VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU PRO OHŘEV A VLHČENÍ SPALOVACÍHO VZDUCHU
DESIGN OF HEAT EXCHANGER FOR HEATING AND HUMIDIFICATION OF COMBUSTION AIR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Ondřej Pollach**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
SUPERVISOR

BRNO 2022

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Ondřej Pollach**
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok:	2021/22

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

Návrh výměníku pro ohřev a vlhčení spalovacího vzduchu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla lze nalézt v celé řadě procesních a energetických zařízení. Úkolem diplomové práce bude návrh výměníku tepla pro přípravu spalovacího vzduchu. Vzduch je třeba z teploty okolí ohřát na teplotu 150 °C a současně je třeba maximálně zvýšit jeho vlhkost. Ohřev vzduchu bude realizován horkými spalinami. Návrh bude proveden pro množství vzduchu potřebného pro kotel spalující dřevěné pelety o výkonu 200 kW.

Cíle diplomové práce:

– stručný úvod k výběru konkrétního výměníku tepla,
– bilanční výpočty vlhkého vzduchu,
– tepelný návrh výměníku tepla,
– hydraulický a aerodynamický výpočet,
– základní výkresová dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6

HEWITT, Geoffrey Frederick: Heat Exchanger Design Handbook 2008, Begell House, New York, 2008. ISBN: 978-1-56700-259-1

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je navržení trubkového ohříváku vzduchu pro kotel spalující biomasu. Součástí diplomové práce je i zkoumání vlivu kondenzace spalin na navyšování výkonu kotle. Diplomová práce se skládá z teoretického úvodu, v němž jsou zahrnuty typy ohříváků vzduchu, možnosti vlhčení vzduchu a vliv kondenzace spalin na kotel, v navazující výpočetní části je popsán tepelný výpočet a konstrukční návrh trubkového ohříváku vzduchu včetně výpočtu efektu kondenzujících spalin a zavlhčení spalovacího vzduchu na zvýšení výkonu kotle.

Klíčová slova

Kondenzace spalin, vlhčení vzduchu, ohřívák vzduchu, kotel na biomasu, svazkový výměník tepla

ABSTRACT

The diploma thesis‘ goal is to design shell and tube combustion air preheater for biomass boiler. The diploma thesis also includes the research of the effect of flue gas condensation on boilers power increase. The first part of the diploma thesis is theoretical introduction about types of air preheaters, options of air moisturing and effect of flue gas condensation on boiler. Following part describes the thermal calculations and construction design of air preheater as well as the condensing flue gas power increase and power increase due to humidification of combustion air.

Key words

Flue gas condensation, air humidification, air preheater, biomass boiler, shell and tube heat exchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLLACH, Ondřej. *Návrh výměníku pro ohřev a vlhčení spalovacího vzduchu* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139425. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh výměníku pro ohřev a vlhčení spalovacího vzduchu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

20. 5. 2022 .....

Datum Ondřej Pollach

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové doc. Ing. Marku Balášovi, Ph.D. práce za přínosné konzultace a vedení mé práce. Dále bych rád poděkoval rodině, přítelkyni a přátelům za zpříjemnění celého mého studia na VUT.

OBSAH

1 ÚVOD 11
2 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY PRO OHŘEV SPALOVACÍHO VZDUCHU 12
2.1 Trubkové rekuperační výměníky 12
2.2 Regenerační výměníky 13
3 VLHKÝ VZDUCH 15
3.1 Vlhkost vzduchu 15
3.1.1 Absolutní vlhkost vzduchu 15
3.1.2 Relativní vlhkost vzduchu 16
3.1.3 Měrná vlhkost vzduchu 16
3.2 Entalpie vlhkého vzduchu 16
3.3 Vlhčení vzduchu 17
4 KONDENZACE SPALIN 19
5 STECHIOMETRIE 20
5.1 Minimální objem vzduchu 21
5.2 Minimální objem spalin 22
6 VLASTNOSTI VZDUCHU A SPALIN 24
6.1 Hustota vzduchu 24
6.2 Hustota spalin 24
6.3 Hmotnostní průtoky 25
6.4 Měrná tepelná kapacita vzduchu a spalin 26
6.5 Entalpie vzduchu a spalin 27
6.6 Teplota rosného bodu spalin 29
7 ZAVLHČENÍ VZDUCHU 31
8 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORA 33
8.1 Teplota nechlazeného plamene spalin 33
8.2 Teplota spalin na konci ohniště 33
9 TEPELNÁ BILANCE KOTLE 37
9.1 Tepelné ztráty kotle 37
9.2 Teplo předané v ohništi 38
9.3 Teplo předané v ohříváku vzduchu 38
9.4 Teplo předané ekonomizéru 39
9.5 Teplo předané kondenzačnímu ekonomizéru 40
9.6 Srovnání 42
10 NÁVRH OHŘÍVÁKU VZDUCHU 44

10.1 Návrh geometrie výměníku ... 44
10.2 Součinitel přestupu tepla – trubkový prostor ... 47
10.3 Součinitel přestupu tepla – mezitrubkový prostor ... 51
10.4 Kontrola výkonu výměníku ... 56
10.5 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru ... 56
10.6 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru ... 58
10.7 Datasheet výměníku ... 61
11 ZÁVĚR ... 62
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ ... 64
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK ... 65
SEZNAM PŘÍLOH ... 74

1 ÚVOD

Jedním z nejdůležitějších parametrů kotle je bezpochyby jeho celková účinnost. Účinnost kotle je úzce spjata s jednotlivými kotlovými ztrátami. Největší z těchto ztrát bývá obvykle ztráta komínová, která je ovlivněna teplotou spalin odcházejících z komína. Tato teplota se často volí s bezpečnou rezervou nad teplotou rosného bodu spalin, aby se nestalo, že by vodní pára a páry kyseliny sírové ze spalin kondenzovaly. Tato kondenzace by mohla negativně ovlivnit životnost výměníku na konci kotle, na kterém by spaliny kondenzovaly a způsobovaly korozi. V důsledku tohoto ochranného prvku při návrhu kotle přicházíme nenávratně o relativně velké množství tepla, které odchází spalinami do komína. Tato diplomová práce má za cíl pro konkrétní kotel vyčíslit možnost navýšení účinnosti kotle při využití latentního tepla kondenzujících par ze spalin a také další možnost navýšení účinnosti pomocí zavlhčení spalovacího vzduchu. Při potencionálním navrhování kotle s kondenzujícími spalinami je třeba se zabývat rovněž vhodným výběrem materiálu teplosměnných ploch, na kterých budou páry ze spalin kondenzovat a počítat s častější údržbou, případně výměnou těchto teplosměnných ploch.

V diplomové práci je navržen ohřívák spalovacího vzduchu pro biomasový kotel o výkonu 200 kW. Práce obsahuje kromě návrhu ohříváku také možnosti navýšení celkové účinnosti kotle v důsledku dochlazení spalin pod teplotu rosného bodu, konkrétně na teplotu 40 °C, přičemž byly propočteny dvě varianty tohoto řešení. První varianta počítá s ohřevem spalovacího vzduchu na teplotu 150 °C bez dodatečného vlhčení vzduchu. Při druhé variantě je zkoumán vliv zavlhčení spalovacího vzduchu před vstupem do kotle.

Typ ohříváku byl volen vzhledem k relativně malému výkonu kotle. Proto se přistoupilo k výběru trubkového svazku místo regeneračního ohříváku Ljungström. Ohřívák vzduchu je v tomto případě netradičně první teplosměnnou plochou za koncem ohniště. Toto umístění je voleno vzhledem k faktu, že součinitel přestupu tepla u vzduchu je násobně menší než u vody. Poslední teplosměnnou plochou, na které bude kondenzovat pára ze spalin, bude proto ekonomizér pro ohřev například teplé užitkové vody.

V případě, že spaliny na konci kotle kondenzují, se nabízí spaliny dále zavlhčit pro maximalizaci využití latentního tepla spalin. Větší vlhkosti spalin se dá dosáhnout pomocí zavlhčení spalovacího vzduchu, což je předmětem studie v této diplomové práci. Obecně lze vzduch vlhčit izotermicky vodní parou, kdy teplota vzduchu zůstává stejná, nebo vlhčit izoentalpicky kapalnou vodou. V zadaných podmínkách, kdy kotel generuje teplou vodu pro vytápění, nikoliv vodní páru, je jedinou možností pro vlhčení právě tato teplá voda. Při vlhčení vodou teplota vzduchu klesá, což znamená, že vzduch v ohříváku je třeba ohřát na více než požadovaných 150 °C. Teplota, na kterou je třeba vzduch ohřát je spjata s množstvím vlhčící vody. Na základě konzultace bylo rozhodnuto, že se vzduch ohřeje na 200 °C a následně zavlhčí a ochladí na 150 °C. Vzhledem k tomuto předpokladu bylo dopočítáno, kolik vody je pro vlhčení potřeba.

2 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY PRO OHŘEV SPALOVACÍHO VZDUCHU

Tepelné výměníky jsou zařízení sloužící pro výměnu tepla mezi dvěma médii. Jednomu z médií je teplo odebíráno, to se ochlazuje, případně kondenzuje a druhému je teplo dodáváno, to se ohřívá, případně se vypařuje. V současné době je velké množství typů konstrukce tepelných výměníků a výběr daného typu se provádí na základě posouzení vhodnosti pro danou aplikaci a ekonomického posouzení řešení. Výměníky pro ohřev spalovacího vzduchu se využívají pro snížení komínové ztráty kotle využitím nízkopotenciálního tepla, čímž se zvyšuje celková účinnost kotle. Ohříváky vzduchu bývají často řazeny jako poslední teplosměnná plocha před odvodem spalin do komína. Kromě snížení komínové ztráty se ohřev spalovacího vzduchu využívá pro efektivnější sušení paliva, zvyšování teploty v ohništi a intenzifikaci a stabilitu spalování. Negativa ohřevu vzduchu se projevují tvorbou termických NO_x ve spalovací komoře a vyššími nároky na materiál roštů, které jsou více teplotně namáhané a zkracuje se tím jejich životnost. Pro ohřev spalovacího vzduchu se využívají výměníky rotační regenerační, nebo trubkové rekuperační. [3]

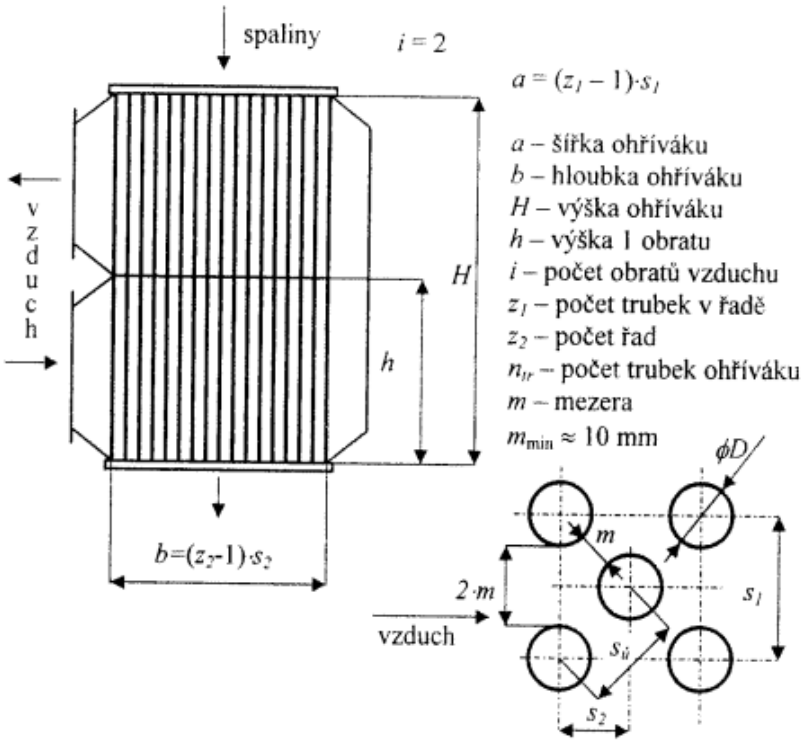
2.1 Trubkové rekuperační výměníky

Rekuperátory jsou konvektivní tepelné výměníky, kde jsou pracovní látky oddělené stěnou, skrz kterou se výměna tepla realizuje konvekcí, případně konvekcí a radiací. Rekuperační výměníky neobsahují žádné pohyblivé části a pracovní látky se nemísí.

Trubkové ohříváky vzduchu se často využívají u kotlů malých a středních výkonů. Vyznačují se dobrou těsností a spolehlivostí v provozu, ale oproti rotačním regeneračním ohřívákům jsou méně kompaktní, což vede k větší hmotnosti, většímu obestavěnému prostoru a k větším finančním nákladům.

Trubkové ohříváky se dělají v provedení se svislými trubkami o průměru 25 ÷ 40 mm a tloušťka stěny bývá 1,25 ÷ 2 mm. Průměr trubek se volí s ohledem na rychlost proudění a s tím spojenou tlakovou ztrátu a také ucpávání trubek, kdy při menších průměrech roste rychlost, součinitel přestupu tepla, tlaková ztráta i sklon k zanášení. U ohříváků vzduchu je vhodné volit vystřídané uspořádání trubek pro lepší koeficient přestupu tepla. Vystřídané uspořádání je horší z pohledu čištění mezitrubkového prostoru, ale v případě, že v mezitrubkovém prostoru proudí čistý vzduch, tento problém odpadá. Spaliny proudící uvnitř trubek by měly mít rychlost 9 ÷ 18 $m \cdot s^{-1}$, nižší rychlost vede k většímu zanášení trubek, vyšší rychlost vede k vyšším tlakovým ztrátám a k větší abrazi na vstupu do výměníku. Rychlost proudění vzduchu se odvíjí od rychlosti proudění spalin a měla by být přibližně poloviční oproti rychlosti spalin pro zachování podobného koeficientu přestupu tepla z obou stran. Vyšší rychlost proudění vzduchu se uvažuje u žebrovaných trubek, kdy se koeficienty přestupu tepla vyrovnávají pomocí zvětšení teplosměnné plochy. V případě, že hrozí velké zanášení trubek, se volí opačné uspořádání, kdy spaliny proudí v mezitrubkovém prostoru a vzduch uvnitř trubek. V trubkových ohřívácích je

obvyklé, že proudění je buď čistě křížové, případně křížové-protiproudé. Příklad konstrukčního řešení s hlavními rozměry trubkového ohříváku je na *Obrázku 1*. [2, 3]



Obrázek 1: Trubkový ohřívák vzduchu [2]

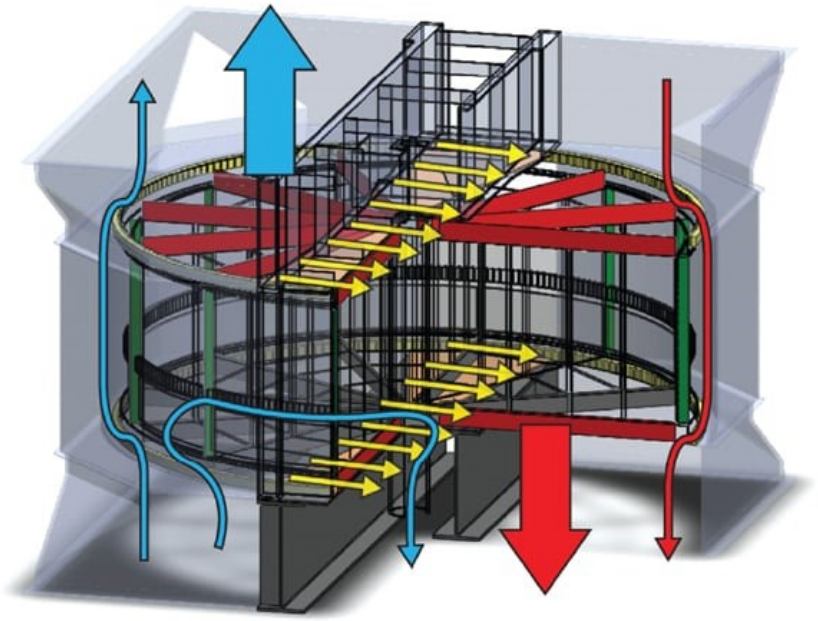
2.2 Regenerační výměníky

Regenerační ohříváky využívají pro výměnu tepla mezi dvěma pracovními látkami matrici, skrz kterou střídavě proudí horké a studené médium. Prvně horké médium ohřeje matrici, poté skrze matrici prochází studené médium, které naakumulované teplo absorbuje a tím se médium ohřívá a zároveň matrice ochlazuje. Tento proces se opakuje periodicky.

Pro ohřev vzduchu se využívá nejčastěji výměník typu Ljungström, který je zobrazen na *Obrázku 2*. Ljungström má rotující matrici, která se skládá z profilovaných plechů uložených v koších. Plechy mají tloušťku 0,6 ÷ 1,2 mm a rozteč 3 ÷ 7 mm. Plechy se vyrábí ve velkém množství variant, neboť profil plechu má vliv na koeficient přestupu tepla a stále se hledají profily, které budou mít lepší vliv na přestup tepla než již existující. Výhodami tohoto typu ohříváku je vysoká kompaktnost a s tím spojené nižší finanční náklady na materiál a menší obestavěný prostor, využití čistého protiproudu pro lepší přestup tepla a menší citlivost na zanášení díky střídavému profukování z obou stran. Při využití ohříváku typu Ljungström se dá počítat i s podkročením teploty rosného bodu spalin na konci výměníku bez návrhu protikorozní ochrany, neboť případná výměna plechů je snadno proveditelná a plechy jsou levné. Čím nižší je teplota spalin na konci kotle, tím se celková účinnost kotle zvyšuje díky snižování komínové ztráty.

Rotor ohříváku bývá typicky rozdělen do 24 segmentů, z nichž 13 ÷ 14 dílů tvoří spalinovou část výměníku, 8 ÷ 9 dílů tvoří vzduchovou část výměníku a dva díly jsou určeny jako těsnící. Poměry vzduchové a spalinové části se odvíjí od rychlostí jednotlivých médií. Pohon rotoru je zajištěn motorem, který pohání ozubený věnec, který je osazen kolem rotoru, přičemž otáčky rotoru bývají v řádu jednotek za minutu (otáčky se snižují se zvětšujícím se průměrem rotoru).

Úskalím ohříváku typu Ljungström je riziko promíchání spalin a vzduchu, které je způsobeno netěsnostmi mezi rotorem a skříní, případně rotorem a těsněním. Promíchání je hnáno rozdílným tlakem obou médií. Další negativní jev, který se u tohoto ohříváku vyskytuje, je nerovnoměrná teplotní zátěž způsobená teplotní diferencí mezi teplým a studeným koncem ohříváku, která má za následek nerovnoměrnou deformaci ohříváku. [2, 3]



Obrázek 2: OVZ typu Ljungström s vyznačenými obtokovými (modré) a zkratovými (žluté) proudy [8]

3 VLHKÝ VZDUCH

Vlhký vzduch se skládá ze dvou hlavních složek, a to ze suchého vzduchu a vody. Voda může být ve vlhkém vzduchu obsažena ve formě přehřáté, nebo syté vodní páry, kapalné vody, či jinovatky. Minoritní látky obsažené ve vzduchu jako například prachové částice, nebo jiné příměsi se při výpočtech ve většině případů zanedbávají.

Vlhkost vzduchu je pevně spjata s parciální tlakem vodní páry obsažené ve vzduchu. Parciální tlak syté páry při dané teplotě určuje maximální množství vodní páry, kterou je vzduch schopen pojmout. Vzduch v takovém stavu je nasycen vlhkostí. Pakliže je parciální tlak vodní páry ve vzduchu nižší a vzduch tedy neobsahuje sytou páru, ale páru přehřátou, je vzduch nenasycený vlhkostí. V případě, že vzduch obsahuje větší množství vlhkosti, než je schopen při dané teplotě pojmout, nastává stav přesycení vlhkostí a přebytečná vlhkost začíná kondenzovat ve formě kapiček, případně ledových krystalků. [4]

Tabulka 1: Složení suchého vzduchu [4]

Název složky	**Objemová koncentrace [%]**
Dusík	78,09
Kyslík	20,95
Argon	0,93
Oxid uhličitý	0,04
Neon	0,0018
Helium	0,0005
Krypton	0,0001

3.1 Vlhkost vzduchu

Pro jednoznačné určení stavu vlhkého vzduchu je třeba znát dvě základní stavové veličiny (nejčastěji jsou známy teplota a celkový tlak) a jedna veličina určující obsah vlhkosti ve vzduchu.

3.1.1 Absolutní vlhkost vzduchu

Vyjadřuje hmotnost vodní páry, vody nebo ledu v objemové jednotce vlhkého vzduchu.

Absolutní vlhkost vzduchu

$$\phi = \frac{(m_p + m_k + m_t)}{V} = \left(\frac{kg}{m^3}\right) \qquad (3.1)$$

m_p … hmotnost vodní páry (kg)
m_k … hmotnost vody (kg)
m_l … hmotnost ledu (kg)
V … objem vlhkého vzduchu (m^3)

V nenasyceném a nasyceném vlhkém vzduchu je hmotnost vody m_k a hmotnost ledu m_l rovna nule a absolutní vlhkost je rovna hustotě vodní páry při jejím parciálním tlaku p_p, protože objem suchého vzduchu i vodní páry je roven objemu vlhkého vzduchu dle Oswaldova zákona. [4]

Absolutní vlhkost vzduchu

$$\phi = \frac{m_p}{V} = \frac{m_p}{V_p} = \rho_p = \left(\frac{kg}{m^3}\right) \qquad (3.2)$$

ρ_p … hustota vodní páry při daném parciálním tlaku $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

3.1.2 Relativní vlhkost vzduchu

Vyjadřuje poměr hmotnosti vodní páry v objemové jednotce vlhkého vzduchu ku maximální hmotnosti vodní páry, kterou je vzduch schopen při daném celkovém tlaku a teplotě pojmout (stav nasycení vlhkého vzduchu). Matematicky lze relativní vlhkost vzduchu vyjádřit jako poměr absolutní vlhkosti vzduchu ku absolutní vlhkosti vzduchu nasyceného vodní parou o stejné teplotě. [4]

Relativní vlhkost vzduchu

$$\varphi = \frac{\rho_p}{\rho_p''} = \frac{\frac{p_p}{r_p * T}}{\frac{p_p''}{r_p * T}} = \frac{p_p}{p_p''} = (\%) \qquad (3.3)$$

r_p … měrná plynová konstanta vodní páry $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$

T … teplota vzduchu (K)

p_p … parciální tlak vodní páry ve vzduchu (Pa)

p_p'' … parciální tlak syté vodní páry při stejné teplotě (Pa)

3.1.3 Měrná vlhkost vzduchu

Měrná vlhkost vzduchu vyjadřuje hmotnost vodní složky připadající na 1 kg suchého vzduchu. Pro výpočet měrné vlhkosti nenasyceného vzduchu platí následující vztah. [4]

Měrná vlhkost vzduchu

$$x = \frac{m_p}{m_{vz}} = \frac{r_v \cdot p_p}{r_p \cdot p_v} = \frac{287 \cdot p_p}{462 \cdot (p - p_p)} = 0{,}622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} = \left(\frac{kg}{kg}\right) \qquad (3.4)$$

r_v … měrná plynová konstanta suchého vzduchu $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$

p … celkový tlak vzduchu (Pa)

3.2 Entalpie vlhkého vzduchu

Entalpie je fyzikální veličina popisující tepelný potenciál dané látky. Využívá se hlavně při termodynamických výpočtech, při nichž je třeba stanovit potřebné množství tepla pro danou aplikaci. V případě vlhkého vzduchu se udávají hodnoty entalpie vztažené na 1 kg suchého

vzduchu. Celková entalpie vlhkého vzduchu je součtem entalpie suchého vzduchu a entalpie vodní páry obsažené ve vzduchu a dá se vyjádřit vztahem *(3.5)*. [4]

Entalpie vlhkého vzduchu

$$h_{vz}^{v} = h_{vz}^{s} + x \cdot h_p = \left(\frac{J}{kg}\right) \tag{3.5}$$

h_{vz}^{s} … entalpie suchého vzduchu $\left(\frac{J}{kg}\right)$

x … měrná vlhkost vzduchu $\left(\frac{kg}{kg}\right)$

h_p … entalpie vodní páry $\left(\frac{J}{kg}\right)$

Entalpie suchého vzduchu

$$h_{vz}^{s} = c_{p,vz}^{\mathrm{s}} \cdot t = \left(\frac{J}{kg}\right) \tag{3.6}$$

$c_{p,\mathrm{vz}}^{s}$ … měrná tepelná kapacita vzduchu $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$

t … teplota vzduchu $(°C)$

Entalpie vodní páry

$$h_p = c_{p,p} \cdot t + l_e = \left(\frac{J}{kg}\right) \tag{3.7}$$

$c_{p,p}$ … měrná tepelná kapacita páry $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$

l_e … měrné skupenské teplo vypařování $\left(\frac{J}{kg}\right)$

3.3 Vlhčení vzduchu

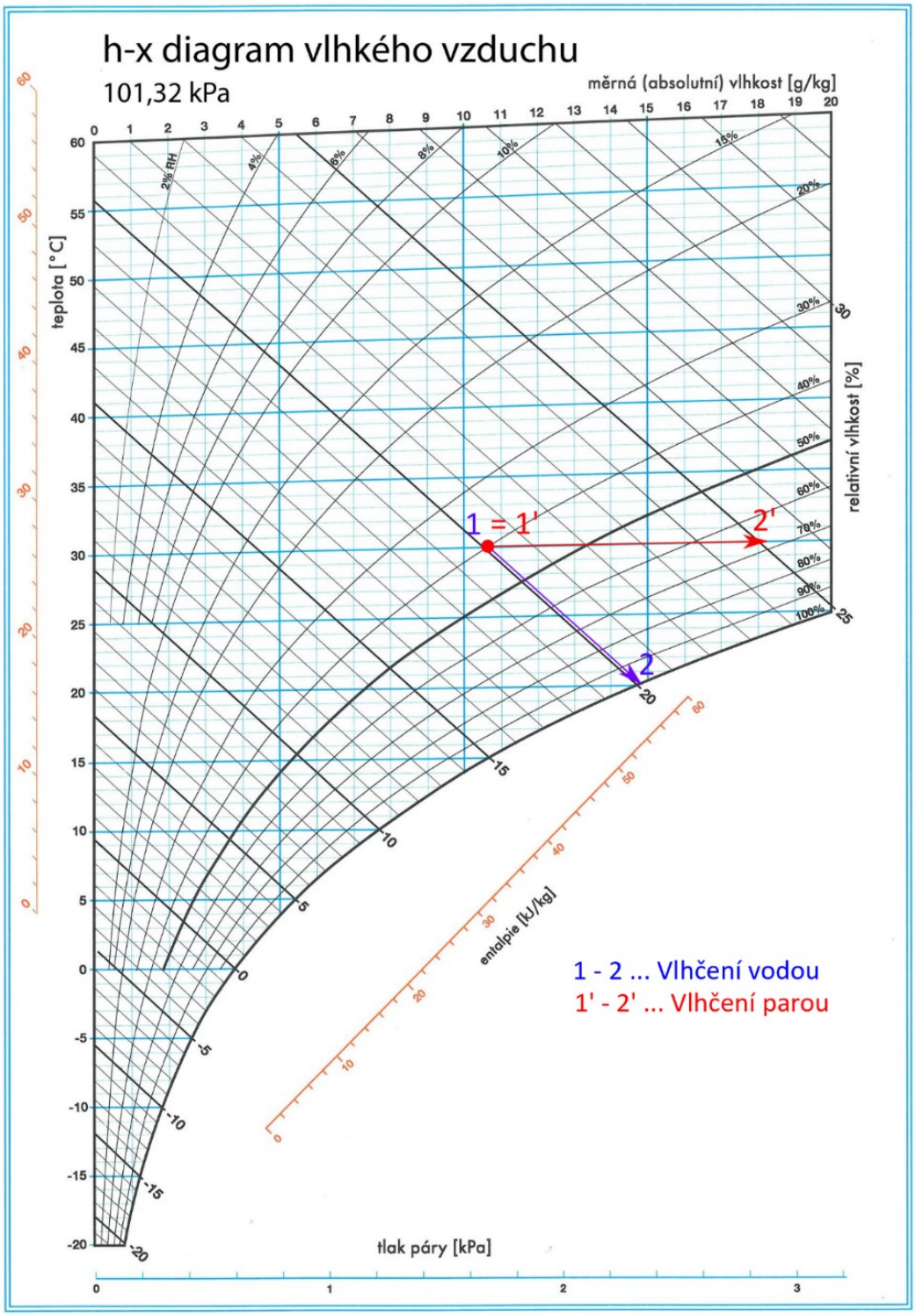
Vlhčení vzduchu je proces úpravy vzduchu, kdy se vzduch o počáteční měrné vlhkosti x_1 upravuje na konečnou vlhkost x_2. Vlhčení se dá realizovat dvěma způsoby, a to buď mísením vzduchu s vodní parou, nebo kapalnou vodou.

Vlhčení vzduchu kapalnou vodou se provádí rozstřikováním co nejmenších kapiček do proudu vzduchu. V případě, že vzduch není vlhkostí zcela nasycen, je schopen absorbovat tyto vodní kapičky a zvětšit tak svou vlhkost. Pro absorbování těchto kapiček do vzduchu je třeba vodu odpařit. Teplo předané ze suchého vzduchu do vody se projeví na snížení teploty suchého teploměru. Entalpie vlhkého vzduchu zůstává před i po ději stejná, nebo se mění jen nepatrně.

Vlhčení vodní parou je děj polytropní, nicméně se velmi přibližuje ději izotermnímu (teplota vzduchu se mění řádově o desetiny °C). Při procesu vlhčení vzduchu parou se entalpie vzduchu zvyšuje a teplota suchého teploměru zůstává stejná prakticky před a po ději. Rozdíl v entalpii před a po vlhčení odpovídá entalpii absorbované vodní páry do vzduchu.

Pro běžné aplikace vlhčení vzduchu je vhodné využívat pro výpočet h-x diagramy, v nichž se snadno vyznačí různé stavy vzduchu a odečítají hodnoty veličin relevantních pro výpočty. Omezení použití diagramů pro výpočty jsou rozsahy teplot, případně vlhkostí. Pro aplikace, kde je třeba upravit vzduch na stav, který je mimo rozsah diagramu je třeba použít

výpočet pomocí termodynamických rovnic, nebo software optimalizovaný pro tyto aplikace. [4]



Obrázek 3: Vlhčení vzduchu vodou a vodní parou v h-x diagramu

4 KONDENZACE SPALIN

Jako kondenzace spalin je označován děj, kdy páry obsažené ve spalinách začínají kondenzovat. Tento děj nastává při podkročení rosného bodu spalin, který nelze určit přesně pomocí výpočtu, protože je velmi náchylný na změny provozního stavu kotle a zároveň se nedá snadno měřit, proto je vhodné brát vypočtenou hodnotu teploty rosného bodu jako orientační, nikoli přesnou. Při nižších teplotách než je teplota rosného bodu je parciální tlak par ve spalinách vyšší než při stavu nasycení, a proto začínají páry ze spalin kondenzovat. Děje se tak na studených teplosměnných plochách na konci kotle (typicky poslední řady ohříváku vzduchu, případně ekonomizéru). [2, 3]

U většiny kotlů se dává přednost menší celkové účinnosti kotle před využitím dochlazení spalin na nižší teploty kvůli nízkoteplotní korozi teplosměnných ploch, na kterých páry ze spalin kondenzují. Nízkoteplotní koroze vzniká hlavně v důsledku obsahu síry ve spalinách. [2]

Využitím většího dochlazení a kondenzace spalin je možno dosáhnout teoreticky účinnosti větší než 100 % a to proto, že při výpočtu účinnosti se uvažuje s výhřevností paliva místo se spalným teplem. V hodnotě výhřevnosti paliva se počítá s dokonalým spálením všech hořlavých složek paliva a následným dochlazením spalin na teplotu 20 °C bez toho, aniž by páry ve spalinách kondenzovaly. Definice spalného tepla je stejná jako definice výhřevnosti, až na to, že páry ve spalinách kondenzují. Rozdíl mezi využitelným tepelným potenciálem lze ilustrovat na příkladu paliva, které je určeno pro výpočet této diplomové práce. Výhřevnost uvažovaných bukových pelet o vlhkosti 8 % je 15,84 $MJ \cdot kg^{-1}$ a spalné teplo týchž pelet je 17,2 $MJ \cdot kg^{-1}$. V případě, že by se tepelná energie paliva (spalné teplo) využila beze zbytku, byl by nárůst tepelného výkonu přibližně 8 % oproti výhřevnosti. V případě, že spaliny nekondenzují, tak je třeba připočíst i komínovou ztrátu, která se může pohybovat kolem 9 %. Pro hrubý odhad uvažujme, že v případě kondenzace spalin jsou spaliny ochlazeny až na 20 °C a komínová ztráta by z výpočtů byla úplně eliminována. Pro tento případ by pak nárůst tepelného výkonu mohl nabýt až 17 %. Tato čísla jsou čistě teoretická a prakticky nerealizovatelná, ale pro ilustraci potenciálu využití latentního tepla spalin v kotli jsou dostačující. Tento nárůst výkonu je vykoupen pečlivějším výběrem materiálu posledních teplosměnných ploch v kotli, kontrolou těchto ploch během provozu a případnou výměnou zkorodovaných trubek těchto výměníků. [7]

5 STECHIOMETRIE

Stechiometrie se zabývá výpočtem relativních množství reaktantů a produktů chemických reakcí. Pomocí stechiometrických výpočtů se zjistí, jaká je potřeba spalovacího vzduchu a jaké je složení spalin.

Základní informace o kotli a palivu jsou vypsány v *Tabulce 2.*

Tabulka 2: Zadání kotle a paliva

Název	**Značení**	**Hodnota**
Výkon kotle	P_k	200 kW
Účinnost kotle	η_k	91 %
Přebytek vzduchu	α	1,4
Teplota nechlazeného plamene spalin	$t_{sp,np}$	1 410 °C
Teplota spalin na konci ohniště	$t_{sp,ok}$	825 °C
Teplota spalin za poslední teplosměnnou plochou	$t_{sp,out}^{K}$	40 °C
Relativní vlhkost vzduchu před OVZ	φ_1	75 %
Teplota vzduchu před OVZ	$t_{vz,in}$	25 °C
Teplota vzduchu za OVZ	$t_{vz,out}$	200 °C
Teplota vzduchu na vstupu do spalovací komory	$t_{vz,in}^{SK}$	150 °C
Výhřevnost	Q_i^r	15,84 $\frac{MJ}{kg}$
Obsah uhlíku v sušině	C^d	48,26 %
Obsah vodíku v sušině	H^d	5,8 %
Obsah kyslíku v sušině	O^d	44,8 %
Obsah dusíku v sušině	N^d	0,29 %
Obsah síry v sušině	S^d	0,03 %
Obsah vody v palivu	W^r	8 %
Obsah popeloviny v sušině	A^d	0,82 %

Pro další výpočet je třeba přepočíst hodnoty vztažené k vysušenému palivu na původní stav, který zahrnuje vlhkost. Pro přepočet jsou použity následující vztahy.

$$C^r = C^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 48{,}26 \cdot \frac{100 - 8}{100} = 44{,}40\ \% \qquad (5.1)$$

$$H^r = H^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 5{,}8 \cdot \frac{100 - 8}{100} = 5{,}34\ \% \qquad (5.2)$$

$$O^r = O^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 44{,}8 \cdot \frac{100 - 8}{100} = 41{,}22\ \% \tag{5.3}$$

$$N^r = N^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 0{,}29 \cdot \frac{100 - 8}{100} = 0{,}27\ \% \tag{5.4}$$

$$S^r = S^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 0{,}03 \cdot \frac{100 - 8}{100} = 0{,}028\ \% \tag{5.5}$$

$$A^r = A^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 0{,}82 \cdot \frac{100 - 8}{100} = 0{,}75\ \% \tag{5.6}$$

5.1 Minimální objem vzduchu

Minimální objem kyslíku pro spálení 1 kg paliva

$$V_{O_2,min} = \frac{22{,}414}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{M_C} + \frac{H^r}{M_{4H}} + \frac{S^r}{M_S} - \frac{O^r}{M_{2O}}\right)$$
$$V_{O_2,min} = \frac{22{,}414}{100} \cdot \left(\frac{44{,}40}{12{,}01} + \frac{5{,}34}{4 \cdot 1} + \frac{0{,}028}{32{,}06} - \frac{41{,}22}{2 \cdot 16}\right) = 0{,}839\ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.7}$$

Minimální objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$V^s_{vz,min} = V_{O_2,min} \cdot \frac{100}{x_{O_2,vz}} = 0{,}839 \cdot \frac{100}{20{,}95} = 4{,}005\ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.8}$$

$x_{O_2,vz}$ … objemová koncentrace kyslíku ve vzduchu (%) [10]

Minimální objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$V^v_{vz,min} = f \cdot V^s_{vz,min} = 1{,}024 \cdot 4{,}005 = 4{,}102\ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.9}$$

Součinitel podílu vodní páry

$$f = 1 + \frac{\varphi_1}{100} \cdot \frac{p''}{p_{atm} - \frac{\varphi_1}{100} \cdot p''}$$
$$f = 1 + \frac{75}{100} \cdot \frac{3169}{101325 - \frac{75}{100} \cdot 3169} = 1{,}024 \tag{5.10}$$

Saturační tlak syté vodní páry při teplotě 25 °C byl odečten z tabulek [4]

$p'' = 3169\ Pa$

Objem vodní páry ve vzduchu

$$V^v_{vz,H_2O,min} = V^v_{vz,min} - V^s_{vz,min} = 4{,}102 - 4{,}005 = 0{,}096\ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.11}$$

Skutečný objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$V^s_{vz} = \alpha \cdot V^s_{vz,min} = 1{,}4 \cdot 4{,}005 = 5{,}607\ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.12}$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$V_{vz}^{v} = \alpha \cdot V_{vz,min}^{v} = 1{,}4 \cdot 4{,}102 = 5{,}742 \ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.13}$$

5.2 Minimální objem spalin

Minimální objem CO_2 ve spalinách připadající na 1 kg paliva

$$V_{CO_2,min} = \frac{V_{M,CO_2}}{M_C} \cdot \frac{C^r}{100} + x_{CO_2,vz} \cdot V_{vz,min}^{s}$$
$$V_{CO_2,min} = \frac{22{,}26}{12{,}01} \cdot \frac{44{,}40}{100} + 400 \cdot 10^{-6} \cdot 4{,}005 = 0{,}825 \ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.14}$$

$x_{CO_2,vz}$ … objemová koncentrace CO_2 ve vzduchu (%) [10]

Minimální objem SO_2 ve spalinách připadající na 1 kg paliva

$$V_{SO_2,min} = \frac{V_{M,SO_2}}{M_S} \cdot \frac{S^r}{100} = \frac{21{,}89}{32{,}06} \cdot \frac{0{,}028}{100} = 0{,}00019 \ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.15}$$

Minimální objem N_2 ve spalinách připadající na 1 kg paliva

$$V_{N_2,min} = \frac{V_{M,N_2}}{2 \cdot M_N} \cdot \frac{N^r}{100} + x_{N_2,vz} \cdot V_{vz,min}^{s}$$
$$V_{N_2,min} = \frac{22{,}41}{2 \cdot 14} \cdot \frac{0{,}27}{100} + 0{,}781 \cdot 4{,}005 = 3{,}130 \ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.16}$$

$x_{N_2,vz}$ … objemová koncentrace N_2 ve vzduchu (%) [10]

Minimální objem Ar ve spalinách připadající na 1 kg paliva

$$V_{Ar,min} = x_{Ar,vz} \cdot V_{vz,min}^{s} = 0{,}0093 \cdot 4{,}005 = 0{,}037 \ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.17}$$

$x_{Ar,vz}$ … objemová koncentrace Ar ve vzduchu (%) [10]

Minimální objem suchých spalin připadající na 1 kg paliva

$$V_{sp,min}^{s} = V_{Ar,min} + V_{N_2,min} + V_{SO_2,min} + V_{CO_2,min}$$
$$V_{sp,min}^{s} = 0{,}037 + 3{,}130 + 0{,}00019 + 0{,}825 = 3{,}992 \ \frac{Nm^3}{kg} \tag{5.18}$$

Minimální objem vodní páry ve spalinách připadající na 1 kg paliva

$$V_{H_2O,min} = \frac{2 \cdot V_{M,H_2O}}{4 \cdot M_H} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{V_{M,H_2O}}{M_{H_2O}} \cdot \frac{W^r}{100} + (f-1) \cdot V_{vz,min}^{s} + V_{H_2O}'$$
$$V_{H_2O,min} = \frac{2 \cdot 22{,}41}{4 \cdot 1} \cdot \frac{5{,}34}{100} + \frac{22{,}41}{18} \cdot \frac{8}{100} + (1{,}024 - 1) \cdot 4{,}005 + 0{,}199 \tag{5.19}$$
$$V_{H_2O,min} = 0{,}993 \ \frac{Nm^3}{kg}$$

V'_{H_2O} … navýšení objemu vodní páry ve spalinách v důsledku vlhčení spalovacího vzduchu $\left(\frac{Nm^3}{kg}\right)$

$$V'_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O} \cdot m_{pal}} = \frac{0{,}0022}{0{,}8 \cdot 0{,}0136} = 0{,}199 \ \frac{Nm^3}{kg} \qquad (5.20)$$

$m_{\mathrm{H_2O}}$ … množství vlhčící vody z rovnice *(7.5)* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Minimální objem vlhkých spalin připadající na 1 kg paliva

$$V^v_{sp,min} = V^s_{sp,min} + V_{H_2O,min} = 3{,}992 + 0{,}993 = 4{,}985 \ \frac{Nm^3}{kg} \qquad (5.21)$$

Objem suchých spalin s přebytkem vzduchu připadající na 1 kg paliva

$$V^s_{sp} = V^s_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot V^s_{vz,min} = 3{,}992 + (1{,}4 - 1) \cdot 4{,}005$$
$$V^s_{sp} = 5{,}594 \ \frac{Nm^3}{kg} \qquad (5.22)$$

Objem vlhkých spalin s přebytkem vzduchu připadající na 1 kg paliva

$$V^v_{sp} = V^v_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot V^v_{vz,min} = 4{,}985 + (1{,}4 - 1) \cdot 4{,}102$$
$$V^v_{sp} = 6{,}626 \ \frac{Nm^3}{kg} \qquad (5.23)$$

6 VLASTNOSTI VZDUCHU A SPALIN

6.1 Hustota vzduchu

Hustota suchého vzduchu při normálních podmínkách [6]

$$\rho_{vz}^{s} = 1{,}293\ \frac{kg}{Nm^3} \tag{6.1}$$

Hustota vlhkého vzduchu při normálních podmínkách

$$\rho_{vz}^{v} = \frac{\rho_{vz}^{s} \cdot V_{vz,min}^{s} + (f-1) \cdot \rho_{H_2O} \cdot V_{vz,min}^{s}}{V_{vz,min}^{v}}$$
$$\rho_{vz}^{v} = \frac{1{,}293 \cdot 4{,}005 + (1{,}024-1) \cdot 0{,}8 \cdot 4{,}005}{4{,}102} = 1{,}281\ \frac{kg}{Nm^3} \tag{6.2}$$

6.2 Hustota spalin

Hustotu spalin spočteme z hustot jednotlivých složek spalin a z jejich koncentrací.

Tabulka 3: Hustota jednotlivých složek spalin při normálních podmínkách [6]

Název složky	CO_2	SO_2	N_2	Ar	H_2O
Hustota $\left[\frac{kg}{Nm^3}\right]$	1,98	2,92	1,25	1,78	0,8

Objemové koncentrace jednotlivých složek spalin

$$x_{CO_2} = \frac{V_{CO_2,min}}{V_{sp,min}^{v}} = \frac{0{,}825}{4{,}985} = 0{,}165\ \frac{Nm^3}{Nm^3} \tag{6.3}$$

$$x_{SO_2} = \frac{V_{SO_2,min}}{V_{sp,min}^{v}} = \frac{0{,}00019}{4{,}985} = 0{,}000038\ \frac{Nm^3}{Nm^3} \tag{6.4}$$

$$x_{N_2} = \frac{V_{N_2,min}}{V_{sp,min}^{v}} = \frac{3{,}130}{4{,}985} = 0{,}628\ \frac{Nm^3}{Nm^3} \tag{6.5}$$

$$x_{Ar} = \frac{V_{Ar,min}}{V_{sp,min}^{v}} = \frac{0{,}037}{4{,}985} = 0{,}0075\ \frac{Nm^3}{Nm^3} \tag{6.6}$$

$$x_{H_2O} = \frac{V_{H_2O,min}}{V_{sp,min}^{v}} = \frac{0{,}993}{4{,}985} = 0{,}199\ \frac{Nm^3}{Nm^3} \tag{6.7}$$

Hustota spalin při normálních podmínkách

$$\rho_{sp,stech} = x_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + x_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + x_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + x_{Ar} \cdot \rho_{Ar} + $$
$$+ x_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}$$
$$\rho_{sp,stech} = 0{,}165 \cdot 1{,}98 + 0{,}000038 \cdot 2{,}92 + 0{,}628 \cdot 1{,}25 + $$
$$+ 0{,}0075 \cdot 1{,}78 + 0{,}199 \cdot 0{,}8 \tag{6.8}$$
$$\rho_{sp,stech} = 1{,}285\ \frac{kg}{Nm^3}$$

Hustota spalin s přebytkem vlhkého vzduchu při normálních podmínkách

$$\rho_{sp} = \frac{\rho_{sp,stech} \cdot V^v_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot \rho^v_{vz} \cdot V^v_{vz,min}}{V^v_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot V^v_{vz,min}}$$
$$\rho_{sp} = \frac{1{,}285 \cdot 4{,}985 + (1{,}4 - 1) \cdot 1{,}281 \cdot 4{,}102}{4{,}985 + (1{,}4 - 1) \cdot 4{,}102} = 1{,}284 \ \frac{kg}{Nm^3} \quad (6.9)$$

6.3 Hmotnostní průtoky

Hmotnostní průtok paliva

$$m_{pal} = (1 - Z_c) \cdot \frac{P_k}{Q^r_i \cdot \eta_k} = \left(1 - \frac{1{,}8}{100}\right) \cdot \frac{200 \cdot 10^3}{15{,}84 \cdot 10^6 \cdot 0{,}91}$$
$$m_{pal} = 0{,}0136 \ \frac{kg}{s} \quad (6.10)$$

$Z_c = 1{,}8$ … ztráta mechanickým nedopalem dle *Tabulky 7* (%)

Minimální hmotnostní průtok suchého vzduchu

$$m^s_{vz,min} = \rho^s_{vz} \cdot V^s_{vz,min} \cdot m_{pal} = 1{,}293 \cdot 4{,}005 \cdot 0{,}0136$$
$$m^s_{vz,min} = 0{,}0706 \ \frac{kg}{s} \quad (6.11)$$

Reálný hmotnostní průtok suchého vzduchu

$$m^s_{vz} = m^s_{vz,min} \cdot \alpha = 0{,}0706 \cdot 1{,}4 = 0{,}0988 \ \frac{kg}{s} \quad (6.12)$$

α … přebytek vzduchu $(-)$

Reálný hmotnostní průtok vlhkého vzduchu

$$m^v_{vz} = \rho^v_{vz} \cdot V^v_{vz,min} \cdot \alpha \cdot m_{pal} = 1{,}281 \cdot 4{,}102 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}0136$$
$$m^v_{vz} = 0{,}1003 \ \frac{kg}{s} \quad (6.13)$$

Minimální hmotnostní průtok spalin

$$m_{sp,min} = \rho_{sp,stech} \cdot V^v_{sp,min} \cdot m_{pal} = 1{,}285 \cdot 4{,}985 \cdot 0{,}0136$$
$$m_{sp,min} = 0{,}0873 \ \frac{kg}{s} \quad (6.14)$$

Reálný hmotnostní průtok spalin s přebytkem vzduchu

$$m_{sp} = \rho_{sp} \cdot V^v_{sp} \cdot m_{pal} = 1{,}284 \cdot 6{,}626 \cdot 0{,}0136 = 0{,}1159 \ \frac{kg}{s} \quad (6.15)$$

6.4 Měrná tepelná kapacita vzduchu a spalin

Měrné tepelné kapacity jednotlivých složek spalin a vzduchu byly převzaty z tabulek fyzikálních vlastností plynů [9].

Tabulka 4: Měrná tepelná kapacita vzduchu a spalin [9]

$t\ (°C)$	$c^{S}_{p,vz}$ $\left(\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)$	c_{p,CO_2} $\left(\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)$	c_{p,SO_2} $\left(\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)$	c_{p,N_2} $\left(\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)$	$c_{p,Ar}$ $\left(\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)$	c_{p,H_2O} $\left(\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)$	$c_{p,sp}$ $\left(\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)$
0	1,005	0,827	0,608	1,041	0,522	1,857	1,082
100	1,012	0,919	0,666	1,043	0,521	1,892	1,112
200	1,027	0,997	0,716	1,053	0,521	1,941	1,143
300	1,047	1,061	0,757	1,070	0,521	1,999	1,177
400	1,071	1,114	0,789	1,092	0,521	2,063	1,212
500	1,095	1,159	0,814	1,116	0,521	2,131	1,246
600	1,119	1,196	0,833	1,140	0,520	2,201	1,279
700	1,140	1,227	0,848	1,162	0,520	2,271	1,309
800	1,158	1,253	0,858	1,182	0,520	2,343	1,337
900	1,174	1,275	0,867	1,200	0,520	2,413	1,362
1 000	1,188	1,294	0,875	1,215	0,520	2,478	1,385
1 100	1,201	1,310	0,882	1,229	0,520	2,538	1,405
1 200	1,213	1,323	0,888	1,241	0,520	2,595	1,422
1 300	1,224	1,335	0,894	1,252	0,520	2,648	1,439
1 400	1,234	1,345	0,898	1,261	0,520	2,697	1,453
1 500	1,243	1,354	0,903	1,269	0,520	2,743	1,466
1 600	1,251	1,361	0,906	1,276	0,520	2,785	1,477

Měrná tepelná kapacita spalin lze vypočítat pro každou teplotu z měrných tepelných kapacit jednotlivých složek a hmotnostních koncentrací těchto složek dle následujícího vztahu (vzorový výpočet pro teplotu 100 °C).

$$c_{p,sp} = x_{CO_2,hm} \cdot c_{p,CO_2} + x_{SO_2,hm} \cdot c_{p,SO_2} + x_{N_2,hm} \cdot c_{p,N_2} + \\ + x_{Ar,hm} \cdot c_{p,Ar} + x_{H_2O,hm} \cdot c_{p,H_2O}$$

$$c_{p,sp} = 0{,}255 \cdot 0{,}919 + 0{,}00009 \cdot 0{,}666 + 0{,}611 \cdot 1{,}043 + \\ + 0{,}010 \cdot 0{,}521 + 0{,}124 \cdot 1{,}892 = 1{,}112\ \frac{kJ}{kg \cdot K} \qquad (6.16)$$

Na základě preference je výpočet dále vztažený na jednotku hmotnosti, místo jednotky objemu. Proto je třeba převést koncentrace objemové na koncentrace hmotnostní. Pro každou složku platí následující převod (vzorový výpočet pro CO_2).

$$x_{i,hm} = \frac{m_i}{m_{sp}} = \frac{\rho_i \cdot V_{i,min}}{\rho_{sp,stech} \cdot V^v_{sp,min}} = \left(\frac{kg}{kg}\right) \tag{6.17}$$

$$x_{CO_2,hm} = \frac{m_{CO_2}}{m_{sp}} = \frac{\rho_{CO_2} \cdot V_{CO_2,min}}{\rho_{sp,stech} \cdot V^v_{sp,min}} = \frac{1{,}98 \cdot 0{,}825}{1{,}285 \cdot 4{,}985} = 0{,}255\ \frac{kg}{kg} \tag{6.18}$$

Tabulka 5: Hmotnostní koncentrace jednotlivých složek spalin

Název složky	CO_2	SO_2	N_2	Ar	H_2O
Hmotnostní koncentrace $\left(\frac{kg}{kg}\right)$	0,255	0,00009	0,611	0,010	0,124

6.5 Entalpie vzduchu a spalin

Pro tepelné výpočty je vhodnější vyjádřit tepelný potenciál spalin a vzduchu pomocí entalpie, než měrné tepelné kapacity.

Entalpie suchého vzduchu (vzorový výpočet pro 100 °C)

$$h^s_{vz} = c^s_{p,vz} \cdot t = 1{,}012 \cdot 100 = 101{,}2\ \frac{kJ}{kg} \tag{6.19}$$

Entalpie spalin (vzorový výpočet pro 100 °C)

$$h_{sp,stech} = c_{p,sp} \cdot t = 1{,}112 \cdot 100 = 111{,}2\ \frac{kJ}{kg} \tag{6.20}$$

Entalpie vodní páry (vzorový výpočet pro 100 °C)

$$h_{H_2O} = c_{p,H_2O} \cdot t = 1{,}892 \cdot 100 = 189{,}2\ \frac{kJ}{kg} \tag{6.21}$$

Entalpie zavlhčeného vzduchu (vzorový výpočet pro 100 °C)

$$h^v_{vz} = h^s_{vz} + x_{vz,2} \cdot \left(h_{H_2O} + l_e\right)$$
$$h^v_{vz} = 101{,}2 + 37{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot (189{,}2 + 2501) = 201{,}0\ \frac{kJ}{kg} \tag{6.22}$$

$x_{vz,2}$ … měrná vlhkost vzduchu po vlhčení, viz rovnice *(7.6)*

$l_e = 2501\ \frac{kJ}{kg}$

l_e … měrné výparné teplo vody odečtené z tabulek vody a vodní páry [4]

Entalpie spalin s přebytkem vzduchem (vzorový výpočet pro 100 °C)

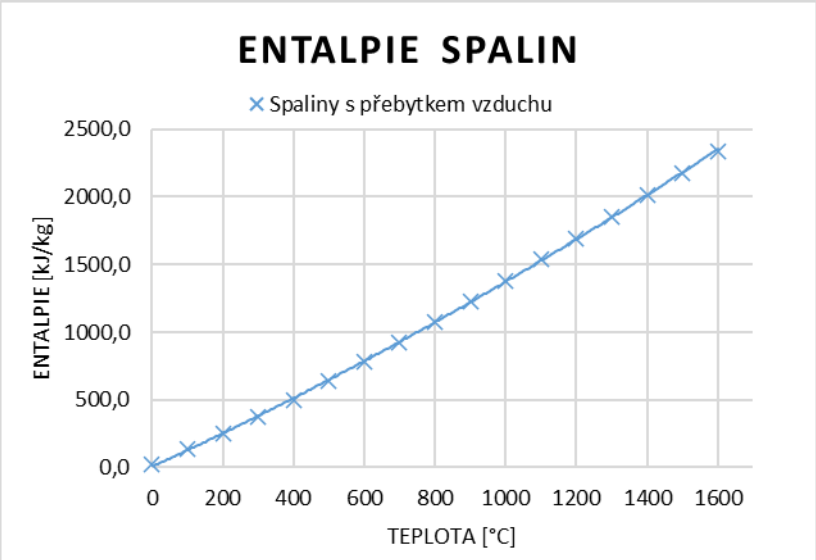
$$h_{sp} = \frac{h_{sp,stech} \cdot m^v_{sp} + (\alpha - 1) \cdot h^v_{vz} \cdot m^s_{vz}}{m^v_{sp} + (\alpha - 1) \cdot m^s_{vz}}$$
$$h_{sp} = \frac{111{,}2 \cdot 0{,}087 + (1{,}4 - 1) \cdot 201{,}0 \cdot 0{,}071}{0{,}087 + (1{,}4 - 1) \cdot 0{,}071} = 133{,}1\ \frac{kJ}{kg} \tag{6.23}$$

Vypočtené hodnoty entalpií pro teploty 0 až 1 600 °C jsou uvedeny v *Tabulce 6.*

Tabulka 6: Entalpie spalin a vzduchu

$t\ (°C)$	$h_{sp,stech}$ $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$	h_{vz}^{s} $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$	h_{H_2O} $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$	h_{vz}^{v} $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$	h_{sp} $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
0	0,0	0,0	0,0	92,8	22,7
100	111,2	101,2	189,2	201,0	133,1
200	228,6	205,4	388,2	312,6	249,1
300	353,1	314,1	599,7	429,1	371,7
400	484,8	428,4	825,2	551,8	501,2
500	623,2	547,5	1 065,5	679,8	637,0
600	767,5	671,4	1 320,6	813,2	778,6
700	916,5	798,0	1 589,7	949,8	924,6
800	1 074,3	926,4	1 874,4	1 088,7	1 074,3
900	1 226,0	1 056,6	2 171,7	1 230,0	1 227,0
1 000	1 384,7	1 188,0	2 478,0	1 372,7	1 381,7
1 100	1 545,1	1 321,1	2 791,8	1 517,5	1 538,3
1 200	1 706,8	1 455,6	3 114,0	1 663,9	1 696,3
1 300	1 870,3	1 591,2	3 442,4	1 811,7	1 856,0
1 400	2 033,9	1 727,6	3 775,8	1 960,5	2 016,0
1 500	2 198,5	1 864,5	4 114,5	2 110,0	2 176,9
1 600	2 363,1	2 001,6	4 456,0	2 259,7	2 337,9

Poznámka: entalpie vzduchu je vztažena na kilogram suchého vzduchu a entalpie spalin na kilogram spalin



Obrázek 4: Entalpie spalin s přebytkem vzduchu a zavlhčeného vzduchu

6.6 Teplota rosného bodu spalin

Teplota rosného bodu spalin je teplota, kdy jsou páry ve spalinách nasyceny. Při podkročení této teploty tyto páry začínají kondenzovat na studených površích teplosměnných ploch, které následně podléhají nízkoteplotní korozi. Nízké podkročení této teploty nemusí mít velký dopad, nicméně je třeba mít tento jev na vědomí při návrhu posledních teplosměnných ploch a případně při volbě materiálu, či jiných protikorozních opatřeních. [2]

Obvykle se teplota spalin odcházejících do komína odvozuje právě od teploty rosného bodu, neboť se neuvažuje s kondenzací spalin, kvůli případným problémům způsobeným nízkoteplotní korozí. Tímto je také určena komínová ztráta, která bývá často největší ztrátou v kotli. Pro zmenšení této ztráty se začalo uvažovat o dochlazení spalin pod úroveň rosného bodu, kdy by v kotli dále bylo využito nejen fyzické teplo spalin, ale také latentní teplo kondenzující vodní páry (ostatní kondenzující páry mají minoritní podíl na přestupu tepla oproti vodní páře obsažené ve spalinách). Při takovém návrhu kotle je třeba myslet na monitorování korodujících ploch a jejich případnou výměnu.

Teplota rosného bodu se stanovuje z poloempirických vzorců. Přesné určení této teploty není možné, protože je náchylná na různé změny v provozních podmínkách kotle. Teplota spalin odchozích do komína se proto volí s určitou rezervou (několika desítek °C) od teploty rosného bodu, pokud se jedná o kotel bez kondenzace spalin. [2]

Teplota rosného bodu se spočítá dle následujících vztahů.

Střední zdánlivá molární hmotnost suchých spalin

$$M_{sp} = M_{CO_2} \cdot x_{CO_2,hm} + M_{SO_2} \cdot x_{SO_2,hm} + M_{N_2} \cdot x_{N_2,hm} + M_{Ar} \cdot x_{Ar,hm}$$
$$M_{sp} = 44 \cdot 0{,}255 + 64 \cdot 0{,}00009 + 28 \cdot 0{,}611 + 40 \cdot 0{,}010 \qquad (6.24)$$
$$M_{sp} = 28{,}7 \ \frac{kg}{kmol}$$

Měrná plynová konstanta suchých spalin

$$r_{sp} = \frac{R_M}{M_{sp}} = \frac{8314}{28{,}7} = 289{,}4 \ \frac{J}{kg \cdot K} \qquad (6.25)$$

R_M … molární plynová konstanta $\left(\frac{J}{mol \cdot K}\right)$

Měrná plynová konstanta vodní páry

$$r_{H_2O} = \frac{R_M}{M_{H_2O}} = \frac{8314}{18} = 461{,}9 \ \frac{J}{kg \cdot K} \qquad (6.26)$$

Stechiometrická měrná vlhkost spalin (bez přebytku vzduchu)

$$x_{sp,stech} = \frac{x_{H_2O,hm} \cdot M_{H_2O}}{M_{sp}} = \frac{0{,}124 \cdot 18}{28{,}7} = 0{,}078 \ \frac{kg}{kg} \qquad (6.27)$$

Parciální tlak vodní páry ve spalinách

$$p_p = \frac{x_{sp,stech} \cdot p_c}{\frac{r_{sp}}{r_{H_2O}} + x_{sp,stech}} = \frac{0{,}078 \cdot 100\,000}{\frac{289{,}4}{461{,}9} + 0{,}078} = 11\,033\ Pa \qquad (6.28)$$

Teplota sytosti vodní páry pro daný tlak ve spalinách je odečtena z tabulek vody a vodní páry. [8]

$t_k = 48\ °C$

Teplota rosného bodu

$$t_{rb} = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1{,}2266^{X_ú \cdot A_r}} = 48 + \frac{208 \cdot \sqrt[3]{0{,}0017}}{1{,}2266^{0{,}7 \cdot 0{,}048}} = 73\ °C \qquad (6.29)$$

$\beta = 208$ pro $\alpha = 1{,}4$ [2]

$X_ú = 0{,}7$ … poměrný obsah popele v úletu – voleno $(-)$

$$A_r = \frac{A^r}{Q_r^i} = \frac{0{,}7544}{15{,}84} = 0{,}048\ \frac{\%kg}{MJ} \qquad (6.30)$$

A_r … redukovaný obsah popele $\left(\frac{\%kg}{MJ}\right)$

$$S_r = \frac{S^r}{Q_r^i} = \frac{0{,}0276}{15{,}84} = 0{,}0017\ \frac{\%kg}{MJ} \qquad (6.31)$$

S_r … redukovaný obsah síry $\left(\frac{\%kg}{MJ}\right)$

7 ZAVLHČENÍ VZDUCHU

Předmětem této kapitoly je spočítat, jak velký je efekt využití latentního tepla vodní páry, která na konci kotle zkondenzuje. výpočty jsou prováděny pro 3 stavy, aby bylo patrné srovnání efektu kondenzace spalin a zvětšení vlhkosti spalin: (1) spalovací vzduch není zavlhčen a vodní pára ze spalin v kotli nekondenzuje, (2) spalovací vzduch v kotli není zavlhčen, ale vodní pára ze spalin kondenzuje na kondenzačním výměníku, (3) spalovací vzduch je po ohřátí zavlhčen a vodní pára ze spalin kondenzuje na kondenzačním výměníku.

Vzhledem k tomu, že kotel je určen pro ohřev topné vody, která má na výstupu teplotu 80 °C, nabízí se vlhčit vzduch právě touto vodou. Při procesu vlhčení vzduchu vodou dochází k poklesu teploty vzduchu v důsledku potřeby tepla na odpaření vody. Žádaná teplota vzduchu na vstupu do spalovací komory je 150 °C. Po konzultaci s vedoucím diplomové práce bude vzduch v OVZ ohříván na 200 °C a bude zavlhčen tak, aby výsledná teplota zavlhčeného vzduchu byla 150 °C.

Pro výpočet potřebného množství vody byly použity rovnice tepelné bilance vlhčení vzduchu *(7.1)* a rovnice pro výpočet entalpie vlhkého vzduchu *(7.2)*.

Tepelná bilance vlhčení vzduchu

$$m^s_{vz,2} \cdot h^v_{vz,2} = m^s_{vz,1} \cdot h^v_{vz,1} + m_{H_2O} \cdot h_{H_2O} \qquad (7.1)$$

Entalpie vlhkého vzduchu

$$h^v_{vz} = h^s_{vz} + x_{vz} \cdot h_p = c^s_{p,vz} \cdot t + x_{vz} \cdot (c_{p,H2O} \cdot t + l_e) \qquad (7.2)$$

Entalpie vzduchu před vlhčením je známá a odpovídá entalpii vlhkého vzduchu při teplotě 200 °C z *Tabulky 6.* Hmotnost suché složky vzduchu před i po vlhčení zůstává stejná.

Entalpie vlhkého vzduchu při teplotě 200 °C

$$h^v_{vz,1}(t = 200\,°C) = 249{,}0\ \frac{kJ}{kg}$$

Hmotnostní průtok suchého vzduchu

$$m^s_{vz} = m^s_{vz,1} = m^s_{vz,2} = 0{,}0988\ \frac{kg}{s} \qquad (7.3)$$

Entalpie vody použité k zavlhčování

$$h_{H_2O,l} = c_{p,H_2O} \cdot t_{H_2O} = 4{,}18 \cdot 80 = 334{,}4\ \frac{kJ}{kg} \qquad (7.4)$$

Pro dopočtení konečné vlhkosti vzduchu $x_{vz,2}$ je třeba upravit vztah *(7.1)* dosazením vztahu *(7.2)* za neznámou entalpii $h^v_{vz,2}$ a nahradit hmotnostní průtok vody m_{H_2O} vztahem *(7.5)*, který odpovídá rozdílu vlhkosti vzduchu před a po vlhčení. Hodnota měrné vlhkosti vzduchu před vlhčením $x_{vz,1} = 15{,}1\,\frac{g}{kg}$ byla odečtena z Mollierova diagramu vlhkého vzduchu. [4]

Hmotnostní průtok vody potřebné pro zavlhčení

$$m_{H_2O} = \left(x_{vz,2} - x_{vz,1}\right) \cdot m^s_{vz,1} \tag{7.5}$$

Po dosazení a upravení vztahu je výsledná požadovaná vlhkost vzduchu rovna

Měrná vlhkost vzduchu po vlhčení

$$x_{vz,2} = \frac{h^v_{vz,1} - h^s_{vz,2} - x_{vz,1} \cdot h_{H_2O,l}}{(c_{p,H2O} \cdot t_{vz,2} + l_e) - h_{H_2O,l}}$$
$$x_{vz,2} = \frac{(249{,}0 - 152{,}9 - 15{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 334{,}4)}{(1{,}917 \cdot 150 + 2501) - 334{,}4} = 37{,}1 \cdot 10^{-3}\ \frac{kg}{kg} \tag{7.6}$$

Hmotnostní průtok vody pro zavlhčení vzduchu je tedy dle rovnice *(7.5)*

$$m_{H_2O} = \left(x_{vz,2} - x_{vz,1}\right) \cdot m^s_{vz} = (37{,}1 \cdot 10^{-3} - 15{,}1 \cdot 10^{-3}) \cdot 0{,}0988$$
$$m_{H_2O} = 2{,}2 \cdot 10^{-3}\ \frac{kg}{s}$$

8 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORA

8.1 Teplota nechlazeného plamene spalin

Pro určení teploty nechlazeného plamene je třeba nejdříve vypočíst odpovídající entalpii spalin, na základě které se poté určí teplota nechlazeného plamene.

Entalpie nechlazeného plamene spalin

$$h_{sp,np} = \frac{(1 - Z_C - Z_{CO}) \cdot Q_i^r \cdot m_{pal} + h_{vz}^v(t = 150\ °C) \cdot m_{vz}^s}{m_{sp}}$$

$$h_{sp,np} = \frac{\left(1 - \frac{1{,}8}{100} - \frac{0{,}8}{100}\right) \cdot 15{,}84 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0136 + 256{,}6 \cdot 0{,}099}{0{,}1159} \qquad (8.1)$$

$$h_{sp,np} = 2\,032\ \frac{kJ}{kg}$$

$h_{vz}^v(t = 150\ °C)$ … entalpie vzduchu o teplotě 150 °C odečteno z *Tabulky 6* $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$Z_c = 1{,}8$ … ztráta mechanickým nedopalem z *Tabulky 7* (%)

$Z_{co} = 0{,}8$ … ztráta chemickým nedopalem *Tabulky 7* (%)

Teplota nechlazeného plamene je na základě entalpie $h_{sp,np}$ interpolována z dat v *Tabulce 6.*

$t_{np} = 1\,410\ °C$

8.2 Teplota spalin na konci ohniště

Pro výpočet teploty na konci ohniště se využívá vztah odvozený z Gurvičova poloempirického vzorce *(8.2)*. Výpočet je iterační, na začátku je t_{ok} odhadnuta a poté se ověřuje správnost tohoto odhadu. Odhadnutá hodnota t_{ok} je 825 °C. [2]

Teplota spalin na konci ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273{,}15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0{,}6}} - 273{,}15 = (°C) \qquad (8.2)$$

M … součinitel, který respektuje průběh teplot v ohništi $(-)$

Bo … Boltzmannovo číslo $(-)$

a_o … stupeň černosti ohniště $(-)$

Součinitel M

$$M = 0{,}59 - 0{,}5 \cdot x_{pl} = 0{,}59 - 0{,}5 \cdot 0 = 0{,}59 \qquad (8.3)$$

x_{pl} … poloha maximální teploty plamene je pro roštové kotle rovna nule $(-)$

h_h … výška hořáku (m)

v_o … výška ohniště (m)

Δx … korekční koeficient $(-)$

$$x_{pl} = x_h + \Delta x = \frac{h_h}{v_o} + \Delta x = \frac{0}{1{,}7} + 0 = 0 \tag{8.4}$$

Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot m_{pal} \cdot (O_S \bar{c_S})_o}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\Psi} \cdot S_{st} \cdot \left(273{,}15 + t_{np}\right)^3}$$

$$Bo = \frac{\left(1 - \frac{0{,}5}{100}\right) \cdot 0{,}0136 \cdot 13{,}375}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}45 \cdot 3{,}24 \cdot (273{,}15 + 1\,410)^3} = 0{,}458 \tag{8.5}$$

$Z_{sv}^o = 0{,}5$ … volená ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště (%)

$(O_S \bar{c_S})_o$ … střední tepelná jímavost spalin v ohništi $\left(\frac{kJ}{kg \cdot °C}\right)$

$\bar{\Psi} = 0{,}45$ … střední hodnota součinitele tepelné vodivosti $(-)$ [2]

$5{,}7 \cdot 10^{-11}$ … Stefan–Boltzmannova konstanta $\left(\frac{kW}{m^{-2} \cdot K^{-4}}\right)$

S_{st} … plocha chlazených stěn ohniště (m^2)

Střední tepelná jímavost spalin

$$(O_S \bar{c_S})_o = \frac{h'_{np} - h'_{ok}}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{17\,290 - 9\,466}{1\,410 - 825} = 13{,}375\ \frac{kJ}{kg \cdot K} \tag{8.6}$$

$$h'_{np} = h_{np} \cdot \frac{m_{sp}}{m_{pal}} = 2\,032 \cdot \frac{0{,}1159}{0{,}0136} = 17\,290\ \frac{kJ}{kg} \tag{8.7}$$

h'_{np} … entalpie nechlazeného plamene spalin vztažená na jednotku paliva $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$$h'_{ok} = h_{ok} \cdot \frac{m_{sp}}{m_{pal}} = 1\,112 \cdot \frac{0{,}1159}{0{,}0136} = 9\,466\ \frac{kJ}{kg} \tag{8.8}$$

h'_{ok} … entalpie spalin na konci ohniště vztažená na jednotku paliva $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Plocha chlazených stěn ohniště

$$S_{st} = 2 \cdot v_o \cdot d_o + 2 \cdot v_o \cdot h_o + d_o \cdot h_o$$
$$S_{st} = 2 \cdot 1{,}7 \cdot 0{,}6 + 2 \cdot 1{,}7 \cdot 0{,}3 + 0{,}6 \cdot 0{,}3 = 3{,}24\ m^2 \tag{8.9}$$

$v_o = 1{,}7$ … výška ohniště (m)

$d_o = 0{,}6$ … délka ohniště (m)

$h_o = 0{,}3$ … hloubka ohniště (m)

Chlazené stěny jsou v ohništi všechny, kromě dna ohniště.

Výpočet stupně černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl} + \left(1 - a_{pl}\right) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{1 - \left(1 - a_{pl}\right) \cdot (1 - \bar{\Psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{st}}\right)} \tag{8.10}$$

$$a_o = \frac{0{,}175 + (1 - 0{,}175) \cdot \frac{0{,}18}{3{,}24}}{1 - (1 - 0{,}175) \cdot (1 - 0{,}45) \cdot \frac{0{,}18}{3{,}24}} = 0{,}386$$

a_{pl} … stupeň černosti plamene $(-)$

R … plocha hořící vrstvy paliva na roštu (m^2)

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}192} = 0{,}175 \qquad (8.11)$$

$k \cdot p \cdot s$ … optická hustota plamene $(-)$

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2\right) \cdot p \cdot s$$

$$k \cdot p \cdot s = (19{,}38 \cdot 0{,}28 + 72{,}68 \cdot 0{,}001 + 10 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}03) \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}34 \qquad (8.12)$$

$$k \cdot p \cdot s = 0{,}192$$

$k_{kok} = 10$ … součinitel zohledňující koncentraci koksíku v plameni $(-)$ [2]

$p = 0{,}1$ … celkový tlak v ohništi (MPa)

s … účinná tloušťka sálavé vrstvy (m)

r_s … objemový podíl 3atomových plynů ve spalinách $(-)$

μ_{pk} … koncentrace popela ve spalinách $(-)$

$\kappa_1 = 0{,}5;\ \kappa_2 = 0{,}03$ … koeficienty zohledňující koncentraci koksíku v plameni $(-)$ [2]

Součinitel zeslabení 3atomovými plyny

$$k_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1{,}02\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{ok} + 273{,}15}{1\,000}\right)$$

$$k_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot 0{,}156}{\sqrt{0{,}028 \cdot 0{,}34}} - 1{,}02\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{825 + 273{,}15}{1\,000}\right) \qquad (8.13)$$

$$k_s = 19{,}38$$

r_{H_2O} … objemový podíl vodní páry ve spalinách $(-)$

r_{RO_2} … objemový podíl ostatních 3atomových plynů ve spalinách $(-)$

p_s … parciální tlak 3atomových plynů ve spalinách (MPa)

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O,min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot V^v_{vz,min}}{V^v_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot V^v_{vz,min}}$$

$$r_{H_2O} = \frac{0{,}993 + (1{,}024 - 1) \cdot (1{,}4 - 1) \cdot 4{,}102}{4{,}985 + (1{,}4 - 1) \cdot 4{,}102} = 0{,}156 \qquad (8.14)$$

$$r_{RO_2} = \frac{V_{CO_2,min} + V_{SO_2,min}}{V^v_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot V^v_{vz,min}}$$

$$r_{RO_2} = \frac{0{,}825 + 0{,}00019}{4{,}985 + (1{,}4 - 1) \cdot 4{,}102} = 0{,}124 \qquad (8.15)$$

$$r_s = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0{,}124 + 0{,}156 = 0{,}28 \qquad (8.16)$$

$$p_s = r_s \cdot p = 0{,}28 \cdot 0{,}1 = 0{,}028\ MPa \qquad (8.17)$$

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3{,}6 \cdot \frac{0{,}306}{3{,}24} = 0{,}34\ m \qquad (8.18)$$

V_o … aktivní objem ohniště

$V_o = h_o \cdot d_o \cdot v_o = 0{,}3 \cdot 0{,}6 \cdot 1{,}7 = 0{,}306\ m^3$

Součinitel zeslabení popílkovými částicemi

$$k_p = \frac{5{,}7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273{,}15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5{,}7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(825 + 273{,}15)^2 \cdot 20^2}} \qquad (8.19)$$

$k_p = 72{,}68$

$d_{pk} = 20$ … střední efektivní průměr popílkových částic (μg) [2]

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{ú} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{\frac{0{,}7544}{100} \cdot (0{,}7 + 1)}{2 \cdot 6{,}41} = 0{,}001 \qquad (8.20)$$

$$G_s = V_{sp,min}^v \cdot \rho_{sp,stech} = 4{,}985 \cdot 1{,}285 = 6{,}41\ \frac{kg}{kg} \qquad (8.21)$$

G_s … hmotnost spalin vztažená na jednotku paliva $\left(\frac{kg}{kg}\right)$

Kontrola rozdílu odhadnuté a skutečné teploty na konci ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273{,}15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0{,}6}} - 273{,}15 = \frac{1\,410 + 273{,}15}{1 + 0{,}59 \cdot \left(\frac{0{,}386}{0{,}458}\right)^{0{,}6}} - 273{,}15 \qquad (8.22)$$

$t_{ok} = 824{,}8\ °C$

Rozdíl mezi odhadnutou a reálnou hodnotou teploty na konci ohniště je dostatečně malý $(\Delta t_{ok} = 0{,}2\ °C)$ a dále bude počítáno s reálnou hodnotou, tedy s $t_{ok} = 824{,}8\ °C$.

9 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

V následující části práce jsou výpočty a srovnání předaných výkonů v kotli. Výpočty pro variantu provozu kotle bez vlhčení spalovacího vzduchu jsou prakticky stejné jako výpočty u varianty s vlhčením, v diplomové práci jsou zobrazeny pouze výpočty pro variantu s vlhčením. V rámci této kapitoly jsou prezentovány výsledky výpočtů pro obě varianty v následujících tabulkách a grafech. Jako *Varianta 1)* je označován výpočet pro stav se zavlhčením spalovacího vzduchu, *Varianta 2)* odpovídá stavu, kdy se spalovací vzduch nevlhčí.

9.1 Tepelné ztráty kotle

Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta) [2]

$$Z_k = \frac{h_{sp}(t = 120\ °C) \cdot m_{sp} - h_{vz}^{n}(t = 25\ °C) \cdot m_{vz}^{s}}{Q_i^r \cdot m_{pal} + h_{vz}^{v}(t = 150\ °C) \cdot m_{vz}^{s}} \qquad (9.1)$$

$$Z_k = \frac{156{,}3 \cdot 0{,}1159 - 63{,}8 \cdot 0{,}0988}{15{,}84 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0136 + 256{,}8 \cdot 0{,}0988} = 4{,}90\ \%$$

h_{sp}, h_{vz}^{v} … entalpie odečtené z *Tabulky 6* $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_{vz}^{n} … entalpie referenčního nezavlhčeného vzduchu pro teplotu 25 °C a relativní vlhkost 75 % $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Poznámka: ztráta mechanickým nedopalem je již započtená v hmotnostním průtoku paliva

Ostatní ztráty

Tabulka 7: Ostatní ztráty v kotli

Název	Značení	Varianta 1), 2)
Ztráta mechanickým nedopalem	Z_c	1,8 %
Ztráta chemickým nedopalem	Z_{co}	0,8 %
Ztráta sáláním a vedením do okolí	Z_{sv}	1,5 %

Poznámka.: ostatní ztráty v kotli byly odhadnuty pro daný typ a velikost kotle

9.2 Teplo předané v ohništi

Teplo předané v ohništi

$$Q_o^{1)} = m_{sp} \cdot \left(h_{sp,np} - h_{sp,ok}\right) = 0{,}1159 \cdot (2\,032 - 1\,112{,}2)$$
$$Q_o^{1)} = 106{,}6\ kW$$
$$Q_o^{2)} = m_{sp} \cdot \left(h_{sp,np} - h_{sp,ok}\right) = 0{,}1138 \cdot (2\,018 - 1\,079{,}3) \quad (9.2)$$
$$Q_o^{2)} = 106{,}7\ kW$$

Tabulka 8: Bilance ohniště

Název	Značení	Varianta 1)	Varianta 2)
Vstupní teplota spalin	$t_{sp,np}$	$1\,410\ °C$	$1\,456\ °C$
Vstupní entalpie spalin	$h_{sp,np}$	$2\,032\ \frac{kJ}{kg}$	$2\,018\ \frac{kJ}{kg}$
Výstupní teplota spalin	$t_{sp,ok}$	$825\ °C$	$830\ °C$
Výstupní entalpie spalin	$h_{sp,ok}$	$1\,112{,}2\ \frac{kJ}{kg}$	$1\,079{,}3\ \frac{kJ}{kg}$
Hmotnostní průtok spalin	m_{sp}	$0{,}1159\ \frac{kg}{s}$	$0{,}1138\ \frac{kg}{s}$
Teplo předané v ohništi	Q_o	$106{,}6\ kW$	$106{,}7\ kW$

9.3 Teplo předané v ohříváku vzduchu

Teplo předané v ohříváku vzduchu

$$Q_{OVZ}^{1)} = m_{vz}^{s} \cdot \left(h_{vz,out}^{OVZ} - h_{vz,in}^{OVZ}\right) = 0{,}0988 \cdot (249{,}0 - 63{,}8) = 18{,}3\ kW$$
$$Q_{OVZ}^{2)} = m_{vz}^{s} \cdot \left(h_{vz,out}^{OVZ} - h_{vz,in}^{OVZ}\right) = 0{,}0988 \cdot (195{,}3 - 63{,}8) = 13{,}0\ kW \quad (9.3)$$

Výstupní entalpie spalin

$$h_{sp,out}^{OVZ,1)} = h_{sp,in}^{OVZ} - \frac{Q_{OVZ}}{m_{sp}} = 1\,112{,}2 - \frac{18{,}3}{0{,}1159} = 954{,}3\ \frac{kJ}{kg}$$
$$h_{sp,out}^{OVZ,2)} = h_{sp,in}^{OVZ} - \frac{Q_{OVZ}}{m_{sp}} = 1\,079{,}3 - \frac{13{,}0}{0{,}1138} = 965{,}1\ \frac{kJ}{kg} \quad (9.4)$$

Teplota odchozích spalin se interpoluje na základě $h_{sp,out}^{OVZ}$ a hodnot z *Tabulky 6.*

$$t_{sp,out}^{OVZ,1)} = 720\ °C$$
$$t_{sp,out}^{OVZ,2)} = 753\ °C$$

Tabulka 9: Bilance ohříváku vzduchu

Název	**Značení**	**Varianta 1)**	**Varianta 2)**
Vstupní teplota spalin	$t_{sp,in}^{OVZ}$	$825\ °C$	$830\ °C$
Vstupní entalpie spalin	$h_{sp,in}^{OVZ}$	$1\,112{,}2\ \frac{kJ}{kg}$	$1\,079{,}3\ \frac{kJ}{kg}$
Výstupní teplota spalin	$t_{sp,out}^{OVZ}$	$720\ °C$	$753\ °C$
Výstupní entalpie spalin	$h_{sp,out}^{OVZ}$	$954{,}3\ \frac{kJ}{kg}$	$965{,}1\ \frac{kJ}{kg}$
Vstupní teplota vzduchu	$t_{vz,in}^{OVZ}$	$25\ °C$	$25\ °C$
Vstupní entalpie vzduchu	$h_{vz,in}^{OVZ}$	$63{,}8\ \frac{kJ}{kg}$	$63{,}8\ \frac{kJ}{kg}$
Výstupní teplota vzduchu	$t_{vz,out}^{OVZ}$	$200\ °C$	$150\ °C$
Výstupní entalpie vzduchu	$h_{vz,out}^{OVZ}$	$249{,}0\ \frac{kJ}{kg}$	$195{,}3\ \frac{kJ}{kg}$
Hmotnostní průtok spalin	m_{vz}^{s}	$0{,}0988\ \frac{kg}{s}$	$0{,}0988\ \frac{kg}{s}$
Teplo předané v ohříváku vzduchu	Q_{OVZ}	$18{,}3\ kW$	$13{,}0\ kW$

9.4 Teplo předané ekonomizéru

Teplo předané ekonomizéru

$$
\begin{aligned}
Q_{EKO}^{1)} &= m_{sp} \cdot \left(h_{sp,in}^{EKO} - h_{sp,out}^{EKO}\right) = 0{,}1159 \cdot (954{,}3 - 156{,}3) \\
Q_{EKO}^{1)} &= 92{,}5\ kW \\
Q_{EKO}^{2)} &= m_{sp} \cdot \left(h_{sp,in}^{EKO} - h_{sp,out}^{EKO}\right) = 0{,}1138 \cdot (965{,}1 - 139{,}9) \\
Q_{EKO}^{2)} &= 93{,}9\ kW
\end{aligned}
\qquad (9.5)
$$

Tabulka 10: Bilance ekonomizéru

Název	Značení	Varianta 1)	Varianta 2)
Vstupní teplota spalin	$t_{sp,in}^{EKO}$	$720\ °C$	$753\ °C$
Vstupní entalpie spalin	$h_{sp,in}^{EKO}$	$954{,}3\ \frac{kJ}{kg}$	$965{,}1\ \frac{kJ}{kg}$
Výstupní teplota spalin	$t_{sp,out}^{EKO}$	$120\ °C$	$120\ °C$
Výstupní entalpie spalin	$h_{sp,out}^{EKO}$	$156{,}3\ \frac{kJ}{kg}$	$139{,}9\ \frac{kJ}{kg}$
Hmotnostní průtok spalin	m_{sp}	$0{,}1159\ \frac{kg}{s}$	$0{,}1138\ \frac{kg}{s}$
Teplo předané v ekonomizéru	Q_{EKO}	$92{,}5\ kW$	$93{,}9\ kW$

9.5 Teplo předané kondenzačnímu ekonomizéru

Teplo předané kondenzačnímu ekonomizéru

$$Q_K^{1)} = Q_F + Q_L = m_{sp} \cdot \left(h_{sp,in}^K - h_{sp,out}^K\right) + m_{H_2O}^K \cdot l_k$$
$$Q_K^{1)} = 0{,}1159 \cdot (156{,}3 - 66{,}8) + 0{,}0055 \cdot 2350 = 23{,}2\ kW$$
$$Q_K^{2)} = Q_F + Q_L = m_{sp} \cdot \left(h_{sp,in}^K - h_{sp,out}^K\right) + m_{H_2O}^K \cdot l_k \qquad (9.6)$$
$$Q_K^{2)} = 0{,}1138 \cdot (139{,}9 - 52{,}6) + 0{,}0035 \cdot 2350 = 18{,}2\ kW$$

Q_F … fyzické teplo spalin předané v kondenzačním EKO (kW)
Q_L … uvolněné latentní teplo vodní páry kondenzující ze spalin (kW)
$m_{H_2O}^K$ … množství kondenzující vodní páry $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Pro výpočet množství vodní páry, která bude kondenzovat, je třeba znát maximální množství vodní páry, kterou jsou spaliny schopny pojmout při výstupní teplotě 40 °C. Postup je obdobný, jako při zjišťování mezi sytosti vlhkého vzduchu o zadané teplotě.

Maximální vlhkost spalin při teplotě 40 °C

$$x_{sp,max}^{1)}(t = 40\ °C) = \frac{\frac{r_{sp}}{r_{H_2O}} \cdot p''_{p,H_2O}}{p - p''_{p,H_2O}} = \frac{\frac{289{,}4}{461{,}9} \cdot 7\,384}{100\,000 - 7384} = 0{,}050\ \frac{kg}{kg}$$
$$x_{sp,max}^{2)}(t = 40\ °C) = \frac{\frac{r_{sp}}{r_{H_2O}} \cdot p_{p,H_2O}}{p - p_{p,H_2O}} = \frac{\frac{282{,}2}{461{,}9} \cdot 7\,384}{100\,000 - 7384} = 0{,}049\ \frac{kg}{kg} \qquad (9.7)$$

p''_{p,H_2O} … parciální tlak syté vodní páry při teplotě 40 °C (Pa) [4]

Množství kondenzující vodní páry ze spalin

$$m_{H_2O}^{K,1)} = \left(x_{sp} - x_{sp,max}(t = 40\ °C)\right) \cdot m_{sp}$$
$$m_{H_2O}^{K,1)} = (0{,}097 - 0{,}050) \cdot 0{,}1159 = 0{,}0055\ \frac{kg}{s}$$
$$m_{H_2O}^{K,2)} = \left(x_{sp} - x_{sp,max}(t = 40\ °C)\right) \cdot m_{sp}$$
$$m_{H_2O}^{K,2)} = (0{,}080 - 0{,}049) \cdot 0{,}1138 = 0{,}0035\ \frac{kg}{s} \quad (9.8)$$

Vlhkost spalin

$$x_{sp}^{1)} = \frac{\left(V_{sp}^{v} - V_{sp}^{s}\right) \cdot \rho_{H_2O}}{V_{sp}^{v} \cdot \rho_{sp}} = \frac{(6{,}625 - 5{,}594) \cdot 0{,}8}{6{,}625 \cdot 1{,}284} = 0{,}097\ \frac{kg}{kg}$$
$$x_{sp}^{2)} = \frac{\left(V_{sp}^{v} - V_{sp}^{s}\right) \cdot \rho_{H_2O}}{V_{sp}^{v} \cdot \rho_{sp}} = \frac{(6{,}426 - 5{,}594) \cdot 0{,}8}{6{,}426 \cdot 1{,}299} = 0{,}080\ \frac{kg}{kg} \quad (9.9)$$

Tabulka 11: Bilance kondenzačního ekonomizéru

Název	**Značení**	**Varianta 1)**	**Varianta 2)**
Vstupní teplota spalin	$t_{sp,in}^{K}$	$120\ °C$	$120\ °C$
Vstupní entalpie spalin	$h_{sp,in}^{K}$	$156{,}3\ \frac{kJ}{kg}$	$139{,}9\ \frac{kJ}{kg}$
Výstupní teplota spalin	$t_{sp,out}^{K}$	$40\ °C$	$40\ °C$
Výstupní entalpie spalin	$h_{sp,out}^{K}$	$66{,}8\ \frac{kJ}{kg}$	$52{,}6\ \frac{kJ}{kg}$
Hmotnostní průtok spalin	m_{sp}	$0{,}1159\ \frac{kg}{s}$	$0{,}1138\ \frac{kg}{s}$
Množství kondenzující vodní páry	$m_{H_2O}^{K}$	$0{,}0055\ \frac{kg}{s}$	$0{,}0035\ \frac{kg}{s}$
Měrné skupenské teplo kondenzace [9]	l_k	$2350\ \frac{kJ}{kg}$	$2350\ \frac{kJ}{kg}$
Teplo předané v kondenzačním ekonomizéru	Q_K	$23{,}2\ kW$	$18{,}2\ kW$

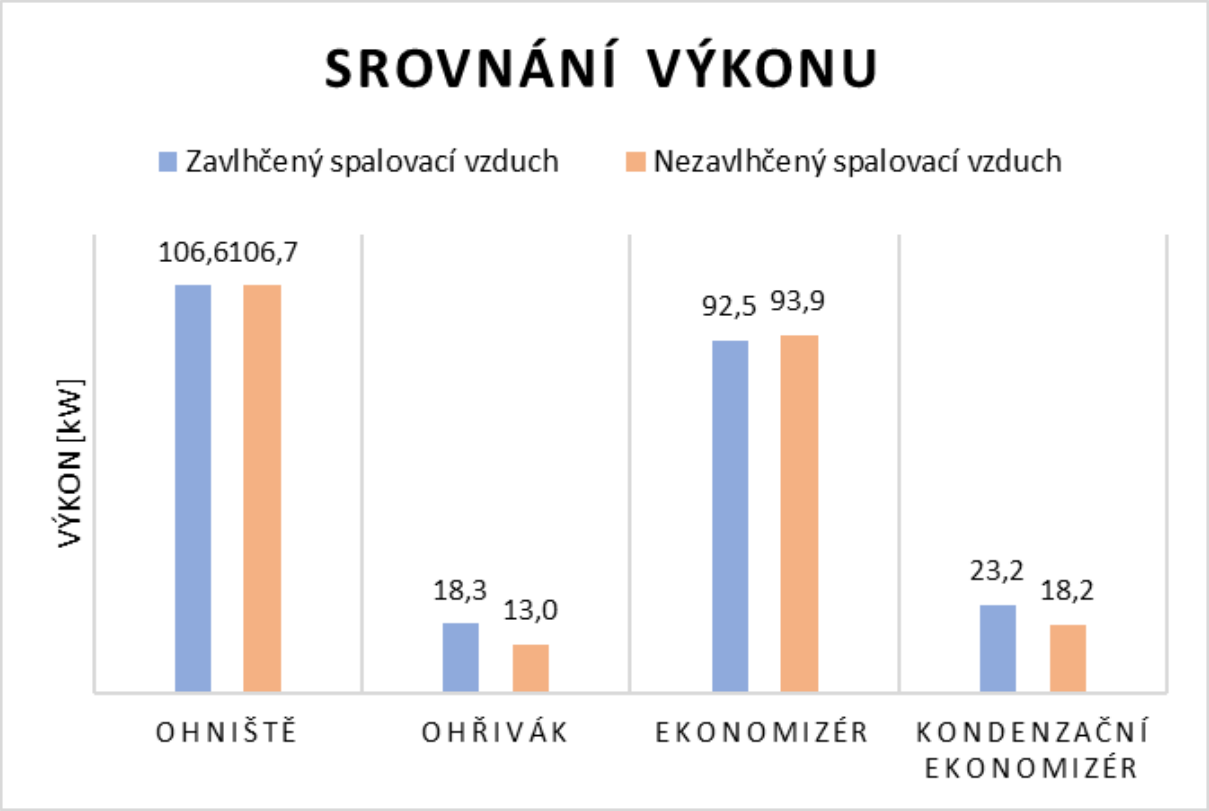
9.6 Srovnání

Rozložení tepelných výkonů v kotli pro obě varianty provozu kotle se mírně liší hlavně z důvodu větší potřeby tepla pro ohřátí vzduchu při variantě se zavlhčováním. Toto navýšení výkonu má určitý vliv na teplotu spalin za ohřívákem a tím pádem malé zmenšení přeneseného tepelného výkonu v ekonomizéru. Naopak naakumulovaná vlhkost ve spalinách v důsledku vlhčení vzduchu se projeví v množství latentního tepla uvolněného ve výměníku, kde páry ze spalin kondenzují.

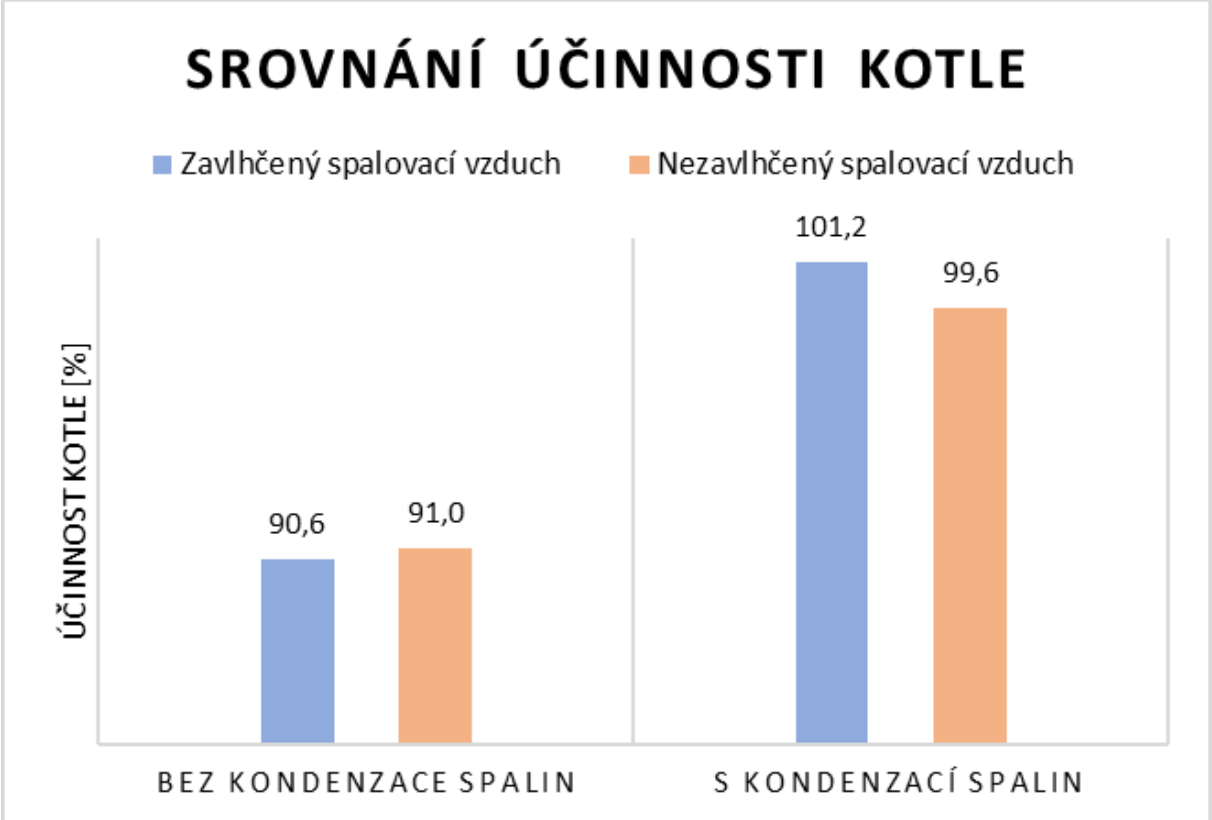
Díky kondenzaci spalin je možné účinnost kotle navýšit až nad 100 %. Účinnost se totiž obyčejně počítá na základě výhřevnosti paliva, nikoli spalného tepla. Výhřevnost paliva je teoretická vlastnost, která počítá s dochlazením spalin na referenční teplotu bez kondenzace par ze spalin. V případě, že spaliny kondenzují, by bylo vhodnější počítat účinnost kotle na základě hodnoty spalného tepla, které v sobě obsahuje i latentní teplo kondenzujících par. Pro názorné srovnání je v práci účinnost počítána s hodnotou výhřevnosti paliva pro provoz kotle bez kondenzace i s kondenzací spalin.

Tabulka 12: Srovnání tepelných výkonů v kotli

Název	**Značení**	**Varianta 1)**	**Varianta 2)**
Teplo dodané palivem	Q_p	219,8 kW	219,8 kW
Teplo předané v ohništi	Q_o	106,6 kW	106,7 kW
Teplo předané v ohříváku vzduchu	Q_{OVZ}	18,3 kW	13,0 kW
Teplo předané v ekonomizéru	Q_{EKO}	92,5 kW	93,9 kW
Teplo předané v kondenzačním ekonomizéru	Q_K	23,2 kW	18,2 kW



Obrázek 5: Rozložení tepelných výkonů v kotli



Obrázek 6: Srovnání účinnosti kotle při různých provozech

10 NÁVRH OHŘÍVÁKU VZDUCHU

10.1 Návrh geometrie výměníku

První volenou veličinou je rychlost spalin, která je volena $w_{sp} = 10\ m \cdot s^{-1}$ z důvodu rozumného poměru přestupu tepla a tlakových ztrát. Ze znalosti této rychlosti a reálného objemového průtoku spalin *(10.12)* je spočten celkový průtočný průřez, z něhož je zvolen vnitřní průměr trubky tak, aby počet potřebných trubek zaplnil průřez pláště rovnoměrně při uspořádání trubek do trojúhelníka (30 °). Vnitřní průměr trubky je tedy $d_1 = 34$ mm a počet trubek $n_t = 37$. Tloušťka stěny trubky je volena $s_t = 1{,}5$ mm dle doporučení ze skript [2]. Celková činná délka trubky je volena $l_{tc} = 360$ mm. Rozteč trubek je zvolena jako 1,4násobek vnějšího průměru trubek s ohledem na tlakovou ztrátu v mezitrubkovém prostoru a také pro zachování přibližně konstantního průtočného průřezu při příčném obtékání trubek ve výměníku a při podélném obtékání trubek ve výřezu nad přepážkou. Mezi vnějším průměrem svazku trubek a vnitřním průměrem pláště je volena mezera 8 mm pro možnost zavedení svazku do pláště. Výška přepážky je volena jako 0,75násobek vnitřního průměru pláště dle doporučení z literatury [5]. Rozteč přepážek je volena z hlediska délky výměníku a velikosti průtočného průřezu při příčném obtékání trubek $t_p = 100$ mm. Tloušťka přepážek je pak $s_p = 4$ mm dle skript [1].

Vnější průměr trubky

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot s_t = 34 + 2 \cdot 1{,}5 = 37\ mm \qquad (10.1)$$

Rozteč trubek

$$t_t = 1{,}4 \cdot d_2 = 1{,}4 \cdot 37 = 51{,}8\ mm \qquad (10.2)$$

Průměr os vnějších trubek

$$D_S' = 6 \cdot t_t = 6 \cdot 51{,}8 = 310{,}8\ mm \qquad (10.3)$$

Vztah vychází z geometrie svazku viz *Obrázek 8*

Průměr svazku trubek

$$D_S = D_S' + d_2 = 310{,}8 + 37 = 347{,}8\ mm \qquad (10.4)$$

Vnitřní průměr pláště výměníku

$$D_1 = D_S + 2 \cdot k = 347{,}8 + 2 \cdot 8 = 363{,}8\ mm \qquad (10.5)$$

Teoretický počet trubek

$$n_{t,teor} = \frac{4 \cdot m_{sp}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_{sp,teor} \cdot \rho_{sp,real}} = \frac{4 \cdot 0{,}1159}{\pi \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 10 \cdot 0{,}336} \qquad (10.6)$$

$$n_{t,teor} = 38{,}1$$

Skutečný počet trubek je $n_t = 37$ z důvodů uspořádání trubek ve svazku.

Přepočet skutečné rychlosti spalin

$$w_{sp} = \frac{4 \cdot m_{sp}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_t \cdot \rho_{sp,real}} = \frac{4 \cdot 0{,}1159}{\pi \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 37 \cdot 0{,}336} = 10{,}3 \ \frac{m}{s} \qquad (10.7)$$

Výška přepážky

$$h_p = 0{,}75 \cdot D_1 = 0{,}75 \cdot 363{,}8 = 272{,}9 \ mm \qquad (10.8)$$

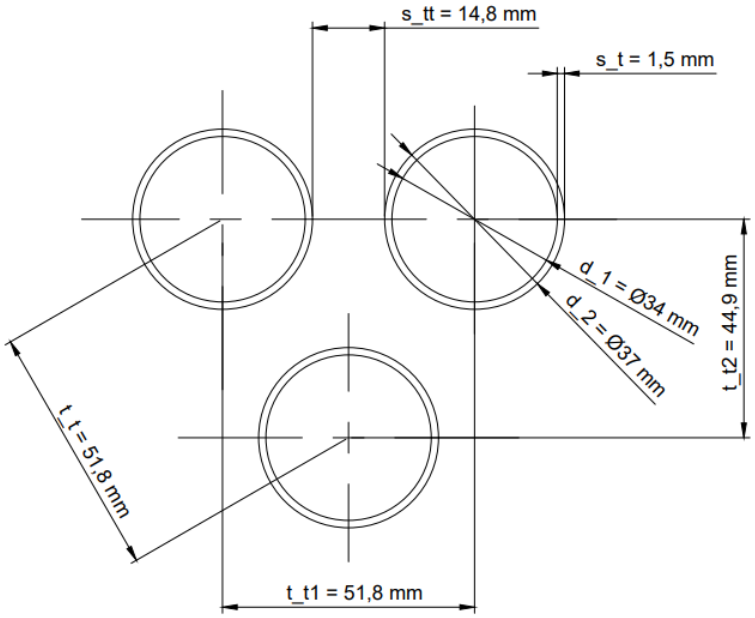
Průměr přepážky

$$D_p = D_1 - 6 = 363{,}8 - 6 = 357{,}8 \ mm \qquad (10.9)$$

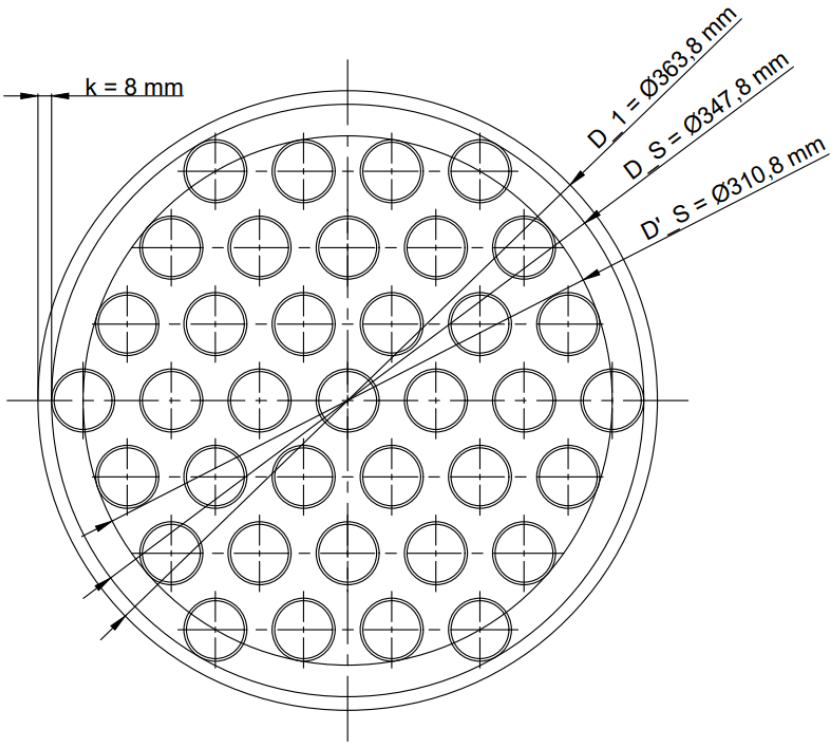
Rezerva je volena s ohledem na konstrukční řešení.

Průměr otvoru v přepážce

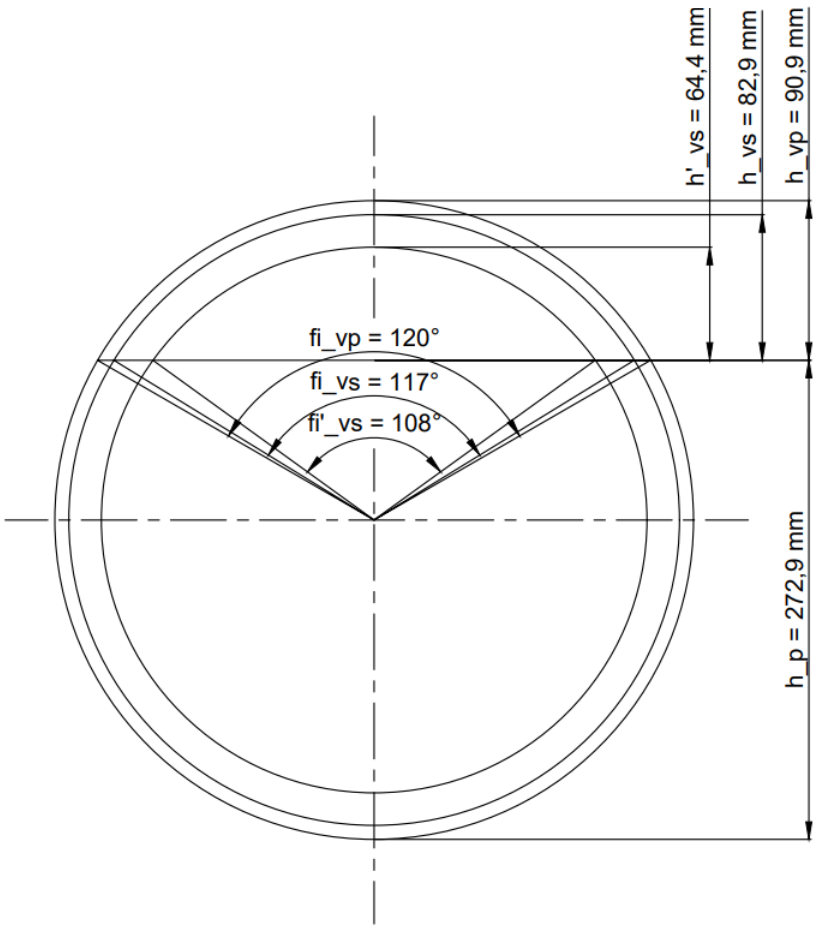
$$d_{2p} = d_2 + 2 = 37 + 2 = 39 \ mm \qquad (10.10)$$



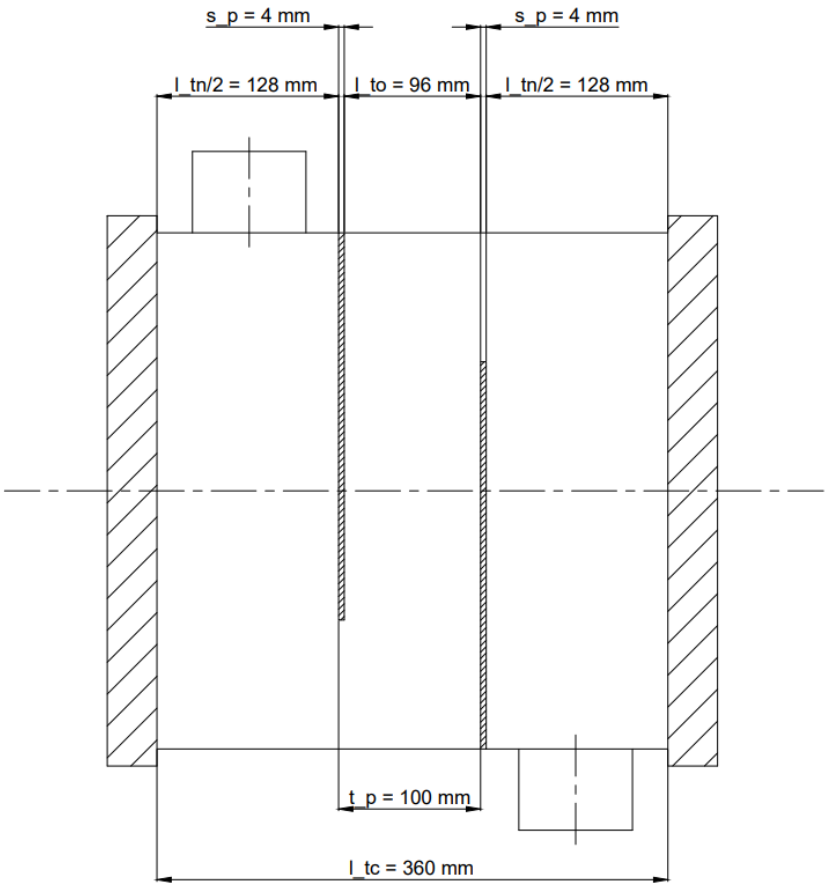
Obrázek 5: Uspořádání a rozměry trubek



Obrázek 6: Geometrie svazku trubek a pláště



Obrázek 7: Geometrie přepážek výměníku



Obrázek 8: Rozměry a rozložení přepážek ve výměníku

10.2 Součinitel přestupu tepla – trubkový prostor

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp,in}^{OVZ} + t_{sp,out}^{OVZ}}{2} = \frac{824{,}8 - 719{,}8}{2} = 772{,}3\ °C \qquad (10.11)$$

Skutečný objemový průtok spalin

$$V_{sp,real}^{v} = V_{sp}^{v} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273{,}15}{273{,}15} = 0{,}090 \cdot \frac{772{,}3 + 273{,}15}{273{,}15} = 0{,}346\ \frac{m^3}{s} \qquad (10.12)$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu_{sp} = \nu_{sp,stř} \cdot M_\nu = 12{,}1 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}02 = 12{,}3 \cdot 10^{-5}\ \frac{m^2}{s} \qquad (10.13)$$

$\nu_{sp,stř}$ … kinematická viskozita pro střední složení spalin $\left(\frac{m^2}{s}\right)$ [2]

M_ν … opravný koeficient $(-)$ [2]

Reálná hustota spalin při teplotě $\bar{t}_{sp}$

$$\rho_{sp,real} = \rho_{sp} \cdot \frac{273{,}15}{\bar{t}_{sp} + 273{,}15} = 1{,}284 \cdot \frac{273{,}15}{772{,}3 + 273{,}15} \qquad (10.14)$$

$$\rho_{sp,real} = 0{,}336\ \frac{kg}{m^3}$$

ρ_{sp} … hustota spalin pro normální podmínky $\left(\frac{Nm^3}{kg}\right)$

Dynamická viskozita spalin

$$\eta_{sp} = \nu_{sp} \cdot \rho_{sp,real} = 12{,}3 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}336 = 4{,}1 \cdot 10^{-5}\ Pa \cdot s \qquad (10.15)$$

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda_{sp} = \lambda_{sp,stř} \cdot M_\lambda = 0{,}089 \cdot 1{,}055 = 0{,}094\ \frac{W}{m \cdot K} \qquad (10.16)$$

$\lambda_{sp,stř}$ … součinitel tepelné vodivosti pro střední složení spalin $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$ [2]

M_λ … opravný koeficient $(-)$ [2]

Tabulka 13: Vlastnosti spalin pro střední teplotu v OVZ

Název	Značení	Hodnota
Vstupní teplota spalin	$t_{sp,in}^{OVZ}$	$824{,}8\ °C$
Výstupní teplota spalin	$t_{sp,out}^{OVZ}$	$719{,}8\ °C$
Střední teplota spalin	$\bar{t}_{sp}$	$772{,}3\ °C$
Hmotnostní průtok spalin	m_{sp}	$0{,}1159\ \frac{kg}{s}$
Objemový průtok spalin	V_{sp}^{v}	$0{,}090\ \frac{Nm^3}{s}$
Skutečný objemový průtok spalin	$V_{sp,real}^{v}$	$0{,}346\ \frac{m^3}{s}$
Kinematická viskozita spalin	ν_{sp}	$12{,}3 \cdot 10^{-5}\ \frac{m^2}{s}$
Dynamická viskozita spalin	η_{sp}	$4{,}1 \cdot 10^{-5}\ Pa \cdot s$
Součinitel tepelné vodivosti spalin	λ_{sp}	$0{,}094\ \frac{W}{m \cdot K}$
Hustota spalin	$\rho_{sp,real}$	$0{,}336\ \frac{kg}{m^3}$
Měrná tepelná kapacita spalin	$c_{p,sp}$	$1{,}34\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí v trubkovém prostoru

$$\alpha_{sp,k} = \frac{\lambda_{sp} \cdot Nu_{sp}}{d_1} = \frac{0{,}094 \cdot 10{,}6}{34 \cdot 10^{-3}} = 29{,}4\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \qquad (10.17)$$

Nu_{sp} … Nusseltovo číslo spalin $(-)$

d_1 … vnitřní průměr trubek (m)

Nusseltovo číslo spalin dle Gnielinského [1]

$$Nu_{sp} = \frac{x_5 \cdot \left(Re_{sp} - 1\,000\right) \cdot Pr_{sp}}{1 + 12{,}7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot \left(Pr_{sp}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + y_1^{\frac{2}{3}}\right) \cdot y_2$$

$$Nu_{sp} = \frac{0{,}0058 \cdot (2\,840 - 1\,000) \cdot 0{,}59}{1 + 12{,}7 \cdot \sqrt{0{,}0058} \cdot \left(0{,}59^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + 0{,}094^{\frac{2}{3}}\right) \cdot 1 \qquad (10.18)$$

$$Nu_{sp} = 10{,}6$$

x_5, y_1, y_2 … koeficienty $(-)$

Pr_{sp} … Prandtlovo číslo spalin $(-)$

Re_{sp} … Reynoldsovo číslo spalin $(-)$

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot \left(1{,}82 \cdot log\left(Re_{sp}\right) - 1{,}64\right)^{-2}$$

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1{,}82 \cdot log(2\,840) - 1{,}64)^{-2} = 0{,}0058 \qquad (10.19)$$

$$y_1 = \frac{d_1}{l_{tc}} = \frac{34}{360} = 0{,}094 \qquad (10.20)$$

l_{tc} … činná délka trubky (m)

$y_2 = 1$ … pro směr tepelného toku z trubkového prostoru $(-)$ [1]

$$Pr_{sp} = \frac{c_{p,sp} \cdot \eta_{sp}}{\lambda_{sp}} = \frac{1{,}34 \cdot 10^3 \cdot 4{,}1 \cdot 10^{-5}}{0{,}094} = 0{,}59 \qquad (10.21)$$

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp} \cdot d_1}{\nu_{sp}} = \frac{10{,}3 \cdot 34 \cdot 10^{-3}}{12{,}3 \cdot 10^{-5}} = 2\,840 \qquad (10.22)$$

w_{sp} … rychlost spalin $\left(\frac{m}{s}\right)$

Součinitel přestupu tepla sáláním [2]

$$\alpha_{sp,s} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{\bar{T}_{st}}{\bar{T}_{sp}}\right)^4}{1 - \left(\frac{\bar{T}_{st}}{\bar{T}_{sp}}\right)}$$

$$\alpha_{sp,s} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}063 \cdot (772{,}3 + 273{,}15)^3 \cdot \qquad (10.23)$$

$$\cdot \frac{1 - \left(\frac{715{,}6}{772{,}3 + 273{,}15}\right)^4}{1 - \left(\frac{715{,}6}{772{,}3 + 273{,}15}\right)} = 9{,}2 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$a_{st} = 0{,}8$ … stupeň černosti povrchu stěn $(-)$ [2]

a … stupeň černosti proudu spalin při teplotě $\bar{T}_{sp}$ $(-)$

$\bar{T}_{st}$ …střední teplota stěny trubky (K)

$$(10.24)$$

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}065} = 0{,}063$$

$k \cdot p \cdot s$ … optická hustota spalin $(-)$

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}\right) \cdot p \cdot s$$
$$k \cdot p \cdot s = (16{,}83 + 0{,}075) \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}039 = 0{,}065 \qquad (10.25)$$

$k_s \cdot r_s$ … součinitel zeslabení sálání 3atomovými plyny

$k_p \cdot \mu_{pk}$ … součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

p … celkový tlak spalin (MPa)

s … efektivní tloušťka sálavé vrstvy (m)

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1{,}02\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273{,}15}{1000}\right) \cdot r_s$$
$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}156}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}028 \cdot 0{,}039}} - 1{,}02\right) \cdot \qquad (10.26)$$
$$\cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{772{,}3 + 273{,}15}{1000}\right) \cdot 0{,}28 = 16{,}83$$

r_{H_2O} … objemová koncentrace vodní páry ve spalinách $(-)$

r_s … objemová koncentrace 3atomových plynů ve spalinách $(-)$

p_s … parciální tlak 3atomových plynů ve spalinách (MPa)

$$p_s = r_s \cdot p = 0{,}28 \cdot 0{,}1 = 0{,}028\ MPa \qquad (10.27)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5{,}7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{\left(\bar{t}_{sp} + 273{,}15\right)^2 \cdot d_{pk}^2}} \qquad (10.28)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5{,}7 \cdot 10^4 \cdot 0{,}001}{\sqrt[3]{(772{,}3 + 273{,}15)^2 \cdot 20^2}} = 0{,}075$$

μ_{pk} … koncentrace popílku ve spalinách $\left(\frac{kg}{kg}\right)$

d_{pk} … střední průměr popílkových částic (m)

$$s = 0{,}9 \cdot d_2 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{t_{t1} \cdot t_{t2}}{d_2^2} - 1\right)$$
$$s = 0{,}9 \cdot 37 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{51{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 44{,}9 \cdot 10^{-3}}{(37 \cdot 10^{-3})^2} - 1\right) = 0{,}039\ m \qquad (10.29)$$

t_{t1}, t_{t2} … příčná a podélná rozteč trubek (m)

d_2 … vnější průměr trubek (m)

$$\bar{T}_{st} = \frac{\bar{t}_{vz} + \bar{t}_{sp}}{2} + 273{,}15 = \frac{112{,}5 + 772{,}3}{2} + 273{,}15 = 715{,}6\ K \qquad (10.30)$$

Celkový součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru

$$\alpha_{sp} = \alpha_{sp,k} + \alpha_{sp,s} = 29{,}4 + 9{,}2 = 38{,}6\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \qquad (10.31)$$

10.3 Součinitel přestupu tepla – mezitrubkový prostor

Střední teplota vzduchu

$$\bar{t}_{vz} = \frac{t_{vz,in}^{OVZ} + t_{vz,out}^{OVZ}}{2} = \frac{200 - 25}{2} = 112{,}5\ °C \tag{10.32}$$

Skutečný objemový průtok vzduchu

$$V_{vz,real}^{v} = V_{vz}^{v} \cdot \frac{\bar{t}_{vz} + 273{,}15}{273{,}15} = 0{,}078 \cdot \frac{112{,}5 + 273{,}15}{273{,}15} = 0{,}110\ \frac{m^3}{s} \tag{10.33}$$

Kinematická viskozita vzduchu

$$\nu_{vz} = 2{,}5 \cdot 10^{-5}\ \frac{m^2}{s} \tag{10.34}$$

Hodnota byla odečtena z tabulek ze skript pro střední teplotu. [2]

Reálná hustota vzduchu při teplotě $\bar{t}_{sp}$

$$\rho_{vz,real} = \rho_{vz} \cdot \frac{273{,}15}{\bar{t}_{vz} + 273{,}15} = 1{,}281 \cdot \frac{273{,}15}{112{,}5 + 273{,}15}$$
$$\rho_{vz,real} = 0{,}908\ \frac{kg}{m^3} \tag{10.35}$$

ρ_{vz} … hustota vzduchu pro normální podmínky $\left(\frac{Nm^3}{kg}\right)$

Dynamická viskozita vzduchu

$$\eta_{vz} = \nu_{vz} \cdot \rho_{vz,real} = 2{,}5 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}908 = 2{,}2 \cdot 10^{-5}\ Pa \cdot s \tag{10.36}$$

Tepelná vodivost vzduchu

$$\lambda_{vz} = 0{,}0328\ \frac{W}{m \cdot K} \tag{10.37}$$

Hodnota byla odečtena z tabulek ze skript pro střední teplotu. [2]

Měrná tepelná kapacita vzduchu

$$c_{p,vz} = \frac{c_{p,vz}^{s} \cdot V_{vz,min}^{s} + (f - 1) \cdot c_{p,H_2O} \cdot V_{vz,min}^{s}}{V_{vz,min}^{v}}$$
$$c_{p,vz} = \frac{1{,}014 \cdot 4{,}0053 + (1{,}024 - 1) \cdot 1{,}898 \cdot 4{,}0053}{4{,}1015} \tag{10.38}$$
$$c_{p,vz} = 1{,}035\ \frac{W}{m \cdot K}$$

Hodnoty měrných tepelných kapacit byly interpolovány z *Tabulky 4* pro teplotu střední teplotu vzduchu v ohříváku.

Tabulka 14: Vlastnosti vzduchu pro střední teplotu vzduchu v OVZ

Název	**Značení**	**Hodnota**
Vstupní teplota vzduchu	$t_{vz,in}^{OVZ}$	$25\ °C$
Výstupní teplota vzduchu	$t_{vz,out}^{OVZ}$	$200\ °C$
Střední teplota vzduchu	$\bar{t}_{vz}$	$112{,}5\ °C$
Hmotnostní průtok vzduchu	m_{vz}	$0{,}1003\ \frac{kg}{s}$
Objemový průtok vzduchu	V_{vz}^{v}	$0{,}0782\ \frac{Nm^3}{s}$
Skutečný objemový průtok vzduchu	$V_{vz,real}^{v}$	$0{,}110\ \frac{m^3}{s}$
Kinematická viskozita vzduchu	ν_{vz}	$2{,}5 \cdot 10^{-5}\ \frac{m^2}{s}$
Dynamická viskozita vzduchu	η_{vz}	$2{,}2 \cdot 10^{-5}\ Pa \cdot s$
Součinitel tepelné vodivosti vzduchu	λ_{vz}	$0{,}0328\ \frac{W}{m \cdot K}$
Hustota vzduchu	$\rho_{vz,real}$	$0{,}908\ \frac{kg}{m^3}$
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c_{p,vz}$	$1{,}035\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí v mezitrubkovém prostoru [1]

$$\alpha_{vz} = \frac{\lambda_{vz} \cdot Nu_{vz}}{l} = \frac{0{,}0328 \cdot 80{,}6}{0{,}06} = 45{,}5\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \qquad (10.39)$$

Nu_{vz} … Nusseltovo číslo vzduchu $(-)$

l … charakteristický rozměr (m)

$$l = \frac{\pi \cdot d_2}{2} = \frac{\pi \cdot 37 \cdot 10^{-3}}{2} = 0{,}06\ m \qquad (10.40)$$

d_2 … vnější průměr trubek (m)

Nusseltovo číslo vzduchu [1]

$$Nu_{vz} = \left(0{,}3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}\right) \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8$$
$$Nu_{vz} = \left(0{,}3 + \sqrt{77{,}1^2 + 78{,}2^2}\right) \cdot 0{,}86 \cdot 1{,}55 \cdot 1 \cdot 1{,}14 \cdot 0{,}54 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}90 \qquad (10.41)$$
$$Nu_{vz} = 80{,}6$$

$y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7, y_8$ … koeficienty $(-)$

Nu_{lam} … Nusseltovo číslo pro laminární proudění v MP $(-)$

Nu_{turb} … Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění v MP $(-)$

$$Nu_{lam} = 0{,}664 \cdot \sqrt{Re_{vz}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{vz}} = 0{,}664 \cdot \sqrt{16\,987} \cdot \sqrt[3]{0{,}71} = 77{,}1 \qquad (10.42)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0{,}037 \cdot Re_{vz}^{0,8} \cdot Pr_{vz}}{1 + 2{,}443 \cdot Re_{vz}^{-0,1} \cdot \left(Pr_{vz}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$
$$Nu_{turb} = \frac{0{,}037 \cdot 16\,987^{0,8} \cdot 0{,}71}{1 + 2{,}443 \cdot 16\,987^{-0,1} \cdot \left(0{,}71^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 78{,}2 \quad (10.43)$$

Re_{vz} … Reynoldsovo číslo vzduchu $(-)$

Pr_{vz} …Prandtlovo číslo vzduchu $(-)$

$$Pr_{vz} = \frac{c_{p,vz} \cdot \eta_{vz}}{\lambda_{vz}} = \frac{1{,}034 \cdot 10^3 \cdot 2{,}2 \cdot 10^{-5}}{0{,}038} = 0{,}71 \quad (10.44)$$

$$Re_{vz} = \frac{w_{vz} \cdot l}{\nu_{vz}} = \frac{7{,}2 \cdot 0{,}06}{2{,}5 \cdot 10^{-5}} = 16\,987 \quad (10.45)$$

w_{vz} … rychlost vzduchu v MP $\left(\frac{m}{s}\right)$

$$w_{vz} = \frac{m_{vz}}{S_{2N} \cdot \rho_{vz} \cdot \psi} = \frac{0{,}1003}{0{,}035 \cdot 0{,}908 \cdot 0{,}44} = 7{,}2\ \frac{m}{s} \quad (10.46)$$

S_{2N} … plocha volného nezaplněného průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku (m^2)

ψ …mezerovitost trubkového svazku $(-)$

$$S_{2N} = \left(t_p - s_p\right) \cdot D_1 = (100 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 363{,}8 \cdot 10^{-3}$$
$$S_{2N} = 0{,}035\ m^2 \quad (10.47)$$

t_p … rozteč přepážek (m)

s_p … tloušťka přepážek (m)

D_1 … vnitřní průměr pláště výměníku (m)

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1{,}4} = 0{,}44 \quad (10.48)$$

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2} = \frac{51{,}8}{37} = 1{,}4 \quad (10.49)$$

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2} = \frac{44{,}9}{37} = 1{,}2 \quad (10.50)$$

t_{t1} … příčná rozteč trubek (m)

t_{t2} … podélná rozteč trubek (m)

$$t_{t1} = c_1 \cdot t_t = 1 \cdot 51{,}8 = 51{,}8 \cdot 10^{-3}\ m \quad (10.51)$$
$$t_{t2} = c_2 \cdot t_t = 0{,}866 \cdot 51{,}8 = 44{,}9 \cdot 10^{-3}\ m \quad (10.52)$$

c_1, c_2 … koeficienty určené uspořádáním trubek ve svazku $(-)$ [1]

Výpočet korekčních koeficientů [1]

y_2 … zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě

$$y_2 = \left(\frac{\bar{T}_{vz}}{\bar{T}_{st}}\right)^{0,25} = \left(\frac{112{,}5+273{,}15}{715{,}6}\right)^{0,25} = 0{,}86 \quad (10.53)$$

$\bar{T}_{st}$ … střední teplota stěny trubky, viz *(10.30)* (K)

y_3 … zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot x_7} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1{,}2} = 1{,}55 \qquad (10.54)$$

y_4 … zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudu pracovní látky při laminárním proudění

$y_4 = 1$ pro $Re_{vz} > 100$

y_5 … zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek

$$y_5 = 1 - x_8 + 0{,}524 \cdot x_8^{0{,}32} = 1 - 0{,}13 + 0{,}524 \cdot 0{,}13^{0{,}32} = 1{,}14 \qquad (10.55)$$

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t} = \frac{4{,}89}{37} = 0{,}13 \qquad (10.56)$$

n_{tv} … počet trubek ve výřezu přepážky (ks)

n_t … celkový počet trubek (ks)

$$n_{tv} = \frac{(D_S - d_2)^2}{8 \cdot t_t^2 \cdot c_1} \cdot \left(\varphi'_{vS} \cdot \frac{\pi}{180} - sin(\varphi'_{vS})\right)$$

$$n_{tv} = \frac{(347{,}8 \cdot 10^{-3} - 37 \cdot 10^{-3})^2}{8 \cdot 51{,}8^2 \cdot 0{,}866} \cdot \left(108{,}3 \cdot \frac{\pi}{180} - sin(108{,}3)\right) \qquad (10.57)$$

$$n_{tv} = 4{,}89\ ks$$

D_S … průměr svazku trubek (m)

φ'_{vS} … úhel výřezu svazku trubek (°)

$c_1 = 0{,}866$ … koeficient volený dle uspořádání trubek $(-)$ [1]

y_6 … zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách

$$y_6 = 0{,}4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0{,}4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \cdot e^{-1{,}5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}}}$$

$$y_6 = 0{,}4 \cdot \frac{0{,}00413}{0{,}00413 + 0{,}00227} + \left(1 - 0{,}4 \cdot \frac{0{,}00413}{0{,}00413 + 0{,}00227}\right) \cdot \qquad (10.58)$$

$$\cdot e^{-1{,}5 \cdot \frac{0{,}00413 + 0{,}00227}{0{,}0101}} = 0{,}54$$

S_{tp} … průtočný průřez mezi trubkami svazku a otvory v přepážce (m^2)

S_{ps} … průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm (m^2)

S_{2Z} … průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku (m^2)

$$S_{tp} = \left(n_t - \frac{n_{tv}}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot \left(d_{2p}^2 - d_2^2\right)}{4}$$

$$S_{tp} = \left(37 - \frac{4{,}89}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot ((39 \cdot 10^{-3})^2 - (37 \cdot 10^{-3})^2)}{4} \qquad (10.59)$$

$$S_{tp} = 0{,}00413\ m^2$$

d_{2p} … průměr otvoru v přepážce (m)

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_1^2 - D_p^2\right) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360}$$
$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot ((363{,}8 \cdot 10^{-3})^2 - (357{,}8 \cdot 10^{-3})^2) \cdot \frac{360 - 120{,}0}{360} \qquad (10.60)$$
$$S_{ps} = 0{,}00227\ m^2$$

D_p … průměr přepážky (m)

φ_{vp} … úhel výřezu přepážky

$$S_{2Z} = \left(s_{ts} + \sum s_{tt}\right) \cdot \left(t_p - s_p\right)$$
$$S_{2Z} = (16 \cdot 10^{-3} + 88{,}8 \cdot 10^{-3}) \cdot (150 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3}) \qquad (10.61)$$
$$S_{2Z} = 0{,}0153\ m^2$$

s_{ts} … rozteč mezi svazkem a pláštěm (m) [1]

s_{tt} …vzdálenost mezi povrchy dvou trubek (m) [1]

y_7 … zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku

$$y_7 = e^{-c_1 \cdot \frac{S_{sS}}{S_{2Z}}} = e^{-1{,}35 \cdot \frac{0{,}00012}{0{,}0101}} = 0{,}98 \qquad (10.62)$$

$c_1 = 1{,}35$ … koeficient $(-)$ [1]

S_{sS} … průtočný průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku (m^2)

$$S_{sS} = (D_1 - D_S - s_{tt}) \cdot \left(t_p - s_p\right)$$
$$S_{sS} = (363{,}8 \cdot 10^{-3} - 347{,}8 \cdot 10^{-3} - 14{,}8 \cdot 10^{-3}) \cdot \qquad (10.63)$$
$$\cdot (100 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3}) = 0{,}00012\ m^2$$

y_8 … zohledňuje vliv neopřepážkovaných prostorů pod vstupním a výstupním hrdlem

$$y_8 = \frac{\left(n_p - 1\right) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p}\right)^{1-a}}{\left(n_p - 1\right) + \frac{l_{tn}}{t_p}} \qquad (10.64)$$
$$y_8 = \frac{(2-1) + 2 \cdot \left(\frac{256}{2 \cdot 100}\right)^{1-0{,}6}}{(2-1) + \frac{256}{100}} = 0{,}90$$

n_p … počet přepážek (ks)

l_{tn} … celková neopřepážkovaná délka (m)

$a = 0{,}6$ … koeficient $(-)$ [1]

10.4 Kontrola výkonu výměníku

Součinitel prostupu tepla

$$k_q = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{sp} \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_o} \cdot ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_{vz} \cdot d_2}}$$

$$k_q = \frac{\pi}{\frac{1}{38{,}6 \cdot 34 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot ln\left(\frac{37}{34}\right) + \frac{1}{45{,}8 \cdot 37 \cdot 10^{-3}}} \quad (10.65)$$

$$k_q = 2{,}31 \ \frac{W}{m \cdot K}$$

$\lambda_o = 50$ … tepelná vodivost materiálu trubek – uhlíková ocel $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$ [5]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{LMTD} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} = \frac{694{,}8 - 624{,}8}{ln\left(\frac{694{,}8}{624{,}8}\right)} = 659{,}2 \ °C \quad (10.66)$$

Δt_{max} … větší z teplotních spádů ve výměníku $(°C)$

Δt_{min} … menší z teplotních spádů ve výměníku $(°C)$

$$\Delta t_{max} = t_{sp,out} - t_{vz,in} = 719{,}8 - 25 = 694{,}8 \ °C \quad (10.67)$$

$$\Delta t_{min} = t_{sp,in} - t_{vz,out} = 824{,}8 - 200 = 624{,}8 \ °C \quad (10.68)$$

Skutečný výkon

$$Q_{real} = k_q \cdot n_t \cdot l_{tc} \cdot \Delta t_{LMTD} = 2{,}31 \cdot 37 \cdot 360 \cdot 10^{-3} \cdot 659{,}2 \cdot 10^{-3}$$
$$Q_{real} = 20{,}2 \ kW \quad (10.69)$$

Navýšení oproti potřebnému výkonu

$$\Delta Q = \frac{Q_{real} - Q_{OVZ}}{Q_{OVZ}} = \frac{20{,}2 - 18{,}3}{18{,}3} = 10{,}2 \ \% \quad (10.70)$$

Skutečný výkon výměníku je o 10,2 % větší než potřebný předaný výkon. Takové předimenzování je vhodné, jelikož ve výpočtech bylo zanedbáno zanášení. S časem zanášení ve výměníku roste a s tím se jeho výkon snižuje.

10.5 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

První složkou tlakových ztrát v oblasti trubkového prostoru jsou ztráty způsobené třením, ty jsou závislé především na rychlosti a ztrátovém součiniteli, který se odvíjí od velikosti Reynoldsova čísla. Další složkou ztrát jsou ztráty místní. Do těchto ztrát se započítává pouze vstup a výstup spalin do a z trubek výměníku, místní ztráty vstupního a výstupního hrdla jsou funkcí průměru vstupního a výstupního potrubí a tyto ztráty se započítávají do ztrát potrubí. Pro určení tlakových ztrát v trubkovém prostoru proto platí následující vztahy.

Celkové tlakové ztráty v trubkovém prostoru [1]

$$\Delta p_{z,TP} = \Delta p_{t,TP} + \Delta p_{m,TP} = 6{,}9 + 12{,}4 = 19{,}3\ Pa \qquad (10.71)$$

$\Delta p_{z,TP}$ … celkové tlakové ztráty v trubkovém prostoru (Pa)

$\Delta p_{t,TP}$ … tlakové ztráty způsobené třením v trubkovém prostoru (Pa)

$\Delta p_{m,TP}$ … tlakové ztráty místní v trubkovém prostoru (Pa)

Tlakové ztráty způsobené třením

$$\Delta p_{t,TP} = \lambda_{TP} \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2} \cdot n_{ch} \cdot z_1 \cdot z_2$$
$$\Delta p_{t,TP} = 0{,}046 \cdot \frac{0{,}336 \cdot 10{,}3^2}{2} \cdot 1 \cdot 10{,}6 \cdot 0{,}8 = 6{,}9\ Pa \qquad (10.72)$$

λ_{TP} … ztrátový koeficient $(-)$

z_1, z_2 … korekční faktory $(-)$

$$\lambda_{TP} = 8 \cdot \left(\left(\frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right)^{\frac{1}{12}}$$
$$\lambda_{TP} = 8 \cdot \left(\left(\frac{8}{2840} \right)^{12} + \frac{1}{(8{,}6 + 8{,}67 \cdot 10^{17})^{\frac{3}{2}}} \right)^{\frac{1}{12}} = 0{,}046 \qquad (10.73)$$

x_9, x_{10} … koeficienty $(-)$

$$x_9 = \left(2{,}457 \cdot ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_{sp}} \right)^{0{,}9} + 0{,}27 \cdot k_{r1}} \right) \right)^{16}$$
$$x_9 = \left(2{,}457 \cdot ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{2840} \right)^{0{,}9} + 0{,}27 \cdot 5{,}9} \right) \right)^{16} = 8{,}6 \qquad (10.74)$$

k_{r1} … relativní drsnost stěny trubky $(-)$

$$k_{r1} = \frac{k_t}{d_1} = \frac{0{,}2}{34 \cdot 10^{-3}} = 5{,}9 \qquad (10.75)$$

$k_t = 0{,}2$ … střední absolutní drsnost trubky – voleno (mm)

$$x_{10} = \left(\frac{37\,530}{Re_{sp}} \right)^{16} = \left(\frac{37\,530}{2840} \right)^{16} = 8{,}67 \cdot 10^{17} \qquad (10.76)$$

$$z_1 = \frac{l_{tc}}{d_1} = \frac{360}{34} = 9{,}6 \qquad (10.77)$$

$$z_2 = \left(\frac{\bar{T}_{st}}{\bar{T}_{sp}} \right)^a = \left(\frac{715{,}6}{772{,}3 + 273{,}15} \right)^{0{,}6} = 0{,}8 \qquad (10.78)$$

$a = 0{,}6$ … koeficient $(-)$ [1]

Tlakové ztráty místní

$$\Delta p_{m,TP} = (\xi_{11} \cdot n_{ch} + \xi_{12} \cdot (n_{ch} - 1)) \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2}$$
$$\Delta p_{m,TP} = \left(0{,}7 \cdot 1 + 0{,}4 \cdot (1 - 1)\right) \cdot \frac{0{,}336 \cdot 10{,}3^2}{2} = 12{,}4\ Pa \quad (10.79)$$

$\xi_{11} = 0{,}7$ … ztrátový koeficient místního odporu pro vstup a výstup z trubkového prostoru $(-)$ [1]

$\xi_{12} = 0{,}4$ … ztrátový koeficient místního odporu pro ohyb proudu v komoře $(-)$ [1]

10.6 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

Pro tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru platí, že místní ztráty jsou pouze ztráty ve vstupním a výstupním hrdle. Tyto ztráty se ovšem započítávají do ztrát potrubí (podobně jako v případě trubkového prostoru). Výpočty ztrát v mezitrubkovém prostoru se tedy omezují na ztráty způsobené třením.

Celkové ztráty v mezitrubkovém prostoru [1]

$$\Delta p_{z,MP} = \Delta p_{t,MP} + \Delta p_{m,MP} = \Delta p_{t,MP} = 296{,}6\ Pa \quad (10.80)$$

$\Delta p_{z,MP}$ … celkové ztráty v mezitrubkovém prostoru (Pa)

$\Delta p_{t,MP}$ … ztráty způsobené třením v mezitrubkovém prostoru (Pa)

$\Delta p_{m,MP}$ … místní ztráty v mezitrubkovém prostoru (Pa)

Tlakové ztráty způsobené třením

$$\Delta p_{t,MP} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = 34{,}1 + 212{,}7 + 49{,}8 = 296{,}6\ Pa \quad (10.81)$$

Δp_{to} … ztráty pro příčné obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru (Pa)

Δp_{tn} … ztráty pro příčné obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru (Pa)

Δp_{tv} … ztráty pro podélné a příčné obtékání trubek nad přepážkami (Pa)

Ztráty pro příčné obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{MP} \cdot n_{rp} \cdot \left(n_p - 1\right) \cdot \rho_{vz} \cdot w_{vz,u}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4$$
$$\Delta p_{to} = 2 \cdot 0{,}11 \cdot 5 \cdot (2 - 1) \cdot 0{,}908 \cdot 11^2 \cdot 1{,}17 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}25 \quad (10.82)$$
$$\Delta p_{to} = 34{,}1\ Pa$$

λ_{MP} …ztrátový koeficient příčného obtékání trubek $(-)$

z_2, z_3, z_4 … korekční faktory $(-)$

$$\lambda_{MP} = c_1 \cdot \left(\frac{1{,}33}{\frac{t_t}{d_2}}\right)^a \cdot Re_{vz}^{a_1} = 0{,}372 \cdot \left(\frac{1{,}33}{\frac{51{,}8}{37}}\right)^{0{,}36} \cdot 16\,987^{-0{,}123} \quad (10.83)$$

$$\lambda_{MP} = 0{,}11$$

$$a = \frac{c_2}{1 + 0{,}14 \cdot Re_{vz}^{a_2}} = \frac{7}{1 + 0{,}14 \cdot 16\,987^{0{,}5}} = 0{,}36 \quad (10.84)$$

a_1, a_2, c_1, c_2 … koeficienty dle skript $(-)$ [1]

Rychlost proudění vzduchu v nejužším průtočném průřezu

$$w_{vz,u} = \frac{m_{vz}}{S_{2Z} \cdot \rho_{vz}} = \frac{0{,}1003}{0{,}0101 \cdot 0{,}908} = 11{,}0\ \frac{m}{s} \tag{10.85}$$

Korekční faktor zohledňující změnu látkových vlastností v mezní vrstvě

$$z_2 = \left(\frac{\bar{T}_{st}}{\bar{T}_{vz}}\right)^a = \left(\frac{715{,}6}{112{,}5 + 273{,}15}\right)^{0{,}25} = 1{,}17 \tag{10.86}$$

$\bar{T}_{vz,s}$ … střední teplota stěny trubky (K)

$a = 0{,}25$ … koeficient dle skript $(-)$ [1]

Korekční faktor zohledňující vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm

$$z_3 = y_7 = e^{-c_1 \cdot \frac{S_{sS}}{S_{2Z}}} = e^{-3{,}7 \cdot \frac{0{,}00012}{0{,}0101}} = 0{,}96 \tag{10.87}$$

$c_1 = 3{,}7$… koeficient dle skript $(-)$ [1]

Korekční faktor zohledňující vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách

$$z_4 = exp\left(-1{,}33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2Z}}\right)^{x_{13}}\right)$$

$$z_4 = exp\left(\begin{array}{c} -1{,}33 \cdot \left(1 + \frac{0{,}00227}{0{,}00227 + 0{,}00413}\right) \cdot \\ \cdot \left(\frac{0{,}00227 + 0{,}00413}{0{,}0101}\right)^{0{,}60} \end{array}\right) = 0{,}25 \tag{10.88}$$

$$x_{13} = -0{,}15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) + 0{,}8$$

$$x_{13} = -0{,}15 \cdot \left(1 + \frac{0{,}00227}{0{,}00227 + 0{,}00413}\right) + 0{,}8 = 0{,}60 \tag{10.89}$$

Tlakové ztráty třením pro příčné obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{MP} \cdot \left(n_{rp} + n_{rv}\right) \cdot \rho_{vz} \cdot w_{vz,u}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5$$

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0{,}11 \cdot (5 + 1{,}15) \cdot 0{,}908 \cdot 11{,}0^2 \cdot 1{,}17 \cdot 0{,}96 \cdot 1{,}28 \tag{10.90}$$

$$\Delta p_{tn} = 212{,}7\ Pa$$

n_{rv} … počet trubek ve výřezu nad přepážkou (ks)

z_5 … zohledňuje vliv velikostí neopřepážkovaných prostorů pod hrdly $(-)$

$$n_{rv} = \frac{0{,}8}{t_{t2}} \cdot \left(\frac{D_1 + D_S'}{2} - h_p\right)$$

$$n_{rv} = \frac{0{,}8}{44{,}9} \cdot \left(\frac{363{,}8 + 310{,}8}{2} - 272{,}9\right) = 1{,}15\ ks \tag{10.91}$$

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_{tn}}\right)^{2-a} = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 100}{256}\right)^{2-0,2} = 1,28 \qquad (10.92)$$

$a = 0,2$ pro $Re_{vz} \geq 100$ [1]

Tlakové ztráty třením pro podélné a příčné obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek včetně otočení proudu

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot (2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_{vz} \cdot w_{vz,v}^2}{2} \cdot z_4$$
$$\Delta p_{tv} = 2 \cdot (2 + 0,6 \cdot 1,15) \cdot \frac{0,908 \cdot 9,0^2}{2} \cdot 0,25 = 49,8\ Pa \qquad (10.93)$$

$w_{vz,v}$ … rychlost vzduchu vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů S_{2Z} a S_{vZ} $\left(\frac{m}{s}\right)$

$$w_{vz,v} = \frac{m_{vz}}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ}} \cdot \rho_{vz}} = \frac{0,1003}{\sqrt{0,0101 \cdot 0,150} \cdot 0,908} = 9,0\ \frac{m}{s} \qquad (10.94)$$

S_{vZ} … průtočný průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou (m^2)

$$S_{vZ} = S_{vN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 0,020 - 4,89 \cdot \frac{\pi \cdot (37 \cdot 10^{-3})^2}{4}$$
$$S_{vZ} = 0,0150\ m^2 \qquad (10.95)$$

S_{vN} … průtočný průřez nezaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou (m^2)

$$S_{vN} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \left(\frac{\varphi_{vS}}{360} - \frac{sin(\varphi_{vS})}{2 \cdot \pi}\right)$$
$$S_{vN} = \frac{\pi \cdot 363,8 \cdot 10^{-3}}{4} \cdot \left(\frac{120,0}{360} - \frac{sin(120,0)}{2 \cdot \pi}\right) = 0,020\ m^2 \qquad (10.96)$$

10.7 Datasheet výměníku

Tabulka 15: Datasheet výměníku

Pořadí	Název	Jednotka	Hodnota	
1	Typ výměníku	-	Trubkový svazek	
2	Uspořádání trubek	°	30	
3	Přenesený výkon	kW	20,2	
4	Počet trubek	-	37	
5	Počet chodů TP	-	1	
6	Počet chodů MP	-	1	
7	Typ přepážek	-	Segmentové	
8	Počet přepážek	-	2	
9	Rozteč přepážek	mm	100	
10	Výška přepážek	mm	272,9	
11	Tloušťka přepážek	mm	4	
12	Vnitřní průměr pláště	mm	363,8	
13	Tloušťka pláště	mm	12	
14	Vnitřní průměr trubek	mm	34	
15	Tloušťka trubek	mm	1,5	
16	Činná délka trubek	mm	360	
17	Vůle mezi pláštěm a svazkem	mm	8	
Pořadí	**Název**	**Jednotka**	**Trubkový prostor**	**Mezitrubkový prostor**
18	Pracovní látka	-	Spaliny	Vzduch
19	Teplota (Vstup/Výstup)	°C	824,8/719,8	25/200
20	Hmotnostní tok	$kg \cdot s^{-1}$	0,1159	0,1003
21	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$	0,336	0,908
22	Měrná tepelná kapacita	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	1,34	1,38
23	Kinematická viskozita	$m^2 \cdot s^{-1}$	$12{,}3 \cdot 10^{-5}$	$2{,}5 \cdot 10^{-5}$
24	Rychlost proudění	$m \cdot s^{-1}$	10,3	7,2
25	Tlaková ztráta	Pa	19,3	296,6
26	Součinitel přestupu tepla	$W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$	38,6	45,5
27	Součinitel prostupu tepla	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	2,313	

11 ZÁVĚR

Předmětem diplomové práce je několik témat: možnost navýšení výkonu kotle pomocí dochlazení spalin na teplotu 40 °C s kondenzací par ze spalin, navlhčení využití latentního tepla kondenzujících par pomocí zvětšení vlhkosti spalin skrze zavlhčení spalovacího vzduchu a poté návrh trubkového ohříváku spalovacího vzduchu. Všechny výpočty v práci, kromě návrhu výměníku, byly počítané pro variantu s vlhčením i bez vlhčení vzduchu, nicméně v práci jsou uvedeny výpočty pouze varianty s vlhčením pro lepší přehlednost a kompaktnost práce. V kapitole 9 jsou poté výsledky výpočtů přehledně srovnány.

V první výpočtové části jsou provedeny stechiometrické výpočty. Výsledkem těchto výpočtů jsou objemové průtoky spalin a potřebného spalovacího vzduchu při spálení jednoho kilogramu paliva a také identifikace složení spalin. Na tyto výpočty navazuje stanovení termofyzikálních vlastností spalin a vzduchu, které jsou potřeba v dalších výpočtech.

Další část práce je věnovaná výpočtu potřebného množství vody pro zavlhčení spalovacího vzduchu. Výpočty vychází z předpokladu, že vlhčíme teplou vodou o teplotě 80 °C, což je teplota, na kterou kotel vodu v ekonomizéru má ohřívat. Při vlhčení vodou se teplota vzduchu snižuje, protože kapičky vody odeberou vzduchu část tepla, které je třeba na odpaření těchto kapek. Po konzultaci s vedoucím práce bylo rozhodnuto, že vzduch v ohříváku se bude ohřívat na 200 °C a výpočet množství vody k zavlhčení vzduchu bude takový, aby se vzduch v důsledku vlhčení ochladil na požadovaných 150 °C při vstupu do spalovací komory. Výsledné množství vody k vlhčení vzduchu je 2,2 $g \cdot s^{-1}$. Tyto výpočty vychází ze vztahů uvedených ve skriptech termomechaniky [4].

Následující kapitolou je výpočet spalovací komory. Výsledkem výpočtů je stanovení entalpie a teploty spalin nechlazeného plamene a teplota a entalpie na konci spalovací komory. Číselné hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce a vztahy pro výpočet v kapitole 8.

Tabulka 16: Porovnání teplot a entalpií ve spalovací komoře pro variantu bez a s vlhčením spalovacího vzduchu

Název	**Značení**	**S vlhčením**	**Bez vlhčení**
Teplota nechlazeného plamene	$t_{sp,np}$	$1\,410\ °C$	$1\,456\ °C$
Entalpie nechlazeného plamene	$h_{sp,np}$	$2\,032\ \frac{kJ}{kg}$	$2\,018\ \frac{kJ}{kg}$
Teplota na konci ohniště	$t_{sp,ok}$	$825\ °C$	$830\ °C$
Entalpie na konci ohniště	$h_{sp,ok}$	$1\,112{,}2\ \frac{kJ}{kg}$	$1\,079{,}3\ \frac{kJ}{kg}$

Po výpočtech spalovací komory následuje tepelná bilance kotle, kde jsou spočteny všechny předané tepelné výkony na jednotlivých teplosměnných plochách. Na závěr této části jsou vloženy grafy porovnávající jednotlivé předané výkony při obou variantách provozu kotle a také graf pro porovnání celkové účinnosti. Porovnání účinností obou variant je důležitým výsledkem této práce, proto je toto porovnání vloženo i zde v následující tabulce.

Tabulka 17: Srovnání účinnosti pro různé varianty provozu kotel

	Bez kondenzace par ve spalinách	**S kondenzací par ve spalinách**
Zavlhčený spalovací vzduch	90,6 %	101,2 %
Nezavlhčený spalovací vzduch	91,0 %	99,6 %

Poslední částí práce je návrh samotného ohříváku vzduchu. Vzhledem k relativně malému výkonu kotle a tím pádem i malému průtoku vzduchu je volen výměník typu trubkového svazku v plášti, místo regeneračního ohříváku typu Ljungström, který se obyčejně navrhuje pro větší kotle. Výměník je jednochodý s hladkými trubkami a uspořádáním trubek do trojúhelníka (30 °) a se segmentovými přepážkami pro zvýšení koeficientu přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru. Volba délky trubek je volena tak, aby výsledný výkon výměníku byl přibližně o 10 % větší, než potřebný výkon, neboť ve výpočtech není započten efekt zanášení trubek, který vede ke snížení koeficientu přestupu tepla ze strany trubek a tím pádem i ke snížení výkonu. Reálný výkon výměníku s čistými trubkami je 20,2 kW a potřebný výkon 18,3 kW. Průměr trubek, rozteč trubek, výška přepážek a rozteč přepážek byly voleny s ohledem na velikost tlakových ztrát. Výsledné tlakové ztráty v trubkovém prostoru jsou 19,3 Pa a v mezitrubkovém prostoru potom 296,6 Pa.

Tématem této diplomové práce je spočítat navýšení účinnosti kotle pomocí kondenzace par ze spalin a případného zavlhčení spalovacího vzduchu a návrh ohříváku vzduchu, jak bylo výše zmíněno. Na výsledky této práce je možné navázat například navržením systému zavlhčení vzduchu, nebo ekonomickými výpočty, kde by se spočetly úspory na ušetřeném palivu a porovnaly by se se zvýšenými náklady na častější kontrolu a výměnu částí teplosměnných ploch postižených nízkoteplotní korozí.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s.: obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.

[2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s.: il.; 30 cm. ISBN 978-80-01-03757-7

[3] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o. Brno, 2019, 131 stran: černobílé ilustrace. ISBN 978-80-214-5769-0.

[4] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s.: il.; 30 cm + diagramy ([3] složené l.). ISBN 978-80-214-4300-6.

[5] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s.: il. ISBN 0-8247-9787-6.

[6] *tzbinfo* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://www.tzb-info.cz

[7] *Database for the physico-chemical composition of biomass* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://phyllis.nl/Browse/Standard/ECN-Phyllis#beech

[8] *Air Preheater Seal Upgrades Renew Plant Efficiency* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://www.powermag.com/air-preheater-seal-upgrades-renew-plant-efficiency

[9] *National Institute of Standards and Technology* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/

[10] *Složení vzduchu* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Vzduch

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$(O_S\bar{c}_S)_o$	Střední tepelná jímavost spalin v ohništi	(J·kg^{-1}·°C^{-1})
$\bar{T}_{st}$	Termodynamická teplota stěn trubky	(K)
$\bar{t}_{sp}$	Střední teplota spalin v OVZ	(°C)
$\bar{t}_{vz}$	Střední teplota vzduchu v OVZ	(°C)
h_{H_2O}	Entalpie vodní páry	(J·kg^{-1})
$h_{H_2O,l}$	Entalpie vody k zavlhčování	(J·kg^{-1})
h_h	Výška hořáku	(m)
h'_{np}	Entalpie nechlazeného plamene spalin vztažená na jednotku paliva	(J·kg^{-1})
h_o	Hloubka ohniště	(m)
h'_{ok}	Entalpie spalin na konci ohniště vztažená na jednotku paliva	(J·kg^{-1})
h_p	Výška přepážky	(m)
$h_{sp,in}^{EKO}$	Vstupní entalpie spalin do EKO	(J·kg^{-1})
$h_{sp,in}^{K}$	Vstupní entalpie spalin do kondenzačního EKO	(J·kg^{-1})
$h_{sp,in}^{OVZ}$	Vstupní entalpie spalin do OVZ	(J·kg^{-1})
$h_{sp,np}$	Entalpie nechlazeného plamene spalin	(J·kg^{-1})
$h_{sp,out}^{EKO}$	Výstupní entalpie spalin z EKO	(J·kg^{-1})
$h_{sp,out}^{K}$	Výstupní entalpie spalin z kondenzačního EKO	(J·kg^{-1})
$h_{sp,out}^{OVZ}$	Výstupní entalpie spalin z OVZ	(J·kg^{-1})
$h_{sp,stech}$	Entalpie spalin	(J·kg^{-1})
h_{sp}	Entalpie spalin s přebytkem vzduchem	(J·kg^{-1})
$h_{vz,in}^{OVZ}$	Vstupní entalpie vzduchu do OVZ	(J·kg^{-1})
$h_{vz,out}^{OVZ}$	Výstupní entalpie vzduchu z OVZ	(J·kg^{-1})
h_{vz}^{s}	Entalpie suchého vzduchu	(J·kg^{-1})
h_{vz}^{v}	Entalpie vlhkého vzduchu	(J·kg^{-1})
λ_{TP}	Ztrátový koeficient v TP	(-)
$\bar{\Psi}$	Střední hodnota součinitele tepelné vodivosti	(-)
A^d	Obsah popeloviny v sušině	(%)

A^r	Obsah popeloviny v neupraveném palivu	(%)
A_r	Redukovaný obsah popele	(%kg·MJ^{-1})
C^d	Obsah uhlíku v sušině	(%)
C^r	Obsah uhlíku v neupraveném palivu	(%)
D_1	Vnitřní průměr pláště výměníku	(m)
D_S	Průměr svazku trubek	(m)
D_S'	Průměr os vnějších trubek	(m)
D_p	Průměr přepážky	(m)
G_s	Hmotnost spalin vztažená na jednotku paliva	(kg·kg^{-1})
H^d	Obsah vodíku v sušině	(%)
H^r	Obsah vodíku v neupraveném palivu	(%)
M_C	Molární hmotnost uhlíku	(kg·mol^{-1})
M_N	Molární hmotnost dusíku	(kg·mol^{-1})
M_O	Molární hmotnost kyslíku	(kg·mol^{-1})
M_S	Molární hmotnost síry	(kg·mol^{-1})
M_{sp}	Střední zdánlivá molární hmotnost suchých spalin	(kg·mol^{-1})
M_λ	Opravný koeficient	(-)
M_v	Opravný koeficient	(-)
N^d	Obsah dusíku v sušině	(%)
N^r	Obsah dusíku v neupraveném palivu	(%)
Nu_{turb}	Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění v MP	(-)
O^d	Obsah kyslíku v sušině	(%)
O^r	Obsah kyslíku v neupraveném palivu	(%)
P_k	Výkon kotle	(kW)
Pr_{sp}	Prandtlovo číslo spalin	(-)
Pr_{vz}	Prandtlovo číslo vzduchu	(-)
Q_{EKO}	Teplo předané v EKO	(W)
Q_{OVZ}	Teplo předané v OVZ	(W)
Q_i^r	Výhřevnost	(MJ·kg^{-1})
Q_o	Teplo předané v ohništi	(W)
Q_p	Teplo dodané palivem	(W)
Q_{real}	Skutečný výkon výměníku	(W)
R_M	Molární plynová konstanta	(J·mol^{-1}·K^{-1})
Re_{sp}	Reynoldsovo číslo spalin	(-)

S_{2N}	Plocha volného nezaplněného průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	(m^2)
S_{2Z}	Průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	(m^2)
S^d	Obsah síry v sušině	(%)
S_{ps}	Průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm	(m^2)
S^r	Obsah síry v neupraveném palivu	(%)
S_r	Redukovaný obsah síry	(%kg·MJ^{-1})
S_{sS}	Průtočný průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	(m^2)
S_{st}	Plocha chlazených stěn ohniště	(m^2)
S_{tp}	Průtočný průřez mezi trubkami svazku a otvory v přepážce	(m^2)
S_{vN}	Průtočný průřez nezaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou	(m^2)
S_{vZ}	Průtočný průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou	(m^2)
$V_{H_2O,min}$	Minimální objem vodní páry ve spalinách	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
V'_{H_2O}	Navýšení objemu vodní páry ve spalinách v důsledku vlhčení spalovacího vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V_{N_2,min}$	Minimální objem N_2 ve spalinách	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V_{O_2,min}$	Minimální objem kyslíku pro spálení 1 kg paliva	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V_{Ar,min}$	Minimální objem Ar ve spalinách	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V_{CO_2,min}$	Minimální objem CO_2 ve spalinách	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V_{SO_2,min}$	Minimální objem SO_2 ve spalinách	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V^s_{sp,min}$	Minimální objem suchých spalin	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V^v_{sp,real}$	Skutečný objemový průtok spalin v OVZ	($m^3 \cdot s^{-1}$)
V^s_{sp}	Objem suchých spalin s přebytkem vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
V^v_{sp}	Objem vlhkých spalin s přebytkem vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V^v_{vz,H_2O,min}$	Minimální objem vodní páry ve vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V^s_{vz,min}$	Minimální objem suchého vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V^v_{vz,min}$	Minimální objem vlhkého vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
$V^v_{vz,real}$	Skutečný objemový průtok vzduchu v OVZ	($m^3 \cdot s^{-1}$)
V^s_{vz}	Skutečný objem suchého vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)
V^v_{vz}	Skutečný objem vlhkého vzduchu	($Nm^3 \cdot kg^{-1}$)

W^r	Obsah vody v palivu	(%)
Z_c	Ztráta mechanickým nedopalem	(%)
Z_{co}	Ztráta chemickým nedopalem	(%)
Z_k	Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová)	(%)
Z_{sv}	Ztráta sáláním a vedením do okolí	(%)
Z_{sv}^o	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště	(%)
a_1	Koeficient	(-)
a_2	Koeficient	(-)
a_o	Stupeň černosti ohniště	(-)
a_{pl}	Stupeň černosti plamene	(-)
a_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	(-)
c_1	Koeficient	(-)
c_2	Koeficient	(-)
c_{p,H_2O}	Měrná tepelná kapacita vodní páry	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
$c_{p,sp}$	Měrná tepelná kapacita spalin	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
$c_{p,vz}^s$	Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
d_1	Vnitřní průměr trubky	(m)
d_2	Vnější průměr trubky	(m)
d_{2p}	Průměr otvoru v přepážce	(m)
d_o	Délka ohniště	(m)
d_{pk}	Střední efektivní průměr popílkových částic	(kg)
k_{r1}	Relativní drsnost stěny trubky	(-)
l_e	Měrné skupenské teplo vypařování	($J \cdot kg^{-1}$)
l_{tc}	Činná délka trubky	(m)
l_{tn}	Celková neopřepážkovaná délka výměníku	(m)
l_{to}	Celková opřepážkovaná délka výměníku	(m)
$m_{\mathrm{H_2O}}$	Hmotnostní průtok vlhčící vody	($kg \cdot s^{-1}$)
m_k	Hmotnost kapalné vody	(kg)
m_l	Hmotnost ledu	(kg)
m_p	Hmotnost vodní páry	(kg)
m_{pal}	Hmotnostní průtok paliva	($kg \cdot s^{-1}$)
$m_{sp,min}$	Minimální hmotnostní průtok spalin	($kg \cdot s^{-1}$)

m_{sp}	Reálný hmotnostní průtok spalin s přebytkem vzduchu	(kg·s^{-1})
$m^{s}_{vz,min}$	Minimální hmotnostní průtok suchého vzduchu	(kg·s^{-1})
m_{vz}	Hmotnost vzduchu	(kg)
m^{s}_{vz}	Reálný hmotnostní průtok suchého vzduchu	(kg·s^{-1})
m^{v}_{vz}	Reálný hmotnostní průtok vlhkého vzduchu	(kg·s^{-1})
n_p	Počet přepážek	(ks)
n_{rv}	Počet trubek ve výřezu nad přepážkou	(ks)
$n_{t,teor}$	Teoretický počet trubek	(ks)
n_t	Skutečný počet trubek	(ks)
n_{tv}	Počet trubek ve výřezu přepážky	(ks)
p_p	Parciální tlak vodní páry	(Pa)
p''_p	Parciální tlak syté vodní páry ve vzduchu	(Pa)
p_s	Parciální tlak 3atomových plynů ve spalinách	(MPa)
r_{H_2O}	Měrná plynová konstanta vodní páry	(J·kg^{-1}·K^{-1})
r_{RO_2}	Objemový podíl ostatních 3atomových plynů ve spalinách	(-)
r_p	Měrná plynová konstanta vodní páry	(J·kg^{-1}·K^{-1})
r_s	Objemový podíl 3atomových plynů ve spalinách	(-)
r_{sp}	Měrná plynová konstanta suchých spalin	(J·kg^{-1}·K^{-1})
r_v	Měrná plynová konstanta suchého vzduchu	(J·kg^{-1}·K^{-1})
s_p	Tloušťka přepážek	(m)
s_t	Tloušťka stěny trubky	(m)
s_{ts}	Rozteč mezi svazkem a pláštěm	(m)
s_{tt}	Vzdálenost mezi povrchy dvou trubek	(m)
t_k	Teplota sytosti vodní páry ve spalinách	(°C)
t_{ok}	Teplota spalin na konci ohniště	(°C)
t_p	Rozteč přepážek	(m)
t_{rb}	Teplota rosného bodu	(°C)
$t^{EKO}_{sp,in}$	Vstupní teplota spalin do EKO	(°C)
$t^{K}_{sp,in}$	Vstupní teplota spalin do kondenzačního EKO	(°C)
$t^{OVZ}_{sp,in}$	Vstupní teplota spalin do OVZ	(°C)
$t_{sp,np}$	Teplota nechlazeného plamene spalin	(°C)
$t_{sp,ok}$	Teplota spalin na konci ohniště	(°C)
$t^{EKO}_{sp,out}$	Výstupní teplota spalin z EKO	(°C)

$t_{sp,out}^{K}$	Výstupní teplota spalin z kondenzačního EKO	(°C)
$t_{sp,out}^{OVZ}$	Výstupní teplota spalin z OVZ	(°C)
t_t	Rozteč trubek	(m)
t_{t1}	Příčná rozteč trubek	(m)
t_{t2}	Podélná rozteč trubek	(m)
$t_{vz,in}^{OVZ}$	Vstupní teplota vzduchu do OVZ	(°C)
$t_{vz,in}^{SK}$	Teplota vzduchu na vstupu do spalovací komory	(°C)
$t_{vz,out}^{OVZ}$	Výstupní teplota vzduchu z OVZ	(°C)
v_o	Výška ohniště	(m)
$w_{sp,teor}$	Teoretická rychlost proudění spalin	($m \cdot s^{-1}$)
w_{sp}	Rychlost proudění spalin	($m \cdot s^{-1}$)
$w_{vz,u}$	Rychlost proudění vzduchu v nejužším průtočném průřezu	($m \cdot s^{-1}$)
$w_{vz,v}$	Rychlost vzduchu vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů S_{2Z} a S_{vZ}	($m \cdot s^{-1}$)
w_{vz}	Rychlost vzduchu v MP	($m \cdot s^{-1}$)
$x_{H_2O,hm}$	Hmotnostní koncentrace H_2O ve spalinách	($kg \cdot kg^{-1}$)
x_{H_2O}	Objemová koncentrace H_2O ve spalinách	($Nm^3 \cdot Nm^{-3}$)
$x_{N_2,hm}$	Hmotnostní koncentrace N_2 ve spalinách	($kg \cdot kg^{-1}$)
$x_{N_2,vz}$	Objemová koncentrace N_2 ve vzduchu	(%)
x_{N_2}	Objemová koncentrace N_2 ve spalinách	($Nm^3 \cdot Nm^{-3}$)
$x_{O_2,vz}$	Objemová koncentrace kyslíku ve vzduchu	(%)
x_{10}	Koeficient	(-)
x_{13}	Koeficient	(-)
x_5	Koeficient	(-)
x_6	Koeficient	(-)
x_7	Koeficient	(-)
x_8	Koeficient	(-)
x_9	Koeficient	(-)
$x_{Ar,hm}$	Hmotnostní koncentrace Ar ve spalinách	($kg \cdot kg^{-1}$)
$x_{Ar,vz}$	Objemová koncentrace Ar ve vzduchu	(%)
x_{Ar}	Objemová koncentrace Ar ve spalinách	($Nm^3 \cdot Nm^{-3}$)
$x_{CO_2,hm}$	Hmotnostní koncentrace CO_2 ve spalinách	($kg \cdot kg^{-1}$)
$x_{CO_2,vz}$	Objemová koncentrace CO_2 ve vzduchu	(%)

x_{CO_2}	Objemová koncentrace CO_2 ve spalinách	($Nm^3 \cdot Nm^{-3}$)
$x_{SO_2,hm}$	Hmotnostní koncentrace SO_2 ve spalinách	($kg \cdot kg^{-1}$)
x_{SO_2}	Objemová koncentrace SO_2 ve spalinách	($Nm^3 \cdot Nm^{-3}$)
x_{pl}	Poloha maximální teploty plamene	(-)
$x_{sp,max}$	Maximální měrná vlhkost spalin	($kg \cdot kg^{-1}$)
x_{sp}	Měrná vlhkost spalin	($kg \cdot kg^{-1}$)
$x_{vz,1}$	Měrná vlhkost vzduchu před vlhčením	($kg \cdot kg^{-1}$)
$x_{vz,2}$	Měrná vlhkost zavlhčeného vzduchu	($kg \cdot kg^{-1}$)
y_1	Koeficient	(-)
y_2	Koeficient	(-)
y_3	Koeficient	(-)
y_4	Koeficient	(-)
y_5	Koeficient	(-)
y_6	Koeficient	(-)
y_7	Koeficient	(-)
y_8	Koeficient	(-)
z_1	Korekční faktor	(-)
z_2	Korekční faktor	(-)
z_3	Korekční faktor	(-)
z_4	Korekční faktor	(-)
z_5	Korekční faktor	(-)
$\alpha_{sp,k}$	Součinitel přestupu tepla konvekcí spalin	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
$\alpha_{sp,s}$	Součinitel přestupu tepla sáláním spalin	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
α_{sp}	Celkový součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
α_{vz}	Součinitel přestupu tepla konvekcí vzduchu	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
η_k	Účinnost kotle	(%)
η_{sp}	Dynamická viskozita spalin	($Pa \cdot s$)
η_{vz}	Dynamická viskozita vzduchu	($Pa \cdot s$)
λ_{MP}	Ztrátový koeficient pro MP	(-)
λ_o	Součinitel tepelné vodivosti materiálu trubek	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
$\lambda_{sp,stř}$	Tepelná vodivost spalin pro střední složení spalin	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
λ_{sp}	Tepelná vodivost spalin	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
λ_{vz}	Tepelná vodivost vzduchu	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

μ_{pk}	Koncentrace popela ve spalinách	(-)
$\nu_{sp,stř}$	Kinematická viskozita pro střední složení spalin	($m^2 \cdot s^{-1}$)
ν_{sp}	Kinematická viskozita spalin v OVZ	($m^2 \cdot s^{-1}$)
ν_{vz}	Kinematická viskozita vzduchu	($m^2 \cdot s^{-1}$)
ξ_{11}	Ztrátový koeficient místního odporu pro vstup a výstup z trubkového prostoru	(-)
ξ_{12}	Ztrátový koeficient místního odporu pro ohyb proudu v komoře	(-)
ρ_p	Hustota vodní páry	($kg \cdot m^{-3}$)
ρ_p''	Hustota syté vodní páry	($kg \cdot m^{-3}$)
$\rho_{sp,real}$	Reálná hustota spalin	($kg \cdot m^{-3}$)
$\rho_{sp,stech}$	Hustota spalin při normálních podmínkách	($kg \cdot Nm^{-3}$)
ρ_{sp}	Hustota spalin s přebytkem vzduchu při normálních podmínkách	($kg \cdot Nm^{-3}$)
$\rho_{vz,real}$	Reálná hustota vzduchu při teplotě $\bar{t}_{sp}$	($kg \cdot m^{-3}$)
ρ_{vz}^{s}	Hustota suchého vzduchu při normálních podmínkách	($kg \cdot Nm^{-3}$)
ρ_{vz}^{v}	Hustota vlhkého vzduchu při normálních podmínkách	($kg \cdot Nm^{-3}$)
φ_1	Relativní vlhkost vzduchu před OVZ	(%)
φ_{vS}'	Úhel výřezu svazku trubek	(°)
φ_{vp}	Úhel výřezu přepážky	(°)
EKO	Ekonomizér	
MP	Mezitrubkový prostor	
t	Teplota	(°C)
TP	Trubkový prostor	
$\Delta p_{m,TP}$	Tlakové ztráty místní v trubkovém prostoru	(Pa)
$\Delta p_{t,TP}$	Tlakové ztráty způsobené třením v trubkovém prostoru	(Pa)
Δt_{max}	Větší z teplotních spádů ve výměníku	(°C)
Δt_{min}	Menší z teplotních spádů ve výměníku	(°C)
Δx	Korekční koeficient	(-)
Bo	Boltzmannovo číslo	(-)
M	Součinitel respektující průběh teplot v ohništi	(-)
Nu_{lam}	Nusseltovo číslo pro laminární proudění v MP	(-)
Nu_{sp}	Nusseltovo číslo spalin	(-)
Nu_{vz}	Nusseltovo číslo vzduchu	(-)

OVZ	Ohřívák vzduchu	
R	Plocha hořící vrstvy plamene	(m^2)
Re_{vz}	Reynoldsovo číslo vzduchu	(-)
T	Termodynamická teplota	(K)
V	Objem	(m^3)
a	Stupeň černosti proudu spalin	(-)
a	Koeficient	(-)
f	Součinitel podílu vodní páry ve vzduchu	(-)
k_{tp}	Vůle mezi svazkem trubek a vnitřním průměrem pláště	(m)
k	Součinitel prostupu tepla	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
k_t	Střední absolutní drsnost trubky	(m)
$k \cdot p \cdot s$	Optická hustota plamene	(-)
l	Charakteristický rozměr	(m)
p	Celkový tlak	(Pa)
x	Měrná vlhkost vzduchu	($kg \cdot kg^{-1}$)
$\Delta p_{m,MP}$	Místní ztráty v mezitrubkovém prostoru	(Pa)
$\Delta p_{t,MP}$	Ztráty způsobené třením v mezitrubkovém prostoru	(Pa)
Δp_{tn}	Ztráty pro příčné obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru	(Pa)
Δp_{to}	Ztráty pro příčné obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru	(Pa)
Δp_{tv}	Ztráty pro podélné a příčné obtékání trubek nad přepážkami	(Pa)
$\Delta p_{z,MP}$	Celkové ztráty v mezitrubkovém prostoru	(Pa)
$\Delta p_{z,TP}$	Celkové tlakové ztráty v trubkovém prostoru	(Pa)
Δt_{LMTD}	Střední tepelný logaritmický spád ve výměníku	(°C)
ΔQ	Navýšení skutečného oproti potřebnému výkonu výměníku	(%)
α	Součinitel přebytku vzduchu	(-)
φ	Relativní vlhkost vzduchu	(%)
ψ	Mezerovitost trubkového svazku	(-)
ϕ	Absolutní vlhkost vzduchu	($kg \cdot m^3$)

SEZNAM PŘÍLOH

1 Výkresová dokumentace výměníku