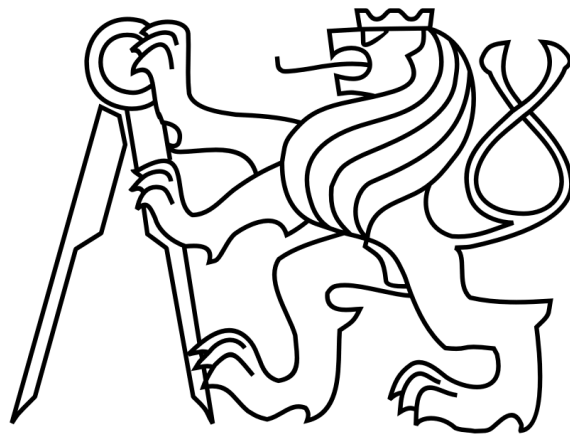


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ  
KATEDRA KYBERNETIKY



Bakalářská práce  
Simulační model rezidenčního plynového kotle

**Autor:** David Vobr

**Vedoucí:** Ing. Jiří Dostál

Praha, květen, 2016



České vysoké učení technické v Praze  
Fakulta elektrotechnická

Katedra kybernetiky

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

**Student:** David V o b r  
**Studijní program:** Kybernetika a robotika (bakalářský)  
**Obor:** Robotika  
**Název tématu:** Simulační model rezidenčního plynového kotle

### Pokyny pro vypracování:

1. Seznamte se s principy chemického a fyzikálního modelování plynových kotlů a hydraulickými vlastnostmi teplovodních otopných sítí. Seznamte se se stávající realizací modulárního simulátoru budovy v prostředí Simulink.
2. Popište fyzikální a chemické děje probíhající při spalování plynného paliva. Dále popište dynamické chování výměníku tepla.
3. Vytvořte simulační model plynového kotle v prostředí Simulink.
4. Rozšiřte stávající simulátor budovy o model plynového kotle a simulaci ověřte správnost modelu vzhledem ke spotřebě plynu pro zadaný 24h teplotní profil.

### Seznam odborné literatury:

- [1] Ibler, Zbyněk, et al. - Technický průvodce energetika 1. - Ben, 2002.
- [2] Flagan, Richard C. et al. - Fundamentals of air pollution engineering - Prentice-Hall, 1998.
- [3] Siegenthaler, John - Modern Hydronic Heating (3rd ed.) - Delmar, 2004.
- [4] Chandan, Vikas - Modeling and Control of Hydronic Building HVAC Systems (Diploma thesis) - University of Illinois at Urbana-Champaign, 2010.

**Vedoucí bakalářské práce:** Ing. Jiří Dostál

**Platnost zadání:** do konce letního semestru 2016/2017

L.S.

prof. Dr. Ing. Jan Kybic  
vedoucí katedry

prof. Ing. Pavel Ripka, CSc.  
děkan

V Praze dne 22. 1. 2016

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne: .....

Podpis: .....

## **Poděkování**

Velké poděkování patří mému vedoucímu práce Ing. Jiřímu Dostálovi za odborné rady, vstřícný přístup a pomoc při řešení této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval svým rodičům, Gabriele Ditrichové a Torince za podporu během celého studia vysoké školy.

## **Abstrakt**

Tato práce se zabývá rozšířením stávajícího simulátoru budovy o model rezidenčního plynového kotle. Model kotle je simulován v prostředí Simulink. Vlastnosti paliva a vzduchu vstupujícího do spalovací komory jsou popsány v kapitole 2. Množství vzniklých spalin a spalovacího vzduchu potřebného k hoření je vypočítáno v kap. 3. V další kapitole je vypočítáno teplo procházející komorou a teplota spalin. Výměník je popsán v kap. 5. Poslední kapitola se věnuje vytvoření modelu a jeho chování.

## **Klíčová slova**

Simulink, rezidenční plynový kotel, spalovací komora, výměník

## **Abstract**

This study deals with the current building simulator and its extension of a domestic gas boiler module. The gas boiler module is simulated using Simulink. The characteristics of fuel and air entering the combustion chamber are described in chapter 2. The amount of flue gases and combustion air needed for combustion is calculated in chapter 3. The temperature of the combustion chamber and flue gas is calculated in the next chapter. Heat exchanger is described in chapter 5. The last chapter describes module's creation and its behavior.

## **Key words**

Simulink, domestic gas boiler, combustion chamber, heat exchanger





# Obsah

<b>1. Úvod</b>	<b>9</b>
1.1. Motivace . . . . .	9
<b>2. Vlastnosti a složení reaktantů</b>	<b>11</b>
2.1. Charakteristika paliva . . . . .	11
2.1.1. Distributoři zemního plynu v České republice . . . . .	11
2.1.2. Složení použitého paliva . . . . .	12
2.1.3. Výpočet hustoty paliva . . . . .	12
2.1.4. Výpočet výhřevnosti paliva . . . . .	13
2.2. Charakteristika dodávaného vzduchu . . . . .	14
<b>3. Stechiometrické výpočty</b>	<b>15</b>
3.1. Určení minimálního množství vzduchu a vzniklých spalin . . . . .	15
3.2. Určení množství vzduchu a spalin s přebytkem vzduchu . . . . .	17
3.3. Určení průtoku vzduchu a spalin . . . . .	19
<b>4. Teplotní bilance spalovací komory</b>	<b>21</b>
4.1. Entalpie spalin . . . . .	21
4.2. Výpočet teploty spalin . . . . .	22
4.3. Teplota rosného bodu spalin . . . . .	24
<b>5. Výměník</b>	<b>25</b>
5.1. Fyzikální popis . . . . .	26
5.2. Vliv proudění na přenos tepla . . . . .	28
5.2.1. Fyzikální vztahy pro laminární proudění . . . . .	29
5.2.2. Fyzikální vztahy pro turbulentní proudění . . . . .	30
<b>6. Závěrečné zhodnocení a výsledky práce</b>	<b>33</b>
<b>Literatura</b>	<b>37</b>
<b>A. Obsah CD</b>	<b>I</b>



# Seznam obrázků

1.1. Schéma rezidenčního plynového kotle . . . . .	10
3.1. Složení spalin $\lambda = 1$ . . . . .	17
3.2. Složení spalin $\lambda = 1,1$ . . . . .	20
4.1. Diagram závislosti entalpie na teplotě . . . . .	23
5.1. Schéma výměníku . . . . .	25
5.2. Schéma trubky rozdělené na jednotlivé elementy . . . . .	26
5.3. Schéma laminárního a turbulentního proudění . . . . .	28
5.4. Moodyho diagram . . . . .	31
6.1. Maska plynového kotle . . . . .	33
6.2. Zapojení kotle . . . . .	34
6.3. Zobrazení subsystému . . . . .	34
6.4. Porovnání tepelných zatížení . . . . .	35
6.5. Změna teploty po zapnutí kotle . . . . .	35



# Seznam tabulek

2.1. Chemické složení zemního plynu . . . . .	12
2.2. Plyn dodávaný společností RWE . . . . .	12
2.3. Vyšší uhlovodíky obsažené v plynném palivu . . . . .	13
2.4. Molární hmotnosti složek plynu . . . . .	13
2.5. Výhřevnost uhlovodíků . . . . .	14
2.6. Složení suchého vzduchu . . . . .	14
2.7. Závislost parciálního tlaku vodní páry na teplotě vzduchu . . . . .	14
3.1. Doporučená hodnota součinitele přebytku vzduchu pro plynná paliva	18
4.1. Měrné entalpie složek vyskytujících se ve splinách . . . . .	21
4.2. Koefficienty polynomů . . . . .	22
4.3. I-t tabulka spalín . . . . .	22



# Nomenklatura

## Použité symboly

$\omega$	objemová koncentrace
$\rho$	hustota
$M$	celková molární hmotnost
$H$	výhřevnost
$t$	teplota
$\varphi$	relativní vlhkost vzduchu
$p$	tlak
$\gamma$	poměrný objem obsažené vodní páry
$V$	objem
$\lambda$	součinitel přebytku vzduchu
$\kappa$	měrná vlhkost
$R_{vp}$	měrná plynová konstanta vodní páry
$R_m$	molární plynová konstanta
$D$	hydraulický průměr
$R$	vnější průměr
$L$	délka trubky výměníku
$C$	celková tepelná kapacita
$c_v$	specifická objemová kapacita
$\dot{V}$	objemový průtok
$Q$	teplo
$\dot{Q}$	tepelný tok
$\dot{m}$	hmotnostní průtok
$u$	rychlost

## Seznam tabulek

$Nu_D$	Nusseltovo podobnostní číslo
$Re_D$	Reynoldsovo podobnostní číslo
$Pr$	Prandtlovo podobnostní číslo
$f$	Darcyho součinitel tření
$\tau$	smykové napětí
$\mu$	dynamická viskozita
$\nu$	kinematická viskozita

## Horní indexy

$p$	palivo
$vz$	vzduch
$s$	spaliny
$\lambda$	součinitel přebytku vzduchu
$real$	skutečná hodnota
$n$	hodnota při normálních podmínkách

## Dolní indexy

$i$	i-tý prvek
$P$	palivo
$V$	vzduch
$S$	spaliny
$VS$	vzduch suchý
$VV$	vzduch vlhký
$SS$	spaliny suché
$SV$	spaliny vlhké
$min$	minimální hodnota
$c$	celková hodnota
$atm$	atmosferická hodnota
$vp$	vodní pára
$in$	vstupní hodnota



<i>out</i>	výstupní hodnota
<i>w</i>	voda (water)
<i>b</i>	trubka (body)
<i>a</i>	vzduch (air)



# 1. Úvod

Bakalářská práce se zabývá chemickým a fyzikálním popisem atmosferického rezidenčního plynového kotle. Schéma je zobrazeno na obr. 1.1.

Ve spalovací komoře dochází k hoření, což je exotermická chemická reakce, při které je do okolí uvolňováno teplo. Reaktanty (směs dodávaného paliva a vzduchu) se hořením promění ve spaliny, které jsou odvedeny do komína. Ve výměníku dochází k ohřátí protékající vody, ta je dále rozváděna do otopné sítě vytápěného objektu.

Konvenční plynové kotle využívají teplo, uvolněné spalováním paliva, zvané jako výhřevnost. Plynové kotle kondenzační jsou o něco efektivnější. Využívají spalné teplo odpovídající reakci, při které dojde k navrácení tepla z odpařené vody. Výhodou konvenčních kotlů je jejich stálost a trvanlivost, protože u nich nedochází ke kondenzaci vody a korozi materiálů.

Modelován je konvenční kotel tvořen spalovací komorou a výměníkem.

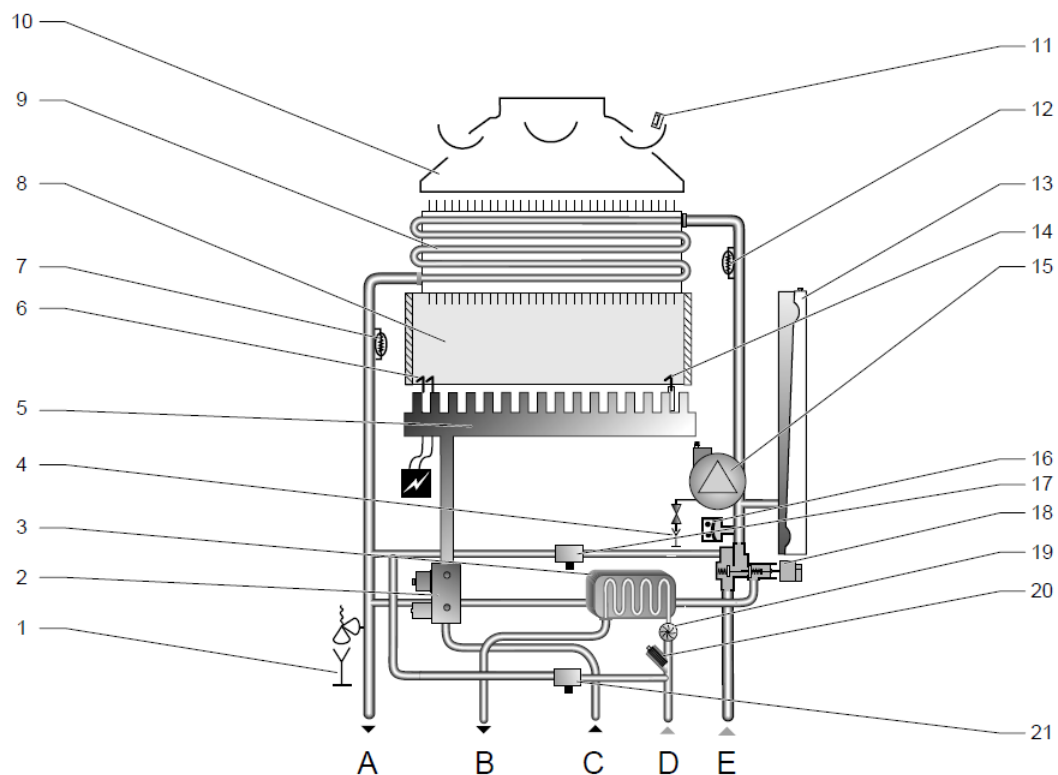
## 1.1. Motivace

Zemní plyn patří mezi nejpoužívanější energetické zdroje pro vytápění v České republice. Jejich použití je široké, dají se využít prakticky ve všech typech budov, ať už se jedná o novostavby, starší domy, nebo průmyslové komplexy.

Zemní plyn má, v porovnání s jinými fosilními palivy, při spalování nejmenší emise škodlivých látek. Jedná se tedy o palivo šetrné k životnímu prostředí. Na rozdíl od ropy jeho zásoby neklesají, ale naopak rostou.

Porozumění chemicko-fyzikálním dějům probíhajících uvnitř kotle nám napomáhá zvýšit jeho efektivitu a funkčnost. Vytvořený model můžeme využít k simulaci reálných dějů, testování hypotéz, vytváření zátěžových zkoušek a mnoho dalšího.

## 1. Úvod



### Legenda

1	pojistný ventil	12	NTC čidlo teploty OV vratné	A	výstup OV
2	plynový ventil	13	expanzní nádoba	B	výstup TV
3	výměník TV	14	ionizační elektroda	C	vstup plynu
4	vypouštěcí ventil	15	čerpadlo	D	vstup SV
5	hořák	16	čidlo tlaku OV	E	vstup OV
6	zapalovací elektrody	17	by-pass		
7	NTC čidlo teploty OV na výstupu	18	3 - cestný motorický ventil		
8	spalovací komora	19	čidlo průtoku TV		
9	výměník OV	20	filtr TV		
10	sběrač spalin	21	dopouštěcí ventil		
11	spalinový termostat				

Obrázek 1.1.: Schéma rezidenčního plynového kotle [10]

## 2. Vlastnosti a složení reaktantů

V této kapitole jsou popsány vlastnosti a složení reaktantů (směs dodávaného paliva a vzduchu) vstupujících do reakce hoření. Složení reaktantů popisujeme pomocí procentuálního zastoupení nebo objemových koncentrací  $\omega_i$

$$\sum_i \omega_i = 1 \quad (2.1)$$

Potřebné množství dodávané do spalovací komory je určeno stechiometrickými výpočty v kap. 3.

### 2.1. Charakteristika paliva

Zemní plyn je přírodní látka s vysokým obsahem metanu. Jedná se o dobře hořlavý výbušný plyn s vysokou výhřevností a vysokým spalným teplem. Je přibližně dvakrát lehčí než vzduch. Podle výskytu ho rozlišujeme na karbonský (uhelná ložiska) a naftový (ropná ložiska). Je bez barvy, chutě a zápachu, proto se do něj v praxi přidává malá koncentrace jiného páchnoucího plynu (oderizace), díky tomu je možné zjistit jeho případný únik.

Zemní plyn je významným zdrojem energie. Využívá se především k topení, pohonu motorových vozidel nebo jako průmyslová surovina. Jeho kvalita je zaručena „Řádem provozovatele přepravní soustavy pro tranzitní přepravu na území ČR“ [5] (platný od 13. 8. 2010). Maximální a minimální hodnoty jednotlivých složek popisuje tab. 2.1.

Plynná paliva jsou směsí hořlavých a nehořlavých plynů. Mezi hořlavé složky patří především obecně popsané uhlovodíky  $C_m H_n$ , oxid uhelnatý  $CO$  a vodík  $H_2$ . Mezi složky nehořlavé patří například dusík  $N_2$ , kyslík  $O_2$ , oxid uhličitý  $CO_2$ , vodní pára atd. Palivo vyjádříme podle rovnice (2.1) jako součet všech objemových koncentrací  $\omega^p$  [-] jednotlivých složek.

$$\sum \omega_{C_m H_n}^p + \omega_{CO}^p + \omega_{H_2}^p + \omega_{N_2}^p + \omega_{O_2}^p + \omega_{CO_2}^p + \dots = 1 \quad (2.2)$$

#### 2.1.1. Distributoři zemního plynu v České republice

V České republice využívá napojení na plynovou síť necelé 3 miliony obyvatel. Na distribuci zemního plynu se podílejí především tři společnosti:

- **RWE GasNet**-2,3 mil. obyvatel po celé ČR
- **E.ON Distribuce**-110 000 obyvatel v Jihočeském kraji
- **Pražská plynárenská distribuce**-443 000 obyvatel v Praze a okolí

## 2. Vlastnosti a složení reaktantů

Tabulka 2.1.: Chemické složení zemního plynu [5]

Složka	Hodnota
Metan	min. 85 mol%
Etan	max. 7 mol%
Propan	max. 3 mol%
$\Sigma$ butanů	max. 2 mol%
$\Sigma$ pentanů a vyšších uhlovodíků	max. 0,5 mol%
Kyslík	max. 0,02 mol%
Dusík	max. 5 mol%
Oxid uhličitý	max. 3 mol%
Sirovodík ( $H_2S$ )	max 6 mg/m <sup>3</sup>
Merkaptanová síra	max 5 mg/m <sup>3</sup>
Síra celkem	max 30 mg/m <sup>3</sup>
Relativní hustota	min. 0,56 max. 0,70

### 2.1.2. Složení použitého paliva

Nejvýznamnějším distributorem je společnost RWE, proto jsem pro uvedené výpočty zvolil jako palivo jimi dodávaný zemní plyn. Jeho složení a vlastnosti, uvedené v tab. 2.2, jsou uvedeny na internetové stránce <https://www.rwe.cz/o-rwe/zemni-plyn/> (cit. 24.5.2016).

Tabulka 2.2.: Plyn dodávaný společností RWE

(a) Složení plynu		(b) Vlastnosti plynu	
Složka	Hodnota	Vlastnost	Hodnota
CH <sub>4</sub>	98,0 %	výhřevnost	9,5 kWh/m <sup>3</sup>
vyšší uhlovodíky	1,16 %	spalné teplo	10,5 kWh/m <sup>3</sup>
CO <sub>2</sub>	0,05 %	hustota	0,69 kg/m <sup>3</sup>
N <sub>2</sub>	0,79 %		
S	0,20 mg/m <sup>3</sup>		

Přesný podíl vyšších uhlovodíků se může lišit v závislosti na původu paliva. Zastoupení vyšších uhlovodíku, uvedené v tab. 2.3, jsem určil poměrovou metodou (za jednotlivá ekvivalenční čísla jsem volil maximální možné procentuální zastoupení uvedené v tab. 2.1).

### 2.1.3. Výpočet hustoty paliva

Za normálních podmínek zaujímá 1 mol plynu objem 22,414 l. Hustotu vypočítáme podle vztahu

$$\rho^p = \frac{M}{22,414} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.3)$$

Tabulka 2.3.: Vyšší uhlovodíky obsažené v plynném palivu

Uhlovodík	Hodnota
Etan $C_2H_6$	0,6496 %
Propan $C_3H_6$	0,2784 %
Butan $C_4H_{10}$	0,1856 %
Pentan $C_5H_{12}$	0,0464 %

kde  $M$  je celková molární hmotnost, kterou vypočítáme jako sumu molárních hmotností složek přenásobenou dílčími objemy

$$M = \sum_i M_i \cdot \omega_i^p \quad [\text{kg/mol}] \quad (2.4)$$

Molární hmotnosti složek plynu jsou uvedeny v tab. 2.4.

Tabulka 2.4.: Molární hmotnosti složek plynu

Složka	$M_i$ [kg/mol]	Složka	$M_i$ [kg/mol]
$C$	12,01	$H_2O$	18,016
$H_2$	2,016	$CH_4$	16,042
$N_2$	28,01	$C_2H_6$	30,068
$O_2$	32,00	$C_3H_6$	44,094
$S$	32,06	$C_4H_{10}$	58,12
$CO_2$	44,01	$C_5H_{12}$	72,146
$Ar$	39,95	$SO_2$	64,06

#### 2.1.4. Výpočet výhřevnosti paliva

Pokud neznáme výhřevnost paliva, můžeme ji vypočítat jako sumu jednotlivých výhřevností plynů přenásobenou dílčími objemy. Hodnoty výhřevností uhlovodíků jsou uvedeny v tab. 2.5 (Pro převedení jednotek vynásobíme hustotou).

$$H_P = \left( \sum_i H_i \cdot \omega_i^p \right) \cdot \rho^p \quad [\text{MJ/kg}] \quad (2.5)$$

Přepočítáním výhřevnosti dostáváme přesnější hodnotu

$$\begin{aligned} H_P &= (H_{CH_4} \cdot \omega_{CH_4}^p + H_{C_2H_6} \cdot \omega_{C_2H_6}^p + H_{C_3H_6} \cdot \omega_{C_3H_6}^p + H_{C_4H_{10}} \cdot \omega_{C_4H_{10}}^p \\ &\quad + H_{C_5H_{12}} \cdot \omega_{C_5H_{12}}^p) \cdot \rho^p \quad (2.6) \\ H_P &= (0,92 \cdot 50 + 0,006496 \cdot 47,8 + 0,002784 \cdot 46,35 + 0,001856 \cdot 45,75 \\ &\quad + 0,000464 \cdot 45,35) \cdot 0,69 \\ H_P &= 34,187 \quad [\text{MJ/m}^3] = 9,4964 \quad [\text{kWh}] \end{aligned}$$

Pro převedení na kilowathodiny

## 2. Vlastnosti a složení reaktantů

Tabulka 2.5.: Výhřevnost uhlovodíků

Plyn	Výhřevnost [MJ/kg]
Metan	50
Etan	47,8
Propan	46,35
Butan	45,75
Pentan	45,35

## 2.2. Charakteristika dodávaného vzduchu

Složení vzduchu potřebného pro spalování vyjádříme podle (2.1) v objemových koncentracích  $\omega^{vz}$  [-] jednotlivých složek.

$$\sum \omega_{O_2}^{vz} + \omega_{N_2}^{vz} + \omega_{Ar}^{vz} + \omega_{CO_2}^{vz} = 1 \quad (2.7)$$

Objemové koncentrace suchého vzduchu  $\omega^{vz}$  jsou vyjádřeny v tab. 2.6.

Tabulka 2.6.: Složení suchého vzduchu

Složka	Objemová koncentrace $\omega^{vz}$ [-]
kyslík $O_2$	0,2100
dusík $N_2$	0,7805
Argon $Ar$ (včetně vzácných plynů)	0,0092
Oxid uhličitý $CO_2$	0,0003

Uvažujeme-li vlhkost použitého vzduchu při spalování, vyjádříme poměrný objem vodní páry připadající na  $1 \text{ Nm}^3$  ( $\text{Nm}^3$  označuje normální metr krychlový určený podmínkami  $t_n = 0^\circ\text{C}$ ,  $p_n = 101,325 \text{ kPa}$ ) suchého vzduchu vztahem

$$\gamma = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100}p''} \quad (2.8)$$

kde  $\varphi$  [%] je relativní vlhkost vzduchu,  $p''$  [Pa] je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu vzduchu  $t_{vz}$  [ $^\circ\text{C}$ ], který je možné určit z tab. 2.7 a  $p_c$  [Pa] je celkový tlak vlhkého vzduchu, který je obvykle roven tlaku atmosférickému ( $p_c \simeq p_{atm}$ ). [1, str. 204]

Tabulka 2.7.: Závislost parciálního tlaku vodní páry na teplotě vzduchu [2, str. 40]

$t_{vz}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	0	10	20	30	40	50
$p''$ [MPa]	0,0006108	0,0012277	0,0023368	0,0042416	0,0073742	0,0123316



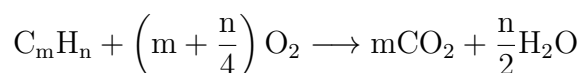
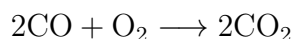
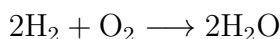
## 3. Stechiometrické výpočty

Stechiometrické rovnice používáme pro popis množství reaktantů do reakce vstupujících a množství produktů z reakce vystupujících. V našem případě využíváme stechiometrických rovnic ke zjištění objemu vzduchu potřebného ke spalování zemního plynu a objemu spalin, které vznikají při spalování. Rozlišujeme dva druhy spalování

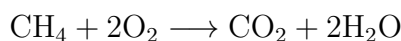
- **Dokonalé spalování** předpokládá úplné spálení veškerých hořlavých látek obsažených v palivu
- **Nedokonalé spalování** předpokládá spálení pouze části paliva a vznik nedopalu

Model nedokonalého spalování sice věrněji popisuje reálné dění, ve většině technických aplikací si ovšem vystačíme s jednodušším modelem spalování dokonalého. Rozdíl při výpočtech podle jednotlivých druhů spalování se liší pouze v řádech desetin procent [2].

Při výpočtech vycházíme ze základních stechiometrických vztahů



pro hoření metanu platí



### 3.1. Určení minimálního množství vzduchu a vzniklých spalin

Jelikož máme plynné palivo i suchý vzduch vyjádřeny pomocí dílčích objemů, nemusíme při výpočtech počítat s molárními hmotnostmi složek a příslušné objemy vyjádříme podílem molárních množství (podílem reálných molárních objemů). Dostáváme tak následující vztahy popsané v [1, kap. 6.1.2],[2, str. 40 až 42].

Minimální objem kyslíku potřebný k dokonalému spálení 1 Nm<sup>3</sup>(normální metr krychlový pro teplotu  $T_n = 273 \text{ K}$  a tlak  $p_n = 101,325 \text{ kPa}$ ) paliva

### 3. Stechiometrické výpočty

$$\begin{aligned}
 V_{O_2 \min} &= 0,5 \cdot \omega_{H_2}^p + 0,5 \cdot \omega_{CO}^p + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot \omega_{C_m H_n}^p - \omega_{O_2}^p \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.1) \\
 V_{O_2 \min} &= 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 2 \cdot 0,98 + 3,5 \cdot 0,006496 + 4,5 \cdot 0,002784 \\
 &\quad + 6,5 \cdot 0,001856 + 8 \cdot 0,000464 \\
 V_{O_2 \min} &= 2,01104 \quad [Nm^3/Nm^3]
 \end{aligned}$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný k dokonalému spálení 1 Nm<sup>3</sup> paliva

$$V_{VS \min} = \frac{V_{O_2 \min}}{\omega_{O_2}^{vz}} = \frac{2,01104}{0,21} = 9,576381 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.2)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný k dokonalému spálení 1 Nm<sup>3</sup> paliva

$$V_{VV \min} = \gamma \cdot V_{VS \min} = 1,0227 \cdot 9,576381 = 9,793765 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.3)$$

kde  $\gamma$  určíme ze vzorečku (2.8) pro teplotu a relativní vlhkost vzduchu  $t_{vz} = 25 \text{ }^\circ\text{C}, \varphi = 70 \%$ .

Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu

$$V_{H_2O}^{vz} = V_{VV \min} - V_{VS \min} = (\gamma - 1) \cdot V_{VS \min} = 0,217384 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.4)$$

Dílčí objemy složek suchých spalin vzniklých při spalování s přebytkem vzduchu  $\lambda = 1$  jsou

- objem oxidu uhličitého

$$\begin{aligned}
 V_{CO_2} &= 0,994 \cdot \left( \omega_{CO}^p + \sum m \cdot \omega_{C_m H_n}^p \right) + \omega_{CO_2}^{vz} \cdot V_{VS \min} + \omega_{CO_2}^p \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.5) \\
 V_{CO_2} &= 0,994 \cdot (0 + 0,98 + 2 \cdot 0,006496 + 3 \cdot 0,002784 + 4 \cdot 0,001856 + 5 \cdot 0,000464) \\
 &\quad + 0,0003 \cdot 9,576381 + 0,0005 \\
 V_{CO_2} &= 1,0084 \quad [Nm^3/Nm^3]
 \end{aligned}$$

- objem dusíku

$$V_{N_2} = \omega_{N_2}^p + \omega_{N_2}^{vz} \cdot V_{VS \min} = 0,0079 + 0,7805 \cdot 9,576381 = 7,4823 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.6)$$

- objem argonu

$$V_{Ar} = \omega_{Ar}^p + \omega_{Ar}^{vz} \cdot V_{VS \min} = 0 + 0,0092 \cdot 9,576381 = 0,0881 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.7)$$

- objem oxidu siřičitého

$$V_{SO_2} = \omega_{SO_2}^p = 0 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.8)$$

Výsledný minimální objem suchých spalin je dán jejich součtem

$$V_{SS \min} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} + V_{SO_2} = 1,0084 + 7,4823 + 0,0881 + 0 = 8,5788 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.9)$$

Objem vodní páry ve spalinách po vypálení plynného paliva je dán vztahem

### 3.2. Určení množství vzduchu a spalin s přebytkem vzduchu

$$V_{H_2O}^s = \omega_{H_2O}^p + \omega_{H_2}^p + \sum \frac{n}{2} \cdot \omega_{C_m H_n}^p + V_{H_2O}^{vz} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.10)$$

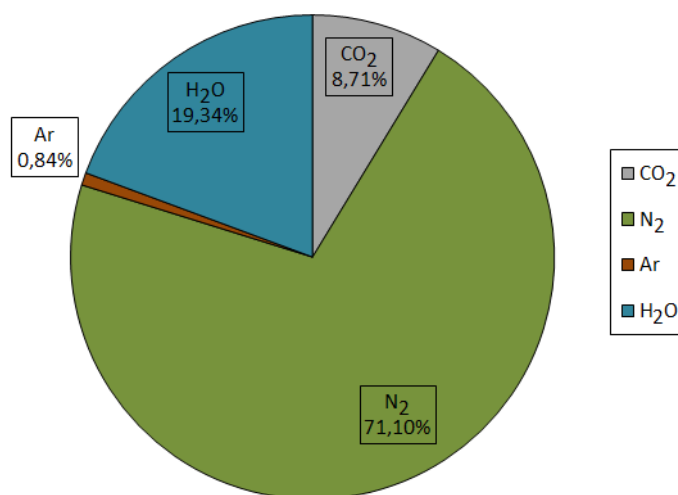
$$V_{H_2O}^s = 0 + 0 + 2 \cdot 0,98 + 3 \cdot 0,006496 + 3 \cdot 0,002784 + 5 \cdot 0,001856 + 6 \cdot 0,000464 + 0,217384 = 2,217288 \quad [Nm^3/Nm^3]$$

Minimální objem vlhkých spalin určíme součtem minimálního objemu suchých spalin a objemu vodní páry ve spalinách

$$V_{SV \min} = V_{SS \min} + V_{H_2O}^s = 8,5788 + 2,217288 = 10,796088 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.11)$$

Složení spalin na výstupu ze spalovací komory je názorně ukázáno na obr.3.1.

**Složení spalin pro spalování bez přebytku vzduchu**



Obrázek 3.1.: Složení spalin  $\lambda = 1$

## 3.2. Určení množství vzduchu a spalin s přebytkem vzduchu

Hodnoty vypočítané v kap. 3.1 jsou pouze teoretické, ve skutečnosti se k hořákům přivádí větší množství vzduchu, než udává rovnice (3.3), aby bylo zaručeno dokonalé spálení paliva. Množství vlhkého vzduchu dodaného pro spálení jednoho  $1 Nm^3$  paliva je

$$V_{VV} = \lambda \cdot V_{VV \min} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.12)$$

Součinitel přebytku vzduchu  $\lambda [-]$  je dán přibližným vztahem

$$\lambda = \frac{21}{21 - \omega_{O_2}^{sp}} \quad [-] \quad (3.13)$$

### 3. Stechiometrické výpočty

kde  $\omega_{O_2}^{sp}$  [%] vyjadřuje koncentraci kyslíku ve spalínách. Maximální hodnota  $\omega_{O_2}^{sp}$ , určená zákonem o ochraně ovzduší [4, příloha 2], je 3 %.

Objem vlhkých spalín z jednoho  $Nm^3$  paliva pro spalování s přebytkem vzduchu  $\lambda > 1$  je dán vzorcem

$$V_{SV} = V_{SV\ min} + (\lambda - 1) \cdot V_{VV\ min} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (3.14)$$

Kotle spalující plynné nebo kapalně palivo jsou podstatně lépe odizolovány od svého okolí, než kotle na pevná paliva. Přebytek vzduchu ze spalování tedy zůstává stejný i na výstupu z ohniště a jeho doporučená hodnota je dána tab. 3.1.

Tabulka 3.1.: Doporučená hodnota součinitele přebytku vzduchu pro plynná paliva (převzato z [2, str. 55])

Výhřevnost [ $MJ/m^3$ ]	$\lambda$
$\leq 12,5$	1.15
$> 12,5$	1.10 až 1,15

Pro použité palivo s výhřevností  $34,187 [MJ/m^3]$  volím součinitel přebytku vzduchu v rozmezí udávané v tab. 3.1. Pokud bychom zvolili  $\lambda = 1,15$ , dostaneme dosazením do rovnice (3.13)  $\omega_{O_2}^{sp} = 2,74$  [%], což je hodnota blízká maximálnímu povolenému limitu. Jelikož spalujeme dobře hořlavý zemní plyn, postačí když zvolíme  $\lambda = 1,1$ . Stále máme zajištěno dokonalé spalování a navíc jsme minimalizovali koncentraci kyslíku ve spalínách na  $\omega_{O_2}^{sp} = 1,9$  [%]. Hodnoty  $\omega_{O_2}^{sp}$  vypočítané podle vzorečku (3.13) jsou pouze orientační, skutečná koncentrace je zobrazena na obr. 3.2.

Objem vlhkého vzduchu bude tedy roven

$$V_{VV} = \lambda \cdot V_{VV\ min} = 1,1 \cdot 9,793765 = 10,7731415 \quad [Nm^3/Nm^3]$$

Dílčí objemy složek suchých spalín vzniklých při spalování plynu s přebytkem vzduchu  $\lambda = 1,1$  jsou

- objem oxidu uhličitého

$$\begin{aligned} V_{CO_2}^\lambda &= V_{CO_2} + (\lambda - 1) \cdot V_{VS\ min} \cdot \omega_{CO_2}^{vz} \quad [Nm^3/Nm^3] \\ V_{CO_2}^{\lambda=1,1} &= 1,0084 + 0,1 \cdot 9,576381 \cdot 0,0003 = 1,0087 \quad [Nm^3/Nm^3] \end{aligned} \quad (3.15)$$

- objem dusíku

$$\begin{aligned} V_{N_2}^\lambda &= V_{N_2} + (\lambda - 1) \cdot V_{VS\ min} \cdot \omega_{N_2}^{vz} \quad [Nm^3/Nm^3] \\ V_{N_2}^{\lambda=1,1} &= 7,4823 + 0,1 \cdot 9,576381 \cdot 0,7805 = 8,2297 \quad [Nm^3/Nm^3] \end{aligned} \quad (3.16)$$

- objem argonu

$$\begin{aligned} V_{Ar}^\lambda &= V_{Ar} + (\lambda - 1) \cdot V_{VSmin} \cdot \omega_{Ar}^{vz} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \\ V_{Ar}^{\lambda=1,1} &= 0,0881 + 0,1 \cdot 9,576381 \cdot 0,0092 = 0,0969 \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \end{aligned} \quad (3.17)$$

- objem oxidu siřičitého

$$V_{SO_2}^\lambda = V_{SO_2} = 0 \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (3.18)$$

- objem kyslíku

$$\begin{aligned} V_{O_2}^\lambda &= V_{O_2} + (\lambda - 1) \cdot V_{VSmin} \cdot \omega_{Ar}^{vz} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \\ V_{O_2}^{\lambda=1,1} &= 0 + 0,1 \cdot 9,576381 \cdot 0,21 = 0,2011 \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \end{aligned} \quad (3.19)$$

Jelikož nedošlo ke spálení veškerého vzduchu zapojeného do reakce, je ve spalinách zastoupen i nespálený kyslík.

Výsledný minimální objem suchých spalin je dán jejich součtem

$$\begin{aligned} V_{SS}^\lambda &= V_{CO_2}^\lambda + V_{N_2}^\lambda + V_{Ar}^\lambda + V_{SO_2}^\lambda + V_{O_2}^\lambda \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \\ V_{SS}^{\lambda=1,1} &= V_{CO_2}^{\lambda=1,1} + V_{N_2}^{\lambda=1,1} + V_{Ar}^{\lambda=1,1} + V_{SO_2}^{\lambda=1,1} + V_{O_2}^{\lambda=1,1} = 9,5364 \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \end{aligned} \quad (3.20)$$

Celkový obsah vodní páry ve spalinách je dán vztahem

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^\lambda &= V_{H_2O}^s + (\lambda - 1) \cdot V_{H_2O}^{vz} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \\ &= 2,217288 + 0,1 \cdot 0,217384 = 2,2390 \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \end{aligned} \quad (3.21)$$

Celkové množství spalin je dáno vztahem

$$\begin{aligned} V_{SV}^\lambda &= V_{SS}^\lambda + V_{H_2O}^\lambda \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \\ V_{SV}^{\lambda=1,1} &= 9,5364 + 2,2390 = 11,7754 \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \end{aligned} \quad (3.22)$$

Složení spalin na výstupu ze spalovací komory je názorně ukázáno na obr. 3.2.

### 3.3. Určení průtoku vzduchu a spalin

Vztahy, uvedené v kap. 3.1 a kap. 3.2, odpovídají objemům pro normální metr krychlový, pokud bychom chtěli znát skutečné hodnoty, musíme jednotlivé objemy vzduchu a spalin přepočítat dle následujících vztahů

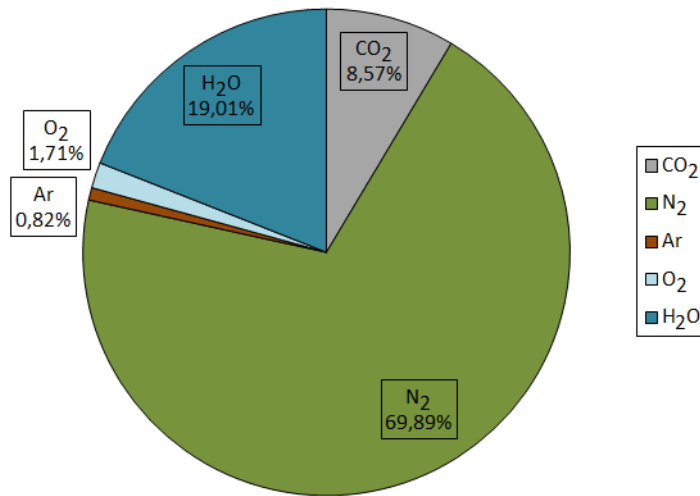
$$V_{VV}^{real} = V_{VV} \frac{273 + t_{vz} p_{atm}}{273 p_{vz}} \quad [\text{m}^3/\text{Nm}^3] \quad (3.23)$$

$$V_{SV}^{real} = V_{SV} \frac{273 + t_s p_{atm}}{273 p_s} \quad [\text{m}^3/\text{Nm}^3] \quad (3.24)$$

kde  $t_{vz(s)}$  [°C] a  $p_{v(s)}$  [MPa] je reálná teplota a tlak vzduchu (spalin).

### 3. Stechiometrické výpočty

#### Složení spalin pro spalování s přebytkem vzduchu $\lambda=1,1$



Obrázek 3.2.: Složení spalin  $\lambda = 1,1$

Stechiometrické výpočty objemů vzduchu a vzniklých spalin nám udávají poměrové zastoupení na jednotku dodaného paliva. Hmotnostní průtok spalovacího vzduchu a spalin získáme jednoduchým přenásobením získaných poměrových objemů s průtokem paliva  $\dot{V}_p$  [Nm<sup>3</sup>/s].

$$\dot{V}_{vz}^{real} = \dot{V}_p V_{VV}^{real} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.25)$$

$$\dot{V}_s^{real} = \dot{V}_p V_{SV}^{real} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.26)$$

## 4. Teplotní bilance spalovací komory

V této kapitole je popsáno teplo, dodané do spalovací komory, pomocí své entalpie. Výsledná teplota nezávisí na objemovém průtoku, protože množství reaktantů vstupujících do reakce je stejné jako množství vycházejících produktů (vstupní a výstupní hmotnostní průtok je totožný). Teplota spalin vstupujících do komína musí být vždy vyšší než teplota rosného bodu spočítaná v kap. 4.3, jinak by docházelo ke kondenzaci vodní páry.

### 4.1. Entalpie spalin

Pro popis tepla vzniklého spálením jednoho  $\text{Nm}^3$  paliva není vhodné použít měrnou tepelnou kapacitu, jelikož se s teplotou výrazně mění. Obvykle teplo vyjadřujeme pomocí entalpie, její závislost na teplotě pro jednotlivé složky je popsána v tab. 4.1.

Tabulka 4.1.: Měrné entalpie složek vyskytujících se ve splinách [ $\text{kJ}/\text{Nm}^3$ ]

t [°C]	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	vzduch suchý
0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	32,53	23,32	39,1	32,78	32,57
100	170	129,5	93,07	150,6	131,7	132,3
200	357,5	259,9	186	304,5	267	266,2
300	558,8	392,1	278,8	462,8	406,8	402,5
400	771,9	526,7	371,7	625,9	550,9	541,7
500	994,4	664	464,7	794,5	698,7	684,1
600	1225	804,3	557,3	968,8	849,9	829,6
700	1462	947,3	650,2	1149	1003	978,1
800	1705	1093	743,1	1335	1159	1129
900	1952	1241	835,7	1526	1318	1283
1000	2203	1392	928,2	1723	1477	1439

Tabulku (4.1) proložíme polynomy druhého řádu. Koeficienty těchto polynomů jsou uvedeny v tab. (4.2).

Entalpie v závislosti na teplotě spalin  $t$  [°C], které vzniknou spálením jednoho  $\text{Nm}^3$  paliva s přebytkem vzduchu  $\lambda$  je dána vztahem

$$I_S^{t,\lambda} = I_{S\min}^t + (\lambda - 1) \cdot I_{V\min}^t \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.1)$$

Entalpii spalin  $I_{S\min}^t$  a vzduchu  $I_{V\min}^t$  určíme jako

$$I_{S\min}^t = V_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2}^t + V_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2}^t + V_{\text{Ar}} \cdot i_{\text{Ar}}^t + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}}^t + V_{\text{SO}_2} \cdot i_{\text{SO}_2}^t \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.2)$$

#### 4. Teplotní bilance spalovací komory

$i = p_1 \cdot t^2 + p_2 \cdot t$	$p_1$	$p_2$
$p_{CO_2}$	0,000205	2,0066
$p_{N_2}$	0,000083	1,3121
$p_{Ar}$	0,0000002	0,9378
$p_{H_2O}$	0,000235	1,507
$p_{O_2}$	0,000089	1,3883
$p_{vz}$	0,000087	1,3542

Tabulka 4.2.: Koeficienty polynomů

$$I_{Vmin}^t = V_{VSmin} \cdot i_{VS}^t + V_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.3)$$

kde  $i^t$  [ $\text{kJ}/\text{Nm}^3$ ] jsou jednotlivé měrné entalpie složek závislé na teplotě  $t$ .

Tabulka 4.3.: I-t tabulka spalin [ $\text{kJ}/\text{Nm}^3$ ]

$t$ [°C]	$I_{smin}^t$ [kJ/Nm <sup>3</sup> ]	$I_{vmin}^t$ [kJ/Nm <sup>3</sup> ]	$I_s^{t,\lambda} = I_{smin}^t + (\lambda + 1) \cdot I_{vmin}^t$ [kJ/Nm <sup>3</sup> ]				
			$\lambda = 1$	$\lambda = 1,1$	$\lambda = 1,3$	$\lambda = 1,6$	$\lambda = 2$
0	0	0	0	0	0	0	0
25	366	321	366	398	462	558	686
100	1477	1292	1477	1606	1865	2252	2769
200	2993	2610	2993	3254	3776	4559	5604
300	4549	3956	4549	4944	5735	6922	8504
400	6144	5328	6144	6676	7742	9340	11472
500	7778	6728	7778	8451	9796	11815	14506
600	9452	8156	9452	10267	11899	14345	17608
700	11165	9613	11165	12126	14049	16933	20778
800	12917	11099	12917	14027	16247	19577	24016
900	14710	12614	14710	15971	18494	22278	27323
1000	16541	14158	16541	17957	20789	25036	30700

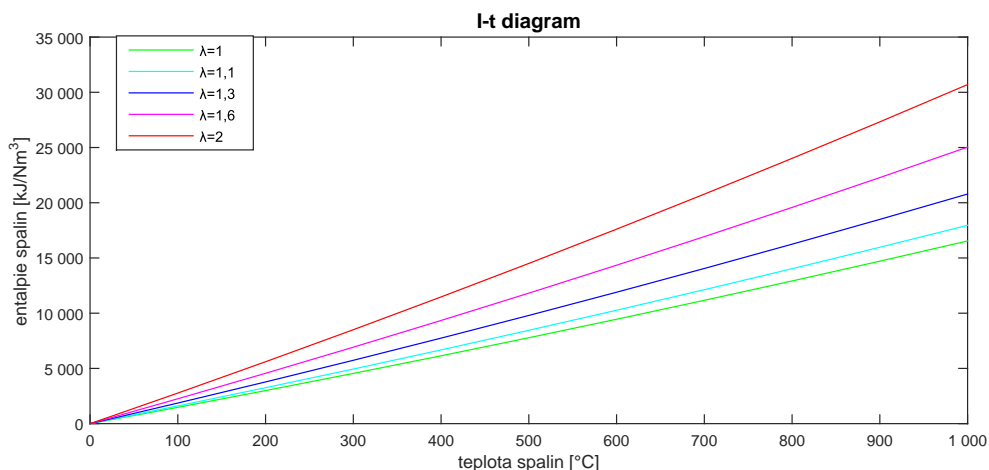
$I - t$  diagram znázorněný na obr. 4.1 popisuje výslednou entalpii spalin, závislou na teplotě a přebytku vzduchu, uvedenou v tab. 4.3,

## 4.2. Výpočet teploty spalin

Stechiometrické výpočty jsou vyjádřené pro normální metr krychlový paliva, který ovšem do kotle nepřivádíme za normálních podmínek ale při teplotě  $t_p = t_{vz} = 25$  [°C] a tlaku  $p_p = 0,2$  [MPa]. Jmenovitý tlak udržovaný v rozvodné síti je 2 kPa [10]. Abychom dostali správné výsledky výpočtů, je nutné provést korekci

$$V^n = V^{t_p, p_p} \cdot \frac{273}{273 + t_p} \cdot \frac{p_p}{p_{atm}} = 1 \cdot \frac{273}{273 + 25} \cdot \frac{0,2}{0,101325} = 1,808256 \quad [\text{Nm}^3] \quad (4.4)$$





Obrázek 4.1.: Diagram závislosti entalpie na teplotě

Výhřevnost normálního metru krychlového paliva přepočítáme jako

$$H_P^n = H_P^{t_p, p_p} \cdot \frac{273}{273 + t_p} \cdot \frac{p_p}{p_{atm}} = 34,187 \cdot 1,808256 = 61,818848 \quad [\text{MJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.5)$$

Dodané teplo do spalovací komory je dáno součtem tepla přivedeného ve vzduchu s výhřevností paliva.

$$Q_S^n = H_P^n + Q_{VV}^n \quad [\text{MJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.6)$$

kde

$$Q_{VV}^n = V_{VV} \cdot c_{vz} \cdot t_{vz} = 10,7731415 \cdot 1,320 \cdot 25 = 0,2844 \quad [\text{MJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.7)$$

Entalpii spalin ve spalovací komoře vypočítáme ze vztahu

$$I_S^{t, \lambda} = \frac{Q_S^n}{V_{SV}^{\lambda=1,1}} \quad [\text{MJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.8)$$

$$I_S^{t, \lambda=1,1} = \frac{61,818848 + 0,2844}{11,7754} = 5,273982 \quad [\text{MJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.9)$$

Výslednou teplotu spalování určíme buď pomocí  $I - t$  diagramu nebo v simulačním modelu řešením energetické bilance

$$\frac{Q_S^n}{V_{SV}^{\lambda=1,1}} = I_{S \min}^t + (\lambda - 1) \cdot I_{V \min}^t \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (4.10)$$

Hodnotu levé strany bilance (4.10) známe. Hodnota pravé strany je závislá na teplotě  $t$ , kterou získáme analytickým řešením energetické bilance. Výsledná teplota v komoře je  $T_A = 318 \text{ [}^\circ\text{C]}$ .

### 4.3. Teplota rosného bodu spalin

Rosný bod je definován jako teplota na povrchu stěny zařízení, při které na něm začne kondenzovat ve spalinách obsažená směs par  $H_2O$  a  $H_2SO_4$  (definice v [1, str.168]).

Určení teploty rosného bodu je poměrně náročné, přímé měření se navíc nedá provést. Neobsahují-li spaliny produkty síry, je možné určit teplotu pomocí parciálního tlaku syté vodní páry ve spalinách daného vzorcem

$$p_{H_2O} = \frac{\kappa \cdot p_s}{\frac{R_i}{R_{vp}} + \kappa} \quad [\text{Pa}] \quad (4.11)$$

kde  $R_{vp} = 461,5 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$  je měrná plynová konstanta vodní páry,  $p_s = 0,1 \text{ [MPa]}$  je tlak spalin.

Střední zdánlivá molová hmotnost suchých spalin

$$\begin{aligned} M &= \sum_i M_i \cdot \omega_i^s = 44,01 \cdot 0,08509 + 28,01 \cdot 0,694232 \\ &\quad + 39,944 \cdot 0,014864 + 32 \cdot 0,016964 + 18,016 \cdot 0,18885 \\ M &= 27,729 \quad [\text{kg/mol}] \end{aligned} \quad (4.12)$$

Měrná vlhkost

$$\kappa = \frac{M_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O}^s}{M} = \frac{18,016 \cdot 0,18885}{27,729} = 0,1227 \quad [\text{kg}_{H_2O}/\text{kg}_s] \quad (4.13)$$

Měrná plynová konstanta

$$R_i = \frac{R_m}{M} = \frac{8314}{27,729} = 299,83 \quad [\text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \quad (4.14)$$

kde  $R_m = 8314 \text{ [kJ/mol}\cdot\text{K]}$  je molární plynová konstanta.

Dosazením do vzorečku (4.11) dostáváme

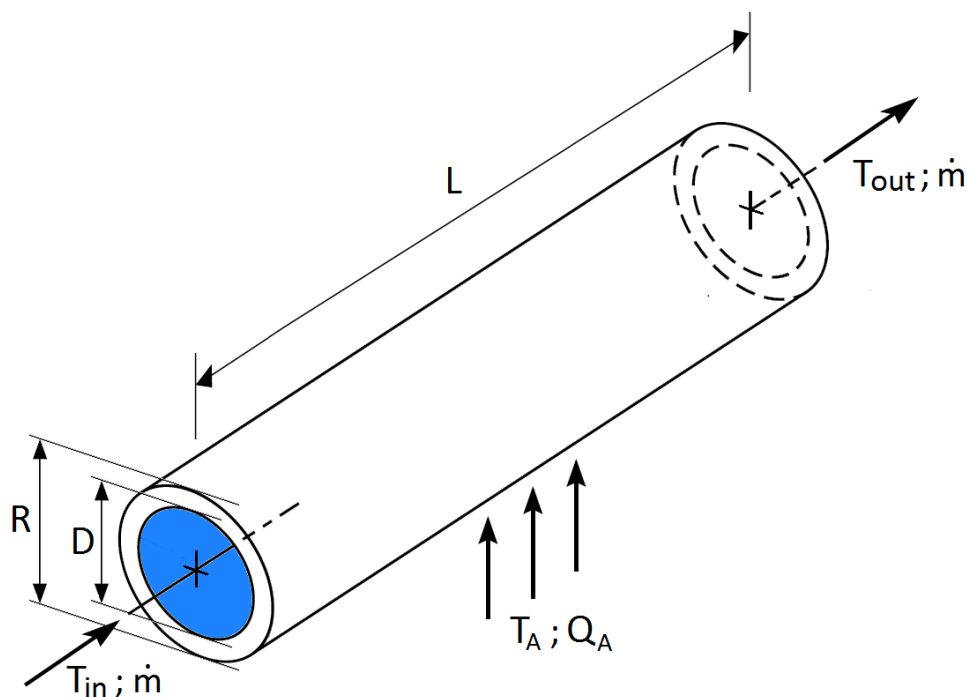
$$p_{H_2O} = \frac{0,1227 \cdot 100000}{\frac{299,83}{461,5} + 0,1227} = 15885,84 \quad [\text{Pa}]$$

Tomuto parciálnímu tlaku vodní páry odpovídá teplota rosného bodu  $t_{ros} = 55,14 \text{ [}^\circ\text{C]}$ .

## 5. Výměník

V této kapitole je popsán přenos tepla dodaného ze spalovací komory do vody proudící výměníkem. Fyzikální děje probíhající ve výměníku jsou diskretizovány a je vytvořen jejich model. Dále jsou v této kapitole popsány rozdíly mezi laminárním a turbulentním prouděním a jejich vliv na přenos tepla.

Výměník, zobrazený na obr. 5.1, má tvar trubky s vnějším průměrem  $R$  [m], vnitřním (hydraulickým) průměrem  $D$  [m] a délkou  $L$  [m]. Trubka je vyrobena ze slitiny mědi a hliníku jejíž tepelná vodivost je  $k$  [ $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]. Trubkou protéká voda s hmotnostním průtokem  $\dot{m}$  [ $\text{kg/s}$ ], která se při průchodu výměníkem ohřeje ze vstupní teploty  $T_{in}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] na výstupní teplotu  $T_{out}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ]. Teplota  $T_A$  [ $^{\circ}\text{C}$ ], respektive tepelný tok  $\dot{Q}_A$  [W], dodané do výměníku jsou popsány v kap. 4.



Obrázek 5.1.: Schéma výměníku

## 5.1. Fyzikální popis

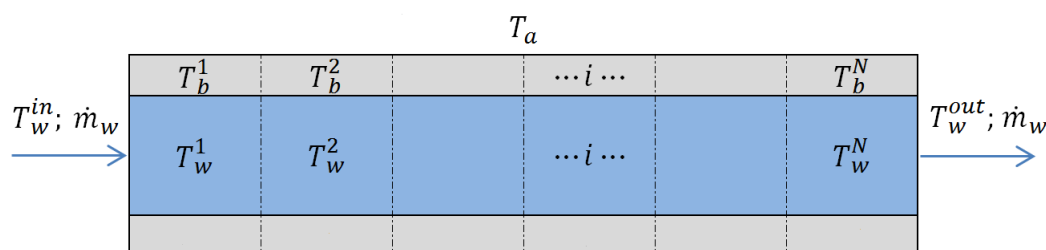
Potrubí znázorněné na obr. 5.2 je rozděleno na  $N$  prstencových elementů. Protékající voda je rozdělena na  $N$  válcových elementů. Mezi jednotlivými elementy dochází k přenosu tepla podle druhého termodynamického zákona (Teplu přechází z teplejšího na studenější objekt). Dynamika přenosu tepla je popsána rovnicemi

$$\frac{dT_w^i}{dt} = \frac{1}{C_w/N} \left( \dot{m}_w c_{pw} T_w^{i-1} - \dot{m}_w c_{pw} T_w^i - \frac{UA_{wb}}{N} (T_w^i - T_b^i) \right) \quad (5.1)$$

$$\frac{dT_b^i}{dt} = \frac{1}{C_b/N} \left( \frac{UA_{wb}}{N} (T_w^i - T_b^i) - \frac{(UA)_{ba}}{N} (T_b^i - T_a) \right) \quad (5.2)$$

$$i = 1 \dots N, \text{ pro } i = 1 \text{ je } T_w^{i-1} = T_w^{in}$$

kde  $T_w^i$  [°C] je teplota  $i$ -tého elementu vody,  $T_b^i$  [°C] je teplota  $i$ -tého elementu potrubí,  $\dot{m}_w$  [kg/s] je hmotnostní průtok vody,  $UA_{wb}$  [J/s] je celkový koeficient tepelného přenosu mezi vodou a potrubím (získaný Gnielinskiho nebo Dittus-Bolterovou korelací [3, kap. 8.5]),  $(UA)_{ba}$  [J/s] je celkový koeficient tepelného přenosu mezi potrubím a vzduchem (obdrženy například korelací v [8]),  $c_{pw}$  [J/kg·K] měrná tepelná kapacita vody,  $C_w$  [J/K] celková tepelná kapacita vody a  $C_b$  [J/K] je celková tepelná kapacita potrubí [9].



Obrázek 5.2.: Schéma trubky rozdělené na jednotlivé elementy

Takto popsaný v čase spojitý model zdiskretizujeme

$$\frac{dT^i}{dt} = \frac{T^i(k+1) - T^i(k)}{t_s} \quad (5.3)$$

$$T_w^i(k+1) = T_w^i(k) + \tau \frac{1}{C_w/N} (\dot{Q}_{ww}^i - \dot{Q}_{wb}^i) \quad (5.4)$$

$$T_b^i(k+1) = T_b^i(k) + \tau \frac{1}{C_b/N} (\dot{Q}_{wb}^i - \dot{Q}_{ba}^i) \quad (5.5)$$

kde  $\dot{Q}_{ww}^i$  označuje tepelný tok mezi dvěma elementy vody,  $\dot{Q}_{wb}^i$  mezi elementem vody a potrubím,  $\dot{Q}_{ba}^i$  mezi potrubím a vzduchem,  $t_s$  je vzorkovací čas (sample time),  $k$  kvantovací krok.

$$\dot{Q}_{ww}^i = \dot{m}_w c_{pw} (T_w^{i-1}(k) - T_w^i(k)) \quad [\text{W}] \quad (5.6)$$

$$\dot{Q}_{wb}^i = \frac{UA_{wb}}{N}(T_w^i(k) - T_b^i(k)) \quad [\text{W}] \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_{ba}^i = \frac{(UA)_{ba}}{N}(T_b^i(k) - T_a^i) \quad [\text{W}] \quad (5.8)$$

Výstupní hodnoty výměníku jsou dány vztahy (5.9), (5.10) a (5.11).

$$Q = \sum_{i=1}^N \frac{(UA)_{ba}}{N} \cdot (T_b^i - T_a^i) \quad (5.9)$$

$$T_w^{out} = T_w^{i=N} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.10)$$

$$T_a^{out} = T_a^{in} + \frac{Q}{\dot{V}_a c_{V_a}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.11)$$

kde  $c_{pw}$  je měrná tepelná kapacita vody,  $C_T$  celková tepelná kapacita trubky výměníku,  $\dot{V}_a$  je objemový průtok vzduchu proudícího výměníkem,  $c_{V_a}$  [J/m<sup>3</sup>.K] je specifická objemová kapacita vzduchu.

Model můžeme přepsat podle stavových rovnic (5.12), (5.13)

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{V}\mathbf{x}v + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (5.12)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (5.13)$$

kde jsou stavové proměnné systému popsány ve stavovém vektoru  $\mathbf{x}$ ,  $\mathbf{u}$  je sloupcový vektor vstupů,  $\mathbf{y}$  je sloupcový vektor výstupů.

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} T_w^1 \\ \vdots \\ T_w^N \\ T_b^1 \\ \vdots \\ T_b^N \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} T_w^i \dot{m}_w \\ T_a^i \end{bmatrix}, \quad v = \dot{m}_w, \quad \mathbf{y} = \begin{bmatrix} Q \\ T_w^{out} \\ T_a^{out} \end{bmatrix},$$

Matice výstupů jsou

$$\mathbf{A} = \left[ \begin{array}{c|c} -c_2 \cdot \mathbf{I}_N & c_2 \cdot \mathbf{I}_N \\ \hline c_3 \cdot \mathbf{I} & -(c_3 + c_4) \cdot \mathbf{I} \end{array} \right], \quad \mathbf{V} = \left[ \begin{array}{c|c} c_1 \cdot \left( \begin{bmatrix} -1 & & & \mathbf{0} \\ & 1 & -1 & \\ & & \ddots & -1 \\ \mathbf{0} & & & 1 & -1 \end{bmatrix} \right) & \\ \hline \mathbf{0}_{N \times N} & \mathbf{0}_{N \times N} \end{array} \right]$$

$$\mathbf{B} = \left[ \begin{array}{c|c} \begin{pmatrix} c_1 \\ \mathbf{0}_{N-1 \times 1} \end{pmatrix} & \mathbf{0}_{N \times 1} \\ \hline \mathbf{0}_{N \times 1} & c_4 \cdot \mathbf{1}_{N \times 1} \end{array} \right], \quad \mathbf{C} = \left[ \begin{array}{c|c} \mathbf{0}_{1 \times N} & c_5 \cdot \mathbf{1}_{N \times 1} \\ \hline \begin{pmatrix} \mathbf{0}_{1 \times N-1} & 1 \end{pmatrix} & \mathbf{0}_{1 \times N} \\ \hline \mathbf{0}_{1 \times N} & c_6 \cdot \mathbf{1}_{N \times 1} \end{array} \right], \quad \mathbf{D} = \left[ \begin{array}{c|c} 0 & -c_5 \cdot N \\ \hline 0 & 0 \\ \hline 0 & 1 - c_6 \cdot N \end{array} \right]$$

## 5. Výměník

konstanty použité v maticích jsou

$$c_1 = \frac{N}{\dot{m}_w}, c_2 = \frac{UA_{wb}}{\dot{m}_w \cdot c_{pw}}, c_3 = \frac{UA_{wb}}{C_T}, c_4 = \frac{(UA)_{ba}}{C_T}, c_5 = \frac{(UA)_{ba}}{N}, c_6 = \frac{(UA)_{ba}}{N \cdot \dot{V}_a \cdot c_{V_a}}.$$

Stavový popis systému převzat z [9].

### 5.2. Vliv proudění na přenos tepla

Při průtoku tekutin vzniká vlivem tření smykové napětí, jehož velikost je

$$\tau = \mu \left( \frac{du}{dy} \right) \quad [\text{N/s}\cdot\text{m}] \quad (5.14)$$

kde  $u$  [m/s] je rychlost proudění tekutiny,  $y$  [m] kolmá vzdálenost na směr proudění a  $\mu$  [N·s/m<sup>2</sup>] je součinitel dynamické viskozity. V praxi se také používá kinematická viskozita dána vztahem

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}/\text{kg}] \quad (5.15)$$

kde  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] je hustota tekutiny.

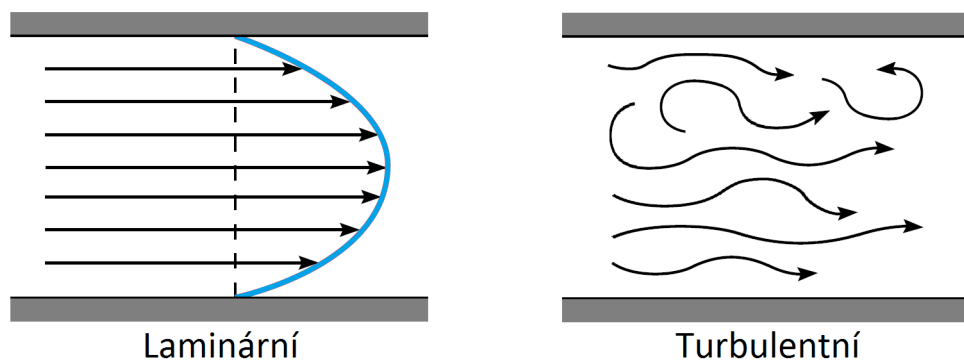
Koeficient přestupu tepla mezi proudící vodou a potrubím je dán vztahem

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_D \sigma}{D} \quad [\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}] \quad (5.16)$$

kde  $\text{Nu}_D$  je Nuseltovo číslo,  $\sigma$  [W/m·K] tepelná vodivost tekutiny a  $D$  [m] je hydraulický průměr trubice. Ke zjištění  $\alpha$  je tedy nutné určit hodnotu Nuseltova čísla (dále jen Nu. číslo), které charakterizuje poměr konvektivního přenosu tepla (šíření tepla působícího kolmo na vnější povrch tekutiny) a konduktivního přenosu tepla (šíření tepla způsobené srážkami částic, při kterých dochází k vzájemnému přenosu pohybové energie). Hodnota Nu. čísla závisí na ustáleném proudění uvnitř uzavřeného prostoru, které může být laminární nebo turbulentní.

Při proudění laminárním se jednotlivé vrstvy tekutiny (proudnice) nepromíchávají a jsou rovnoběžné. Rychlost se mezi vrstvami i podél nich mění pozvolna. Proudění vazké kapaliny v úzké trubici při nízkých rychlostech považujeme za laminární.

Při turbulentním proudění dochází ke změnám rychlosti a tlaku tekutiny. Vrstvy tekutiny se navzájem promíchávají, jednotlivé částice tekutiny mají rozdílné rychlosti a trajektorie pohybu.



Obrázek 5.3.: Schéma laminárního a turbulentního proudění

K rozlišení těchto dvou druhů proudění používáme Reynoldsovo podobnostní číslo (dále jen Re. číslo), které je v kruhové trubici definováno vztahem

$$\text{Re}_D = \frac{u_s D}{\nu} = \frac{\rho u_s D}{\mu} \quad (5.17)$$

kde  $\rho$  je hustota tekutiny,  $u_s$  [m/s] je střední hodnota rychlosti proudění kapaliny,  $\mu$  je dynamická viskozita a  $\nu$  je kinetická viskozita. Re. číslo je bezrozměrná veličina popisující míru odporu prostředí způsobenou vnitřním třením. Nízké hodnoty Re. čísla indikují laminární proudění, při vysokých hodnotách je proudění turbulentní.

Na základě experimentů bylo jisté, že pro hladké potrubí zůstává proudění tekutin laminární pro  $\text{Re}_D < 2300$ . Pro  $\text{Re}_D > 3000$  je možné považovat proudění tekutiny v hladkém potrubí za turbulentní. Pro  $\text{Re}_D \in (2300; 3000)$  se jedná o proudění přechodové, které má vlastnost obou typů proudění [6, str. 272].

Kapaliny protékající potrubím mají v různých místech průřezu odlišnou rychlost, uprostřed protéká kapalina rychleji než u okraje, kde je zpomalována třecími silami působícími mezi kapalinou a povrchem potrubí. Z tohoto důvodu je výhodnější pracovat s průměrnou rychlostí vyjádřenou vztahem

$$u_s = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \quad [\text{m/s}] \quad (5.18)$$

kde  $A_c$  [m<sup>2</sup>] je průřez profilem, kterým je v našem případě kruh, proto  $A_c = \pi D^2/4$ . Po dosazení vyjádříme Re. číslo jako

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2 \mu} \quad (5.19)$$

Hmotnostní průtok můžeme také vyjádřit jako integraci proudění hmoty

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad [\text{m/s}] \quad (5.20)$$

kde  $u(r, x)$  je funkce rychlostního profilu, jejíž funkční hodnota je závislá na poloze zvoleného bodu  $x$  a vzdálenosti od středu průřezu  $r$ . Dosazením vztahu (5.20) do (5.18) můžeme vyjádřit střední hodnotu rychlosti jako

$$u_s = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x)r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x)r dr \quad [\text{m/s}] \quad (5.21)$$

### 5.2.1. Fyzikální vztahy pro laminární proudění

Smykové napětí definované vztahem (5.14) je možné pro proudění kruhovým průřezem upravit tak, že osu  $y$  vyjádříme pomocí poloměru

$$\tau_r = \mu \frac{du}{d(r_o - r)} = \mu \left( \frac{du}{dr} - \frac{du}{dr_o} \right) = -\mu \frac{du}{dr} \quad (5.22)$$

kde  $r_o$  označuje střed průřezu trubky  $y = r_o - r$  [m].

Podle [3, kap. 8.1.3] lze střední hodnotu rychlosti pro ustálené laminární proudění popsat pomocí vzorce

## 5. Výměník

$$u_s = - \frac{r_o^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad [\text{m/s}] \quad (5.23)$$

kde  $p$  [Pa] je tlak v trubici.

Třecí ztráty způsobené prouděním vyjadřuje Darcyho součinitel tření, který je definován jako

$$f \equiv \frac{-\frac{dp}{dx} D}{\frac{\rho u_s^2}{2}} \quad [-] \quad (5.24)$$

Pro ustálené laminární proudění dostáváme, dosazením rovnice 5.17 a 5.23 do 5.24, vztah pro součinitel tření

$$f = \frac{64}{\text{Re}_D} \quad (5.25)$$

Darcyho koeficient tření je tedy nepřímo úměrný Re. číslu. Nu. číslo je možno vyjádřit konstantou a pro rovnoměrnou povrchovou teplotu kruhového potrubí je dáno konvencí

$$\text{Nu}_D = 3,66$$

Koeficient přestupu tepla pro laminární proudění spočteme podle vztahu (5.16).

### 5.2.2. Fyzikální vztahy pro turbulentní proudění

Obecně je Nu. číslo funkce závislá na dvou proměnných  $\text{Nu}_D(\text{Re}_D, \text{Pr})$ , kde Pr je Prandtlovo bezrozměrné podobnostní číslo, dané pouze na fyzikálních vlastnostech tekutiny, definováno vztahem

$$\text{Pr} = \frac{\rho c_p \nu}{\lambda}$$

kde  $\rho$  je hustota kapaliny,  $c_p$  měrná tepelná kapacita tekutiny,  $\nu$  dynamická viskozita a  $\lambda$  je tepelná vodivost.

Darcyho součinitel tření pro turbulentní proudění se již nedá popsat lineární funkcí jako u proudění laminárního (5.25). Proto jej a Nu. číslo určíme pomocí dostatečně přesných aproximací popsány v publikacích [3, kap. 8.5] a [8].

#### Gnielinskiho korelace

$$\text{Nu}_D = \frac{(f/8)(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

Gnielinskiho korelaci používáme pro

$$0,5 \leq \text{Pr} \leq 2000$$

$$3000 \leq \text{Re}_D \leq 5 \cdot 10^6$$

Darcyho koeficient tření můžeme buďto vypočítat vztahem

$$f = (0,79 \ln(\text{Re}_D) - 1,64)^{-2}$$

nebo vyčíst z Moodyho tabulky zobrazené na obrázku 5.4



## Dittus-Boelterova korelace

$$\text{Nu}_D = 0,023 \cdot \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^n$$

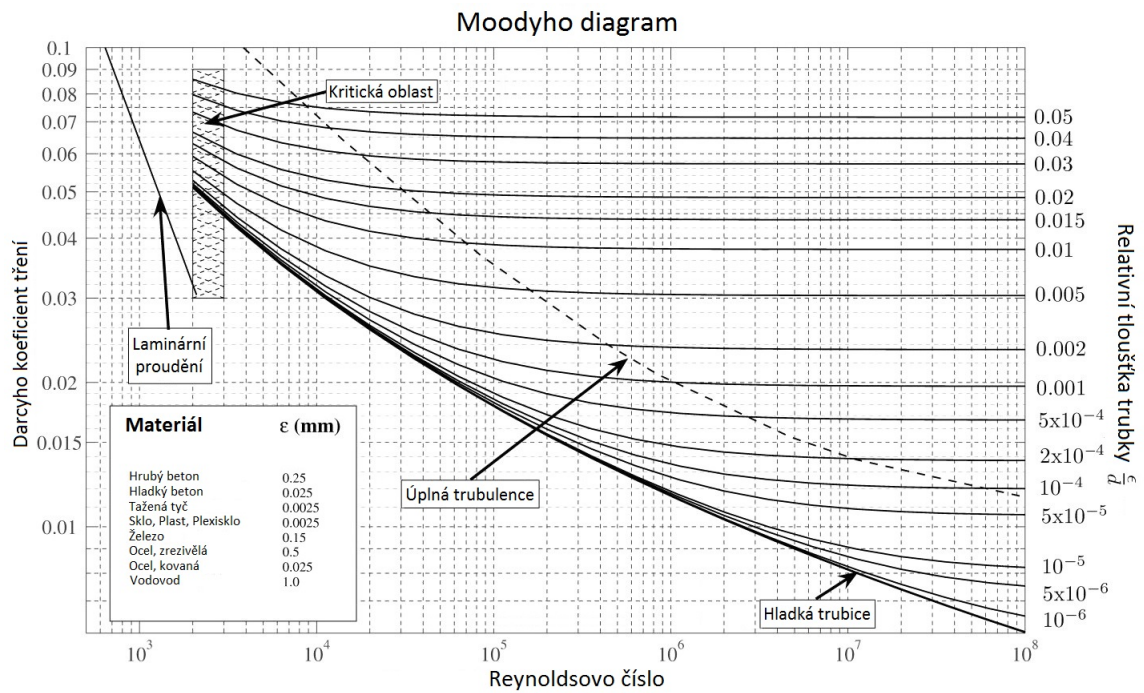
V případě ochlazování tekutiny volíme  $n=0,3$ , v případě ohřívání  $n=0,4$ .

Dittus-Boelterovu korelaci používáme pro

$$0,6 \leq \text{Pr} \leq 160$$

$$\text{Re}_D \gtrsim 10000$$

$$\frac{L}{D} \gtrsim 10$$



Obrázek 5.4.: Moodyho diagram [2]



## 6. Závěrečné zhodnocení a výsledky práce

Tato práce se zabývá popisem dějů probíhajících v rezidenčním kotli a jejich následné implementaci v programu Matlab. Na základě vytvořeného popisu je vytvořen model, který simuluje reálné dění v kotli.

Prvním úkolem bylo seznámit se s principy chemického a fyzikálního modelování kotlů a hydraulickými vlastnostmi teplovodních otopných sítí. V seznamu literatury jsou uvedeny knihy a články zabývající se touto problematikou. Zejména zajímavá je potom publikace *Fundamentals of heat and mass transfer* [3] a *Technický průvodce Energetika* [1], které bych doporučil každému, kdo v tomto technickém odvětví nalezne zálibu.

Chemickému rozboru se věnuje kap. 3, v níž jsou reakce hoření popsány pomocí stechiometrických rovnic. Pomocí nich dokážeme určit množství potřebného vzduchu k hoření paliva a množství spalin vystupujících z reakce. Na základě těchto vědomostí můžeme provést teplotní bilanci spalovací komory a zjistit výstupní teplo a teplotu které ohřívají výměník. Teplo, procházející skrze stěnu výměníku, ohřívá protékající vodu využívanou k vyhřívání domů a objektů. Fyzikální popis spočívá především ve správné interpretaci přenosu tepla a entalpií.

Vztahy popsané v kapitolách 3, 4 a 5 jsem implementoval v softwarovém prostředí Simulink. Základní masku plynového kotle, zobrazenou na obr. 6.1, jsem vytvořil pomocí zdrojového kódu v editoru masek Simulinkových bloků. Možné zapojení bloku najdete na obr. 6.2. Kotel má 5 vstupních a 3 výstupní hodnoty. Pod maskou se nachází dva subsystémy: spalovací komora a výměník.

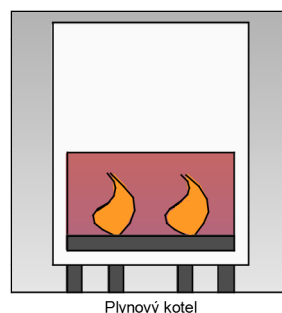


Figure 6.1.: Maska plynového kotle

V bločku „Složení paliva“ je možné měnit zastoupení složek paliva.

Porovnání tepelných zatížení mnou navrhnutého kotle s dataseetem [11] je zobrazeno na obr. 6.4. Je patrné, že jmenovitá zatížení se liší jen minimálně.

Na obr. 6.5 můžeme vidět, že změna teploty vody je poměrně rychlá. Teplota se ustálí na výstupní hodnotě během 40 sekund. To idikuje kvalitní tepelný přenos a

## 6. Závěrečné zhodnocení a výsledky práce

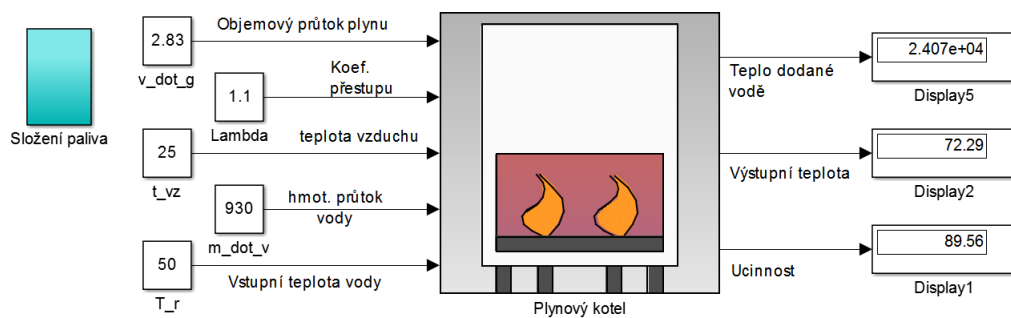


Figure 6.2.: Zapojení kotle

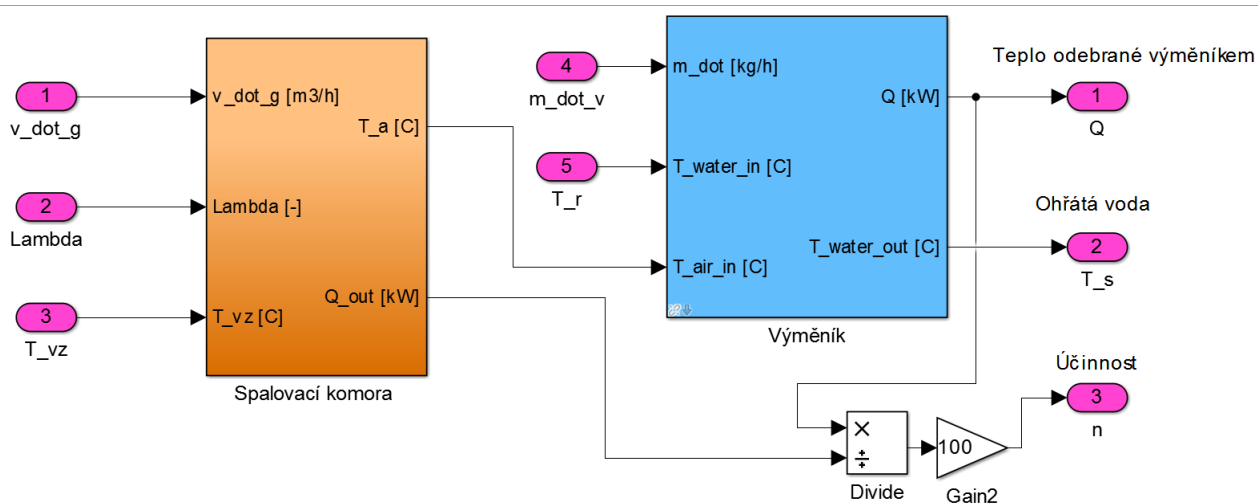


Figure 6.3.: Zobrazení subsystému

tedy i vysokou účinností, která se pohybuje okolo 90 %.

Poslední částí bylo zapojit kotel pro zadaný 24 hodinový teplotní profil a ověřit správnost modelu vzhledem ke spotřebě. To se bohužel ověřit nepodařilo, jelikož při zapojení kotle se vyskytly náročně řešitelné problémy.

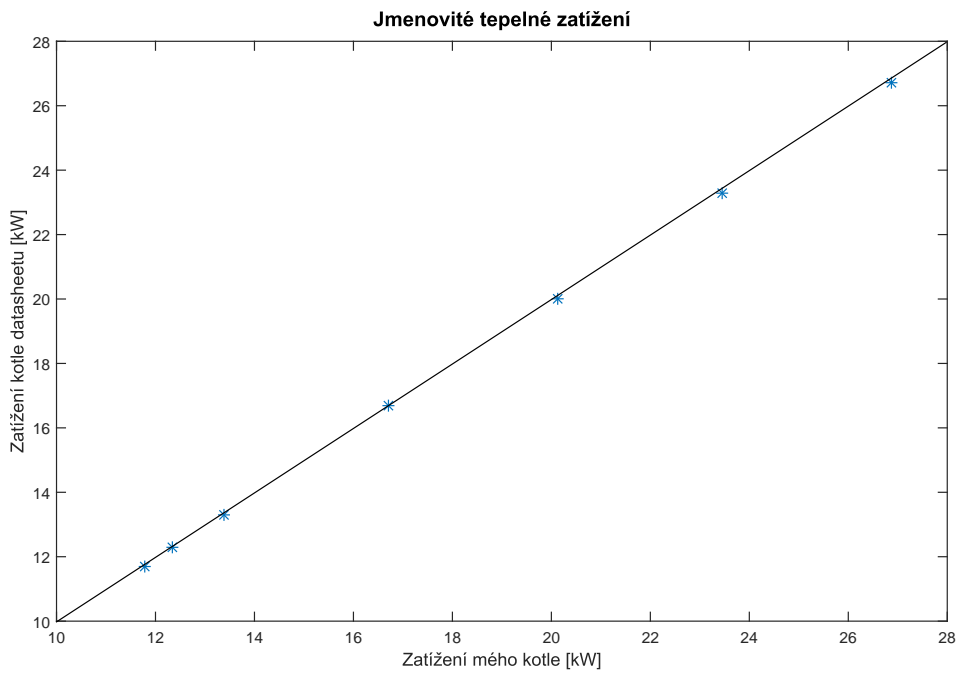


Figure 6.4.: Porovnání tepelných zatížení

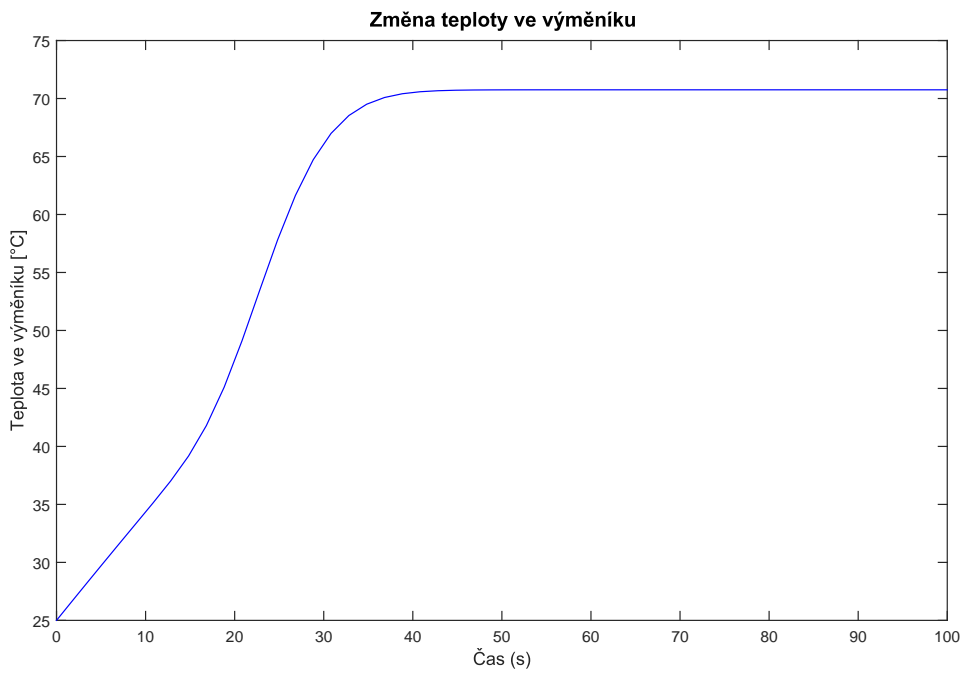


Figure 6.5.: Změna teploty po zapnutí kotle



# Literatura

- [1] Ibner, Z. a kol.: *Technický průvodce Energetika*, BEN, Praha, 2002, ISBN 8073000261.
- [2] Dlouhý, T.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, ČVUT, Praha, 2002, ISBN 8001025918.
- [3] Incropera, Frank P.; Dewitt, DP.: *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, Hoboken, sedmá edice, 2011, ISBN 9780470501979.
- [4] Zákon 415/2012 Sb o přípustné úrovni znečištění a jejím zjištění a o provedení některých dalších ustanovení.
- [5] NET4GAS, s.r.o.: *Řád provozovatele přepravní soustavy pro tranzitní přepravu na území ČR*, 2010, URL [http://www.net4gas.cz/cs/media/2010\\_TR\\_CJ\\_podle\\_NC\\_od13\\_8\\_cista.pdf?jis=20160408145915](http://www.net4gas.cz/cs/media/2010_TR_CJ_podle_NC_od13_8_cista.pdf?jis=20160408145915) (cit. 24.5.2016).
- [6] Bednařík, M.: *Fyzika 1*, ČVUT, Praha, 2012, ISBN 9788001048344.
- [7] Beck, S.; Collins, R.: *Moody diagram*, University of Sheffield, 2008.
- [8] Thome, John R.: *Heat Transfer to Air-Cooled Heat Exchangers*, Engineering Data Book III, 2005.
- [9] Dostál, J.: *Decentralized control of hydronic building system*, ČVUT, Praha, 2015.
- [10] Datasheet : *Závěsné plynové kotle s atmosférickým hořákem GEPARD v.19*, URL <http://www.protherm.sk/doc/pp-1-1-ver-1-gepard-v19-124476-399153.pdf> (cit. 24.5.2016).
- [11] Datasheet : *Technické údaje Vitopend* <http://www.viessmann.cz/cs/obytne-budovy/plynove-kotle/nizkoteplotni-plynove-kotle/vitopend-100-w.html> (cit. 24.5.2016).





## A. Obsah CD

- BP\_Vobr\_2016.pdf *Bakalářská práce v elektronické podobě*
- PlynovyKotel.slx
- library.zip
- VypocetHustoty.m
- VypocetPodiluVodniPary.m
- VypocetRosnehoBodu.m
- VypocetVyhrevnosti.m
- Vypocty.m