



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## TEPELNÉ ZTRÁTY KOTLE NA BIOMASU

THERMAL LOSSES OF THE BIOMASS BOILER

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lenka Suchánková

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2019



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	<b>Lenka Suchánková</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce:	<b>Ing. Petr Kracík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

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

## Tepelné ztráty kotle na biomasu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při návrhu kotle je důležité navrhnout dobře nejen teplosměnné plochy, ale také optimalizovat (minimalizovat) úniky tepla do okolí. Cílem práce bude stanovit na vybrané ploše kotle (Experimentální spalovací jednotka GEMOS 110 kWt) ztrátu sáláním tepla do okolí s pomocí experimentů, u kterých bude mimo jiné využita i termovizní kamera Flir SC 660.

### Cíle bakalářské práce:

- popis základních ztrát kotle
- popis metod stanovujících účinnost kotle
- vytvoření matematického modelu přestupu tepla vybranou stěnou kotle
- experimentální ověření matematického modelu

### Seznam doporučené literatury:

BUDAJ, F. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.

BALÁŠ, M. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2013, 119 s. ISBN 978-80-214-4770-7.

DLOUHÝ, T. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce se zaměřuje na tepelné ztráty kotle na tuhá paliva, a to především na ztrátu vedením a sdílením tepla do okolí. Pro minimalizaci tepelných úniků stěnami kotle je nutno při návrhu volit materiály s dobrými izolačními vlastnostmi.

V programu Microsoft Excel byl vytvořen univerzální matematický model pro výpočet tepelného toku odcházejícího rovinnou stěnou kotle, a ze kterého lze získat teploty na vnitřní straně dané stěny. Práce popisuje postup výpočtu, na kterém je model založen a jeho správnost se ověřuje na experimentu založeném na snímání teplotních polí povrchů stěn zařízení spalující biomasu termovizní kamerou. Model je možno využít pro stěnu až s 9 vrstvami materiálu, kde je stěnu možno chladit (odvádět teplo) vzduchem i vodou.

### **Klíčová slova**

Tepelné ztráty, přenos tepla, vedení tepla, konvekce, kotel

## **ABSTRACT**

The bachelor thesis focuses on the heat loss of the solid fuel boiler, especially on the loss of heat conduction and transfer to the surroundings. In order to minimize thermal leaks through the boiler walls, materials with good isolation capabilities must be selected when designing.

In Microsoft Excel, a universal mathematical model was created to calculate the heat flux flowing through the flat wall of the boiler, from which temperatures can be obtained on the inside of the wall. The work describes the calculation method on which the model is based and its correctness is verified on an experiment based on sensing of temperature fields of wall surfaces of equipment burning biomass by thermal camera. The model can be used for a wall with up to 9 layers of material, where the wall can be cooled (heat loss) by air and water.

### **Key words**

Thermal losses, heat transfer, thermal conduction, convection, boiler



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

Citace tištěné práce:

SUCHÁNKOVÁ, Lenka. Tepelné ztráty kotle na biomasu. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116006>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.

Citace elektronického zdroje:

SUCHÁNKOVÁ, Lenka. Tepelné ztráty kotle na biomasu [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-04-30]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116006>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.





## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *bakalářskou* práci na téma **Tepelné ztráty kotle na biomasu** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....  
Datum

.....  
*Jméno a příjmení*



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.



## OBSAH

ÚVOD .....	15
1 Metody stanovující účinnost kotle .....	17
1.1 Metoda přímá.....	17
1.2 Metoda nepřímá.....	17
2 Tepelné ztráty kotle na tuhá paliva .....	19
2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích .....	19
2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků .....	20
2.3 Ztráta hořlavinou ve spalínách .....	20
2.4 Ztráta fyzickým teplem spalin .....	21
2.5 Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením .....	21
3 Přenos tepla .....	23
3.1 Přenos tepla vedením.....	23
3.2 Přenos tepla prouděním .....	25
3.2.1 Součinitel přestupu tepla.....	25
3.2.2 Nucená konvekce .....	26
3.2.3 Přirozená konvekce .....	27
3.3 Přenos tepla zářením.....	28
4 Matematický model přestupu tepla rovinnou stěnou kotle .....	29
4.1 Vnější vrstva .....	29
4.2 Vrstvy materiálů .....	30
4.3 Chlazení vzduchem.....	31
4.4 Chlazení vodou .....	32
5 Experimentální ověření matematického modelu.....	33
5.1 Převáděcí kanál.....	34
5.2 Zadní stěna kotle.....	40
ZÁVĚR.....	48
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	49



## ÚVOD

Kotel je spalovací zařízení, ve kterém se transformuje energie obsažená v palivu na tepelnou energii pro ohřev teplotosných médií. Teplotosným médiem rozumíme nejčastěji vodu/vodní páru či vzduch. Efektivita transformace tepla je určena jeho účinností. Aby byla účinnost kotle co nejvyšší, musí být ztráty spalovacího zařízení co nejnižší.

Pro stanovení účinnosti se využívají dvě metody. Přímou metodou se rozumí poměr tepla využitého k teplotu vyrobenému. Nepřímá metoda odečítá jednotlivé tepelné úniky zařízení od jeho stoprocentní účinnosti.

Je rozlišováno pět základních tepelných ztrát kotlů na tuhá paliva. A to jmenovitě ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích, ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků, ztráta hořlavinou ve spalínách, ztráta fyzickým teplem spalin, ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením.

Tato bakalářská práce se zabývá nejvíce pouze jednou, a to právě ztrátou vedením a sdílením tepla do okolí. V programu Microsoft Excel byl vytvořen univerzální matematický model pro přenos tepla složenou rovinnou stěnou z okolí, který vypočte právě tepelný únik danou stěnou ven a teplotu stěny na vnitřní straně ohniště. Ověření modelu bylo provedeno na experimentu založeném na měření vybraných ploch spalovacího zařízení na biomasu.





## 1 Metody stanovující účinnost kotle

### 1.1 Metoda přímá

Tato metoda stanovující účinnost kotle vychází z definice účinnosti, spočívá v poměru mezi energií dodanou do systému a energií vyrobenou. Energií dodanou rozumíme obsah paliva s určitou výhřevností dodaného do kotle a energii vyrobenou chápeme jako teplo přivedené vodě, páře či jinému médiu. Tato metoda se využívá spíše při návrhu kotle pro získání teoretické účinnosti kotle. Pro užití v praxi se využívá tzv. metoda nepřímá [1].

Pro obecné vyjádření účinnosti metodou přímou platí vztah:

$$\eta_k = \frac{\text{vyrobená energie}}{\text{dodaná energie}} \quad [-] \quad (1.1)$$

Pro případ horkovodního kotle platí vztah:

$$\eta_k = \frac{M_w \cdot (i_{w2} - i_{w1})}{Q_i^r \cdot M_{pv}} \quad [-] \quad (1.2)$$

$\eta_k$	[-]	účinnost kotle
$M_w$	[kg/s]	hmotnostní tok vody procházející kotlem
$i_{w2}$	[kJ/kg]	entalpie vody odcházející z kotle
$i_{w1}$	[kJ/kg]	entalpie vody vstupující do kotle
$Q_i^r$	[kJ/kg]	výhřevnost paliva
$M_{pv}$	[kg/s]	hmotnostní tok paliva přiváděného do kotle

Pro případ parního kotle platí vztah:

$$\eta_k = \frac{M_{pp} \cdot (i_p - i_{nv})}{Q_i^r \cdot M_{pv}} \quad [-] \quad (1.3)$$

$M_{pp}$	[kg/s]	hmotnostní tok páry odcházející z kotle
$i_p$	[kJ/kg]	entalpie páry odcházející z kotle
$i_{nv}$	[kJ/kg]	entalpie napájecí vody vstupující do kotle
$M_{od}$	[kg/s]	hmotnostní tok odluhu odcházejícího z kotle
$i'$	[kJ/kg]	entalpie odluhu na bodu varu
$Q_{vz}$	[kW]	příkon vzduchu ohřátého cizím zdrojem

### 1.2 Metoda nepřímá

Tato metoda se zakládá na předpokladu, že ideální kotel pracuje se stoprocentní účinností. Od této účinnosti se poté odečítají jednotlivé tepelné ztráty kotle. Tato metoda je v praxi poněkud rozšířenější oproti metodě přímé, neboť je možno počítat i účinnost jakéhokoliv kotle, u něhož nejsou známy parametry použitého paliva a přesný uvolněný tepelný výkon. Výpočet je dán dle normy ČSN 070302 [1].

Pro výpočet účinnosti nepřímou metodou platí vztah:

$$\eta_k = 1 - \sum \xi_i \quad [-] \quad (1.4)$$

$\xi_i$  [-] tepelné ztráty kotle ve stacionárním stavu

Pro účinnost kotle na tuhá paliva platí vztah:

$$\eta_k = 1 - (\xi_{mn} + \xi_f + \xi_{cn} + \xi_k + \xi_{sv}) \quad [-] \quad (1.5)$$

$\xi_{mn}$	[-]	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (tzv. mechanický nedopal)
$\xi_f$	[-]	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
$\xi_{cn}$	[-]	ztráta hořlavinou ve spalinách (tzv. chemický nedopal)
$\xi_k$	[-]	ztráta fyzickým teplem spalin (tzv. komínová ztráta)
$\xi_{sv}$	[-]	ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

## 2 Tepelné ztráty kotle na tuhá paliva

### 2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích - $\xi_{mn}$

Tepelnou ztrátu kotle hořlavinou v tuhých zbytcích, jinak také mechanický nedopal je způsobena nevyhořením uhlíku obsaženém v palivu, který odchází v tuhých zbytcích. Tuhý zbytek je souhrnný název pro škváru, strusku, popílek obsažený ve spalinách a roštový propad. Ztráta mechanickým nedopalem se dá velmi dobře ovlivňovat volbou vhodného kotle a řádným zpracováním paliva, aby došlo k úplnému vyhoření hořlavé látky [1, 2].

Například u kotle roštového je obsah uhlíku v tuhých zbytcích nejvyšší (9 – 16 %, v propadu až 35 %), což je způsobeno nehomogenitou tvaru a velikosti kusového paliva podávaného na rošt, a tím může dojít k propadu roštem menších částic paliva a neúplnému vyhoření větších kusů paliva, které odcházejí spolu se škvárou do výsyvky.

U granulačního ohniště se uhlík obsažený v tuhých zbytcích pohybuje v rozmezí 2 – 15 % a u výtavných ohnišť nedochází k téměř žádné ztrátě tohoto druhu, neboť je palivo rozemleto na jemnou konzistenci a dojde k úplnému vyhoření uhlíku [1].

Obecný vztah pro výpočet ztráty mechanickým nedopalem:

$$\xi_{mn} = \frac{Q_c \cdot A^r}{Q_i^r} \cdot \frac{C_i}{1 - C_i} \cdot X_i \quad [-] \quad (2.1)$$

$Q_c$	[kJ/kg]	výhřevnost uhlíku či jiné hořlaviny, $Q_c = 32700 \text{ kJ/kg}$ [3]
$C_i$	[-]	obsah uhlíku v uvažovaném druhu tuhých zbytků
$A^r$	[-]	obsah popelovin v palivu
$X_i$	[kg/kg]	poměr hmotnosti popele v uvažovaném druhu tuhých zbytků a hmotnosti popelovin v palivu

Konkrétní vztah pro výpočet ztrát mechanickým nedopalem u kotle na tuhá paliva, kde index  $s$  značí strusku nebo škváru, indexem  $r$  se rozumí roštový propad a indexem  $p$  popílek ve spalinách:

$$\xi_{mn} = \frac{Q_c \cdot A^r}{Q_i^r} \cdot \left( \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s + \frac{C_r}{1 - C_r} \cdot X_r + \frac{C_p}{1 - C_p} \cdot X_p \right) \quad [-] \quad (2.2)$$

Z důvodu obtížného zjišťování obsahu popele v tuhých zbytcích se využívají směrné hodnoty popelové bilance, které závisí na velikosti a druhu použitého paliva a konstrukci spalovacího zařízení [1].

Tab. 1: Tabulka typických hodnot obsahu uhlíku v tuhých zbytcích ( $C_i$ ) a poměrného rozdělení popele ( $X_i$ ) [1, 2]

Druh ohniště	$C_s$ [%]	$C_r$ [%]	$C_p$ [%]	$X_s$ [%]	$X_r$ [%]	$X_p$ [%]
Roštové	7-18	20-35	15-25	62-77	0-6	13-33
Granulační	2-10	-	1-3	8-20	-	75-85
Výtavná	-	-	2-18	35-50	-	40-55
Fluidní	1	1	15-20	50-60	0-2	30-40
Cyklónová				80-90	-	5-10

## 2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků - $\xi_f$

Touto ztrátou se rozumí nevyužití tepla v tuhých zbytcích odcházející ze spalovací komory. Tato ztráta se vyskytuje pouze u kotlů na tuhá paliva. Ztrátu lze eliminovat využitím tohoto odcházejícího tepla (např. pro ohřev), kdy se tuhé zbytky vychladí na teplotu okolí.

Při výpočtu ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků se počítá s teplotou škváry 600 °C, teplotou strusky 1500 °C. Uvažuje se i drobný popílek odcházející se spaliny z kotle, který má teplotu shodnou jako spaliny za kotlem [1].

Obecný vztah pro výpočet ztráty:

$$\xi_f = \frac{A}{Q_i^r} \cdot \frac{X_i \cdot i_i}{1 - C_i} \quad [-] \quad (2.3)$$

Konkrétní vztah pro výpočet ztráty fyzickým teplem ve strusce (škváře), propadu a popílku je dán součtem jejich částí:

$$\xi_f = \frac{A}{Q_i^r} \cdot \left[ \frac{X_s \cdot i_s}{1 - C_s} + \frac{X_r \cdot i_r}{1 - C_r} + \frac{X_p \cdot i_p}{1 - C_p} \right] \quad [-] \quad (2.4)$$

$i_i$	$c_i \cdot t_i$	[kJ/kg]	entalpie jednotlivých tuhých zbytků
$c_i$		[kJ/kg·K]	měrné teplo tuhých zbytků
$t_i$		[°C]	teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků

## 2.3 Ztráta hořlavinou ve spalínách - $\xi_{cn}$

Ztrátu hořlavinou ve spalínách, zvanou chemický nedopal nebo ztráta nespálenou hořlavinou se rozumí neúplné spálení hořlavých složek obsažených v palivu vlivem nedokonalého hoření, které následně opouštějí spalovací komoru spolu se spaliny. Hořlavými plyny, které se vyskytují ve spalínách po nedokonalém spálení jsou CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>x</sub>, atd. V praxi se pro zjištění této ztráty měří ve spalínách pouze koncentrace CO a při spalování plynu či biomasy i CH<sub>4</sub> [1, 2].

Ztráta chemickým nedopalem je dána jako poměr energie obsažené v hořlavinách a výhřevností použitého paliva. Vztah pro výpočet ztráty chemickým nedopalem [1]:

$$\xi_{cn} = (1 - \xi_{mn}) \cdot \frac{V_{sp} \cdot (\omega_{CO} \cdot Q_{CO}^r + \omega_{H_2} \cdot Q_{H_2}^r + \sum \omega_{C_xH_y} \cdot Q_{C_xH_y}^r)}{Q_i^r} \cdot 100 \quad [-] \quad (2.5)$$

$V_{sp}$	[m <sup>3</sup> /kg, m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	objem suchých spalin na 1 kg či 1 m <sub>n</sub> <sup>3</sup> paliva
$\omega_i$	[-]	objemový podíl nespáleného plynu ve spalínách
$Q_i^r$	[kJ/kg, kJ/m <sup>3</sup> ]	výhřevnost použitého paliva
$Q_i^r$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	výhřevnost jednotlivých hořlavých plynů obsažených ve spalínách

Pro zjednodušení a pro přibližný výpočet této ztráty lze využít také vztah, který závisí pouze na obsahu CO a CO<sub>2</sub> ve spalínách, které jsou v provozu měřeny nepřetržitě a druhu spalovaného paliva [1]:

$$\xi_{cn} = \frac{a \cdot \omega_{CO}}{\omega_{CO} + \omega_{CO_2}} \quad [-] \quad (2.6)$$

$\omega_{CO}, \omega_{CO_2}$	[-]	objemový podíl plynu ve spalinách
$a$	[-]	konstanta pro druh spalovaného paliva

Tab. 2: Tabulka užívaných hodnot konstanty  $a$  pro různá paliva [1]

Tab. 3: Orientační hodnoty ztrát hořlavinou ve spalinách [4]

Druh paliva	$a$ [-]	Druh kotle	Ztráta $\xi_{cn}$ [%]
Černé uhlí	0,60	Roštový	0,5 – 1,0
Hnědé uhlí	0,65	Granulační	0,3 – 1,5
Kapalná paliva	0,45	Výtavný	0,3 – 0,7

V praxi se ale využívají i tabulkové hodnoty ztrát chemickým nedopalem, pro jednotlivé typy kotlů viz tab. 3.

## 2.4 Ztráta fyzickým teplem spalin - $\xi_k$

Ztrátu fyzickým teplem spalin nazývaná též komínovou ztrátou bývá největší ztrátou kotle, která nejvíce ovlivňuje účinnost kotle. Spočívá v odchodu nevyužitě tepelné energie obsažené ve spalinách. Je ji možno ovlivnit teplotou těchto spalin odcházejících z kotle a množstvím vzduchu obsaženém ve spalinách. Čím nižší je teplota spalin za spalovací komorou a součinitel přebytku vzduchu, tím je menší i komínová ztráta [2].

Snižování teploty spalin se dosahuje přidáváním tepelných zařízení (přehřívák, ekonomizér, LUVO, ...) do cesty spalin pro ohřev jiných médií. Ovšem při snižování teploty spalin nesmí být překročeno tzv. rosného bodu spalin, kdy by vodní pára obsažená v nich, začala kondenzovat. Což by vedlo k tzv. nízkoteplotní korozi a tím došlo k znehodnocení či poškození kovových ploch v kotli [1, 3].

Minimalizováním součinitele přebytku vzduchu je dosaženo dobrým zatěsněním kotle a zamezení přísávání falešného vzduchu. Se snižováním přebytku vzduchu je nutno brát ohled na větší možnost vzniku nedokonalého spalování a tím zvýšení ztráty hořlavinou ve spalinách. Jednou z možných metod výpočtu ztráty fyzickým teplem spalin je definována vztahem [1]:

$$\xi_k = (1 - \xi_{mn}) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_i^r} \quad [-] \quad (2.7)$$

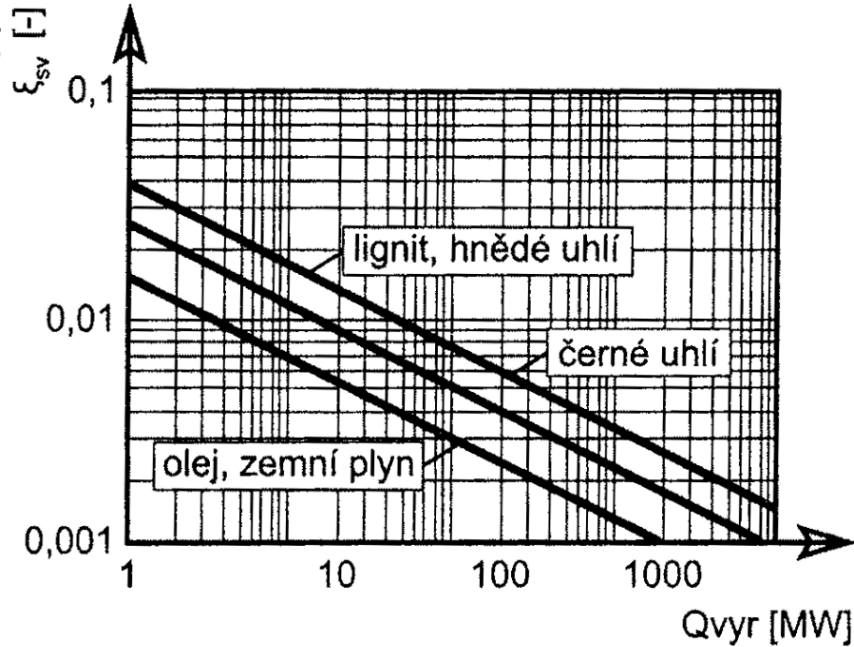
$I_{sp}$	[kJ/kg, kJ/m <sup>3</sup> ]	tepelný obsah spalin
$I_{vz}$	[kJ/kg]	tepelný obsah vzduchu

Uvedený vztah je vhodný pro předběžný odhad velikosti ztráty při návrhu kotle [2].

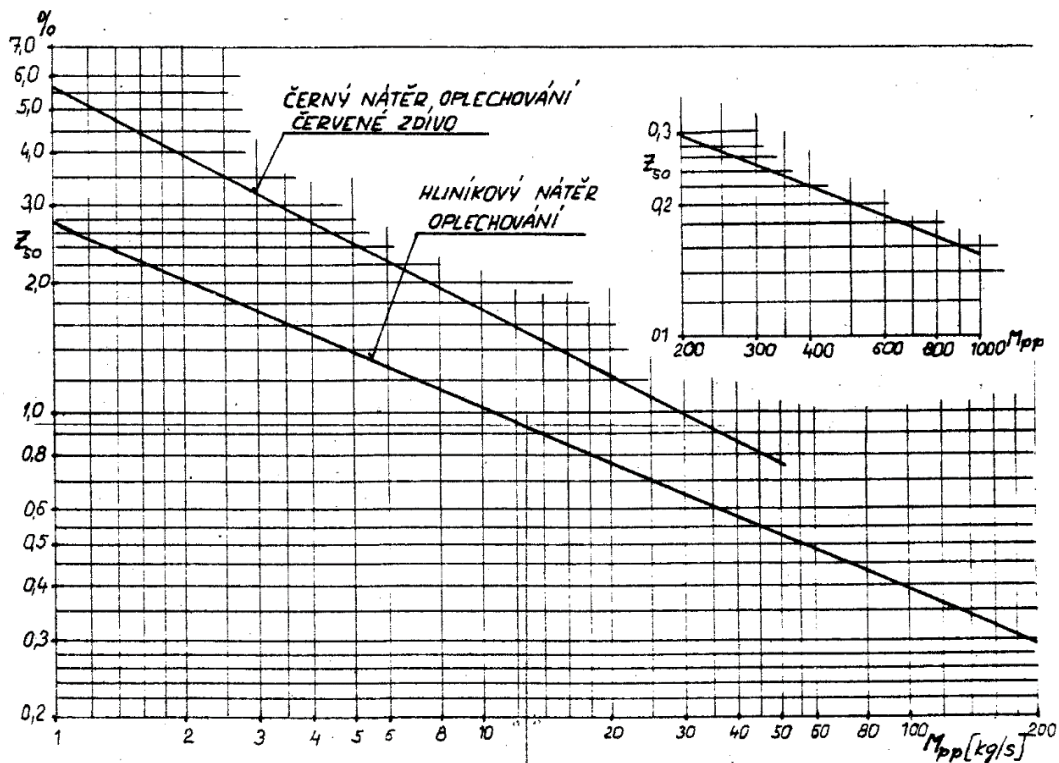
## 2.5 Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením - $\xi_{sv}$

Touto ztrátou se rozumí únik nevyužitě tepelné energie stěnami kotle do okolí. Lze ji ovlivňovat dobrou izolací stěn kotle, volbou vhodných materiálů, velikostí a tloušťkou stěn, výkonem kotle a použitým palivem. Naopak u krbů a kamen je tato forma přenosu tepla žádoucí, kdy se právě jejich stěnami ohřívá okolní vzduch.

Výpočet ztráty je dán přenosem tepla stěnou kotle kondukcí, konvekcí a případně radiací. Tato ztráta je počítána v dalších kapitolách bakalářské práce. V praxi se pro složitost výpočtu využívají diagramy, kde je ztráta sdílením a vedením tepla  $\xi_{sv}(Z_{SO})$  v závislosti na tepelném výkonu kotle  $Q_{vyr}$  a druhu použitého paliva viz obr. 1, nebo v závislosti na parním výkonu kotle  $M_{pp}$  a způsobu oplechování viz obr. 2. Z obou diagramů je patrné, že tato ztráta klesá s vyšším výkonem kotle [1, 4].



Obr. 1: Diagram ztrát sdílením a vedením tepla do okolí [1]



Obr. 2: Diagram ztrát sdílením tepla do okolí [4]

### 3 Přenos tepla

Přenos tepla probíhá mezi systémem a okolím, mezi nimiž existuje teplotní rozdíl. Proces přenosu tepla se uskutečňuje třemi mechanizmy: vedením, prouděním a zářením. Vedení odkazuje na přenos tepla napříč médii. Konvekce označuje tepelný přenos, ke kterému dojde mezi povrchem tělesa a pohyblivou tekutinou. Zářením se předává teplo pomocí elektromagnetických vln, které emitují všechny povrchy s konečnou teplotou [5].

Obecně se dá vyjádřit přenos tepla rovnicí prostupu tepla, kde součinitel prostupu tepla  $k$  je převrácená hodnota součtu odporů látek a součtem převrácených hodnot součinitelů přestupu tepla médií:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta T \quad [W] \quad (3.1)$$

$k$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	součinitel prostupu tepla
$\Delta T$	[K]	teplotní rozdíl
$S$	[m <sup>2</sup> ]	velikost teplosměnné plochy

$$k = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n R_i} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (3.2)$$

$\alpha$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	součinitel přestupu tepla
$R$	[m <sup>2</sup> ·K/W]	odpor proti vedení tepla

#### 3.1 Přenos tepla vedením

Vedením tepla, nebo-li kondukcí se rozumí přechod tepla od částic s vyšší energií k částicím s nižší. Čím má částice vyšší energii, tím má i vyšší teplotu a čím větší je teplotní gradient mezi dvěma částicemi, tím sousední molekuly více kolidují a dochází k intenzivnějšímu přenosu tepla vedením. Tato energie souvisí s každým náhodným translačním, vnitřním a vibračním pohybem molekul [5, 6].

Tento proces přenosu tepla je popsán Fourierovým zákonem: Měrný tepelný tok  $\dot{q}$  [W/m<sup>2</sup>] (tepelný tok  $\dot{Q}$  [W] vztažený plochu  $S$  [m<sup>2</sup>]), přenášený vedením v látce je přímo úměrný velikosti teplotního gradientu s opačným znaménkem, kde toto mínus je důsledkem přenášejího tepla ve směru klesající teploty [7]:

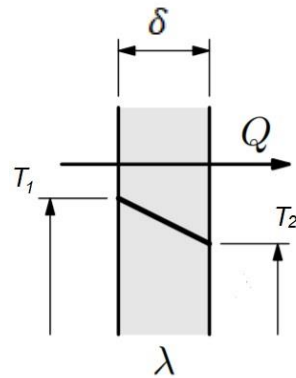
$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad [W/m^2] \quad (3.3)$$

#### Jednoduchá rovinná stěna

Přenášený tepelný tok pro jednoduchou rovinnou stěnu:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\frac{\delta}{\lambda \cdot S}} \quad [W] \quad (3.4)$$

$\lambda$	[W/m·K]	tepelná vodivost (fyzikální vlastnost látky)
$\delta$	[m]	tloušťka tělesa ve směru tepelného toku



Obr. 3: Přenos tepla vedením jednoduchou rovinnou stěnou [9]

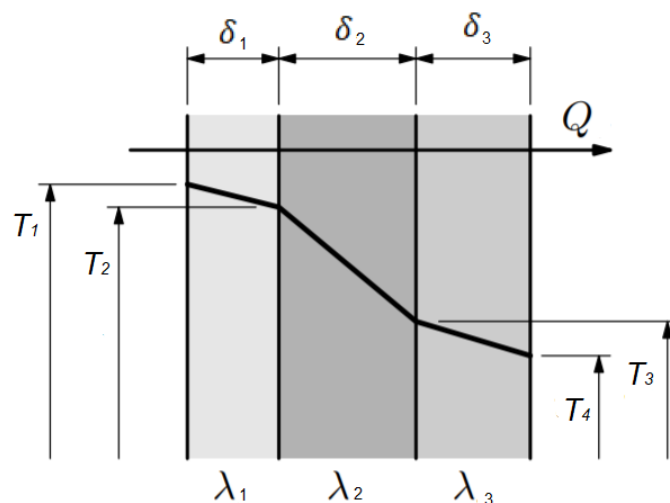
Podíl tloušťky materiálu k tepelné vodivosti je tepelný odpor proti vedení  $R$ , který brání toku tepla [7]:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}] \quad (3.5)$$

### Složená rovinná stěna

Pro řešení přenosu tepla, kdy je stěna složena s více vrstev materiálu, je využito podobnosti elektrického odporu s tepelným odporem, kdy Fourierův zákon je obdobou Ohmova zákona užívaný v elektrotechnice. Tepelný tok představuje elektrický proud, který musí projít všemi vrstvami (odpory). Pro stěnu složenou ze tří vrstev lze psát [6, 7]:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 \cdot S} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 \cdot S} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 \cdot S}} \quad [\text{W}] \quad (3.6)$$



Obr. 4: Přenos tepla vedením složenou rovinnou stěnou [9]



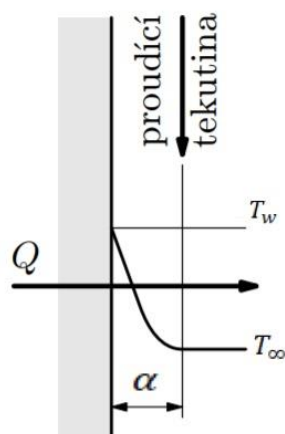
### 3.2 Přenos tepla prouděním

Proudění tepla, nebo-li přenos tepla konvekcí probíhá mezi jakýmkoliv povrchem a tekutinou kolem něho proudící, kde povrch a tekutina mají rozdílnou teplotu [6].

Konvekční režim je složen ze dvou mechanismů. Difúzní pohyb nebo-li kondukcce je způsoben náhodným molekulárním pohybem, obdobně jako u přenosu tepla vedením. Druhý mechanismus zvaný advekce, či agregátní pohyb je přenos tepla způsoben hromadným proudem tekutiny v přítomnosti teplotního gradientu. Difúzní část dominuje v těsné blízkosti povrchu, kdy je rychlost tekutiny velmi nízká a teplo je přenášeno pouze vedením. Příspěvek v důsledku hromadného pohybu tekutiny vzniká strháváním z volného proudu do mezní vrstvy a následně přeneseno mimo tuto vrstvu [5, 6, 7]. Tento proces tepelného toku popisuje Newtonův ochlazovací zákon [6]:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (T_w - T_\infty) \quad (W) \quad (3.7)$$

$\alpha$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	součinitel přestupu tepla
$T_w$	[K]	teplota obtékaného povrchu
$T_\infty$	[K]	teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od povrchu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	povrch obtékaného tělesa



Obr. 5: Přenos tepla prouděním [9]

Přenos tepla konvekcí může být klasifikován podle chování proudícího média na konvekci nucenou, přirozenou a kombinovanou [5].

#### 3.2.1 Součinitel přestupu tepla

U této formy přenosu tepla nastává problém v určení součinitele přestupu tepla. Součinitel závisí na mnoha vlastnostech látky: na rychlosti proudící tekutiny, charakteristickém rozměru obtékaného tělesa, hustotě, kinematické viskozitě, vodivosti obou materiálů a tepelné kapacitě [6].

K výpočtu součinitele přestupu tepla se využívá tzv. Buckinghamova  $\pi$ -teorému, kde lze součinitel vyjádřit pomocí 3 bezrozměrných kritérií [6]:

**Nusseltovo kritérium** – poměr přenosu tepla prouděním a vedením, kde  $Nu = f(Re, Pr)$  [1]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad [-] \quad (3.8)$$

$\alpha$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	součinitel přestupu tepla
$L$	[m]	charakteristický rozměr tělesa
$\lambda$	[W/m·K]	teplotní vodivost

**Reynoldsovo kritérium** – podíl setrvačných a vazkých sil tekutiny, na tomto kritériu závisí i způsob proudění, je-li  $Re < 5 \cdot 10^5$  (pro rovinnou desku) jedná se o laminární proudění, je-li  $Re > 5 \cdot 10^5$  jedná se o turbulentní proudění [1]

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad [-] \quad (3.9)$$

$u$	[m/s]	rychlost proudící tekutiny
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematická viskozita

**Prandtlovo kritérium** – poměr hybnostní a tepelné difúze (pro většinu látek lze získat z tabulek) [1]

Fyzikální vlastnosti tekutiny se dosazují do kritériálních rovnic v závislosti na střední teplotě filmu definovaného vztahem:

$$t_f = \frac{(t_w + t_\infty)}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.10)$$

Nebo vynásobením kritériální rovnice korekčním faktorem  $\left(\frac{Pr_\infty}{Pr_w}\right)^r$ , kdy jsou fyzikální vlastnosti v závislosti na teplotě okolí  $t_\infty$  a Prandtlovo číslo s indexem  $w$  se určuje z teploty povrchu stěny.

Přesný tvar kritériální rovnice závisí na typu proudění (laminární, turbulentní) a zda se jedná o konvekci nucenou či přirozenou. [6, 8]

### 3.2.2 Nucená konvekce

Nucenou konvekci dochází ke stavu, kdy proudící tekutina je donucena k toku kolem teplosměnného povrchu nejen vlivem rozdílu teplot, ale např. ventilátorem či čerpadlem. Nusseltovo kritérium má tvar závislý vždy na dané situaci [6, 8].

Střední Nusseltovo kritérium pro rovinnou desku v laminárním režimu:

$$Nu_L = 0,664 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \quad [-] \quad (3.11)$$

Podmínky platnosti:  $Re_L < 5 \cdot 10^5$ ;  $0,6 \leq Pr \leq 50$

Střední Nusseltovo kritérium pro turbulentní proudění:

$$Nu_L = 0,037 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad [-] \quad (3.12)$$

Podmínky platnosti:  $Re_L < 8 \cdot 10^8$ ;  $0,6 \leq Pr \leq 50$

### 3.2.3 Přirozená konvekce

Přirozená konvekce nastává tehdy, pokud je proudění tekutiny kolem teplosměnného povrchu způsobeno pouze vlivem rozdílu teplot média s povrchem a vztlakovými silami na úkor rozdílem hustot vlivem teplotní změny v tekutině [5]. Zavádí se nové kritérium podobnosti tzv. Grashofovo.

**Grashofovo kritérium** – charakterizuje přirozenou konvekci způsobenou rozdílem teplot, Nusseltovo kritérium pro určení součinitele přestupu tepla rovinnou stěnou má tvar [1, 6]:

$$Nu_L = f(Gr_L, Pr)$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad [-] \quad (3.13)$$

$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
$\beta$	[K <sup>-1</sup> ]	teplotní objemová roztažnost
$L$	[m]	výška povrchu
$T_w$	[K]	teplota povrchu
$T_\infty$	[K]	teplota proudící tekutiny

**Rayleighovo kritérium** – stejně jako Reynoldsovo kritérium u nucené konvekce určuje režim proudící tekutiny. U vertikální desky se jedná o turbulentní proudění, pokud je  $Ra_L > 10^9$  a o laminární, pokud je  $Ra_L < 10^9$ . Jedná se o součin Grashofova kritéria s Prandtlovým číslem [6].

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \quad [-] \quad (3.14)$$

#### Vertikální deska

Při přirozené konvekci pro vertikální desku s charakteristickým rozměrem (výškou)  $L$  v laminárním režimu platí [6]:

$$Nu_L = 0,68 \cdot Pr^{0,5} \cdot \frac{Gr_L^{0,25}}{(0,952 + Pr)^{0,25}} \quad [-] \quad (3.15)$$

Podmínka platnosti:  $Ra_L < 10^9$

Střední Nusseltovo kritérium pro turbulentní proudění:

$$Nu_L = 0,13 \cdot (Gr_L \cdot Pr)^{0,33} \quad [-] \quad (3.16)$$

Podmínka platnosti:  $Ra_L > 10^9$

#### Horizontální deska

U horizontální desky, kde probíhá přirozená konvekce se dělí chování na 4 režimy: obtékání studené desky shora nebo zespoda a teplé desky shoda nebo zespoda.

Střední Nusseltovo kritérium pro horní povrch teplé desky a spodní povrch studené desky, kde charakteristický rozměr  $L = S/o$  ( $S$  je povrch desky,  $o$  je obvod desky) platí [6]:

$$Nu_L = 0,54 \cdot Ra_L^{0,25} \quad [-] \quad (3.17)$$

Podmínky platnosti:  $10^4 < Ra_L < 10^7$ )

$$Nu_L = 0,15 \cdot Ra_L^{0,25} \quad [-] \quad (3.18)$$

Podmínky platnosti:  $10^7 < Ra_L < 10^{11}$

### 3.3 Přenos tepla zářením

Přenos tepla zářením, nebo-li sáláním či radiací probíhá z každé látky, která má nějakou konečnou teplotu. Z látky je emitována energie, která se nazývá tepelné záření. Jedná se o elektromagnetické záření, které nepotřebuje ke svému pohybu žádnou látku, a proto může probíhat i ve vakuu.

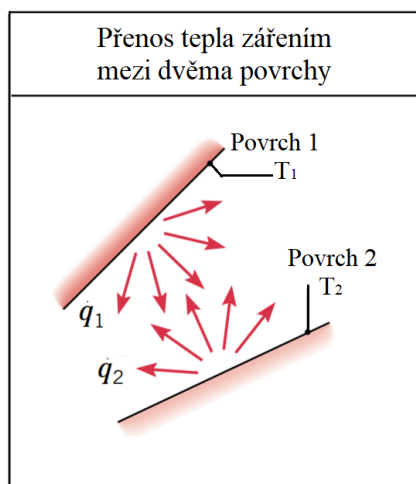
Toto záření může být odraženo nebo pohlceno jiným tělesem, pokud je pohlceno, zvýší se jeho vnitřní energie, odražené záření dopadá znovu na jiná tělesa. Těleso, které pohltí veškeré záření, se nazývá černé těleso, které se považuje také za ideální zářič, kdy je záření z tělesa maximální [6, 9]. Poměr množství energie, kterou vyzáří jakékoliv těleso k energii vyzářené černým tělesem, kdy mají obě tělesa stejnou teplotu se nazývá emisivita<sup>1</sup> [10]. Přenos tepla sáláním je dán tzv. Stefan-Boltzmannovým zákonem:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_w^4 - T_o^4) \quad [W] \quad (3.19)$$

Stefan-Boltzmannova konstanta:

$$\sigma = 5,67032 \cdot 10^{-6} [W/m^2 \cdot K^4] \quad (3.20)$$

$\varepsilon$	[-]	emisivita
$T_w$	[K]	teplota povrchu
$T_o$	[K]	teplota proudící tekutiny



Obr. 6: Přenos tepla zářením [5]

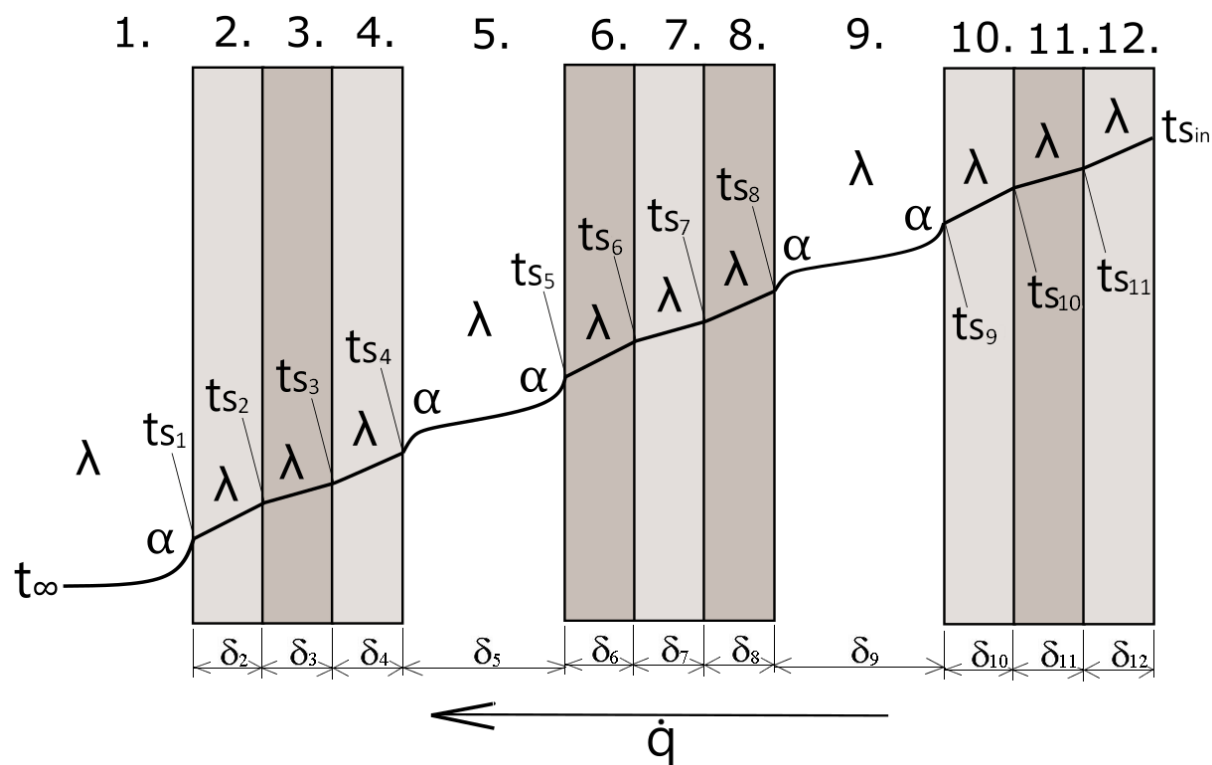
<sup>1</sup> Emisivita = vlastnost tělesa závislá na materiálu, chemickém složení, stavu, vlnové délce a směru jeho záření [10].

## 4 Matematický model přestupu tepla rovinnou stěnou kotle

Matematický model přestupu tepla složenou rovinnou stěnou kotle je vytvořen v programu Microsoft Excel. Model popisuje přestup tepla z vnitřního povrchu kotle do vzduchu v bezprostřední blízkosti vnější stěny kotle.

Přestupu tepla do okolí z vnitřního povrchu ohniště může být složen až z 12 vrstev, konkrétně z 9 stěn materiálu pro vedení tepla, 2 vrstev pro chlazení stěn vzduchem nebo vodou a z konvektivního přenosu tepla vnější vrstvou vzduchu. Schematicky je model zobrazen na obr. 7.

Model je univerzální pro jakoukoli rovinnou stěnu kotle s chlazením i bez, je složen z max. 9 stěn různých materiálů, kdy je přenos vnější stěnou konvektivně nucený nebo přirozený a či je stěna horizontální, či vertikální. Z modelu lze vypočítat především teplotu vnitřní stěny kotle, teploty všech stěn a tepelný tok unikající do okolí, kdy součinitel prostupu tepla  $k$  je dán rovnicí (3.2). V modelu lze sledovat na jakých parametrech se může měnit unikající tepelný výkon dané stěny, například jaké volit materiály a jejich tloušťky, aby se dal únik maximálně eliminovat.



Obr. 7: Schéma matematického modelu přestupu tepla složenou stěnou kotle

Všechny buňky zbarveny světle šedě (resp. tmavě šedě, kde je možnost volby pomocí rozevíracího seznamu) je v modelu nutno vyplnit ručně, jedná se především o vstupní parametry, od kterých se odvíjí další potřebné vlastnosti pro výpočet.

### 4.1 Vnější vrstva

Vnější první vrstvou v přestupu tepla rovinnou stěnou je okolní vzduch, přesněji jeho proudění kolem stěny. Přenos tepla mezi vzduchem a plochou jím obtékající probíhá konvekcí. V modelu se zohledňuje i proudění nucené, tak i přirozené. Pro zjištění tepelného toku unikající stěnou

ven se určí součinitel přestupu tepla  $\alpha$  pomocí rovnice (3.8) a to v obou případech proudění. Formy přenosu konvekce se odlišují v určení Nusseltova kritéria.

U přirozené konvekce je nutné určit, zda se jedná o horizontální stěnu nebo vertikální stěnu. Střední Nusseltovo kritérium pro horizontální stěnu lze určit z rovnic (3.17) nebo (3.18) v závislosti na podmínkách platnosti Rayleighova kritéria, které je součinem Grashoffova kritéria viz rovnice (3.14) a Prandtlova čísla. To obdobně platí i pro vertikální stěnu v rovnicích (3.15) a (3.16). V případě nucené konvekce střední Nusseltovo kritérium určuje především Reynoldsovo kritérium (3.9) na podmínkách jeho platnosti v rovnicích (3.11) a (3.12). Potom celkový tepelný tok unikající rovinnou stěnou je dán z rovnice prostupu tepla (3.9).

Vstupními hodnotami pro výpočet jsou rozměry stěny, teplota a vlhkost okolního vzduchu, teplota povrchu, gravitační zrychlení a v případě nucené konvekce rychlost proudění. Na obr. 8 v buňce „Forma konvekce“ se rozhoduje, zda se jedná o konvekci nucenou či přirozenou. V buňce „Poloha stěny“ je nutno vybrat z vertikální stěny nebo horizontální.

Všechny fyzikální vlastnosti vzduchu ( $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $Pr$ ,  $\beta$ ) získány z programu EES (Engineering Equation Software) jsou v závislosti na střední teplotě filmu z rovnice (3.10). V případě vlhkého vzduchu jsou vlastnosti závislé i na hustotě vzduchu, ta je funkcí parciálního tlaku syté vodní páry  $p_p$  [Pa], jeho teplotě  $T$  [K], atmosférického tlaku  $p$  [Pa] a relativní vlhkosti  $\phi$  [-] [7].

$$\rho = \frac{1}{287 \cdot T} \cdot (p - 0,378 \cdot \phi \cdot p_p) \quad [kg/m^3] \quad (4.1)$$

Na obr. 9 je náhled tabulky fyzikálních vlastností a vypočtených kritérií na základě vstupních veličin.

Vstupní veličiny		Vlastnosti		Okolí
Forma konvekce	Přirozená konvekce	Tepelná vodivost	$\lambda$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	
Poloha stěny	Vertikální	Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	
Rozměry stěny	výška $a$ [m]	Prandtlovo číslo	$Pr$ [-]	
	šířka $b$ [m]	Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]	
Rychlost proudění	$u_l$ [m/s]	Grashoffovo kritérium	$Gr$ [-]	
Teplota okolí	$t_\infty$ [°C]	Rayleighovo kritérium	$Ra$ [-]	
Teplota stěny	$t_{s,l}$ [°C]	Reynoldsovo kritérium	$Re$ [-]	
Vlhkost vzduchu	$\phi$ [%]	Nusseltovo kritérium	$Nu$ [-]	
Gravitační zrychlení	$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	Součinitel přestupu tepla	$\alpha$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	

Obr. 9: Vlastnosti pro okolní vzduch

Obr. 8: Vstupní veličiny pro okolní vzduch

## 4.2 Vrstvy materiálů

V modelu se nachází celkem 9 vrstev materiálu. Na výběr je dohromady 17 materiálů (10 kovových a 7 nekovových, sloužící pro izolaci), u kterých známe tepelné vodivost v závislosti na jejich středních teplotách a jejich tloušťky.

V modelu lze využít následujících materiálů:

Kovové: hliník [6], dural [6], mosaz [6], konstantan [6], oceli (s obsahem uhlíku 0,5 %, 1 % a 1,5 %) [6], železo [11], nízkohliníkový šamot [12], žárobeton [13]

Nekovové izolační: minerální vlna [7], sibal [14], moduly, desky, papír a rohože z keramických vláken [15] a v případě zanesení vyzdívek kotlů i saze [16]

Výběrem materiálu z rozevíracího seznamu materiálů v buňce pod číslem pořadí vrstvy a zadáním tloušťky stěny vybraného materiálu se automaticky vyplní požadované vlastnosti v závislosti na střední teplotě dané vrstvy. Při výběru materiálu „Žádný“ model samočinně s touto stěnou nepočítá. Na obr. 10 je náhled prvních čtyř vrstev modelu.

Pořadí vrstvy		1.	2.	3.	4.
Materiál		Okolí	Žádný	Žádný	Žádný
Tloušťka	$\delta$ [m]				
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]				
Tepelný odpor	R [m <sup>2</sup> .K/W]				
Teplota na vnitřní straně stěny	$t_s$ [°C]				
Součinitel prostupu tepla	k [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]				

Obr. 10: Model materiálové vrstvy

### 4.3 Chlazení vzduchem

Chlazení vzduchem je v modelu umístěno v 5. vrstvě a jsou zohledněny dva režimy. Prvním režimem se rozumí to, že vzduch proudí mezi stěnami určitou rychlostí. Tento přenos tepla se skládá z vedení a nucené konvekce podél stěn. Proto se zde objevují dva součinitelé přestupu tepla, každý v závislosti na střední teplotě proudícího vzduchu a stěny, kterou obtéká. Součinitelé přestupu tepla lze spočítat obdobně jako u okolního prostředí v případě nucené konvekce. Je zde nutno zadat rychlost proudícího vzduchu, ze které plyne hodnota Reynoldsova čísla pro výpočet středního Nusseltova kritéria z rovnic (3.11) a (3.12) pro každou stěnu.

V případě, že je přívod vzduchu uzavřen, a jeho rychlost ve stěně je nulová uvažuje se přenos tepla pouze vedením. Je nutno znát tloušťku vzduchové vrstvy a tepelnou vodivost model automaticky vybere na základě střední teploty vzduchu.

Chlazení vzduchem		
ANO		
Rychlost proudění	$u_5$ [m/s]	
Tloušťka vrstvy	$\delta_5$ [m]	

Obr. 11: Vstupní veličiny pro chlazení vzduchem

Vlastnosti		Chlazení vzduchem	
		ke 4. stěně	k 6. stěně
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]		
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]		
Prandtlovo číslo	$Pr$ [-]		
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]		
Grashoffovo kritérium	$Gr$ [-]		
Rayleighovo kritérium	$Ra$ [-]		
Reynoldsovo kritérium	$Re$ [-]		
Nusseltovo kritérium	$Nu$ [-]		
Součinitel přestupu tepla	$\alpha$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]		

Obr. 12: Vlastnosti vrstvy vzduchu

#### 4.4 Chlazení vodou

Chlazení stěn vodou je umístěno v 9. vrstvě matematického modelu. Zde je zohledněno pouze proudění vody. Opět zde jsou dva součinitele přestupu tepla, každý k dané stěně a odpor proti vedení, kde je nutno znát tloušťku vrstvy. Výpočet je na stejném základě jako chlazení vzduchem.

Vstupními hodnotami jsou objemový průtok vody danou stěnou, tlak vody, teploty na vstupu a výstupu a tloušťka vrstvy. Vlastnosti se určují na základě teploty filmu střední teploty vody a teploty stěny, ke které se vlastnosti vztahují.

Chlazení vodou		
NE		
Objemový průtok	$V$ [m <sup>3</sup> /s]	
Tlak vody	$p$ [bar]	
Teplota na vstupu	$t_{vin}$ [°C]	
Teplota na výstupu	$t_{vout}$ [°C]	
Tloušťka vrstvy	$\delta_9$ [m]	

Obr. 13: Vstupní veličiny pro chlazení vodou

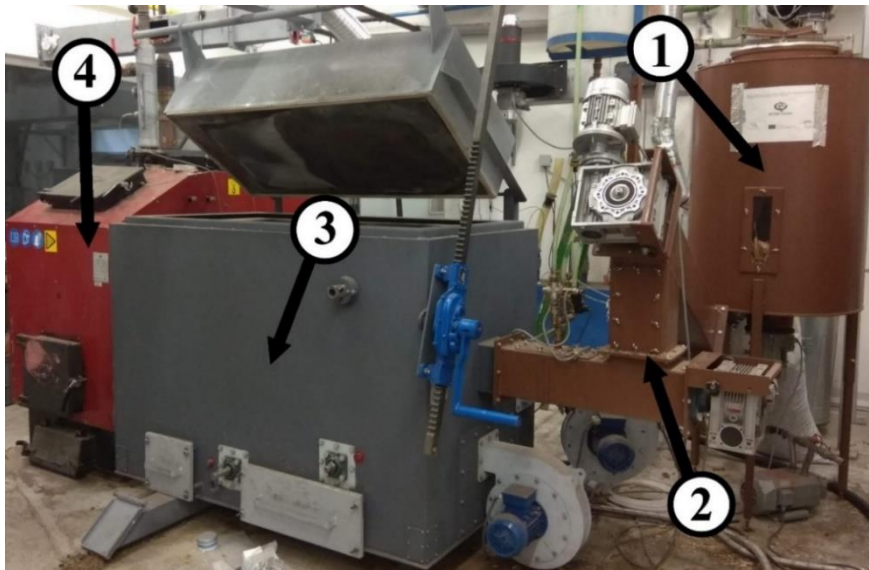
Vlastnosti		Chlazení vodou	
		k 8. stěně	k 10. stěně
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]		
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]		
Prandtlovo číslo	$Pr$ [-]		
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]		
Grashoffovo kritérium	$Gr$ [-]		
Rayleighovo kritérium	$Ra$ [-]		
Reynoldsovo kritérium	$Re$ [-]		
Nusseltovo kritérium	$Nu$ [-]		
Součinitel přestupu tepla	$\alpha$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]		

Obr. 14: Vlastnosti vrstvy vody



## 5 Experimentální ověření matematického modelu

Matematický model byl validován na kotli GEMOS Ekogem S spalující dřevní biomasu, který je provozován pro experimentální účely v laboratořích Odboru energetického inženýrství a jehož fotka je na obr. 15. Měření probíhalo na dvou vybraných částech tohoto zařízení. Využita byla termovizní kamera FLIR SC 660 s objektivem 45°×34°/0,2m o rozlišení 640×420 pixelů s níž bylo snímáno teplotní pole na povrchu kotle při různých provozních stavech. Ukázka termogramu čelní strany kotle v provozu je na obr. 16.



Obr. 15: Ukázka experimentálního zařízení  
(1) zásobník paliva, (2) doprava paliva, (3) spalovací zařízení GEMOS Ekogem S, (4) teplovodní kotel KWH



Obr. 16: Termogram spalovací jednotky GEMOS Ekogem S v provozu

## 5.1 Převáděcí kanál

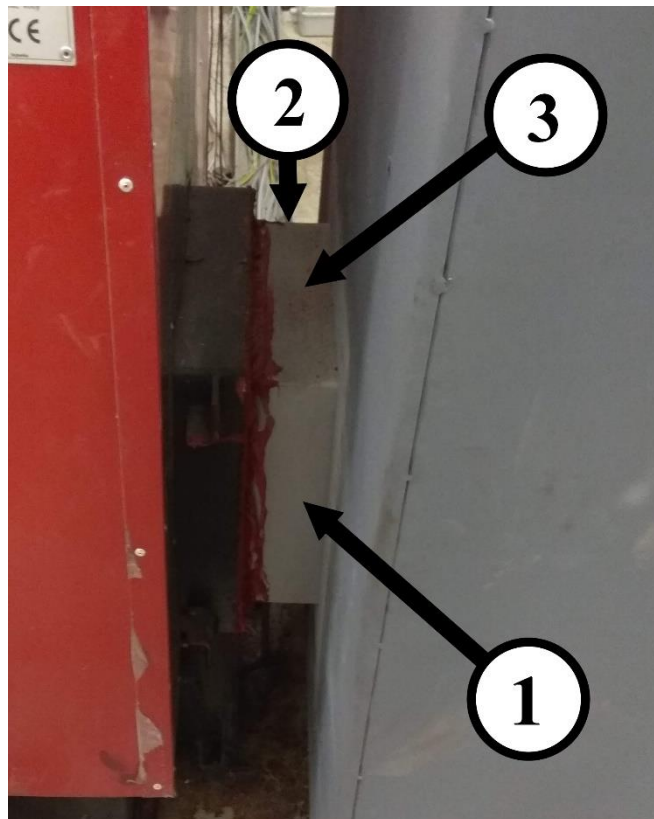
První vybranou plochou byl převáděcí spalinový kanál ze spalovací komory do dohořivací komory teplovodního kotle KWH. Snímány byly přední (1), zadní (2) a horní stěna (3) tohoto kanálu, které jsou označeny na obr. 17. Kanál je čtvercového průřezu s výškou a hloubkou 285 mm a šířkou 50 mm, jehož geometrii lze vidět na obr. 18. Kanál je vyroben ze dvou materiálů. Převládajícím materiálem je žárobeton s označením Novobet 1450-Ra, jehož tloušťka je 56 mm a vnější plášť tvoří ocelový plech (ocel třídy 11) o tloušťce 4 mm. Tepelné vodivosti těchto materiálů jsou v tab. 4.

Při snímání ploch kanálu byly následující okolní podmínky:

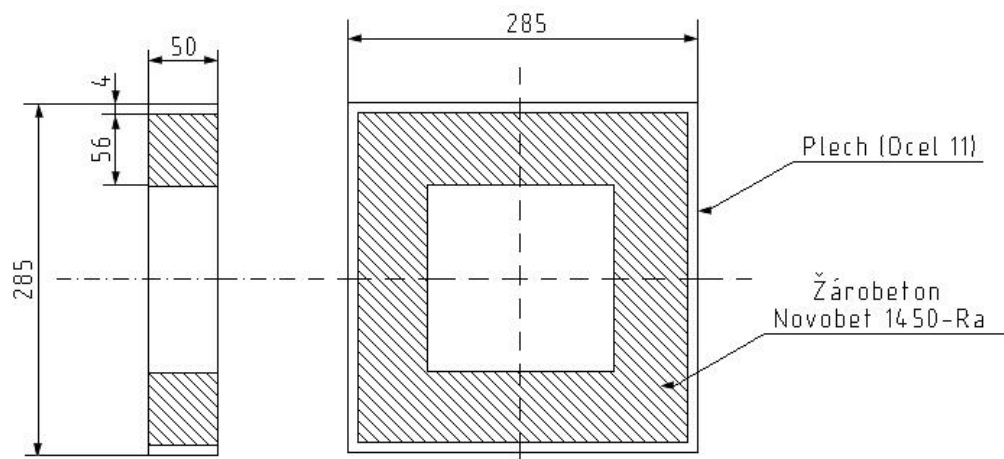
$$\text{Teplota okolí: } t_{\infty} = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5.1)$$

$$\text{Vlhkost vzduchu: } \varphi = 20 \% \quad (5.2)$$

$$\text{Gravitační zrychlení: } g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (5.3)$$



Obr. 17: Snímané plochy převáděcího kanálu  
(1) vertikální stěna zepředu, (2) vertikální stěna zezadu, (3) horizontální stěna



Obr. 18: Geometrie převáděcího kanálu v [mm]

Tab. 4: Tepelné vodivosti materiálů převáděcího kanálu v závislosti na jeho teplotě

Materiál	t [°C]	$\lambda$ [W/m·K]
Žároveton Novobet 1450-Ra	400	1,66
	600	1,7
	800	1,9
	1000	2,2
Ocel 0,5 % C	20	54
	100	52
	200	48
	300	45
	400	42

**Přední a zadní vertikální stěna převáděcího kanálu**

Pro přední a zadní stěnu kanálu byly zvoleny rozměry zkoumané oblasti:

$$\text{Výška oblasti: } a = 0,168 \text{ m} \quad (5.4)$$

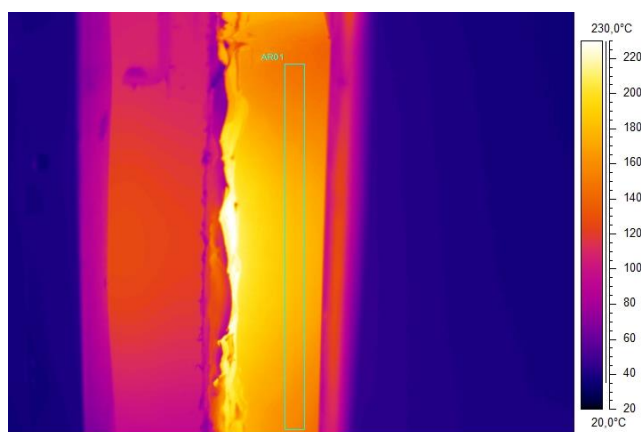
$$\text{Šířka oblasti: } b = 0,03 \text{ m} \quad (5.5)$$

$$\text{Charakteristický rozměr } L = 0,168 \text{ m} \quad (5.6)$$

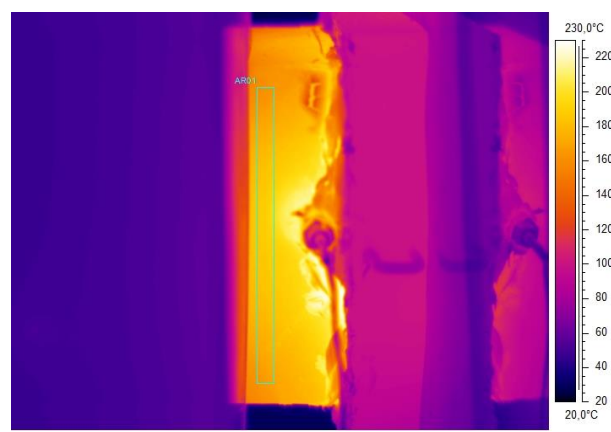
Průměrná teplota vyznačené oblasti (patrně na termogramu obr. 19) vertikální stěny snímaného zepředu byla  $170,1 \pm 10,7$  °C. Pro zadní stěnu byla průměrná teplota oblasti (viz obr. 20)  $180,6 \pm 8,4$  °C. Tento rozdíl v naměřených teplotách na přední a zadní stěně je možno odůvodnit tím, kdy přední stěna je natočená do volného prostoru, kde je intenzivnější přenos tepla a zadní stěna je mírně izolovaná v zadní části místnosti. V tab. 6 jsou výsledné hodnoty získané matematickým modelem po zadání vstupních veličin pro přední vertikální stěnu převáděcího kanálu a v případě zadní stěny tab. 7

Tab. 5: Vlastnosti okolního vzduchu přední vertikální stěny převáděcího kanálu

Přední vertikální stěna převáděcího kanálu				
Teplota stěny	$t_{sl}$ [°C]	Maximální	Průměrná	Minimální
		180,8	170,1	159,4
Vlastnosti okolního vzduchu v závislosti na okolních podmínkách a teplotě filmu				
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W/m·K]	0,03210	0,03176	0,03134
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$2,424 \cdot 10^{-5}$	$2,368 \cdot 10^{-5}$	$2,302 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,700	0,700	0,701
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]	0,0026	0,0027	0,0027



Obr. 19: Termogram vertikální stěny převáděcího kanálu – snímáno zepředu



Obr. 20: Termogram vertikální stěny převáděcího kanálu – snímáno zezadu

**Příklad výpočtu přední vertikální stěny převáděcího kanálu pro průměrnou teplotu:**

Grashoffovo kritérium:

$$Gr = \left\{ \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \right. \\ \left. = \frac{9,81 \cdot 0,00267 \cdot (170,1 - 24,7) \cdot 0,165^3}{(2,368 \cdot 10^{-5})^2} \right\} = 32186450,0 \quad (5.7)$$

Rayleighovo kritérium:

$$Ra = Gr \cdot Pr = 32186450,0 \cdot 0,700 = 2,254 \cdot 10^7 \quad (5.8)$$

Nusseltovo kritérium:

$$Nu = \left\{ 0,68 \cdot Pr^{0,5} \cdot \frac{Gr^{0,25}}{(0,952 + Pr)^{0,25}} = \right. \\ \left. = 0,68 \cdot 0,700^{0,5} \cdot \frac{32186450,0^{0,25}}{(0,952 + 0,700)^{0,25}} \right\} = 37,80 \quad (5.9)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{37,80 \cdot 0,03176}{0,168} = 7,146 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1 \quad (5.10)$$

$$\text{Obsah stěny: } S = a \cdot b = 0,03 \cdot 0,168 = 0,00504 \text{ m}^2 \quad (5.11)$$

$$\text{Tepelný tok do okolí: } \dot{Q} = \{\alpha \cdot S \cdot (t_{s2} - t_{\infty})\} = 7,146 \cdot 0,00504 \cdot (170,1 - 24,7) = 5,237 \text{ W} \quad (5.12)$$

$$\text{Součinitel prostupu tepla: } k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{7,146} + \frac{0,004}{49,2} + \frac{0,056}{1,66}} = 5,76 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1 \quad (5.13)$$

$$\text{Celkový tepelný tok: } \dot{Q} = k \cdot S \cdot (t_{sin} - t_{\infty}) \quad (5.14)$$

$$\text{Teplota vnitřní stěny: } t_{sin} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot S} + t_{\infty} = \frac{5,237}{5,76 \cdot 0,00504} + 24,7 = 205,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5.15)$$

Tab. 6: Výsledné hodnoty získané matematickým modelem – přední vertikální stěna

Přední vertikální stěna převáděcího kanálu				
		Maximální	Průměrná	Minimální
Teplota stěny	$t_{s1}$ [°C]	180,8	170,1	159,4
Vypočtená bezrozměrná kritéria				
Grashoffovo	Gr [-]	32558006,1	32186450,0	32066583,3
Rayleighovo	Ra [-]	$2,279 \cdot 10^7$	$2,254 \cdot 10^7$	$2,246 \cdot 10^7$
Nusseltovo	Nu [-]	37,90	37,80	37,78
Výsledné hodnoty				
Součinitel přestupu tepla vzduchu	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K]	7,243	7,146	7,048
Tepelný odpor stěn	R [m <sup>2</sup> .K/W]	0,0338	0,0338	0,0338
Součinitel prostupu tepla	k [W/m <sup>2</sup> .K]	5,82	5,76	5,69
Měrný tepelný tok	$\dot{q}$ [W/ m <sup>2</sup> ]	1130,65	1039,02	949,32
Tepelný tok	$\dot{Q}$ [W]	5,698	5,237	4,785
Teplota vnitřní stěny	$t_{sin}$ [°C]	219,0	205,2	191,5

Průměrná teplota přední vertikální stěny na vnitřní straně převáděcího kanálu vyšla  $205,2 \pm 13,8$  °C a tepelný tok vybranou oblastí je  $5,2 \pm 0,6$  W.

Tab. 7: Vlastnosti a výsledné hodnoty získané matematickým modelem – zadní vertikální stěna

<b>Zadní vertikální stěna převáděcího kanálu</b>				
		Maximální	Průměrná	Minimální
Teplota stěny	$t_{s1}$ [°C]	189,0	180,6	172,2
<b>Vlastnosti v závislosti na okolních podmínkách a teplotě filmu</b>				
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W/m·K]	0,03238	0,03210	0,03183
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$2,468 \cdot 10^{-5}$	$2,424 \cdot 10^{-5}$	$2,379 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,700	0,700	0,700
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]	0,0026	0,0026	0,0027
<b>Vypočtená bezrozměrná kritéria</b>				
Grashoffovo	Gr [-]	32693614,2	32516291,8	32262536,9
Rayleighovo	Ra [-]	$2,287 \cdot 10^7$	$2,424 \cdot 10^7$	$2,259 \cdot 10^7$
Nusseltovo	Nu [-]	37,94	37,89	37,82
<b>Výsledné hodnoty</b>				
Součinitel přestupu tepla vzduchu	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K]	7,312	7,241	7,165
Tepelný odpor stěn	R [m <sup>2</sup> .K/W]	0,0338	0,0338	0,0338
Součinitel prostupu tepla	k [W/m <sup>2</sup> .K]	5,86	5,85	5,77
Měrný tepelný tok	$\dot{q}$ [W/ m <sup>2</sup> ]	1201,33	1128,84	1056,91
Tepelný tok	$\dot{Q}$ [W]	6,055	5,689	5,327
Teplota vnitřní stěny	$t_{sin}$ [°C]	229,6	218,8	207,9

Průměrná teplota zadní vertikální stěny na vnitřní straně převáděcího kanálu vyšla  $218,8 \pm 10,9$  °C a tepelný tok vybranou oblastí je  $5,7 \pm 0,4$  W.

### Horizontální stěna převáděcího kanálu

Pro horizontální stěnu volím rozměry zkoumané oblasti:

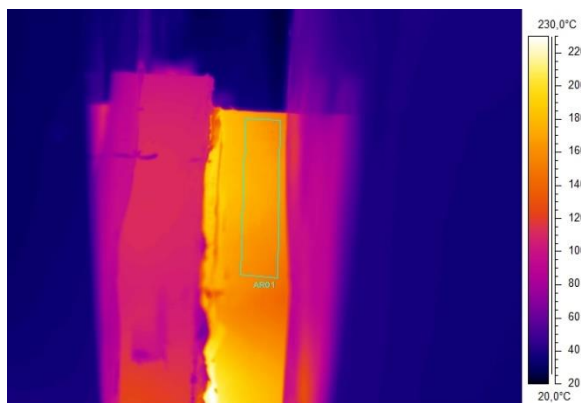
$$\text{Výška oblasti: } a = 0,168 \text{ m} \quad (5.16)$$

$$\text{Šířka oblasti: } b = 0,035 \text{ m} \quad (5.17)$$

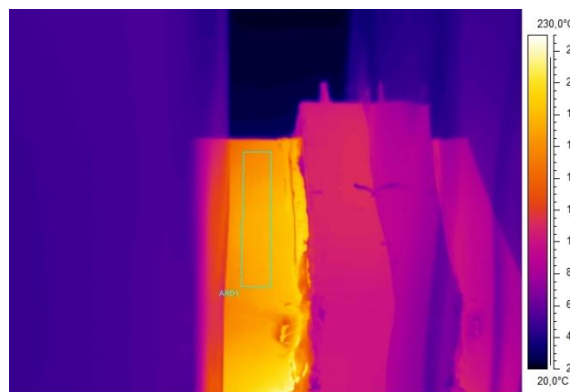
Jedná se o horizontální stěnu, proto charakteristický rozměr zkoumané oblasti je:

$$L = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} = 0,014 \text{ m} \quad (5.18)$$

Průměrná teplota vyznačené oblasti horizontální stěny snímaného zepředu viz obr. 21 byla  $167,4 \pm 6,1$  °C, pro snímání zezadu průměrná teplota oblasti viz obr. 22 byla  $170,6 \pm 5,5$  °C. V tab. 8 jsou vlastnosti a výsledné hodnoty získané matematickým modelem po zadání vstupních veličin pro horizontální stěnu převáděcího kanálu snímanou zepředu. Pro stěnu snímanou zezadu jsou k nalezení v tab. 9. Výpočet pro horizontální stěnu je stejný jako u vertikální s rozdílem jiného charakteristického rozměru a Nusseltova kritéria.



Obr. 21: Termogram horizontální stěny převáděcího kanálu – snímáno zepředu



Obr. 22: Termogram horizontální stěny převáděcího kanálu – snímáno zezadu

Tab. 8: Vlastnosti a výsledné hodnoty získané matematickým modelem – horizontální stěna snímána zepředu

Horizontální stěna převáděcího kanálu snímána zepředu				
Teplota stěny	$t_{s1}$ [°C]	Maximální	Průměrná	Minimální
		173,5	167,4	161,3
Vlastnosti v závislosti na okolních podmínkách a teplotě filmu				
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W/m·K]	0,03183	0,03162	0,03141
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$2,379 \cdot 10^{-5}$	$2,346 \cdot 10^{-5}$	$2,31310^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,700	0,700	0,700
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]	0,0027	0,0027	0,0027
Vypočtená bezrozměrná kritéria				
Grashoffovo	Gr [-]	20851,4	20730,6	20580,6
Rayleighovo	Ra [-]	$1,460 \cdot 10^4$	$1,452 \cdot 10^4$	$1,442 \cdot 10^7$
Nusseltovo	Nu [-]	5,94	5,93	5,92
Výsledné hodnoty				
Součinitel přestupu tepla vzduchu	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K]	13,044	12,941	12,834
Tepelný odpor stěn	R [m <sup>2</sup> .K/W]	0,0338	0,0338	0,0338
Součinitel prostupu tepla	k [W/m <sup>2</sup> .K]	9,05	9,00	8,95
Měrný tepelný tok	$\dot{q}$ [W/ m <sup>2</sup> ]	1940,97	1846,72	1753,14
Tepelný tok	$\dot{Q}$ [W]	11,413	10,859	10,308
Teplota vnitřní stěny	$t_{sin}$ [°C]	239,1	229,8	220,6

Průměrná teplota horizontální stěny snímání zepředu na vnitřní straně převáděcího kanálu vyšla  $229,8 \pm 9,3$  °C a tepelný tok vybranou oblastí je  $10,9 \pm 0,6$  W.

Tab. 9: Vlastnosti a výsledné hodnoty získané matematickým modelem – horizontální stěna snímána zezadu

Horizontální stěna převáděcího kanálu snímána zezadu				
		Maximální	Průměrná	Minimální
Teplota stěny	$t_{s1}$ [°C]	176,1	170,6	165,1
Vlastnosti v závislosti na okolních podmínkách a teplotě filmu				
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W/m·K]	0,03197	0,03176	0,03155
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$2,402 \cdot 10^{-5}$	$2,368 \cdot 10^{-5}$	$2,335 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,700	0,700	0,700
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]	0,0027	0,0027	0,0027
Vypočtená bezrozměrná kritéria				
Grashoffovo	Gr [-]	20716	20691	20645
Rayleighovo	Ra [-]	$1,450 \cdot 10^4$	$1,449 \cdot 10^4$	$1,446 \cdot 10^4$
Nusseltovo	Nu [-]	5,926	5,924	5,921
Výsledné hodnoty				
Součinitel přestupu tepla vzduchu	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K]	13,079	12,991	12,900
Tepelný odpor stěn	R [m <sup>2</sup> .K/W]	0,0338	0,0338	0,0338
Součinitel prostupu tepla	k [W/m <sup>2</sup> .K]	9,07	9,03	8,98
Měrný tepelný tok	$\dot{q}$ [W/ m <sup>2</sup> ]	1980,1	1895,4	1811,16
Tepelný tok	$\dot{Q}$ [W]	11,643	11,145	10,65
Teplota vnitřní stěny	$t_{sin}$ [°C]	243,1	234,7	226,3

Průměrná teplota horizontální stěny snímána zezadu na vnitřní straně převáděcího kanálu vyšla  $234,7 \pm 8,4$  °C.

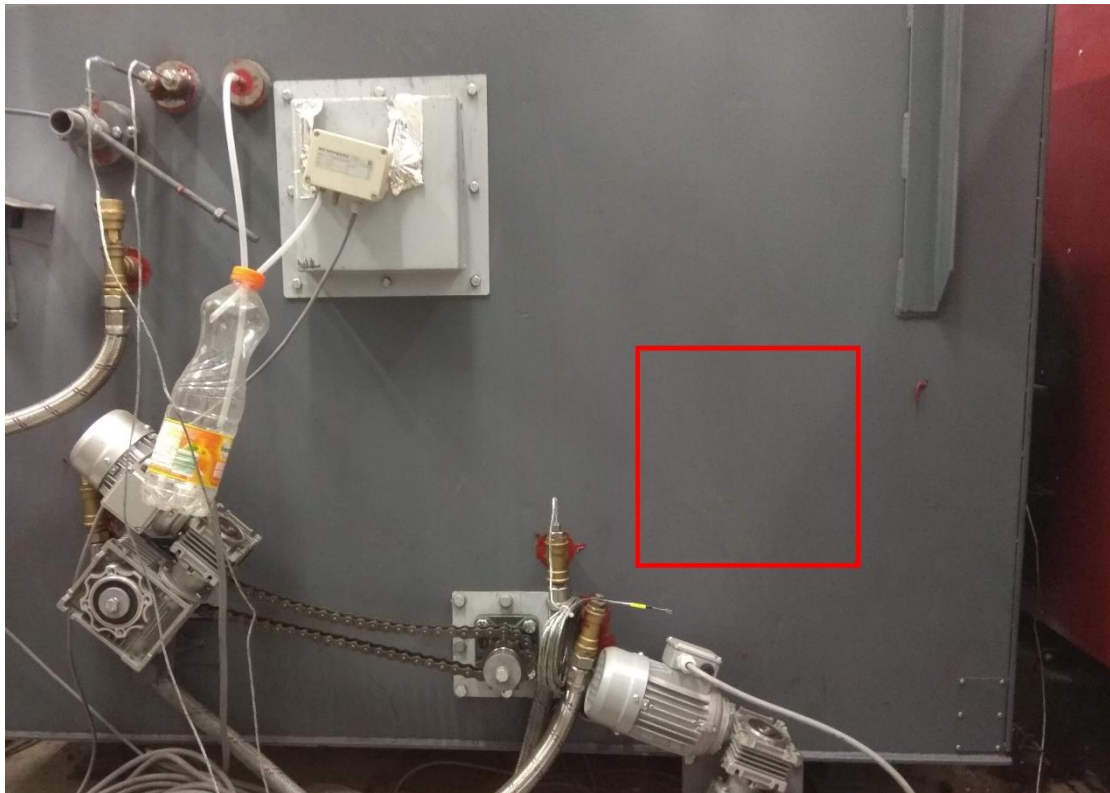
Tedy průměrná teplota vnitřní strany horizontální stěny je  $232,3 \pm 8,3$  °C a tepelný tok vybranou oblastí je  $11,0 \pm 0,5$  W.

## 5.2 Zadní stěna kotle

Druhým snímaným povrchem byla zadní stěna spalovací jednotky GEMOS Ekogem S, která je zobrazena na obr. i s vyznačenou oblastí, byly odečítány hodnoty z termogramu. Stěnou je přiváděn do ohniště sekundární vzduch. Měření probíhalo při vypnutém a zapnutém přívodu tohoto vzduchu, termogramy oblasti při těchto stavech jsou na obr. 25 a obr. 26.

Konstrukci stěny tvoří 3 materiály. Prvním ze strany vnějšího okolí kotle je plech, který je shodný s plechem použitým u převáděcího kanálu, k izolaci slouží vzduchová vrstva (předehřev sekundárního vzduchu) a dvě rohože (tloušťky 25 mm a 38 mm) z keramických vláken a pro vyzdívku ohniště šamot tloušťky 150 mm (nízkohliníkový šamot [14]). Geometrii snímána oblasti lze vidět na obr. 24 a tepelné vodivosti materiálů na tab. 10.





Obr. 23: Zadní stěna kotle s vyznačenou snímanou oblastí

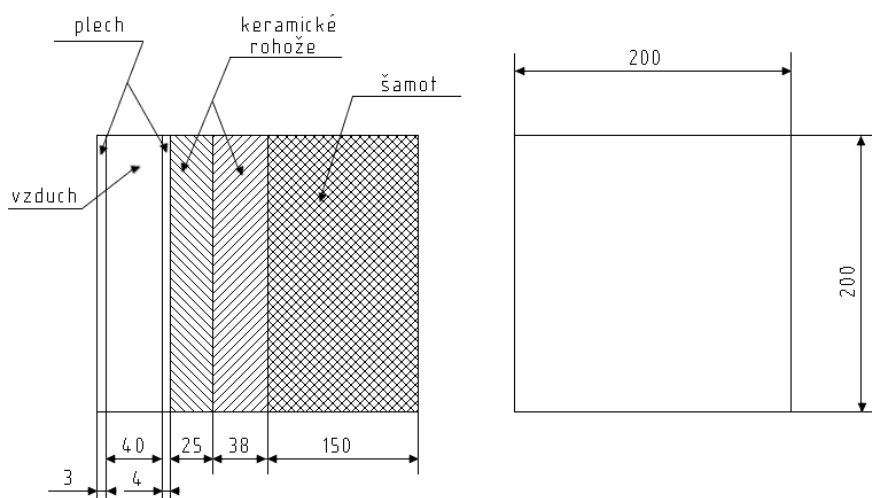
Oblast měření pro oba provozní stavy kotle:

$$\text{Výška oblasti: } a = 0,2\text{m} \quad (5.19)$$

$$\text{Šířka oblasti: } b = 0,2\text{ m} \quad (5.20)$$

Jedná se o vertikální stěnu, proto charakteristický rozměr zkoumané oblasti je:

$$L = 0,2\text{ m} \quad (5.21)$$



Obr. 24: Geometrie vybrané oblasti zadní stěny kotle v [mm]

Tab. 10: Tepelné vodivosti materiálů zadní stěny kotle v závislosti na teplotě

Materiál	t [°C]	$\lambda$ [W/m·K]
Rohože z keramických vláken	200	0,07
	400	0,11
	600	0,19
Šamot	20	1,225
	300	1,369
	600	1,573
	1000	1,72
	1100	1,872

### Zadní stěna s prouděním sekundárního vzduchu

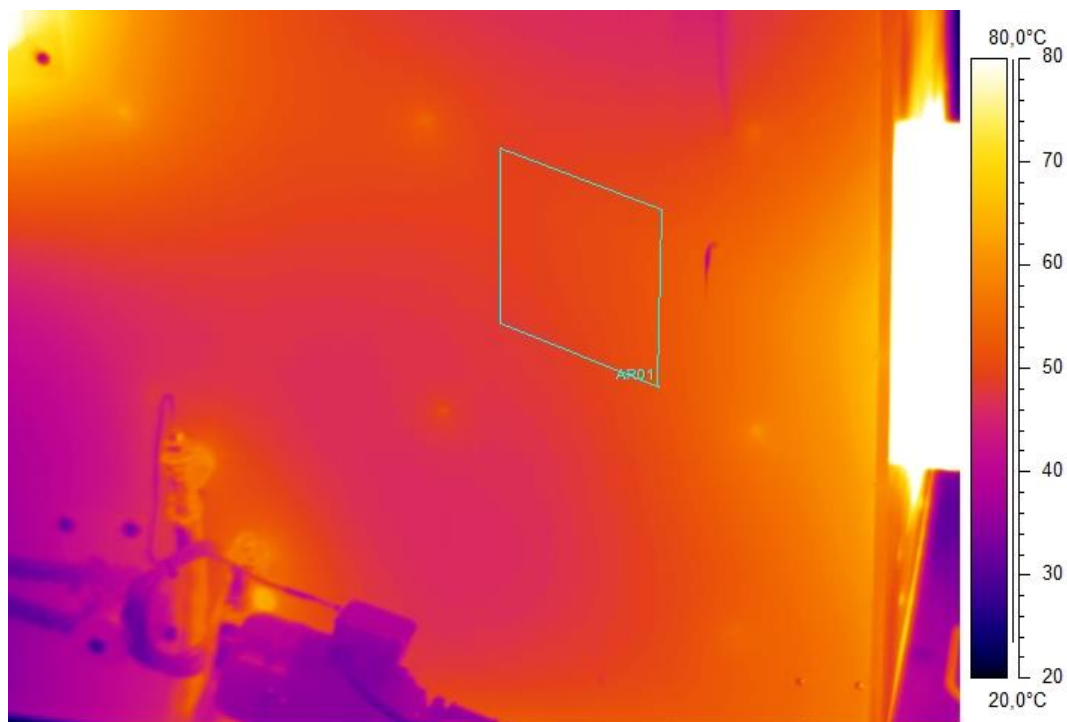
S proudícím sekundárním vzduchem bylo na snímané oblasti naměřeno  $50,2 \pm 0,8$  °C patrné z obr. 25 při rychlosti vzduchu na sání ventilátoru 5 m/s se z rovnic (5.29) – (5.32) získá rychlost proudění vzduchu ve zvolené oblasti.

Podmínky měření:

$$\text{Teplota okolí: } t_{\infty} = 22,2 \text{ °C} \quad (5.22)$$

$$\text{Vlhkost vzduchu: } \varphi = 23 \text{ \%} \quad (5.23)$$

$$\text{Gravitační zrychlení: } g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (5.24)$$



Obr. 25: Termogram zadní stěny kotle se zapnutým přívodem sekundárního vzduchu

Tab. 11: Fyzikální vlastnosti okolního a sekundárního vzduchu zadní stěny kotle

Zadní stěna kotle s přívodem sekundárního vzduchu				
Teplota stěny	$t_{s1}$ [°C]	Maximální	Průměrná	Minimální
		51,0	50,2	49,4
Vlastnosti vzduchu v závislosti na okolních podmínkách a teplotě filmu				
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W/m·K]	0,02699	0,0269	0,2692
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$1,675 \cdot 10^{-5}$	$1,665 \cdot 10^{-5}$	$1,665 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,706	0,706	0,706
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]	0,00325	0,00326	0,00326
Vlastnosti sek. vzduchu v závislosti na teplotě filmu (1) chladnější, (2) teplejší stěny				
	$\lambda_1$ [W/m·K]	0,03203	0,03190	0,03169
Tepelná vodivost	$\lambda_2$ [W/m·K]	0,03889	0,03853	0,03819
	$\lambda_{stf}$ [W/m·K]	0,03579	0,03553	0,03526
Kinematická viskozita	$\nu_1$ [m <sup>2</sup> /s]	$2,41 \cdot 10^{-5}$	$2,39 \cdot 10^{-5}$	$2,36 \cdot 10^{-5}$
	$\nu_2$ [m <sup>2</sup> /s]	$3,67 \cdot 10^{-5}$	$3,60 \cdot 10^{-5}$	$3,53 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr <sub>1</sub> [-]	0,700	0,700	0,700
	Pr <sub>2</sub> [-]	0,698	0,698	0,698

**Výpočet rychlosti proudění sekundárního vzduchu ve zvolené oblasti:**

$$\text{Průměr ventilátoru:} \quad d = 100 \text{ mm} \quad (5.25)$$

$$\text{Rychlost vzduchu na sání:} \quad u_1 = 5 \text{ m/s} \quad (5.26)$$

$$\text{Výška stěny kotle:} \quad v = 1100 \text{ mm} \quad (5.27)$$

$$\text{Tloušťka vzduchové vrstvy:} \quad \delta = 40 \text{ mm} \quad (5.28)$$

$$\text{Průtočný průřez ventilátoru:} \quad S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (5.29)$$

$$\text{Objemový průtok vzduchu:} \quad \dot{V} = u_1 \cdot S_1 = 0,0393 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.30)$$

$$\text{Průtočný průřez kanálů kotle pro sekundární vzduch:} \quad S_2 = 2 \cdot v \cdot \delta = 0,088 \text{ m}^2 \quad (5.31)$$

$$\text{Rychlost proudění ve stěnách:} \quad u = \frac{\dot{V}}{S_2} = 0,45 \text{ m/s} \quad (5.32)$$

**Příklad výpočtu pro zadní stěnu kotle s proudícím sekundárním vzduchem ve stěně:** (výpočet je brán pro průměrnou teplotu snímané oblasti)

$$\begin{aligned} \text{Grashoffovo kritérium: } Gr &= \left\{ \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} = \right. \\ &= \left. \frac{9,81 \cdot 0,00326 \cdot (50,2 - 22,2) \cdot 0,2^3}{(1,665 \cdot 10^{-5})^2} \right\} = 25883492,0 \end{aligned} \quad (5.33)$$

$$\text{Rayleighovo kritérium: } Ra = Gr \cdot Pr = 25883492,0 \cdot 0,706 = 1,828 \cdot 10^7 \quad (5.34)$$

$$\begin{aligned} \text{Nusseltovo kritérium: } Nu &= \left\{ 0,68 \cdot Pr^{0,5} \cdot \frac{Gr_L^{0,25}}{(0,952 + Pr)^{0,25}} = \right. \\ &= \left. 0,68 \cdot 0,706^{0,5} \cdot \frac{25883492,0^{0,25}}{(0,952 + 0,706)^{0,25}} \right\} = 35,92 \end{aligned} \quad (5.35)$$

$$\text{Součinitel přestupu tepla: } \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{35,92 \cdot 0,02692}{0,2} = 4,834 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.36)$$

$$\text{Plocha stěny: } S = a \cdot b = 0,2 \cdot 0,2 = 0,04 \text{ m}^2 \quad (5.37)$$

$$\begin{aligned} \text{Tepelný tok do okolí: } \dot{Q} &= \alpha \cdot S \cdot (t_{s2} - t_\infty) = 4,834 \cdot 0,04 \cdot (50,2 - 22,2) \\ &= 5,414 \text{ W} \end{aligned} \quad (5.38)$$

Bezrozměrná kritéria sekundárního vzduchu pro chladnější (1) a teplejší stěnu (2):

$$Re_1 = \frac{u \cdot L}{\nu_1} = \frac{0,45 \cdot 0,2}{2,39 \cdot 10^{-5}} = 3765,1 \quad (5.39)$$

Reynoldsovo kritérium:

$$Re_2 = \frac{u \cdot L}{\nu_2} = \frac{0,45 \cdot 0,2}{3,60 \cdot 10^{-5}} = 2502,5 \quad (5.40)$$

$$\begin{aligned} \text{Nusseltovo kritérium: } Nu_1 &= \{0,664 \cdot Re_1^{0,5} \cdot Pr_1^{0,33} = \\ &= 0,664 \cdot 3765,1^{0,5} \cdot 0,700^{0,33}\} = 36,18 \end{aligned} \quad (5.41)$$

$$\begin{aligned} Nu_2 &= \{0,664 \cdot Re_2^{0,5} \cdot Pr_2^{0,33} = \\ &= 0,664 \cdot 2502,6^{0,5} \cdot 0,698^{0,33}\} = 29,47 \end{aligned} \quad (5.42)$$

Součinitel přestupu tepla pro sek. vzduch:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{L} = \frac{36,18 \cdot 0,0319}{0,2} \\ &= 5,770 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1 \end{aligned} \quad (5.43)$$

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{L} = \frac{29,47 \cdot 0,0385}{0,2} \\ &= 5,677 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1 \end{aligned} \quad (5.44)$$

Tepelná vodivost na střední teplotě sek. vzduchu):

$$\lambda_{stř} = 0,0355 \text{ W/m} \cdot \text{K} \quad (5.45)$$

$$\text{Odpor proti vedení} \quad R_{sv} = \frac{\delta}{\lambda_{stř}} = 1,126 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (5.46)$$

$$\text{Součinitel prostupu tepla:} \quad k = \left\{ \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha_1} + R_{sv} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} = \right. \\ \left. = \frac{1}{\frac{1}{4,834} + \frac{0,003}{53,275} + \frac{1}{5,770} + 1,126 + \frac{1}{5,677} + \frac{0,004}{53,275} + \frac{0,025}{0,0842} + \frac{0,038}{0,0916} + \frac{0,15}{1,398}} \right\} \\ = 0,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5.47)$$

$$\text{Celkový tepelný tok:} \quad \dot{Q} = k \cdot S \cdot (t_{sin} - t_{\infty}) \quad (5.48)$$

$$\text{Teplota vnitřní stěny:} \quad t_{sin} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot S} + t_{\infty} = \frac{5,414}{0,40 \cdot 0,04} + 22,2 = 360,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.49)$$

Tab. 12: Výsledné hodnoty pro zadní stěnu s přívodem sekundárního vzduchu

<b>Zadní stěna kotle s přívodem sekundárního vzduchu</b>				
		Maximální	Průměrná	Minimální
Teplota stěny	$t_{s1}$ [°C]	51,0	50,2	49,4
<b>Vypočtená bezrozměrná kritéria pro okolní vzduch</b>				
Grashoffovo	Gr [-]	26230026,4	25883492,0	25143963,7
Rayleighovo	Ra [-]	$1,852 \cdot 10^7$	$1,828 \cdot 10^7$	$1,776 \cdot 10^7$
Nusseltovo	Nu [-]	36,04	35,92	35,66
<b>Vypočtená bezrozměrná kritéria pro sekundární vzduch</b>				
Reynoldsovo	Re <sub>1</sub> [-]	3730,42	3765,1	3818,3
	Re <sub>2</sub> [-]	2453,65	2502,6	2552,3
Nusseltovo	Nu <sub>1</sub> [-]	36,01	36,18	36,46
	Nu <sub>2</sub> [-]	29,18	29,47	29,76
<b>Výsledné hodnoty</b>				
Součinitel přestupu tepla sekundárního vzduchu	$\alpha_1$ [W/m <sup>2</sup> .K]	5,767	5,770	5,773
	$\alpha_2$ [W/m <sup>2</sup> .K]	5,674	5,677	5,681
Součinitel přestupu tepla vzduchu	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> .K]	4,863	4,834	4,799
Tepelný odpor	R [m <sup>2</sup> .K/W]	1,926	1,945	1,966

Pokračování tabulky na další stránce...

Tab. 13: Výsledné hodnoty pro zadní stěnu s přívodem sekundárního vzduchu – pokračování

Součinitel prostupu tepla	$k$ [W/m <sup>2</sup> .K]	0,40	0,40	0,40
Měrný tepelný tok	$\dot{q}$ [W/ m <sup>2</sup> ]	140,06	135,35	130,53
Tepelný tok	$\dot{Q}$ [W]	5,60	5,41	5,221
Střední teplota sek. vzduchu	$t_{sv}$ [°C]	162,7	158,5	154,4
Teplota vnitřní stěny	$t_{sin}$ [°C]	369,7	360,8	351,8

Vnitřní teplota zadní stěny kotle s přívodem sekundárního vzduchu ve stěně je  $360,8 \pm 9,0$  °C a tepelný tok vybranou oblastí je  $5,4 \pm 0,2$  W.

### Zadní stěna s vypnutým přívodem sekundárního vzduchu

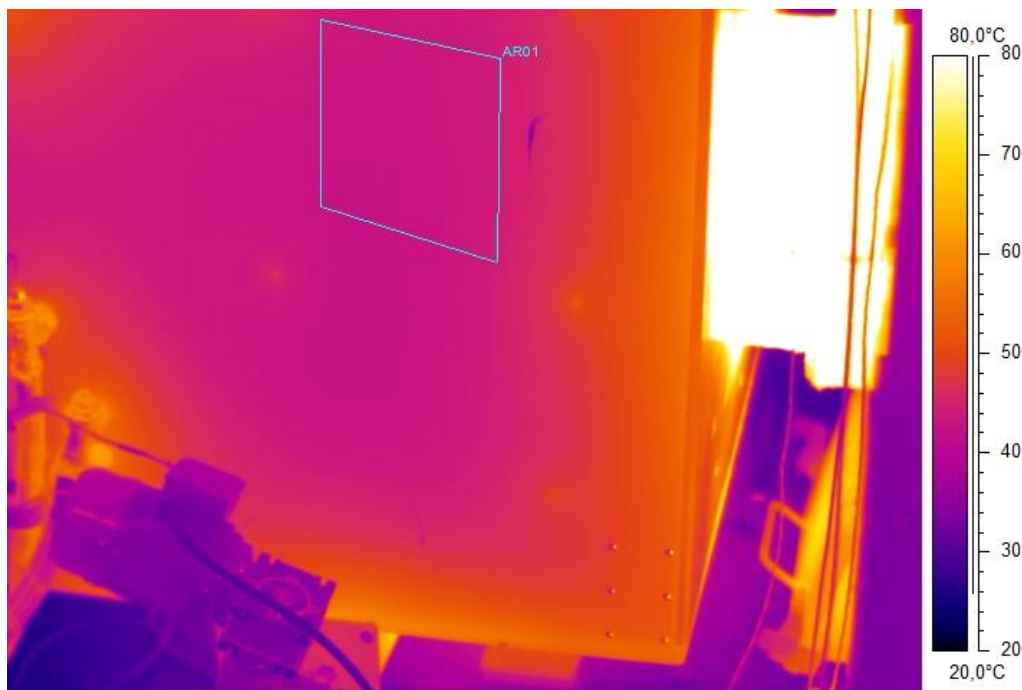
Při vypnutém přívodu sekundárního vzduchu bylo naměřeno na vyznačené oblasti  $43,7 \pm 0,4$  °C viz obr. 26. Výpočet je shodný s výpočtem pro zadní stěnu s přívodem sekundárního vzduchu s rozdílem, kdy chlazení vzduchem se skládá pouze z vedení.

Podmínky měření:

$$\text{Teplota okolí: } t_{\infty} = 24,7 \text{ °C} \quad (5.50)$$

$$\text{Vlhkost vzduchu: } \varphi = 20 \% \quad (5.51)$$

$$\text{Gravitační zrychlení: } g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (5.52)$$



Obr. 26: Termogram zadní stěny kotle s vypnutým přívodem sekundárního vzduchu

Tab. 14: Vlastnosti a vypočtené hodnoty pro zadní stěnu s vypnutým přívodem sekundárního vzduchu

<b>Zadní stěna kotle s vypnutým přívodem sekundárního vzduchu</b>				
		Maximální	Průměrná	Minimální
Teplota stěny	$t_{s1}$ [°C]	44,1	43,7	43,3
<b>Vlastnosti v závislosti na okolních podmínkách a teplotě filmu</b>				
Tepelná vodivost	$\lambda$ [W/m·K]	0,02677	0,02677	0,2677
Kinematická viskozita	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$1,645 \cdot 10^{-5}$	$1,645 \cdot 10^{-5}$	$1,645 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,706	0,706	0,706
Teplotní roztažnost	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]	0,00329	0,00329	0,0329
<b>Vypočtená bezrozměrná kritéria pro okolní vzduch</b>				
Grashoffovo	Gr [-]	18478166,0	18097172,8	17716179,7
Rayleighovo	Ra [-]	$1,305 \cdot 10^7$	$1,278 \cdot 10^7$	$1,252 \cdot 10^7$
Nusseltovo	Nu [-]	33,02	32,85	32,68
<b>Vlastnosti sek. vzduchu v závislosti na teplotě filmu (1) chladnější, (2) teplejší stěny</b>				
Střední tepelná vodivost	$\lambda_{stř}$ [W/m·K]	0,03169	0,03162	0,03148
<b>Výsledné hodnoty</b>				
Součinitel přestupu tepla vzduchu	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	4,442	4,397	4,373
Tepelný odpor	R [m <sup>2</sup> ·K/W]	2,271	2,281	2,290
Součinitel prostupu tepla	k [W/m <sup>2</sup> ·K]	0,40	0,40	0,40
Měrný tepelný tok	$\dot{q}$ [W/m <sup>2</sup> ]	85,74	83,54	81,34
Tepelný tok	$\dot{Q}$ [W]	3,430	3,341	3,254
Střední teplota sek. vzduchu	$t_{sv}$ [°C]	101,9	100,2	98,4
Teplota vnitřní stěny	$t_{sin}$ [°C]	238,8	234,2	229,6

Vnitřní teplota zadní stěny kotle bez přívodu sekundárního vzduchu ve stěně je  $234,2 \pm 4,6$  °C a tepelný tok vybranou oblastí je  $3,3 \pm 0,1$  W.

## ZÁVĚR

Bakalářská práce popisuje metody stanovující účinnost kotlů na tuhá paliva, se kterými souvisí tepelné ztráty těchto kotlů. Práce se zaměřuje na tepelnou ztrátu vedením a sdílením tepla do okolí, kde byl vytvořen matematický model pro zjištění této ztráty pro univerzální stěnu kotle. Kromě tepelného úniku je vypočtena i teplota na vnitřní straně kotle.

Celkovou ztrátu vedením a sdílením tepla je možné zjistit součtem jednotlivých tepelných úniků každé stěny kotle. Poměrem tohoto součtu s výkonem kotle dostaneme celkový podíl této ztráty.

V modelu je možno zkoumat výstupní veličiny na změně vstupních parametrů (jako jsou např. zvolené materiály a jejich tloušťky), které mohou pomoci při navrhování konstrukce kotlů a tím dosáhnout, co nejnižší tepelné ztráty tepla vedením a sdílením.

Experimentální ověření modelu probíhalo na stěnách spalovacího zařízení GEMOS Ekogem S, konkrétně na zadní stěně kotle a převáděcím kanálu spalin do teplovodního kotle KWH. Na zadní stěně kotle byla ověřena možnost stěny chlazené vzduchem. Stěnu chlazenou vodou nebylo nakonec možné ověřit z důvodu nedostatečného měření stavu chladicí vody.

Teploty vnitřních stěn jsou reálně vyšší, než jsou zde vypočítané – plechy jsou opatřeny nátěrem a vnitřní stěny jsou zaneseny nečistotami ze spalin (saze, dehet, ...), které ještě zvyšují odpor proti vedení tepla. Ale vzhledem k teplotě spalin v ohništi v době měření, které byly na úrovni cca 750 až 850 °C, jsou výsledné hodnoty teplot dopočítaných na vnitřní stěně na odpovídající úrovni. Jedním ze základních vlivů na teplotu na stěně ohniště je objemové tepelné zatížení ohniště, protože čím větší je objem spalovací komory při stejném tepelném výkonu, tím se zmenší měrný tepelný tok do stěn. Dalším vlivem, který může ovlivnit teplotu vnitřní stěny v kotli je také množství přebytku vzduchu (přiváděného do kotle jako primární a sekundární vzduch) a jeho teplota.

U převáděcího kanálu je teplota vnitřní stěny ještě nižší oproti stěny kotle, což je způsobeno navíc ztrátou tepelného výkonu spalin do chladných stěn při cestě spalinovodem. Horizontální stěna zevnitř tohoto kanálu má vyšší teplotu než vertikální z toho důvodu, že spaliny mají tendenci stoupat vzhůru, tudíž je tato stěna více tepelně namáhána.

V případě zadní stěny kotle je rozdíl teploty na vnitřní straně stěny při vypnutém a zapnutém přívodu sekundárního vzduchu způsoben tím, že v případě vypnutého se vzduch ve stěnách chová jako izolant, kdežto u zapnutého se chová jako teplonosné médium.

Měrný tepelný tok unikající stěnou kotle (při zapnutém přívodu sekundárního vzduchu) je  $135,3 \pm 4,8 \text{ W/m}^2$  a (při vypnutém přívodu sekundárního vzduchu)  $83,5 \pm 2,2 \text{ W/m}^2$ . Pokud je tento tok vztažen na celkovou plochu kotle, je vzhledem k jmenovitému výkonu kotle 110 kWt ztráta téměř zanedbatelná, ovšem je si nutno uvědomit, že tento tepelný tok není konstantní po celé ploše kotle, jak bylo vidět na termogramu celého zařízení a bylo by nutno počítat ho pro každou stěnu zvlášť.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2591-8.
- [3] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. 1. Praha: SNTL, 1983, 858 s.
- [4] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0426-4.
- [5] INCROPERA, Frank P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. New York: John Wiley, 2007, 997 s. : il. ISBN 0-471-45728-0.
- [6] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [7] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [8] HOLEČEK, Oldřich a Dalimil ŠNITA. *Sdílení tepla*. Ústav chemického inženýrství, VŠCHT Praha [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.ulohy.k11.sdileni.tepla.pdf>
- [9] VOLF, Ivo, Miroslava JAREŠOVÁ a Miroslav OUHRABKA. *Přenos tepla: Studijní text pro řešitele FO a ostatní zájemce o fyziku*. Fyzikální olympiáda [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://fyzikalniolympiada.cz/texty/texttz.pdf>
- [10] Emisivita. *Nové technologie – výzkumné centrum Západočeská univerzita v Plzni* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://ttp.zcu.cz/cz/laboratore/opticke-vlastnosti/opticke-vlastnosti/emisivita>
- [11] Thermal Conductivity: Iron. *eFunda: The Ultimate Online Reference for Engineers* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: [https://www.efunda.com/materials/elements/TC\\_Table.cfm?Element\\_ID=Fe](https://www.efunda.com/materials/elements/TC_Table.cfm?Element_ID=Fe)
- [12] KERATECH, s.r.o. *Žárovzdorné materiály: Tvrdý a kyselý šamot / Šamotové cihly pro elektrolyzéry Al* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.keratech.cz/zaruvzdorne-materialy/tvarovky/tvrdy-a-kysely-samot/>

- [13] PRŮMYSLOVÁ KERAMIKA, spol. s.r.o. *Žárovětony nízkocementové LCC: Žárověton NOVOBET Ra-1450* [online]. [cit. 2019-03-10]. Dostupné z: [https://prumyslova-keramika.cz/data/File/pdf/ml/NOVOBET\\_1450-RA.pdf](https://prumyslova-keramika.cz/data/File/pdf/ml/NOVOBET_1450-RA.pdf)
- [14] UNIFRAX, s.r.o. *Fiber papír* [online]. 2009 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.inheat.cz/doc/td/cz/45/fiberfrax-papers-cz.pdf>
- [15] TACHTECH, s.r.o. *Katalog izolačních materiálů: Žáruvzdorné materiály.*
- [16] ŠPILÁČEK, Michal, Michaela ZÁRYBNICKÁ a Zdeněk FORTELNÝ. *Spalovací zařízení a výměníky tepla: Podklady pro cvičení* [online]. 1.10.2011 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: [https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old\\_web/\\_files/projekty/enazp/01/IUT/007\\_Spalovaci\\_zarizeni\\_a\\_vymeniky\\_tepla\\_-\\_Spilacek\\_-\\_P1.pdf](https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/_files/projekty/enazp/01/IUT/007_Spalovaci_zarizeni_a_vymeniky_tepla_-_Spilacek_-_P1.pdf)