# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE


# VÝVOJ TÁBOROVÝCH KAMEN
DEVELOPMENT OF CAMP STOVES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS


AUTOR PRÁCE
AUTHOR
Pavel Strmiska

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



BRNO 2021

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

# Zadání bakalářské práce

| | |
|---|---|
| Ústav: | Energetický ústav |
| Student: | **Pavel Strmiska** |
| Studijní program: | Strojírenství |
| Studijní obor: | Energetika, procesy a životní prostředí |
| Vedoucí práce: | **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.** |
| Akademický rok: | 2020/21 |

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

## Vývoj táborových kamen

**Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Na letních táborech je třeba pro zajištění stravování mít zdroj tepla sloužící k přípravě teplých pokrmů. V kuchyních pevných budov jsou využívány typizovaná zařízení, ale na stanových táborech, které se staví na zelené louce, je vybavení kuchyní velmi různé. Kamna a sporáky jsou většinou vyráběny svépomocí a jako takové mají spoustu slabých míst, které vedou k nízké účinnosti i horšímu komfortu při užívání. Náplní bakalářské práce je optimalizace táborových kamen za účelem zvýšení komfortu užívání a zvýšení účinnosti.

**Cíle bakalářské práce:**

– popis současného stavu včetně předností a slabých míst současných zařízení,
– návrh oblastí optimalizace zařízení,
– provedení optimalizace – tepelný výpočet, tlakové ztráty atp.,
– technická dokumentace.

**Seznam doporučené literatury:**

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-7.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

| | |
|---|---|
| doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.<br>ředitel ústavu | doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.<br>děkan fakulty |

# ABSTRAKT

Pro tepelnou úpravu pokrmů na stanových letních táborech bez stálého zařízení je využíváno množství svépomocí postavených zařízení, obvykle však jsou designovány pouze na základě různé míry zkušenosti bez jakýchkoli tepelných výpočtů. Práce rozebírá návrh táborového sporáku na tuhá paliva z hlediska stechiometrie spalování, výměny tepla a tlakové ztráty a diskutuje nad jednotlivými prvky které by zařízení mohli optimalizovat. Obsahuje též krátkou rešerši různých typů sporáků na tuhá paliva rozšířených ve světě.



### Klíčová slova

Kuchyňský sporák, sporák na tuhá paliva, táborová kamna



# ABSTRACT

Many self-designed solid fuel stoves are used for the purpose of cooking during summer camps. These stoves are often build only using personal experience without any kind of mathematical basis. This thesis analyzes such a stove from the perspective of combustion characteristics, heat exchange and pressure drop. It also discusses possible ways to optimize such a stove. Thesis also includes a short summary of few different biomass cookstoves.



### Key words

Improved cookstoves, wood burning stove, solid fuel stove

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STRMISKA, Pavel. *Vývoj táborových kamen* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132086. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Vývoj táborových kamen vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---------- ----------

Datum *Jméno a příjmení*

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji doc. Ing. Marku Balášovi PhD. za vedení práce, připomínky, kritiku a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

Můj dík patří i rodině za poskytnutí podmínek pro vypracování této práce a také všem autorům odborné literatury v této práci užité.

# Obsah

ÚVOD ..... 10
1. Vlastnosti sporáků na tuhá paliva ..... 11
1.1. Biomasa jako palivo ..... 11
1.2. Posuzování účinnosti ..... 13
2.Sporáky na tuhá paliva ..... 15
2.1 Zplyňovací sporák ..... 15
2.2. Raketový sporák ..... 17
2.3. Kuchyňské sporáky ..... 20
3. Design zařízení ..... 21
3.1.Minimální množství vzduchu ..... 21
3.2. Minimální objem spalin ..... 23
3.3. Teplota nechlazeného plamene ..... 26
3.4. Výkon ..... 28
3.5. Výměna tepla ve spalovací komoře a desce I ..... 30
3.6. Výměna tepla skrze desku II ..... 34
3.7. Výměna tepla skrze desku III ..... 40
3.8. Teplota na konci komína ..... 44
3.9. Výpočet tlakové ztráty ..... 47
3.10. Bezpečnostní faktor zařízení ..... 50
4. Diskuse ..... 51
4.1. Spalinová cesta ..... 51
4.2. Počet desek ..... 51
4.3. Velikost roštu ..... 51
4.4. Přívod sekundárního vzduchu ..... 51
4.5. Izolace ..... 52
4.6. Optimální provozní výkon ..... 52
ZÁVĚR ..... 53
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ ..... 54
SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ ..... 56
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK ..... 57

# ÚVOD

Pro zhruba polovinu světové populace slouží nezpracovaná biomasa spalovaná v otevřeném ohni nazývaném obvykle three stone fire jako jediný způsob získávání tepelné energie pro vytápění i vaření. Otevřený oheň sice představuje nejjednodušší variantu pro získání tepla z biomasy, většina tepla uvolněného v ohništi se však ztratí do okolí. Pro větší komfort užití a také menší měrnou spotřebu paliva je užíváno různých spalovacích zařízení.[2]

Kromě rozvojových zemí se z improvizovanými podmínkami setkáváme právě na táborech pod širým nebem. Zařízení, která zde zajišťují tepelnou úpravu pokrmů jsou obvykle vyráběna svépomocí bez výpočtů, což může vést ke špatné účinnosti, s tím spojené vysoké spotřebě paliva a komfortu užití.

Ačkoli se v zemích s přístupem k zemnímu plynu nebo elektřině se sporáky na tuhá paliva příliš často nesetkáváme (konkrétně v ČR se jich za rok 2018 prodalo 4560) – disponují sice srovnatelnou účinností jako elektrické či plynové, hůře se však regulují a vyžadují složitější obsluhu z hlediska doplňování paliva, stále mají své místo na chatách nebo právě na stanových letních táborech bez stálých objektů s vybavenou kuchyní. [8,11]

V první části práce je krátce rozebrána biomasa jako palivo a malá spalovací zařízení na biomasu používaná pro vaření, v druhé je pak vybrán konkrétní model, u kterého je proveden výpočet stechiometrie spalování, výměny tepla, účinnosti a tlakové ztráty. Na konci je pak provedena diskuse nad jednotlivými prvky optimalizace.

# 1. Vlastnosti sporáků na tuhá paliva

Základními parametry sporáků na tuhá paliva je konkrétní palivo, které spalují, jejich výkon a s tím spojená účinnost se kterou jej spalují. Tato kapitola nejdříve popisuje dřevo jako palivo pro sporáky, způsoby určování jejich účinnosti a poté se věnuje několika rozšířeným designům. Požadavky na profesionální sporáky stanovuje norma ČSN EN 16510-1.

## 1.1. Biomasa jako palivo

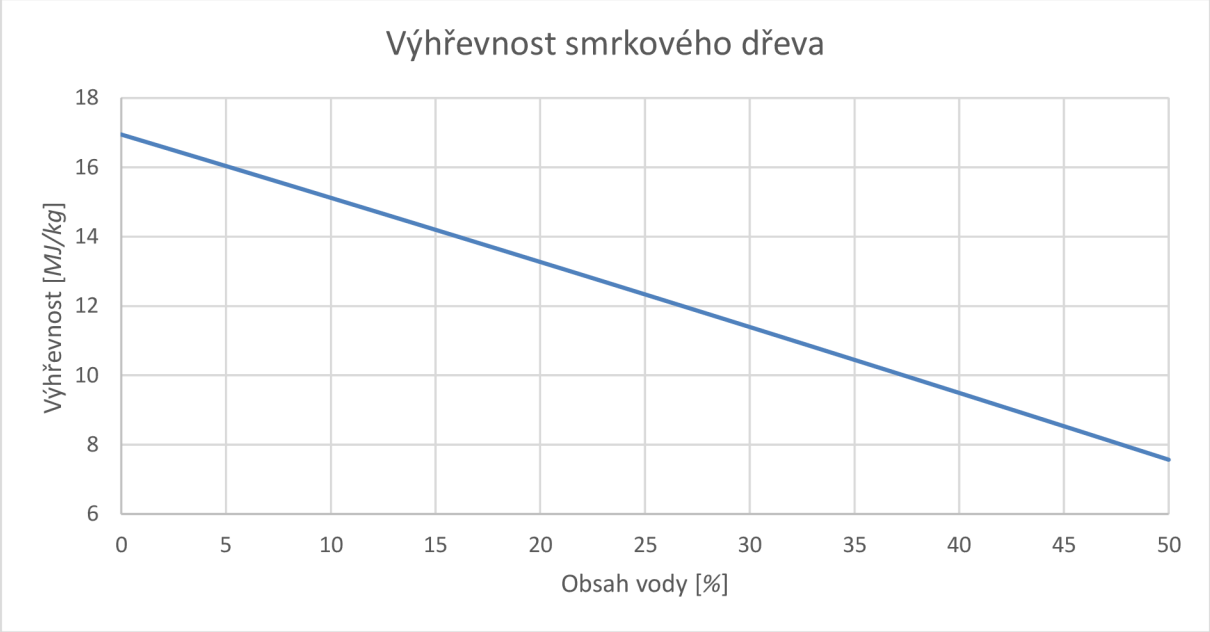
Biomasa obecně znamená hmotu organického původu vzniklá v maximálně stovkách let. Může jít o odpady živočišného původu, energetické plodiny, kaly a další. Pro účely této práce se budeme zabývat pouze její jedinou odnoží – kusovým dřevem. Kusové dřevo je jediným předpokládaným palivem pro sporák, kterým se tato práce bude zabývat.

### 1.1.2 Základní vlastnosti biomasy

Základní a často vyzdvihovanou vlastností biomasy je její $CO_2$ neutralita a její zařazení mezi obnovitelné zdroje. Množství oxidu uhličitého, které vzniká při spalování je vyváženo fotosyntézou během růstu fotosyntézou. Mnohem důležitější vlastností biomasy pro aplikaci v podmínkách táborů je však její snadná dostupnost. Tábory, pro které je sporák touto prací popisován zamýšlen, jsou ve většině případů situovány blízko lesu, který využívají jako zdroj paliva. V průmyslu i domácnostech bývá dřevo pro spalovaní dále upravováno, nicméně pro využití na táborech je jedinou reálně možnou úpravou jednoduché sušení.

### 1.1.3 Výhřevnost biomasy

Výhřevnost dřeva je závislá na obsažené vodě – ta si při spalování přivlastňuje latentní teplo a celkové škodí spalovacímu procesu. Při těžbě se vlhkost pohybuje kolem 60 %, a vzhledem k tomu, že vlhkost nad 50 % je pro energetické využití nevhodná, se běžně dřevo nechává obvykle až dva roky vysychat pod přístřeškem. Takto vysušené dřevo může dosáhnout vlhkosti kolem 20 %. Nižších vlhkostí je možné dosáhnout sušením dřeva za vyšších teplost, nicméně tato možnost je energeticky náročná a pro tábory prakticky nemožná. [4]




*Obr. 1 Závislost výhřevnosti smrkového dřeva na obsahu vody podle prvkového rozboru*

### 1.1.4. Spalování biomasy

Spalování je především oxidační reakcí tří výhřevných složek paliva, uhlíku, vodíku a síry. Hořlavina, která se v procesu spaluje se dá rozdělit na dva hlavní typy: prchavou a pevnou. Pevnou hořlavinou je především pevný uhlík, prchavou tvoří různě složité řetězce uhlovodíků. Neupravené dřevo se vyznačuje vysokým obsahem prchavé hořlaviny, jež tvoří charakteristické dlouhé plameny. Pro co nejvyšší účinnost je nutné zajistit spálení všech složek v palivu obsažených, v případě biomasy je nutné přizpůsobit proces právě velkému množství prchavé hořlaviny. Pro náročnost dokonalého spalování biomasy se používá dvou dalších termických procesů, pyrolýzy a zplyňování.

### 1.1.5. Pyrolýza biomasy

Pyrolýza neboli termický rozklad obecně označuje tepelnou přeměnu organických látek bez přítomnosti oxidačního média – kyslíku. Z původního paliva se odlučují složky pevné, kapalné i plynné, v závislosti na způsobu pyrolýzy. Pro sporáky na tuhá paliva má relevanci jako součást dále rozebíraného procesu zplyňování. [10]

### 1.1.6. Zplyňování biomasy

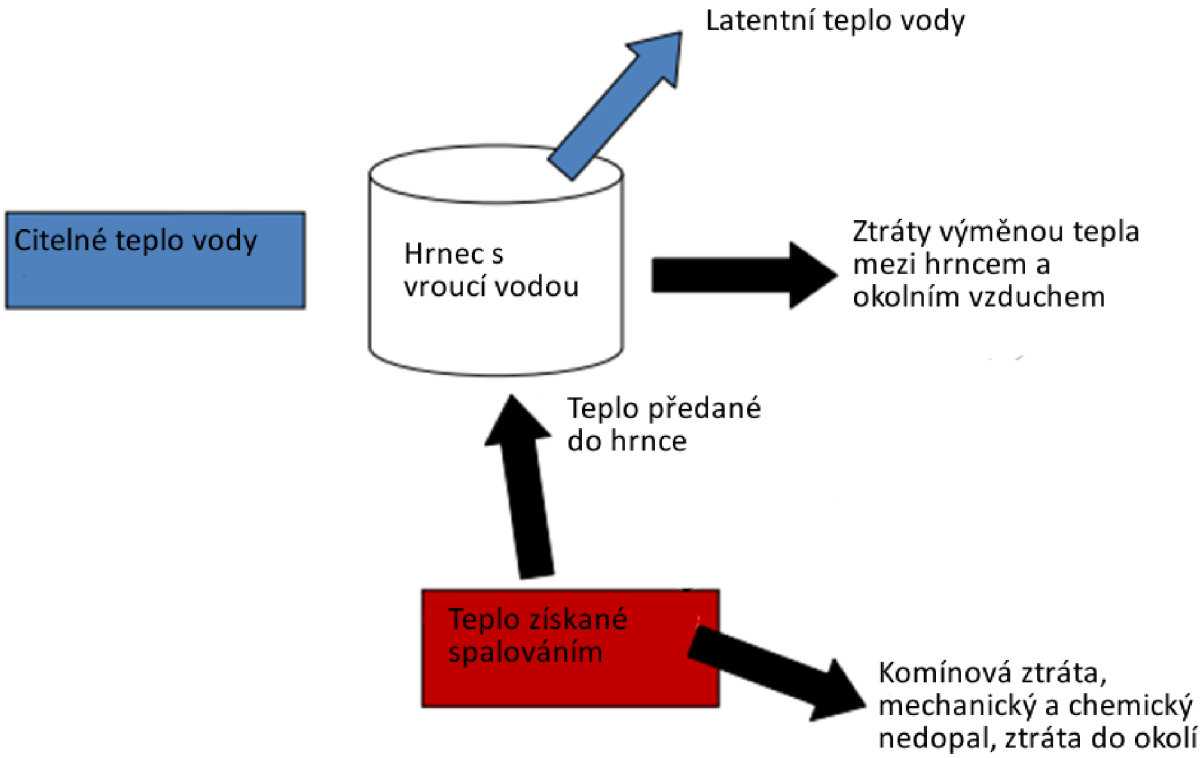
Jako zplyňování se nazývá soubor několika procesů, které přeměňují část tuhého paliva na plynné. Konkrétně jde o sušení, pyrolýzu, redukci a oxidaci. Tyto procesy mohou probíhat postupně i souběžně. Sušení, pyrolýza i redukce jsou procesy, které teplo spotřebovávají. Tato spotřeba tepla může být pokryta oxidací a autotermním reaktoru nebo externím zdrojem v alotermním reaktoru. Rozdíl se projeví i v konečném produktu. Při autotermním zplyňování se 20-25 hm. % paliva v reaktoru využije, a navíc musí být přiváděn kyslík, obvykle vzdušný. To způsobí pokles výhřevnosti výsledného produktu, jelikož je naředěn v podstatě inertním dusíkem. Výsledná výhřevnost se může pohybovat v oblasti 2,5 – 8 MJ/m$^3$. Alotermní reaktor využívá externí zdroj tepla a nepřivádí do konečné směsi vzduch, výhřevnost se tak pohybuje kolem 14 MJ/m$^3$. [10]

## 1.2. Posuzování účinnosti

Účinnost je bezrozměrná veličina určující kvalitu procesu. Je vyjádřena jako poměr energie získané ku energie vložené. Energie vložená je případě sporáků výhřevnost paliva, energie získaná je typicky teplo předané vodě v hrnci. Pro posuzování účinnosti sporáků na tuhá paliva existuje několik způsobů, z nichž nejuniverzálnějším je Water boiling test.[3]

### 1.2.1. Water boiling test

Water boiling test (dále jen WBT) – test vaření vody je zjednodušenou simulací procesu vaření. Jeho cílem je určit s jakou účinností využívají zařízení palivo k ohřevu vody v hrnci a případně množství emisí. Neslouží jen pro porovnání dvou různých zařízení, může být využit pro využití různých typů paliv v jednom zařízení nebo využití paliv s různým obsahem vlhkosti.[3]



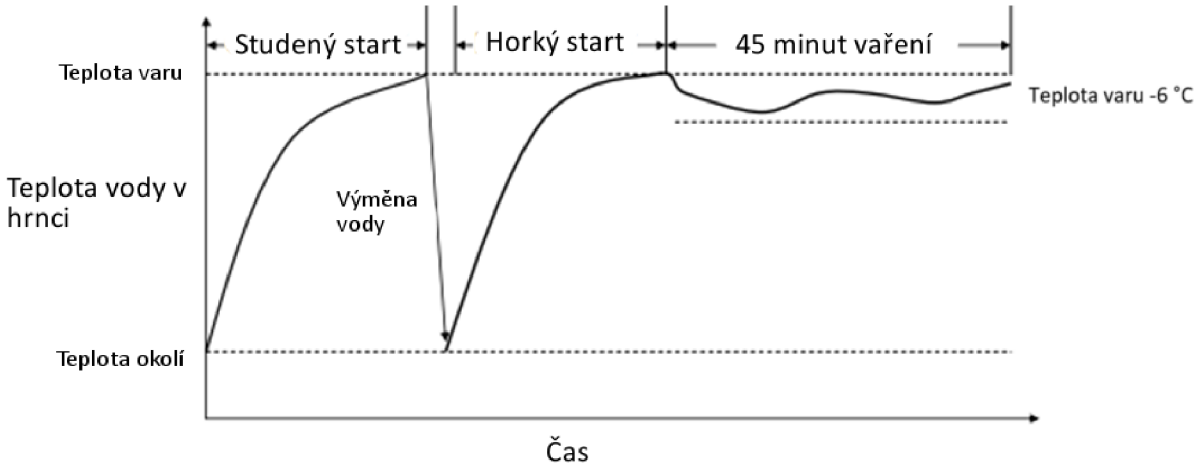

*Obr. 2 Princip tepelných toků WBT*

### 1.2.2. Průběh WBT

Samotný test se skládá ze tří po sobě navazujících fází. Každá fáze simuluje určitou část procesu vaření. Je však nutno poznamenat, že samotný WBT je v podstatě laboratorním úkonem, a jeho výsledek slouží jen jako porovnání pro data získaná měřením přímo u spotřebitele. Test se doporučuje provést nejméně třikrát [3].

Průběh WBT:

1. Studený start
   Sporák je za pokojové teploty naplněn palivem z odměřené dávky určité množství vody ve standardizovaném hrnci je přivedeno do varu. Pro další fázi je voda vyměněna vodou za pokojové teploty.
2. Horký start
   Test je proveden, dokud je sporák stále roztopený, opět je použito palivo z odměřené dávky k přivedení odměřeného množství vody do teploty varu.
3. Vaření
   Teplota je po horkém startu udržována těsně pod teplotou varu. Test poskytuje množství paliva k udržení této teploty po dobu 45 minut. Test má simulovat dlouhé vaření luštěnin a obilovin.




*Obr. 3 Závislost teploty na čase při WBT*

Kompletním popisem procedury WBT a s ním spojenými protokoly se zabývá stránka Clean cooking alliance [3].

# 2.Sporáky na tuhá paliva

Vývoj v oblasti sporáků na tuhá paliva se pohybuje především pro potřeby rozvojových zemí, jelikož právě v improvizovaných podmínkách se nejvíce lidí potýká s nízkou účinností, znečištěním vnitřního prostředí a s tím spojenými dýchacími onemocněními. Cílem designérů sporáků na tuhá paliva je tak často navrhnout zařízení, které lze snadno zkonstruovat v improvizovaných podmínkách a představuje významné zlepšení kvality ovzduší a účinnosti. [8]

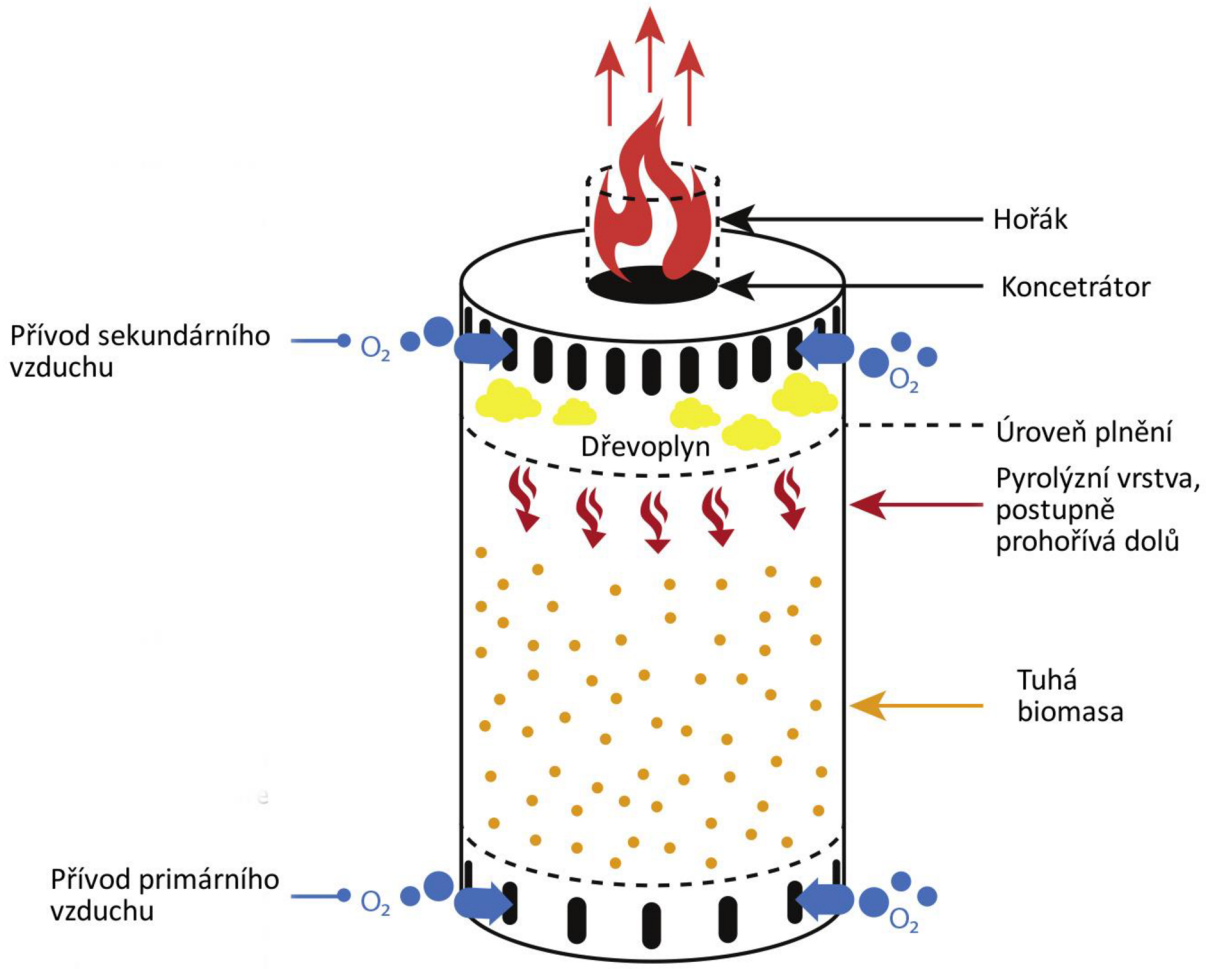
## 2.1 Zplyňovací sporák

Alternativním způsobem řešení některých problémů dřeva jako paliva pro sporáky je jeho zplyňování. Zplyňování umožnuje čistší spalování, menší ztrátu chemickým nedopalem (nedokonalým spalováním) a rychlejší operaci než u konvenčního ohniště. Sporák se pro operaci naplní palivem, a podle konkrétního typu se buď dole nebo nahoře zapálí. [5]

*Obr. 4 Zplyňovací sporák*

### 2.1.1. Princip zlyňovacího sporáku

Ve zplyňovacím sporáku nedochází přímo ke spalování vloženého paliva, ale sporák je v podstatě autotermní reaktor, ve kterém se z dřeva uvolňuje prchavá hořlavina a společně se vzduchem vytváří nízkovýhřevný plyn, který se dále spaluje. Kromě dřevoplynu vzniká i dřevěné uhlí, které může být separátně spalováno v jiném zařízení. Nejvyužívanější konfigurací pro improvizované zplyňovací sporáky je TLUD – tzv. Top-Lit Up-Draft neboli nahoře zapálený s tahem vzhůru. Sporák je nejdříve naplněn palivem – malými kousky dřeva, poté je palivo je nahoře zapáleno a postupně dojde k zahřátí veškerého paliva a zplyňování [13].




*Obr. 5 Princip zplyňovacího TLUD sporáku*

### 2.1.2. Shrnutí zplyňovacího sporáku

Výhody:

- Dokonalejší spalování oproti konvenčním designům
- Velmi nenáročná obsluha během vaření

Nevýhody:

- Navrhované designy jsou určeny pro malé výkony
- Jediná možnost regulace výkonu je regulovat přiváděný vzduch

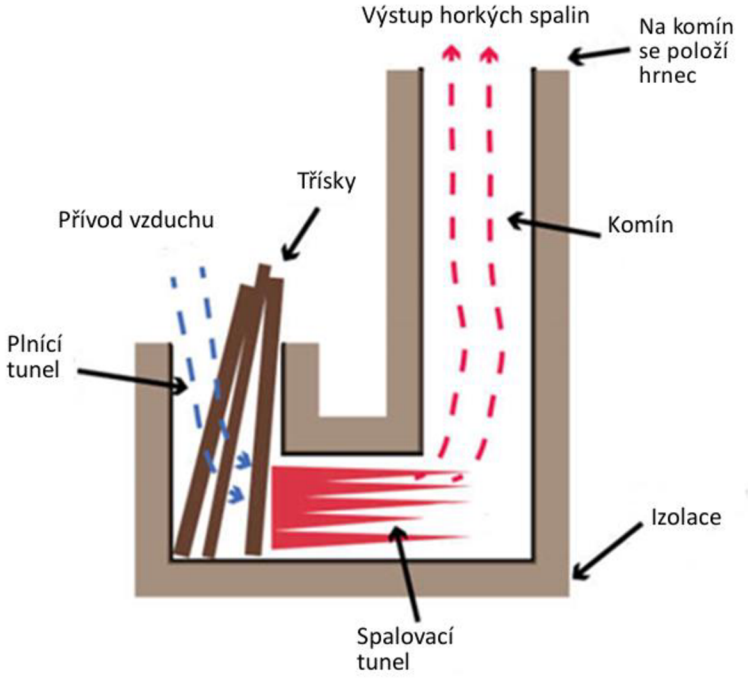
## 2.2. Raketový sporák

Rozšířenou variantou improvizovaného sporáku na tuhá paliva je sporák raketový. Design tohoto zařízení se pohybuje od jednoduchých konstrukcí z jílu a několika kusů železa přes sporák vytvořený z plechu, po optimalizované výrobky podpořené matematickými modely. Ačkoli sporák, ze kterého tato práce vychází se raketovému příliš nepodobá, bude pravděpodobně možné využít některé principy a poznatky designérů raketových kamen a sporáků k optimalizaci zařízení.

*Obr. 6 Jednoduchý raketový sporák vytvořený z plechovek*

### 2.2.1 Princip raketového sporáku

Raketový sporák je zařízením využívající masivního komínového efektu a s tím spojené přirozené konvekce. Z toho též vychází název – při operaci sporák vydává charakteristický hučivý zvuk, který se s trochou představivosti dá přirovnat k raketovému motoru.




*Obr. 7 Schéma raketového sporáku*

Raketový sporák je v podstatě izolovaným horkým tunelem ve tvaru písmene J nebo U, na jehož jeden konec – komín se pokládá nádoba, ve které se vaří. Tento tunel je dostatečně izolován – obvykle perlitem či podobnou lehkou porézní výplní, aby udržel vysoké teploty nutné k co nejdokonalejšímu spalování. Efektivita tohoto designu je jistá na první pohled – při správné operaci dobrých raketového sporáku nevzniká prakticky žádné množství nespálených zbytků, u běžného ohně obvykle viditelných jako saze nebo kouř [7].

### 2.2.2. Deset pravidel pro design raketových sporáků

Dr. Larry Winiarski – vynálezce raketového sporáku představil deset pravidel pro design nejen raketových kamen a sporáků, ale pro celkově lepší účinnost jakéhokoli zařízení, které používá dřevo pro vaření. [8]

1. Izolovat oheň lehkým žáru odolným materiálem. Porézní materiály jsou nejvhodnější. Doporučuje se vermikulit, pemza, perlit či dokonce dřevěný popel. Účel je jasný – zamezit prostupu tepla kde to není třeba.
2. Krátký izolovaný komín nad plameny – počítá se zde s tím, že hrnec je přímo na tomto komínu. Doporučuje se výška jako trojnásobek průměru. Kratší spalovací komora znamená vyšší teplotu spalin, delší komora čistší spalování – dost času pro dokonalé spálení. Příliš vysoký komín může způsobovat přisávání velkého množství vzduchu a negativně ovlivnit teplotu spalování.

3. Spalovat polena postupně od konce – chaoticky orientované palivo způsobí uvolnění příliš velkého množství prchavé hořlaviny, která pak nestihne shořet a uniká. (ztráta chemickým nedopalem)
4. Výkon je optimální regulovat množstvím polen v ohni
5. Příliš silný tah znamená přebytek vzduchu, vychlazení spalin a nedopal
6. Příliš slabý tah znamená pomalé spalování, nízký výkon a nedopal
7. Vstup do spalovací komory, spalinové cesty i komín by měli mít stejný průřez, z důvodu optimálního tahu. Pro běžnou rodinu je doporučen čtverec o straně 12 cm.
8. Použití roštu. Vzduch tak může proudit zespodu skrze uhlíky, předehrát se a zbytečně neochlazovat spaliny
9. Izolovat spalinové cesty. Podobný důvod jako bod 1, lépe izolované spalinové cesty znamenají rychlejší ohřátí požadovaného pokrmu, méně tepla ztraceného do těla sporáku
10. Maximalizovat přestup tepla do hrnců správnou velikostí mezer mezi stěnami komínu a hrncem, užší mezery zpravidla znamenají silnější konvekci

### 2.2.3 Shrnutí raketového sporáku

Výhody:

- Dokonalejší spalování oproti konvenčním designům
- Jednoduchost designu i stavby při malých výkonech

Nevýhody:

- Nutnost užívání optimálně velkých dřevěných třísek/polen
- Osvědčený model má prostor pouze pro jeden hrnec

## 2.3. Kuchyňské sporáky

Design, ze kterého vychází tato práce, je designem, který používají firmy, jež navrhují sporáky na dřevo pro domácnosti. Tento způsob oproti ostatním typům sporáků zde zmiňovaných nemusí být přizpůsoben jen pro vaření, ale také pro vytápění vnitřních prostor.

*Obr. 8 Kuchyňský sporák na dřevo s troubou. Na levé straně spalovací komora, napravo trouba. Lze si všimnout přívodu sekundárního vzduch průduchy na straně desky*

### 2.3.1. Princip kuchyňského sporáku na tuhá paliva

Běžný kuchyňský sporák na tuhá paliva se skládá z topeniště a varné desky. Spaliny jsou vedeny pod deskou, kolem trouby a ven komínem. Do spalovací komory mívají též přívod sekundárního vzduchu pro dokonalejší spalování. Pro širší možnosti využití můžou být vybaveny troubou, nebo výměníkem pro zásobník na teplou vodu. Sporáky s troubou také mohou být vybaven klapkou, přesměruje proud spalin a případné prošlehávání plamene z cesty mezi deskou a troubou pod troubu a umožňuje tak výkon přesměrovat do trouby.

Sporáky bývají obvykle vyrobeny z ocelového plechu nebo z litiny. Pro spalinové cesty je též využíváno různých keramických vyzdívek jakožto deflektorů, které zvyšují tepelnou kapacitu kamen a napomáhají jejich vytápěcímu potenciálu. Volba materiálu je důležitá i u varných ploch. Obvykle se využívá litiny či kombinaci litiny a oceli (vyšší tepelná kapacita, delší náběh, velká hmotnost) nebo sklokeramiky (menší tepelná kapacita, rychlejší náběh, malá hmotnost, náchylnost k poškrábání). [12]

### 2.3.2. Shrnutí kuchyňského sporáku

Výhody:

- Libovolná velikost varné plochy
- Možnost vytápění

Nevýhody:

- Velká varná plocha znamená ztráty navíc
- Velká hmotnost
- Vytápěcí aspekt ubírá rychlosti náběhu kamen

# 3. Design zařízení

Zařízení, kterým se tato práce zabývá se podobá kuchyňskému sporáku na tuhá paliva – topeniště obložené izolantem přikryté litinovými deskami, na kterých se vaří. Je tomu tak z několika důvodů:

1. Zařízení musí mít dostatečnou varnou plochu. Tábory pod širým nebem obvykle čítají větší množství osob (20+) než pro které jsou modely jako zplyňovací nebo raketový sporák zamýšlené
2. Zařízení musí být přenosné bez použití těžké techniky. Tábořiště, která nemají stálou kuchyni potřebují možnost zařízení přivést a odvézt
3. U zařízení není využité teplo, které přechází do okolí. V případě sporáků na tuhá paliva pro domácí použití může být užitečné, aby zároveň fungovaly jako topení, pro aplikaci na táboře pod širým nebem tato vlastnost ztrácí smysl. Zároveň však není vhodné opomínat schopnost akumulace tepla. Může být vhodnou vlastností, aby sporák hřál například pro ohřev TV.

Není-li uvedeno jinak, výpočty provedeny a tabulkové hodnoty získány podle [15]. Normálními podmínkami se rozumí teplota 0 °C a tlak 101325 Pa. Teploty značené velkým T znamenají hodnotu v Kelvinech, malým t ve °C.

## 3.1.Minimální množství vzduchu

Prvním krokem pro tepelný výpočet je výpočet stechiometrie spalovaní. Pro získání složení spalin je třeba znát minimální množství vzduchu, jež závisí na užívaném palivu a jeho vlhkosti.

### 3.1.1. Prvkový rozbor paliva

Jako palivo bylo zvoleno smrkové dřevo s vlhkostí 40 %. V praxi není na táboře reálné uvažovat nižší vlhkost, palivo obvykle není možné skladovat k vysušení. Prvkový rozbor byl získán z on-line databáze Philips. [14]

| Prvek | hm% |
|---|---|
| C | 47,3 |
| H | 5,78 |
| N | 0,27 |
| S | 0,02 |
| O | 46,03 |
| A | 0,6 |

Prvkový rozbor se uvádí v suchém stavu. Pro převod do vlhkého stavu se využije rovnice.

$$X_r = X \cdot \left(1 - \frac{M_{ad}}{100}\right) \tag{1}$$

$$M_{ad} = 40$$

$M_{ad}$ … Obsah vody [$hm\%$]

$X_r$ … Obsah prvku v surovém stavu [$hm\%$]

$X$ … Obsah prvku v bezvodém stavu [$hm\%$]

| Prvek | hm% |
|---|---|
| C | 28,38 |
| H | 3,47 |
| N | 0,16 |
| S | 0,012 |
| O | 27,62 |
| $M_{ad}$ | 40 |
| A | 0,36 |

Pro výpočet výhřevnosti paliva je vypočteno spalné teplo pomocí některé z rovnic k tomu určených. Užitá rovnice je HHV Milne.

$$Q_s = 0{,}341 \cdot C + 1{,}322 \cdot H - 0{,}12 \cdot N + 0{,}0686 \cdot S - 0{,}12 \cdot O - 0{,}0153 \cdot A_r \quad (2)$$

$$Q_s = 0{,}341 \cdot 28{,}38 + 1{,}322 \cdot 3{,}47 - 0{,}12 \cdot 0{,}16 + 0{,}0686 \cdot 0{,}012 - 0{,}12 \cdot 27{,}62 - 0{,}0153 \cdot 0{,}36 = 10{,}92\ MJ/kg$$

$Q_s$ .... Spalné teplo [MJ/kg]

Odečtením latentní tepla vodní páry ze spalného tepla je získána výhřevnost.

$$Q_r^i = Q_s - 2{,}443 \cdot \left(8{,}936 \cdot \frac{H}{100} \cdot \left(1 - \frac{M_{ad}}{100}\right) + \left(\frac{M_{ad}}{100}\right)\right)\ [MJ/kg] \quad (3)$$

$$Q_r^i = 10{,}92 - 2{,}443 \cdot \left(8{,}936 \cdot \frac{3{,}47}{100} \cdot \left(1 - \frac{40}{100}\right) + \left(\frac{40}{100}\right)\right) = 9{,}49\ MJ/kg$$

$Q_r^i$ … Výhřevnost [MJ/kg]

## 3.1.2. Rovnice spalování

Pro určení množství potřebného kyslíku pro spálení kilogramu paliva lze využít základních rovnic spalování. Rovnice uvažují pouze dokonalé spalování. Pro účely výpočtu množství spalin však nemá nedokonalé spalování uhlíku příliš velký vliv a lze ho tedy poměrně bez následku zanedbat. Rovnice jsou vyjádřeny v objemech [$m_N^3$].

$$1kg\ C + 1{,}866\ m_N^3\ O_2 = 1{,}8555\ m_N^3\ CO_2$$

$$1kg\ H_2 + 5{,}553 m_N^3\ O_2 = 11{,}111 m_N^3\ H_2O$$

## 3.1.3 Spotřeba kyslíku

Pomocí rozboru paliva a rovnic spalování je vyjádřena minimální spotřeba kyslíku pro spálení kilogramu paliva.

$$V_{O_2 min} = 22{,}39 \cdot \left(\frac{C_r}{M_C} + \frac{H_r}{M_{H2}} - \frac{O_r}{M_{O2}}\right)[m_N^3/kg] \quad (4)$$

$$V_{O_2 min} = \frac{22{,}4}{100} \cdot \left(\frac{28{,}38}{12{,}01} + \frac{3{,}47}{4{,}032} - \frac{27{,}62}{32}\right) = 0{,}53\ m_N^3/kg$$

$M_X$ ... molární hmotnost prvku [kg/mol]

$V_{O_2 min}$ … minimální spotřeba kyslíku [$m_N^3$/kg]

### 3.1.4. Minimální množství suchého vzduchu

Z potřebného objemu kyslíku a známého složení vzduchu je možné určit minimální množství suchého vzduchu.

$$V_{VZ\,min}^S = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2 min}\ [m_N^3/kg] \tag{5}$$

$$V_{VZ\,min}^S = \frac{100}{21} \cdot 0{,}53 = 2{,}52\ m_N^3/kg$$

$V_{VZ\,min}^S$… minimální spotřeba suchého vzduchu $[m_N^3/kg]$

### 3.1.5. Součinitel vlhkosti

Skutečný vzduch však obsahuje jistý podíl vlhkosti. Parametry vzduchu (teplota a relativní vlhkost) jsou uvažovány pro venkovní použití během léta.

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_{abs} - \varphi \cdot p''}\ [-] \tag{6}$$

$$f = 1 + 0{,}5 \cdot \frac{3{,}17}{101{,}33 - 0{,}5 \cdot 3{,}17} = 1{,}016$$

$f$… součinitel vlhkosti vzduchu [-]

$\varphi$…relativní vlhkost vzduchu, uvažována 50 [%]

$p_{abs}$…absolutní tlak vlhkého vzduchu [kPa]

$p''$…parciální tlak syté vodní páry při 25 °C [kPa]

### 3.1.5. Minimální množství vlhkého vzduchu

$$V_{VZ\,min} = f \cdot V_{VZmin}^S\ [m_N^3/kg] \tag{7}$$

$$V_{VZ\,min} = 2{,}56\ m_N^3/kg$$

$V_{VZ\,min}$…minimální spotřeba vlhkého vzduchu $[m_N^3/kg]$

## 3.2. Minimální objem spalin

Minimální objem spalin vzniká při dokonalém spalování bez přebytku spalovacího vzduchu. Případné odchylky od skutečnosti vlivem nedokonalého spalovaní či ztrátou mechanickým nedopalem mají na celkový objem velmi malý vliv, a tak mohou být zanedbány.

### 3.2.1. Objem $CO_2$

Obsah oxidu uhličitého ve vzduchu uvažován 0,03 %.

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C_r}{M_c} + 0,0003 \cdot V_{VZ\,min}^{S}\ [m_N^3/kg] \tag{8}$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{28,38}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,56 = 0,52\ m_N^3/kg$$

$V_{CO_2}$… objem $CO_2$ ve stechiometrických spalinách $[m_N^3/kg]$

### 3.2.2. Objem $N_2$

Obsah dusíku ve vzduchu uvažován 78 %.

$$V_{N_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{N_r}{M_N} + 0,78 \cdot V_{VZ\,min}^{S}\ [m_N^3/kg] \tag{9}$$

$$V_{N_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{0,16}{28} + 0,78 \cdot 2,56 = 2,00\ m_N^3/kg$$

$V_{N_2}$…objem $N_2$ ve stechiometrických spalinách $[m_N^3/kg]$

### 3.2.3. Minimální objem suchých spalin

$$V_{SP\,min}^{S} = V_{CO_2} + V_{N_2}\ [m_N^3/kg] \tag{10}$$

$$V_{SP\,min}^{S} = 0,52 + 2,00 = 2,52\ m_N^3/kg$$

$V_{SP\,min}^{S}$…minimální objem suchých spalin $[m_N^3/kg]$

### 3.2.3. Minimální objem vlhkých spalin

$$V_{H_2O\,min}^{Pal} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H}{4} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W}{18}\ [m_N^3/kg] \tag{11}$$

$$V_{H_2O\,min}^{Pal} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,47}{4} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{40}{18} = 0,89\ m_N^3/kg$$

$V_{H_2O\,min}^{Pal}$ … objem vodní páry ve stech. spalinách získané spálením kilogramu paliva $[m_N^3/kg]$

$$V_{H_2O\,min}^{Vz} = (f-1) \cdot\ V_{VZ\,min}^{S}\ [m_N^3/kg] \tag{12}$$

$$V_{H_2O\,min}^{Vz} = (1,016-1) \cdot\ 2,52 = 0,04\ m_N^3/kg$$

$V_{H_2O\,min}^{Vz}$… objem vodní páry ve stech. spalinách ze spalovacího vzduchu $[m_N^3/kg]$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O\,min}^{Vz} + V_{H_2O\,min}^{Pal}$$

$$V_{H_2O} = 0,89 + 0,04 = 0,93\ m_N^3/kg$$

$V_{H_2O}$… objem vodní páry ve stechiometrických spalinách $[m_N^3/kg]$

$$V_{SP\,min} = V_{SP\,min}^S + V_{H_2O}\ [m_N^3/kg] \tag{13}$$

$$V_{SP\,min} = 2{,}52 + 0{,}93 = 3{,}45\ m_N^3/kg$$

$V_{SP\,min}$ …minimální objem vlhkých spalin $[m_N^3/kg]$

### 3.2.4. Hustota vzduchu

$$\rho_{VZ} = \frac{V_{VZ\,min}^S \cdot \rho_{VZ}^S + (f-1) \cdot V_{VZ\,min}^S \cdot \rho_{H_2O}^g}{V_{VZ\,min}}\ [kg \cdot m_N^{-3}] \tag{14}$$

$$\rho_{VZ} = \frac{2{,}52 \cdot 1{,}29 + (1{,}016-1) \cdot 2{,}52 \cdot 0{,}81}{2{,}56} = 1{,}28\ kg \cdot m_N^{-3}$$

$\rho_{VZ}$…normální hustota vlhkého vzduchu $[kg \cdot m_N^{-3}]$

$\rho_{VZ}^S$…normální hustota suchého vzduchu $[kg \cdot m_N^{-3}]$

$\rho_{H_2O}^g$…normální hustota vodní páry $[kg \cdot m_N^{-3}]$

### 3.2.5. Hustota stechiometrických spalin

$$\rho_{SP\,min} = \frac{V_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + V_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + V_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}^g}{V_{SP\,min}}\ [kg \cdot m_N^{-3}] \tag{15}$$

$$\rho_{SP\,min} = \frac{0{,}52 \cdot 1{,}98 + 2{,}00 \cdot 1{,}25 + 0{,}93 \cdot 0{,}81}{3{,}45} = 1{,}24\ kg \cdot m_N^{-3}$$

$\rho_{SP\,min}$…normální hustota stechiometrických spalin $[kg \cdot m_N^{-3}]$

$\rho_{CO_2}$…normální hustota oxidu uhličitého $[kg \cdot m_N^{-3}]$

$\rho_{N_2}$…normální hustota dusíku $[kg \cdot m_N^{-3}]$

### 3.2.6. Hustota spalin

Pro výpočet statického taku komína je vhodné určit normální hustotu spalin.

$$\rho_{SP} = \frac{V_{SP\,min} \cdot \rho_{SP\,min} + (\alpha-1) \cdot V_{VZ\,min} \cdot \rho_{VZ}}{V_{SP\,min} + (\alpha-1) \cdot V_{VZ\,min}}\ [kg \cdot m_N^{-3}] \tag{16}$$

$$\rho_{SP} = \frac{3{,}45 \cdot 1{,}24 + (3-1) \cdot 2{,}56 \cdot 1{,}28}{3{,}45 + (3-1) \cdot 2{,}56} = 1{,}27 kg \cdot m_N^{-3}$$

$\rho_{SP}$ …normální hustota spalin $[kg \cdot m_N^3]$

### 3.2.7. Hmotnost spalin

Pro výpočet černosti plamene je vhodné určit hmotnost spalin

$$G_s = \rho_{SP} \cdot (V_{SP\,min} + (\alpha - 1) \cdot V_{VZ\,\min})\ [kg/kg] \tag{17}$$

$$G_s = 1{,}27 \cdot (3{,}45 + (3 - 1) \cdot 2{,}56) = 10{,}85\ kg/kg$$

$G_s$…hmotnost spalin na kilogram spáleného paliva $[kg/kg]$

## 3.3. Teplota nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene je teoretická teplota adiabatického spalování a je tak nejvyšší teplotou kterou je možné dosáhnout ve spalovací komoře. Má zásadní vliv na výměnu tepla a je definována celkovým teplem uvolněným v ohništi, přebytkem vzduchu a jeho teplotou.

### 3.3.1. Teplo přivedené vzduchem

Množství tepla přivedeného vzduchem závisí na složení paliva, přebytku vzduchu a jeho teplotě. U zařízení v podstatě bez regulace přívodu spalovacího vzduchu není možné tuto hodnotu jednoduše určit. U malých spalovacích zařízení se obvykle pohybuje kolem hodnoty 3, a tak byla tak na základě konzultace odhadnuto že α=3. Teplota vzduchu je uvažována 25 °C.

$$Q_{vz} = \alpha \cdot I_{vz} \cdot V_{VZ\,min}\ [kJ/kg] \tag{18}$$

$$Q_{vz} = 3 \cdot 51 \cdot 2{,}56 = 392\ kJ/kg$$

$Q_{vz}$…teplo přivedené ze vzduchu $[kJ/kg]$

$\alpha$…koeficient přebytku spalovacího vzduchu $[-]$

$I_{vz}$…entalpie vlhkého vzduchu při teplotě 25 °C a relativní vlhkosti 50 % $[kJ/kg]$

### 3.3.2. Teplo uvolněné v ohništi

Teplo uvolněné v ohništi je definováno jako výhřevnost paliva zmenšená o ztrátu chemickým nedopalem, mechanickým nedopalem a citelným teplem tuhých zbytků a zvětšen.

Ztráta chemickým nedopalem vzniká při nedokonalém spalování, obvykle jde o nedokončenou oxidaci uhlíku na oxid uhličitý, při které vzniká oxid uhelnatý. Spaliny tak obsahují hořlavé složky, které se nestihly spálit. Není příliš možné tuto ztrátu jednoduše vypočítat, a tak byla na základě konzultace odhadnuta na 2 %.

Ztráta mechanickým nedopalem vzniká nedokonalým spálením částic především tuhého paliva. Opět není možné jednoduše takovouto ztrátu vypočítat, obvykle se určuje z podílu neshořelého paliva v popelu a podílu úletu. Byla tak na základě konzultace odhadnuta na 5 %.

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytku nebude představovat podstatné množství ztrát, jedná se o teplo propadnutého popela pod roštem. Byla zanedbána.

$$Q_u = Q_r^i \cdot (1 - Z_{CO} - Z_C) + Q_{vz}\ [kJ/kg] \tag{19}$$

$$Q_u = 9493 \cdot (1 - 0{,}02 - 0{,}05) + 392 = 9220\ kJ/kg$$

$Q_u$…teplo uvolněné v ohništi $[kJ/kg]$

$Z_{CO}$…ztráta chemickým nedopalem $[-]$

$Z_C$…ztráta mechanickým nedopalem $[-]$

### 3.3.3. I-t diagram spalin

Pro získání nejen teploty nechlazeného plamene, ale i další kroky v tepelném výpočtu je vhodné sestrojit I-t diagram spalin. I-t diagram spalin se konstruuje pro známé složení spalin a konkrétní přebytek spalovacího vzduchu. Známé složení spalin předpokládá dokonalé spalovaní, opět pro účely složení spalin můžeme nedokonalost zanedbat. Vzhledem k vysokému přebytku vzduchu a nízké výhřevnosti užívaného paliva je možné předpokládat poměrně nízkou teplotu nechlazeného plamene. Celková entalpie spalin (na kilogram paliva) při určité teplotě je získána součtem entalpií stechiometrických spalin a entalpií z přebytku vzduchu.

Dosazené hodnoty jsou pro 100 °C.

$$I_{SP\,min} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + V_{N_2} \cdot i_{N_2} + V_{H_2O} \cdot i_{H_2O}\ [kJ/kg] \tag{20}$$

$$I_{SP\,min} = 0{,}52 \cdot 170 + 2{,}00 \cdot 130 + 0{,}93 \cdot 150 = 487\ kJ/kg$$

$I_{SP\,min}$…entalpie stechiometrických spalin $[kJ/kg]$

$i_X$…měrná entalpie konkrétního prvku $[kJ/m_N^3]$

$$I_{VZ\,min} = V_{VZ\,min}^{S} \cdot i_{VZ} + V_{H_2O\,min}^{Vz} \cdot i_{H_2O}\ [kJ/kg] \tag{21}$$

$$I_{VZ\,min} = 2{,}52 \cdot 130 + 0{,}04 \cdot 150 = 334\ kJ/kg$$

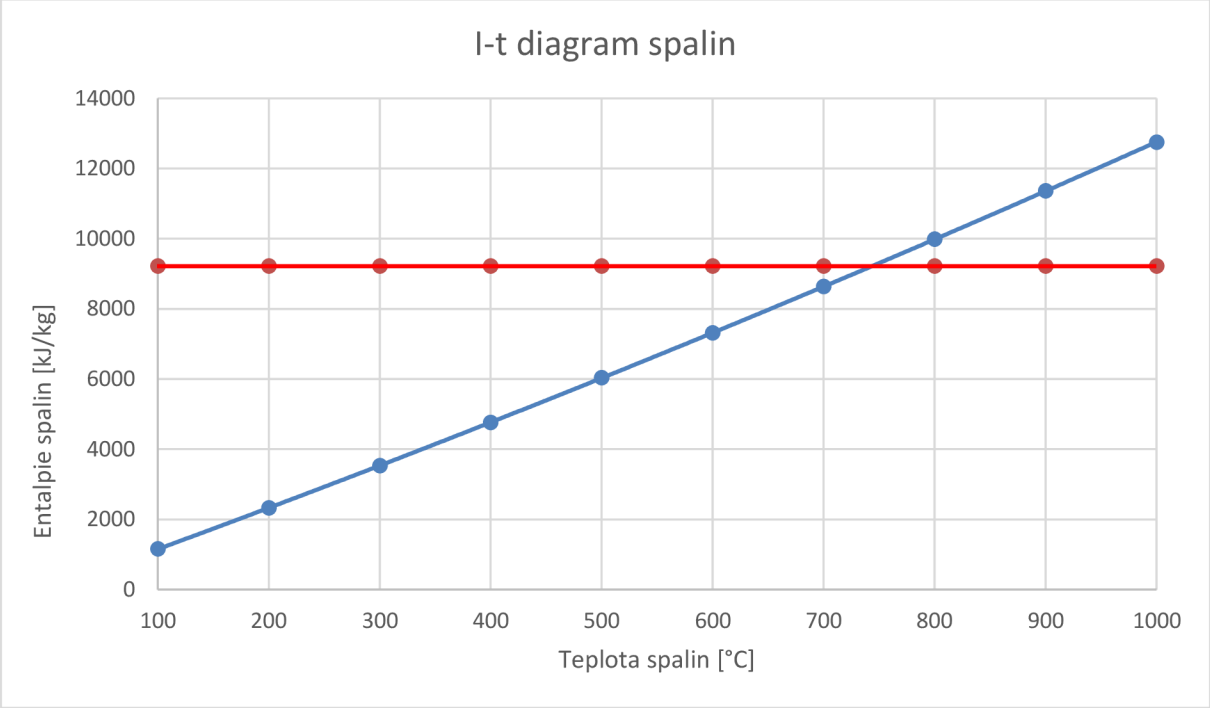
$I_{VZ\,min}$…entalpie minimálního množství vzduchu $[kJ/kg]$

$$I_{SP} = I_{SP\,min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ\,min}\ [kJ/kg] \tag{22}$$

$$I_{SP} = 487 + (3 - 1) \cdot 334 = 1155\ kJ/kg$$

$I_{SP}$…entalpie skutečného množství spalin $[kJ/kg]$

Postupným dosazením entalpií pro teploty 100–1000 °C získáme následující diagram:




*Graf č. 1 I-t diagram spalin. Vodorovná čára značí teplo uvolněné v ohništi. Průsečík obou křivek je získána teplota nechlazeného plamene.*

$$t_{np} = 739\ °C$$

$t_{np}$… teplota nechlazeného plamene $[°C]$

## 3.4. Výkon

Výkon zařízení byl pro odhad spotřeby paliva stanoven na 12 kW. Tento odhad vychází se zběžného porovnání rozměrů spalovací komory a výkonů komerčně dostupných kuchyňských sporáků na tuhá paliva. Pomocí hrubého odhadu ztrát a výkonu lze odvodit spotřebu paliva.

### 3.4.1. Komínová ztráta

Komínová ztráta neboli ztráta citelným teplem spalin je obvykle největší ztrátou spalovacího zařízení. Vypočte se pomocí rozdílu entalpie spalin za teplosměnnými plochami a entalpie přivedeného spalovacího vzduchu. Pro účely výpočtu byla iteračně získána teplota spalin za poslední teplosměnnou plochou na 410 °C.

$$Z_k = (1 - Z_C) \cdot \left(\frac{I_{SP} - Q_{vz}}{Q_r^i}\right)[-] \tag{23}$$

$$Z_k = (1 - 0{,}05) \cdot \left(\frac{4980 - 392}{9493}\right) = 0{,}46$$

$Z_k$…komínová ztráta $[-]$

### 3.4.2. Ztráta sáláním a vedením do okolí

Odhadnuta na za základě konzultace na $Z_{SK} = 2$ %.

### 3.4.3. Odhadnutá účinnost

Na základě odhadu jednotlivých ztrát lze hrubě spočítat účinnost zařízení. Tato účinnost však v žádném případě není účinností sporáku získanou například pomocí WBT. Spíše je blíže účinnosti, jakou uvádí výrobci kuchyňských sporáků na tuhá paliva, která zahrnuje veškeré teplo zachycené v prostoru, kde je sporák provozován, a ne pouze teplo předané vodě v hrncích či teplo předané varným deskám. Odhad ztrát mechanickým a chemickým nedopalem je popsán v kapitole 3.3.2.

$$\eta = 1 - Z_k - Z_C - Z_{CO} - Z_{SK}\ [-] \tag{24}$$

$$\eta = 1 - 0{,}46 - 0{,}05 - 0{,}02 - 0{,}02 = 0{,}45$$

$\eta$... účinnost $[-]$

### 3.4.4. Spotřeba paliva

Pomocí výkonu, účinnosti a známé výhřevnosti lze zjistit spotřebu paliva.

$$P_{in} = \frac{P}{\eta}\ [kW] \tag{25}$$

$$P_{in} = \frac{15}{0{,}59} = 26{,}6\ kW$$

$P_{in}$…příkon $[kW]$

$P$… výkon $[kW]$

$$M_p = \frac{P_{in}}{Q_r^i}\ [kg/s] \tag{26}$$

$$M_p = \frac{25{,}2}{9493} = 0{,}0028\ kg/s$$

$M_p$…spotřeba paliva $[kg/s]$

Pro reálnou představu je vhodné převést na $[kg/h]$, hodinová spotřeba je rovna přibližně 10 $[kg/h]$

Odečtením mechanického nedopalu je získáno množství spáleného paliva

$$M_{pv} = M_p \cdot (1 - Z_c)\ [kg/s] \tag{27}$$

$$M_{pv} = 0{,}0028 \cdot (1 - 0{,}05) = 0{,}0027\ kg/s$$

$M_{pv}$…množství spáleného paliva $[kg/s]$

Se znalostí množství spáleného paliva je získán objemový a hmotnostní tok spalin

$$\dot{V}_{SP} = M_{pv} \cdot (V_{SP\,min} + (\alpha - 1) \cdot V_{VZ\,\min})\ [m_N^3/s] \tag{28}$$

$$\dot{V}_{SP} = 0{,}0027 \cdot (3{,}45 + (3-1) \cdot 2{,}56) = 0{,}0228\, m_N^3/s$$

$\dot{V}_{SP}$… objemový tok spalin $[m_N^3/s]$

$$\dot{M}_{SP} = M_{pv} \cdot G_s\ [kg/s] \tag{29}$$

$$\dot{M}_{SP} = 0{,}0027 \cdot 10{,}85 = \ 0{,}0289\ kg/s$$

$\dot{M}_{SP}$…hmotnostní tok spalin $[kg/s]$

## 3.5. Výměna tepla ve spalovací komoře a desce I

Výměna tepla ve spalovací komoře probíhá většinově radiací – vliv konvekce se zanedbává. Vztahy užité platí v plné míře pro velké kotle, měly by však alespoň orientačně platit pro tento případ malého spalovacího prostoru vyloženého šamotem s teplosměnnou plochou nad komorou. Výpočet se počítá iteračně, teplota na konci ohniště je nejprve zvolena na $t_{ok} = 556\ °C$

### 3.5.1. Geometrie spalovací komory

$$F_{st} = 1{,}085\ m^2$$

$F_{st}$…celková plocha stěn ohniště

$$V = 0{,}0797\ m^3$$

$V$…aktivní objem ohniště

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{V}{F_{st}}\ [m] \tag{30}$$

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{0{,}0797}{1{,}085} = 0{,}264\ m$$

$s$…účinná tloušťka sálavé vrstvy $[m]$

$$R = 0{,}18\ [m^2]$$

$R$…plocha hořící vrstvy paliva na roštu $[m^2]$

### 3.5.2. Boltzmannovo číslo

$$\Phi = 1 - \frac{Z_{SK}}{\eta + Z_{SK}}[-] \tag{31}$$

$$\Phi = 1 - \frac{0{,}02}{0{,}45 + 0{,}02} = 0{,}9575$$

$\Phi$…součinitel uchování tepla $[-]$

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{Q_u - I_{ok}}{t_{np} - t_{ok}}[kJ/kg \cdot K] \tag{32}$$

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{9210 - 6786}{739 - 550} = 12{,}9\ kJ/kg \cdot K$$

$\overline{O_{sp} \cdot c}$…střední celkové měrné teplo spalin $[kJ/kg \cdot K]$

$I_{ok}$…entalpie spalin na konci ohniště, zjištěno dle odhadnuté teploty na konci ohniště z I-t diagramu spalin $[kJ/kg]$

Součinitel tepelné efektivnosti se rovná 0 pro neteplosměnné plochy. Jedinou teplosměnnou plochou v ohništi je deska I.

$$\psi_i = x_i \cdot \xi_i\ [-] \tag{33}$$

$$\psi_i = 0{,}95 \cdot 0{,}60 = 0{,}57$$

$\psi_i$… součinitel tepelné efektivnosti stěny ohniště $[-]$

$\xi_i$…součinitel zanesení stěny ohniště, pro hladkou stěnu při spalování ve vrstvě roven 0,60 $[-]$

$x_i$…úhlový součinitel stěny ohniště, odhadnut na 0,95 $[-]$

$$\bar{\psi} = \frac{\sum F_i \cdot \psi_i}{F_{st}}\ [-] \tag{34}$$

$$\bar{\psi} = \frac{0{,}76 \cdot 0{,}5}{1{,}085} = 0{,}2$$

$\bar{\psi}$…průměrný součinitel tepelné efektivnosti stěn $[-]$

$$B_O = \frac{\Phi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot c}}{\sigma \cdot \bar{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_{np}^3}\ [-] \tag{35}$$

$$B_O = \frac{0{,}9575 \cdot 0{,}0027 \cdot 12{,}9}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}2 \cdot 1{,}085 \cdot 1012^3} = 2{,}57$$

$B_O$…Boltzmannovo číslo $[-]$

$\sigma$...Stefan-Boltzmannova konstanta $[kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$

### 3.5.3. Stupeň černosti plamene

Stupeň černosti plamene je ovlivněn obsahem popílku a podílem tříatomových plynů ve spalinách. Podíl úletu popílku byl odhadnut na $X_{ú} = 0{,}33$ a efektivní průměr částic popílku na $d_{pk} = 50\ \mu m$.

$$\mu_{pk} = \frac{A_r \cdot (X_{ú} + 1)}{2 \cdot G_s}\ [kg/kg] \tag{36}$$

$$\mu_{pk} = \frac{0{,}0036 \cdot (0{,}33 + 1)}{2 \cdot 10{,}85} = 2{,}2 \cdot 10^{-4}\ kg/kg$$

$\mu_{pk}$…koncentrace popílku ve spalinách $[kg/kg]$

$X_{ú}$…podíl úletu popílku $[-]$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5{,}7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{T_{ok}^2 \cdot d_{pk}^2}} \; [MPa^{-1} \cdot m^{-1}] \tag{37}$$

$$k_p = \frac{5{,}7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{823^2 \cdot 50^2}} = 47{,}8 \; MPa^{-1} \cdot m^{-1}$$

$k_p$…součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi $[MPa^{-1} \cdot m^{-1}]$

$T_{ok}$…teplota na konci ohniště $[K]$

$d_{pk}$…efektivní průměr částic popílku $[\mu m]$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O} + (f-1) \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZ\,min}}{V_{SP\,min} + (\alpha - 1) \cdot V_{VZ\,min}} [-] \tag{38}$$

$$r_{H_2O} = \frac{0{,}93 + (1{,}016 - 1) \cdot (3 - 1) \cdot 2{,}56}{3{,}45 + (3 - 1) \cdot 2{,}56} = 0{,}1176$$

$r_{H_2O}$…objemová koncentrace vodní páry $[-]$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{SP\,min} + (\alpha - 1) \cdot V_{VZ\,min}} \; [-] \tag{39}$$

$$r_{CO_2} = \frac{0{,}52}{3{,}45 + (3 - 1) \cdot 2{,}56} = 0{,}062$$

$r_{CO_2}$…objemová koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách $[-]$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{CO_2} \; [-] \tag{40}$$

$$r_s = 0{,}1176 + 0{,}062 = 0{,}179$$

$r_s$…objemová koncentrace tříatomových plynů ve spalinách $[-]$

$$p_s = r_s \cdot p \; [MPa] \tag{41}$$

$$p_s = 0{,}179 \cdot 0{,}1 = 0{,}0179 \; MPa$$

$p_s$…celkový parciální tlak tříatomových plynů $[MPa]$

$p$…tlak spalin, přibližně rovný atmosférickému $[MPa]$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1{,}02\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{T_{ok}}{1000}\right) \cdot r_s \; [-] \tag{42}$$

$$k_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot 0{,}1176}{\sqrt{0{,}0179}} - 1{,}02\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{823}{1000}\right) = 30{,}5$$

$k_s$…součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny $[-]$

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}\right) \cdot p \cdot s \; [-] \tag{43}$$

$$k \cdot p \cdot s = (30{,}44 \cdot 0{,}179 + 47{,}13 \cdot 2{,}2 \cdot 10^{-4}) \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}264 = 0{,}145$$

$k \cdot p \cdot s$…optická hustota plamene $[-]$

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \; [-] \tag{44}$$

$$a_{pl} = 1 - e^{-0{,}145} = 0{,}1348$$

$a_{pl}$…stupeň černosti plamene $[-]$

## 3.5.4. Stupeň černosti ohniště

$$a_O = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - \left(1 - a_{pl}\right) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \; [-] \tag{45}$$

$$a_O = \frac{0{,}1348 + (1 - 0{,}1348) \cdot \frac{0{,}18}{1{,}085}}{1 - (1 - 0{,}1348) \cdot (1 - 0{,}2) \cdot \left(1 - \frac{0{,}18}{1{,}085}\right)} = 0{,}6585$$

$a_O$…stupeň černosti ohniště $[-]$

## 3.5.5. Teplota na konci ohniště

$$t_{ok} = \frac{T_{np}}{1 + M \cdot \left(\frac{a_O}{B_O}\right)^{0{,}6}} - 273 \; [°C] \tag{46}$$

$$t_{ok} = \frac{1013}{1 + 0{,}52 \cdot \left(\frac{0{,}658}{2{,}61}\right)^{0{,}6}} - 273 = 550 \; °C$$

$t_{ok}$…teplota na konci ohniště $[°C]$

$M$…součinitel M, pro spalování tuhých paliv s větší vrstvou paliva na roštu roven 0,52 $[-]$

## 3.5.6. Výkon desky I

Na základě zjištěné teploty na konci ohniště a tepla uvolněného je získané teplo zachycené v ohništi. Výpočet počítá s deskou jakožto jedinou teplosměnnou plochou, ve skutečnosti bude teplo přivedené do desky záležet na dokonalosti izolace spalovací komory a především dvířek.

Biomasa se navíc vyznačuje vysokým obsahem prchavé hořlaviny a na základě zkušeností s vařením na podobných zařízeních je reálné, že část plamene bude prošlehávat ze spalovací komory až na desku II. Z důvodu dlouhých plamenů se také u profesionálních sporáků instaluje přívod sekundárního vzduchu. Pro započítání tohoto jevu je ¼ výkonu v ohništi přesměrováno do druhé desky.

$$P_o = (Q_u - I_{ok}) \cdot M_p \ [kW] \quad (47)$$

$$P_o = (9220 - 6863) \cdot 0{,}0027 = 6{,}8 \ kW$$

$P_o$…teplo zachycené v ohništi $[kW]$

$I_{ok}$…entalpie spalin na konci ohniště $[kJ/kg]$

$$P_I = 0{,}75 \cdot P_o \ [kW]$$

$$P_I = 0{,}75 \cdot 6{,}8 = 5{,}13 \ kW$$

$P_I$…výkon desky I $[kW]$

## 3.6. Výměna tepla skrze desku II

Při nižší teplotě než ve spalovací komoře, se předpokládá, že bude probíhat výměna tepla primárně konvekcí. Pro nízkou rychlost a málo intenzivní přenos tepla např. v ekonomizérech se však doporučuje započítat i sálavý výkon.

Výška spalinovodu pod deskami II a III je předmětem optimalizace. Je možné předpokládat, že s užší štěrbinou bude proudění turbulentnější, avšak bude stejně bude narůstat tlaková ztráta. Optimalizací tak může být nález optimálního bodu těchto dvou parametrů.

Hodnoty střední teploty pod deskou a teploty desky byly nejprve odhadnuty a poté získány iteračně. Výpočty konvekční výměny tepla podle [16].

$$T_{II} = 786 \ [K]$$

$$T_{DII} = 644 \ [K]$$

$T_{II}$…Střední teplota spalin pod deskou II $[K]$

$T_{DII}$…Teplota desky II $[K]$

### 3.6.1. Geometrie spalinovodu

$$S_D = A \cdot B \ [m^2] \quad (48)$$

$$S_D = 0{,}76 \cdot 0{,}43 = 0{,}3268 \ m^2$$

$S_D$…Povrch desky $[m^2]$

$$O_D = 2 \cdot (A + B) \ [m] \quad (49)$$

$$O_D = 2 \cdot (0{,}76 + 0{,}43) = 2{,}38 \ m$$

$O_D$…Obvod desky $[m]$

$$O_s = a + c + 2 \cdot \sqrt{\frac{(c-a)^2}{2} + v^2} \ [m] \quad (50)$$

$$O_s = 0{,}42 + 0{,}74 + 2 \cdot \sqrt{\frac{(0{,}74 - 0{,}42)^2}{2} + 0{,}227^2} = 1{,}72\ m$$

$O_s$…Obvod spalinovodu $[m]$

$$S_s = \frac{(a + c)}{2} \cdot v\ [m^2] \tag{51}$$

$$S_s = \frac{(0{,}42 + 0{,}74)}{2} \cdot 0{,}227 = 0{,}132\ m^2$$

$S_s$…Průřez spalinovodu $[m^2]$

$$D_H = 4 \cdot \frac{S_s}{O_s}\ [m] \tag{52}$$

$$D_H = 4 \cdot \frac{0{,}132}{1{,}72} = 0{,}31\ m$$

$D_H$…hydraulický průměr $[m]$

$$D_R = \frac{S_D}{O_D}\ [m] \tag{53}$$

$$D_R = \frac{0{,}3268}{2{,}38} = 0{,}137\ [m]$$

$D_R$…charakteristický rozměr desky $[m]$

## 3.6.2. Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo ukazuje o jaký typ proudění se jedná a ovlivňuje nucenou konvekci.

$$V_{II} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{T_{II}}{273}\ [m^3/s] \tag{54}$$

$$V_{II} = 0{,}0228 \cdot \frac{786}{273} = 0{,}0657\ [m^3/s]$$

$V_{II}$…skutečný objemový tok spalin pod deskou II $[m^3/s]$

$$w_{sII} = \frac{V_{II}}{S_s}\ [m/s] \tag{55}$$

$$w_{sII} = \frac{0{,}0657}{0{,}132} = 0{,}499\ m/s$$

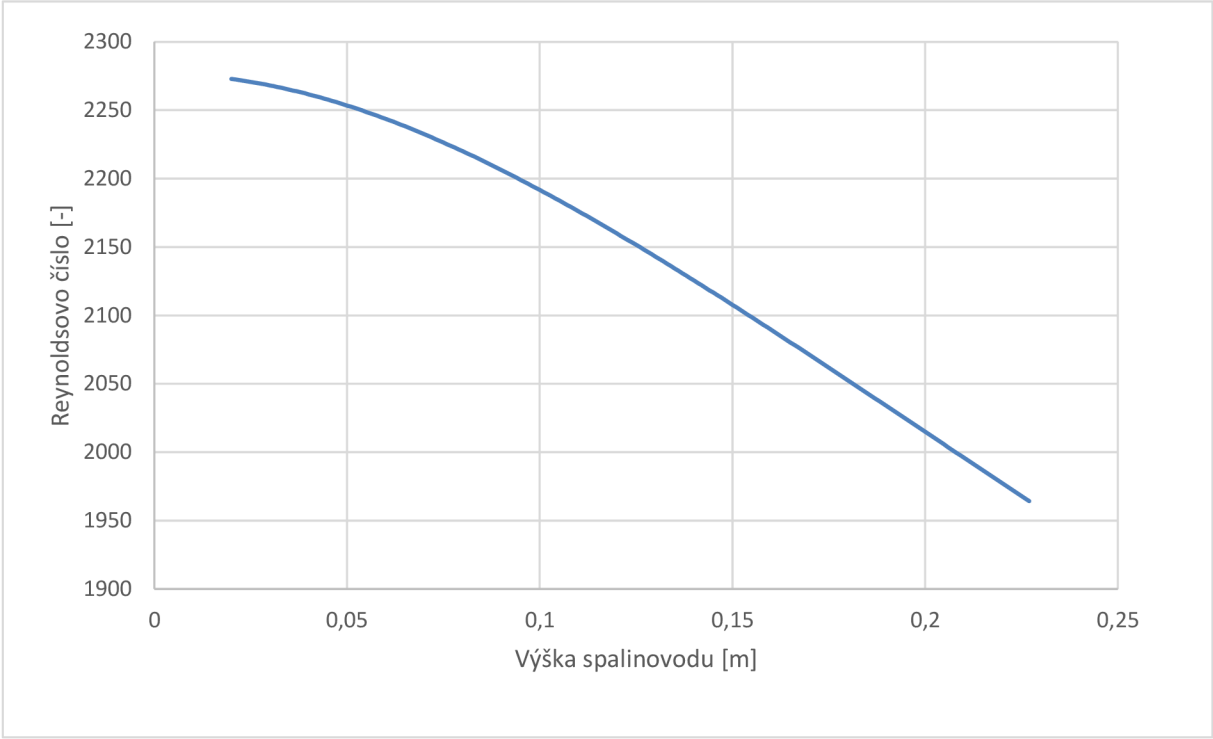
$w_{sII}$…střední rychlost spalin pod deskou II $[m/s]$

$$Re_{II} = \frac{w_{sII} \cdot D_H}{\nu_{II}}\ [-] \tag{56}$$

$$Re_{II} = \frac{0{,}499 \cdot 0{,}31}{78 \cdot 10^{-6}} = 1964\,[-]$$

$Re_{II}$…Reynoldsovo číslo pod deskou II $[-]$

$\nu_{II}$…kinematická viskozita spalin pod druhou deskou, zjištěna interpolací z tabulek $[m^2/s]$




*Graf č. 2 Závislost Reynoldsova čísla spalin na výšce spalinovodu*

Závislost není ani zdaleka tak výrazná, jak bylo očekáváno a podle základních rovnic ke znatelnému zintenzivnění přestupu tepla nedojde.

### 3.6.3. Grashofovo číslo ze strany spalin

Grashofovo číslo charakterizuje přirozenou konvekci.

$$Gr_{II} = \frac{\frac{1}{T_{II}} \cdot g \cdot \Delta T \cdot B^3}{\nu_{II}^2}\,[-] \tag{57}$$

$$Gr_{II} = \frac{\frac{1}{786} \cdot 9{,}81 \cdot (786 - 644) \cdot 0{,}43^3}{(78 \cdot 10^{-6})^2} = 2{,}3161 \cdot 10^7$$

$Gr_{II}$…Grashofovo číslo pod deskou II $[-]$

$g$…tíhové zrychlení Země $[m/s^2]$

$\Delta T$…rozdíl teplot povrch desky a média jež ji obtéká $[K]$

### 3.6.4. Richardsonovo kritérium

Na základě nízkých hodnot reynoldsova čísla je vhodné ověřit, zda je není třeba započítat přirozenou konvekci nebo dokonce nucenou konvekci zanedbat. Richardsonovo kritérium je poměrem grashofova čísla – čísla které definuje přirozenou konvekci, a druhé mocniny reynoldsova čísla, které definuje konvekci nucenou.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}\ [-] \tag{58}$$

$Ri$…Richardsonovo číslo $[-]$

Platí následující nerovnice:

$Ri \gg 1$… Lze zanedbat nucenou konvekci

$Ri \approx 1$… Je nutné vypočítat kombinovanou konvekci

$Ri \ll 1$… Lze zanedbat přirozenou konvekci

Dosazením do rovnice (58):

$$Ri_{II} = \frac{2{,}3161 \cdot 10^7}{1964^2} = 6$$

$Ri_{II}$…Richardsonovo číslo pro konvekci pod deskou II $[-]$

Na základě výsledku Richardsonova čísla bude nutné započítat kombinovanou konvekci pomocí Nusseltova čísla pro kombinovanou konvekci.

### 3.6.5. Součinitel přestupu tepla ze strany spalin konvekcí

$$Nu_{fII} = 0{,}664 \cdot Re_{II}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_{II}^{\frac{1}{3}}\ [-] \tag{59}$$

$$Nu_{fII} = 0{,}664 \cdot 1964^{\frac{1}{2}} \cdot 0{,}63^{\frac{1}{3}} = 25{,}23$$

$Nu_{fII}$…Nusseltovo číslo pro nucenou konvekci pod deskou II $[-]$

$Pr_{II}$…Prandtlovo číslo spalin pod deskou II, získáno z tabulek $[-]$

$$Nu_{nII} = 0{,}15 \cdot (Gr_{II} \cdot Pr_{II})^{1/3}[-] \tag{60}$$

$$Nu_{nII} = 0{,}15 \cdot (2{,}3161 \cdot 10^7 \cdot 0{,}63)^{\frac{1}{3}} = 36{,}65$$

$Nu_{nII}$…Nusseltovo číslo pro přirozenou konvekci pod deskou II $[-]$

$$Nu_{II} = ({Nu_{fII}}^4 + {Nu_{nII}}^4)^{1/4}\ [-] \tag{61}$$

$$Nu_{II} = (25{,}23^4 + 36{,}65^4)^{1/4} = 38{,}56$$

$Nu_{II}$…Nusseltovo číslo pro kombinovanou konvekci pod deskou II $[-]$

$$\alpha_{II\ konv} = \frac{Nu_{II} \cdot \lambda_{II}}{D_R}\ [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{62}$$

$$\alpha_{II\ konv} = \frac{38{,}56 \cdot 0{,}065}{0{,}137} = 18{,}25\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_{II\ konv}$… součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro druhou desku $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

$\lambda_{II}$… součinitel tepelné vodivosti spalin pod deskou II, na základě tabulek $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

## 3.6.6. Součinitel přestupu tepla ze strany spalin radiací

Pro výpočet koeficientu přestupu tepla radiací se užívá teploty nánosu na trubkách, která se vypočítá z tepelného zatížení stěny a teploty sytosti vody. Tyto údaje sporák nemá, nicméně je možné předpokládat, že teplota nánosu na desce se bude přibližně rovnat teplotě desky. Stupeň černosti spalin vypočítán podle rovnic (30). (37), (42), (43), (44).

$$s = 0{,}27\ m$$

$$k_p = \frac{5{,}7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{786^2 \cdot 50^2}} = 49{,}31\ MPa^{-1} \cdot m^{-1}$$

$$k_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot 0{,}1176}{\sqrt{0{,}018}} - 1{,}02\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{790}{1000}\right) = 30{,}62$$

$$k \cdot p \cdot s = (30{,}55 \cdot 0{,}179 + 40{,}31 \cdot 2{,}2 \cdot 10^{-4}) \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}27 = 0{,}150$$

$$a_{spII} = 1 - e^{-0{,}150} = 0{,}139$$

$a_{spII}$… stupeň černosti spalin pod deskou II $[-]$

$$\alpha_{II\ sal} = \sigma \cdot \frac{1{,}8}{2} \cdot a_{spII} \cdot {T_{II}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{DII}}{T_{II}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_{DII}}{T_{II}}\right)}\ [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{63}$$

$$\alpha_{II\ sal} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{1{,}8}{2} \cdot 0{,}139 \cdot 786^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{644}{786}\right)^4}{1 - \left(\frac{644}{786}\right)} = 10{,}55\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_{II\ sal}$… součinitel přestupu tepla radiací pod deskou II $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

## 3.6.7. Grashofovo číslo ze strany okolního vzduchu

$$Gr_{vzII} = \frac{\frac{1}{T_{vz}} \cdot g \cdot \Delta T \cdot B^3}{\nu_{vz}^2}\ [-] \tag{64}$$

$$Gr_{vzII} = \frac{\frac{1}{298} \cdot 9{,}81 \cdot (644 - 298) \cdot 0{,}43^3}{(15{,}32 \cdot 10^{-6})^2} = 3{,}8549 \cdot 10^9$$

$Gr_{vzII}$… Grashofovo číslo vzduchu nad deskou II $[-]$

$\Delta T$… rozdíl teplot povrch desky a média jež ji obtéká $[K]$

$\nu_{vz}$…kinematická viskozita vzduchu $[m^2/s]$

$T_{vz}$…teplota vzduchu $[K]$

## 3.6.8. Součinitel přestupu tepla ze strany okolního vzduchu

$$Nu_{vzII} = 0{,}15 \cdot (Gr_{vzII} \cdot Pr_{vz})^{\frac{1}{3}} \; [-] \tag{65}$$

$$Nu_{vzII} = 0{,}15 \cdot (3{,}8549 \cdot 10^9 \cdot 0{,}72)^{\frac{1}{3}} = 210{,}8$$

$Nu_{vzII}$…Nusseltovo číslo ze strany vzduchu nad deskou II $[-]$

$$\alpha_{II\,vz} = \frac{Nu_{vzII} \cdot \lambda_{vz}}{D_R} \; [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{66}$$

$$\alpha_{II\,vz} = \frac{211{,}21 \cdot 0{,}0252}{0{,}137} = 38{,}69 \; W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_{II\,vz}$…součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu nad deskou II $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

$\lambda_{vz}$…součinitel tepelné vodivosti vzduchu $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

## 3.6.9. Výkon do desky II

Jak bylo psáno v odstavci 3.5.6., je předpokládáno, že část výkonu z ohniště bude dosahovat do desky II.

$$P_{IIo} = \frac{T_{II} - T_{vz}}{\left(\frac{1}{\alpha_{II\,konv} + \alpha_{II\,sal}} + \frac{1}{\alpha_{II\,vz}}\right)} \cdot S_D [W] \tag{67}$$

$$P_{IIo} = \frac{786 - 298}{\left(\frac{1}{18{,}25 + 10{,}55} + \frac{1}{38{,}69}\right)} \cdot 0{,}3268 = 2633 \; W$$

$P_{IIo}$…výkon desky bez prošlehávání plamene $[W]$

$$P_{II} = P_{IIo} + 0{,}25 \cdot P_o \; [kW] \tag{68}$$

$$P_{II} = 2{,}66 + 0{,}25 \cdot 6{,}8 = \; 4{,}36 \; kW$$

$P_{II}$…celkový výkon desky II $[kW]$

## 3.6.10. Teplota desky, Teplota spalin za deskou

$$T_{DII} = \frac{P_{II}}{\alpha_{II\,vz} \cdot S_D} + T_{vz} \; [K] \tag{69}$$

$$T_{DII} = \frac{4363}{38{,}69 \cdot 0{,}3268} + 298 = 644 \; [K]$$

Na základě tepla vynaloženého do desky, spotřeby paliva a I-t diagramu je zjištěna teplota na konci II desky.

$$I_{II} = \frac{I_{ok} \cdot M_p - P_{IIo}}{M_p} \; [kJ/kg] \tag{70}$$

$$I_{II} = \frac{6786 \cdot 0{,}0028 - 2{,}63}{0{,}0028} = 5845 \; kJ/kg$$

$I_{II}$…entalpie spalin za deskou II $[kJ/kg]$

Podle I-t diagramu odpovídá tato hodnota:

$$T_{IIK} = 750 \; K$$

$T_{IIK}$…teplota spalin za deskou II $[K]$

$$T_{II} = \frac{T_{ok} + T_{IIK}}{2} \; [K] \tag{71}$$

$$T_{II} = \frac{823 + 750}{2} = 786 \; K$$

## 3.7. Výměna tepla skrze desku III

Geometrie spalinovou je stejná jako pod deskou II.

$$T_{III} = 719 \; [K]$$

$$T_{DIII} = 496 \; [K]$$

$T_{III}$…Střední teplota spalin pod deskou II $[K]$

$T_{DII}$…Teplota desky II $[K]$

### 3.7.1. Reynoldsovo číslo

$$V_{III} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{T_{III}}{273} \; [m^3/s] \tag{72}$$

$$V_{III} = 0{,}0228 \cdot \frac{719}{273} = 0{,}0601 \; [m^3/s]$$

$V_{III}$…skutečný objemový tok spalin pod deskou III $[m^3/s]$

$$w_{sIII} = \frac{V_{III}}{S_s} \; [m/s] \tag{73}$$

$$w_{sIII} = \frac{0{,}0601}{0{,}132} = \; 0{,}457 \; m/s$$

$w_{sIII}$…střední rychlost spalin pod deskou III $[m/s]$

$$Re_{III} = \frac{w_{sIII} \cdot D_H}{\nu_{III}} \; [-] \tag{74}$$

$$Re_{III} = \frac{0{,}457 \cdot 0{,}31}{68{,}35 \cdot 10^{-6}} = \; 2051 \; [-]$$

$Re_{III}$…Reynoldsovo číslo pod deskou III $[-]$

$\nu_{III}$…kinematická viskozita spalin pod druhou deskou, zjištěna interpolací z tabulek $[m^2/s]$

### 3.7.2. Grashofovo číslo ze strany spalin

$$Gr_{III} = \frac{\frac{1}{T_{III}} \cdot g \cdot \Delta T \cdot B^3}{\nu_{III}^2} \; [-] \tag{75}$$

$$Gr_{III} = \frac{\frac{1}{719} \cdot 9{,}81 \cdot (719 - 496) \cdot 0{,}43^3}{(68{,}35 \cdot 10^{-6})^2} = 5{,}1781 \; \cdot 10^7$$

$Gr_{III}$…Grashofovo číslo pod deskou III $[-]$

### 3.7.3. Richardsonovo kritérium

$$Ri_{III} = \frac{5{,}1781 \cdot 10^7}{2051^2} = 13{,}32$$

$Ri_{III}$…Richardsonovo číslo pro konvekci pod deskou III $[-]$

### 3.7.4. Součinitel přestupu tepla ze strany spalin konvekcí

$$Nu_{fIII} = 0{,}664 \cdot {Re_{III}}^{\frac{1}{2}} \cdot {Pr_{III}}^{\frac{1}{3}} \; [-] \tag{76}$$

$$Nu_{fIII} = 0{,}664 \cdot 2051^{\frac{1}{2}} \cdot 0{,}63^{\frac{1}{3}} = \; 25{,}78$$

$Nu_{fIII}$…Nusseltovo číslo pro nucenou konvekci pod deskou III $[-]$

$Pr_{III}$…Prandtlovo číslo spalin pod deskou III, získáno z tabulek $[-]$

$$Nu_{nIII} = 0{,}15 \cdot (Gr_{III} \cdot Pr_{III})^{1/3} [-] \tag{77}$$

$$Nu_{nIII} = 0{,}15 \cdot (5{,}1781 \; \cdot 10^7 \cdot 0{,}63)^{\frac{1}{3}} = 47{,}93$$

$Nu_{fIII}$…Nusseltovo číslo pro přirozenou konvekci pod deskou III $[-]$

$$Nu_{III} = ({Nu_{fIII}}^4 + {Nu_{nIII}}^4)^{1/4} \; [-] \tag{78}$$

$$Nu_{III} = (25{,}78^4 + 47{,}93)^{1/4} = 48{,}90$$

$Nu_{III}$…Nusseltovo číslo pro kombinovanou konvekci pod deskou III $[-]$

$$\alpha_{III\ konv} = \frac{Nu_{III} \cdot \lambda_{III}}{D_R}\ [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{79}$$

$$\alpha_{III\ konv} = \frac{48{,}90 \cdot 0{,}061}{0{,}137} = 21{,}72\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_{III\ konv}$…součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro druhou desku $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

$\lambda_{III}$…součinitel tepelné vodivosti spalin pod deskou III, na základě tabulek $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

## 3.7.5. Součinitel přestupu tepla ze strany spalin radiací

$$s = 0{,}27\ m$$

$$k_p = \frac{5{,}7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{719^2 \cdot 50^2}} = 52{,}33\ MPa^{-1} \cdot m^{-1}$$

$$k_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot 0{,}1176}{\sqrt{0{,}018}} - 1{,}02\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{719}{1000}\right) = 31{,}69$$

$$k \cdot p \cdot s = (31{,}69 \cdot 0{,}179 + 52{,}33 \cdot 2{,}2 \cdot 10^{-4}) \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}27 = 0{,}155$$

$$a_{spIII} = 1 - e^{-0{,}155} = 0{,}144$$

$a_{spIII}$…stupeň černosti spalin pod deskou III $[-]$

$$\alpha_{III\ sal} = \sigma \cdot \frac{1{,}8}{2} \cdot a_{spII} \cdot {T_{II}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{DII}}{T_{II}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_{DII}}{T_{II}}\right)}\ [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{80}$$

$$\alpha_{III\ sal} = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{1{,}8}{2} \cdot 0{,}144 \cdot 719^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{496}{719}\right)^4}{1 - \left(\frac{496}{719}\right)} = 6{,}84\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_{III\ sal}$… součinitel přestupu tepla radiací pod deskou III $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

## 3.7.7. Grashofovo číslo ze strany okolního vzduchu

$$Gr_{vzIII} = \frac{\frac{1}{T_{vz}} \cdot g \cdot \Delta T \cdot B^3}{\nu_{vz}^2}\ [-] \tag{81}$$

$$Gr_{vzIII} = \frac{\frac{1}{298} \cdot 9{,}81 \cdot (496 - 298) \cdot 0{,}43^3}{(15{,}32 \cdot 10^{-6})^2} = 2{,}2053 \cdot 10^9$$

$Gr_{vzIII}$…Grashofovo číslo okolního vzduchu nad deskou III $[-]$

## 3.7.8. Součinitel přestupu tepla ze strany okolního vzduchu

$$Nu_{vzIII} = 0{,}15 \cdot (Gr_{vzIII} \cdot Pr_{vz})^{\frac{1}{3}}\ [-] \tag{82}$$

$$Nu_{vzIII} = 0{,}15 \cdot (2{,}2053 \cdot 10^9 \cdot 0{,}72)^{\frac{1}{3}} = 174{,}99$$

$Nu_{vzII}$…Nusseltovo číslo ze strany vzduchu nad deskou II $[-]$

$$\alpha_{III\,vz} = \frac{Nu_{vzIII} \cdot \lambda_{vz}}{D_R}\ [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{83}$$

$$\alpha_{III\,vz} = \frac{174{,}99 \cdot 0{,}0252}{0{,}137} = 32{,}12\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_{III\,vz}$…součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu nad deskou II $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

## 3.7.9. Výkon do desky III

$$P_{III} = \frac{T_{II} - T_{vz}}{\left(\frac{1}{\alpha_{III\,konv} + \alpha_{III\,sal}} + \frac{1}{\alpha_{III\,vz}}\right)} \cdot S_D[W] \tag{84}$$

$$P_{III} = \frac{719 - 298}{\left(\frac{1}{21{,}72 + 10{,}67} + \frac{1}{32{,}12}\right)} \cdot 0{,}3268 = 2079\ W$$

$P_{III}$…celkový výkon desky II $[W]$

## 3.7.10. Teplota desky, Teplota spalin za deskou III

$$T_{DIII} = \frac{P_{III}}{\alpha_{III\,vz} \cdot S_D} + T_{vz}\ [K] \tag{85}$$

$$T_{DIII} = \frac{2079}{32{,}12 \cdot 0{,}3268} + 298 = 496\ [K]$$

$$I_{III} = \frac{I_{II} \cdot M_p - P_{III}}{M_p}\ [kJ/kg] \tag{86}$$

$$I_{III} = \frac{5845 \cdot 0{,}0028 - 2{,}1}{0{,}0028} = 5102\ kJ/kg$$

$I_{III}$…entalpie spalin za deskou II $[kJ/kg]$

Podle I-t diagramu odpovídá tato hodnota:

$$T_{IIIK} = 693\ K$$

$T_{IIIK}$…teplota spalin deskou II $[K]$

$$T_{III} = \frac{T_{IIK} + T_{IIIK}}{2}\ [K] \tag{87}$$

$$T_{III} = \frac{750 + 693}{2} = 721\ K$$

### 3.7.11. Skutečný výkon a účinnost

Na základě známých tepelných toků do desek je spočítán skutečný výkon zařízení

$$P_t = P_I + P_{II} + P_{III}\ [kW] \tag{88}$$

$$P_t = 5{,}1 + 4{,}3 + 2{,}1 = 11{,}5\ kW$$

$P_t$…skutečný výkon zařízení $[kW]$

Na základě entalpie spalin za poslední teplosměnnou plochou skutečná účinnost, dle rovnic (23), (24)

$$Z_{kt} = (1 - 0{,}05) \cdot \left(\frac{5102 - 392}{9493}\right) = 0{,}471$$

$Z_{kt}$…skutečná komínová ztráta

$$\eta_t = 1 - 0{,}471 - 0{,}05 - 0{,}02 - 0{,}02 = 0{,}434$$

$\eta_t$…skutečná účinnost

## 3.8. Teplota na konci komína

Pro výpočet statického tahu a tlakové ztráty v komíně je nutné znát teplotu na konci komína. Výpočet této teploty je obdobný jako teplo předané do desek. Výška komína je zvolena na základě možností pro táborové využití na $H = 3m$. Na základě zkušenosti má vyšší konstrukce problémy se stabilitou. Předpokládaný komín má průměr D = 0,15 m. Nepřesnost výpočtu teploty na konci komína nebude mít příliš velký vliv na výsledný tah. Je tak možné výpočet maximálně zjednodušit.

$$T_{KS} = 649\ [K]$$

$$T_{KP} = 509\ [K]$$

$T_{KS}$…Střední teplota spalin v komíně $[K]$

$T_{KP}$…Teplota povrchu komína $[K]$

$$S_K = \pi \cdot D \cdot H\ [m^2] \tag{89}$$

$$S_K = \pi \cdot 0{,}15 \cdot 3 = 1{,}41\ m^2$$

$S_K$…povrch komína $[m^2]$

### 3.8.1. Reynoldsovo číslo

$$V_K = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{T_{KS}}{273}\ [m^3/s] \tag{90}$$

$$V_K = 0{,}0228 \cdot \frac{649}{273} = 0{,}0543\ [m^3/s]$$

$V_K$…skutečný objemový tok spalin komínem $[m^3/s]$

$$w_k = \frac{V_K}{\frac{\pi D^2}{4}} \; [m/s] \tag{91}$$

$$w_k = \frac{0{,}0595}{\frac{\pi \cdot 0{,}15^2}{4}} = 3{,}07 \; m/s$$

$w_k$…střední rychlost spalin v komíně $[m/s]$

$$Re_k = \frac{w_k \cdot D}{\nu_K} \; [-] \tag{92}$$

$$Re_k = \frac{3{,}07 \cdot 0{,}15}{57 \cdot 10^{-6}} = 8079 \; [-]$$

$Re_K$…Reynoldsovo číslo v komíně $[-]$

$\nu_K$…kinematická viskozita spalin v komíně, zjištěna interpolací z tabulek $[m^2/s]$

### 3.8.2. Grashofovo číslo ze strany spalin

$$Gr_K = \frac{\frac{1}{T_{KS}} \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu_K^2} \; [-] \tag{93}$$

$$Gr_K = \frac{\frac{1}{649} \cdot 9{,}81 \cdot (649 - 509) \cdot 0{,}15^3}{(57 \cdot 10^{-6})^2} = 2{,}261 \cdot 10^6$$

$Gr_K$…Grashofovo číslo v komíně $[-]$

### 3.8.3. Richardsonovo kritérium

$$Ri_K = \frac{2{,}2611 \cdot 10^6}{8079^2} = 0{,}035$$

$Ri_K$…Richardsonovo číslo pro konvekci v komíně $[-]$

Na základě nízkých hodnot je možné přirozenou konvekci ze strany spalin zanedbat

### 3.8.4. Součinitel přestupu tepla ze strany spalin konvekcí

$$Nu_K = \frac{\left(\frac{F}{8}\right) \cdot (Re_k - 1000) \cdot Pr_K}{1 + 12{,}7 \cdot \left(\frac{F}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_K^{\frac{2}{3}} - 1} \; [-] \tag{94}$$

$$Nu_K = \frac{\left(\frac{0{,}05}{8}\right) \cdot (8079 - 1000) \cdot 0{,}65}{1 + 12{,}7 \cdot \left(\frac{0{,}05}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 0{,}65^{\frac{2}{3}} - 1} = 38{,}38$$

$Nu_K$…Nusseltovo číslo pro konvekci v komíně $[-]$

$Pr_K$…Prandtlovo číslo spalin v komíně, získáno z tabulek $[-]$

$F$…Darcyho třetí faktor, zhruba odhadnut na základě Moodyho diagramu $[-]$

$$\alpha_K = \frac{Nu_K \cdot \lambda_K}{D} \; [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{95}$$

$$\alpha_K = \frac{38{,}38 \cdot 0{,}054}{0{,}15} = 13{,}82 \; W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_K$…součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro komín $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

$\lambda_K$…součinitel tepelné vodivosti spalin v komíně, na základě tabulek $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

## 3.8.5. Grashofovo číslo ze strany okolního vzduchu

$$Gr_{vzK} = \frac{\frac{1}{T_{vz}} \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu_{vz}^2} \; [-] \tag{96}$$

$$Gr_{vzK} = \frac{\frac{1}{298} \cdot 9{,}81 \cdot (509 - 298) \cdot 0{,}15^3}{(15{,}32 \cdot 10^{-6})^2} = 9{,}786 \cdot 10^7$$

$Gr_{vzK}$…Grashofovo číslo okolního vzduchu kolem komína $[-]$

## 3.8.6. Součinitel přestupu tepla ze strany okolního vzduchu

Válec komína byl nahrazen vertikální plochou pro jednoduchost výpočtu

$$Nu_{vzK} = 0{,}59 \cdot (Gr_{vzK} \cdot Pr_{vz})^{\frac{1}{4}} \; [-] \tag{97}$$

$$Nu_{vzK} = 0{,}59 \cdot (9{,}786 \cdot 10^7 \cdot 0{,}72)^{\frac{1}{4}} = 54{,}07$$

$Nu_{vzK}$…Nusseltovo číslo ze strany vzduchu kolem komína $[-]$

$$\alpha_{K\,vz} = \frac{Nu_{vzK} \cdot \lambda_{vz}}{D} \; [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{98}$$

$$\alpha_{K\,vz} = \frac{54{,}07 \cdot 0{,}0252}{0{,}150} = 9{,}08 \; W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

$\alpha_{K\,vz}$…součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu kolem komína $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

## 3.8.7. Tepelný tok do okolí

$$\dot{Q}_K = \frac{T_{KS} - T_{vz}}{\left(\frac{1}{\alpha_K} + \frac{1}{\alpha_{K\,vz}}\right)} \cdot S_K [W] \tag{99}$$

$$\dot{Q}_K = \frac{-298}{\left(\frac{1}{13{,}82} + \frac{1}{9{,}08}\right)} \cdot 1{,}414 = 2726 \; W$$

$\dot{Q}_K$…celkový tepelný tok z komína do okolí $[W]$

### 3.8.8. Teplota komína, teplota spalin na konci komína

$$T_{KP} = \frac{\dot{Q}_K}{\alpha_{k\,vz} \cdot S_K} + T_{vz}\ [K] \tag{100}$$

$$T_{KP} = \frac{2718}{9{,}08 \cdot 1{,}414} + 298 = 646\ [K]$$

$$I_K = \frac{I_{III} \cdot M_p - \dot{Q}_K}{M_p}\ [kJ/kg] \tag{101}$$

$$I_K = \frac{5102 \cdot 0{,}0028 - 2{,}72}{0{,}0028} = 4129\ kJ/kg$$

$I_K$…entalpie spalin za komínem $[kJ/kg]$

Podle I-t diagramu odpovídá tato hodnota:

$$T_{KK} = 617\ K$$

$T_{KK}$…teplota spalin na konci komína II $[K]$

$$T_{KS} = \frac{T_{IIIK} + T_{KK}}{2}\ [K] \tag{102}$$

$$T_{KS} = \frac{693 + 617}{2} = 655\ K$$

## 3.9. Výpočet tlakové ztráty

Výpočet tlakové ztráty zajišťuje, že spaliny proudí. Pokud tlaková ztráta přesahuje statický tah komína, proud spalin se zastavuje, do ohniště se nedostává dostatek vzduchu a dochází k omezení spalování. Lidově se dá říct že sporák „netáhne“. Naopak, příliš velký tah může způsobit velký přebytek spalovacího vzduchu a drasticky snížit teplotu spalování – což výrazně omezí výměnu tepla a může způsobit velkou ztrátu chemickým nedopalem. Výpočet se skládá z výpočtu statického tahu komína, jeho tlakové ztráty třením, dále ztráty třením ve spalinovodu pod deskou II a III a tlakovou ztrátou v koleni. Tlaková ztráta změnou průřezu je zanedbána.

Pro kompletní a přesný návrh by bylo vhodné vypočítat tlakovou ztrátu skrz spalovací vrstvu a také rošt, avšak tyto výpočty dalece přesahují rozsah této práce. Tlaková ztráta v roštu je velmi podstatná, neboť ovlivňuje množství spalovacího vzduchu přivedeného do ohniště, který byl v této práci pouze odhadnut.

U vysokých komínů můžou mít významný vliv na celkový tah povětrnostní podmínky, avšak pro poměrně nízký komín v tomto případě byl tento vliv zanedbán. [6]

### 3.9.1. Statický tah komína

Statický tah komína je způsoben rozdílem hustot spalin v komíně a závisí tak na teplotě a výšce komína.

$$\rho_1 = \rho_{SP} \cdot \frac{273}{T_{IIIK}} \; [kg/m^3] \tag{103}$$

$$\rho_1 = 1{,}267 \cdot \frac{273}{693} = 0{,}503 \; kg/m^3$$

$\rho_1$…hustota spalin na ústí komína $[kg/m^3]$

$$\rho_2 = \rho_{SP} \cdot \frac{273}{T_{KK}} \; [kg/m^3] \tag{104}$$

$$\rho_2 = 1{,}267 \cdot \frac{273}{655} = 0{,}568 \; kg/m^3$$

$\rho_2$…hustota spalin na konci komína $[kg/m^3]$

$$\rho_{str} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \; [kg/m^3] \tag{105}$$

$$\rho_{str} = \frac{0{,}503 + 0{,}568}{2} = 0{,}536 \; kg/m^3$$

$\rho_{str}$…střední hustota spalin v komíně $[kg/m^3]$

$$P_{ST} = H \cdot (\rho_{vzs} - \rho_{str}) \cdot g \; [Pa] \tag{106}$$

$$P_{ST} = 3 \cdot (1{,}181 - 0{,}536) \cdot 9{,}81 = 19 \; Pa$$

$P_{ST}$…statický tah komína $[Pa]$

$\rho_{vzs}$…hustota vzduchu $[kg/m^3]$

$H$…výška komína $[m]$

### 3.9.2. Tlaková ztráta pod deskami

$$\rho_{II} = \rho_{SP} \cdot \frac{273}{T_{II}} \; [kg/m^3] \tag{107}$$

$$\rho_{II} = 1{,}267 \cdot \frac{273}{786} = 0{,}440 \; kg/m^3$$

$\rho_{II}$…střední hustota spalin pod deskou II $[kg/m^3]$

$$\rho_{III} = \rho_{SP} \cdot \frac{273}{T_{III}} \; [kg/m^3] \tag{108}$$

$$\rho_{III} = 1{,}267 \cdot \frac{273}{721} = 0{,}481 \; kg/m^3$$

$\rho_{III}$… střední hustota spalin pod deskou III $[kg/m^3]$

$$P_{zs} = \left( \frac{\frac{64}{Re_{II}}}{D_H} \cdot \rho_{II} \cdot \frac{{w_{sII}}^2}{2} + \frac{\frac{64}{Re_{III}}}{D_H} \cdot \rho_{III} \cdot \frac{{w_{sIII}}^2}{2} \right) \cdot B \; [Pa] \tag{109}$$

$$P_{zs} = \left( \frac{\frac{64}{1964}}{0{,}307} \cdot 0{,}440 \cdot \frac{0{,}499^2}{2} + \frac{\frac{64}{2051}}{0{,}307} \cdot 0{,}481 \cdot \frac{0{,}457^2}{2} \right) \cdot 0{,}43 = 0{,}01 \; Pa$$

$P_{zs}$…tlaková ztráta pod deskami $[Pa]$

### 3.9.3. Tlaková ztráta v koleni

Koeficienty tlakové ztráty v armaturách jsou určeny normou. Pro předpokládané koleno se $\zeta_i = 2$

$$P_{zi} = \rho_1 \cdot \zeta_i \cdot \frac{{w_k}^2}{2} \; [Pa] \tag{110}$$

$$P_{zi} = 0{,}503 \cdot 2 \cdot \frac{3{,}07^2}{2} = 4{,}7 \; Pa$$

$P_{zi}$…tlaková ztráta v koleni $[Pa]$

### 3.9.4. Tlaková ztráta v komíně

Tlaková ztráta v komíně je důvod pro komín není nekonečně tenký, jelikož samotný tah závisí pouze na výšce a rozdílu hustot.

$$P_{zk} = \frac{0{,}3164}{Re_k} \cdot \frac{H}{\frac{D}{4}} \cdot \frac{{w_k}^2}{2} \; [Pa] \tag{111}$$

$$P_{zk} = \frac{0{,}3164}{8079} \cdot \frac{4}{\frac{0{,}15}{4}} \cdot \frac{3{,}07^2}{2} = 6{,}7 \; [Pa]$$

$P_{zk}$...tlaková ztráta v komíně $[Pa]$

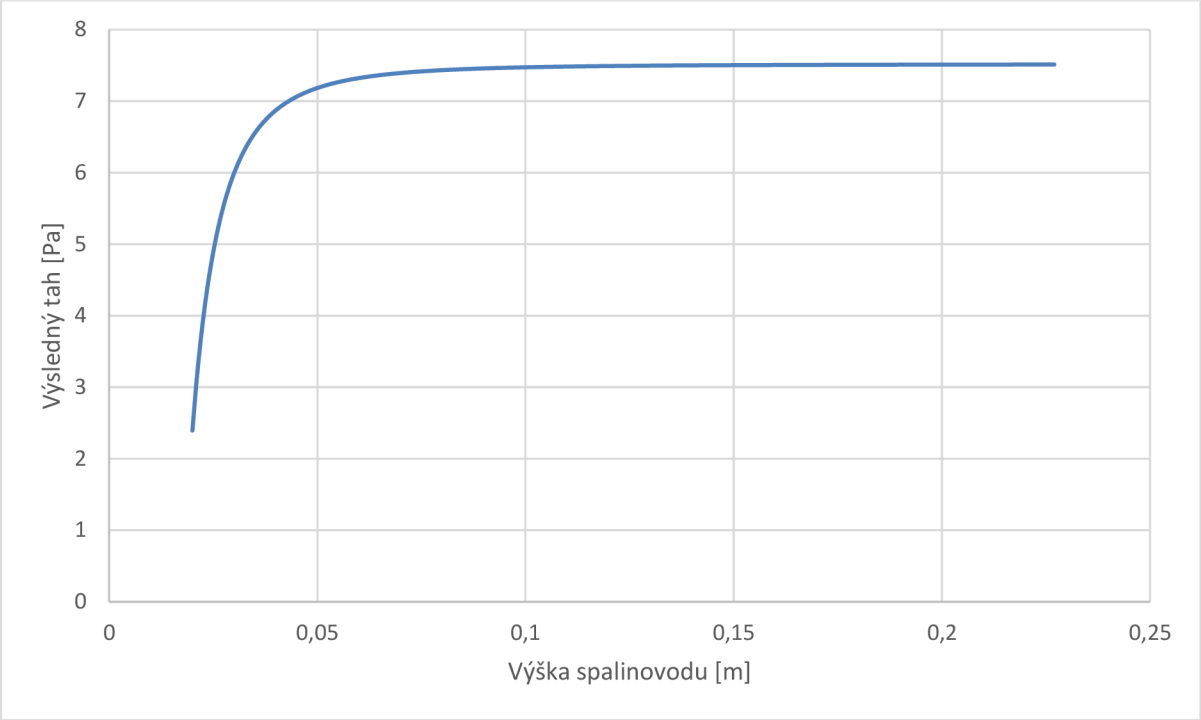
### 3.8.5. Výsledný tah

$$P_F = P_{ST} - P_{zk} - P_{zs} - P_{zi} \; [Pa] \tag{112}$$

$$P_F = 19 - 6{,}7 - 0{,}01 - 4{,}7 = 7{,}5 \; Pa$$

$P_F$…výsledný tah $[Pa]$

Tlaková ztráta ve spalinovodu není příliš významná při velké výšce. Je to způsobeno druhou mocninou rychlosti. Se zužujícím se spalinovodem se bude tlaková ztráta zvyšovat.




*Graf č. 3 Závislost výsledného tahu na výšce spalinovodu*

V grafu č.3 lze pozorovat výsledný tah. Lze pozorovat zlom v tahu způsobený nárůstem tlakové ztráty ve spalinovodu pod deskami. Je nutné poznamenat, že jako na spoustu dalších vlastností, i na tlakovou ztrátu bude mít významný vliv přebytek vzduchu.

## 3.10. Bezpečnostní faktor zařízení

Spalování biomasy v improvizovaných sporácích ve vnitřních prostorech představuje významná rizika – výskyt nedokonalého spalování a pevných částic, kombinovaného se špatným větráním představuje dlouhodobé zdravotní riziko pro obsluhu zařízení. Návrh nepracuje s možností indoor použití, proto je navrhované zařízení určeno pouze pro venkovní prostory. [1]

Zařízení je nutné před zahájením používání vyvážit podložením nohou, a dodržovat od něj patřičný odstup, jelikož je zařízení zkonstruováno v podstatě celé z oceli a většina povrchů při provozu dosahuje teplot přesahujících 50 °C.

Vhodným prvkem pro ochranu obsluhy, a zároveň užitečným prvkem pro přenos zařízení, může být zábradlí podél celého sporáku.

# 4. Diskuse

Následující text poskytuje shrnutí možných optimalizací. Vychází jak ze zjištění ve výpočtech, tak z konzultací a osobních zkušeností s podobnými zařízeními.

## 4.1. Spalinová cesta

Původní návrh optimalizace spalinové cesty vycházel z úvahy, že užší štěrbina umožní turbulentnější proudění a tím intenzivnější přenos tepla. Výpočet však ukazuje, že závislost výšky štěrbiny na Reynoldsově čísle je nevýrazná a dominuje konvekce přirozená. Faktor, který poněkud jednoduchý model předložený v této práci zanedbává, je samotný tvar proudění – je možné že ve velké štěrbině s nízkými rychlostmi vzniknou jednoduchým výpočtem nepředvídatelné proudění, které budou mít negativní vliv na přenos tepla do desek. Možným přístupem k tomuto problému by mohla být CFD simulace, která poněkud přesahuje rozsah této práce. Faktem je, že u profesionálních sporáků je tato štěrbina úzká v řádu několika centimentrů.

Model užitý v práci předpokládá pláty hladké. Možným jednoduchým zlepšením by mohly být pláty žebrované, které zvětší efektivní plochu pro výměnu tepla a mohou též pomoci s turbulencí a tím zlepšit nucenou konvekci.

## 4.2. Počet desek

Přidání čtvrté desky se nejeví jako vhodná možnost. Prodloužení spalinové cesty navyšuje tlakovou ztrátu a snižuje statický tah dalším vychlazením spalin – tyto dva parametry negativně ovlivňují minimální výšku spalinovodu. Největším argumentem je však nízká teplota hypotetického čtvrtého plátu – na desce o teplotě okolo 200 °C se bude voda oproti prvním dvěma deskám přivádět do varu poměrně dlouhou dobu a čtvrtá deska tak pravděpodobně může sloužit pouze pro ohřev teplé vody a tuto funkci může dost dobře zastávat samotná třetí deska.

## 4.3. Velikost roštu

Velikost roštu je složitá tématika přesahující rozsah této práce. Jeho geometrie významně ovlivňuje množství spalovacího vzduchu přivedeného do procesu spalovaní a tím prakticky celý výpočet výměny tepla i tlakové ztráty. Odhad přebytku spalovacího vzduchu je pravděpodobně největší nepřesností vnesenou do výpočtů.

Závislost toku spalin na velikosti by mohla být zjištěna experimentálně měřením toku spalin s proměnlivou velikostí roštu.

## 4.4. Přívod sekundárního vzduchu

Sekundární a případně terciální spalování je faktor v této práci neprozkoumaný, je pouze uvažováno prošlehávání plamene do oblasti druhého plátu na základě praktických zkušeností s obdobnými zařízeními. Správné zavedení a regulace sekundárního vzduchu by mohla pomoci vyvážit tepelný tok mezi pláty pro případy kdy je to vhodné. Teoreticky by se mohl přivádět sekundární vzduch přímo za spalovací komoru na rozhraní první a druhé desky. Takováto aplikace se obtížně počítá, avšak je reálné ji zkoušet experimentálně.

## 4.5. Izolace

Pro udržení co nejvyšší teploty je vhodné každý centimetr čtverečný spalovací komory vyložit šamotem. Ve spalovací komoře šamot působí i jako deflektor – zlepšuje přenos tepla radiací do desky. Velkým slabým místem spalovací komory jsou dvířka, která je z hlediska komfortu užití vhodné mít co největší, a z hlediska ztrát do okolí co nejmenší. Vhodným řešením mohou být dřívka izolovaná žárobetonem, perlitem, vermikulitem či podobným lehkým porézním materiálnem. Spalinovou cestu je vhodné též vyložit šamotem. Pro táborové užití se předpokládá užívání zařízení během celého dne, a tak není nevítanou vlastností, aby sporák pokaždé neprocházel studeným startem.

## 4.6. Optimální provozní výkon

Na intenzitu přirozené konvekce nemá příliš velký vliv množství spáleného paliva – jediný aspekt, který je z jejího hlediska, je teplota spalin – spaliny se více stihnou vychladit a přenos tepla je méně intenzivní. Snížení přísunu paliva zmenší především tepelný tok do první desky, výsledná účinnost se však mírně zvýší. Tuto hypotézu by však bylo vhodné potvrdit experimentálně.

# ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo především objevit a popsat možná slabá místa současných zařízení. Jako základ byl proveden výpočet stechiometrie, výměny tepla a tlakové ztráty. Na základě hodnot vypočtených byla provedena diskuse nad jednotlivými prvky, které mohou být předmětem optimalizace. Problematika lokálních topenišť pro účely sporáků se však ukazuje jako poněkud rozsáhlá a detailní výpočet všech aspektů zařízení a jejich optimalizace dalece přesahuje rozsah této bakalářské práce. Navíc se ohledně problematiky malých spalovacích zařízení potýkáme s nedostatkem odborné literatury. Vzorce užité pro výpočet především spalovací komory jsou určené pro velké kotle, a tak je obtížné posuzovat, nakolik ve skutečnosti platí.

V rešeršní části byly též rozebírány exotičtější způsoby ke spalování biomasy na vaření. Vyvstává tak možnost vydat se naprosto jiným směrem a navrhnout velký sporák na tuhá paliva na principech raketového sporáku.

Pro účely tepelného výpočtu ve třetí kapitole byl sporák rozdělen na tři teplosměnné plochy – desky. Celková geometrie je k nahlédnutí v příloze. Výkon první desky je vypočítán podobně jako spalovací komory velkých kotlů – je započítána pouze radiace. Oblast spalinové cesty se skládá ze dvou desek, jejichž výkon je stanoven pomocí sálání spalin a kombinované konvekce. Je vypočtena teplota na konci komína, zjištěn statický tah a místní tlakové ztráty v koleni komína, spalinové cestě a v komíně.

Kompletní shrnutí a diskusi obsahuje čtvrtá kapitola, kde je krátce rozebírán další možný postup výpočtový i experimentální, v oblasti spalinové cesty, roštu, izolace, počtu desek a sekundárního vzduchu.

Pro potvrzení závěrů vyvozených ve čtvrté kapitole by bylo vhodné prakticky ověřit výpočty. Změřit na samotném zařízení teploty spalin a porovnat je s výpočty. Laboratorně ověřit odhad mechanického nedopalu, pomocí termokamery ověřit odhad ztrát do okolí. Zároveň provozem s různým množstvím paliva ověřit hypotézu, že s klesajícím příkonem stoupá účinnost.

Otázku rozměrů spalinové cesty by mohla přesněji vyřešit CFD simulace. I když se práce rozměrem spalinovodu zabírá, předložený model je poněkud jednoduchý a nepředpokládá nepředvídatelné proudění jaké se může vyskytnout. Rozsáhlým tématem je též rošt a přebytek spalovacího vzduchu. Tato práce počítá pouze s odhadem, což není dostačující pro komplexní optimalizaci zařízení.

Finální účinnost vytvořeného modelu dosahuje zhruba 44 % při výkonu 11,2 kW. Takováto účinnost se může na první pohled zdát velmi nízká, avšak s vysokou vlhkostí paliva, velkým přebytkem vzduchu, a poměrně malými teplosměnnými plochami nejsou podmínky pro výměnu tepla příliš příznivé.

# SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] RAUB, J.A a V.A BENIGNUS. Carbon monoxide and the nervous system. *Neuroscience & Biobehavioral Reviews* [online]. 2002, **26**(8), 925-940 [cit. 2021-03-23]. ISSN 01497634. Dostupné z: doi:10.1016/S0149-7634(03)00002-2

[2] HUTTON, Guy; REHFUESS, Eva; TEDIOSI, Fabrizio. Evaluation of the costs and benefits of interventions to reduce indoor air pollution. *Energy for Sustainable Development*, 2007, 11.4: 34-43.

[3] Water boiling test. *Clean cooking alliance* [online]. Washington: UN foundation, 2014 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: https://www.cleancookingalliance.org/technology-and-fuels/testing/protocols.html

[4] MURTINGER, Karel: Možnosti využití biomasy. *Biom.cz* [online]. 2007-05-02 [cit. 2021-04-01]. Dostupné z WWW: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/moznosti-vyuziti-biomasy>. ISSN: 1801-2655.

[5] GITAU, James K., Cecilia SUNDBERG, Ruth MENDUM, Jane MUTUNE a Mary NJENGA. Use of Biochar-Producing Gasifier Cookstove Improves Energy Use Efficiency and Indoor Air Quality in Rural Households. *Energies* [online]. 2019, **12**(22) [cit. 2021-04-01]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12224285

[6] *TZB-info* [online]. Praha: Topinfo, 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: https://vytapeni.tzb-info.cz

[7] Fundamentals of rocket stoves. *Permaculture Principles* [online]. [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: https://permacultureprinciples.com/post/rocket-stoves/#lightbox/0/

[8] BRYDEN, Mark, et al. *Design principals for wood burning cook stoves*. Aprovecho Research Center, 2005. Dostupné z: https://www.bioenergylists.org/stovesdoc/Pcia/Design%20Principles%20for%20Wood%20Burning%20Cookstoves.pdf

[9] VARUNKUMAR, S., N.K.S. RAJAN a H.S. MUKUNDA. Experimental and computational studies on a gasifier based stove. *Energy Conversion and Management* [online]. 2012, **53**(1), 135-141 [cit. 2021-04-03]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2011.08.0221

[10] POHOŘELÝ, Michael, JEREMIÁŠ, Michal: Zplyňování biomasy – možnosti uplatnění . (kolektiv autorů), Výsledky výzkumu, vývoje a inovací pro obnovitelné zdroje energie (OZE 2010). Dostupné z: https://biom.cz/cz/odborne-clanky/zplynovani-biomasy-moznosti-uplatneni

[11] BUFKA, Aleš. Prodej kotlů, kamen, krbových vložek a sporáků na pevná paliva do 50 kW v letech 2010 až 2018. *Tzb info* [online]. 2019 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: https://vytapeni.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/19681-prodej-kotlu-kamen-krbovych-vlozek-a-sporaku-na-pevna-paliva-do-50-kw-v-letech-2010-az-2018

[12] *Sporák na pevná paliva s troubou TYP 9112* [online]. Dvorce: KVS EKODIVIZE, 2021 [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: http://www.kvs-moravia.cz

[13] Gasifier Stoves. *Energypedia* [online]. Wiesbaden: energypedia UG, 2018 [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: https://energypedia.info/wiki/Gasifier_Stoves

[14] BIOMASS AND CIRCULAR TECHNOLOGIES, TNO. Phyllis 2. *Phyllis* [online]. Colopron: TNO, 2021 [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: https://phyllis.nl/Biomass/View/170

[15] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. : il., tabulky. ISBN 80-214-0426-4.

[16] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.

# SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Graf závislosti výhřevnosti smrkového dřeva na jeho vlhkosti, podle rovnic (2), (3)

Obr. 2 Toky tepla ve Water Boiling Testu [3]

Obr. 3 Graf teploty vody v závislosti na čase během WBT [4]

Obr. 4 Zplyňovací sporák [13]

Obr. 5 Princip Zplyňovacího sporáku [13]

Obr. 6 Raketový sporák, převzato z: https://www.instructables.com/How-to-make-a-Rocket-Stove-from-a-10-Can-and-4-So/

Obr. 7 Princip raketového sporáku [7]

Obr. 8 Kuchyňský sporák na tuhá paliva [12]

Graf č.1 – I-t diagram spalin

Graf č.2 – Re-v závislost

Graf č.3 – Pf-v závislost

# SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

| Symbol | Veličina | Jednotka |
|---|---|---|
| $\alpha$ | koeficient přebytku spalovacího vzduchu | - |
| $\alpha_{II\ konv}$ | Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro desku II | W/(m$^2$·K) |
| $\alpha_{III\ konv}$ | Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro desku III | W/(m$^2$·K) |
| $\alpha_{II\ sal}$ | Součinitel přestupu tepla radiací pod deskou II | W/(m$^2$·K) |
| $\alpha_{III\ sal}$ | Součinitel přestupu tepla radiací pod deskou III | W/(m$^2$·K) |
| $\alpha_{II\ vz}$ | Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu nad deskou II | W/(m$^2$·K) |
| $\alpha_{III\ vz}$ | Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu nad deskou III | W/(m$^2$·K) |
| $\alpha_K$ | Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro komín | W/(m$^2$·K) |
| $\alpha_{K\ vz}$ | Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu kolem komína | W/(m$^2$·K) |
| $\Delta T$ | Rozdíl teplot povrchu desky a média jež ji obtéká | K |
| $\eta$ | Účinnost (odhad) | - |
| $\eta_t$ | Účinnost (výpočet) | |
| $\lambda_{II}$ | Součinitel tepelné vodivosti spalin pod deskou II | W/(m·K) |
| $\lambda_{III}$ | Součinitel tepelné vodivosti spalin pod deskou III | W/(m·K) |
| $\lambda_k$ | Součinitel tepelné vodivosti spalin v komíně | W/(m·K) |
| $\lambda_{vz}$ | Součinitel tepelné vodivosti vzduchu | W/(m·K) |
| $\varphi$ | Relativní vlhkost vzduchu | % |
| $\Phi$ | Součinitel uchování tepla | - |
| $\mu_{pk}$ | Koncentrace popílku ve spalinách | kg/kg |
| $\nu_{II}$ | Kinematická viskozita spalin pod deskou II | m$^2$/s |
| $\nu_{III}$ | Kinematická viskozita spalin pod deskou III | m$^2$/s |
| $\nu_K$ | Kinematická viskozita spalin v komíně | m$^2$/s |
| $\nu_{vz}$ | Kinematická viskozita vzduchu | m$^2$/s |
| $\xi_i$ | Součinitel zanesení stěny ohniště | - |
| $\rho_{II}$ | Střední hustota spalin pod deskou II | $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$ |
| $\rho_{III}$ | Střední hustota spalin pod deskou III | $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$ |
| $\rho_1$ | Hustota spalin na ústí komína | $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$ |
| $\rho_1$ | Hustota spalin na konci komína | $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$ |
| $\rho_{CO_2}$ | Normální hustota oxidu uhličitého | $\mathrm{kg \cdot m_N^{-3}}$ |
| $\rho_{H_2O}^{g}$ | Normální hustota vodní páry | $\mathrm{kg \cdot m_N^{-3}}$ |
| $\rho_{N_2}$ | Normální hustota dusíku | $\mathrm{kg \cdot m_N^{-3}}$ |
| $\rho_{SP}$ | Normální hustota spalin | $\mathrm{kg \cdot m_N^{-3}}$ |
| $\rho_{str}$ | Střední hustota spalin v komíně | $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$ |
| $\rho_{VZ}$ | Normální hustota vlhkého vzduchu | $\mathrm{kg \cdot m_N^{-3}}$ |
| $\rho_{vzs}$ | Hustota vzduchu | $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$ |
| $\rho_{VZ}^{S}$ | Normální hustota suchého vzduchu | $\mathrm{kg \cdot m_N^{-3}}$ |
| $\sigma$ | Stefan-Boltzmannova konstanta | $\mathrm{kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}}$ |
| $\psi_i$ | Součinitel tepelné efektivnosti stěny ohniště | - |

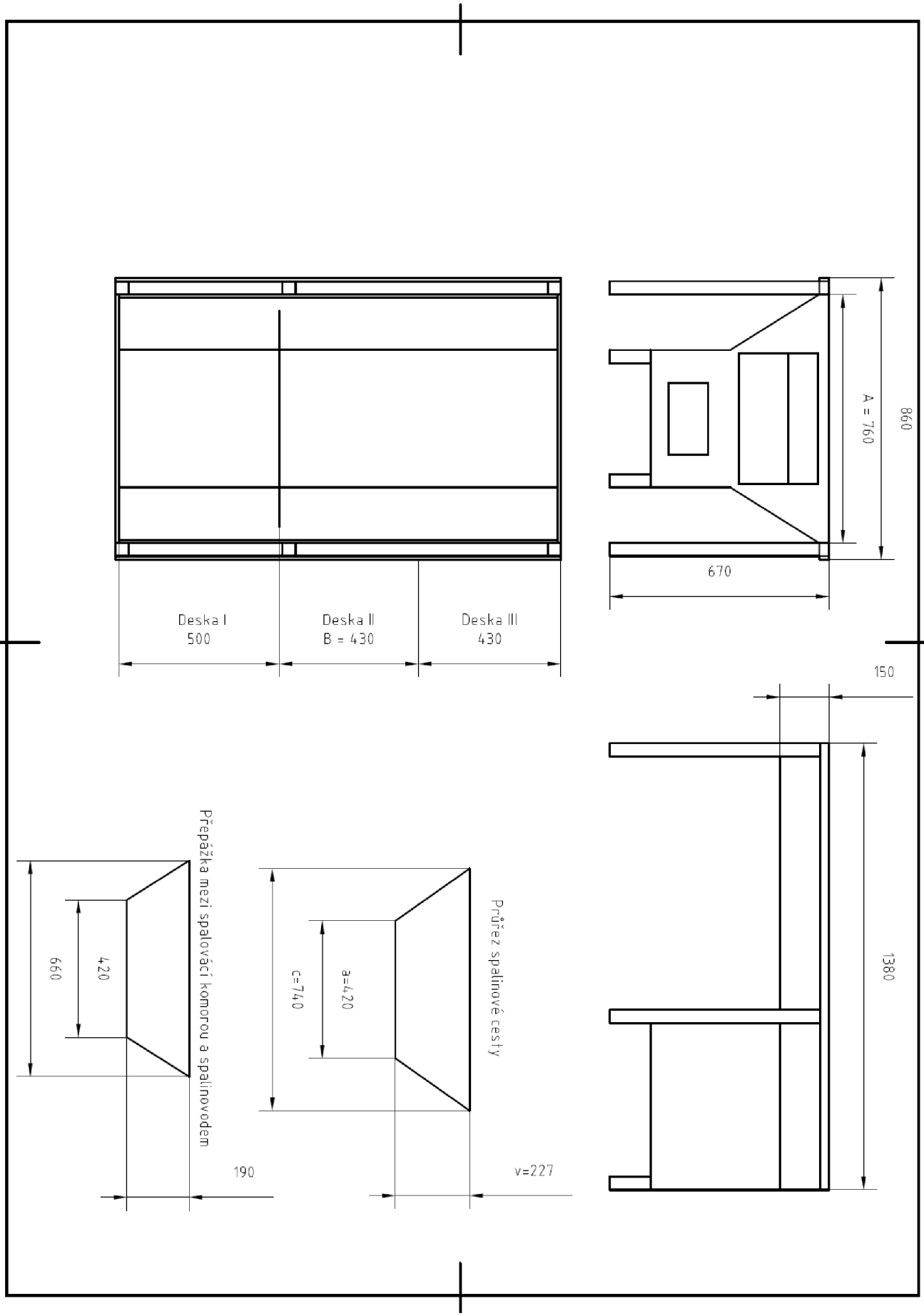
| | | |
|---|---|---|
| $\bar{\psi}$ | Průměrný součinitel tepelné efektivnosti stěn | - |
| $f$ | Součinitel vlhkosti vzduchu | - |
| $a_O$ | Stupeň černosti ohniště | - |
| $a_{pl}$ | Stupeň černosti plamene | - |
| $a_{spII}$ | Stupeň černosti spalin pod deskou II | - |
| $a_{spIII}$ | Stupeň černosti spalin pod deskou III | - |
| $B_O$ | Boltzmannovo číslo | - |
| $D_H$ | Hydraulický průměr spalinovodu | m |
| $d_{pk}$ | Efektivní průměr částic popílku | μm |
| $D_R$ | Charakteristický rozměr desky | m |
| F | Darcyho třecí faktor | - |
| $F_{st}$ | Celková plocha stěn ohniště | $m^2$ |
| $g$ | Tíhové zrychlení Země | $m/s^2$ |
| $G_s$ | Hmotnost spalin | kg/kg |
| $Gr_{II}$ | Grashofovo číslo pod deskou II | - |
| $Gr_{III}$ | Grashofovo číslo pod deskou III | - |
| $Gr_K$ | Grashofovo číslo v komíně | - |
| $Gr_{vzII}$ | Grashofovo číslo vzduchu nad deskou II | - |
| $Gr_{vzIII}$ | Grashofovo číslo vzduchu nad deskou III | - |
| $Gr_{vzK}$ | Grashofovo číslo vzduchu kolem komína | - |
| $H$ | Výška komína | m |
| $I_{II}$ | Entalpie spalin za deskou II | kJ/kg |
| $I_{III}$ | Entalpie spalin za deskou III | kJ/kg |
| $I_{ok}$ | Entalpie spalin na konci ohniště | kJ/kg |
| $I_K$ | Entalpie spalin za komínem | kJ/kg |
| $I_{SP}$ | Entalpie skutečného množství spalin | kJ/kg |
| $I_{SP\,min}$ | Entalpie stechiometrických spalin | kJ/kg |
| $I_{vz}$ | Entalpie vlhkého vzduchu | kJ/kg |
| $I_{VZ\,min}$ | Entalpie minimálního množství vzduchu | kJ/kg |
| $i_X$ | Měrná entalpie prvku | $kJ/m^3_N$ |
| $k_p$ | Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi | $MPa^{-1} \cdot m^{-1}$ |
| $k_s$ | Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny | - |
| $k \cdot p \cdot s$ | Optická hustota plamene/spalin | - |
| $M$ | Součinitel zaplnění ohniště plamenem | - |
| $M_x$ | Molární hmotnost prvku | kg/mol |
| $M_p$ | Spotřeba paliva | kg/s |
| $M_{pv}$ | Množství spáleného paliva | kg/s |
| $\dot{M}_{SP}$ | Hmotnostní tok spalin | kg/s |
| $M_{ad}$ | Podíl vody v palivu | hm% |
| $Nu_{II}$ | Nusseltovo číslo pod deskou II | - |
| $Nu_{III}$ | Nusseltovo číslo pod deskou III | - |
| $Nu_k$ | Nusseltovo číslo v komíně | - |
| $Nu_{fII}$ | Nusseltovo číslo pro nucenou konvekci pod deskou II | - |

| | | |
|---|---|---|
| $Nu_{fIII}$ | Nusseltovo číslo pro nucenou konvekci pod deskou III | - |
| $Nu_{nII}$ | Nusseltovo číslo pro přirozenou konvekci pod deskou II | - |
| $Nu_{nIII}$ | Nusseltovo číslo pro přirozenou konvekci pod deskou III | - |
| $Nu_{vzII}$ | Nusseltovo číslo ze strany vzduchu nad deskou II | - |
| $Nu_{vzIII}$ | Nusseltovo číslo ze strany vzduchu nad deskou III | - |
| $O_D$ | Obvod desky | m |
| $O_s$ | Obvod spalinovodu | m |
| $\overline{O_{sp} \cdot c}$ | Střední celkové měrné teplo spalin | kJ/kgK |
| $p$ | tlak spalin | MPa |
| $P$ | Výkon (odhad) | kW |
| $P_t$ | Výkon (výpočet) | |
| $P_I$ | Výkon první desky | kW |
| $P_{II}$ | Výkon druhé desky | kW |
| $P_{II}$ | Výkon třetí desky | kW |
| $P_{IIo}$ | Výkon druhé desky bez prošleháváni plamene | W |
| $P_o$ | Výkon zachycený v ohništi | kW |
| $P_{in}$ | Příkon | kW |
| $P_F$ | Výsledný tah | Pa |
| $P_{ST}$ | Statický tah komína | Pa |
| $P_{zi}$ | Tlaková ztráta v koleni | Pa |
| $P_{zk}$ | Tlaková ztráta v komíně | Pa |
| $P_{zs}$ | Tlaková ztráta ve spalinovodu | Pa |
| $Pr_{II}$ | Prandtlovo číslo spalin pod deskou II | - |
| $Pr_{III}$ | Prandtlovo číslo spalin pod deskou III | - |
| $Pr_k$ | Prandtlovo číslo spalin v komíně | - |
| $Pr_{vz}$ | Prandtlovo číslo vzduchu | - |
| $p_{abs}$ | Absolutní tlak vlhkého vzduchu | kPa |
| $p_s$ | Celkový parciální tlak tříatomových plynů | MPa |
| $Q_r^i$ | Výhřevnost | MJ/kg |
| $Q_s$ | Spalné teplo | MJ/kg |
| $\dot{Q}_K$ | Celkový tepelný tok z komína do okolí | |
| $Q_u$ | Teplo uvolněné v ohništi | kJ/kg |
| $Q_{vz}$ | Teplo přivedené ze vzduchu | kJ/kg |
| $p''$ | Parciální tlak syté vodní páry | kPa |
| R | Plocha hořící vrstvy paliva na roštu | $m^2$ |
| $Re_{II}$ | Reynoldsovo číslo pod deskou II | - |
| $Re_{III}$ | Reynoldsovo číslo pod deskou III | - |
| $Re_K$ | Reynoldsovo číslo v komíně | - |
| $Ri_{II}$ | Richardsonovo číslo pod deskou II | - |
| $Ri_{III}$ | Richardsonovo číslo pod deskou III | - |
| $Ri_k$ | Richardsonovo číslo v komíně | - |
| $r_{H_2O}$ | objemová koncentrace vodní páry ve spalinách | - |
| $r_{CO_2}$ | Objemová koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách | - |
| $r_s$ | Objemová koncentrace tříatomových plynů ve spalinách | - |

| | | |
|---|---|---|
| $s$ | Účinná tloušťka sálavé vrstvy | m |
| $S_D$ | Povrch desky | $m^2$ |
| $S_K$ | Povrch komína | $m^2$ |
| $S_s$ | Průřez spalinovodu | $m^2$ |
| $T_{II}$ | Střední teplota spalin pod deskou II | K |
| $T_{III}$ | Střední teplota spalin pod deskou III | K |
| $T_{DII}$ | Teplota desky II | K |
| $T_{DIII}$ | Teplota desky III | K |
| $T_{IIK}$ | Teplota spalin za deskou II | K |
| $T_{IIIK}$ | Teplota spalin za deskou III | K |
| $t_{np}$ | Teplota nechlazeného plamene | °C |
| $T_{np}$ | Teplota nechlazeného plamene | K |
| $t_{ok}$ | Teplota na konci ohniště | °C |
| $T_{ok}$ | Teplota na konci ohniště | K |
| $T_{KK}$ | Teplota spalin na konci komína | K |
| $T_{KS}$ | Střední Teplota spalin v komíně | K |
| $T_{KP}$ | Teplota komína | K |
| $T_{vz}$ | Teplota vzduchu | K |
| $V$ | Aktivní objem ohniště | $m^3$ |
| $V_{II}$ | skutečný objemový tok spalin pod deskou II | $m^3/s$ |
| $V_{III}$ | skutečný objemový tok spalin pod deskou III | $m^3/s$ |
| $V_{CO_2}$ | Objem $CO_2$ ve stechiometrických spalinách | $m^3_N/kg$ |
| $V^{Pal}_{H_2O\ min}$ | Objem vodní páry ve stech. spalinách získané spálením kilogramu paliva | $m^3_N/kg$ |
| $V^{Vz}_{H_2O\ min}$ | Objem vodní páry ve stech. spalinách ze spalovacího vzduchu | $m^3_N/kg$ |
| $V_{H_2O}$ | objem vodní páry ve stechiometrických spalinách | $m^3_N/kg$ |
| $V_K$ | Objemový tok spalin komínem | $m^3/s$ |
| $V_{O_2 min}$ | Minimální spotřeba kyslíku | $m^3_N/kg$ |
| $V_{N_2}$ | Objem $N_2$ ve stechiometrických spalinách | $m^3_N/kg$ |
| $V^S_{SP\ min}$ | Minimální objem suchých spalin | $m^3_N/kg$ |
| $V_{SP\ min}$ | Minimální objem vlhkých spalin | $m^3_N/kg$ |
| $\dot{V}_{SP}$ | Objemový tok spalin | $m^3_N/s$ |
| $V^S_{VZ\ min}$ | Minimální spotřeba suchého vzduchu | $m^3_N/kg$ |
| $V_{VZ\ min}$ | Minimální spotřeba vlhkého vzduchu | $m^3_N/kg$ |
| $w_k$ | Střední rychlost spalin v komíně | m/s |
| $w_{sII}$ | Střední rychlost spalin pod deskou II | m/s |
| $w_{sIII}$ | Střední rychlost spalin pod deskou III | m/s |
| $X$ | Podíl prvku v bezvodém stavu | hm% |
| $X_r$ | Podíl prvku v surovém stavu | hm% |
| $x_i$ | Úhlový součinitel stěny ohniště | - |
| $X_{ú}$ | Podíl úletu popílku | - |
| | | s |
| $Z_C$ | Ztráta mechanickým nedopalem | - |

| | | |
|---|---|---|
| $Z_{CO}$ | Ztráta chemickým nedopalem | - |
| $Z_k$ | Ztráta citelným teplem spalin (odhad) | - |
| $Z_{kt}$ | Ztráta citelným teplem spalin (výpočet) | - |

# PŘÍLOHA


Deska I
500
Deska II
B = 430
Deska III
430
A = 760
860
670
150
1380
Přepážka mezi spalovací komorou a spalinovodem
660
420
190
Průřez spalinové cesty
c=740
a=420
v=227