

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh a výpočet krbových kamen s teplovodním výměníkem

Design and Calculation Stove with Water Heat Exchanger

Student:

Martin Garba

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Garba**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení
Téma: **Návrh a výpočet krbových kamen s teplovodním výměníkem**
Design and Calculation Stove with Water Heat Exchanger
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši tepelných výměníků na krbová kamna, uveďte výhody a nevýhody jednotlivých typů
2. Proveďte návrh teplovodního výměníku na krbová kamna o celkovém výkonu 12 kW
3. Proveďte tepelný výpočet
4. Doložte zjednodušený konstrukční návrh tepelného výměníku

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] BLAHOŽ, V., KADLEC, Z. Základy sdílení tepla. 2. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2000, 109 s. ISBN 80-902-0011-7.
- [2] KADLEC, Z. Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty 1. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009, 100 s. ISBN 978-80-7385-6.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7 (BROŽ.).
- [4] NOSKIEVIČ, Pavel. Spalování uhlí. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2002, 62 s. ISBN 80-248-0204-X.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

3. 5. 2016

V Ostravě:

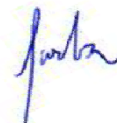


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

3. 5. 2016
V Ostravě :



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Martin Garba

Adresa trvalého pobytu autora práce: Moravská 477/39, Havířov - Šumbark

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

GARBA, M. *Návrh a výpočet krbových kamen s teplovodním výměníkem: bakalářská práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, 58 s. Vedoucí práce: Kadlec, Z.

Práce se zabývá návrhem a výpočtem teplovodního výměníku umístěného ve dvanácti kilowattových krbových kamnech. V úvodu jsou srovnány tři druhy krbových kamen dle přestupu tepla a rozvodu tepla po vytápěném objektu. Jsou popsány dva typy teplovodních výměníků využívaných u krbových kamen. Návrh výměníku spočívá ve volbě typu výměníku, jeho rozměrů a materiálu tak, aby byl dosažen výkon výměníku 8 kW. Pro výpočet jsou použity stechiometrické rovnice a rovnice ze sdílení tepla.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

GARBA, M. *Design and Calculation Stove with Water Heat Exchanger: Bachelor Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2016, 58 p. Thesis head: Kadlec, Z.

The thesis deals with design and calculation of water heat exchanger located in the twelve kilowatts wood burning stove. At the beginning are compared free types of stove by heat exchange and distribution of heat at the heated object. Are described two kinds of water heat exchanger using in the wood burning stove. Design of the water heat exchanger consists of selecting the type of exchanger, its dimensions and material so that power of exchanger attained eight kilowatts. For the calculation are used stoichiometric and heat transfer formulas.

Děkuji doc. Ing. Zdeňkovi Kadlecovi, Ph.D. za odborné vedení práce a mnoho cenných rad a podnětů.

Obsah

Úvod.....	11
1. Krbová kamna	12
2. Vytápění	13
2.1. Vytápění sálavými krbovými kamny	13
2.2. Vytápění teplovzdušnými krbovými kamny.....	16
2.3. Vytápění teplovodními krbovými kamny	18
3. Výměníky tepla	22
3.1. Teplovodní výměníky v krbových kamnech	23
4. Stechiometrické výpočty	26
5. Výpočet teploty ve spalovací komoře	33
6. Návrh teplovodního výměníku	35
7. Výpočet výměníku.....	35
7.1. Přestup tepla konvekcí spalin.....	36
7.1.1. Obtékání svislé desky výměníku spalinami.....	37
7.1.2. Obtékání vodorovné desky výměníku spalinami.....	38
7.1.3. Proudění spalin v trubkách	39
7.2. Přestup tepla radiací spalin a plamene	41
7.2.1. Radiace spalin	41
7.2.2. Radiace plamene	43
7.3. Výsledné součinitele přestupu tepla na straně spalin	44
7.4. Přestup tepla konvekcí vody.....	45
7.4.1. Obtékání svislé stěny výměníku vodou	45
7.4.2. Obtékání vodorovné stěny výměníku vodou	47
7.4.3. Obtékání trubek výměníku vodou.....	49
8. Výsledné tepelné toky	51
8.1. Tepelný tok svislou deskou výměníku.....	51
8.2. Tepelný tok vodorovnou stěnou výměníku.....	51
8.3. Tepelný tok trubek výměníku.....	52
8.4. Celkový výkon výměníku	53
Závěr.....	54
Seznam použitých zdrojů.....	55
Seznam příloh	58

Seznam použitých značek a symbolů

A^a	obsah popela v palivu	1
A_p	absorpční součinitel	1
C^a	obsah uhlíku v palivu	1
c_{p,CO_2}	měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého	$\text{kJ}/(\text{m}^3_n \cdot \text{K})$
c_{p,H_2O}	měrná tepelná kapacita vody	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
c_{p,N_2}	měrná tepelná kapacita dusíku	$\text{kJ}/(\text{m}^3_n \cdot \text{K})$
c_{p,O_2}	měrná tepelná kapacita kyslíku	$\text{kJ}/(\text{m}^3_n \cdot \text{K})$
$c_{p,pal}$	měrná tepelná kapacita paliva	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
c_{p,pH_2O}	měrná tepelná kapacita vodní páry	$\text{kJ}/(\text{m}^3_n \cdot \text{K})$
c_{p,SO_2}	měrná tepelná kapacita oxidu siřičitého	$\text{kJ}/(\text{m}^3_n \cdot \text{K})$
$c_{p,sp}$	měrná tepelná kapacita spalin	$\text{kJ}/(\text{m}^3_n \cdot \text{K})$
$c_{p,vz}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	$\text{kJ}/(\text{m}^3_n \cdot \text{K})$
d_h	charakteristický rozměr nádoby	m
d_{tr}	průměr trubky výměníku	m
g	tíhové zrychlení	m/s^2
Gr	Grashofovo kritérium	1
H^a	obsah vodíku v palivu	1
k	součinitel prostupu tepla válcové stěny	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
l	účinná tloušťka vrstvy	m
L_d	výška desky výměníku	m
l_h	hloubka spalovací komory	m
l_{hn}	hloubka nádoby výměníku	m
L_{sd}	výška svislé desky výměníku	m
$l_{sš}$	šířka svislé desky výměníku	m
l_{sv}	výška svislé desky výměníku	m
l_s	šířka spalovací komory	m
l_{sn}	šířka nádoby výměníku	m
l_{so}	šířka vtokového otvoru	m
l_{tr}	délka všech trubek výměníku	m
L_{vd}	hloubka vodorovné desky výměníku	m
l_{vo}	výška vtokového otvoru	m
$l_{vš}$	šířka vodorovné desky výměníku	m
l_{vv}	výška vodorovné desky výměníku	m
M_{CO_2}	molární hmotnost oxidu uhličitého	kg/mol
M_{H_2O}	molární hmotnost vodní páry	kg/mol
\dot{m}_{H_2O}	hmotnostní průtok vody	kg/s
M_{N_2}	molární hmotnost dusíku	kg/mol
M_{O_2}	molární hmotnost kyslíku	kg/mol

\dot{m}_{pal}	hmotnostní tok paliva	$\text{kg}_{\text{pal}}/\text{s}$
M_{SO_2}	molární hmotnost oxidu siřičitého	kg/mol
n	součinitel přebytku spalovacího vzduchu	1
N^a	obsah dusíku v palivu	1
Nu	Nusseltovo kritérium	1
O^a	obsah kyslíku v palivu	1
O_{vn}	obvod vrchní nádoby výměníku	m
p_{CO_2}	parciální tlak oxidu uhličitého	Pa
$p_{\text{H}_2\text{O}}$	parciální tlak vodní páry	Pa
p_n	tlak za normálních podmínek	Pa
Pr_{sp}	Prandtlovo kritérium pro spaliny	1
Pr_{vd}	Prandtlovo kritérium pro vodu	1
p_{skut}	skutečný tlak ve spalovací komoře	Pa
Q_i^a	výhřevnost pliva	J
$Q_{\text{c,vým}}$	celkový výkon výměníku	W
$q_{\text{pl,r}}$	hustota tepelného toku radiací plamene	W/m^2
q_{sd}	tepelný tok svislou deskou výměníku	W/m^2
Q_{sd}	přenesený výkon svislou deskou výměníku	W
$q_{\text{sp,r}}$	hustota tepelného toku radiací spalin	W/m^2
Q_{tr}	přenesený výkon trubkami výměníku	W
q_{vd}	tepelný tok vodorovnou deskou výměníku	W/m^2
Q_{vd}	přenesený výkon vodorovnou deskou výměníku	W
$Q_{\text{vým}}$	požadovaný výkon výměníku	W
Re	Reynoldsovo kritérium	1
S^a	obsah síry v palivu	1
$S_{\text{p,sk}}$	povrch spalovací komory	m^2
S_{sd}	plocha svislé desky výměníku	m^2
S_{sk}	průřez spalovací komory	m^2
S_{sn}	průřez spodní nádoby výměníku	m^2
S_t	průřez trubek výměníku	m^2
S_{vd}	plocha vodorovné desky výměníku	m^2
S_{vn}	průřez vrchní nádoby výměníku	m^2
S_{vo}	průřez vtokového otvoru do horní nádoby	m^2
T_n	teplota za normálních podmínek	K
t_{pal}	teplota paliva	$^{\circ}\text{C}$
T_{pl}	termodynamická teplota plamene	K
T_s	termodynamická teplota stěny výměníku	K
t_s	teplota stěny výměníku	$^{\circ}\text{C}$

t_{sk}	teplota ve spalovací komoře	$^{\circ}\text{C}$
T_{skut}	skutečná teplota spalin	K
T_{sp}	termodynamická teplota spalin	K
t_{sp}	teplota spalin	$^{\circ}\text{C}$
$T_{urč}$	určující teplota	$^{\circ}\text{C}$
t_{vd}	střední teplota vody	$^{\circ}\text{C}$
t_{vz}	teplota vzduchu	$^{\circ}\text{C}$
V_{co2}	obsah oxidu uhličitého ve spalinách	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
V_{H2O}	objemový průtok vody	m^3/s
$V_{H2O,p}$	obsah vody obsažené v palivu	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
$V_{m,CO2}$	molový objem oxidu uhličitého	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{mol}$
$V_{m,H2O}$	molový objem vodní páry	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{mol}$
$V_{m,N2}$	molový objem dusíku	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{mol}$
$V_{m,O2}$	molový objem kyslíku	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{mol}$
$V_{m,SO2}$	molový objem oxidu siřičitého	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{mol}$
V_{N2}	obsah dusíku ve spalinách	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
$V_{O2,t}$	teoretický obsah kyslíku v palivu	J/kg
V_{sk}	objem spalovací komory	m^3
V_{SO2}	obsah oxidu siřičitého ve spalinách	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
V_{sp}	objemový tok spalin	m^3/s
$V_{sp,skut}$	objem spalin za reálných podmínek	$\text{m}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$
$V_{sp,t}^s$	teoretický objem suchých spalin	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
$V_{sp,t}^s$	skutečný objem suchých spalin	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
V_{vz}^s	skutečný objem suchého vzduchu	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
$V_{vz,t}^s$	teoretický objem suchého vzduchu	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
V_{tr}	výška trubky výměníku	m
$V_{sp,t}^v$	teoretický objem vlhkých spalin	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
$V_{sp,t}^v$	skutečný objem vlhkých spalin	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
V_{vz}^v	skutečný objem vlhkého vzduchu	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
$V_{vz,t}^v$	teoretický objem vlhkého vzduchu	$\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
W^a	obsah vody v palivu	1
w_{H2O}	rychlost proudění vody ve výměníku	m/s
$w_{sp,d}$	rychlost obtékání spalin desky výměníku	m/s
$w_{sp,t}$	rychlost proudění spalin v trubkách	m/s
x_{CO2}	koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách	1
x_{H2O}	koncentrace vodní páry ve spalinách	1
x_{N2}	koncentrace dusíku ve spalinách	1
x_{O2}	koncentrace kyslíku ve spalinách	1

x_{SO_2}	koncentrace oxidu siřičitého ve spalínách	1
$\alpha_{pl,r}$	součinitel přestupu tepla radiací plamene	$W/(m^2 \cdot K)$
$\alpha_{sp,k}$	součinitel přestup tepla konvekcí spalin	$W/(m^2 \cdot K)$
$\alpha_{sp,r}$	součinitel přestupu tepla radiací spalin	$W/(m^2 \cdot K)$
$\alpha_{vd,k}$	součinitel přestupu tepla konvekcí vody	$W/(m^2 \cdot K)$
Δt	rozdíl teplot spalin a stěny výměníku	$^{\circ}C$
$\Delta t'$	teplotní spád vody a spalin před výměníkem	$^{\circ}C$
$\Delta t''$	teplotní spád vody a spalin za výměníkem	$^{\circ}C$
$\Delta t_{stř}$	střední (logaritmický) teplotní spád	$^{\circ}C$
ϵ'_s	stupeň černosti stěny	1
ϵ_{CO_2}	emisní součinitel oxidu uhličitého	1
ϵ_{H_2O}	emisní součinitel vodní páry	1
ϵ_L	opravný součinitel	1
ϵ_p	emisní součinitel plynu	1
ϵ_{pl}	stupeň černosti plamene	1
ϵ_s	stupeň černosti povrchu stěn	1
η_{H_2O}	dynamická viskozita vody	$Pa \cdot s$
η_{kk}	účinnost krbových kamen	1
λ_p	součinitel tepelné vodivosti plechu	$W/(m \cdot K)$
λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti spalin	$W/(m \cdot K)$
λ_{vd}	součinitel tepelné vodivosti vody	$W/(m \cdot K)$
ν_{H_2O}	kinematická viskozita vody	m^2/s
ν_{sp}	kinematická viskozita spalin	m^2/s
π	Ludolfovo číslo	1
ρ_{CO_2}	hustota oxidu siřičitého ve spalínách	kg/m^3_n
ρ_{H_2O}	hustota vody	kg/m^3
ρ_{N_2}	hustota dusíku ve spalínách	kg/m^3_n
ρ_{O_2}	hustota kyslíku ve spalínách	kg/m^3_n
ρ_{pH_2O}	hustota vodní páry ve spalínách	kg/m^3_n
ρ_{SO_2}	hustota oxidu siřičitého ve spalínách	kg/m^3_n
ρ^v_{sp}	hustota vlhkých spalin	kg/m^3_n
σ	Stefan - Boltzmannova konstanta	$W/(m^2 \cdot K^2)$
χ	součinitel absolutní vlhkosti vzduchu	1

Úvod

V této práci popisuji krbová kamna sálavá, teplovzdušná a teplovodní a to z hlediska přestupu tepla, rozvodu tepla po vytápěném objektu a porovnám jejich kladné, ale i záporné stránky jejich používání. Následně uvádím různé druhy teplovodních výměníků využívaných u krbových kamen.

V další části bakalářské práce se zabývám vlastním návrhem a výpočtem teplovodního výměníku, který se nachází v krbových kamnech o výkonu 12 kW. Návrh výměníku spočívá ve volbě jeho typu, výkonu, materiálu a rozměrů. Výpočet je zaměřen na získání součinitelů přestupu tepla jednotlivých ploch výměníku. Také provádím stechiometrické výpočty, které mi pomáhají v dalším řešení problému. Na konci práce provedu kontrolní výpočet výkonu výměníku, který by se měl shodovat s výkonem navrhovaným.

1. Krbová kamna

Krbová kamna jsou samostatně stojící zařízení, určená primárně k vytápění místností obytného objektu. Nejsou na pevně spojena se zdmi domu, ani s podlahou. S komínovým systémem jsou spojeny rourou. Tělo krbových kamen je vyrobeno většinou z oceli nebo litiny. Základem kamen je ohniště, kde probíhá spalování paliva a díky proskleným dvířkům, ze žáruvzdorného skla, můžeme pozorovat samotné hoření. Ohniště má vyzdívkou ze šamotových cihel nebo jiného materiálu odolávajícím vysokým teplotám a akumulujícím teplo. V dnešní době je velké množství krbových kamen, dosahujících účinnosti až 85%, které se od sebe liší materiálem, velikostí, konstrukcí, výkonem a způsoby přenosu tepla. [11, 30]

Přívod vzduchu do krbových kamen:

- Primární vzduch: také primární spalování, jedná se o vzduch přiváděný pod rošt, který výrazně podporuje spalování a využívá se především pro rozhoření dřeva, proto je při zatopení plně otevřen, poté se uzavírá. Přívod a regulace se nachází ve spodní části kamen.
- Sekundární vzduch: také sekundární spalování. Tento vzduch podněcuje spalování plynných částí a ovlivňuje kvalitu spalování, tedy množství emisí. Přívod vzduchu je ve vrchní části kamen a je přiváděn podél dvířek, čímž také čistí sklo od sazí. Regulace je umístěna ve vrchní části kamen, jako samotný přívod vzduchu.
- Terciální vzduch: neboli dvojí spalování, které zužitkovává zbytkové hořlavé plyny. Přívod je neregulovatelný skrz zadní stranu kamen. Vzduch je veden kanálky kolem topeniště, kde se ohřívá, čímž podpoří kvalitu spalování a může zvýšit účinnost až o 2 %. [23, 24, 25, 33]

Dělení krbových kamen dle počtu pláštěů:

- Jednoplášťová: tělo kamen je tvořeno jedním pláštěm, proto dochází primárně k přenosu tepla sáláním.
- Dvouplašťová: tělo kamen je tvořeno dvěma plášti. Mezi dvěma plášti je ohříván vzduch a následně dochází k jeho proudění. [16]

Dělení krbových kamen dle způsobu přenosu tepla:

- Sálavá: kamna s jedním pláštěm a materiálem dobře akumulující teplo. K přenosu tepla dochází radiací.
- Teplovzdušná: teplovzdušná krbová kamna přenáší teplo konvekcí, kde teplosné médium je vzduch.
- Teplovodní: teplo ve spalinách je předáváno přes výměník vodě, která je pak dále rozváděna po vytápěném objektu teplovodními rozvody.

- Kombinovaná: je spojení předchozích způsobů přenosu tepla. [7, 8, 9, 10, 16]

2. Vytápění

Při stavbě rodinného domu se každý musí zamyslet, jakým způsobem bude vytápět a kolik ho to bude stát. A právě díky příznivé pořizovací ceně a nízkým nákladům na vytápění si lidé čím dál častěji opatřují krbová kamna. Náklady na vytápění při používání krbových kamen jsou i o polovinu nižší než vytápění plynem či elektřinou. [15]

Abychom ušetřili a zároveň měli dobře vytopený dům, musíme zvolit vhodná krbová kamna s optimálním rozvodem tepla. Jedním z hlavních parametrů krbových kamen je jejich výkon. Pro volbu správného výkonu musíme znát velikost vytápěných místností a tepelné ztráty domu. Pokud bychom zvolili nízký výkon kamen, budeme se ho snažit zvýšit častějším přikládáním a hrozí poškození kamen. V opačném případě, kdy výkon bude vyšší, dojde k přetápění místností. Se snahou snížit výkon přikládáním méně paliva, kamna nebudou správně pracovat, palivo nebude dobře hořet a bude vznikat více spalin. [15]

2.1. Vytápění sálavými krbovými kamny

Sálavá, neboli akumulační krbová kamna jsou jednoplášťová kamna z materiálů dobře akumulujících teplo, protože celý princip sálavých krbových kamen je založen na ukládání tepla vznikajícím v topeništi. Sálavá kamna lze pro zvýšení akumulace obestavět vrstvou materiálu, dobře pohlcující teplo. Naakumulované teplo v těle krbových kamen je po dostatečném zahřátí vyzařováno do okolí. Jedná se o elektromagnetické vlnění podobné slunečnímu záření, proto je pro člověka příjemné a zcela přirozené. Při záření nedochází k přímému ohřevu vzduchu, ale poté co záření dopadne na předměty a zdi místnosti, se přemění v teplo, až poté je od předmětů ohříván vzduch. Protože elektromagnetické vlnění se šíří do okolí všemi směry stejně, přičemž dochází k rovnoměrnému ohřevu a nevzniká přechod mezi chladným vzduchem u podlahy a teplým u stropu. Také nedochází k cirkulaci a vysušování vzduchu, jako při konvektivním vytápění. [8, 31, 32]

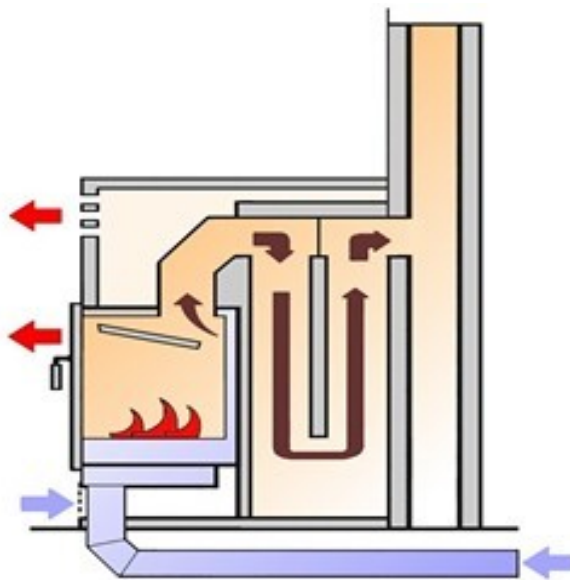
System rozvodu tepla

Sálavá krbová kamna se hodí především pro vytápění jedné místnosti, kterou dokáže rovnoměrně prohřát. K distribuci tepla po celém domě je zapotřebí skloubit sálavý a konvekční přenos tepla. Přidáním materiálu, lze zvětšit plochu, ze které

bude teplo vyzařovat a vytápět další místnosti. Akumulačním materiálem bývá šamot, litina nebo kachle, které zvyšuje akumulaci tepla a vytváří prostor, ve kterém mohou být vystavěny kanály pro proudění vzduchu. [8, 31, 32]

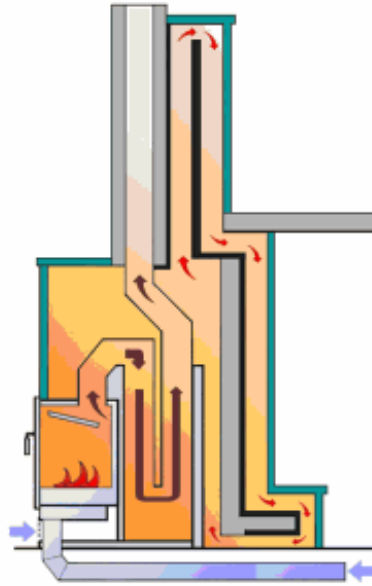
Dělení kamen dle využití konvekce:

- Sálavá kamna s tahovým systémem – Obr. č. 3.1: spaliny z topeniště neunikají přímo komínovým systémem, ale prostupují akumulacím tahovým systémem. Tento systém je tvořen kanálem s měnící se orientací, prostupující materiálem, kterým je obestavěno topeniště kamen. Díky tomuto systému se prodlouží doba strávená spalinami uvnitř akumulacního materiálu a tím se zvýší množství tepla přeneseného a uloženého do materiálu. Zvětší se účinnost, ale rychlost odvodu spalin se zpomalí, proto je nutný dobře navržený komínový systém.
- Systém Hypokaust – Obr. č. 3.2: systém pracuje na vnitřním oběhu vzduchu. Jedná se o prostor uvnitř materiálu kamen, kde cirkuluje vzduch, na jedné straně je ohříván teplem z topeniště a na druhé straně prostoru vzduch předává teplo akumulacnímu materiálu.
- Volitelný přenos tepla: kamna fungují jako sálavá, dokud nevložíme výdechovou mřížku do pláště kamen. Pak pracují i s konvekčním přenosem tepla. [8, 31, 32]



Obr. č. 3. 1: tahový systém

[<http://vytapani.tzb-info.cz/docu/clanky/0069/006976o1.jpg>]



Obr. č. 3. 2: systém Hypokaust

[<http://vytapani.tzb-info.cz/docu/clanky/0069/006976o10.gif>]

Z důvodu velkého množství akumulčního materiálu zabírají kamna velký prostor, proto se staví tak, aby zasahovala do dalších místností nebo pater a vytápěla je. Pořizovací náklady na tento druh vytápění je relativně velký, za to může především složitost výstavby a množství použitého materiálu. [8, 31, 32]

Výhody:

- Setrvačnost: teplo z kamen vyzařuje dlouho po tom, kdy vyhasne oheň v topeništi.
- Interval přikládání: relativně dlouhý interval přikládání, přibližně kolem tří hodin.
- Záření: tento způsob přenosu tepla je pro člověka příjemný a zcela přirozený.
- Rovnoměrnost: záření se šíří všemi směry stejně, a tak nevznikají vrstvy vzduchu s různou teplotou.
- Neprobíhá konvekce: proudící vzduch nese řadu problémů, jako zvýšení prašnosti nebo nevhodné rozvrstvení teplého vzduchu v místnosti.

Nevýhody:

- Pomalý náběh: vyzařování tepla nastane, až po dostatečném vyhřátí akumulujícího materiálu.
- Rozvod tepla: záření se nešíří za předměty.

2.2. Vytápění teplovzdušnými krbovými kamny

Teplovzdušná krbová kamna jsou dvouplášťová kamna s ocelovým nebo litinovým tělem, pracující na konvekčním ohřevu vzduchu a částečně také na sálavém principu vytápění, díky akumulaci tepla v těle krbových kamen. Kolem topeniště jsou uspořádány trubky nebo pouze komory, ve kterých je proudícímu vzduchu předáváno teplo z ohniště. Ohřátý vzduch stoupá vzhůru kamny a je vyfukován horními průduchy. Teplý vzduch stoupá vzhůru ke stropu a vytlačuje chladný vzduch, který klesá dolů. Chladný vzduch u podlahy je nasáván spodními otvory krbových kamen a je ohříván. Z důvodu takové cirkulaci vzduchu dochází k přetopení vrchní poloviny místnosti, zatímco u podlahy je chladno. Další nevýhodou proudění vzduchu je zvýšená prašnost, což může být problém, především u alergiků, nehledě na to, že vzduch bývá velmi vysušený. Teplovzdušná kamna sice dovedou vytopit i velké místnosti, ale nedovedou vytopit více místností, popřípadě vícepatrový dům. [7, 9, 12, 17]

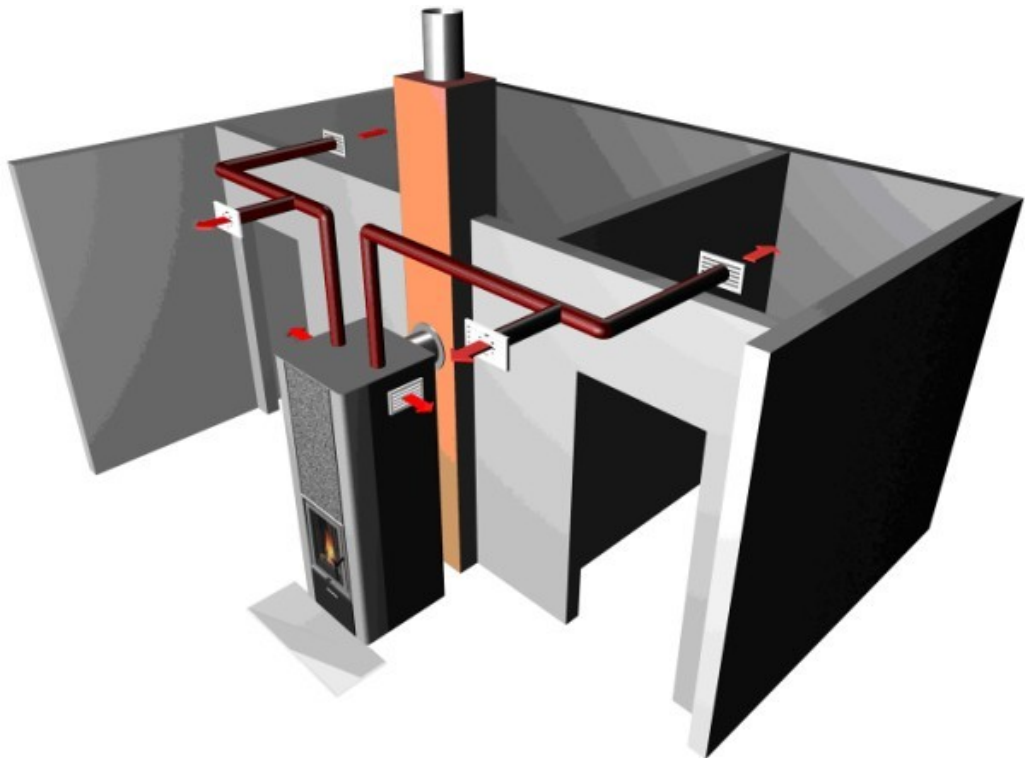
Systém rozvodu tepla

Pokud chceme využívat teplovzdušná krbová kamna pro vytápění celého domu, musíme vestavět systém rozvodu teplého vzduchu. Tento rozvod teplého vzduchu je tvořen systémem trubek napojených na výdechy krbových kamen, tímto způsobem je možno distribuovat teplo do více místností, popřípadě dalších pater. Takový systém rozvodu teplého vzduchu se hodí především na místa, která nejsou trvale obývaná. Výhodou je rychlé zatopení, vyhřátí celého systému a následně i vytápěného objektu, avšak po vyhasnutí ohně dochází k rychlému vychladnutí systému a vyhřívání objektu. Také díky relativně nízké pořizovací ceně a jednoduchosti výstavby se tento systém rozvodu vzduchu hodí na chalupy nebo chaty. [7, 9, 12, 17]

Dělení systému rozvodu tepla dle cirkulace vzduchu:

- Samotížný – Obr. č. 3.3: ohřátý vzduch není vyfukován pouze do místnosti s kamny, ale je veden i do rozvodu vzduchu, který musí směřovat nahoru. Teplý vzduch o nižší hustotě než chladný stoupá vzhůru a chladný vzduch je nasáván kamny k ohřevu. Samotížným oběhem se dá vytopit více místností, i další patro, ale protože neobsahuje žádný pohon, respektive ventilátor, je rozvod omezen výškou 10 metrů a maximální vzdáleností od kamen 4 – 6 metrů. Kvůli tomuto omezení se nedají vytápět vzdálenější místnosti a tak se tento rozvod hodí pro menší obytné objekty.
- Nucený: tento systém rozvodu vzduchu, jak už název napovídá, obsahuje zařízení, které nutí vzduch cirkulovat. Tímto zařízením je ventilátor, umístěný maximálně do 4,5 metru od krbových kamen a je napájen elektrickou energií, což může představovat problém při výpadku proudu. Poté dochází k málo intenzivnímu oběhu vzduchu samotíží. To nestačí na

dostatečné vytopení, především vzdálených místností od topidla. Tento problém se dá také vyřešit pořízením náhradního zdroje, který při výpadku proudu bude stále napájet ventilátor. Ventilátor nám tedy umožňuje zvýšit rozsah rozvodů a umožňuje nám vytápět i vzdálenější místnosti. Díky většímu rozsahu, který může dosahovat vzdálenosti od topeniště až 15 metrů. Tímto systémem lze vytápět i větší objekty a používá se i v trvale obývaných domech, jako sekundární topidlo. Ventilátor tedy donutí vzduch cirkulovat i do vzdálených místností, avšak může způsobovat hluk. Hluku se dá zabránit dobrou zvukovou izolací, která také brání šíření zvuků z místnosti do místnosti. [7, 9, 12, 17]



Obr. č. 3. 3: samotížný rozvod vzduchu
[<http://vytapani.tzb-info.cz/docu/clanky/0069/006940o2.jpg>]

Teplovzdušné vytápění celého objektu za pomoci rozvodu vzduchu se nehodí pro celoroční vytápění a lidé dávají přednost vytápění teplovodnímu. I přesto, že tyto rozvody jsou cenově dostupnější, je pro člověka nepříjemné mít u podlahy jinou, a to nižší, teplotu jako u stropu. Neustále je problém s vysušováním vzduchu, kvůli kterému se pořizují zvlhčovače. Nepřetržitá cirkulace vzduchu s sebou nese zvýšenou prašnost, šíření zápachu z místnosti do místnosti a zdraví škodlivé přepálené částičky prachu, vznikajícím ve výměníku. Tomu se dá částečně zabránit filtrem, který je pro teplovzdušné rozvody nezbytný. I s filtrem je vhodné ponechat jednu místnost bez připojení na rozvod, a to kvůli delšímu času odfiltrování

nežádoucích částic nebo kvůli omezení rozšíření bakterií a virů při onemocnění člena rodiny.

Výhody:

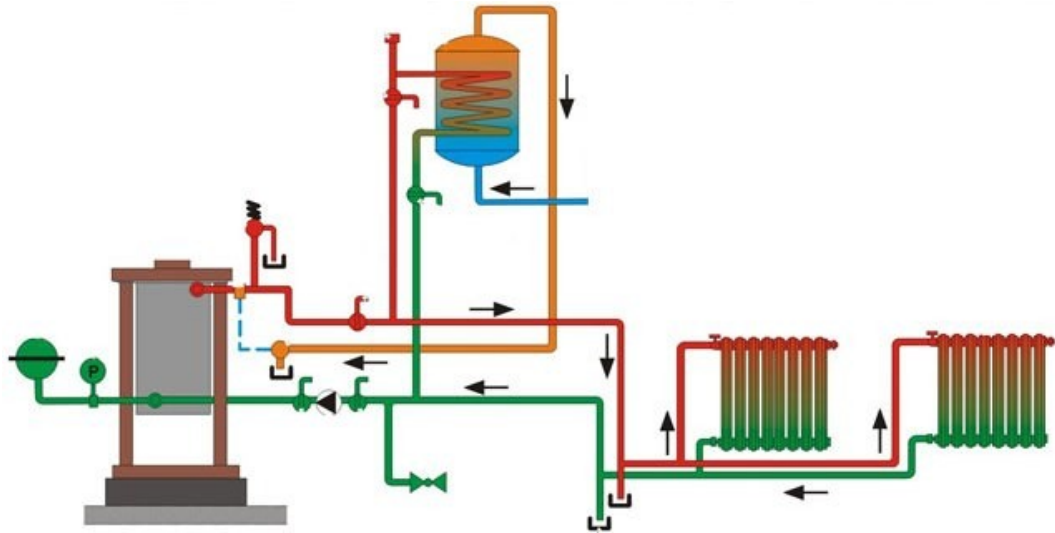
- Nízká pořizovací cena: nižší cena rozvodů tepla oproti složitějším teplovodním systémům.
- Rychlé zatopení: vzduch začne cirkulovat ihned po zatopení.
- Úspory za vytápění: lze použít jako sekundární topidlo ke stávajícímu. Topení dřevem je v dnešní době levnější než topení plynem nebo elektřinou.

Nevýhody:

- Rychlé vychladnutí systému: po vyhasnutí ohně v ohništi dochází k rychlému vychladnutí systému. Nemusí to být považováno za nevýhodu u zřídka obývaných objektů, kdy po opuštění objektu ho dále nepotřebujeme vytápět.
- Zvýšená prašnost: vzduch, který obíhá v místnosti, víří prach.
- Zdravotní rizika: spálený prach může způsobit zdravotní potíže.
- Přenos bakterií, virů a zápachu: bakterie, viry a zápach se roznáší přes rozvody do okolních místností, než je filtr stačí eliminovat.
- Vysušený vzduch: ohřívání vzduch v krbových kamnech je vysušován. Dá se kompenzovat častějším větráním nebo pořízením zvlhčovače.
- Rozvod zvuku: přes systém rozvodu vzduchu se šíří zvuk z místnosti do místnosti. Je nutná dobrá zvuková izolace.

2.3. Vytápění teplovodními krbovými kamny

Krbová kamna s teplovodním výměníkem jsou opět dvouplášťová, stejně jako teplovzdušná krbová kamna. Do ocelového nebo litinového těla se akumuluje malé množství tepla, které je následně vyzařováno do okolí kamen. Nejvíce tepelné energie vznikající v ohništi proudí se spalinami do výměníku tepla, kde proudící spaliny předávají teplo přes stěnu výměníku teplotněmu médiu, kterým bývá voda. Ohřátá voda vytékající výtakovým otvorem z výměníku je dále distribuována rozvody do otopných těles, kde dochází k přenosu tepla do místnosti. Z otopných těles se vrací chladná voda, která vtéká výtakovým otvorem nazpět do výměníku – Obr. č. 3.4.



Obr. č. 3. 4: schéma rozvodu teplé vody

[<http://www.krbari-kamnari.cz/media/img/kamna/kamna-schema-vyменik-01.jpg>]

System rozvodu tepla

V dnešní době jsou často používaná teplovodní krbová kamna. A to díky velké tepelné kapacitě vody, která je mnohem větší než u vzduchu. Umožňuje lepší akumulaci tepla, a také rozvod tepla do větších vzdáleností s menšími ztrátami. Se systémem rozvodu tepla můžeme vytápět obytné objekty, ohřívat užitkovou vodu v nádrži s výměníkem a také ukládat přebytečné teplo v akumulční nádrži. Obecně je teplovodní vytápění příjemnější, protože nedochází k velkým výkyvům teplot. [8, 10, 13]

Pokud se rozhodneme k pořízení krbových kamen s teplovodním výměníkem, měli bychom se ujistit, že máme dobrý komínový systém. Proudící spaliny ve výměníku předávají teplo vodě a sami jsou ochlazovány, čímž je zapříčiněna ztráta tahu. Další ztrátou tahu dochází usazováním spalin ve výměníku, a proto je nutné ho občas vyčistit. Usazené spaliny také zhoršují přenos tepla ve výměníku a můžou snížit výkon až o 50 %. K dosažení nízkých nákladů a zároveň příjemného vytopení objektu, musíme vhodně vybrat výkon krbových kamen, respektive výkon směřující do vody a výkon směřující do vzduchu místnosti, ve které topidlo stojí. Pokud bychom zvolili výkon do vzduchu větší, než potřebný, tak by místnost, ve které krbová kamna stojí, byla přetopena a ostatní místnosti, kde jsou umístěna otopná tělesa, by byly nevytopeny. Druhou, ne tak častou chybou je velký výkon do vody. Docházelo by k přetopení místností s otopnými tělesy a místnost s krbem by byla nevytopena. [8, 10, 13]

Dělení systému rozvodu tepla dle cirkulace vody:

- Samovolná cirkulace: princip samovolné cirkulace vody je založen na rozdílu hustot teplé a studené vody. Lehčí ohřátá voda tlačí pře sebou chladnou vodu, která se vrací zpátky do výměníku. Tento samotížný princip nevyžaduje žádné čerpadlo, avšak vyžaduje rozvody velkých rozměrů a těžká otopná tělesa. Velké množství vody v systému zapříčiňuje vyšší náklady na vytápění. Dnes se tento princip téměř nevyužívá, pouze tam, kde není dostupná elektrická energie nebo nedošlo k rekonstrukci rozvodů.
- Nucená cirkulace: pro oběh vody v systému se využívá čerpadlo. Výhodou tohoto systému je menší množství vody v oběhu, tím pádem jsou i nižší náklady na vytápění. Díky menšímu množství vody se využívají rozvody malých průměrů a tenkostěnné otopné tělesa. Dnes se tento systém využívá ve všech novostavbách pro vytápění celých domů i s více patry. [8, 10, 13]

Kombinace teplovodního s jiným druhem vytápění

V dnešní době z hlediska úspor za vytápění se vyplatí používat teplovodní krbová kamna jako sekundární topidlo. Primární topidlo, obvykle plynový nebo elektrický kotel, udržuje nižší teplotu v objektu během naší nepřítomnosti a v noci. Jakmile se vrátíme do objektu, stačí zatopit v krbových kamnech a vytopit místnosti na požadovanou, pro nás příjemnou teplotu. Termostat detekuje zvýšení teploty a vypojí primární zdroj. Takovým způsobem využívání sekundárního topidla můžeme ušetřit až 80% nákladů za vytápění. [8, 10, 13]

Další možností, jak ušetřit náklady je využití dotace z Operačního programu Životního prostředí, ve výši až 50% pořizovacích nákladů na pořízení ekologicky šetrného zdroje, jako například krbové kamna na biomasu v kombinaci s nízkoteplotním zdrojem tepla. Nízkoteplotní zdroje tepla jsou solární termické a fotovoltaické panely nebo tepelná čerpadla. Tyto systémy můžeme využívat podobně jako plynové a elektrické kotle, kdy nám temperují dům v naší nepřítomnosti nebo v noci, ale také se dají využít k nízkoteplotnímu přehřátí vody v boileru, ještě než se voda dostane do výměníku krbových kamen. [14, 15, 8, 10, 13]

Potřebné prvky v rozvodném systému:

- Oběhové čerpadlo: Čerpadlo se využívá při nucené cirkulaci vody. Vybíráme ho dle celkové dopravní výšky, průtoku a způsobu regulace. Právě možnost regulace šetří náklady na provoz čerpadla, protože se čerpadlo dimenzuje na minimální výpočtové tepoty, pohybující se značně pod bodem mrazu, které nastanou jen výjimečně, a bez možnosti regulace by čerpadlo běželo celoročně na plný výkon. Nehledě na to, že při regulaci výkonu kotle potřebujeme dodávat jiné množství vody.

- Expanzní nádoba: expanzní nádoba slouží k udržení stálého tlaku vody, kvůli měnícímu se objemu kapaliny při různých teplotách. Nádoba obsahuje elastickou nepropustnou membránu, která odděluje kapalinu z jedné strany a plyn z druhé. Při vychlazeném systému plyn zabírá celý objem nádoby. S rostoucí teplotou se objem kapaliny zvětšuje a stlačuje plyn v nádobě.
- Bezpečnostní přetlakový ventil: přetlakový ventil chrání teplovodní rozvody před poškozením. Při překročení určitého tlaku se ventil otevře a vypustí kapalinu. Pružiny, dimenzované na určitý tlak, tlačí na záklopku ventilu. Po překročení daného tlaku se pružina stlačí a otevře záklopku.
- Termostat: termostat hlídá teplotu vody a může automaticky regulovat chod čerpadla.
- Vychlazovací smyčka: zajišťuje chlazení výměníku v případě vypnutí nebo poruchy čerpadla. Ve smyčce proudí chladná voda, která ochlazuje výměník, ale podmínkou je připojení na vodovodní řád. [13, 26, 27, 28]

Výhody:

- Náklady za vytápění: oproti elektřině a plynu jsou náklady na vytápění nižší, nehledě na to, že se teplovodní krbová kamna dají využít v kombinaci s jiným druhem topidel nebo s nízkoteplotními systémy, což vede k dalším úsporám.
- Akumulace tepla: přebytek tepla, které už není potřebné k vytápění lze uložit v akumulační nádrži.
- Snadná regulace: k regulaci teploty v místnosti stačí pootočit ventil na radiátoru.
- Setrvačnost: díky velké tepelné kapacitě vody i po vyhasnutí ohně ještě chvíli otopná tělesa hřejí.

Nevýhody:

- Relativně vysoké pořizovací náklady: oproti teplovzdušným systémům rozvodu tepla jsou teplovodní rozvody složitější a tím pádem i dražší.
- Častá údržba: aby nedocházelo ke špatnému přenosu tepla a ztrátě tahu, musí se čistit systém trubek v teplovodním výměníku.
- Pomalejší náběh: oproti teplovzdušným systémům chvíli trvá, než se voda v okruhu ohřeje.

3. Výměníky tepla

Teplovodní výměníky, jak už z názvu vyplývá, slouží k výměně tepla. Výměna probíhá mezi dvěma tekutinami a to jak mezi kapalinami, plyny, tak i jejich kombinací. Používají se tam, kde nelze teplo přímo přenést, například kvůli rozdílnému teplotnímu médiu nebo rozdílným tlakům v rozvodech. Jedním z hlavních parametrů výměníku je předávací výkon, který především závisí na teplotním rozdílu neboli teplotním spádu tekutin přicházejících do výměníku. V současnosti se můžeme setkat s řadou výměníků různých rozměrů a tvarů, používajících se k ochlazení, například u elektráren v kondenzátorech, kde je potřeba odebrat teplo páře. Nebo k ohřívání, právě ve výměnících krbových kamen, kde spaliny ohřívají vodu.

Rozdělení dle způsobu přenosu tepla:

- Směšovací: K přenosu tepla nedochází přes stěny výměníků, ale mísením obou tekutin.
- Rekuperativní: k přenosu tepla dochází přes stěnu výměníku, která je neustále omývaná oběma tekutinami. Rekuperativní výměník lze rozdělit dle směru proudění tekutin.
 - Souproudé.
 - Protiproudé.
 - Křížové.
- Regenerační: tekutiny omývají těleso výměníku, které je střídavě ohříváno a ochlazováno, jako samotné tekutiny.
- Tepelné trubice: výměna tepla je zprostředkována za pomoci výparného a kondenzačního tepla, kdy topná a ohřívána tekutina je oddělena stěnou. Každá tekutina omývá opačný konec trubice a tím předávají, popřípadě odebírají skupenské teplo tekutině v trubici. [3]

Rozdělení dle provedení:

- Trubkové: trubkové výměníky jsou levné, jednoduché s malými tlakovými ztrátami. Kvůli malému přestupnímu koeficientu se nedají použít na nízké teplotní spády a pro předání i malého výkonu, potřebují velkou plochu. Pracují s maximálními výkony několika desítek kilowatů. Dále je můžeme rozdělit dle konstrukčního řešení.
 - Svislý výměník s přímými trubkami a kompenzátorem.
 - Výměník s plovoucí hlavou.
 - Výměník s U trubicemi.
 - Výměník s trubicemi i pláštěm U.
 - Výměník s Fieldovými trubkami.
 - Výměník se šroubovitě vinutými hady.
 - Výměník s trubkovými hady.

- Deskové: jejich přestupní koeficient je mnohem vyšší než u trubkových výměníků, tím pádem může pracovat s malými teplotními spády a vyššími výkony. [3]

3.1. Teplovodní výměníky v krbových kamnech

Teplovodní výměník v krbových kamnech funguje na principu rekuperace. Horké spaliny vznikající hořením paliva v ohništi, předávají teplo přes teplosměnné plochy výměníku teplotněmu médiu. Spaliny se ochlazují a jsou odváděny komínovým systémem do ovzduší. Teplotněné médium, obvykle voda, vtéká vtokovým otvorem do výměníku, kde přes teplosměnné plochy získává teplo ze spalin. Ohřátá voda vytéká odtokovým otvorem, který je napojen na teplovodní rozvodný systém.

Rozdělení výměníků dle umístění:

- V plášti krbových kamen: tento typ výměníku je umístěn nad nebo kolem ohniště v plášti krbových kamen. Je to ocelová nádoba s dvěma otvory, vtokovým a výtokovým. Tuto nádobu protíná několik otvorů, kterými proudí spaliny.
- V kouřovodu: tento výměník je obvykle umístěn v oválné nádobě, která je připevněna na kouřovodu, kde využívá odpadní teplo. Samotné trubky výměníku mohou být stočeny do spirály, popřípadě jinak protínají válcovou nádobu. U některých výměníků trubky zcela chybí.
- Kombinace: skloubení předchozích druhů výměníků na jeden zdroj.

Teplovodní výměníky v plášti krbových kamen:

- Umístěný nad ohništěm – Obr. č. 4.1.
- Umístěný nad ohništěm a místo zadní stěny ohniště – Obr. č. 4.2.
- Umístěný nad ohništěm a místo zadní a bočních stěn ohniště – Obr. č. 4.3.
- Umístěný nad ohništěm s nekrhovým odvodem spalin – Obr. č. 4.4.



Obr. č. 4. 1: výměník umístěný pouze nad ohništěm

[http://www.haassohn-rukov.cz/images/products/kourovina/Vymenik-Vestre-Marma_08.jpg]



Obr. č. 4. 2 výměník umístěná nad ohništěm a místo zadní strany ohniště
[http://www.haassohn-rukov.cz/images/products/kourovina/Vymenik_Odense_II_0426627106000.jpg]



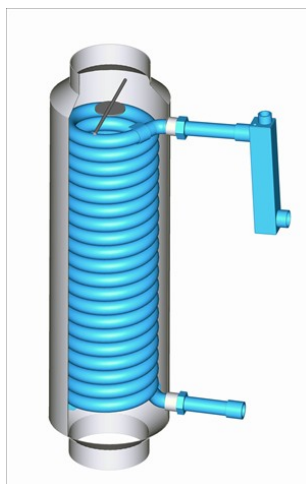
Obr. č. 4. 3: výměník umístěný nad ohništěm a místo zadní a bočních stěn ohniště
[http://www.haassohn-rukov.cz/images/products/kourovina/Vymenik_Tanaga_GMP_11.jpg]



Obr. č. 4. 4: výměník umístěný nad ohništěm
[<http://www.abx.cz/images/376/x-x-x-full.jpg>]

Teplovodní výměníky na kouřovodu:

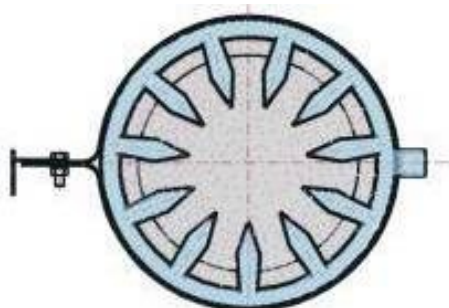
- Spirálový – Obr. č. 4.5.
- S překříženými trubkami – Obr. č. 4.6.
- Se šípovitými lamelami – Obr. č. 4.7.



Obr. č. 4. 5: výměník s trubicí do spirály
[<http://www.rolf.cz/portals/67/sys41/fotoShort/1474.png>]



Obr. č. 4. 6: výměník s překříženými trubicími
[<http://www.mbterm-krby.cz/cz/prislusenstvi-krbovych-vlozek/1049-teplovodni-vymenik-turbo-200.html>]



Obr. č. 4. 7: s šipovitými lamelami
[http://www.oblibene.org/userdata/shoping/krby-kama/%7B3KFrcB-1029%7D_vym_tsv2_rez.jpg]

Každý z těchto uvedených výměníků se od sebe může lišit velikostí, tedy objemem a teplosměnnou plochou. Další odlišností může být různý počet a uspořádání otvorů pro průtok spalin ve výměníku umístěných v těle krbových

kamen, množství spirál nebo trubek, kterými proudí kapalina u výměníků na kouřovodu. Všechny zmíněnými odlišnostmi se mění výkon výměníku.

4. Stechiometrické výpočty

Veškeré vzorce uvedené v této kapitole jsou ze zdrojů [4, 5, 20].

Spalování, respektive oxidace paliva je proces, při kterém dochází k reakci kyslíku s aktivními prvky paliva, což jsou uhlík, vodík a síra. Pasivní prvky paliva, dusík a kyslík, nepřinášejí žádnou energetickou hodnotu. Uhlík reaguje s kyslíkem při dokonalém spalování za vzniku oxidu uhličitého a vodík za vzniku vodní páry. Oxid siřičitý vznikající ze síry má nepříznivé dopady na životní prostředí a proto je síra v palivu nežádoucí i přes svůj energetický přínos. Zmíněné prvky jsou součástí hořlaviny, která se dělí na hořlavinu prchavou a neprchavou. Prchavá hořlavina jsou plynné látky, které rychle vyhořívají a jsou užitečné při zapalování paliva. S větším množstvím neprchavé hořlaviny se prodlužuje doba hoření. Další složkou paliva je popel. Tvoří ho nespalitelné prvky a sloučeniny jako brom, zinek nebo například oxidy železa. Obecně popel považujeme za přítěž neboli balast. Poslední složkou je voda. Velká část energie se spotřebovává právě na vypaření vody, kvůli velkému výparnému teplu. Toto teplo obsažené v páře uniká bez užítku do atmosféry. Možností jak zabránit tepelným ztrátám v podobě páry je využití kondenzačního kotle, popřípadě palivo dobře vysušit. [5, 6, 19, 20]

Palivo pro výpočty je zvoleno bukové dřevo, a to díky své vysoké výhřevnosti a obsahu vody po vysušení, které dosahuje hodnot kolem 15 %. Také obsah síry a popeloviny je nepatrný a proto je bukové dřevo výhodné ke spalování z energetického hlediska a přitom není nepříznivé k životnímu prostředí jako například uhlí. [4, 19, 21]

Rozbor paliva [19]

$$Q_i^a = 14,962 \text{ MJ/kg}_{\text{pal}}$$

$$W^a = 13,58 \%$$

$$A^a = 0,44 \%$$

$$C^a = 41,97 \%$$

$$H^a = 5,41 \%$$

$$S^a = 0,01 \%$$

$$N^a = 0,11 \%$$

$$O^a = 38,48 \%$$

Teoretický objem kyslíku potřebný pro ideální spálení 1 kg paliva

$$V_{O_2,t} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^a}{12,01} + \frac{H^a}{4,032} + \frac{S^a}{32,06} - \frac{O^a}{32} \right) \quad [m^3_n/kg_{\text{pal}}] \quad (1)$$

$$V_{O_2,t} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,4197}{12,01} + \frac{0,0541}{4,032} + \frac{0,0001}{32,06} - \frac{0,3848}{32} \right) = 0,814 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde	C ^a	obsah uhlíku v analytickém vzorku paliva	[1]
	H ^a	obsah vodíku v analytickém vzorku paliva	[1]
	S ^a	obsah síry v analytickém vzorku paliva	[1]
	O ^a	obsah kyslíku v analytickém vzorku paliva	[1]

Teoretický objem suchého vzduchu potřebný pro ideální spálení 1 kg paliva

$$V_{vz,t}^s = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2,t} \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (2)$$

$$V_{vz,t}^s = \frac{100}{21} \cdot 0,814 = 3,876 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde	V _{O₂,t}	teoretický objem kyslíku z rce. 1	[m _n ³ /kg _{pal}]
-----	------------------------------	-----------------------------------	---

Teoretický objem vlhkého vzduchu potřebný pro ideální spálení 1 kg paliva

V běžných klimatických podmínkách při relativní vlhkosti vzduchu 70 % a teplotě 20 °C můžeme součinitel absolutní vlhkosti vzduchu zvolit přibližně χ=1,016. [5]

$$V_{vz,t}^v = \chi \cdot V_{vz,t}^s \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (3)$$

$$V_{vz,t}^v = 1,016 \cdot 3,876 = 3,938 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde	V _{vz,t} ^s	teor. objem suchého vzduchu z rce. 2	[m _n ³ /kg _{pal}]
	χ	součinitel absolutní vlhkosti vzduchu	[1]

Skutečný objem suchého vzduchu potřebný pro spálení 1 kg paliva

Ve skutečnosti ideálního spalování nelze docílit, aby docházelo k úplnému vyhoření paliva a nedocházelo k tvoření značného nedopalu, musí spalování probíhat za většího množství vzduchu, než ideálního. Množství přebytku vzduchu záleží na spalovacím zařízení a lze ho vyjádřit součinitelem přebytku spalovacího vzduchu. U krbových kamen bývá součinitel přebytku spalovacího vzduchu obvykle v rozmezí n = 2 ÷ 4. V této práci je počítáno s n = 2,2. [5] [22]

$$V_{vz}^s = n \cdot V_{vz,t}^s \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (4)$$

$$V_{vz}^s = 2,2 \cdot 3,876 = 8,527 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde	V _{vz,t} ^s	teor. objem suchého vzduchu z rce. 2	[m _n ³ /kg _{pal}]
	n	součinitel přebytku spalovacího vzduchu	[1]

Skutečný objem vlhkého vzduchu potřebný pro spálení 1 kg paliva

$$V_{vz}^v = \chi \cdot V_{vz}^s \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (5)$$

$$V_{vz}^v = 1,016 \cdot 8,527 = 8,663 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde V_{vz}^s skutečný objem suchého vzduchu z rce. 4 $[\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 χ součinitel absolutní vlhkosti vzduchu [1]

Objemy jednotlivých složek spalin uvolněných z paliva

Objem oxidu uhličitého

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^a \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (6)$$

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4197 = 0,778 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde C^a obsah uhlíku v analytickém vzorku paliva [1]

Objem oxidu siřičitého

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^a \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (7)$$

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0001 = 6,828 \cdot 10^{-5} \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde S^a obsah síry v analytickém vzorku paliva [1]

Objem dusíku

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^a \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (8)$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0011 = 8,795 \cdot 10^{-4} \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde N^a obsah dusík v analytickém vzorku paliva [1]

Objem vody obsažené v palivu

$$V_{\text{H}_2\text{O},p} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^a + \frac{44,8}{36,032} \cdot W^a \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (9)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O},p} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0541 + \frac{44,8}{36,032} \cdot 0,1358 = 0,770 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde H^a obsah vodíku v analytickém vzorku paliva [1]
 W^a obsah vody v analytickém vzorku paliva [1]

Teoretický objem suchých spalin vzniklých ideálním spálením 1 kg paliva

$$V_{\text{sp},t}^s = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2} + \frac{79}{100} \cdot V_{vz,t}^s \quad [\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (10)$$

$$V_{\text{sp},t}^s = 0,778 + 6,828 \cdot 10^{-5} + 8,795 \cdot 10^{-4} + \frac{79}{100} \cdot 3,876 = 3,841 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Kde	V_{CO_2}	objem CO_2 uvolněných z paliva z rce. 6	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{SO_2}	objem SO_2 uvolněných z paliva z rce. 7	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{N_2}	objem N_2 uvolněných z paliva z rce. 8	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{vz,t}^s$	teor. objem suchého vzduchu z rce. 2	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Teoretický objem vlhkých spalin vzniklých ideálním spálením 1 kg paliva

$$V_{sp,t}^v = V_{sp,t}^s + V_{H_2O,p} + (V_{vz,t}^v - V_{vz,t}^s) \quad [m^3_n/kg_{pal}] \quad (11)$$

$$V_{sp,t}^v = 3,842 + 0,770 + (3,938 - 3,876) = 4,674 m^3_n/kg_{pal}$$

Kde	$V_{sp,t}^s$	teor. objem suchých spalin z rce. 10	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{H_2O,p}$	objem vody obsažené v palivu z rce. 9	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{vz,t}^v$	teor. objem vlhkého vzduchu z rce. 3	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{vz,t}^s$	teor. objem suchého vzduchu z rce. 2	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Skutečný objem suchých spalin vzniklých spálením 1 kg paliva

$$V_{sp}^s = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + \frac{79}{100} \cdot V_{vz}^s + \frac{21}{100} \cdot (V_{vz}^s - V_{vz,t}^s) \quad [m^3_n/kg_{pal}] \quad (12)$$

$$V_{sp}^s = 0,778 + 6,828 \cdot 10^{-5} + 8,795 \cdot 10^{-4} + \frac{79}{100} \cdot 8,527 + \frac{21}{100} \cdot (8,527 - 3,876) = 8,492 m^3_n/kg_{pal}$$

Kde	V_{CO_2}	objem CO_2 uvolněných z paliva z rce. 6	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{SO_2}	objem SO_2 uvolněných z paliva z rce. 7	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{N_2}	objem N_2 uvolněných z paliva z rce. 8	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{vz}^s	skutečný objem suchého vzduchu z rce. 4	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{vz,t}^s$	teor. objem suchého vzduchu z rce. 2	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Skutečný objem vlhkých spalin vzniklých spálením 1 kg paliva

$$V_{sp}^v = V_{sp}^s + V_{H_2O,p} + (V_{vz,t}^v - V_{vz,t}^s) \quad [m^3_n/kg_{pal}] \quad (13)$$

$$V_{sp}^v = 8,492 + 0,770 + (3,938 - 3,876) = 9,324 m^3_n/kg_{pal}$$

Kde	V_{sp}^s	skut. objem suchých spalin z rce. 12	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{H_2O,p}$	objem vody obsažené v palivu z rce. 9	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{vz,t}^v$	teor. objem vlhkého vzduchu z rce. 3	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{vz,t}^s$	teor. objem suchého vzduchu z rce. 2	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Koncentrace jednotlivých složek suchých spalin

Oxid uhličitý

$$x_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp}^s} \quad [1] \quad (14)$$

$$x_{CO_2} = \frac{0,778}{8,492} = 9,160 \%$$

Kde	V_{sp}^s	skutečný objem suchých spalin z rce. 12	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{CO_2}	objem CO_2 uvolněných z paliva z rce. 6	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Oxid siřičitý

$$x_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{sp}^s} \quad [1] \quad (15)$$

$$x_{SO_2} = \frac{6,828 \cdot 10^{-5}}{8,492} = 8,041 \cdot 10^{-4} \%$$

Kde	V_{sp}^s	skutečný objem suchých spalin z rce. 12	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{SO_2}	objem SO_2 uvolněných z paliva z rce. 6	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Kyslík

$$x_{O_2} = \frac{\frac{21}{100} \cdot (V_{vz}^s - V_{vz,t}^s)}{V_{sp}^s} \quad [1] \quad (16)$$

$$x_{O_2} = \frac{\frac{21}{100} \cdot (8,527 - 3,876)}{8,492} = 11,502 \%$$

Kde	V_{vz}^s	skutečný objem suchého vzduchu z rce. 4	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	$V_{vz,t}^s$	teor. objem suchého vzduchu z rce. 2	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{sp}^s	skutečný objem suchých spalin z rce. 12	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Dusík

$$x_{N_2} = \frac{V_{N_2} + \frac{79}{100} V_{vz}^s}{V_{sp}^s} \quad [1] \quad (17)$$

$$x_{N_2} = \frac{8,795 \cdot 10^{-4} + \frac{79}{100} \cdot 8,527}{8,492} = 79,336 \%$$

Kde	V_{sp}^s	skutečný objem suchých spalin z rce. 12	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{N_2}	objem N_2 uvolněných z paliva z rce. 6	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{vz}^s	skutečný objem suchého vzduchu z rce. 4	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Koncentrace jednotlivých složek vlhkých spalin

Oxid uhličitý

$$x_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp}^v} \quad [1] \quad (18)$$

$$x_{CO_2} = \frac{0,778}{9,324} = 8,344 \%$$

Kde	V_{sp}^v	skutečný objem vlhkých spalin z rce. 13	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	V_{CO_2}	objem CO_2 uvolněných z paliva z rce. 6	$[m^3_n/kg_{pal}]$

Oxid siřičitý

$$x_{\text{SO}_2} = \frac{V_{\text{SO}_2}}{V_{\text{sp}}^v} \quad [1] \quad (19)$$

$$x_{\text{SO}_2} = \frac{6,828 \cdot 10^{-5}}{9,324} = 7,323 \cdot 10^{-4} \%$$

Kde V_{sp}^v skutečný objem vlhkých spalin z rce. 13 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 V_{SO_2} objem SO_2 uvolněných z paliva z rce. 6 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$

Kyslík

$$x_{\text{O}_2} = \frac{\frac{21}{100} \cdot (V_{\text{vz}}^s - V_{\text{vz,t}}^s)}{V_{\text{sp}}^v} \quad [1] \quad (20)$$

$$x_{\text{O}_2} = \frac{\frac{21}{100} \cdot (8,527 - 3,876)}{9,324} = 10,472 \%$$

Kde V_{vz}^s skutečný objem suchého vzduchu z rce. 4 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 $V_{\text{vz,t}}^s$ teor. objem suchého vzduchu z rce. 2 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 V_{sp}^v skutečný objem vlhkých spalin z rce. 13 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$

Dusík

$$x_{\text{N}_2} = \frac{V_{\text{N}_2} + \frac{79}{100} V_{\text{vz}}^s}{V_{\text{sp}}^v} \quad [1] \quad (21)$$

$$x_{\text{N}_2} = \frac{8,795 \cdot 10^{-4} + \frac{79}{100} \cdot 8,527}{9,324} = 72,226 \%$$

Kde V_{sp}^v skutečný objem vlhkých spalin z rce. 13 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 V_{N_2} objem N_2 uvolněných z paliva z rce. 6 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 V_{vz}^s skutečný objem suchého vzduchu z rce. 4 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$

Vodní pára

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O,p}} + (V_{\text{vz}}^v - V_{\text{vz}}^s)}{V_{\text{sp}}^v} \quad [1] \quad (22)$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,770 + (8,663 - 8,527)}{9,324} = 9,717 \%$$

Kde V_{vz}^s skutečný objem suchého vzduchu z rce. 4 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 V_{vz}^v skutečný objem vlhkého vzduchu z rce. 5 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$
 V_{sp}^v skutečný objem vlhkých spalin z rce. 13 $[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$

Hustota jednotlivých složek spalin

Hustota oxidu uhličitého

$$\rho_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{V_{\text{m,CO}_2}} \quad [\text{kg}/\text{m}^3_{\text{n}}] \quad (23)$$

$$\rho_{\text{CO}_2} = \frac{44,01}{22,26} = 1,977 \text{ kg/m}_n^3$$

Kde M_{CO_2} molární hmotnost oxidu uhličitého [kg/mol]
 V_{m,CO_2} molový objem oxidu uhličitého [m_n^3/mol]

Hustota oxidu siřičitého

$$\rho_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{V_{m,\text{SO}_2}} \quad [\text{kg/m}_n^3] \quad (24)$$

$$\rho_{\text{SO}_2} = \frac{64,06}{21,89} = 2,926 \text{ kg/m}_n^3$$

Kde M_{SO_2} molární hmotnost oxidu siřičitého [kg/mol]
 V_{m,SO_2} molový objem oxidu siřičitého [m_n^3/mol]

Hustota dusíku

$$\rho_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{V_{m,\text{N}_2}} \quad [\text{kg/m}_n^3] \quad (25)$$

$$\rho_{\text{N}_2} = \frac{28,01}{22,4} = 1,251 \text{ kg/m}_n^3$$

Kde M_{N_2} molární hmotnost dusíku [kg/mol]
 V_{m,N_2} molový objem dusíku [m_n^3/mol]

Hustota kyslík

$$\rho_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{V_{m,\text{O}_2}} \quad [\text{kg/m}_n^3] \quad (26)$$

$$\rho_{\text{O}_2} = \frac{32}{22,4} = 1,429 \text{ kg/m}_n^3$$

Kde M_{O_2} molární hmotnost kyslíku [kg/mol]
 V_{m,O_2} molový objem kyslíku [m_n^3/mol]

Hustota vodní páry

$$\rho_{\text{pH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{m,\text{H}_2\text{O}}} \quad [\text{kg/m}_n^3] \quad (27)$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{18,016}{22,4} = 0,804 \text{ kg/m}_n^3$$

Kde $M_{\text{H}_2\text{O}}$ molární hmotnost vodní páry [kg/mol]
 $V_{m,\text{H}_2\text{O}}$ molový objem vodní páry [m_n^3/mol]

Hustota vlhkých spalin

$$\rho_{\text{sp}}^{\text{v}} = \frac{\rho_{\text{CO}_2} \cdot x_{\text{CO}_2} + \rho_{\text{SO}_2} \cdot x_{\text{SO}_2} + \rho_{\text{N}_2} \cdot x_{\text{N}_2} + \rho_{\text{O}_2} \cdot x_{\text{O}_2} + \rho_{\text{pH}_2\text{O}} \cdot x_{\text{H}_2\text{O}}}{100} \quad [\text{kg/m}_n^3] \quad (28)$$

$$\rho_{sp}^v = \frac{1,977 \cdot 8,344 + 2,926 \cdot 7,323 \cdot 10^{-4} + 1,251 \cdot 72,226 + 1,429 \cdot 10,472 + 0,804 \cdot 9,717}{100} = 1,296 \text{ kg/m}_n^3$$

Kde	ρ_{CO_2}	hustota CO ₂ ve spalinách z rce. 23	[kg/m _n ³]
	ρ_{SO_2}	hustota SO ₂ ve spalinách z rce. 24	[kg/m _n ³]
	ρ_{N_2}	hustota N ₂ ve spalinách z rce. 25	[kg/m _n ³]
	ρ_{O_2}	hustota O ₂ ve spalinách z rce. 26	[kg/m _n ³]
	ρ_{pH_2O}	hustota H ₂ O ve spalinách z rce. 27	[kg/m _n ³]
	x_{CO_2}	koncentrace CO ₂ ve spalinách z rce. 18	[1]
	x_{SO_2}	koncentrace SO ₂ ve spalinách z rce. 19	[1]
	x_{N_2}	koncentrace N ₂ ve spalinách z rce. 20	[1]
	x_{O_2}	koncentrace O ₂ ve spalinách z rce. 21	[1]
	x_{H_2O}	koncentrace H ₂ O ve spalinách z rce. 22	[1]

5. Výpočet teploty ve spalovací komoře

Teplota ve spalovací komoře vychází z bilance entalpie na vstupu a na výstupu. Entalpie je pak přímo úměrná měrné tepelné kapacitě a teplotě paliva, vzduchu a spalin.

Měrná tepelná kapacita spalin

Spaliny jsou složeny z vodní páry, oxidu siřičitého, oxidu uhelnatého, kyslíku a dusíku. Potřebujeme znát měrné tepelné kapacity jednotlivých plynů, které se ale mění s teplotou, a proto musím teplotu ve spalovací komoře odhadnout. Odhad teploty $t_{sk} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$. [2]

Měrné tepelné kapacity plynů při 800 °C z přílohy č. 1.

$$\begin{aligned} c_{p,O_2} &= 1,571 \text{ kJ}/(\text{m}_n^3 \cdot \text{K}) \\ c_{p,N_2} &= 1,477 \text{ kJ}/(\text{m}_n^3 \cdot \text{K}) \\ c_{p,CO_2} &= 2,453 \text{ kJ}/(\text{m}_n^3 \cdot \text{K}) \\ c_{p,SO_2} &= 2,428 \text{ kJ}/(\text{m}_n^3 \cdot \text{K}) \\ c_{p,pH_2O} &= 1,885 \text{ kJ}/(\text{m}_n^3 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

Suma součinu měrných tepelných kapacit složek spalin s jejichmi koncentracemi je rovna měrné tepelné kapacitě spalin.

$$c_{p,sp} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot c_{p,i} \quad [\text{kJ}/(\text{m}_n^3 \cdot \text{K})] \quad (29)$$

$$c_{p,sp} = (x_{O_2} \cdot c_{p,O_2} + x_{N_2} \cdot c_{p,N_2} + x_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} + x_{SO_2} \cdot c_{p,SO_2} + x_{H_2O} \cdot c_{p,pH_2O} \cdot 1100$$

$$c_{p,sp} = (11,642 \cdot 1,571 + 73,005 \cdot 1,477 + 9,324 \cdot 2,453 + 6,511 \cdot 10^{-4} \cdot 2,428 + 8,820 \cdot 1,885 \cdot 1100 = 1,656 \text{ kJ}/(\text{m}_n^3 \cdot \text{K})$$

Kde	c_{p,O_2}	měrná tepelná kapacita O_2	$[kJ/(m_n^3 \cdot K)]$
	c_{p,N_2}	měrná tepelná kapacita N_2	$[kJ/(m_n^3 \cdot K)]$
	c_{p,CO_2}	měrná tepelná kapacita CO_2	$[kJ/(m_n^3 \cdot K)]$
	c_{p,SO_2}	měrná tepelná kapacita SO_2	$[kJ/(m_n^3 \cdot K)]$
	c_{p,H_2O}	měrná tepelná kapacita vodní páry	$[kJ/(m_n^3 \cdot K)]$
	x_{O_2}	koncentrace O_2 ve spalinách	[1]
	x_{N_2}	koncentrace N_2 ve spalinách	[1]
	x_{CO_2}	koncentrace CO_2 ve spalinách	[1]
	x_{SO_2}	koncentrace SO_2 ve spalinách	[1]
	x_{H_2O}	koncentrace H_2O ve spalinách	[1]

Měrná tepelná kapacita vzduchu při 20 °C a přebytku vzduchu $n = 2,2$.

$$c_{p,vz} = 1,375 \text{ kJ}/(m_n^3 \cdot K)$$

Měrná tepelná kapacita paliva při 25 °C. [2]

$$c_{p,pal} = 1,8596 \text{ kJ}/(kg \cdot K)$$

Teplota ve spalovací komoře

Teplota ve spalovací komoře vychází z rovnosti entalpií vzduchu, paliva a spalin. Je však nutné započítat i účinnost krbových kamen, která se u moderních zařízení pohybuje nad 80 %. Proto volím účinnost krbových kamen 81,6 %. [29]

$$t_{sk} = \frac{Q_i^a \cdot \eta_{kk} + c_{p,pal} \cdot t_{pal} + c_{p,vz} \cdot t_{vz} \cdot V_{vz}^v}{c_{p,sp} \cdot V_{sp}^v} \quad [^\circ C] \quad (30)$$

$$t_{sk} = \frac{14962 \cdot 0,816 + 1,8596 \cdot 25 + 1,375 \cdot 20 \cdot 8,663}{1,656 \cdot 9,324} = 810 \text{ } ^\circ C$$

Kde	Q_i^a	výhřevnost paliva	[kJ]
	$c_{p,pal}$	měrná tepelná kapacita paliva	$[kJ/(kg \cdot K)]$
	$c_{p,vz}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	$[kJ/(m_n^3 \cdot K)]$
	$c_{p,sp}$	měrná tepelná kapacita spalin z rce. 29	$[kJ/(m_n^3 \cdot K)]$
	t_{pal}	teplota paliva	$[^\circ C]$
	t_{vz}	teplota vzduchu	$[^\circ C]$
	V_{vz}^v	skutečný objem vlhkého vzduchu z rce. 5	$[m_n^3/kg_{pal}]$
	V_{sp}^v	skutečný objem vlhkých spalin z rce. 13	$[m_n^3/kg_{pal}]$
	η_{kk}	účinnost krbových kamen	[1]

Teplota ve spalovací komoře 810 °C je blízka mému odhadu, měrné tepelné kapacity složek spalin se s přírůstkem teploty 10 °C výrazně nezmění, proto není nutné teplotu přepočítávat.

6. Návrh teplovodního výměníku

Teplovodní výměník je navržen z několika částí, a to tak, aby výsledný výkon výměníku byl 8 kW při účinnosti krbových kamen 81,6 % – Obr. č. 7.1. První část výměníku je nádoba umístěna místo zadní stěny ohniště, kde je také v jejím spodním rohu vtokový otvor pro vodu. Tato nádoba má výšku 340 mm, kde výpočetní plocha, respektive plocha, kterou prochází tepelný tok z ohniště do vody má výšku 300 mm s šířkou 300 mm. Hloubka této nádoby je 40 mm. Další částí je nádoba vysoká 100 mm, široká 300 mm a s hloubkou 250 mm, která je umístěna nad ohništěm, ve které se nachází osm pěti centimetrových otvorů, kterými proudí spaliny do kouřovodu. Na této nádobě je také umístěn výtokový otvor, ležící na stejné straně výměníku, jako je vtokový otvor, ale v opačném rohu. Výměník je zhotoven ze čtyř milimetrového silného ocelového plechu a ohřívá vodu z 60 °C na 75 °C. [29]



Obr. č. 6. 1: navrhovaný výměník [zdroj: autor]

7. Výpočet výměníku

Cílem výpočtu teplovodního výměníku je vypočítání součinitelů přestupu tepla na straně vody a na straně spalin. Součinitelů přestupu tepla na straně spalin i vody budou tři, díky tvaru výměníku, který je složený z několika částí. K přenosu tepla bude docházet při obtékání dvou desek a několika trubek výměníku vodou a

spalinami. Součinitele přestupu tepla na straně spalin budou v sobě zahrnovat také radiaci spalin a plamene.

7.1. Přestup tepla konvekcí spalin

Při přestupu tepla konvekcí neboli prouděním dochází k obtékání výměníku spalinami. Proto je nutné znát skutečný objem spalin, respektive objem spalin protékajících za sekundu při teplotě, která se v krbových kamnech skutečně vyskytuje. [2, 5]

Objem spalin za reálných podmínek

Reálné podmínky v tomto případě představují tlak 98 kPa a střední teplotu spalin před výměníkem, což je 800 °C a za výměníkem, což je 300 °C. Výpočtová teplota tedy je 550 °C.

$$V_{sp,skut} = V_{sp}^v \cdot \frac{T_{skut}}{T_n} \cdot \frac{p_n}{p_{skut}} \quad [m^3/kg_{pal}] \quad (31)$$

$$V_{sp,skut} = 9,324 \cdot \frac{823,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{98000} = 29,052 \text{ m}^3/kg_{pal}$$

Kde	V_{sp}^v	skutečný objem vlhkých spalin z rce. 13	$[m^3_n/kg_{pal}]$
	T_n	teplota za normálních podmínek	$[K]$
	T_{skut}	skutečná teplota spalin	$[K]$
	p_n	tlak za normálních podmínek	$[Pa]$
	p_{skut}	skutečný tlak ve spalovací komoře	$[Pa]$

Hmotnostní tok paliva

Pro zjištění objemového toku spalin je nutné také znát hmotnostní tok paliva, který nám říká, kolik paliva potřebujeme k dosáhnutí výkonu krbových kamen 12 kW.

$$\dot{m}_{pal} = \frac{Q_{kk}}{Q_i^a \cdot \eta_{kk}} \quad [kg_{pal}/s] \quad (32)$$

$$\dot{m}_{pal} = \frac{12000}{14962000 \cdot 0,816} = 9,829 \cdot 10^{-4} \text{ kg}_{pal}/s$$

Kde	Q_{kk}	výkon krbových kamen	$[W]$
	Q_i^a	výhřevnost paliva	$[J]$
	η_{kk}	účinnost krbových kamen	$[1]$

Objemový tok spalin

$$V_{sp} = V_{sp,skut} \cdot \dot{m}_{pal} \quad [m^3/s] \quad (33)$$

$$V_{sp} = 29,052 \cdot 9,829 \cdot 10^{-4} = 28,555 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/s$$

Kde	$V_{sp,skut}$	reálný objem spalin z rce. 31	$[m^3/kg_{pal}]$
	\dot{m}_{pal}	hmotnostní tok paliva z rce. 32	$[kg_{pal}/s]$

7.1.1. Obtékání svislé desky výměníku spalinami

Velikost součinitele přestupu tepla závisí na druhu proudění, které může být laminární, přechodové nebo turbulentní. Jaký druh proudění nastane, záleží na rychlosti proudění spalin při obtékání desky výměníku. Rychlost spalin pak ovlivňuje velikost spalovací komory, která má půdorys 40 x 35 centimetrů a výšku 40 centimetrů.

Průřez spalovací komory

$$S_{sk} = l_s \cdot l_h \quad [m^2] \quad (34)$$

$$S_{sk} = 0,4 \cdot 0,35 = 0,14 \text{ m}^2$$

Kde	l_s	šířka spalovací komory	$[m]$
	l_h	hloubka spalovací komory	$[m]$

Rychlost obtékání spalin desky výměníku

$$w_{sp,d} = \frac{V_{sp}}{S_{sk}} \quad [m/s] \quad (35)$$

$$w_{sp,d} = \frac{28,555 \cdot 10^{-3}}{0,14} = 0,204 \text{ m/s}$$

Kde	V_{sp}	objemový tok spalin z rce. 31	$[m^3/s]$
	S_{sk}	průřez spalovací komory z rce. 32	$[m^2]$

Reynoldsovo kritérium

Dosažením rychlosti proudu spalin do Reynoldsova kritéria se určí druh proudění. Pro výpočet tohoto kritéria je také zapotřebí znát charakteristický rozměr, což při obtékání desky je délka desky, v tomto případě výška a kinematickou viskozitu spalin při teplotě 810 °C.

Kinematická viskozita spalin při teplotě 810 °C z přílohy č. 3.

$$\nu_{sp} = 133,87 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/s$$

$$Re = \frac{w_{sp,d} \cdot L_d}{\nu_{sp}} \quad [1] \quad (36)$$

$$Re = \frac{0,204 \cdot 0,3}{131,87 \cdot 10^{-6}} = 464$$

Kde	ν_{sp}	kinematická viskozita spalin při 810 °C	$[m^2/s]$
	L_d	výška desky výměníku	$[m]$
	$w_{sp,d}$	rychlost spalin z rce. 35	$[m/s]$

Reynoldsovo kritérium s výsledkem 464 nepřekročilo hodnotu $5 \cdot 10^5$, což je hraniční hodnota mezi laminárním a turbulentním prouděním. Na základě výpočtu vím, že nastává laminární proudění. [2]

Laminární obtékání desky

Pro vynucenou konvekci při laminárním obtékání desky zjišťuji velikost Nusseltova kritéria. Následně z Nusseltova kritéria výpočtu součinitel přestupu tepla. Pro tento výpočet potřebuji znát Prandtlovo kritérium při 810 °C.

Prandtlovo kritérium pro spaliny při teplotě 810 °C z přílohy č. 3.

$$Pr_{sp} = 0,599$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_{sp}^{\frac{1}{3}} \quad [1] \quad (37)$$

$$Nu = 0,67 \cdot 464^{\frac{1}{2}} \cdot 0,599^{\frac{1}{3}} = 12,166$$

Kde	Re	Reynoldsovo kritérium z rce. 36	[1]
	Pr_{sp}	Prandtlovo kritérium	[1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí spalin při obtékání svislé desky výměníku

Součinitel tepelné vodivosti spalin při 810 °C z přílohy č. 3.

$$\lambda_{sp} = 9,235 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

$$\alpha_{sp,k,sd} = Nu \cdot \frac{\lambda_{sp}}{L_d} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (38)$$

$$\alpha_{sp,k,sd} = 12,166 \cdot \frac{9,235 \cdot 10^{-2}}{0,3} = 3,745 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Kde	Nu	Nusseltovo kritérium z rce. 37	[1]
	λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti spalin	[W/(m·K)]
	L_d	výška desky výměníku	[m]

7.1.2. Obtékání vodorovné desky výměníku spalinami

Při obtékání vodorovné desky výměníku dochází ke složitému turbulentnímu proudění kolmého na desku výměníku, pro výpočet zjednoduším na laminární obtékání desky, stejně jako u svislé desky výměníku. Součinitel přestupu tepla bude tedy $\alpha_{sp,k,vd} = 3,745 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Z hlediska výkonu výměníku se pohybují na bezpečné straně přestupu tepla, respektive součinitel přestupu tepla by byl při turbulentním proudění mírně vyšší.

7.1.3. Proudění spalin v trubkách

Stejně jako v předchozích případech velikost součinitele přestupu tepla závisí na druhu proudění, který se určí stejně. Průřez, kterým proudí spaliny, je plocha všech osmi trubek procházející výměníkem.

Průřez trubek výměníku

$$S_t = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot 8 \quad [m^2] \quad (39)$$

$$S_t = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 8 = 0,016 \text{ m}^2$$

Kde d_{tr} průměr trubky výměníku [m]

Rychlost proudění spalin v trubkách

$$w_{sp,t} = \frac{V_{sp}}{S_t} \quad [m/s] \quad (40)$$

$$w_{sp,t} = \frac{28,555 \cdot 10^{-3}}{0,016} = 1,785 \text{ m/s}$$

Kde V_{sp} objemový tok spalin z rce. 33 [m³/s]
 S_t průřez trubek výměníku z rce. 39 [m²]

Reynoldsovo kritérium

Charakteristický rozměr v tomto případě je vnitřní průměr trubky a kinematická viskozita spalin je brána při teplotě 550 °C, což je střední teplota před a za výměníkem.

Kinematická viskozita spalin při teplotě 550 °C z přílohy č. 3.

$$\nu_{sp} = 84,955 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{w_{sp,t} \cdot d_{tr}}{\nu_{sp}} \quad [1] \quad (41)$$

$$Re = \frac{1,785 \cdot 0,05}{84,955 \cdot 10^{-6}} = 1051$$

Kde ν_{sp} kinematická viskozita spalin při 550 °C [m²/s]
 d_{tr} průměr trubky výměníku [m]
 $w_{sp,t}$ rychlost proudění spalin z rce. 40 [m/s]

Reynoldsovo kritérium s výsledkem 1051 nepřekročilo hodnotu 2320, což je hraniční hodnota mezi laminárním a přechodovým prouděním. Na základě výpočtu vím, že nastává laminární proudění. [2]

Laminární proudění ve vvislém potrubí

Abych mohl vypočítat součinitel přestupu tepla, potřebuji znát Grashofovo a Prandtlovo kritérium. V případě, kdy podíl délky trubky k průměru trubky je menší než padesátinásobek průměru trubky, zavádí se opravný součinitel ε_L . U Grashofova kritéria budu potřebovat také určující teplotu, což je střední teplota mezi teplotou stěny (100 °C) a teplotu plynu (550 °C).

Prandtlovo kritérium spalin při teplotě 550 °C z přílohy č. 3.

$$Pr_{sp} = 0,63$$

Opravný součinitel ε_L pro $l/d = 2$. [2]

$$\varepsilon_L = 1,613$$

Grashofovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot d_{tr}^3}{\nu_{sp}^2} \cdot \frac{1}{T_{urč}} \cdot \Delta t \quad [1] \quad (42)$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,05^3}{(84,955 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1}{325+273,15} \cdot (550 - 100) = 127821$$

Kde	g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
	ν_{sp}	kinematická viskozita spalin při 550 °C	[m ² /s]
	d_{tr}	průměr trubky výměníku	[m]
	Δt	rozdíl teplot spalin a stěny výměníku	[°C]

Nusseltovo kritérium

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr_{sp})^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr_{sp})^{0,1} \cdot \varepsilon_L \quad [1] \quad (43)$$

$$Nu = 0,74 \cdot (1051 \cdot 0,63)^{0,2} \cdot (127821 \cdot 0,63)^{0,1} \cdot 1,613 = 13,541$$

Kde	Re	Reynoldsovo kritérium z rce. 36	[1]
	Pr_{sp}	Prandtlovo kritérium	[1]
	Gr	Grashofovo kritérium z rce. 42	[1]
	ε_L	opravný součinitel	[1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí spalin při proudění v trubkách výměníku

Součinitel přestupu tepla v trubkách se vypočítá z Nusseltova kritéria a zvětší se o 15 %, protože dochází k souproudeému proudění spalin a vody. [2]

Součinitel tepelné vodivosti spalin při 550 °C z přílohy č. 3.

$$\lambda_{sp} = 6,990 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

$$\alpha_{sp,k,tr} = Nu \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_{tr}} \cdot 1,15 \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (44)$$

$$\alpha_{sp,k,tr} = 13,541 \cdot \frac{6,990 \cdot 10^{-2}}{0,05} \cdot 1,15 = 21,770 W/(m \cdot K)$$

Kde	Nu	Nusseltovo kritérium z rce. 43	[1]
	λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti spalin	[W/(m·K)]
	d_{tr}	průměr trubky výměníku	[m]

7.2. Přestup tepla radiací spalin a plamene

Radiaci spalin budu uvažovat v trubkách výměníku. Radiace plamene bude působit na vodorovnou a svislou stěnu výměníku.

7.2.1. Radiace spalin

K získání součinitele přestupu tepla radiací spalin nejdříve potřebuju zjistit hustotu tepelného toku působící na stěnu. Tepelný tok závisí na teplotě plynu (550 °C) v trubkách výměníku a teplotě stěny (100 °C). Také potřebuji znát stupeň černosti stěny, absorpční součinitel a emisní součinitel plynu, tedy spalin. [2, 5]

Stupeň černosti stěny

Stupeň černosti povrchu stěn volím $\varepsilon_s = 0,95$. [2]

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (\varepsilon_s + 1) \quad [1] \quad (45)$$

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,95 + 1) = 0,975$$

Kde	ε_s	stupeň černosti povrchu stěn	[1]
-----	-----------------	------------------------------	-----

Emisní součinitel plynu

Při výpočtu emisního součinitele plynu budu brát v potaz pouze záření vodní páry a oxidu uhličitého, protože vyzařovací schopnost u méně, jak tři atomových plynů je nepatrná. Pro odečtení hodnot emisních součinitelů ε_{CO_2} , ε_{H_2O} a korekčního součinitele β potřebuji znát účinnou tloušťku vrstvy, parciální tlaky vodní páry a oxidu uhličitého. [1, 2]

Účinná tloušťka vrstvy pro $l < 1$ metr.

$$l = 3,4 \cdot \frac{V_{sk}}{S_{p,sk}} \quad [m] \quad (46)$$

$$l = 3,4 \cdot \frac{0,4 \cdot 0,4 \cdot 0,35}{2 \cdot (0,4 \cdot 0,4 + 0,35 \cdot 0,4 + 0,35 \cdot 0,4)} = 0,216 \text{ m}$$

Kde	$S_{p,sk}$	povrch spalovací komory	[m ²]
-----	------------	-------------------------	-------------------

V_{sk} objem spalovací komory [m³]

Parciální tlak H₂O

$$p_{H_2O} = p_{skut} \cdot \frac{x_{H_2O}}{100} \quad [Pa] \quad (47)$$

$$p_{H_2O} = 98000 \cdot \frac{9,717}{100} = 9522,66 \text{ Pa}$$

Kde p_{skut} skutečný tlak ve spalovací komoře [Pa]
 x_{H_2O} koncentrace H₂O ve spalinách z rce. 22 [1]

Parciální tlak CO₂

$$p_{CO_2} = p_{skut} \cdot \frac{x_{CO_2}}{100} \quad [Pa] \quad (48)$$

$$p_{CO_2} = 98000 \cdot \frac{8,344}{100} = 8177,12 \text{ Pa}$$

Kde p_{skut} skutečný tlak ve spalovací komoře [Pa]
 x_{CO_2} koncentrace CO₂ ve spalinách z rce. 18 [1]

Nyní můžu odečíst emisivitu ϵ_{CO_2} z přílohy č. 5, ϵ_{H_2O} z přílohy č. 6, korekčního součinitele β z přílohy č. 7 a dopočítat emisní součinitel plynu. Korekční součinitel $\beta = 1,07$, emisní součinitelé $\epsilon_{CO_2} = 0,03$, $\epsilon_{H_2O} = 0,065$. [2]

Emisní součinitel plynu

$$\epsilon_p = \epsilon_{CO_2} + \beta \cdot \epsilon_{H_2O} \quad [1] \quad (49)$$

$$\epsilon_p = 0,03 + 1,07 \cdot 0,065 = 0,0996$$

Kde ϵ_{H_2O} emisní součinitel vodní páry [1]
 ϵ_{CO_2} emisní součinitel oxidu uhličitého [1]
 β korekční součinitel [1]

Absorpční součinitel

Pro teplotu stěny 100 °C platí, že $n = 0,4$. [2]

$$A_p = \epsilon_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_s}\right)^{0,65} + \beta \cdot \epsilon_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_s}\right)^n \quad [1] \quad (50)$$

$$A_p = 0,03 \cdot \left(\frac{823,15}{373,15}\right)^{0,65} + 1,07 \cdot 0,065 \cdot \left(\frac{823,15}{373,15}\right)^{0,4} = 0,146$$

Kde T_{sp} termodynamická teplota spalin [K]
 T_s termodynamická teplota stěny výměníku [K]
 ϵ_{H_2O} emisní součinitel vodní páry [1]
 ϵ_{CO_2} emisní součinitel oxidu uhličitého [1]
 β korekční součinitel [1]

Hustota tepelného toku

$$q_{sp,r} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_{sp}^4 - A_p \cdot T_s^4) \quad [W/m^2] \quad (51)$$

$$q_{sp,r} = 0,975 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,0996 \cdot 823,15^4 - 0,146 \cdot 373,15^4) = 2371 \text{ W/m}^2$$

Kde	T_{sp}	termodynamická teplota spalin	[K]
	T_s	termodynamická teplota stěny výměníku	[K]
	ε_s	stupeň černosti stěny z rce. 45	[1]
	ε_p	emisní součinitel spalin z rce. 49	[1]
	A_p	absorpční součinitel z rce. 50	[1]
	σ	Stefan – Boltzmannova konstanta	$[W/(m^2 \cdot K^4)]$

Součinitel přestupu tepla radiací spalin v trubkách výměníku

$$\alpha_{sp,r,tr} = \frac{q_{sp,r}}{t_{sp} - t_s} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (52)$$

$$\alpha_{sp,r,tr} = \frac{2371}{550 - 100} = 5,269 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Kde	$q_{sp,r}$	hustota tepelného toku z rce. 51	$[W/m^2]$
	t_{sp}	teplota spalin v trubkách výměníku	$[^\circ C]$
	t_s	teplota stěny výměníku	$[^\circ C]$

7.2.2. Radiace plamene

Součinitel přestupu tepla radiací plamene získám pomocí tepelného toku, který protéká svislou a vodorovnou stěnou výměníku. Součinitel přestupu tepla je tedy totožný jak pro vodorovnou, tak i pro svislou stěnu výměníku. Výsledný přestup tepla závisí pouze na velikosti plochy stěny výměníku.

Hustota tepelného toku

K výpočtu tepelného toku potřebuji znát teplotu plamene, která je shodná s teplotou spalovací komory a stupeň černosti plamene $\varepsilon_{pl} = 0,7$. [2]

$$q_{pl,r} = \varepsilon_{pl} \cdot \varepsilon_s \cdot \sigma \cdot (T_{pl}^4 - T_s^4) \quad [W/m^2] \quad (53)$$

$$q_{pl,r} = 0,7 \cdot 0,95 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (1083,15^4 - 373,15^4) = 51168 \text{ W/m}^2$$

Kde	T_{pl}	termodynamická teplota plamene z rce. 30	[K]
	T_s	termodynamická teplota stěny výměníku	[K]
	ε_s	stupeň černosti stěny	[1]
	ε_{pl}	stupeň černosti plamene	[1]
	σ	Stefan – Boltzmannova konstanta	$[W/(m^2 \cdot K^4)]$

Součinitel přestupu tepla radiací plamene

$$\alpha_{pl,r} = \frac{q_{pl,r}}{t_{pl}-t_s} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (54)$$

$$\alpha_{pl,r} = \frac{51168}{810-100} = 72,068 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Kde	$q_{sp,r}$	hustota tepelného toku z rce. 54	$[W/m^2]$
	t_{sp}	teplota plamene z rce. 30	$[^{\circ}C]$
	t_s	teplota stěny výměníku	$[^{\circ}C]$

7.3. Výsledné součinitele přestupu tepla na straně spalín

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně spalín získám součtem součinitele přestupu tepla konvekcí spalín a součinitele přestupu tepla radiací spalín nebo plamene.

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně spalín svislé desky výměníku

$$\alpha_{sp,sd} = \alpha_{pl,r} + \alpha_{sp,k,sd} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (55)$$

$$\alpha_{sp,sd} = 72,068 + 3,745 = 75,813 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Kde	$\alpha_{pl,r}$	souč. př. tepla radiací plamene z rce. 54	$[W/(m^2 \cdot K)]$
	$\alpha_{sp,k,sd}$	souč. př. tepla konvekcí spalín z rce. 38	$[W/(m^2 \cdot K)]$

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně spalín vodorovné desky výměníku

$$\alpha_{sp,vd} = \alpha_{pl,r} + \alpha_{sp,k,vd} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (56)$$

$$\alpha_{sp,vd} = 72,068 + 3,745 = 75,813 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Kde	$\alpha_{pl,r}$	souč. př. tepla radiací plamene z rce. 54	$[W/(m^2 \cdot K)]$
	$\alpha_{sp,k,sd}$	souč. př. tepla konvekcí spalín	$[W/(m^2 \cdot K)]$

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně spalín trubek výměníku

$$\alpha_{sp,tr} = \alpha_{sp,r,tr} + \alpha_{sp,k,tr} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (57)$$

$$\alpha_{sp,tr} = 5,269 + 21,770 = 27,039 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Kde	$\alpha_{pl,r}$	souč. př. tepla radiací spalín z rce. 52	$[W/(m^2 \cdot K)]$
	$\alpha_{sp,k,sd}$	souč. př. tepla konvekcí spalín z rce. 44	$[W/(m^2 \cdot K)]$

7.4. Přestup tepla konvekcí vody

Velikost součinitele přestupu tepla záleží na druhu proudění vody, které se bude měnit s rychlostí vody a tvarem výměníku. Z hlediska tvaru výměníku je výpočet součinitelů přestupu tepla na straně vody rozdělen do tří částí, stejně jako u proudění spalin. Abych mohl zjistit rychlost proudění vody, musím znát její objemový průtok. Proto vycházím z tepelné bilance, ze které si vypočítám hmotnostní průtok, který následně přepočtu na průtok objemový. K výpočtu také potřebuji měrnou tepelnou kapacitu vody při střední teplotě vody, což je 67,5 °C.

Měrná tepelná kapacita vody při teplotě 67,5 °C z přílohy č. 4.

$$c_{p,H_2O} = 4,185 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

Hmotnostní průtok vody

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{vým}}{c_{p,H_2O} \cdot (t_{vys} - t_{vst})} \quad [\text{kg/s}] \quad (58)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{8000}{4185 \cdot (75 - 60)} = 0,127 \text{ kg/s}$$

Kde	c_{p,H_2O}	měrná tepelná kapacita vody	[J/(m ³ ·K)]
	$Q_{vým}$	požadovaný výkon výměníku	[W]
	t_{vys}	teplota vody na vstupu do výměníku	[°C]
	t_{vst}	teplota vody na vstupu do výměníku	[°C]

Objemový průtok vody

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (59)$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{0,127}{1000} = 0,127 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Kde	\dot{m}_{H_2O}	hmotnostní průtok vody z rce. 58	[kg/s]
	ρ_{H_2O}	hustota vody	[kg/m ³]

7.4.1. Obtékání svíslé stěny výměníku vodou

Rychlost vody a tím pádem druh proudění závisí na průřezu nádoby výměníku, kterým voda protéká.

Průřez spodní nádoby výměníku

$$S_{sn} = l_s \cdot l_h \quad [\text{m}^2] \quad (60)$$

$$S_{sn} = 0,3 \cdot 0,04 = 0,012 \text{ m}^2$$

Kde	l_s	šířka nádoby výměníku	[m]
	l_h	hloubka nádoby výměníku	[m]

Rychlost proudění vody ve spodní části výměníku

$$w_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{S_{sn}} \quad [m/s] \quad (61)$$

$$w_{H_2O} = \frac{0,127 \cdot 10^{-3}}{0,012} = 10,583 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

Kde	\dot{V}_{H_2O}	objemový průtok vody z rce. 59	[m ³ /s]
	S_{sn}	průřez nádoby výměníku z rce. 60	[m ²]

Reynoldsovo kritérium

Při obtékání desky výměníku bude charakteristický rozměr výška desky. Kinematická viskozita vody je brána pro 67,5 °C, tedy střední hodnota teploty na vstupu a výstupu. Kinematická viskozita je přepočtena z dynamické viskozity.

Dynamická viskozita vody při teplotě 67,5 °C z přílohy č. 4.

$$\eta_{H_2O} = 426,85 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{H_2O} = \frac{\eta_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad [m^2/s] \quad (62)$$

$$\nu_{H_2O} = \frac{426,85 \cdot 10^{-6}}{1000} = 4,269 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Kde	η_{H_2O}	dynamická viskozita vody při 67,5 °C	[Pa·s]
	ρ_{H_2O}	hustota vody	[kg/m ³]

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{w_{H_2O, sd} \cdot L_{sd}}{\nu_{H_2O}} \quad [1] \quad (63)$$

$$Re = \frac{10,583 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3}{4,269 \cdot 10^{-7}} = 7437$$

Kde	w_{H_2O}	rychlost proudění vody z rce. 61	[m/s]
	L_{sd}	výška svislé desky výměníku	[m]
	ν_{H_2O}	kinematická viskozita vody z rce. 62	[m ² /s]

Reynoldsovo kritérium s výsledkem 7437 nepřekročilo hodnotu $5 \cdot 10^5$, což je hraniční hodnota mezi laminárním a turbulentním prouděním. Na základě výpočtu vím, že nastává laminární proudění. [2]

Laminární obtékání desky

Pro vynucenou konvekci při laminárním obtékání desky zjišťují velikost Nusseltova kritéria. Následně z Nusseltova kritéria vypočtu součinitel přestupu tepla. Pro tento výpočet potřebuji znát Prandtlovo kritérium při 67,5 °C.

Prandtlovo kritérium pro vodu při teplotě 67,5 °C z přílohy č. 4.

$$Pr_{vd} = 2.691$$

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_{vd}^{\frac{1}{3}} \quad [1] \quad (64)$$

$$Nu = 0,67 \cdot 7437^{\frac{1}{2}} \cdot 2,691^{\frac{1}{3}} = 80,367$$

Kde	Re	Reynoldsovo kritérium z rce. 63	[1]
	Pr_{vd}	Prandtlovo kritérium	[1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí vody při obtékání svislé desky výměníku

Součinitel tepelné vodivosti vody při 67,5 °C z přílohy č. 4. [2]

$$\lambda_{vd} = 66,463 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\alpha_{vd,k,sd} = Nu \cdot \frac{\lambda_{vd}}{L_{sd}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (65)$$

$$\alpha_{vd,k,sd} = 80,367 \cdot \frac{66,463 \cdot 10^{-2}}{0,3} = 178,048 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Kde	Nu	Nusseltovo kritérium z rce. 64	[1]
	λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti vody	[W/(m·K)]
	L_{sd}	výška svislé desky výměníku	[m]

7.4.2. Obtékání vodorovné stěny výměníku vodou

Rychlost vody a tím pádem druh proudění závisí na průřezu otvoru, kterým voda vtéká do horní nádoby výměníku.

Průřez vtokového otvoru do horní nádoby výměníku

$$S_{vo} = l_{šo} \cdot l_{vo} \quad [\text{m}^2] \quad (66)$$

$$S_{vo} = 0,3 \cdot 0,03 = 0,009 \text{ m}^2$$

Kde	$l_{šo}$	šířka vtokového otvoru	[m]
	l_{vo}	výška vtokového otvoru	[m]

Rychlost proudění vody omývající vodorovnou desku výměníku

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}}}{S_{\text{vo}}} \quad [\text{m/s}] \quad (67)$$

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,127 \cdot 10^{-3}}{0,009} = 14,111 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

Kde	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	objemový průtok vody z rce. 59	$[\text{m}^3/\text{s}]$
	S_{vo}	průřez vtokového otvoru z rce. 66	$[\text{m}^2]$

Reynoldsovo kritérium

Při obtékání desky výměníku bude její charakteristický rozměr délka, respektive hloubka desky výměníku.

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{H}_2\text{O}} \cdot L_{\text{vd}}}{\nu_{\text{H}_2\text{O}}} \quad [1] \quad (68)$$

$$\text{Re} = \frac{14,111 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25}{4,269 \cdot 10^{-7}} = 8264$$

Kde	$w_{\text{H}_2\text{O}}$	rychlost proudění vody z rce. 67	$[\text{m/s}]$
	L_{vd}	hloubka vodorovné desky výměníku	$[\text{m}]$
	$\nu_{\text{H}_2\text{O}}$	kinematická viskozita vody z rce. 62	$[\text{m}^2/\text{s}]$

Reynoldsovo kritérium s výsledkem 8264 nepřekročilo hodnotu $5 \cdot 10^5$, což je hraniční hodnota mezi laminárním a turbulentním prouděním. Na základě výpočtu vím, že nastává laminární proudění. [2]

Nusseltovo kritérium

$$\text{Nu} = 0,67 \cdot \text{Re}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pr}_{\text{vd}}^{\frac{1}{3}} \quad [1] \quad (69)$$

$$\text{Nu} = 0,67 \cdot 8264^{\frac{1}{2}} \cdot 2,691^{\frac{1}{3}} = 84,718$$

Kde	Re	Reynoldsovo kritérium z rce. 68	[1]
	Pr_{vd}	Prandtlovo kritérium	[1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí vody při obtékání vodorovné desky výměníku

$$\alpha_{\text{vd},\text{k},\text{vd}} = \text{Nu} \cdot \frac{\lambda_{\text{vd}}}{L_{\text{vd}}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (70)$$

$$\alpha_{\text{vd},\text{k},\text{vd}} = 84,718 \cdot \frac{66,463 \cdot 10^{-2}}{0,25} = 225,225 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Kde	Nu	Nusseltovo kritérium z rce. 69	[1]
	λ_{vd}	součinitel tepelné vodivosti vody	$[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
	L_{vd}	hloubka vodorovné desky výměníku	$[\text{m}]$

7.4.3. Obtékání trubek výměníku vodou

Rychlost průtoku vody a tím pádem druh proudění závisí na průřezu nádoby výměníku, kterým voda protéká.

Průřez vrchní nádoby výměníku

Průřez horní nádoby je zmenšen o plochu všech trubek procházející nádobou.

$$S_{vn} = (l_{\text{šn}} \cdot l_{\text{hn}}) - S_t \quad [\text{m}^2] \quad (71)$$

$$S_{vn} = (0,3 \cdot 0,25) - 0,016 = 0,059 \text{ m}^2$$

Kde	$l_{\text{šn}}$	šířka nádoby výměníku	[m]
	l_{hn}	hloubka nádoby výměníku	[m]
	S_t	průřez trubek výměníku z rce. 39	[m ²]

Rychlost proudění vody ve vrchní nádobě výměníku

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}}}{S_{vn}} \quad [\text{m/s}] \quad (72)$$

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,127 \cdot 10^{-3}}{0,059} = 2,153 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

Kde	$\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}}$	objemový průtok vody z rce. 59	[m ³ /s]
	S_{vn}	průřez nádoby výměníku z rce. 71	[m ²]

Charakteristický rozměr nádoby

$$d_h = \frac{4 \cdot S_{vn}}{O_{vn}} \quad [\text{m}] \quad (73)$$

$$d_h = \frac{4 \cdot 0,059}{2 \cdot (0,3 + 0,25)} = 0,215 \text{ m}$$

Kde	S_{vn}	průřez nádoby výměníku z rce. 71	[m ²]
	O_{vn}	obvod vrchní nádoby výměníku	[m]

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{w_{\text{H}_2\text{O}} \cdot d_h}{\nu_{\text{H}_2\text{O}}} \quad [1] \quad (74)$$

$$Re = \frac{2,153 \cdot 10^{-3} \cdot 0,215}{4,269 \cdot 10^{-7}} = 1004$$

Kde	$w_{\text{H}_2\text{O}}$	rychlost proudění vody z rce. 72	[m/s]
	d_h	charakteristický rozměr z rce. 73	[m]
	$\nu_{\text{H}_2\text{O}}$	kinematická viskozita vody z rce. 72	[m ² /s]

Reynoldsovo kritérium s výsledkem 1004 nepřekročilo hodnotu 2320, což je hraniční hodnota mezi laminárním a přechodovým prouděním. Na základě výpočtu

vím, že nastává laminární proudění. Dále tento výpočet řeším jako proudění ve vodorovném potrubí. [2]

Laminární proudění v trubkách výměníku

Určující teplota v tomto případě je střední teplota mezi teplotou vody a teplotou stěny, tedy 83,75 °C.

Opravný součinitel ε_L pro $l/d_h = 0,7$. [2]

$$\varepsilon_L = 2,05$$

Grashofovo kritérium pro vodu

$$Gr = \frac{g \cdot d_h^3}{\nu_{H_2O}^2} \cdot \frac{1}{T_{urč}} \cdot \Delta t \quad [1] \quad (75)$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,215^3}{(4,269 \cdot 10^{-7})^2} \cdot \frac{1}{83,75 + 273,15} \cdot (100 - 67,5) = 4,872 \cdot 10^{10}$$

Kde	g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
	ν_{sp}	kinematická viskozita H ₂ O při 67,5 °C	[m ² /s]
	d_h	charakteristický rozměr nádoby z rce. 73	[m]
	Δt	rozdíl teplot vody a stěny výměníku	[°C]

Nusseltovo kritérium

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr_{vd})^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr_{vd})^{0,1} \cdot \varepsilon_L \quad [1] \quad (76)$$

$$Nu = 0,74 \cdot (1004 \cdot 2.691)^{0,2} \cdot (4,872 \cdot 10^{10} \cdot 2.691)^{0,1} \cdot 2,05 = 95,297$$

Kde	Re	Reynoldsovo kritérium z rce. 74	[1]
	Pr_{vd}	Prandtlovo kritérium	[1]
	Gr	Grashofovo kritérium z rce. 75	[1]
	ε_L	opravný součinitel	[1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí vody při obtékání trubek výměníku

Při sou prouděním toku vody a spalin se výsledný součinitel zvyšuje o 15 %

$$\alpha_{vd,k,tr} = Nu \cdot \frac{\lambda_{vd}}{d_h} \cdot 1,15 \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (77)$$

$$\alpha_{vd,k,tr} = 95,297 \cdot \frac{66,463 \cdot 10^{-2}}{0,215} \cdot 1,15 = 338,781 W/(m \cdot K)$$

Kde	Nu	Nusseltovo kritérium z rce. 76	[1]
	λ_{vd}	součinitel tepelné vodivosti vody	[W/(m·K)]
	d_h	charakteristický rozměr nádoby z rce. 73	[m]

8. Výsledné tepelné toky

Pro svislou a vodorovnou stěnu výměníku spočtu tepelné toky vztažené na 1 m^2 . Výsledný výkon stěny je součinem plochy desky výměníku a daného tepelného toku. U trubek výměníku nejprve určím součinitel prostupu tepla jedním metrem trubky a následně výsledný výkon řeším jako souproutý výměník.

8.1. Tepelný tok svislou deskou výměníku

Tepelný tok na plochu 1 m^2

$$q_{sd} = \frac{t_{sk} - t_{vd}}{\frac{1}{\alpha_{sp, sd}} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{vd, k, sd}}} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (78)$$

$$q_{sd} = \frac{810 - 67,5}{\frac{1}{75,813} + \frac{0,004}{25} + \frac{1}{178,048}} = 39147 \text{ W}/\text{m}^2$$

Kde	t_{sk}	teplota spalovací komory z rce. 30	[°C]
	t_{vd}	střední teplota vody	[°C]
	λ_p	součinitel tepelné vodivosti plechu	[W/(m·K)]
	δ_p	šířka plechu	[m]
	$\alpha_{sp, sd}$	součinitel přestupu tepla z rce. 55	[W/(m ² ·K)]
	$\alpha_{vd, k, sd}$	součinitel přestupu tepla z rce. 65	[W/(m ² ·K)]

Plocha svislé desky výměníku

$$S_{sd} = l_{sš} \cdot l_{sv} \quad [\text{m}^2] \quad (79)$$

$$S_{sd} = 0,3 \cdot 0,3 = 0,09 \text{ m}^2$$

Kde	$l_{sš}$	šířka svislé desky výměníku	[m]
	l_{sv}	výška svislé desky výměníku	[m]

Přenesený výkon svislou deskou výměníku

$$Q_{sd} = S_{sd} \cdot q_{sd} \quad [\text{W}] \quad (80)$$

$$Q_{sd} = 0,09 \cdot 39147 = 3523 \text{ W}$$

Kde	S_{sd}	plocha svislé desky výměníku z rce. 79	[m ²]
	q_{sd}	tepelný tok na plochu 1 m^2 z rce. 78	[W/m ²]

8.2. Tepelný tok vodorovnou stěnou výměníku

Tepelný tok na plochu 1 m^2

$$q_{vd} = \frac{t_{sk} - t_{vd}}{\frac{1}{\alpha_{sp, vd}} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{vd, k, vd}}} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (81)$$

$$q_{vd} = \frac{810-67,5}{\frac{1}{75,813} + \frac{0,004}{25} + \frac{1}{225,225}} = 41737 \text{ W/m}^2$$

Kde	t_{sk}	teplota spalovací komory z rce. 30	[°C]
	t_{vd}	střední teplota vody	[°C]
	λ_p	součinitel tepelné vodivosti plechu	[W/(m·K)]
	δ_p	šířka plechu	[m]
	$\alpha_{sp,vd}$	součinitel přestupu tepla z rce. 56	[W/(m ² ·K)]
	$\alpha_{vd,k,vd}$	součinitel přestupu tepla z rce. 70	[W/(m ² ·K)]

Plocha vodorovné desky výměníku

$$S_{vd} = (l_\xi \cdot l_h) - S_t \quad [\text{m}^2] \quad (82)$$

$$S_{vd} = (0,3 \cdot 0,25) - 0,016 = 0,059 \text{ m}^2$$

Kde	l_ξ	šířka vodorovné desky výměníku	[m]
	l_h	hloubka vodorovné desky výměníku	[m]
	S_t	průřez všech trubek výměníku z rce. 39	[m ²]

Přenesený výkon vodorovnou deskou výměníku

$$Q_{vd} = S_{vd} \cdot q_{vd} \quad [\text{W}] \quad (83)$$

$$Q_{vd} = 0,059 \cdot 41737 = 2463 \text{ W}$$

Kde	S_{vd}	plocha vodorovné desky výměníku z rce. 82	[m ²]
	q_{vd}	tepelný tok na plochu 1 m ² z rce. 81	[W/m ²]

8.3. Tepelný tok trubek výměníku

Součinitel prostupu tepla 1 metrem válcové stěny

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{sp,tr} \cdot \delta_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_p} \cdot \ln \frac{\delta_o}{\delta_i} + \frac{1}{\alpha_{vd,k,tr} \cdot \delta_o}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (84)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{27,039 \cdot 0,05} + \frac{1}{2 \cdot 25} \cdot \ln \frac{0,058}{0,05} + \frac{1}{338,781 \cdot 0,058}} = 3,959 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

Kde	δ_o	vnější průměr trubky výměníku	[m]
	δ_i	vnitřní průměr trubky výměníku	[m]
	λ_p	součinitel tepelné vodivosti plechu	[W/(m·K)]
	$\alpha_{sp,tr}$	součinitel přestupu tepla z rce. 57	[W/(m ² ·K)]
	$\alpha_{sp,k,tr}$	součinitel přestupu tepla z rce. 77	[W/(m ² ·K)]

Střední (logaritmický) teplotní spád

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t}{\Delta t'}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (85)$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{(810-60)-(300-75)}{\ln \frac{(810-60)}{(300-75)}} = 436 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde $\Delta t'$ teplotní spád vody a spalin před výměníkem [°C]
 $\Delta t''$ teplotní spád vody a spalin za výměníkem [°C]

Délka všech trubek výměníku

$$l_{tr} = 1 \cdot 8 \quad [\text{m}] \quad (86)$$

$$l_{tr} = 0,15 \cdot 8 = 1,2 \text{ m}$$

Kde l_{tr} délka všech trubek výměníku [m]

Přenesený výkon trubkami výměníku

$$Q_{tr} = k \cdot l_{tr} \cdot \Delta t_{stř} \quad [\text{W}] \quad (87)$$

$$Q_{tr} = 3,959 \cdot 1,2 \cdot 436 = 2071 \text{ W}$$

Kde k součinitel prostupu tepla z rce. 84 [W/(m·K)]
 l_{tr} plocha trubek výměníku z rce. 86 [m]
 $\Delta t_{stř}$ střední teplotní spád z rce. 85 [°C]

8.4. Celkový výkon výměníku

Celkový výkon výměníku je součtem výkonů jednotlivých částí, respektive ploch výměníku.

$$Q_{c,vým} = Q_{sd} + Q_{vd} + Q_{tr} \quad [\text{W}] \quad (88)$$

$$Q_{c,vým} = 3523 + 2463 + 2071 = 8057 \text{ W}$$

Kde Q_{sd} výkon svislé desky výměníku z rce. 80 [W]
 Q_{vd} výkon vodorovné desky výměníku z rce. 83 [W]
 Q_{tr} výkon trubek výměníku z rce. 87 [W]

Závěr

Navržený teplovodní výměník umístěný ve dvanácti kilowattových krbových kamnech dosahuje požadovaného výkonu osmi kilowatt. Při plném výkonu kamen dokáže výměník ohřát 457 litrů vody za hodinu z 60 °C na 75 °C se spotřebou 3,5 kilogramů bukového dřeva. Ohřátá voda, do které je směřováno 67 % celkového výkonu krbových kamen, je rozváděna teplovodními rozvody do otopných těles ve vytápěném objektu. Zbylý výkon je přenášen konvekcí vzduchu a sáláním v místnosti s krbovými kamny. Tato krbová kamna s navrženým teplovodním výměníkem mohou vytopit prostor přibližně 220 m³.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BLAHOŽ, Vladimír; KADLEC, Zdeněk. Základy sdílení tepla. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2000. 110 s.
- [2] KADLEC, Zdeněk. Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. 100 s.
- [3] KADLEC, Zdeněk. Termomechanika návody do cvičení. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2012. 101 s.
- [4] NOSKIEVIČ, Pavel. Spalování uhlí. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2005. 68 s.
- [5] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Praha: ČVUT, 2011. 212 s.
- [6] KOLONIČNÝ, Jan; HORÁK, Jiří; ŠEVČÍKOVÁ, Silvie. Technologie krbových kamen a krbových vložek. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2010. 120 s.
- [7] Možnosti vytápění krbovými kamny a vložkami – první část. Technická zařízení budov. [online]. 18.11.2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/6940-moznosti-vytapani-krbovymi-kamny-a-vlozkami-prvni-cast>
- [8] Možnosti vytápění krbovými kamny a vložkami – pokračování Část II. Technická zařízení budov. [online]. 1.12.2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/6976-moznosti-vytapani-krbovymi-kamny-a-vlozkami-pokracovani>
- [9] Teplovzdušné topení | Vytápění objektů teplým vzduchem. Topení - topenáři. [online]. 1.12.2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.topeni-topenari.eu/topeni/systemy-vytapani/teplovzduzne.php>
- [10] Teplovodní topení | Vytápění domů teplovodními radiátory. Topení - topenáři. [online]. 1.12.2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.topeni-topenari.eu/topeni/systemy-vytapani/teplovodni.php>
- [11] Krbová kamna | Vytápění krbovými kamny dostupné každému. Krby a kamna. [online]. 1.12.2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.krbari-kamnari.cz/kamna/krbova-kamna.php>
- [12] Teplovzdušná krbová kamna | s teplovzdušným výměníkem. Krby a kamna. [online]. 1.12.2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.krbari-kamnari.cz/kamna/krbova-kamna/s-vymenikem/teplovzduzna.php>
- [13] Teplovodní krbová kamna | s teplovodním výměníkem. Krby a kamna. [online]. 1.12.2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.krbari-kamnari.cz/kamna/krbova-kamna/s-vymenikem/teplovodni.php>
- [14] Možnosti vytápění: Čím můžete topit? A za kolik?. Nazeleno. [online]. 28.7.2009 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.nazeleno.cz/vytapani-1/moznosti-vytapani-cim-muzete-topit-a-za-kolik.aspx>
- [15] Topení krbovými kamny ušetří vaše peněženky. i60. [online]. 6. 10. 2012 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.i60.cz/clanek/detail/2167>
- [16] Krbová kamna – druhy, výhody a nevýhody. Snižujeme. [online]. 5.8.2013 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.snizujeme.cz/clanky/krbova-kamna/>

- [17] Teplovzdušné vytápění krbem. Koumák. [online]. 5.8.2013 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.koumak.cz/krby/teplvzduzne-vytapeni/>
- [18] Podmínky oblasti podpory C. Nová zelená úsporám. [online]. 5.8.2013 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.novazelenausporam.cz/zadatele-o-dotaci/rodinne-domy/3-vyzva-rodinne-domy/podminky-oblasti-podpory-c-3-vyzva/>
- [19] Vliv energetických parametrů biomasy při procesu spalování. Výzkumné energetické centrum, VŠB – TU Ostrava. [online]. [2006] [cit. 2016-02-19]. Dostupné z: <file:///C:/Users/acer/Downloads/24%20-%20Janasek.pdf>
- [20] Základy spalování. Výzkumné energetické centrum, VŠB – TU Ostrava. [online]. [2002] [cit. 2016-02-19]. Dostupné z: http://vec.vsb.cz/cs/doc/zakl_spal.pdf
- [21] Možnosti lokálního vytápění a výroby elektřiny z biomasy. Výzkumné energetické centrum, VŠB – TU Ostrava. [online]. [2005] [cit. 2016-02-19]. Dostupné z: <http://www.biomasa-info.cz/cs/doc/buk.pdf>
- [22] O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích (2). Technická zařízení budov. [online]. 28.5.2012 [cit. 2016-02-19]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/8644-o-spalovani-tuhych-paliv-v-lokalnich-topenistich-2>
- [23] Dvojí spalování. Krby Lecián. [online]. [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: http://www.lecian.cz/krby_dvoji_spalovani.php
- [24] Technické pojmy. HAAS+SOHN. [online]. [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://www.haassohn-rukov.cz/cz/produkty-a-sluzby/caste-otazky/technicke-pojmy.html>
- [25] Kamnářský slovníček. KrbováKamna.com. [online]. [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <https://www.krbova-kamna.com/?akc=rs&id=15>
- [26] Redukční a pojistné ventily. Akvina servis s.r.o. [online]. [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://akvinaservis.cz/Vodoinstalace/Redukcni-a-pojistne-ventily/>
- [27] Proč expanzní nádobu. Regulus. [online]. [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/expanzni-nadoby>
- [28] Čerpadla oběhová. e-cerpadla.cz. [online]. [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://www.e-cerpadla.cz/obehova-cerpadla-c-18.html>
- [29] Krbová kamna s výměníkem. HAAS+SOHN. [online]. 2008 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://www.haassohn-rukov.cz/cz/produkty-a-sluzby/vyrobniprogram/krbova-kamna/opala-s-vymenikem.html>
- [30] Krbová kamna s výměníkem. HAAS+SOHN. [online]. 2008 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://www.haassohn-rukov.cz/cz/produkty-a-sluzby/vyrobniprogram/krbova-kamna-s-vymenikem/>
- [31] Sálavá kamna | Tradiční vytápění sálavým teplem kamen. Krby a kamna. [online]. [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://www.krbari-kamnari.cz/kamna/salava-kamna.php>
- [32] Sálavá kamna rozloží teplo v místnosti rovnoměrně. ČESKÉSTAVBY.cz. [online]. 20.02.2015 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://www.ceskestavby.cz/clanky/salava-kamna-rozlozi-teplo-v-mistnosti-rovnomerne-23615.html>

[33] How a Wood Burning Stove Works. *STOVAX*. [online]. [cit. 2016-05-05].
Dostupné z: <http://www.stovax.com/appliance/stoves/wood-burning-stoves/buying-wood-burning-stove/how-a-stove-works/>

Seznam příloh

1. Měrná tepelná kapacita plynů za stálého tlaku
2. Fyzikální vlastnosti vzduchu
3. Fyzikální vlastnosti spalin
4. Fyzikální vlastnosti nasycené vody a vodní páry
5. Emisivita oxidu uhličitého
6. Emisivita vodní páry
7. Korekční součinitel β

1. Měrná tepelná kapacita plynů za stálého tlaku

plyn	O ₂		N ₂		H ₂		CO		CO ₂		H ₂ O		SO ₂	
	G _p kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _{po} ^t kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _p kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _{po} ^t kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _p kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _{po} ^t kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _p kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _{po} ^t kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _p kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _{po} ^t kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _p kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _{po} ^t kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _p kJ.m ⁻³ .K ⁻¹	G _{po} ^t kJ.m ⁻³ .K ⁻¹
0	1,306	1,306	1,299	1,299	1,277	1,277	1,299	1,299	1,600	1,600	1,494	1,494	1,733	1,733
100	1,333	1,318	1,303	1,300	1,300	1,291	1,305	1,302	1,794	1,700	1,519	1,505	1,892	1,813
200	1,375	1,335	1,315	1,304	1,305	1,297	1,323	1,307	1,949	1,787	1,560	1,522	2,031	1,888
300	1,420	1,356	1,336	1,311	1,307	1,299	1,350	1,317	2,075	1,863	1,608	1,542	2,152	1,955
400	1,462	1,377	1,364	1,321	1,311	1,302	1,382	1,329	2,190	1,930	1,659	1,565	2,224	2,018
500	1,497	1,398	1,394	1,332	1,319	1,305	1,415	1,343	2,267	1,989	1,713	1,590	2,307	2,068
600	1,526	1,417	1,424	1,345	1,329	1,308	1,445	1,357	2,340	2,041	1,769	1,615	2,357	2,114
700	1,550	1,434	1,452	1,359	1,343	1,312	1,473	1,372	2,402	2,088	1,827	1,641	2,399	2,152
800	1,571	1,450	1,477	1,372	1,360	1,317	1,498	1,386	2,453	2,131	1,885	1,668	2,428	2,181
900	1,588	1,465	1,499	1,385	1,377	1,323	1,519	1,400	2,496	2,169	1,941	1,696	2,453	2,215
1000	1,602	1,478	1,519	1,397	1,396	1,329	1,538	1,413	2,533	2,204	1,995	1,723	2,474	2,236
1100	1,616	1,489	1,536	1,409	1,415	1,336	1,554	1,425	2,564	2,235	2,046	1,750	2,487	2,261
1200	1,628	1,501	1,551	1,420	1,434	1,343	1,568	1,436	2,591	2,264	2,093	1,777	2,5	2,278
1300	1,640	1,511	1,564	1,431	1,454	1,351	1,580	1,447	2,614	2,290	2,137	1,803		
1400	1,650	1,520	1,576	1,441	1,472	1,359	1,590	1,457	2,634	2,314	2,177	1,828		
1500	1,661	1,529	1,586	1,450	1,490	1,367	1,600	1,466	2,651	2,335	2,214	1,853	2,533	2,313 *
1600	1,672	1,538	1,595	1,459	1,506	1,375	1,608	1,475	2,665	2,355	2,249	1,876		
1700	1,683	1,546	1,603	1,467	1,522	1,383	1,615	1,483	2,678	2,374	2,281	1,900		
1800	1,693	1,554	1,610	1,475	1,537	1,392	1,620	1,490	2,689	2,392	2,310	1,921		
1900	1,703	1,562	1,617	1,482	1,551	1,400	1,627	1,497	2,698	2,407	2,337	1,942		
2000	1,713	1,569	1,622	1,489	1,564	1,408	1,633	1,504	2,706	2,422	2,361	1,963	2,554	2,384 *
2100	1,724	1,576	1,628	1,496	1,576	1,415	1,638	1,510	2,713	2,436	2,384	1,982		
2200	1,734	1,583	1,632	1,502	1,589	1,423	1,642	1,516	2,718	2,448	2,406	2,001		
2300	1,743	1,590	1,637	1,507	1,599	1,430	1,646	1,521	2,722	2,460	2,425	2,019		
2400	1,757	1,596	1,641	1,513	1,610	1,437	1,650	1,527	2,724	2,471	2,444	2,036		
2500	1,762	1,603	1,645	1,518	1,620	1,445	1,653	1,532	2,725	2,481	2,461	2,053	2,571	2,467 *
2600	1,771	1,609			1,630	1,452					2,477	2,069		
2700	1,781	1,615			1,639	1,458					2,492	2,085		
2800											2,507	2,100		
2900											2,520	2,113		
3000	1,796		1,662		1,666		1,666	1,666 *	2,738	2,523 *	2,520		2,579	2,447 *

[3]

2. Fyzikální vlastnosti vzduchu

Fyzikální vlastnosti suchého vzduchu při tlaku 101325 Pa (760 torr)

t °C	ρ kg.m ⁻³	c_p kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	$\lambda.10^{-2}$ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	$a.10^6$ m ² .s ⁻¹	$\eta.10^6$ Pa.s	$\nu.10^6$ m ² .s ⁻¹	Pr
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,782
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
60	1,060	1,005	2,90	27,6	20,1	18,97	0,696
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
100	0,945	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,40	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,80	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,10	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,10	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,30	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,70	0,724

[2]

3. Fyzikální vlastnosti spalin

**Fyzikální vlastnosti spalin při tlaku 101325 Pa (760 torr)
objemové koncentrace složek: 13%CO₂, 11%H₂O, 76%N₂**

t °C	ρ kg.m ⁻³	c_p kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	$\lambda.10^{-2}$ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	$a.10^6$ m ² .s ⁻¹	$\eta.10^6$ Pa.s	$\nu.10^6$ m ² .s ⁻¹	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,10	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,80	0,60
900	0,301	1,290	10,00	258,0	45,9	152,50	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,30	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,10	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,00	0,56

[2]

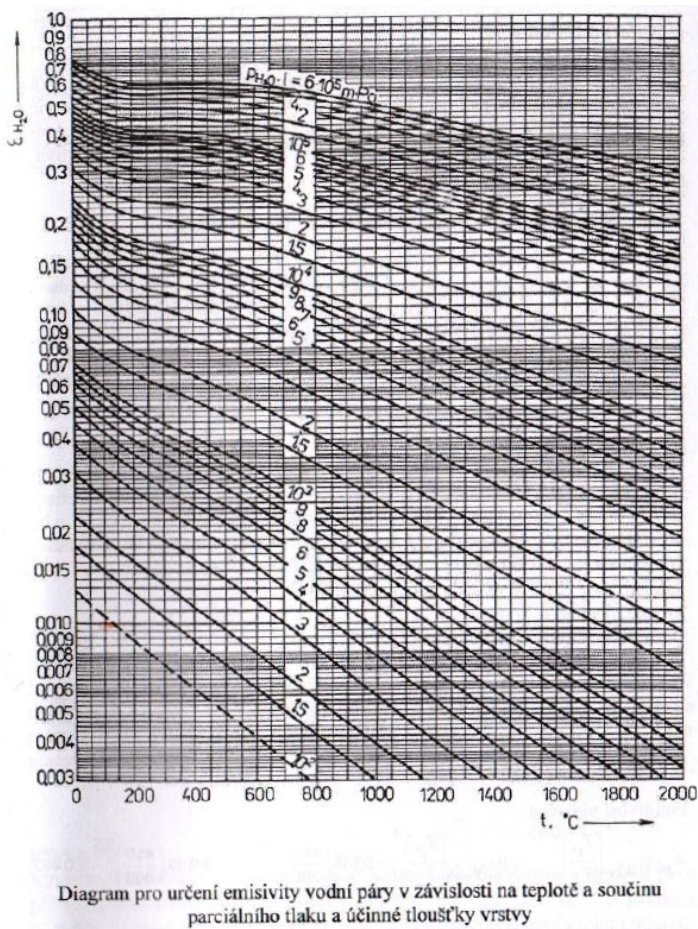
4. Fyzikální vlastnosti nasycené vody a vodní páry

Fyzikální vlastnosti nasycené vody a nasycené vodní páry

t °C	c_p (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)		$\lambda \cdot 10^3$ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)		$\eta \cdot 10^6$ (Pa.s)		Pr (-)	
	voda	pára	voda	pára	voda	pára	voda	pára
0	4,222		55,1		1788		13,67	
20	4,183		59,9		1004		7,02	
40	4,174		63,5		653,3		4,31	
60	4,179		65,9		469,9		2,98	
80	4,195		67,4		355,1		2,21	
100	4,22	2,135	68,3	2,37	282,5	11,97	1,75	1,08
120	4,25	2,206	68,6	2,59	237,4	12,85	1,47	1,09
140	4,287	2,315	68,5	2,79	201,1	13,54	1,26	1,12
160	4,346	2,479	68,3	3,01	173,6	14,32	1,1	1,18
180	4,417	2,709	67,4	3,27	153	15,11	1	1,25
200	4,505	3,023	66,3	3,55	136,4	15,99	0,93	1,36
220	4,614	3,408	64,5	3,9	124,6	16,87	0,89	1,47
240	4,756	3,881	62,8	4,29	114,8	17,76	0,87	1,61
260	4,949	4,486	60,5	4,8	105,9	18,84	0,87	1,75
280	5,23	5,234	57,4	5,49	98,1	19,91	0,9	1,9
300	5,736	6,28	54	6,27	91,2	21,29	0,97	2,13
320	6,574	8,206	50,6	7,51	85,3	22,86	1,11	2,5
340	8,165	12,85	45,7	9,3	77,5	25,21	1,39	3,35
360	13,984	23,03	39,5	12,79	66,7	29,14	2,35	5,23

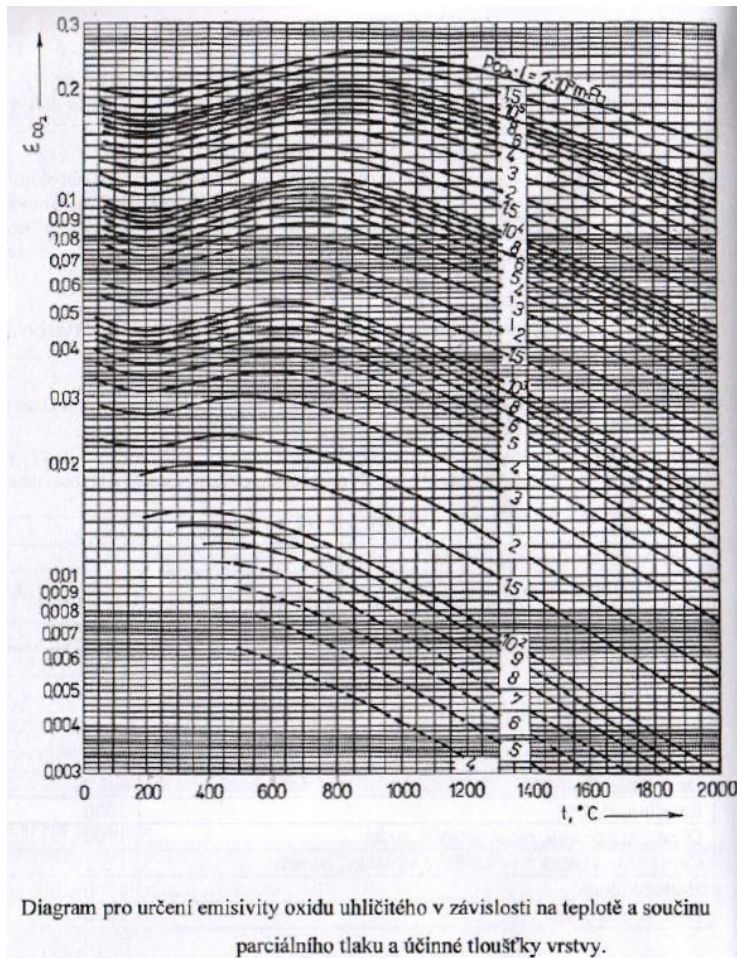
[2]

5. Emisivita oxidu uhličitého



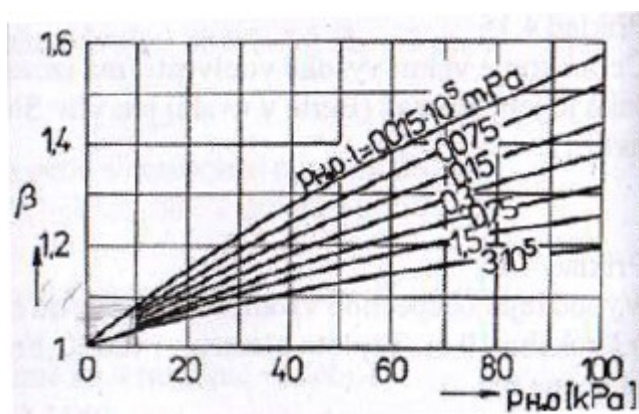
[2]

6. Emisivita vodní páry



[2]

7. Korekční součinitel β



[2]