblasti B.

Příslušné předané teplo sáláním je potom stanoveno dosazením do vztahu (8.10) pro $k = \alpha_{sál}^C$ [Wm⁻²K⁻¹], $S = S^B/2$ [m²], viz následující tabulka.

Tab. 8-7 Výsledky výpočtů tepelného výkonu

i	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	Δt [°C]	S [m ²]	k [Wm ² K ⁻¹]	Q [W]
C-B	643,7	591,4	551,4	0,5x 0,52	6,69	966,7

8.4.4 Tepelný výkon

Tepelný výkon oblasti C je vypočítán dosazením do vztahu (8.9).

Tab. 8-8 Výsledky výpočtů tepelného výkonu

i	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	Δt [°C]	S [m ²]	k [Wm ² K ⁻¹]	Q [W]
C	591,4	490,5	473,1	1,31	18,52	11503

Vzájemný pohyb médií ve výměníku je považován za souproudý.

8.5 Výpočty sdílení tepla oblasti D a E

8.5.1 Popis oblasti D a E

Teplosměnné plochy obou oblastí tvoří rovné žárové trubky, liší se pouze jejich počtem, který je 10 pro oblast D a 8 pro oblast E.

8.5.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Na teplosměnné plochy je z hlediska přestupu tepla konvekcí pohlíženo jako na podélně obtékané rovinné plochy, které tvoří kanál. Záměrně nejsou použity výpočty pro proudění v trubce dle [5] a [3], protože použitý vztah dle [2] respektuje vstupní tepelný úsek opravným koeficientem, který významně zvyšuje hodnotu přestupu tepla (dle [5] je pro srovnání při proudění vzduchu vstupní tepelný úsek v trubce $\sim 7 \cdot D = 0,623$ m, což představuje více než polovinu délky žárových trubek).

Při bližší studii použitého vztahu (8.26) je zjevné, že se jedná pouze o upravený vztah popisující turbulentní proudění v trubce, který lze nalézt například v [3]. Plně vyvinutý

turbulentní režim vlivem hodnoty Reynoldsova čísla v trubce nenastane, ale proudění se pohybuje v přechodové oblasti a vzhledem k rozměrům žárových trubek je užití vztahu respektujícího změnu součinitele přestupu tepla na vstupním teplotním úseku žádoucí.

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro plochy oblasti D a E je tedy stanoven podle vztahu (8.26).

Tab. 8-9 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekcí

i	$T_{stř} [^{\circ}\text{C}]$	$\lambda [\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$	$\nu [\text{m}^2\text{s}^{-1}]$	$Pr [-]$	$d_e [\text{m}]$	$C_f [-]$	$\alpha_k [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$
D	273,5	0,041	4,3E-5	0,717	0,089	1,36	14,47
E	209,7	0,037	3,5E-5	0,722	0,089	1,36	15,74

8.5.3 Součinitel přestupu tepla sáláním

Dosazením do vzorce (8.10) je stanoven součinitel přestupu tepla, viz tabulka 8-10.

Tab. 8-10 Výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním

i	$T_z [\text{K}]$	$T_s [\text{K}]$	$V [\text{m}^3]$	$F_{st} [\text{m}^2]$	$s [\text{m}]$	$k_s r_s$	$k.p.s$	$a [-]$	$\alpha_{sál} [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$
D	398,8	694,4	0,006	0,27	0,08	11,82	0,096	0,09	3,28
E	398,8	566,9	0,006	0,27	0,08	12,57	0,102	0,10	2,3

8.5.4 Tepelný výkon

Tepelný výkon oblasti C je vypočítán dosazením do vztahu (8.9). Vzájemný pohyb médií je považován pro D za protiproud a E za souproud.

Tab. 8-11 Výsledky výpočtů tepelného výkonu

i	$T_{in} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{out} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta t [^{\circ}\text{C}]$	$S [\text{m}^2]$	$k [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$	$Q [\text{W}]$
D	490,5	352,1	351,7	2,66	17,76	16611
E	334,1	253,3	225,1	2,13	18,05	8644

Oblasti C předchází výpočtová oblast B a následuje oblast D (žárové trubky).

8.5.5 Tepelný výkon vedlejších teplosměnných ploch kotle

Do výpočtů je zahrnut i vliv ochlazování spalín v prostorách obratu proudu mezi oblastmi D a E. Chlazené teplosměnné plochy v obratu jsou modifikovány na průtočný kanál obdélníkového průřezu kvůli zjednodušení výpočtu, takto vzniklá plocha je označena **S11**.

Obdobným způsobem je proveden výpočet výkonu teplosměnných ploch za oblastí E, modifikovaná plocha je označena **S12**.

Polohu označených ploch S11 a S12 v konvekčním výměníku viz v obrázku 2-4 na straně 21. Tepelný výkon je potom stanoven následujícími vztahy.

Tepelný výkon dle vztahu (8.9)

Tab. 8-12 Výsledky výpočtů tepelného výkonu

i	$T_{in} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{out} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta t [^{\circ}\text{C}]$	$S [\text{m}^2]$	$k [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$	$Q [\text{W}]$
S11	352,1	334,1	277,3	0,84	9,08	2118
S12	253,3	246,8	184,3	0,41	9,96	751

Ploše S11 předchází oblast D a následuje oblast E. Ploše S12 předchází oblast E a je poslední teplosměnnou plochou.

Součinitel přestupu tepla konvekcí dle vztahu (8.26)

Tab. 8-13 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekcí

plocha	$T_{stř}$ [°C]	ν [m ² s ⁻¹]	Pr [-]	λ [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	L [m]	w [ms ⁻¹]	Re_L [-]	Nu_L [-]	α_k [Wm ⁻² K ⁻¹]
S11	234,4	3,8E-5	0,720	0,039	0,30	0,83	6627	37,81	4,88
S12	187,9	3,2E-5	0,723	0,036	0,14	1,12	4556	28,05	7,41

Součinitel přestupu tepla sáláním dle vztahu (8.10)

Přestup tepla sáláním je zohledněn pouze pro plochu S11, protože teplota spalin za oblastí E je relativně nízká a tepelný výkon sáláním je v porovnání s konvekcí zanedbatelný.

Tab. 8-14 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla sáláním

	T_z [K]	T_s [K]	V [m ³]	F_{st} [m ²]	s [m]	$k_s r_s$	$k.p.s$	a [-]	$\alpha_{sál}$ [Wm ⁻² K ⁻¹]
S11	398,8	616,3	0,1	1,36	0,27	6,04	0,16	0,15	4,20
S12	398,8	523,2	0,03	0,70	0,18	7,49	0,13	0,12	2,54

8.6 Výstup výpočtu**8.6.1 Celkový výrobní tepelný výkon**

Jedná se o výrobní výkon v teplé vodě, který se spočítá jako součet všech dílčích výkonů teplosměnných ploch.

$$Q_v = \sum_i Q^i \text{ [kW]} \quad (8.28)$$

Tab. 8-15 Přehled tepelných výkonů a teplot dílčích oblastí

i	A	B	C – B	C	D	S11	E	S12	
Q^i	55,29	6,59	0,97	11,50	16,61	2,12	8,64	0,75	[kW]
T_{in}^i	1062,6	643,7		591,4	490,5	352,1	334,1	253,3	[°C]
T_{out}^i	643,7	591,4		490,5	352,1	334,1	253,3	246,8	[°C]

$$\underline{Q_v} = 102,47 \text{ kW}$$

Z tabulky 8-15 plyne, že výkon předaný v oblasti A tvoří více než polovinu celkového výrobního výkonu. Dále je patrný vliv zohlednění zbytkových ploch označených S11 a S12, které v součtu produkují 2,87 kW tepelného výkonu. Absence teplot pro sloupec C–B v tabulce je z důvodu zahrnutí sálání prostoru C na plochy oblasti B právě do výpočtů oblasti C.

8.6.2 Teplota spalin na výstupu z kotle

Použitím vztahu (7.24) lze stanovit teplotu spalin na výstupu z kotle, která je funkcí pouze entalpií spalin ve sledovaném místě (viz níže). Teplota na výstupu z kotle je potom následující.

$$\underline{T_{out}^{kv} = 239,7 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Entalpie spalin na výstupu z kotle

Spaliny vystupující z poslední teplosměnné plochy kotle jsou pro zohlednění ztrátového tepla vedením a sáláním do okolí konvekčního výměníku ochlazený o tímto ztrátovým teplem, to zohledňuje následující výpočet.

$$I_{S\ out}^{kv} = I_S^{S12} - \frac{Q_{SV}^K}{M_{pal} \cdot 1000} \text{ [kJkg}_{pal}^{-1}] \quad (8.29)$$

$$I_{S\ out}^{kv} = 2616,2 - \frac{812,94}{0,011 \cdot 1000} = 2539 \text{ kJkg}_{pal}^{-1}$$

kde $I_S^{S12} = 2616,2 \text{ kJkg}_{pal}^{-1}$ je entalpie spalin za teplosměnnou plochou S12 stanovena dle vztahu (7.26) pro teplotu $T_{out}^{S12} = 246,8^\circ\text{C}$, viz tabulka 8-15

$Q_{SV}^{kv} = 812,94 \text{ W}$ je ztrátový tepelný výkon konvekčního výměníku, viz kapitola 7.3.4

$M_{pal} = 0,011 \text{ kgs}^{-1}$ je hmotnostní tok paliva dle vztahu (7.30)

konstanta 1000 [-] je zavedena pro přepočet jednotek výkonu

9 Zhodnocení výsledků

9.1 Srovnání výsledků výpočtu a měření s požadavky

9.1.1 Výrobní výkon a teplota na výstupu z kotle

Jsou provedena následující základní srovnání:

- **Srovnání A:** porovnání vypočtených a naměřených dat s *požadovaným výrobním výkonem* $Q_v = 110 \text{ kW}$, který byl pro výpočet i měření výchozí.

Tab. 9-1 Srovnání A výsledků měření a výpočtu

	Měření	Výpočet	Požadavek
$Q_v \text{ [kW]}$	97,24	102,47	110
$\Delta Q_v \text{ [kW]}$	12,76	7,53	-
$\Delta Q_v \text{ [%]}$	11,60	6,85	-
$T_{sout} \text{ [}^\circ\text{C]}$	178,8	239,7	-
$\Delta T_{sout} \text{ [}^\circ\text{C]}$	60,9		-

Ze strany měření lze tvrdit, že schodek výkonu proti žádanému je způsoben tím, že zařízení při konkrétním stavu paliva a nastavení nebylo schopno dosáhnout žádaného výrobního výkonu.

Tučně zvýrazněné hodnoty v tabulce 9-1 znázorňují **skutečnou odchylku výrobního výkonu provedeného výpočtu** od žádaných parametrů.

Důvodem je stanovení **hmotnostního toku paliva**, ten je do velké míry ovlivněn účinností kotle, kde má **největší vliv komínová ztráta** stanovená jako ostatní ztráty dle měření kvůli jednoznačnosti vstupujících dat do výpočtu. Naměřená teplota spalin na výstupu z konvekčního výměníku (viz $T_{sout} \text{ [}^\circ\text{C]}$ v tabulce 9-1) je funkcí komínové ztráty a to způsobuje tak významný rozdíl ve výrobním výkonu.

Z důvodu absence známé účinnosti kotle, nebo teploty spalin na výstupu z kotle od výrobce pro sledovaný provoz, je naměřená výstupní teplota z kotle považována za výchozí a **kvalitu výpočtu lze posuzovat spíše rozdílem teplot spalin na výstupu z kotle stanovených výpočtem a měřením**. To lépe charakterizuje srovnání B. Vyšší výstupní teplota spalin z výpočtu poukazuje na možnost, že provedený výpočet je pro sledovaný stav z hlediska přestupu tepla podhodnocen a výpočtem nelze vychladit spaliny na naměřenou teplotu. Na rozdíl výpočtu a měření má vliv i problematika stanovení výstupní teploty spalin. Důvody rozdílu měření a výpočtu jsou podrobněji popsány v kapitole 9.1.3 na straně 70.

Chování výpočtového programu při komínové ztrátě, která je stanovena iteračně z výstupní teploty výpočtu, viz charakteristiky v obrázku 9-1 vyznačené přerušovanou čarou (nebo příslušné vynesené body v obrázku 9-3). V takovémto případě je zjevné, že výrobní výkon se s požadovaným liší pouze chybou výpočtového programu, která je nyní zanedbatelných 0,56 kW. Výstupní teplota je ovšem iterováním vysoké a tedy i chybové výstupní teploty vracena zpět do výpočtu a výsledná teplota spalin na výstupu z kotle je téměř o $10 \text{ }^\circ\text{C}$ vyšší nežli z výpočtu provedeného v této práci. To je důvod proč výpočet nelze zpřesnit pouze iterováním výstupní teploty zpět do vztahů komínové ztráty.

- **Srovnání B:** nyní provedme obdobné srovnání dat jako v uvedeném případě A s tím rozdílem, že výrobním výkonem dosaženým do výpočtového programu **nebude** žádaná hodnota $Q_v = 110$ kW, ale výrobní tepelný výkon naměřený při zkoušce kotle $Q_v = 97,24$ kW, viz následující tabulka 9-2 (hodnoty jsou pouze výstupy výpočtového programu a podrobný výpočet pro tento stav není v této práci uveden).

Tab. 9-2 Srovnání C výsledků měření a výpočtu

	Měření	Výpočet
Q_v [kW]	97,24	91,56
ΔQ_v [kW]	5,68	
ΔQ_v [%]	5,84	
T_{sout} [°C]	178,8	223,5
ΔT_{sout} [°C]	44,7	

Toto srovnání podporuje tvrzení, že výpočtem sdílení tepla není dosaženo výrobního výkonu, který byl naměřen (požadován). To potvrzuje i vyšší vypočtená teplota na výstupu z konvekčního výměníku. Pokud bychom pro toto srovnání vyčíslili využitelný nedohřev spalin ve výkonu (výkon ve spalinách stanovený z ΔT_{sout} [°C]), jeho hodnota by byla $Q = 4,48$ kW, což při respektování chyby výpočtu koreluje s rozdílem výrobních výkonů v tabulce 9-2 (rozdíl těchto hodnot $\Delta = \Delta Q_v - Q = 5,68 - 4,48 = 1,2$ kW je způsoben chybou ve výpočtovém programu, která vzniká iterováním hodnot a nepřesnostmi použitých funkcí, ale také ztrátou sáláním a vedením do okolí, která je stanovena pro jiný výkon, viz kapitola 7.3).

- **Srovnání C:** porovnání naměřených dat s výpočtem, který je proveden ve výpočtovém programu pro všechna reálně dosaditelná měřená data, tzn výpočet je navíc doplněn o naměřený hmotnostní tok paliva $M_{pal} = 35,51$ kg $\cdot$ hod $^{-1}$ a naměřenou teplotu $T_{sout}^{zk} = T1 = 959,4$ °C na vstupu spalin do konvekčního výměníku.

Tab. 9-3 Srovnání B výsledků měření a výpočtu

	Měření	Výpočet
Q_v [kW]	97,24	95,71
ΔQ_v [kW]	1,53	
ΔQ_v [%]	1,57	
T_{sout} [°C]	178,8	238,4
ΔT_{sout} [°C]	59,6	

Toto srovnání je pouze ilustrativní, protože kombinací výpočtu a těchto naměřených hodnot vstupují do výpočtu další možné chyby způsobené měřením a výpočet se tak stává nespolehlivým, viz následující kapitola. Přesto lze opět pozorovat vyšší vypočtenou teplotu spalin.

9.1.2 Srovnání vypočtené teploty spalin na výstupu ZKG s měřením

Teplota na výstupu ze zplyňovací komory je z hlediska tepelného výkonu proudu spalin zásadní. Pokud provedeme srovnání výpočtu s měřením, naměřená teplota je $T_{out}^{zk} = 959,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ (viz teplota T1 tabulka 3-1) a vypočtená $T_{out}^{zk} = 1062,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ (viz kapitola 7.6.1). Rozdíl měření a výpočtu je $\Delta T = 103,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Převážným vlivem na odchylku naměřené teploty od výpočtu pravděpodobně způsobuje fakt, že snímač teploty je umístěn příliš blízko ohniště a v této vzdálenosti neproběhly všechny procesy spalování. Vlivem zplyňovacího režimu probíhá spalování reálně až do prostoru komory A. Aby měření bylo z tohoto hlediska v pořádku, musel by být převáděcí kanál delší. Všechny spalovací procesy by probíhali před snímačem a byla by měřena reálná teplota na výstupu ze zplyňovací komory. To ale vzhledem ke konstrukci kotle není možné.

Rozdíl může být dále způsoben umístěním snímače teploty po výšce kanálu. Průřez kanálem je čtvercového tvaru, přičemž bylo pozorováno, že plamen se šíří především po jeho horní polovině. To způsobuje nerovnoměrné teplotní pole po průtočném průřezu a tedy i možný vliv na měřenou teplotu. Při pohledu na snímek převáděcího kanálu pořízeného termokamerou (viz obrázek 3-5) je zřetelná vysoká teplota jeho povrchu, která má za následek prostup tepla těmito stěnami do okolí. V mezní vrstvě vzniká teplotní gradient, který může snímač umístěný ve stěně kanálu taktéž mírně ovlivnit snížením hodnoty naměřené teploty.

Vliv radiace spalin a prostor na snímač naopak měřenou teplotu ovlivňuje zvyšováním naměřené hodnoty.

Z důvodů popsaných výše lze provést nepřímou metodou ověření naměřené teploty v sledovaném místě za pomoci jiných naměřených hodnot.

Naměřený tepelný výkon horké vody je $Q = 97,24 \text{ kW}$. Entalpický spád spalin potom musí odpovídat naměřenému výkonu při respektování určité chyby měření. Výkon stanovený z entalpického spádu spalin pro teplotu na výstupu ze zplyňovací komory lze potom stanovit následujícím vztahem.

$$Q = (I_S^{T_1} - I_S^{T_2}) \cdot \frac{M_{pal}}{3600} - \frac{Q_{sv}^{kv}}{1000} \text{ [kW]}$$

$$Q = (11\,086,6 - 1879,67) \cdot \frac{35,51}{3600} - \frac{812,94}{1000} = 90 \text{ kW}$$

kde $Q_{sv}^{kv} = 812,94 \text{ [W]}$ je ztrátové teplo konvekčního výměníku sáláním a vedením do okolí viz kapitola 7.3.4

$M_{pal} = 35,51 \text{ [kg} \cdot \text{hod}^{-1}]$ je naměřený hmotnostní tok paliva stanovený dle kapitoly 3.2.5

$I_S^{T_1} = 11\,086,6 \text{ kJ kg}^{-1}$; $I_S^{T_2} = 1879,67 \text{ kJ kg}^{-1}$ jsou entalpie spalin stanovené dle vztahu (7.28) pro teplotu spalin na výstupu z konvekčního výměníku $T_2 = 178,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ a

naměřenou výstupní teplotu spalin na výstupu ze zplyňovací komory

$T_1 = 959,4 \text{ } ^\circ\text{C}$, teploty viz tabulka 3-1

konstanty 3600 a 1000 slouží k přepočtu jednotek

Rozdíl požadovaného výkonů od naměřeného je $\Delta Q = 7,24 \text{ kW}$. Z této metody ověření plyne, že teplota „konce ohniště“ by měla být vyšší, aby platila výkonová bilance.

9.1.3 Zdůvodnění odchylky výpočtu od měření

Důvodem rozdílu výsledného výrobního výkonu od žádaného je již zmíněné stanovení komínové ztráty, uvedené v popisu srovnání A kapitoly 9.1.1.

Větší výpočtový nedohřev spalin je ovšem způsoben chybami měření a výpočtů. To lze odůvodnit následujícím.

- **Součinitel přebytku vzduchu při spalování**

Tento vstupní parametr je při jeho stanovení zneprůhledněn faktem, že není uvaženo množství přísávaného vzduchu, což má za následek zvýšení koncentrace kyslíku ve spalinách, z které je tento parametr stanoven. To se projeví snížením přestupu tepla v konvekčním výměníku a zvýšením výstupní teploty spalin. Toto chování znázorňují charakteristicky na obrázku 9-2.

- **Teplota spalin na výstupu z kotle**

Vliv teploty spalin na výstupu z kotle na výpočet prostřednictvím komínové ztráty byl již zmíněn. Použitá metoda měření této teploty je spolehlivá a nelze tedy mluvit o chybě měření. Tato teplota je ale přesto ovlivněna ředěním spalin vlivem přísávaného vzduchu netěsnostmi v kotlové sestavě, protože v kotli je vyvozován podtlak spalinovým ventilátorem. To se ve výsledku projeví reálným snížením přestupu tepla důsledkem snížení teplot spalin v kotli a především již zmiňovanou nižší naměřenou teplotou spalin na výstupu z kotle.

- **Ztráty kotle**

Problematika komínové ztráty byla popsána výše, vliv nepřesnosti stanovení ostatních ztrát může být taktéž původ odchylek výpočtu. Zejména stanovení ztráty sáláním a vedením tepla do okolí může být oproti výpočtům přirozené konvekce reálně odlišný.

- **Složení paliva**

Zásadní parametry paliva jako jeho vlhkost a výhřevnost byli stanoveny měřením. Celkové složení paliva ovšem stanovené nebylo a proto je ve výpočtech počítáno s průměrnými parametry stanovenými z dřevin používaných v ČR pro tyto účely (viz tabulka 1-1). To může způsobit menší odchylku výsledků měření a výpočtu zejména prostřednictvím entalpie spalin, která je na složení paliva závislá.

- **Členitost teplosměnných ploch**

S tímto faktorem souvisí zejména stanovení typu proudění v příslušných teplosměnných oblastech, což je zásadní pro výpočty přestupu tepla konvekcí. Aby bylo možné tyto výpočty dle použité literatury aplikovat, bylo nutné některé teplosměnné plochy zjednodušit, zejména potom teplosměnné oblasti A, C a chlazené plochy S11 a S12. To vnáší do výpočtů nepřesnost, kterou za použití tohoto přístupu jen velmi těžko eliminovat. S členitostí ploch souvisí i definování charakteristického rozměru, jeho vliv na výpočty je patrný na obrázku 9-5.

- **Rychlost proudu spalin**

Tato problematika se týká především oblasti A, která ale tvoří zhruba polovinu celkového předaného výkonu. I přes to, že byla této oblasti věnována značná pozornost při určování rychlosti proudu spalin, kde byl proveden model proudění a jednotlivé plochy oblasti A jsou počítány samostatně, je proudění v této oblasti natolik složité, že výpočtem za vyšší přesnosti tuto oblast popsat nelze. Důvodem je především přítomnost vírů a prostorového proudění spalin ve sledované oblasti. Citlivost výpočtu na změnu rychlosti proudění konkrétně plochy A3 demonstruje obrázek 9-4.

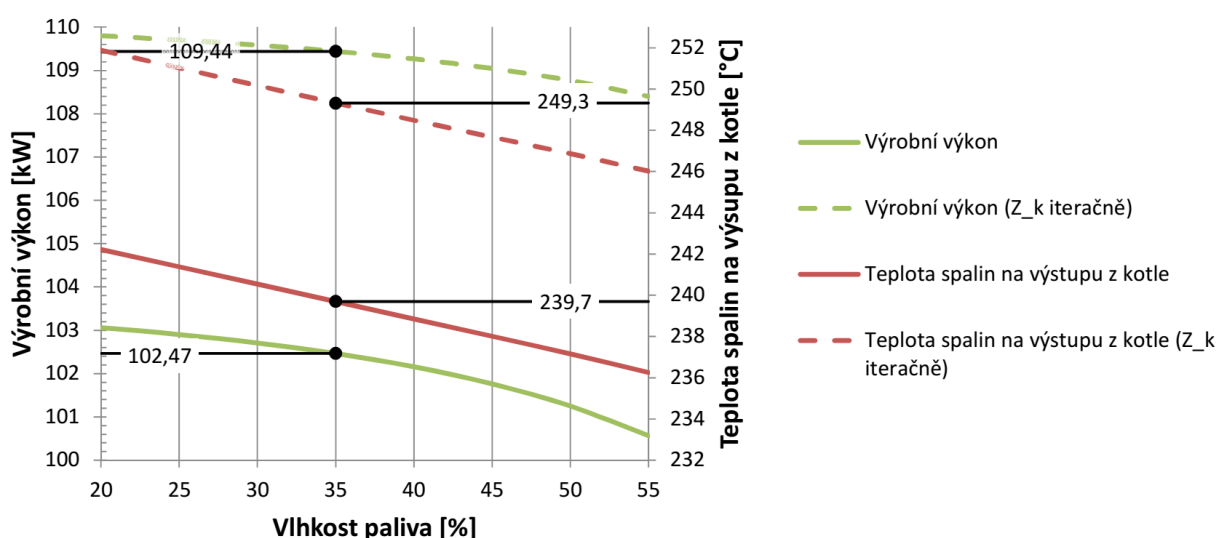
9.2 Analýza výpočtového programu

9.2.1 Citlivostní analýza

V této kapitole je uvedeno, jaké závislosti mají výstupní veličiny ve vztahu na některé z vybraných výstupních hodnot výpočtu. To poukazuje na možné směry další práce s výpočtovým programem a na vstupní hodnoty, které mají na výpočet nejvýznamnější vliv. Z výsledků lze stanovit trend možných úprav na zařízení, případně se zaměřit na vylepšení příslušných měřících metod.

Diagramy jsou zhotoveny z dat stanovených ve výpočtovém programu. Všechny parametry výpočtu **jsou až na příslušnou sledovanou veličinu totožné s výpočtem uvedeným v této práci.**

Vlhkost paliva



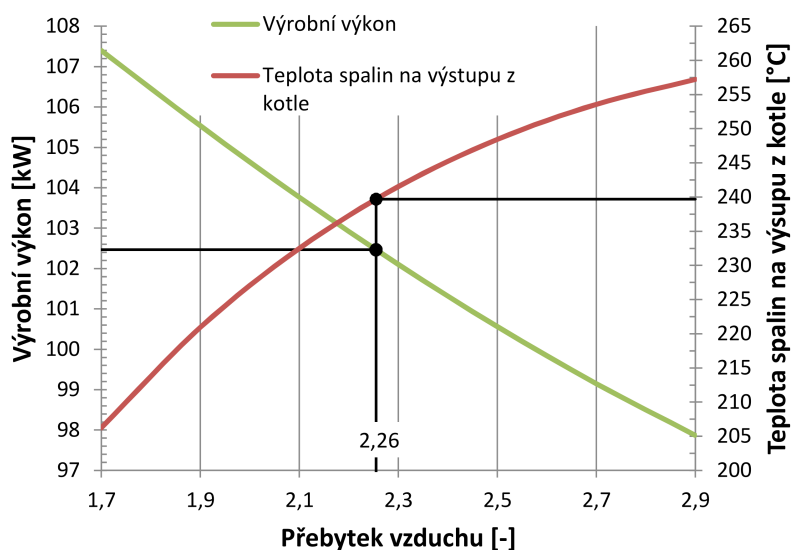
Obr. 9-1 Citlivost výpočtu v závislosti na vlhkosti paliva

Na vlhkosti paliva lineárně závisí i jeho výhřevnost a zásadně ji ovlivňuje. I malý rozdíl vlhkosti způsobí změnu v množství přiváděného paliva, jehož hmotnostní tok přímo souvisí s výrobním výkonem. Výpočet ale automaticky mění hmotnostní tok s vlhkostí paliva, který je potřebný k dosažení žádaného výrobního výkonu, proto není jeho charakteristika v závislosti na vlhkosti paliva nikterak výrazná. Proto obrázek 9-1 demonstruje spíše schopnost výpočtového programu dosáhnout žádaného výkonu se změnou vlhkosti paliva.

Ideálně by měl být výrobní výkon výpočtem vyregulován a být konstantní. Převážný vliv na klesající výrobní výkon a tedy zvyšující se nepřesnost výpočtu má fakt, že komínová ztráta není funkcí teploty spalin na výstupu. Pokud pro ilustraci tohoto vlivu použijeme výpočet, který zahrnuje výstupní vypočtenou teplotu spalin jako funkci komínové ztráty, viz čárkované charakteristiky v obrázku 9-1, citlivost výpočtu na změnu vlhkosti se rapidně sníží (přesněji řečeno o více než 1 kW). Trend klesajícího výrobního výkonu s rostoucí vlhkostí paliva přesto setrvává.

Přibližně stejný průběh bude mít jakákoli charakteristika sledovaných výstupů provedená z parametrů ovlivňujících výpočet redukované výhřevnosti, viz kapitola 7.1.1. Vlhkost byla použita právě proto, že její vliv na redukovanou výhřevnost je tak významný.

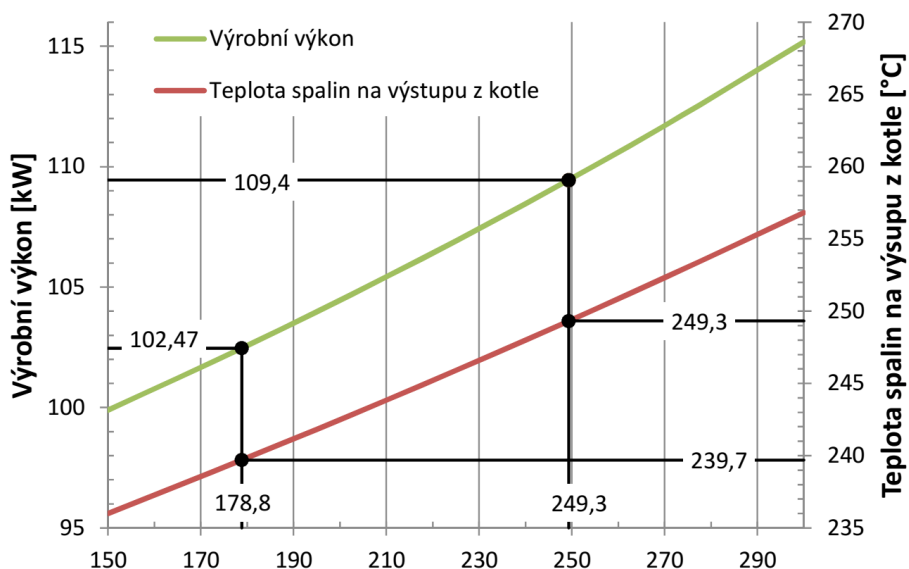
Součinitel přebytku vzduchu



Obr. 9-2 Citlivost výpočtu na změnu součinitele přebytku vzduchu

Na obrázku je reprezentována charakteristika výrobního výkonu, který s rostoucím přebytkem vzduchu klesá vlivem snižující se teploty na **vstupu** do konvekčního výměníku, čímž se sníží i přestup tepla ve výměňkové části. To má za následek i nedohřev spalin který má rostoucí tendenci (viz červená křivka v obrázku), tzn roste i komínová ztráta kotle.

Charakteristiky kotle v závislosti na teplotě spalin jako funkce pro Z_k



Teplota spalin na výstupu z kotle jako funkce komínové ztráty [°C]

Obr. 9-3 Teplota na výstupu z kotle jako funkce komínové ztráty

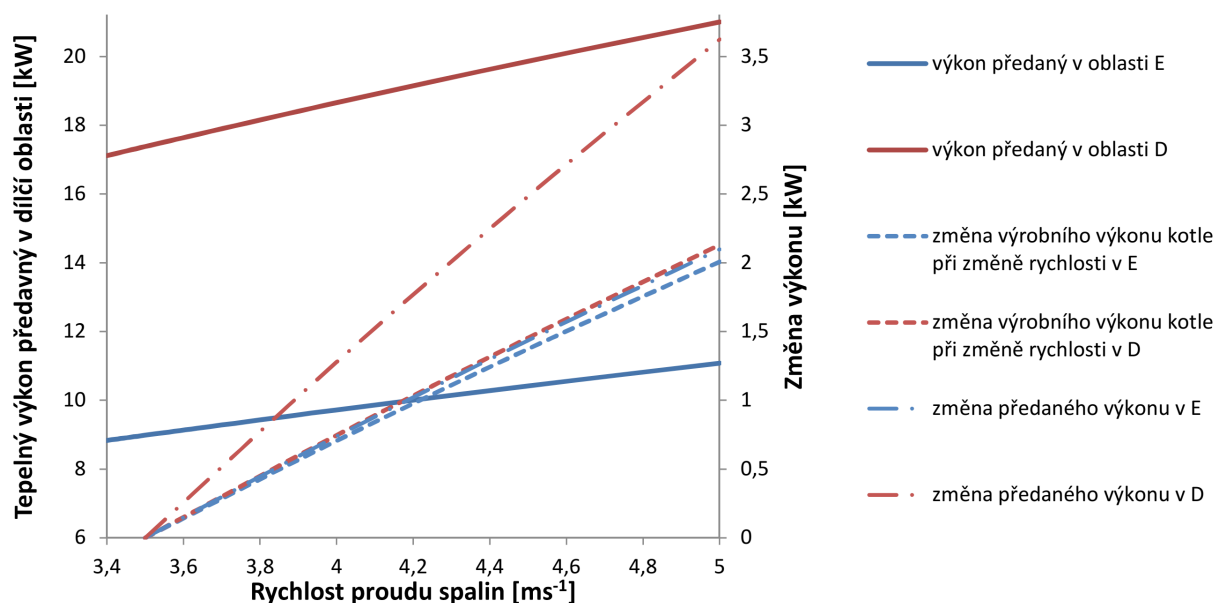
Obrázek 9-3 demonstruje jaký vliv na výrobní výkon má teplota spalin na výstupu z kotle, ze které je stanovena komínová ztráta. Body vyznačené v diagramu pro teplotu 178,8 °C na ose x reprezentují hodnoty použité ve výpočtu uvedeného v této práci. Body vyznačené v diagramu pro 249,3 °C na ose x představují výpočet, kde byla teplota spalin na

výstupu z kotle použita zpět do výpočtu komínové ztráty iteračním výpočtem, jak lze vidět i v obrázku 9-1. (proto si lze povšimnout, že vynesené teploty v obrázku 9-3 jsou pro tento stav stejné na ose x i vedlejší ose y)

Výrazná změna výrobního výkonu s měnící se teplotou spalin na výstupu z kotle jakožto funkce komínové ztráty je z obrázku 9-3 zjevná.

Závislost přestupu tepla na rychlosti spalin

Rychlost proudu spalin ovlivňuje ve výpočtech přestupu tepla pouze součinitel přestupu tepla, který je ale dominantním faktorem udávajícím intenzitu přestupu tepla. Jako příklad této závislosti je uveden v obrázku 9-4 tepelný výkon v oblasti D a E s měnící se rychlostí v žárových trubkách. Příslušné charakteristiky jsou vždy pouze pro změnu rychlosti proudu v jedné z oblastí.

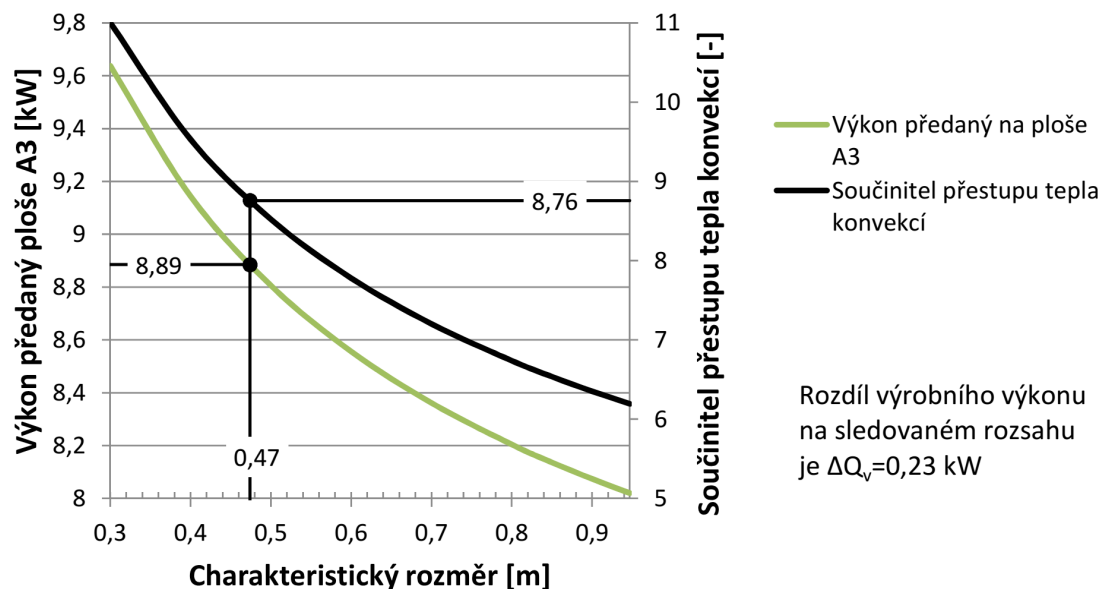


Obr. 9-4 Vliv změny rychlosti proudu na předaný tepelný výkon v oblasti D a E

Z obrázku výše plyne, že nárůst celkového výrobního výkonu je při změně rychlosti proudění v oblasti D a E prakticky totožný (v obrázku přerušovaná čára) i když je nárůst předaného výkonu v oblasti D téměř o 1,5 kW na daném rozsahu větší. To je způsobeno tím, že po oblasti D následuje oblast E, kde se přestup tepla vlivem nižší teploty spalin naopak sníží a tížená změna ve výsledku není tak intenzivní, jako když provedeme zvýšení rychlosti v oblasti E. (pozn. oblast D má o dvě žárové trubky více)

Vliv charakteristického rozměru na přestup tepla

Pro demonstraci tohoto vlivu byla zvolena plocha A3, pro kterou je charakteristický rozměr odhadnut na polovinu její výšky. Tímto se zabývá mimo jiné kapitola 8.2.4 na straně 59.



Obr. 9-5 Vliv charakteristického rozměru na přestup tepla plochy A3

9.2.2 Závěry plynoucí z analýzy výpočtu

Pro univerzálnost výpočtového programu z analýzy plyne, že by bylo vhodné zavést teplotu spalin na výstupu z kotle, na které závisí komínová ztráta, jako funkci, která by respektovala změnu výrobního výkonu, nebo jiný parametr na němž výrobní výkon závisí. Tím by se eliminovala chyba, která je patrná na obrázku 9-3.

Závislost přestupu tepla na rychlosti spalin, která je uvedena v předchozí kapitole (viz obrázek 9-4), poukazuje na následující. Pokud je výpočtem oproti skutečnému stavu podhodnocen, nebo nadhodnocen přestup tepla v některé teplosměnné oblasti, po které následuje alespoň jedna další teplosměnná plocha, výsledný dopad na chybu celkového výrobního výkonu je částečně utlumen právě výpočty navazujících teplosměnných ploch.

To lze demonstrovat právě na obrázku 9-4, kde při větší změně předaného výkonu v oblasti D byla vyvolána změna výrobního výkonu kotle téměř totožná, jako u menší změny předaného výkonu při jiném případě oblasti E. To je dáno především tím, že po oblasti D následují teplosměnné plochy S11, oblast E a S12, kdežto provedeme-li změnu pouze u oblasti E následující jsou již pouze tepelně málo významné plochy S12.

Pokud na konvekční výměník pohlédneme jako na celek je žádoucí, že vliv nepřesností výpočtu, které jsou odhadnuty v oblasti A jako dominantní, je částečně eliminován výpočty oblastí následujících.

V závislosti na analýze výpočtu, který se zabývá součinitelem přebytku vzduchu, autor této práce doporučuje zpřesnit metodu měření hmotnostního toku spalovacího vzduchu, které by mohlo sloužit k stanovení součinitele přebytku vzduchu. Kombinací s měřením rychlosti proudění ve spalínovodu by bylo možné nepřímou metodou určit i množství přisávaného vzduchu do kotle.

9.3 Ideový návrh úprav kotle

Vzhledem k faktu, že konvekční výměník (kotel KWH) je dodáván subdodavatelskou firmou, jsou preferovány úpravy, které nezasahují do tlakové části kotle.

9.3.1 Snížení komínové ztráty kotle

Komínová ztráta je co do vlivu na celkovou účinnost největší.

Z fyzikální podstaty výpočtů plynou dva zásadní směry možných úprav. Zvětšení teplosměnné plochy, nebo zvýšení hodnoty součinitele přestupu tepla konvekcí. Limitujícím faktorem může být rosný bod spalin, který nedovoluje vlivem konstrukce zařízení jeho podkročení. Ale i to lze vyřešit instalací kondenzačního výměníku, který ale nepodporuje stávající koncepcí kotlové sestavy s ohledem na životnost spalínového ventilátoru.

Za omezující teplotu spalin na výstupu z kotle je považována zadavatelskou firmou doporučená hodnota 120 °C. Úpravy zařízení lze provést následujícími způsoby.

Zvýšení hodnoty součinitele přestupu tepla lze provést zvýšením rychlosti proudu spalin ve sledované teplosměnné oblasti. Tento vliv demonstruje charakteristika tepelného výkonu v závislosti na změně rychlosti proudu, viz obrázek 9-4.

Zvýšení rychlosti lze konkrétně u oblasti D a E dosáhnout instalací turbulátorů do žárových trubek, které přidávají proudu spalin rotační složku rychlosti.

Tento způsob zvýšení účinnosti je jednoduchý, levný a nevyžaduje zásah do tlakovodní části kotle. Z demonstračního obrázku 9-4 a jeho popisu plyne, že pokud by instalace turbulátorů do oblasti E byla dostačující, bylo by vhodné aplikovat turbulátory právě do této oblasti. To i z důvodu snížení velikosti ploch, kde by vlivem najíždění kotle, nebo nestandardním režimem mohli kondenzovat spaliny.

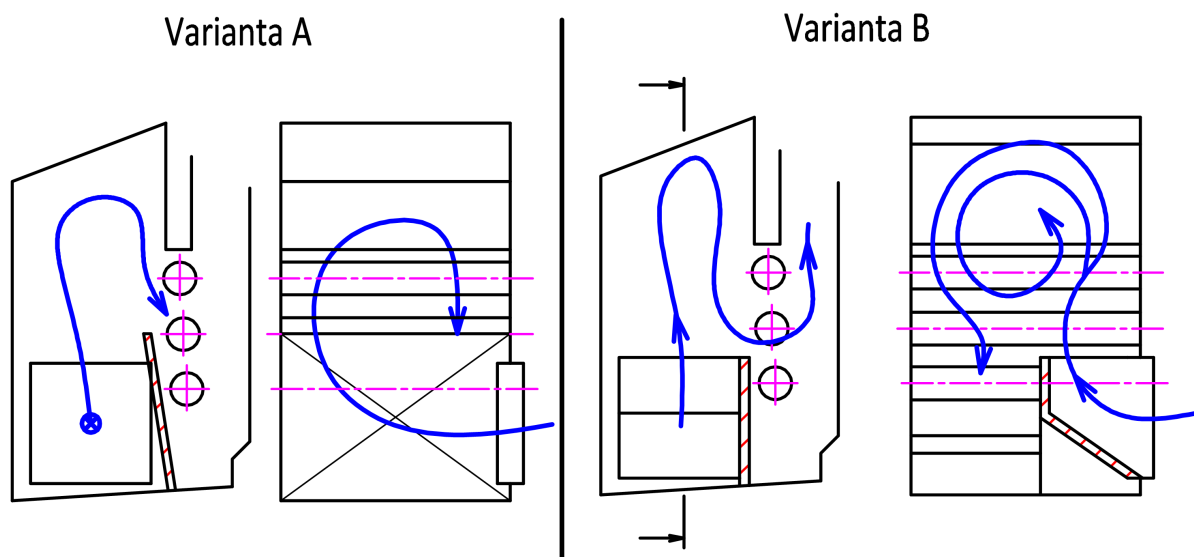
Tato varianta zvýšení účinnosti kotle je zařazena v plánu budoucích testování úprav zařízení.

Zvětšení teplosměnných ploch je další ze způsobů zvýšení přestupu tepla. Zde je možné rozlišovat úpravy kotle se zásahem do tlakovodního systému, nebo přidání ploch bez zásahu do tlakovodního systému. S tím souvisí požadavek na provedení tlakové zkoušky kotle, čímž se realizace úprav komplikuje a prodražuje.

Jedním z řešení je sériové zařazení dalšího výměníku za kotel KWH. To skýtá možnost předehřevu spalovacího vzduchu, které je, jak prokázaly experimentální zkoušky, pro zplyňovací procesy žádoucí. Tímto řešením se již zabývá bakalářská práce od Mariana Zdvýhala s názvem Návrh výměníku tepla. Instalace dalšího výměníku pro ohřev vody by byla komplikovaná a finančně náročná.

Prodloužení cesty proudu spalin by bylo realizovatelné v oblasti A konvekčního výměníku. Při vstupu spalin ze zplyňovací komory do prostoru A je část tohoto proudu ztrhávána rovnou do dalších částí kotle. To snižuje rychlosti na teplosměnných plochách v oblasti A a také způsobuje nerovnoměrné proudění, čímž je výsledný přestup tepla v této oblasti menší. Řešením by byla instalace deflektoru, který by nutil spaliny obtékat prostor žádoucím způsobem.

Vliv těchto úprav na výslednou změnu přestupu tepla ovšem nelze přesně odhadnout a pro větší informovanost by bylo nutné ověřit chování kotle při těchto úpravách na modelu proudění v příslušných programech a následně experimentem. Ideové způsoby umístění deflektoru v prostoru A znázorňují nákresy v následujícím obrázku 9-6.



Obr. 9-6 Návrh umístění deflektoru v oblasti A

Varianta A zabráňuje zkratovému proudění spalin do dalších částí konvekčního výměníku a nutí proud spalin setrvat déle v oblasti A. Úprava je jednoduchá a proto jí lze jednoduše namodelovat a případně provést experiment.

Varianta B je založena na principu podpoření cirkulace spalin v prostoru, čímž se zvyšuje rychlost proudění spalin na teplosměnných plochách. Zároveň částečně zamezuje vstupujícímu proudu zkratové proudění do dalších částí konvekčního výměníku. Touto úpravou je bohužel omezeno proudění na plochách roštu, čímž výsledná úprava nemusí být tak efektivní.

Deflektor by v obou případech měl být vyroben z materiálu, který odolá vysokým teplotám.

9.3.2 Jiné možnosti zvýšení účinnosti zařízení

Tato práce se mimo jiné zabývá i tepelnou ztrátou kotle sdílením tepla do okolí v kapitole 7.3. Pokud srovnáme množství vypočteného ztrátového tepla zaizolovaného konvekčního výměníku s zcela tepelně nezaizolovanou zplyňovací komorou (pokud nepovažujeme šamotovou vyzdívku zplyňovací komory za izolaci) rozdíl ztrátového tepelného výkonu je téměř 4,5 kW. Poměrně jednoduchou a levnou úpravou zplyňovací komory zaizolováním lze význam této ztráty snížit.

Zplyňovací komora ZKG je vyrobena z dvojitého ocelového pláště. Kdyby byl prostor mezi pláštěmi upraven, bylo by možné použít tyto prostory k částečnému předehřevu spalovacího vzduchu, čímž by se snížila i teplota vnějších ploch komory. To by mělo následně i pozitivní vliv na snížení ztráty tepla do okolí.

Plášť kotle KWH je opatřen izolací, proto z hlediska tepelné ztráty byly do výpočtů zahrnuty pouze dveře kotle. I v tomto případě lze doporučit aby byly dveře kotle zaizolovány, protože jimi prostupuje ztrátové teplo $Q_{sv}^{kv}=812,94 \text{ W}$, viz kapitola 7.3.4.

To lze realizovat instalací desky z tvrzeného sibralu z vnitřní strany dveří, která by snížila prostup tepla.

9.3.3 Doporučení k měření

Nedostatek měření sledované kotlové sestavy je přísávání falešného vzduchu, které není při měřeních zohledněno. Přísávání vzduchu má přitom vliv na měření koncentrace kyslíku, z kterého se určuje součinitel přebytku vzduchu a dále na snížení teploty spalín především potom teploty na výstupu z kotle, která je výchozí pro stanovení komínové ztráty. Přísávání falešného vzduchu by bylo měřitelné následujícími způsoby.

- **Varianta 1**

Zkalibrování měření hmotnostního toku vzduchu by umožnilo stanovit společně s výpočtovým, nebo naměřeným hmotnostním tokem paliva hodnotu hmotnostního toku spalín (bez přísávaného vzduchu). Ve spalínovodu lze instalovat snímač rychlosti spalín, například vrtulkový anemometr, nebo prandtlovu trubici a nepřímou metodou určit průtok spalín včetně přísávaného vzduchu kanálem. Teplota na výstupu z kotle v místě měření rychlosti je měřena, proto lze stanovit hmotnostní tok spalín nařazených přísávaným vzduchem. Hmotnostní tok přísávaného vzduchu je rozdíl toků spalín stanovených na začátku a na výstupu z kotle.

- **Varianta 2**

Dalším způsobem stanovení množství přísávaného vzduchu je sledování koncentrace kyslíku ve spalínách na odběru spalín z kotle a srovnáním naměřených hodnot s koncentrací již instalovaného měření za kotlem. Z toho lze přímo zjistit změnu koncentrace kyslíku tedy i vzduchu ve spalínách. Tuto metodu snadno ověřit, protože v laboratorii jsou k dispozici potřebná zařízení (Ultramat 21/O₂ a Ultramat 22, kterým lze taktéž měřit koncentraci kyslíku). Nevýhodou této varianty je možnost odběru spalín až při určité teplotě a nelze měřit koncentraci spalín přímo na výstupu ze zplyňovací komory, což přináší možnou nepřesnost této metody.

V ideálním případě by bylo vhodné provést experimentální měření, při kterém by byly ověřeny obě varianty.

Z naměřeného hmotnostního toku přísávaného vzduchu lze stanovit korekci součinitele přebytku vzduchu a do výpočtového modelu zavést prostřednictvím bilančních výpočtů tok přísávaného vzduchu.

Z měření lze taktéž stanovit hmotnostní tok přísávaného vzduchu vztažený na kilogram paliva, což by bylo vhodné pro výpočty jiných stavů kotle.

Závěr

Pro realizaci tepelného výpočtu kotle KWH, který je jednou z hlavních náplní této práce, jsou provedeny stechiometrické a bilanční výpočty vztahující se na zplyňovací komoru ZKG. Bilanční rovnice vycházejí mimo jiné z výpočtů ztrát kotle, které jsou stanoveny na základě měřených dat, tím je výpočet přiblížen reálnému stavu zařízení. Tato práce přináší i bližší pohled na přestup tepla v oblasti A konvekčního výměníku, kde je konvekční výměník z hlediska proudění spalin nejkomplikovanější.

Celý výpočet je proveden ve výpočtovém programu v softwaru Microsoft Excel, který je součástí této práce v příloze na CD. Výpočtový program nabízí další možnosti využití poznatků této práce. Změnou vstupních parametrů lze stanovit výpočty pro jiné stavy, jako například pro jiné palivo, či odlišné nastavení spalovacího vzduchu. Toho je využito při realizaci analýzy výpočtu v závislosti na hlavních vstupech, která poukázala na možnosti dalšího vývoje zařízení a výpočtového modelu. Jedná se o první verzi tohoto výpočtového programu, kterou lze podle požadavků případných plánovaných úprav kotlové sestavy dále rozšiřovat.

Výsledky výpočtu jsou srovnávány s experimentálními měřeními, která byla za účasti autora práce provedena na sledované kotlové sestavě. Tomu následuje zhodnocení doplněné o diskuzi vzniklých deviací výpočtu a měření a také jejich odůvodnění.

Hlavní požadavek zadavatelské firmy bližšího poznání procesů v kotli KWH byl splněn vzhledem k vyjádření pozitivního stanoviska firmy s výsledky a současným stavem výpočtu, kterých bylo dosaženo prostřednictvím výpočtového modelu.

Ideové návrhy úprav kotlové sestavy vycházejí z analýzy celého výpočtu a ze zhodnocení ztrát kotle. Za nejvhodnější jsou považovány následující varianty úprav. Jsou jimi sériové zařazení dalšího výměníku za kotel KWH, kterým lze předehtřívát spalovací vzduch, dále pak instalace turbulátorů do žárových trubek, anebo vložení deflektoru do oblasti A konvekčního výměníku. Za zmínku stojí také možné snížení ztráty sáláním a vedením tepla do okolí, které přísluší zplyňovací komoře. Dvojitá konstrukce pláště komory skýtá možnost využití těchto prostor k předehtřevu spalovacího vzduchu. V úvahu je také zaizolování zplyňovací komory a snížení prostupu tepla dveří kotle KWH.

Největším nedostatkem výpočtového modelu je absence teploty spalin na výstupu z kotle, z které je stanovena komínová ztráta jakožto funkce závislé na změně výkonu. Z toho plyne doporučení realizovat další experimentální měření, podle kterých by tato závislost mohla být stanovena. Tato úprava výpočtového modelu by vedla na vyšší přesnost celého výpočtu, především z pohledu přesnosti výpočtového výrobního výkonu s ohledem na žádaný.

Se způsobem zvýšení přesnosti výpočtového modelu popsaného výše souvisí i doporučení doplnění experimentálního zařízení o měření, kterým by bylo možné stanovit množství přisávaného vzduchu do kotle, které snižuje hodnotu měřené teploty na výstupu z kotle. To by bylo realizovatelné zkalkulováním měření hmotnostního toku spalovacího vzduchu a doplněním měření hmotnostního toku spalin na výstupu z kotle nepřímou metodou prostřednictvím měření rychlosti proudu spalin za kotlem. Z rozdílu hodnot by následně bylo možné stanovit hmotnostní tok přisávaného vzduchu a tím eliminovat jeho vliv na měření, případně zavést přisávání vzduchu do výpočtů.

Stanovení množství přísávaného vzduchu by bylo realizovatelné i doplněním odběru spalín z konvekčního výměníku a jejich následné měření koncentrace kyslíku v nich obsaženého. Jelikož měření koncentrace kyslíku ve spalínách za kotlem je již instalováno, vyhodnocením rozdílů naměřených hodnot lze stanovit množství přísávaného vzduchu. Pro tuto metodu jsou dostupné i měřicí kapacity.

Výše popsané úpravy dosud nebyly realizovány z časových nebo finančních důvodů.

Výsledky této práce jsou pro další využití k dispozici ve formě užitečného výpočtového programu, na jehož základě lze provést žádanou optimalizaci kotle KWH. Pokud budou provedeny korekce výpočtu příslušnými experimenty doporučených touto prací, bude dosaženo i vyšší přesnosti modelu.

Seznam použité literatury

- [1] ČERNÝ, Václav. *Parní kotle*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 858 s.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. 2. přepracované vydání. Praha: ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
- [3] INCROPERA, Frank, David DEWITT, Theodore BERGMAN a Adrienne LAVINE. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6. vyd. New York: John Wiley, 2007, 997 s. ISBN 04-714-5728-0.
- [4] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky: Určeno pro posl. fak. strojní*. 2. vyd. Brno: VUT, 1989, 183 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1062-0.
- [5] KOLONIČNÝ, Jan, Jiří HORÁK a Silvie PETRÁNKOVÁ ŠEVČÍKOVÁ. *Kotle malých výkonů na pevná paliva*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011, 105 s. ISBN 978-80-248-2542-7.
- [6] SKÁLA, Zdeněk. *Energetické parametry biomasy: projekt : GAČR 101/04/1278*. 1. vyd. Brno: VUT Fakulta strojního inženýrství, 2007, 91 s. ISBN 978-80-214-3493-6.
- [7] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0160-5.
- [8] MĚRKA, Josef. *Návrh sendvičové vrstvy s optimálním tepelným odporem pro interiérové aplikace*. Zlín, 2010. Diplomová práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce Ing. Dušan Fojtů, Ph.D.
- [9] Nekovy. *Newport* [online]. 2005 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://newport.cz/techinfo/emisnekovy.html>
- [10] STUPAVSKÝ, Vladimír, Tomáš HOLÝ: *Dřevní štěpka - zelená, hnědá, bílá*. *Biom.cz* [online]. 2010-01-01 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>. ISSN: 1801-2655.
- [11] Elearningové podklady z předmětu Kotle (LK)
- [12] Firemní literatura společnosti GEMOS CZ s.r.o.

Seznam použitých značek, veličin a jednotek

α	$[-]$	součinitel přebytku vzduchu ve spalínách
α_k	$[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla konvekcí
$\alpha_{sál}$	$[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla sáláním
β	$[\text{K}^{-1}]$	součinitel objemové roztažnosti
Δ	$[\text{kW}]$	rozdíl
ν	$[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
χ	$[-]$	součinitel vlhkosti vzduchu
ω	$[-]$	součinitel omývání plochy
ω_i	$[-]$	poměrný objem dílčích plynných složek spalín
λ	$[\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
ε	$[\text{m}^2\text{KW}^{-1}]$	součinitel zanesení plochy
μ_{pk}	$[\text{kg/kg}_{pal}]$	koncentrace popela ve spalínách
ρ	$[\text{kgm}^{-3}; \text{kgNm}^{-3}]$	hustota
τ	$[\text{min}]$	čas
a	$[-]$	stupeň černosti
c_p	$[\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}]$	tepelná kapacita
d_e	$[\text{m}]$	ekvivalentní průměr průřezu
F	$[\text{m}^2]$	světlý průřez
f_{Pr}	$[-]$	funkce v závislosti na Prandtlově čísle
F_{st}	$[\text{m}^2]$	povrch sálajícího prostoru
Gr	$[-]$	Grashofovo číslo
H	$[\text{m}]$	výška
i	$[\text{kJkg}^{-1}]$	entalpie
I_s	$[\text{kJkg}_{pal}^{-1}]$	entalpie spalín
I_v	$[\text{kJkg}_{pal}^{-1}]$	entalpie spalovacího vzduchu
k	$[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$	součinitel prostu tepla
$k.p.s$	$[-]$	optická hustota spalín v exponentu
l	$[\text{m}]$	délka
L	$[\text{m}]$	délka
L	$[\text{m}]$	charakteristický rozměr
m	$[\text{kg}]$	hmotnost
M_s	$[\text{kgs}^{-1}]$	hmotnostní tok spalín
M_{pal}	$[\text{kghod}^{-1}; \text{kgs}^{-1}]$	množství paliva
M_v	$[\text{kghod}^{-1}]$	hmotnostní tok vzduchu
Nu	$[-]$	Nusseltovo číslo
O	$[\text{m}]$	obvod
O	$[\text{Nm}^3\text{kg}^{-1}]$	objem na jednotku paliva
p	$[\text{MPa}]$	tlak
p''	$[\text{MPa}]$	parciální tlak
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
p_s	$[\text{MPa}]$	parciální tlak tříatomových plynů
Q	$[\text{kW}]$	tepelný výkon

Q_i	[kJkg ⁻¹]	výhřevnost paliva
$Q_{i\ red}$	[kJkg ⁻¹]	redukována výhřevnost paliva
Q_s	[kJkg ⁻¹]	spalné teplo paliva
Q_u	[kJkg ⁻¹]	užitečné teplo uvolněné v ohništi
Q_V	[kJkg ⁻¹ _{pal}]	teplo přivedené cizím zdrojem (ohříváky vzduchu)
Q_v	[kW]	výrobní teplo
r	[-]	objemová koncentrace dílčí složky ve spalínách
Ra	[-]	Rayleighovo číslo
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[m]	účinná vrstva sálavé vrstvy
S	[m ²]	plocha
t	[°C]	teplota
T	[°C; K]	teplota
T_i	[°C]	<i>i</i> -tá naměřená teplota spalín
T_{np}	[°C]	teplota nechlazeného plamene
V	[m ³]	objem
$\dot{V}$	[m ³ s ⁻¹]	objemový průtok
W^r	[-]	hmotnostní podíl vody v palivu
x	[-]	objemová koncentrace
Z_C	[-]	ztráta mechanickým nedopalem
Z_{CO}	[-]	ztráta chemickým nedopalem
Z_f	[-]	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_k	[-]	ztráta komínová
Z_{sv}	[-]	ztráta sdílením tepla do okolí

Dolní indexy

∞	okolní prostředí
c	celkový
ci	hořlavina v uvažovaném druhu tuhých zbytků
in	stav na vstupu
k	konvekce
k	stav v kotli
m	stav při měření
min	minimum
out	stav na výstupu
p	protiproud
pal	stav paliva
pv	palivo
s	sálání
s	souproud (pro logaritmický spád)
S	spaliny
SS	suché spaliny
su	sušina
$stř$	střední hodnota
sv	ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
SV	vlhké spaliny

V	vzduch
VS	suchý vzduch
VV	vlhký vzduch
w	voda
Z	povrch stěny na straně spalín

Horní indexy

α	veličina je funkcí součinitele přebytku vzduchu
A, A_i	stav v oblasti A, případně i -té teplosměnné plochy
$A-B$	stav vyvolaný oblastí A s dopadem na oblast B
B	stav v oblasti B
$C-B$	stav vyvolaný oblastí C s dopadem na oblast B
C	stav v oblasti C
D	stav v oblasti D
daf	stav bez vody a popele (hořlavina)
E	stav v oblasti E
f	veličina je funkcí kmitočtu frekvenčního měniče otáček
i	index
kv	konvekční výměník (kotel KWH)
r	původní stav
Si	stav i -té teplosměnné plochy
$S11$	stav teplosměnné plochy S9
$S12$	stav teplosměnné plochy S10
T	veličina je funkcí teploty
W'	veličina je funkcí vlhkosti paliva
zk	zplyňovací komora (ZKG)

Seznam obrázků

Obr. 1-1 Graf výhřevnosti paliva v závislosti na jeho vlhkosti.....	16
Obr. 2-1 Snímek sledované kotlové sestavy.....	18
Obr. 2-2 Schéma zapojení kotle do technologického celku.....	19
Obr. 2-3 Schématický náčrt zplyňovací komory.....	20
Obr. 2-4 Schématický řez kotlem KWH.....	21
Obr. 2-5 Názorný snímek části ovládacího panelu v programu LabVIEW.....	22
Obr. 3-1 Funkce hmotnostního toku paliva.....	26
Obr. 3-2 Termovizní snímek víka zplyňovací komory.....	28
Obr. 3-3 Termovizní snímek čela zplyňovací komory.....	28
Obr. 3-4 Termovizní snímek zadní části zplyňovací komory.....	29
Obr. 3-5 Termovizní snímek převáděcího kanálu.....	29
Obr. 3-6 Termovizní snímky dveří kotle.....	30
Obr. 3-7 Termovizní snímek horních inspekčních dveří.....	30
Obr. 4-1 Hlavní výpočtové vstupy a výstupy.....	31
Obr. 4-2 Snímek ovládacího panelu z výpočtového programu.....	32
Obr. 7-1 I-t diagram spalín.....	46
Obr. 8-1 Vývojový diagram výpočtu přenosu tepla.....	49
Obr. 8-2 Rychlostní pole plochy A1.....	55
Obr. 8-3 Rychlostní pole plochy A2.....	55
Obr. 8-4 Rychlostní pole plochy A3.....	55
Obr. 8-5 Rychlostní pole plochy A4.....	55
Obr. 8-6 Rychlostní pole plochy A5.....	56
Obr. 8-7 Průběh rychlostí proudu spalín a funkce rychlostí.....	57
Obr. 8-8 Stanovení charakteristického rozměru plochy A1.....	58
Obr. 8-9 Rychlostní pole v řezu prostorem oblasti A.....	59
Obr. 8-10 Rychlostní pole proudu spalín.....	60
Obr. 9-1 Citlivost výpočtu v závislosti na vlhkosti paliva.....	71
Obr. 9-2 Citlivost výpočtu na změnu součinitele přebytku vzduchu.....	72
Obr. 9-3 Teplota na výstupu z kotle jako funkce komínové ztráty.....	72
Obr. 9-4 Vliv změny rychlosti proudu na předaný tepelný výkon v oblasti D a E.....	73
Obr. 9-5 Vliv charakteristického rozměru na přestup tepla plochy A3.....	74
Obr. 9-6 Návrh umístění deflektoru v oblasti A.....	76

Seznam tabulek

Tab. 1-1 Složení a vlastnosti paliva dle [6].....	17
Tab. 3-1 Průměrné naměřené hodnoty.....	23
Tab. 3-2 Parametry sledovaných ploch.....	27
Tab. 7-1 Výsledky přestupu tepla přirozenou konvekcí do okolí.....	41
Tab. 7-2 Výsledky přestupu tepla sáláním do okolí.....	44
Tab. 8-1 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekcí.....	58
Tab. 8-2 Výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.....	60
Tab. 8-3 Výsledky výpočtů tepelného výkonu.....	60
Tab. 8-4 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekcí.....	61
Tab. 8-5 Výsledky výpočtů tepelného výkonu.....	61
Tab. 8-6 Výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.....	63
Tab. 8-7 Výsledky výpočtů tepelného výkonu.....	63
Tab. 8-8 Výsledky výpočtů tepelného výkonu.....	63
Tab. 8-9 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekcí.....	64
Tab. 8-10 Výsledky výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.....	64
Tab. 8-11 Výsledky výpočtů tepelného výkonu.....	64
Tab. 8-12 Výsledky výpočtů tepelného výkonu.....	64
Tab. 8-13 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla konvekcí.....	65
Tab. 8-14 Výsledky výpočtů součinitele přestupu tepla sáláním.....	65
Tab. 8-15 Přehled tepelných výkonů a teplot dílčích oblastí.....	65
Tab. 9-1 Srovnání A výsledků měření a výpočtu.....	67
Tab. 9-2 Srovnání C výsledků měření a výpočtu.....	68
Tab. 9-3 Srovnání B výsledků měření a výpočtu.....	68

Seznam příloh

Příloha A

Název souboru:	<i>Kotlova_sestava_GEMOS_1.0.xlsm</i>
Typ přílohy:	elektronický dokument
Umístění:	CD-ROM
Datový typ:	sešit aplikace Microsoft Excel s podporou maker