

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

TEPLOVODNÍ KRBOVÁ VLOŽKA

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JIŘÍ KÁRL

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MARTIN LISÝ, PH.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Kárl

který/která studuje v magisterském navazujícím studijním programu

obor: Energetické inženýrství (2301T035)

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:

Teplovodní krbová vložka

v anglickém jazyce:

Hot-water Fireplace

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout a experimentálně ověřit teplovodní krbovou vložku pro vytápění rodinného domu.

Cíle diplomové práce:

1. provést řešení vytápění rodinného domu teplovodní krbovou vložkou
2. navrhnout teplovodní krbovou vložku
3. experimentálně ověřit její parametry

Seznam odborné literatury:

Budaj, F.: Parní kotle

Vlk, V.: Krby

internetové a firemní zdroje

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 21.11.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce má tři hlavní části. První část se zabývá rozdělením krbových vložek, jejich popisem, způsobem zapojení, regulací a ochranou proti přetopení. Druhá část se věnuje výpočtu a konstrukčnímu návrhu prototypu teplovodní krbové vložky „Kárlovka“. Poslední část diplomové práce ověřuje parametry navržené teplovodní krbové vložky experimentální zkouškou ve dvou různých měřicích nastavení, kde jsou porovnány výsledky naměřené s výpočtovými.

KLÍČOVÁ SLOVA

Teplovodní výměník, teplovodní krbová vložka, účinnost krbové vložky, spalování dřeva, ohniště

ABSTRACT

Diploma thesis has three main parts. The first one deals with division of fireplace inserts, their description, way of connection, regulation and protection against overheating. The second part is about calculations and engineering design of the prototype hot-water fireplace „Kárlovka“. The last part of diploma thesis verifies the parameters of the designed fireplace insert by experimental test in two different measurement setup, where there are compared to results obtained with the results of calculation.

KEYWORDS

Hot-water exchanger, hot-water fireplace, effective of fireplace, wood combustion, fireplace

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KÁRL, J. Teplovodní krbová vložka. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 87s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Lisého, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Bc. Jiří Kárl

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Martinovi Lisému Ph.D., za odborné vedení, vstřícnost a čas, který mi věnoval při psaní této diplomové práce a výrobě krbové vložky. Chtěl bych také poděkovat Ing. Otu Štelcovi za ochotu a užitečné rady v průběhu experimentu.

Velké poděkování patří především rodičům, nejbližší rodině a přítelkyni za jejich podporu a trpělivost během celého studia a zpracování diplomové práce.

OBSAH

Úvod	13
1 Koncepce krbů	14
2 Rozdělení krbových vložek	15
2.1 Litinové	15
2.2 Ocelové	16
2.3 Horkovzdušné	16
2.3.1 Jednoplášťové provedení	17
2.3.2 Dvoupplášťové provedení	17
2.4 Akumulační	18
2.5 Teplovodní	19
2.6 Prosklení	20
3 Popis teplovodní krbové vložky	21
3.1 Systém přívodu vzduchu do KV	22
4 Vytápění RD teplovodní krbovou vložkou	23
4.1 Způsoby zapojení KV	23
4.1.1 zapojení s trojcestným ventilem (kotlový okruh)	23
4.1.2 Samotížné zapojení	24
4.1.3 Zapojení KV s akumulací nádrží	25
4.1.4 Zapojení KV s dalším zdrojem tepla	26
4.1.5 Zapojení s akumulací nádrží, TUV a solárními kolektory	27
4.2 Regulace výkonu teplovodní krbové vložky v RD	28
4.2.1 Automatická regulace	28
4.2.2 Základní regulace	29
4.2.3 Manuální regulace	29
4.2.4 Zhodnocení typů regulace	29
4.3 Ochrana proti přetopení	30
4.3.1 Pojistný ventil	30
4.3.2 Záložní zdroj energie pro čerpadlo	30
4.3.3 Chlazení pomocí cizího zdroje (vodovod)	31
4.3.4 Pojistný výměník	31
5 Dřevo jako palivo	32
5.1 Vlastnosti dřeva	32
5.2 Složení zkušební paliva	34
6 Výpočet krbové vložky	35
6.1 Množství paliva přiváděného do KV	35

6.2	Rovnice dokonalého spalování.....	36
6.3	Rovnice nedokonalého spalování.....	37
6.4	Výpočet minimálního množství vzduchu.....	37
6.5	Výpočet množství spalin	38
6.6	Stanovení rozměrů ohniště	40
6.7	Návrh spalínového teplovodního výměníku.....	43
6.8	Tepelný tok prosklenou plochou	47
6.9	Výkon teplovodního pláště.....	48
6.10	Celkový teplovodní výkon krbové vložky.....	49
6.11	Teoretická energetická bilance	49
7	Konstrukce krbové vložky	50
7.1	Přívod sekundárního vzduchu	50
7.2	Teplovodní plášť	50
8	Přehled EN a národních norem	51
9	Zkouška dle normy ČSN EN 13229	52
9.1	Měřicí úsek.....	52
9.2	Použité měřicí přístroje	53
9.3	Výpočtové vztahy.....	54
10	Experimentální zkouška.....	58
10.1	Měření č. 1	59
10.1.1	Tabulka parametrů nastavení	59
10.1.2	Tabulka neměřených a zprůměrovaných hodnot	60
10.1.3	Grafické znázornění závislostí	61
10.1.4	Výpočet.....	63
10.1.5	Tabulka vypočtených hodnot.....	65
10.1.6	Hodnocení měření.....	65
10.2	Měření č. 2	66
10.2.1	Tabulka parametrů nastavení	66
10.2.2	Tabulka neměřených a zprůměrovaných hodnot	67
10.2.3	Grafické znázornění závislostí	68
10.2.4	Výpočet.....	70
10.2.5	Tabulka vypočtených hodnot.....	72
10.2.6	Hodnocení měření.....	72
10.3	Hodnocení experimentální zkoušky	73
11	Porovnání výpočtových a konstrukčních parametrů KV	75
12	Konstrukční návrhy na vylepšení.....	76

12.1.1	Návrh č. 1	76
12.1.2	Návrh č. 2	76
13	Srovnání s konkurenčními produkty	77
	Závěr	78
	Použité informační zdroje	79
	Seznam použitých zkratk a symbolů	81
	Seznam příloh	84
	Příloha č. 1 – konstrukce krbové vložky	84
	Příloha č. 2 – experimentální měření	86

ÚVOD

S rostoucí cenou energií, začíná růst i poptávka po alternativních zdrojích paliva. Biomasa je jedním z řešení a také obliba tohoto paliva značně stoupá, jak pro jeho cenu, tak i pro udávanou nulovou emisní bilanci s čímž jsou spojeny dotace. Nulová emisní bilance říká, že při spalování biomasy vzniká takové množství CO_2 , které bylo spotřebováno k jejímu růstu. Biomasa v domácích podmínkách je využívána ve formě spalování dřeva, konkrétně v teplovodních krbových vložkách, kterou se zabývá tato diplomová práce.

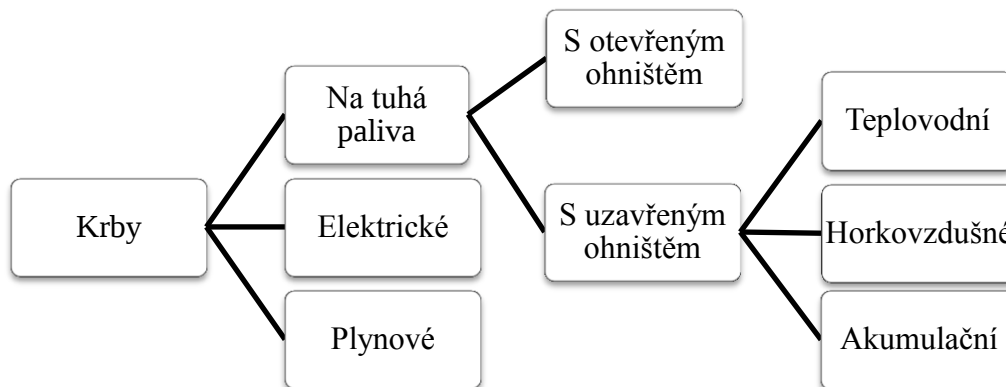
Tahle diplomová práce má za úkol zkonstruovat a optimalizovat teplovodní krbovou vložku schopnou konkurence schopnosti na trhu a rozšíření nabídky firmy STEKO s. r. o., která tuhle práci zadala. Diplomová práce má tři hlavní části. První část se zabývá popisem samotného zařízení a dalších dostupných typů krbových vložek za koupitelných na našem trhu, dále se zde věnujeme popisu zapojení teplovodní krbové vložky do RD.

V druhé části se snažíme navrhnout a zkonstruovat teplovodní krbovou vložku o výkonu 8 kW, která musí splnit cíle, které jsme si vytyčili. Musíme dosáhnout minimální účinnosti 75%, poměru tepelného toku do vody 50 % a produkce emisí CO nesmí přesáhnout hodnotu koncentrace 0,3 % při koncentraci 13 % O_2 .

Třetí část práce, experimentálně ověřuje parametry námi navržené a zkonstruované zařízení v souladu s normou ČSN EN 13229, kde poté následuje porovnání parametrů naměřených s těmi návrhovými.

1 KONCEPCE KRBŮ

Na trhu je široká nabídka krbů, která se dá v jednoduchosti rozdělit podle požadavků zákazníka, znázorněno na následujícím schématu. Existuje samozřejmě celá řada přechodových řešení těchto konceptů.



Obr. 1 Koncepce krbů

Vysvětlení si pojmů:

- Krb
- Krbová kamna
- Kachlová kamna
- Krbová vložka

Krb, pod tímto pojmem si každý představí krb na tuhá paliva s otevřeným ohništěm, ale jde také o souhrnné označení dalších zmíněných pojmů, aneb zařízení k udržování ohně uvnitř domu.

Krbová kamna, jsou vyrobeny s ocele (ocelolitiny) s vyzdívkou a jsou umístěna poblíž komínu, s kterým jsou propojeny pomocí kouřovodu. Na rozdíl od otevřeného krbu nejsou pevně umístěné v domě a lze je jednoduše vyměnit za jiné.

Kachlová kamna, jde o zařízení vyrobené z keramických materiálů velmi masivní konstrukce s vysokou tepelnou kapacitou a několika tahy pro předání tepelné energie. Jde tedy o účinný akumulátor tepla.

Krbová vložka, je vestavěné zařízení blízko komína, jsou totožné jako krbová kamna, která jsou obestavěná, akumulacími nebo zdíci materiály.



Otevřený krb

Krbová kamna

Krbová vložka

Kachlová kamna

Obr. 2 Vizuální znázornění pojmů

2 ROZDĚLENÍ KRBOVÝCH VLOŽEK

Na trhu je široká nabídka krbových vložek, které můžeme dělit z hlediska použitých materiálů, nebo jejich konstrukce.

ROZDĚLENÍ DLE MATERIÁLU:

- Litinové
- Ocelové
- Kombinované
- Doplnujícím materiálovým znakem může být typ vyzdívky (žárovbeton, šamot, vermikulit, litina)

ROZDĚLENÍ PODLE KONSTRUKCE:

- Horkovzdušné
- Teplovodní
- Akumulační
- Jednoplášťové
- Dvoupplášťové
- Typ prosklení

2.1 LITINOVÉ

Litinové krbové vložky položili základy těchto zařízení, nyní jsou však vytlačovány vložkami z oceli. Vhodnost těchto krbových vložek má svoji sílu především ve velkosériové výrobě, kde se cena formy rozloží na množství vyrobených kusů. Další výhodou těchto vložek je možnost vyrábět tvarově složitější díly s lepším estetickým dojmem. Bývá uváděno, že litinové vložky mají vyšší schopnost akumulace tepla než vložky ocelové. Materiály jsou si měrnou tepelnou kapacitou téměř rovny, avšak kvůli technologii mají litinové vložky zpravidla o polovinu silnější stěnu, z toho také vyplývá ona vyšší akumulace, ale i jejich váha. Koroze probíhá u litiny převážně po povrchu a jen stěží prostupuje dovnitř materiálu, jako je tomu u vložek ocelových. Z toho vyplývá i vyšší životnost. Nevýhodou je však nižší těsnost, kterou způsobuje šroubování jednotlivých dílů k sobě. Litina je také náchylnější na praskání a s tím spojená problémová oprava z důvodu nízké svařitelnosti litiny. Proto bývá nutností vyměnit celý poškozený díl.



Obr. 3 Litinová kamna [6]

2.2 OCELOVÉ

Ocelové krbové vložky se dostaly do popředí s možností automatizování výroby a zvýšení jakosti svařování. Svařování dává tomuto typu vložek nespornou řadu výhod. První je vlastní těsnost vložky, možnost jednoduché modifikace výrobku a také možnost jednoduché opravy trhlin, či jinak poškozených dílů. Ocelové vložky jsou náchylnější na korozi a tak se udává nižší životnost než u vložek litinových. Např. firma Romotop používá pro zvýšení korozivzdornosti u exponovaných částí vložky ocelový plech COR-TEN. Nevýhodou je citlivost na jakost svarů a nutnost vyložení spalovací komory žárovou hmotou. [7]



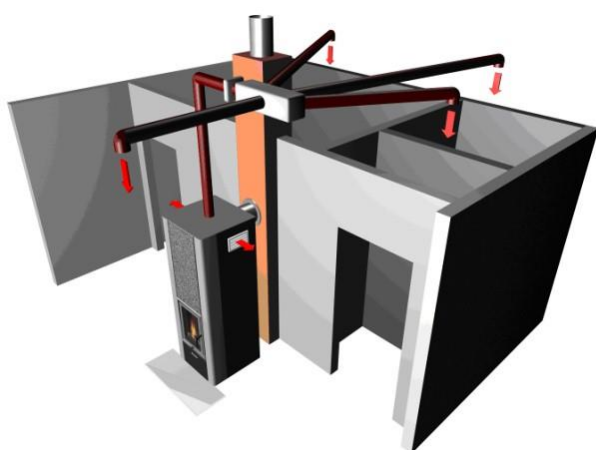
Obr. 4 Ocelová krbová vložka [6]

2.3 HORKOVZDUŠNÉ

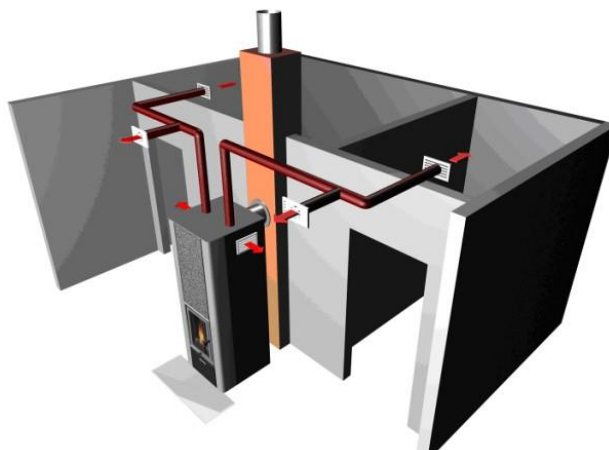
Horkovzdušné krbové vložky jsou nejprodávanějším artiklem v ČR. Princip toho provedení spočívá v odvedení tepla cirkulací vzduchu mezi vlastní krbovou vložkou a její obezdívkou. Kde ve spodní části je nasáván studený vzduch a v horní části je horký vzduch vypouštěn, takto je otápena pouze jediná místnost v domě. Můžeme samozřejmě také využít horkovzdušné potrubí a vlivem rozdílů měrných objemů (přirozená konvekce) rozvádět teplo po celém domě. Tento proces se zintenzivňuje také ventilátory s daným výkonem, tímto se systém již stává energeticky závislým.

Výhody tohoto systému jsou, že dokážou během krátké doby vytopit celý objekt i mnohonásobně rychleji než teplovodní krbové vložky, které musí ohřívat celý vodní systém. Proto své uplatnění mají na chatkách, které nejsou dlouhodobě obývané.

Nevýhody spočívají ve zvýšené prašnosti, díky vytvořenému tahu. Tomu se dá zabránit umístěním prachových filtrů do ventilace s ventilátorem. Také je nutné zajistit návrat otopného vzduchu zpět ke zdroji. Další ujmou, kterou trpí tento systém je vrstvení teplot v místnosti, čímž dochází ke snížení tepelné pohody lidí v místnosti.[8]



Obr. 6 Horkovzdušný nucený rozvod tepla [8]



Obr. 5 Horkovzdušný přirozený rozvod tepla [8]

2.3.1 JEDNOPLÁŠŤOVÉ PROVEDENÍ

Jednoplášťová vložka předává teplo prosklenou částí a ohřevem vzduchu v prostoru obezdívky. Z prostoru mezi obezdívkou a vložkou je ohřátý vzduch rozváděn mřížkou v obezdívce, nebo také pomocí hadic do dalších místností. Prostor mezi vložkou a obezdívkou je mnohem větší, jak je tomu u dvouplášťového provedení, vzduch se tedy ohřívá pomaleji a nemůže dojít k přehřátí vložky. Výhoda jednoplášťového provedení je akumulace tepla do obezdívky krbové vložky a při provozu není nutné vždy používat ventilátor.



Obr. 7 Jednoplášťové provedení KV [8]

2.3.2 DVOUPLÁŠŤOVÉ PROVEDENÍ

U dvouplášťové krbové vložky se předává teplo prosklenou částí a ohřevem vzduchu v dvojitém plášti s vývody pro napojení flexibilních hadic k rozvodu vzduchu do dalších místností. Tento systém má více nevýhod jako výhod a je označován za zastaralý. Díky dvojitému plášti může docházet k přehřívání krbové vložky. Proto je nutné použít ventilátor, který zvýší průtok vzduchu vložkou, což má za následek energetickou závislost a zvýšený únos prachových částic. Další nevýhodou je velmi malá akumulace tepla.



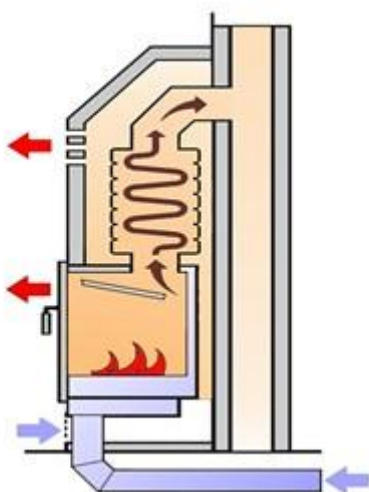
Obr. 8 Dvouplášťové provedení KV [8]

2.4 AKUMULAČNÍ

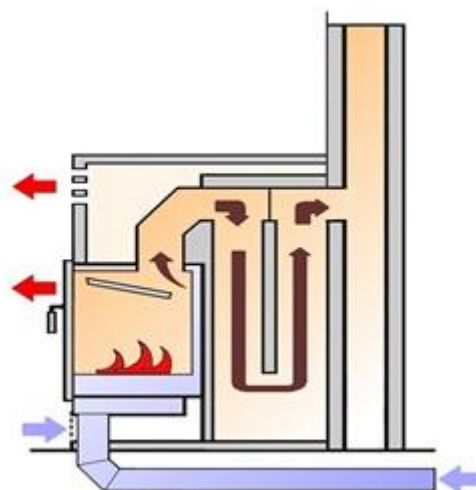
Obecně jde o zařízení, které při svém provozu nabíjí akumulční tělesa, která následně po odstavení zařízení dodávají teplo do otápné místnosti. Doba a intenzita vyzařování tepla je závislá na použitých materiálech a jeho množství. Základním principem přenosu tepla je radiace neboli sálání tepla z naakumulovaných částí. Jejich provoz je charakterizován jako cyklické zatápění, což znamená, že po naplnění tepelné kapacity těles je třeba nechat topeniště vyhasnout. Kdyby tak nebylo učiněno, docházelo by k velkému snižování účinnosti vlivem komínové ztráty.

Mezi nejstarší patří kachlová kamna, která obsahují spalovací komoru bez průhledného průčelí, na kterou navazuje spalinový tah nabíjecí akumulční hmotu. V dnešní době se stále od těchto typů kamen neupustilo, jen se doplňují průhledným čelem spalovací komory. Stavební část pro odvod spalin je buď zděná (kvalitnější robustnější), nebo tvořena šamotovým kanálem. Další je aplikace použití akumulčních prstenců, na klasické horkovzdušné vložky. Majitel si tak doplní jednoduchá krbová kamna či krbovou vložku, která by jinak rychle vychladla.

Nevýhodou těchto zařízení je jejich vysoká hmotnost a cena stavebních materiálů.



Obr. 9 Akumulace s akumulčními prstenci[8]



Obr. 10 Akumulace s tahovým systémem [8]

2.5 TEPLOVODNÍ

Teplovodní krbové vložky odvádí vzniklé část tepla pomocí teplotnosného media (vody) a část konvekci nebo radiací do místnosti. Získané teplo je distribuováno teplotnosným mediem do otopné soustavy vytápěného objektu. Důležitým parametrem je podíl tepla předaný teplotnosnému mediu, což ovlivňuje zejména konstrukce teplosměnné plochy:

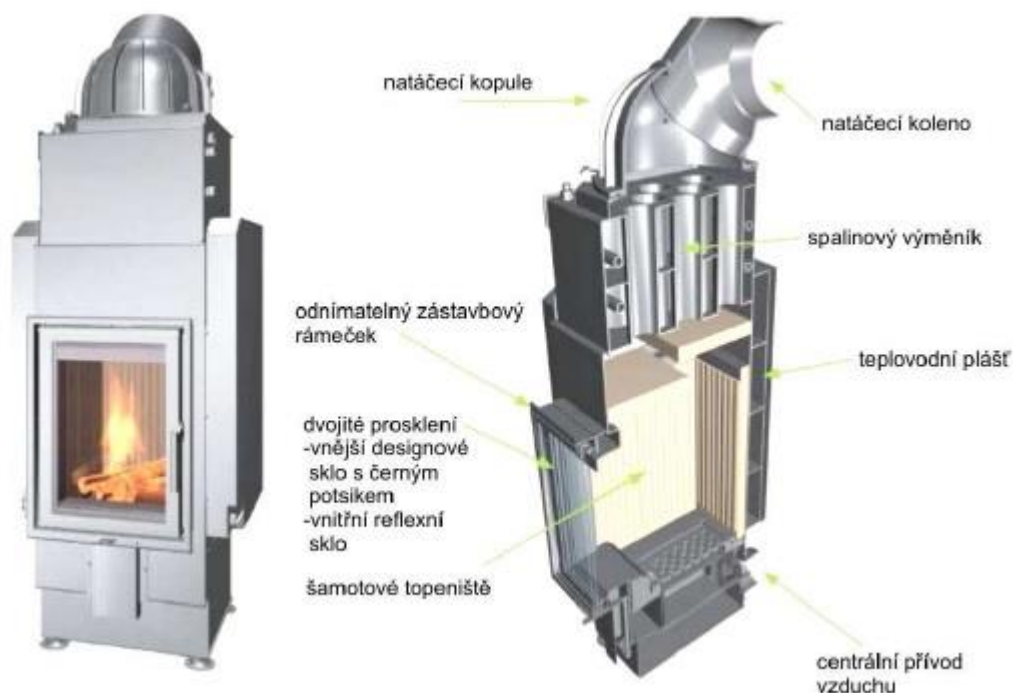
Prvním typem je výměník tepla v plášti vložky, který odvádí teplo z povrchu pláště. Tento způsob nám nejvíce ovlivní poměr předání tepla do vody než do okolního vzduchu.

Druhým typem je spalinový teplovodní výměník umístěný do spalinového tahu. Tento způsob však dokáže odebrat max. 1/3 celkového tepelného výkonu, s čímž musíme počítat při návrhu výkonu kamen, aby nedocházelo k přetápění místností, kde je vložka umístěna. Spalinový výměník bývá konstruován jako žárotrubný. Tímto výměníkem lze doplnit i kouřovod krbové vložky, které nebyly pro tento účel původně určeny, ale je třeba hlídat rosný bod spalin, aby nedocházelo ke kondenzaci vodní páry v komíně. Spalinový výměník může být také konstruován jako vodou chlazené deflektory.

Třetí způsob je kombinace předešlých dvou typů výměníků, tedy získá teplo jak z pláště, tak i ze spalin pomocí výměníku. Tepelným zaizolováním celé vložky a instalací reflexního pokoveného dvojitého skla dosáhneme největšího tepelného zisku do otopné sítě, která může činit 70 – 80 % celkového výkonu KV. [11]

Výhodou těchto zařízení je napojení na systém ústřední topení s dobrou regulací teplot v místnostech a snadnou akumulací tepla v akumulační nádrži.

Nevýhodou těchto krbových vložek je cena jich samotných a periferních zařízení nutných k provozu a zajištění bezpečnosti. Také s sebou nesou určitou míru rizika v případě přetopení a následné exploze vodního systému.



Obr. 11 Teplovodní krbová vložka ROMOTOP[8]

2.6 PROSKLENÍ

Volbu typu prosklení určuje typ krbové vložky a její umístění. Pokud jde o horkovzdušnou krbovou vložku, volí se z důvodu lepšího prostupu tepla do místnosti jedna vrstva žáruvzdorného skla s pórovitou strukturou. Pro teplovodní krbové vložky, kde chceme minimalizovat prostup tepla do místnosti a maximální podíl tepla předaný vodě, volíme sklo dvojité. Sklo na vnitřní straně vložky je potáhnuto kovovým povlakem, aby maximálně reflektovalo vyzařované teplo zpět do ohniště.

Tvar prosklení se odvíjí od umístění vložky. Rohové prosklení je vhodné pro rohové vložky, oboustranné prosklení prezentuje plameny do dvou místností najednou a existuje spousta dalších modifikací. Pro zvýšení zorného úhlu na plameny v krbové vložce se volí obloukové sklo, nebo tzv. třístranné provedení.



Obr. 12 Možnosti prosklení KV

3 POPIS TEPELOVODNÍ KRBOVÉ VLOŽKY

Cílem práce je návrh teplovodní krbové vložky. Na trhu dostupné typy se od sebe samozřejmě liší, v obecné rovině je však lze popsat takto:

POPELNÍK

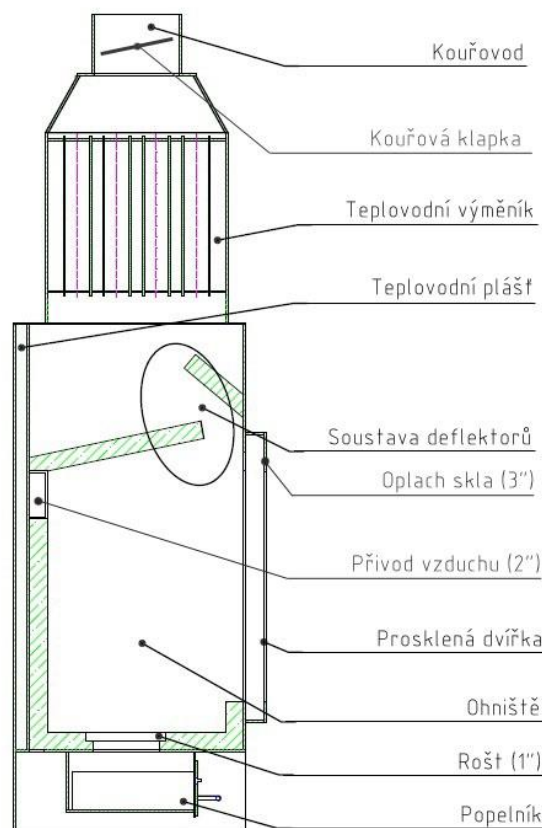
Nachází se pod ohništěm a slouží k zachycení popele.

ROŠT

Převážně litinový prvek na dně spalovací komory, na který se cyklicky přikládá palivo. Rovněž slouží k přívodu primárního vzduchu a odvodu popele do popelníku.

OHNIŠTĚ

Ohniště je prostor, kde dochází k přeměně energie vázané v palivu na teplo spalín a s cílem minimalizovat vznik škodlivin a ztráty nedopalem. Proces spalování je silně ovlivněn konstrukcí tedy rozměry ohniště. Prostor má zpravidla žáruvzdornou vyzdívku, která chrání plášť před vysokými teplotami (heterogenní pnutí, opal materiálu) a rovněž zvyšuje teploty spalování a akumulaci tepla v ohništi.



Obr. 13 Popis teplovodní KV

PROSKLENÁ DVÍŘKA

Dvířka slouží pro cyklické doplňování paliva do ohniště. Prosklení bývá součástí dvířek a to z přední strany, výjimkou nejsou jiné modifikace prosklení (boční, zadní, rohové). V případě teplovodních vložek jsou často volena i dvojitá prosklení s kovovým povlakem, který má za úkol omezit vyzařování tepla do okolí.

SOUSTAVA DEFLEKTORŮ

Je určena k prodloužení cesty spalín z ohniště do kouřové komory, díky tomu dochází k lepšímu dohoření hořlaviny ve spalínách. Také reflektují vyzařovanou energii a tím udržují vyšší teplotu uvnitř ohniště.

TEPELOVODNÍ PLÁŠŤ

Tvoří pevné ohraničení (stěny) KV. V meziprostoru pláště cirkuluje teplotonosná kapalina a odebírá teplo vyzařované ohništěm, které by jinak bylo předáno do okolí.

TEPELOVODNÍ VÝMĚNÍK

Slouží k dochlazení spalín odcházejících z ohniště, čímž se zvyšuje podíl tepla předaný do vody a minimalizuje komínová ztráta. Nejčastěji bývá v žárotrubném provedení, existuje i vodotrubné, které se používá velmi okrajově.

KOUŘOVÁ KLAPKA

Kouřová klapka slouží k regulaci tahu komína a k jeho uzavření v době kdy v krbové vložce netopíme. Z důvodu bezpečnosti klapka nezaslepuje celý průřez kouřovodu (maximálně 75% průřezu). Klapka je ovládána manuální nebo automatickou regulací.

KOUŘOVOD

Kouřovodem se odvádí spaliny z krbové vložky do komína.

3.1 SYSTÉM PŘÍVODU VZDUCHU DO KV

Každý výrobce volí jiný systém přívodu vzduchu do KV a jejich různé poměry. Uvedeny jsou pouze nejčastější příklady.

VZDUCH 1“ (PRIMÁRNÍ)

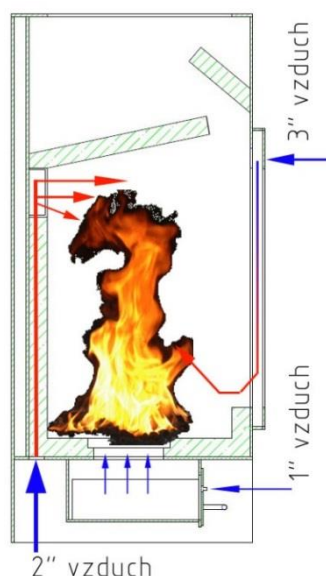
Primární vzduch, bývá nejčastěji přiváděn z pod roštu přímo pod palivo. V případě bez roštového ohniště přivádíme vzduch v nejnižším bodě ohniště. Tento způsob přívodu vzduchu využijeme při zatápní v krbu a po zbytek topné doby je minimalizován nebo úplně uzavřen.

VZDUCH 2“ (SEKUNDÁRNÍ)

Krbové vložky jsou dnes převážně navrhovány pro spalování dřeva, které má vysoký podíl prchavé hořlaviny. Hlavní proces spalování tedy probíhá nad vsázkou paliva, kde je také situován přívod sekundárního vzduchu. Pro zintenzivnění dynamiky spalování je důležitá rychlost proudění a teplota přiváděného vzduchu. Předehřev je proveden systémem kanálů umístěných v plášti či vyzdívce KV. Tento vzduch by měl mít po roztopení KV co největší zastoupení (až 80%).

VZDUCH 3“ (TERCIÁRNÍ – OPLACH SKLA)

Vzduch terciární, také nazývaný jako oplach skla se přivádí nad celou délkou prosklení dvířek. Jelikož není předehříván, tak vyšší rozdíl hustot vzduchu a spalin způsobuje pád studenějšího vzduchu po skle směrem dolů a tím vytváří ochrannou vrstvu, která zabráni usazení nečistot.



Obr. 14 Systém přívodů vzduchů do KV

4 VYTÁPĚNÍ RD TEPLOVODNÍ KRBOVOU VLOŽKOU

Důležitým faktorem pro správnou tepelnou pohodu v RD je správně navržený tepelný výkon KV, protože poddimenzovaná kamna (kamna s nedostatečným výkonem) budou přetápěná, čímž bude docházet k vysokému namáhání celé konstrukce s negativními následky na životnost. Naopak kamna s výkonem větším než je potřeba, se provozují s omezeným příívodem vzduchu a sníženým výkonem, aby nedocházelo k přetápění místností. To má za následek výrazně nedokonalé spalování, zvýšení emisí, snížení účinnosti, nefungující oplach skla a zadehtování vložky. Kamna bychom měli tedy provozovat na nominálním výkonu, který odpovídá přibližně 60 – 70 % maximálnímu výkonu kamen.

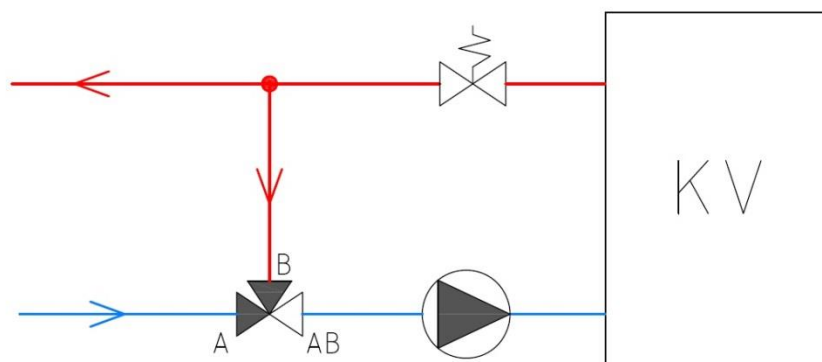
4.1 ZPŮSOBY ZAPOJENÍ KV

Při výběru zapojení KV je důležité si uvědomit, zda bude plnit funkci primárního zdroje tepla, nebo sekundárního zdroje, zda bude systém obohacen o akumulční nádrž či nikoliv. V následujícím textu jsou znázorněny a v jednoduchosti vysvětleny základní způsoby zapojení s výčtem jejich výhod a nevýhod.

4.1.1 ZAPOJENÍ S TROJCESTNÝM VENTILEM (KOTLOVÝ OKRUH)

Zapojení s trojcestným ventilem bývá nazýván jako by-passový, tvořící krátký okruh, který zahrnuje bezpečnostní armatury, čerpadlo, krbovou vložku a samozřejmě vlastní trojcestný ventil. Aplikace se vytvořila, protože při spalování tuhých paliv se do spalín dostává vodní pára, která kondenzuje na studených stěnách výměníku tepla při podkročení rosného bodu, zanáší výměník a podporuje korozi. Dobu kondenzace a tím množství zkondenzované vodní páry, zkracuje zapojení trojcestného ventilu. Při zatápění dokud se vrací chladná voda, tak je ventil otevřen ve směru B->AB, což nám říká, že chladivo cirkuluje v krátkém okruhu a kamna tak pozvolna nahřívají pouze tento okruh. Jakmile teplota v krátkém okruhu dosáhne požadovaných hodnot, začne trojcestný ventil otvírat cestu A -> AB, což zapříčiní postupný ohřev velkého okruhu až do úplného otevření A -> AB. Při provozní teplotě je by-pass uzavřen. Alternativou k instalaci trojcestného ventilu je vytvoření dvou nezávislých okruhů, kotlového a topného s předáváním tepla ve výměníku. Teplotu v kotlovém okruhu pak regulujeme průtokem vody v topném okruhu.

Pokud si chceme okruh zjednodušit, můžeme vynechat zapojení s trojcestným ventilem. Zdůvodnění tohoto řešení vychází z dalšího zdroje tepla, u kterého nedochází ke kondenzaci a ohřeje tedy celý okruh na provozní teplotu a až poté se zatopí v KV a alternativní zdroj se odpojí.



Obr. 15 Schéma zapojení trojcestného ventilu

4.1.2 SAMOTÍŽNÉ ZAPOJENÍ

Pracuje na základním principu rozdílných měrných objemů látek, tedy teplá voda stoupá nahoru, chladnější klesá. Logicky proto musí být zdroj tepla (KV) umístěn pod otopnou soustavou, rovné úseky musí být instalovány se spádem, průměry trubek musí mít trochu vyšší světlost než u systému s nuceným oběhem. Regulace systému probíhá termostatickými ventily u topných těles. Průtok dle zvyšování rozdílů teplot také mírně roste, tady můžeme mluvit o jisté samoregulaci soustavy.

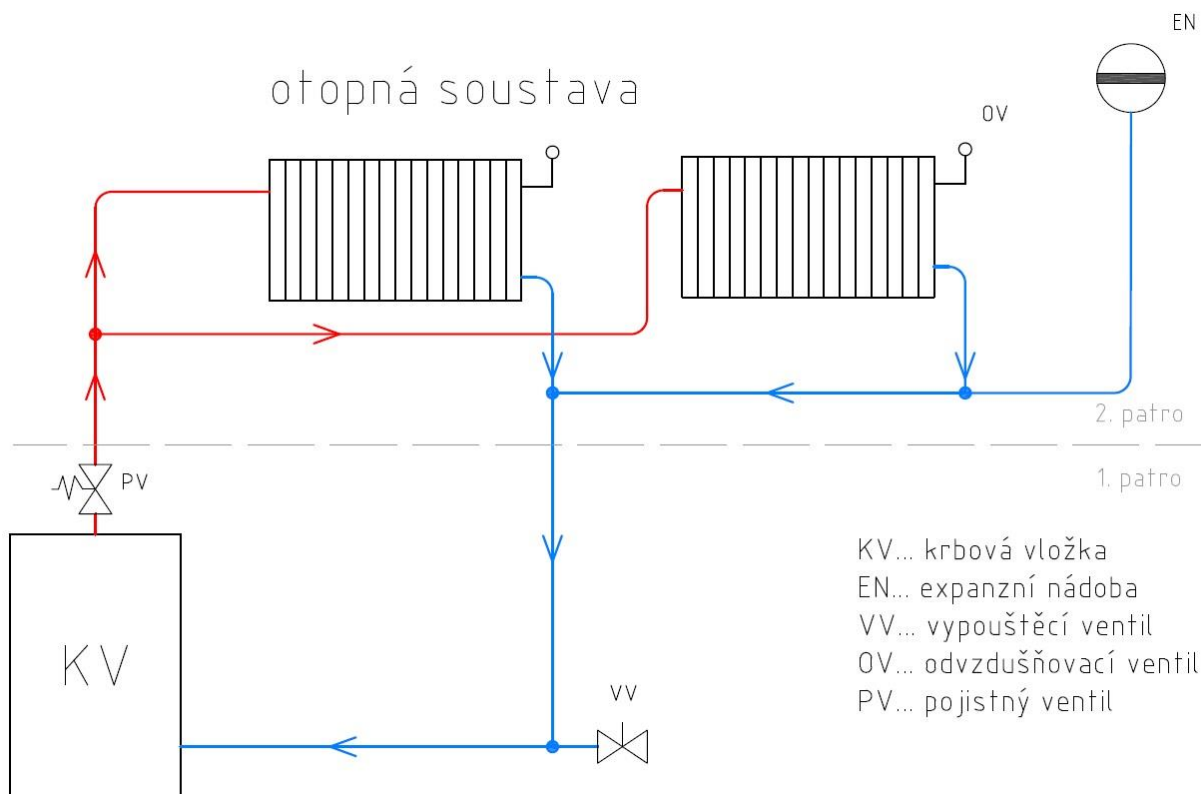
Výhodou tohoto systému je jeho energetická nezávislost, tzn., že není přerušena cirkulace v případě výpadku proudu, čímž se zvyšuje úroveň pasivní bezpečnosti. Nevýhodou je rozmístění komponent dle schématu, které není možné vždy realizovat a složité spádování potrubí v celém systému.

Výhody:

- + energetická nezávislost
- + pasivní bezpečnost
- + spolehlivost
- + cena

Nevýhody

- komplikované rozmístění komponent
- pracnější instalace potrubí (dodržované spády)
- samoregulační schopnosti soustavy



Obr. 16 Schéma samotížného zapojení

4.1.3 ZAPOJENÍ KV S AKUMULAČNÍ NÁDRŽÍ

V tomto systému má KV v okruhu zapojené oběhové čerpadlo (OČ), řízené termostatem, který se realizuje jako příložný na výstupním potrubí. Pokud termostat detekuje zvýšenou teplotu na potrubí, zvýší otáčky oběhového čerpadla a naopak. Díky doplnění o oběhové čerpadlo, můžeme rozmístit komponenty pro vytápění po RD bez počítání spádu, jako u samotížného systému. V sestavě je vhodné umístit trojcestný ventil, zapojený hned za KV. Nevýhodou je, že systém má pouze jediný zdroj tepla, což není prozíravé.

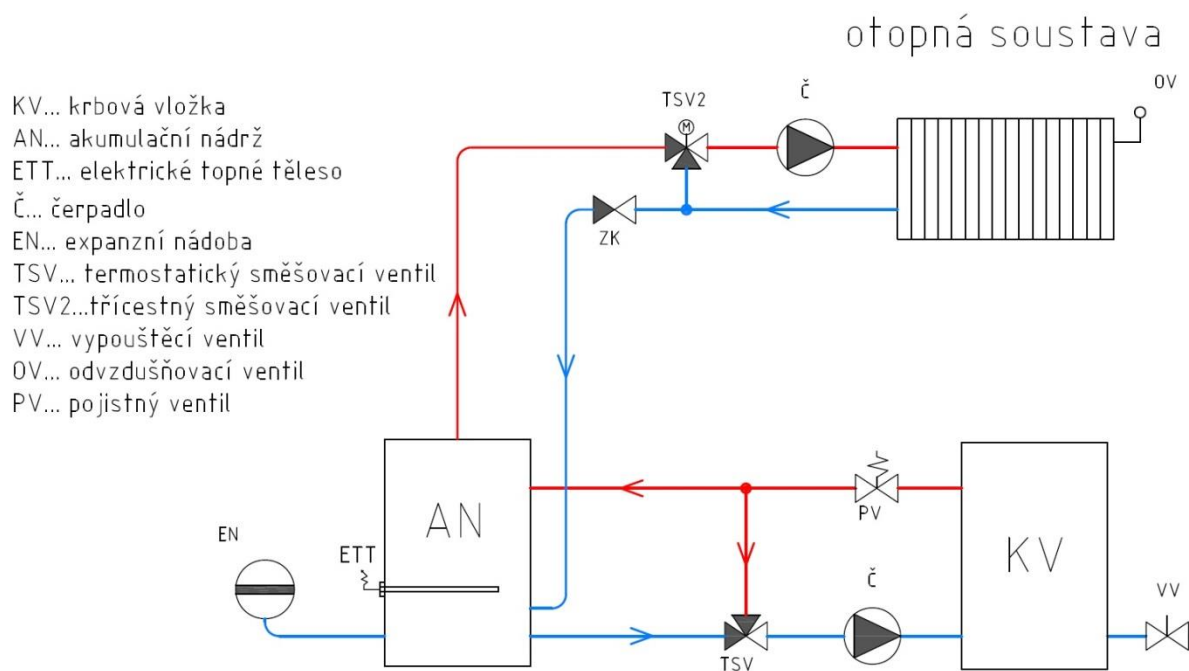
Akumulační nádrž je zařízení, které slouží pro ukládání přebytků energie při topení. Regulace teploty se tak stává téměř nezávislou na tom, jak hoří v KV. Díky přidání tohoto zařízení si můžeme pomyslně rozdělit systém na dva nezávislé okruhy: topný a vytápěcí. Vytápěcí okruh dodává energii do akumulace a topný okruh energii odebírá na požadavek uživatele (respektive kryje tepelnou ztrátu domu). Nehledě na spotřebu topného okruhu, mohou vložku provozovat na nejefektivnější hladině výkonu. Tuto výhodu uživatel využije nejlépe v přechodném ročním období. Topná sezóna činí cca 240 topných dní, z toho 40 dní teploty silně překračují hranici 0 °C, kdy je potřeba plný výkon vložky, naopak ve zbývajících dnech je energie potřeba poloviční množství. Dle na dimenzování velikosti nádrže se můžeme energii předzásobit na 12 až 24 hodin. Díky optimalizaci provozu, energii vyrábím při optimální účinnosti a výsledkem je zmenšení počtu topných dní, času stráveného obsluhou a opotřebením soustavy.[9]

Výhody:

- + libovolné rozmístění komponent
- + vytápění RD i při vyhaslé KV
- + dobrá teplotní regulace otopné soustavy

Nevýhody

- energeticky závislý systém
- není možná diversifikace paliv
- vyšší nároky na bezpečnost provozu



Obr. 17 Schéma zapojení KV s akumulací nádrží

4.1.4 ZAPOJENÍ KV S DALŠÍM ZDROJEM TEPLA

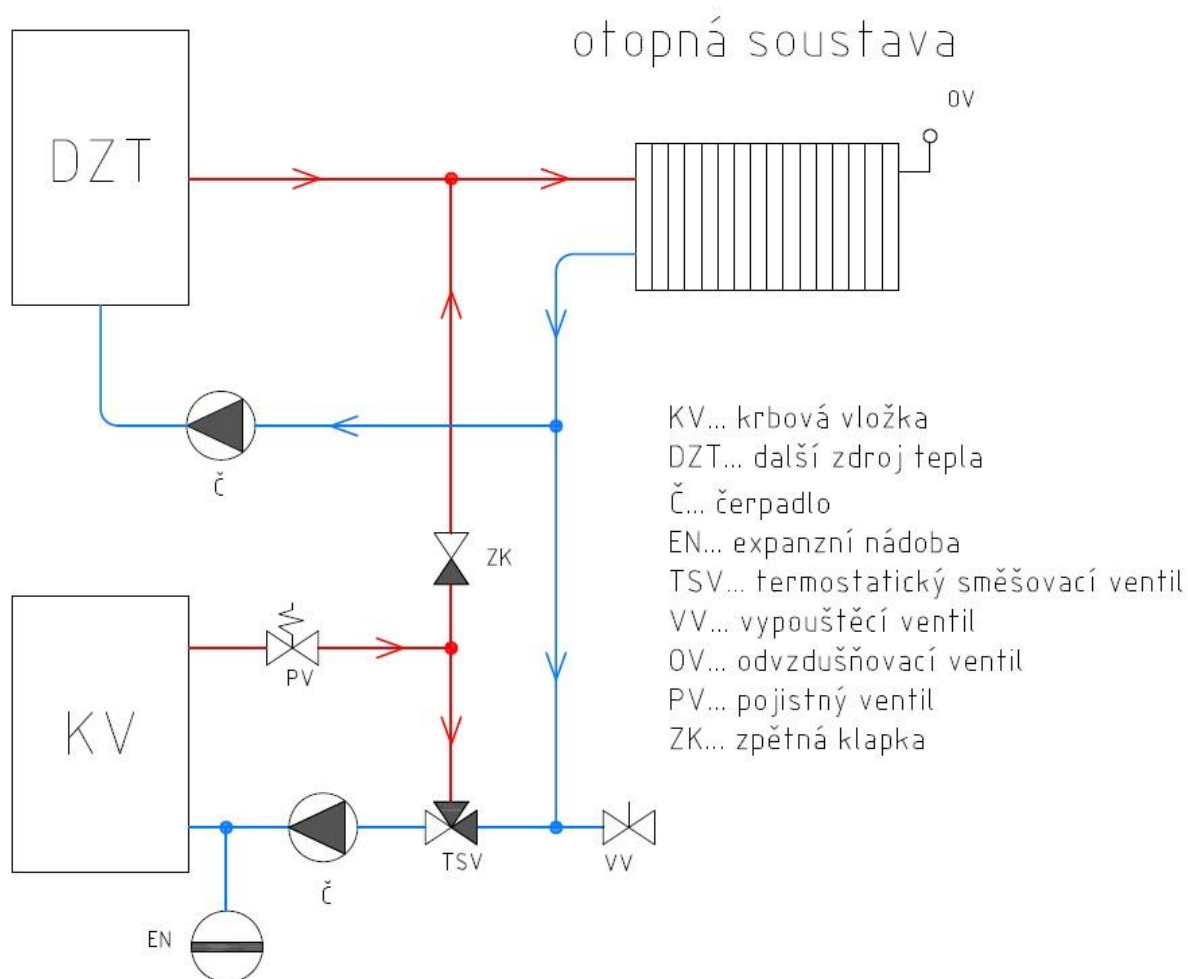
Tento systém je jedním z nejčastějších zapojení, kde se zdroj vytápění (většinou plynový nebo elektro kotel) napojený na ústřední topení doplní paralelně připojenou krbovou vložkou, takové systémy nazýváme bivalentní. KV pokrývá ztráty domu a v případě přerušení dodávky tepla (vyhasnutí), nebo větších mrazů, na které KV není dimenzována se dotápí plynovým (elektro) kotlem, který je dimenzován jako primární zdroj energie s širokým rozsahem regulace. Popsaný způsob musí být plně automatický, jinak bude systém velmi neefektivní z hlediska pohodlí obsluhy. Plynový kotel tak do jisté míry zastává i regulační člen soustavy. Pro lepší regulovatelnost systému, je vhodné použití akumulční nádrže.

Výhody:

- + libovolné rozmístění komponent
- + diversifikace paliv
- + v případě použití akumulční nádrže lepší regulace teploty otop. soustavy
- + široký regulační rozsah výkonu

Nevýhody

- energeticky závislý systém
- vyšší pořizovací cena systému
- vyšší nároky na bezpečnost provozu



Obr. 18 Schéma zapojení KV s dalším zdrojem tepla

4.1.5 ZAPOJENÍ S AKUMULAČNÍ NÁDRŽÍ, TUV A SOLÁRNÍMI KOLEKTORY

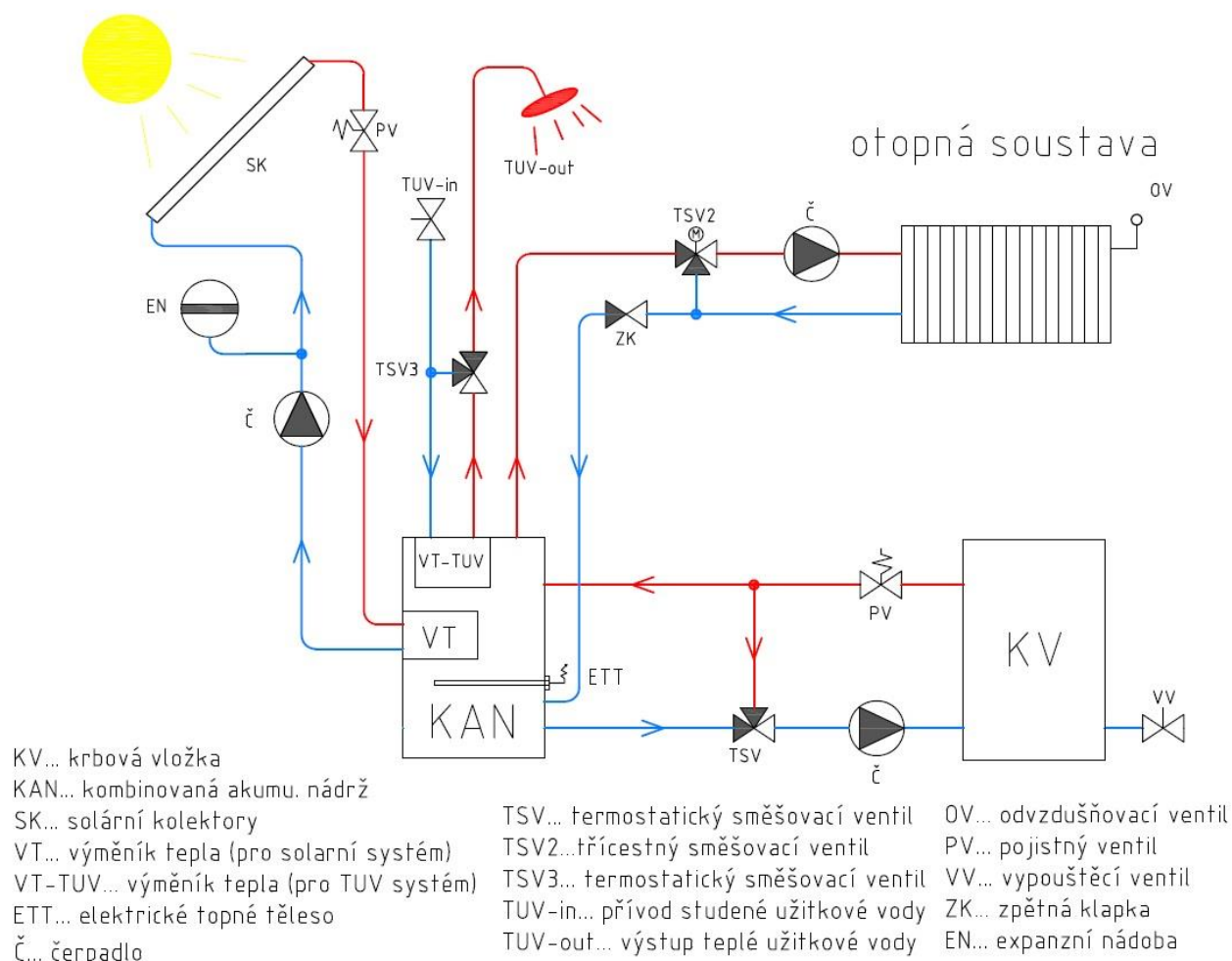
Tohle zapojení je podrobněji rozebráno v mojí bakalářské práci „Solární vytápění“, kde proběhla aplikace na RD přesně v tomto zapojení. Krbová vložka slouží jako primární zdroj tepla v zimním období společně s kombinovanou akumulací (akumulační nádrž s integrovaným odporovým topidlem). O předávání tepla se stará kombinovaná akumulační nádrž, kde je výměník pro ohřev teplé užitkové vody, i topný okruh solárního systému. V letním období se o ohřev TUV a o případné dotápění prostoru stará solární systém. Výhody spočívající v použití akumulační nádrže jsou již popsány v kapitole 4.1.2 Zapojení KV s akumulační nádrží.

Výhody:

- + libovolné rozmístění komponent
- + vytápění RD i při vyhasnutí KV
- + dobrá teplotní regulace otopné soustavy
- + diversifikace paliv
- + vysoká úspora na primárním palivu
- + využití zdroje obnovitelné energie

Nevýhody

- energeticky závislý systém
- složitost systému
- vyšší nároky na bezpečnost provozu
- velmi vysoké pořizovací náklady



Obr. 19 Schéma zapojení s akumulační nádrží, TUV a solárními kolektory

4.2 REGULACE VÝKONU TEPLOVODNÍ KRBOVÉ VLOŽKY V RD

Regulaci teploty prostředí uvnitř RD je možno realizovat dvěma způsoby. První způsob je regulace tepelného výkonu samotné KV, tento způsob si popíšeme důkladněji v několika různých provedeních. Druhý způsob je regulace teploty a průtoku vody otopnou soustavou. To zajišťuje systém, na který je KV napojena a využívá k tomu směšovací armatur, regulace otáček čerpadla a nastavení termostatických ventilů na otopných tělesech. Rychlost reakce je u regulace otopné soustavy v desítkách sekund, kdežto když změním stav KV, tak výsledek se projeví až za několik minut. V následujících kapitolách se zaměříme na regulaci výkonu samotné KV.

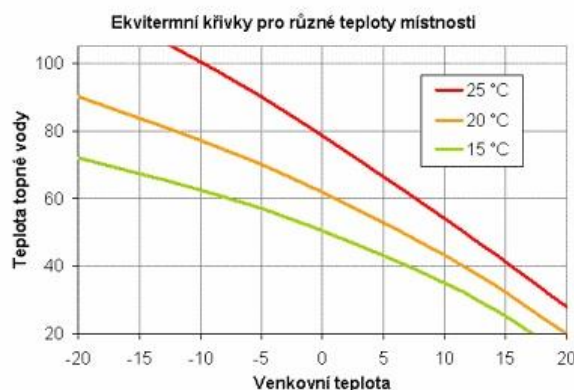
4.2.1 AUTOMATICKÁ REGULACE

Automatická regulace ovládá celý topný systém a reguluje průběh hoření přívodem spalovacího vzduchu v závislosti na rozdílu výkonů požadovaného a dodávaného. Základem pro uživatele je ovládací panel s řídicí jednotkou, která řídí topný okruh ve kterém je zdrojem tepla KV, plynový kotel a eventuálně další zdroje. Řídicí jednotka řídí systém na základě informací z čidel umístěných v systému za pomoci servomotorů a čerpadel, tyto hodnoty také zobrazuje uživateli a umožňuje mu systém diagnostikovat. Díky bezpečnostním zvukovým signálům, lze odhalit včas poruchu systému (porucha čerpadla, přetopení systému) a zasáhnout. [12] Použitím této technologie lze dosáhnout určitých úspor na primárním palivu a jednoznačnou výhodou je komfort obsluhy pro uživatele.

EKVITERMNÍ REGULACE

Ekvitermní regulace bývá součástí řídicí jednotky automatické regulace. Její masivnější uplatnění vzniklo s příchodem podlahového vytápění, z toho vyplývá, že tato regulace je vhodná pro topná tělesa s velkou tepelnou kapacitou. Jestliže máme topné těleso umístěné v podlaze s betonovou loží, tak při zatopení se zvýšení teploty v místnosti ukáže až po určitém čase (dvě až čtyři hodiny). Tato setrvačnost se nazývá dopravní zpoždění. Pokud bychom použili klasický prostorový termostat, teplota by oscilovala v sinusovce mezi minimem a maximem, to je z hlediska regulace nepřijatelné.

Princip této regulace teploty spočívá v nastavení topné vody na základě venkovní teploty. Při nižší venkovní teplotě je požadována vyšší teplota dodávané topné vody, aby došlo k rovnováze mezi tepelnou ztrátou objektu a dodaným teplem. Regulace topné vody se děje buď regulací zdroje tepla (plynové a elektro kotle), nebo při využití KV, je nutná akumulární nádrž s termostatickým směšovačem. Pro daný objekt je nutné sestavit tzv. ekvitermní křivku, která popisuje vzájemnou závislost teploty venkovní, topné vody a teploty v místnosti, tahle závislost vyplývá z tepelných ztrát RD. Pro každou teplotu je nutno sestavit vlastní křivku. Na Obr. 20 Ekvitermní křivky jsou křivky stanoveny pro teploty 15°C, 20°C, 25°C. [14]



Obr. 20 Ekvitermní křivky[2]

4.2.2 ZÁKLADNÍ REGULACE

Zpravidla je o jednoduché elektronické ovládání přímo na KV. Ovládán je přívod vzduchu, popřípadě komínová klapka. Obsahuje také bezpečnostní číslo, které zavírá klapku vzduchu při přetopení a předává signál do zvukového hlásiče přetopení. Systém není potřeba zapojovat do sítě, je totiž napájen bateriemi s dlouhodobou životností, čímž přispívá k bezpečnosti zařízení při výpadku elektrické energie.[12]

4.2.3 MANUÁLNÍ REGULACE

Jde o ovládání pomocí táhla, jednoduché zařízení, které nepotřebuje k funkci elektrickou energii. Výhodou této regulace je její cena. Nevýhodou je nižší bezpečnostní opatření a nižší komfort.



Ovládací panel
aut. regulace



Elektrické ovládání
základní regulace



Mechanické táhlo klapky
manuální regulace

Obr. 21 Ovládací prvky jednotlivých regulací

4.2.4 ZHODNOCENÍ TYPŮ REGULACE

V Tab. 1 máme srovnání základních vlastností výčtu zmíněných regulací.

Tab. 1 Porovnání kvality úrovně regulací

Vlastnost regulace	Druh regulace		
	Automatická	Základní	Manuální
Celkový komfort	vysoký	nižší	nízký
Bezpečnostní opatření	alarm	alarm	žádné
Energetická závislost	závislá	baterie	nezávislá
Cena	vyšší	nízká	v ceně KV

4.3 OCHRANA PROTI PŘETOPENÍ

Obecně platí pro teplovodní KV od výkonu 4,5 kW zapojených do uzavřené soustavy, že musí být zajištěn bezpečný odvod přebytečného tepla, tak aby nedošlo k nárůstu teploty nad 110 °C. Tyto systémy se řídí dle právních norem a musí být schopny chladit po dobu až 3 hodin v nepřítomnosti člověka. Pokud je člověk přítomen (topení pouze v přítomnosti příslušných osob) postačuje doba 0,5 hodiny, tj. doba potřebná k detekci poruchy a následného zahašení spalovacího procesu.[13]

4.3.1 POJISTNÝ VENTIL

Každá otopná soustava s teplovodními KV, musí být opatřena spolehlivým pojistným ventilem. Ventil se otevírá v případě, že dojde k překročení určité tlakové meze (v ČR 1,5 až 2,5 bar).

Pojistný ventil musí odpovídat ČSN 13 4309, 06 0830,69 0010. Je třeba jej umístit v pojistném místě, tzn. na nejvyšším místě zdroje tepla, nebo na výstupním potrubí ve vzdálenosti maximálně dvacetinásobku průměru potrubí, před uzavírací armaturou. Světlost ventilu, tím dané průtočné množství ventilem se určí dle ČSN 13 4309 a ČSN 06 0830, kde rozdělení hmotnostního toku má být maximálně mezi 3 pojišťovací ventily. [13]



Obr. 22 Pojistný ventil DN 15, pro výkon kotle do 75 kW[16]

4.3.2 ZÁLOŽNÍ ZDROJ ENERGIE PRO ČERPADLO

Záložní elektrický zdroj pro oběhové čerpadlo okruhu, řeší problematiku výpadku elektrické energie, přičemž tato „porucha“ patří jednoznačně mezi nejčastější. Investice do zařízení UPS (anglicky Uninterruptible Power Supply (Source) – „nepřerušitelný zdroj energie“) nejsou nikterak závratné a lze tuhle zálohu použít i pro více zařízení v domě. Mechanickou závadu na čerpadle však odstranit nedokážou, v tomto případě se musíme chránit i dalšími bezpečnostními prvky.



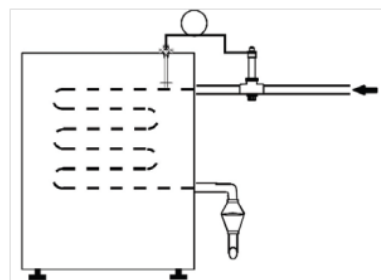
Obr. 23 Záložní zdroj APC 1500[15]

4.3.3 CHLAZENÍ POMOCÍ CIZÍHO ZDROJE (VODOVOD)

V případě poruchy a zvýšení teploty v systému (výměníku) nad povolenou mez, zaznamená toto zvýšení teplotní čidlo termostatického spouštěcího ventilu, který následně přes kapiláru otevře ventil. Tento ventil je na okruhu tlakové vody do dochlazovací smyčky, která je instalována v tělese žárotrubného výměníku. Voda při proudění ve smyčce odebere přebytečné teplo a je vypuštěna do kanalizace. Tlakovou vodou myslíme zdroj vody užitkové, pokud nemáme, musíme napojit na vodovodní řád. Použití termostatického upouštěcího ventilu je povinné pro bezpečnost provozu, dle vládního nařízení č. 182/1999 sb. a ČSN EN 303-5. Musíme myslet i na možnost, že zařízení provozované na vesnici má vlastní studnu s čerpadlem na elektrickou energii, z čehož plyne i absence dodávky tlakové vody pro tohle nouzové chlazení (řešení opět spočívá v záložním zdroji pro čerpadlo). [10]



Obr. 24 Termostatický ventil s kapilárou[10]



Obr. 25 Zapojení spouštěcího ventilu do systému[10]

4.3.4 POJISTNÝ VÝMĚNÍK

Jde o jednu z variant nouzového dochlazení, ale je také ekonomicky i prostorově náročná. Pojistný výměník je obdoba akumulární nádrže, která dle právních předpisů, nesmí být jinak využívána než k nouzovému dochlazení. Takže přebytečná nádrž nesmí sloužit k ohřevu TUV, ani jako akumulární nádrž.

5 DŘEVO JAKO PALIVO

Stejně jako všechna tuhá paliva, hodnotíme dřevo také podle obsahu tří základních složek:

- h – hořlavina (prchavá, vázaná v palivu)
- A – popelovina
- w – voda

kde platí: $h + A + w = 1$ (1)

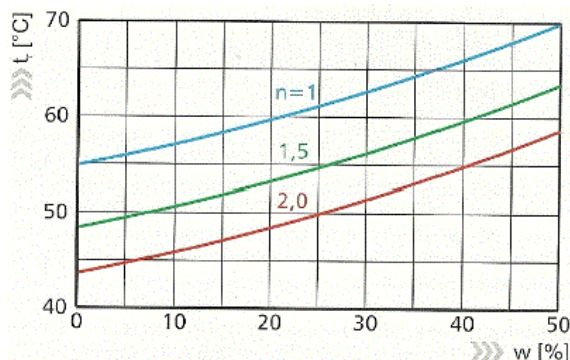
Dřevo jako palivo je výjimečné mezi tuhými palivy pro svoje složení hořlaviny, obsahuje téměř mizivý podíl popeloviny a má silně proměnný obsah vody. Hořlavinu u dřeva tvoří téměř samotná organická hmota, založená na uhlíku C, vodíku H a poměrně vysokém obsahu kyslíku O. Obsahuje také anorganickou hmotu, která se při růstu této organické hmoty dřeva dostala z půdy a tvoří tak část nazývanou se popelovina. Popelovina tvoří však pouze kolem 1% celkové hmoty, zásadnější je tu obsah vody, která je nedílnou součástí vzniku organických paliv. Obsah vody však velmi negativně ovlivňuje výhřevnost dřeva a dosahuje až 50 %. Proto by se dřevo po jeho vytěžení, mělo alespoň dva roky sušit na vzduchu, aby došlo k minimalizování hmotnostního podílu vody v palivu.[2]

5.1 VLASTNOSTI DŘEVA

Při návrhu spalovacích zařízení, musíme znát parametry a vlastnosti daného paliva:

- výhřevnost
- obsah hořlaviny a obsah její prchavé části
- obsah vody
- obsah popeloviny
- charakteristické teploty popele

Výhřevnost je teplo, které se uvolní dokonalým spálením 1 kg paliva a ochlazením spalin na teplotu 20 °C, přičemž vzniklá vodní pára zůstane v plynném skupenství. Vypočítá se ze spalného tepla, které se měří v kalorimetru. Spalné teplo nám říká, že jde o teplo, které se uvolní dokonalým spálením 1kg paliva a ochlazením spalin na teplotu 20 °C s uvažováním tepla uvolněného zkondenzováním vodní páry ve spalinách. Při vychlazování spalin proto nepřekračujeme rosný bod a spaliny nepodchlazujeme pod 150 °C, kvůli kondenzaci na teplosměnných plochách. Pro spalování dřeva platí přibližně následující závislosti na Obr. 11 určující teplotu rosného bodu.[3]



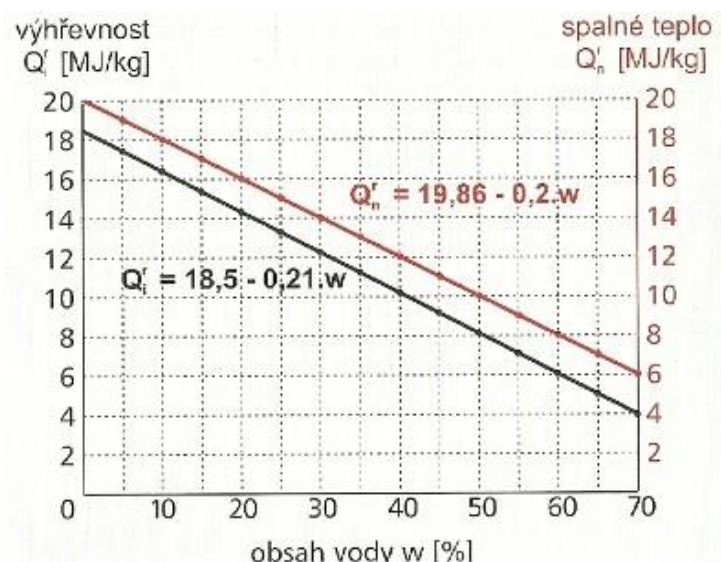
Obr. 26 Diagram určení teploty rosného bodu v závislosti na vlhkosti paliva [2]

Hořlavinu tvoří prvky uvedené v Tab. 2. Prchavá hořlavina je z 95 % součástí celkové hořlaviny obsažené v palivu, ta se začne uvolňovat při dosažení teploty od 170 do 250 °C, tahle teplota také udává teplotu vznícení. Podíl prchavé hořlaviny udává také tvar a velikost spalovací komory. Jelikož dřevo má největší podíl prchlivé hořlaviny vůbec, tak je pro něj nejvhodnější štíhlé a vysoké ohniště. Rozdíly ve složení hořlaviny u různých druhů dřeva se příliš neliší, přibližné hodnoty jsou uvedeny v tabulce Tab. 2.

Tab. 2 Složení hořlaviny dřeva[17]

Složka hořlaviny [%]	Druh dřeva			Kůra
	Jehličnaté	Listnaté	Smíšené	
Uhlík	51,0	50,0	50,5	51,4
Vodík	6,2	6,15	6,2	6,1
Kyslík	42,2	43,25	42,7	42,2
Dusík	0,6	0,6	0,6	0,3
Popelovina	1,0	1,0	1,0	2,3 – 5,0

Voda a popelovina tvoří nehořlavou část paliva, bývá označována jako balast. Popelovina u dřevní hmoty tvoří asi 1%, což nám říká, že zbytky po spalování (popel) nebudou tak objemné jako u jiných paliv. Obsah vody významně ovlivňuje výhřevnost paliva, tato závislost je vyobrazena na Obr. 27. Po těžbě dřeva je obsah vody ve dřevě až 50%, proto je nutné jej, alespoň dva roky sušit na vzduchu. Úbytek vody ve dřevě při sušení na vzduchu se odhaduje na 20% za jeden rok. Obsah vody rovněž ovlivňuje produkci oxidu uhelnatého a snižuje účinnost spalovacího zařízení.



Obr. 27 Graf závislosti výhřevnosti na obsahu vody v palivu[2]

Charakteristické teploty popele jsou teplota měknutí, tání a tečení. Tyhle teploty v malých ohništích neurčuje, respektive nepotřebujeme znát, protože nebezpečí tvorby nánosů na stěnách nehrozí i přesto, že v jádru plamene většinou teploty sintrace (spékání) jsou překračovány.

5.2 SLOŽENÍ ZKUŠEBNÍHO PALIVA

Dubové dřevo bylo vybráno jako palivo pro testování naší teplovodní krbové vložky. Rozbor zkušebního paliva provedla autorizovaná firma TUV NORD Czech, s. r. o. se sídlem v Brně. Díky tomuto testu budou naše výpočty blíže reálným výsledkům.

ZKUŠEBNÍ METODA / DRUH ZKOUŠENÍ:

LPP 5 – Chemický rozbor silikátů metodou ICP – OES (ČSN 72 0101)

LPP 26 – Stanovení vody metodou sušením gravimetricky (ČSN EN 14774-1, 2, 3)

LPP27 – Stanovení popela gravimetricky (ČSN EN 14775)

LPP28 – Stanovení prchavé hořlaviny gravimetricky (ČSN EN 15148)

LPP29 – Stanovení spalného tepla a výhřevnosti kalorimetricky (ČSN EN 14918)

LPP30 – Stanovení vodíku a uhlíku spálením v proudu kyslíku gravimetricky (ČSN 44 1355)

LPP31 – Stavení dusíku podle Kjeldahla (ČSN 44 1358)

LPP32 – Stanovení veškeré síry metodou Eschka (ČSN 44 1379)

Tab. 3 Výsledek zkoušky dubového dřeva

Stanovení		Vzorek v dod. stavu (r)	Vzorek bezvodý (d)	Hořlavina vzorku (daf)
Voda hrubá	[%]	-	-	-
Voda zbytková	[%]	-	-	-
Voda celková	[%]	21,46	-	-
Popel při 550 °C	[%]	0,76	0,97	-
Hořlavina	[%]	77,78	99,03	100
Spalné teplo (při 25 °C)	[kJ.kg ⁻¹]	15280	19455	19646
Výhřevnost (při 25 °C)	[kJ.kg ⁻¹]	13648	18047	18224
Prchavá hořlavina	[%]	65,01	82,77	83,58
Neprchavá hořlavina	[%]	12,77	16,26	16,42
Vodík H	[%]	5,04	6,42	6,48
Uhlík C	[%]	38,48	49	49,48
Dusík N	[%]	0,12	0,15	0,15
Kyslík O	[%]	34,1	43,41	43,84
Síra prchavá S _{prch}	[%]	0,04	0,05	0,05
Síra v popelu S _p	[%]	0,01	0,01	-
Síra veškerá S _v	[%]	0,05	0,06	-

6 VÝPOČET KRBOVÉ VLOŽKY

Pro konstrukci a výpočet krbové vložky byly zadány požadavky uvedené v Tab. 4, kterým se musela podřídít celá konstrukce

Tab. 4 Stanovené požadavky na konstrukci krbové vložky

Celkový tepelný výkon	8 kW
Poměr výkonu do vody	minimálně 50 %
Účinnost	minimálně 75 %
Emise	maximálně 0,3 % CO při O ₂ = 13 %

- výpočet dle [1] a [2].

6.1 MNOŽSTVÍ PALIVA PŘIVÁDĚNÉHO DO KV

Výpočet vychází z rovnice pro výpočet výkonu krbové vložky P_{celk} . Výkon je však veličinou zadanou. Pro výpočet předpokládáme minimální účinnost stanovenou na 75 %.

$$P_{\text{celk}} = Q_i \cdot \dot{M}_{\text{pal}} \cdot \frac{\eta}{100} [\text{kW}] \rightarrow \dot{M}_{\text{pal}} \quad (2)$$

$$\dot{M}_{\text{pal}} = \frac{P_{\text{celk}}}{Q_i^r \cdot \frac{\eta}{100}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

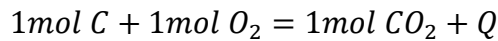
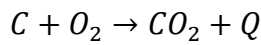
$$\dot{M}_{\text{pal}} = \frac{8}{13648 \cdot \frac{0,75}{100}} = 0,0007815 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

Množství paliva dodaného za jednu hodinu:

$$\dot{M}_{\text{pal}} = 3600 * 0,0007815 = 2,813 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

PŘÍKON V PALIVU

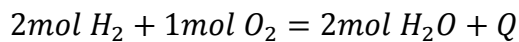
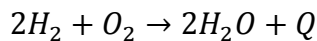
$$P_{\text{pal}} = \frac{Q_i^r \cdot \dot{M}_{\text{pal}}}{3600} = \frac{13648 \cdot 2,813}{3600} = 10,664 \text{ kW} \quad (4)$$

6.2 ROVNICE DOKONALÉHO SPALOVÁNÍ**SPALOVÁNÍ C NA CO₂ (UHLÍKU NA OXID UHLIČITÝ)**

$$12,01\text{ kg } C + 32\text{ kg } O_2 = 44,01\text{ kg } CO_2 + 407260\text{ kJ} \quad (5)$$

$$12,01\text{ kg } C + 22,39\text{ m}_N^3 O_2 = 22,26\text{ m}_N^3 CO_2$$

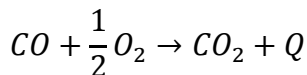
$$1\text{ kg } C + 1,865\text{ m}_N^3 O_2 = 1,854\text{ m}_N^3 CO_2 + 33910\text{ kJ} * \text{kg}^{-1}$$

SPALOVÁNÍ H NA H₂O (VODÍKU NA VODU)

$$4,032\text{ kg } H_2 + 32\text{ kg } O_2 = 36,032\text{ kg } H_2O + 486179\text{ kJ} \quad (6)$$

$$4,032\text{ kg } H_2 + 22,39\text{ m}_N^3 O_2 = 44,8\text{ m}_N^3 H_2O \text{ (voda je v plynné fázi.)}$$

$$1\text{ kg } H_2 + 5,553\text{ m}_N^3 O_2 = 11,11\text{ m}_N^3 H_2O + 120580\text{ kJ} * \text{kg}^{-1}$$

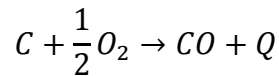
SPALOVÁNÍ CO NA CO₂ (OXIDU UHELNATÉHO NA OXID UHLIČITÝ)

$$1\text{mol } CO + \frac{1}{2}\text{mol } O_2 = 1\text{mol } CO_2 + Q \quad (7)$$

$$28,01\text{ kg } CO + 16\text{ kg } O_2 = 44,01\text{ kg } CO_2 + 255349\text{ kJ}$$

6.3 ROVNICE NEDOKONALÉHO SPALOVÁNÍ

SPALOVÁNÍ C NA CO (UHLÍKU NA OXID UHELNATÝ)



$$1 \text{ mol } C + \frac{1}{2} \text{ mol } O_2 = 1 \text{ mol } CO + Q$$

$$12,01 \text{ kg } C + 16 \text{ kg } O_2 = 28,01 \text{ kg } CO + 151866 \text{ kJ}$$

$$12,01 \text{ kg } C + 11,95 \text{ m}_N^3 O_2 = 22,50 \text{ m}_N^3 CO$$

$$1 \text{ kg } C + 0,932 \text{ m}_N^3 O_2 = 1,873 \text{ m}_N^3 CO + 12645 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

(8)

6.4 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO MNOŽSTVÍ VZDUCHU

MINIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ KYSLÍKU PRO SPÁLENÍ 1 KG PALIVA

$$V_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) [m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$V_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{38,48}{12,01} + \frac{5,04}{4,032} + \frac{0,04}{32,06} - \frac{34,1}{32} \right) = 0,759 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

(9)

MINIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ SUCHÉHO VZDUCHU

$$V_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2 \min} [m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$V_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} \cdot 0,759 = 3,614 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

(10)

SOUČINITEL VLHKOSTI

$$f = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} [-]$$

(11)

Předpokládáme prostředí s běžnými klimatickými podmínkami s teplotou 20 °C, čemuž odpovídá:

$$\varphi = 70 \%$$

$$p'' = 2,34 \text{ kPa}$$

$$p_c = 101,2 \text{ kPa}$$

$$f = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{2,34}{101,2 - \frac{70}{100} \cdot 2,34} = 1,017$$

MINIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ VLEHÉHO VZDUCHU PRO SPÁLENÍ 1 KG PALIVA

$$V_{VZ\ min} = f \cdot V_{VZ\ min}^S [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (12)$$

$$V_{VZ\ min} = 1,017 \cdot 3,614 = 3,675 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

6.5 VÝPOČET MNOŽSTVÍ SPALIN

Jde o množství spalin, které vznikne dokonalým spálením 1 kg paliva při minimálním množství vzduchu. (pro $\alpha = 1$) . Výpočty provedeny dle [1].

OBJEM CO₂ (OXIDU UHLIČITÉHO) VE SPALINÁCH

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} + 0,0003 \cdot V_{VZ\ min}^S [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (13)$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{38,48}{100} + 0,0003 \cdot 3,614 = 0,714 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

- v nasávaném vzduchu uvažujeme obsah oxidu uhličitého 0,03 %

OBJEM DUSÍKU (N₂) VE SPALINÁCH

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot \frac{N^r}{100} + 0,7805 \cdot V_{VZ\ min}^S [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (14)$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot \frac{0,12}{100} + 0,7805 \cdot 3,614 = 2,821 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

- v nasávaném vzduchu uvažujeme obsah dusíku 78,05%

OBJEM OXIDU SIŘIČITÉHO (SO₂) VE SPALINÁCH

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{S_{prch}^r}{100} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (15)$$

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{0,04}{100} = 0,0003 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

- pro úplnost spočítáno i množství oxidu siřičitého, avšak na celkovou bilanci je tento podíl bezpředmětný

OBJEM ARGONU (A_r) VE SPALINÁCH

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot V_{VZ\ min}^S [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (16)$$

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot 3,614 = 0,033 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

- v nasávaném vzduchu uvažujeme obsah argonu 0,92 %

MINIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ SUCHÝCH SPALIN

$$V_{SP\ min}^S = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{SO_2} + V_{Ar} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (17)$$

$$V_{SP\ min}^S = 0,714 + 2,821 + 0,0003 + 0,033 = 3,568 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

MINIMÁLNÍ OBJEM VODNÍ PÁRY VZNIKLÉ SPÁLENÍM 1 KG PALIVA

$$V_{H_2O\ min}^P = \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{H_2^r}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{W^r}{100} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (18)$$

$$V_{H_2O\ min}^P = \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{5,04}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{21,46}{100} = 0,826 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

MINIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ PÁRY VZNIKLÉ Z VLHKÉHO VZDUCHU

$$V_{H_2O\ min}^{VZ} = (f - 1) \cdot V_{VZ\ min}^S [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (19)$$

$$V_{H_2O\ min}^{VZ} = (1,017 - 1) \cdot 3,614 = 0,061 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

MINIMÁLNÍ OBJEM VODNÍ PÁRY

$$V_{H_2O} = V_{H_2O\ min}^{VZ} + V_{H_2O\ min}^P [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (20)$$

$$V_{H_2O} = 0,061 + 0,826 = 0,887 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

MINIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ VLHKÝCH SPALIN

$$V_{SP\ min} = V_{SP\ min}^S + V_{H_2O} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (21)$$

$$V_{SP\ min} = 3,568 + 0,887 = 4,455 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

$1 m_N^3 \dots$ je při normálních podmínkách (při 0 °C, 0,101 MPa)

MNOŽSTVÍ VLHKÝCH SPALIN NA 1 KG PALIVA

$$V_{SP\ min} = V_{SP\ min}^S + V_{H_2O} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (22)$$

$$V_{SP\ min} = 3,568 + 0,887 = 4,455 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

MNOŽSTVÍ VLHKÝCH SPALIN S PŘEBYTKEM VZDUCHU NA 1 KG PALIVA

Nyní je třeba si vypočítat, jaké bude množství spalin za přebytku vzduchu, který bude při spalování. Přbytek vzduchu se dle praktických zkušeností u KV pohybuje na hodnotách 2 a vyšších. Pro naše výpočty si zvolíme hodnotu přebytku vzduchu $\alpha = 2,5$.

$$V_{SP} = V_{SP\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{VZ\ min} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (23)$$

$$V_{SP} = 4,455 + (2,5 - 1) \cdot 3,675 = 9,968 m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

MNOŽSTVÍ VLHKÝCH SPALIN S PŘEBÝTKEM VZDUCHU NA SKUTEČNÉ MNOŽSTVÍ PALIVA

Pro přepočet na skutečné množství paliva, je nutný objem spalín vynásobit množstvím paliva, které jsme si spočítali.

$$\dot{V}_{SP} = V_{SP\alpha} \cdot \dot{M}_{pal} [m_N^3 \cdot hod^{-1}] \quad (24)$$

$$\dot{V}_{SP} = 9,968 \cdot 2,813 = 24,919 m_N^3 \cdot hod^{-1}$$

6.6 STANOVENÍ ROZMĚRŮ OHNIŠTĚ

Výpočty, dle kterých je navrhována většina spalovacích zařízení se stává při aplikaci na velmi malá ohniště značně nepřesnými (krbová vložka), kde se spalovací proces mění každou minutou a jsou zde uplatněny zcela odlišné procesy přestupu tepla. Také z důvodu nedostatku studijního materiálu k návrhu a výpočtu krbových vložek, se budeme při výpočtu rozměrů držet efektivního návrhu ohniště dle [4] od Ing. Janáska a spol. a odborných konzultací. Tento způsob výpočtu je založen na experimentálních zkouškách krbových kamen ve Výzkumném energetickém centru v Ostravě.

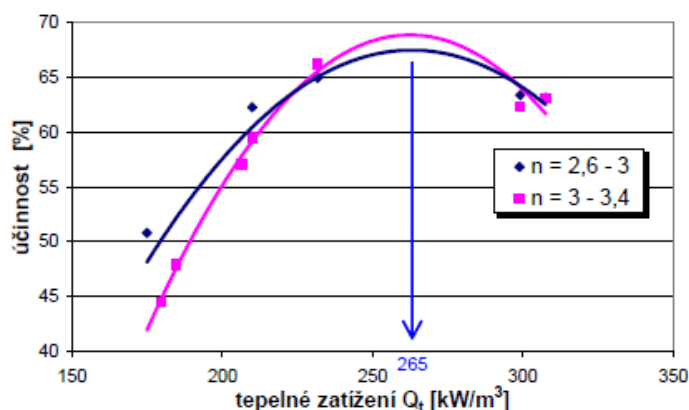
OBJEM OHNIŠTĚ

Vycházet budeme z rovnice (25), kde je požadovaný celkový výkon $P_{celk} = 8 \text{ kW}$, objemové tepelné zatížení ohniště q_0 a celkový objem ohniště V_0 .

$$P_{celk} = q_0 \cdot V_0 [\text{kW}] \quad (25)$$

Objemové tepelné zatížení ohniště q_0 si určíme z Obr. 28. Volba správného objemového tepelného zatížení je důležitá, protože při zvolení vyšší hodnoty dojde ke snížení účinností vlivem vyšší komínové ztráty. Pokud zvolíme hodnotu nižší, tak bude naopak ohniště příliš vychlazováno a dojde ke zvýšení ztráty plynným nedopalem a tudíž i ke zvýšení emisí.

Z Obr. 28 vyplývá, že by bylo nejlepší zvolit hodnotu $q_0 = 265 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$, ale na základě odborného doporučení firmy STEKO bude zvolena hodnota $q_0 = 200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$.



Obr. 28 Graf závislosti tepelného zatížení na účinnosti KV[4]

Po upravě vztahu (25), dostaneme vztah pro výpočet objemu ohniště:

$$V_o = \frac{P_{celk}}{q_o} = \frac{8}{200} = 0,04 \text{ m}^3 \quad (26)$$

PŮDORYSNÁ PLOCHA OHNIŠTĚ

Vzhledem ke standardizaci rozměrů délky palivového dříví (250 mm, 330 mm, 500 mm, 1m), musíme šířku ohniště optimalizovat pro některý z těchto rozměrů.

$$S_o = A \cdot B \text{ [m}^2\text{]} \quad (27)$$

VÝŠKA OHNIŠTĚ

Výšku ohniště vypočítáme dle následujícího vztahu:

$$H = \frac{V_o}{S_o} \text{ [m]} \quad (28)$$

ŠTÍHLOST OHNIŠTĚ

Štíhlost ohniště je poměr výšky ohniště k jeho půdorysnému obvodu a obecně se počítá dle vztahu (29). Pro spalování dřeva, které má vysoký obsah prchavé hořlaviny, je vhodné zvolit ohniště s vyššími čísly štíhlosti.

$$J_o = \frac{H}{d_{HO} \cdot k_p} [-] \quad (29)$$

$$d_{HO} = \frac{4 \cdot S_o}{O_o} \text{ [m]} \quad (30)$$

$$k_p = \frac{A}{B} [-] \quad (31)$$

Kde: - d_{HO} je hydraulický průměr ohniště (S_o půdorysná plocha ohniště)

- k_p je koeficient průřezu ohniště (poměr délek půdorysných stran A a B)

- H je výška ohniště

- O_o obvod ohniště

POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

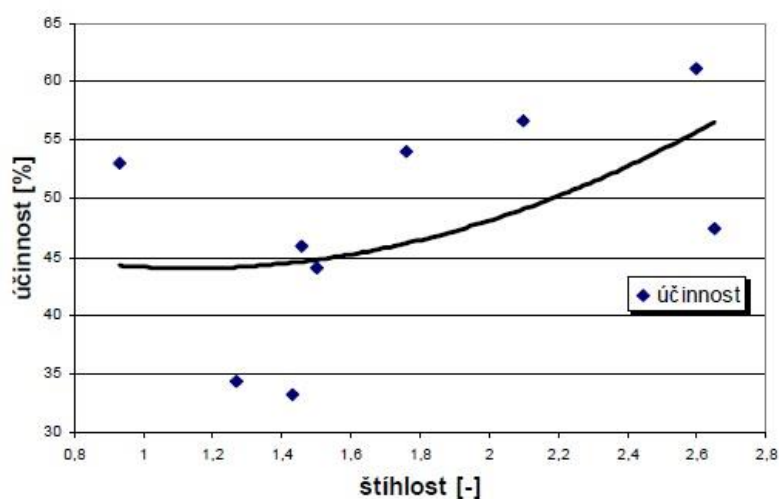
Na základě předchozích vztahů, byla vytvořena tabulka výsledků, optimalizovaných pro standardizované rozměry paliva 250 a 330 mm. Ke každému rozměru byla připočtena rezerva 50 mm pro pohodlnou vsázku a manipulaci s palivem.

Tab. 5 Srovnání rozměrových návrhů ohniště

Parametry ohniště	Pro délka paliva	
	250 mm	330 mm
Objem	0,04 m ³	0,04 m ³
Štíhlost	1,48	1,05
Šířka / hloubka ohniště (A / B)	300 mm / 300 mm	380 mm / 300 mm
Výška	444 mm	351 mm

Navrhovaná ohniště dle Tab. 5, bude vyrobeno pro standardizovanou délku paliva 250 mm z následujících důvodů:

- štíhlost ohniště 1,48 nám zaručí lepší spalování prchavé hořlaviny, tento fakt potvrzuje i obrázek Obr. 29, kde je hodnota na vzestupném trendu účinnosti.
- ohniště bude mít i menší čelní prosklení, kterým by nám jinak unikal tepelný tok do prostoru – což je vzhledem k našim cílům nepřijatelné
- vyšší hodnoty štíhlosti by zajistily vyšší účinnost spalování, nicméně bychom dosáhli už takové celkové výšky KV, která by způsobovala problém při samotné instalaci



Obr. 29 Graf štíhlosti ohniště v závislosti na účinnosti KV

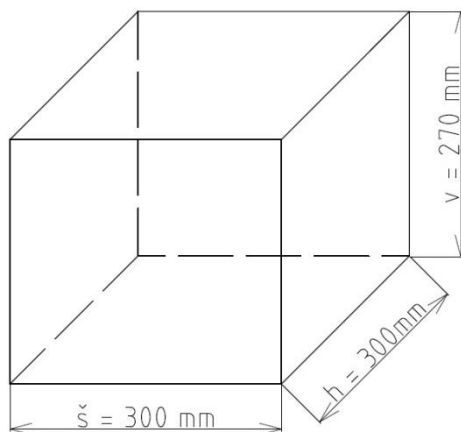
6.7 NÁVRH SPALINOVÉHO TEPELOVODNÍHO VÝMĚNÍKU

Z důvodu vysokých nároků na tepelný výkon předaný do vody, jsme nuceni zvolit teplovodní krbovou vložku s kombinovaným výměníkem tepla. Což znamená teplovodní plášť v kombinaci se spalínovým výměníkem. Z důvodu náročnosti výpočtu a jeho rozsáhlosti, se zaměříme pouze na výpočet spalínového výměníku tepla a spočítáním ztráty tepla do prostoru a následně odečtením hodnot získáme výkon teplovodního pláště. A pomocí této hodnoty stanovíme celkovou energetickou bilanci KV.

Spalínový výměník tepla, může být buď vodotrubný, nebo žárotrubný. Ze zkušeností a výhod plynoucích z použití žárotrubného výměníku jsme se rozhodli zvolit právě jeho. Výpočet proveden dle [19].

ROZMĚRY ŽÁROTRUBNÉHO VÝMĚNÍKU

Konstrukční návrh výměníku je dán rozměry krbové vložky. Jelikož jde o štíhlou konstrukci KV, nemohl se teplovodní výměník nijak vymykat do prostoru. A z toho plynou následující zvolené rozměry výměníku, dle Obr. 30.



Obr. 30 Rozměry výměníku tepla

REÁLNÉ MNOŽSTVÍ SPALIN

Pro výpočet musím znát množství spalín, které projde výměníkem.

$$\dot{V}_{SP}^R = \dot{V}_{SP} \cdot \left(\frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{273,15} \right) [m^3 \cdot hod^{-1}] \quad (32)$$

$$\dot{V}_{SP}^R = 24,919 \cdot \left(\frac{350 + 273,15}{273,15} \right) = 56,848 m^3 \cdot hod^{-1}$$

Pro výpočet je nutno znát střední teplotu spalín $\bar{t}_{SP}$. Abychom dosáhli s jistotou účinnosti 75 %, musí být teplota spalín na výstupu maximálně 250 °C. Dle konzultací s firmou STEKO, byla zvolena vstupní teplota spalín do výměníku 450 °C, protože se neočekávají teplejší spaliny z důvodu vychlazení spalín teplovodním pláštěm.

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{450 + 250}{2} = 350 \text{ °C} \quad (33)$$

PRANDTLOVO ČÍSLO

$$Pr = \frac{c \cdot v \cdot \rho}{\lambda} = \frac{1,349 \cdot 39,4 \cdot 10^{-5} \cdot 0,4645}{0,0462} = 0,5343 \quad (34)$$

Hodnoty jsou vypočítány pro střední teplotu spalin:

$c = 1,349 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ – měrná tepelná kapacita spalin

$v = 39,4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$ – kinematická viskozita spalin

$\rho = 0,4645 \text{ kg.m}^{-3}$ – hustota spalin

$\lambda = 0,0462 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ – tepelná vodivost spalin

RYCHLOST PROUDĚNÍ SPALIN

$$w_{SP} = \frac{\dot{V}_{SP}^R}{n_{TR} \cdot S_{TR1}} = \frac{\dot{V}_{SP}^R}{n_{TR} \cdot \frac{\pi \cdot d_{TR}}{4}} = \frac{56,848}{16 \cdot \frac{\pi \cdot 0,041}{4}} = 0,747 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (35)$$

Kde: $n_{TR} = 16$ – počet žárových trubek ve výměníku, byl zvolen vzhledem k uspořádání a rozměrům výměníku na 16 ks

S_{TR} – průtočná plocha trubky

d_{TR} – průměr trubky byl zvolen 41 mm

REYNOLDSOVO KRITÉRIUM

$$Re = \frac{w_{SP} \cdot d_{TR}}{\nu} = \frac{0,747 \cdot 0,041}{3,94 \cdot 10^{-5}} = 777,9 \quad (36)$$

- charakteristický rozměr kritéria je vnitřní průměr trubky

NUSSELTOTO KRITÉRIUM

Reynoldsovo kritérium říká, že pokud $Re < 2300$, tak jde o laminární proudění. Tomu také musíme přizpůsobit výpočet Nusseltova kritéria, které vypočítáme dle vztahu: [11]

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr}{\frac{l_{TR}}{d_{TR}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{vody}} \right)^{0,14} [-] \quad (37)$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{777,9 \cdot 0,5343}{\frac{0,27}{0,041}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{1,5894 \cdot 10^{-5}}{1,5895 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14} = 7,405$$

Kde, μ je dynamická viskozita v proudě spalin a μ_w je dynamická viskozita při povrchu trubky.

SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA U SPALIN

$$\alpha_{spalin} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{TR}} = \frac{7,405 \cdot 0,0462}{0,041} = 8,345 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (38)$$

SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vody}} + \frac{1}{\alpha_{spalin}}} \approx \alpha_{spalin} = 8,345 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (39)$$

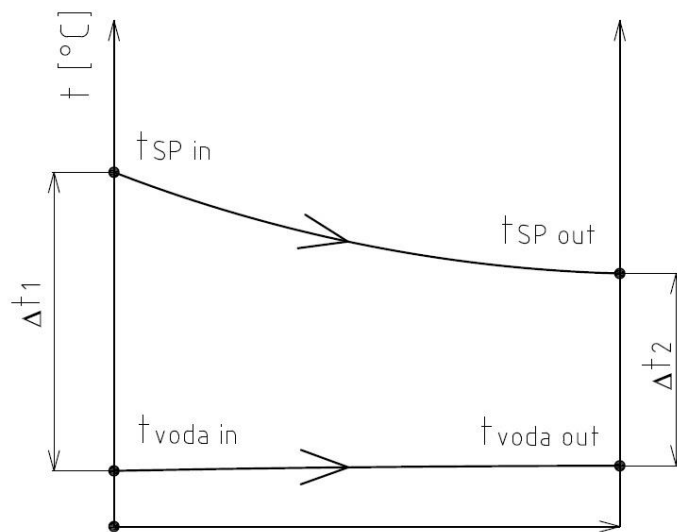
Kde: α_{vody} – součinitel přestupu tepla u vody

α_{spalin} – součinitel přestupu tepla u spalin

Součinitel přestupu tepla u vody je mnohonásobně vyšší než souč. přestupu tepla u spalin, proto jej zanedbáme a budeme uvažovat: $k \approx \alpha_{spalin}$

STŘEDNÍ LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ SPÁD

Výměník vzhledem k přívodu a odvodu otopné vody a k přirozenému proudění uvnitř něj bude konstruován jako souproudý. Střední logaritmický teplotní spád pro souproudé proudění se je vyobrazen ve skutečném poměru na



Obr. 31 Střední teplotní logaritmický spád pro souproudé proudění

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(t_{SP \text{ in}} - t_{voda \text{ in}}) - (t_{SP \text{ out}} - t_{voda \text{ out}})}{\ln \frac{(t_{SP \text{ in}} - t_{voda \text{ in}})}{(t_{SP \text{ out}} - t_{voda \text{ out}})}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (40)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(450 - 55) - (250 - 60)}{\ln \frac{(450 - 55)}{(250 - 60)}} = 280,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

TEPLOSMĚNNÁ PLOCHA VÝMĚNÍKU

Jde o plochu, přes kterou je přáváno teplo spalín do vody.

$$S_V = \pi \cdot d_{TR} \cdot l_{TR} \cdot n_{TR} = \pi \cdot 0,041 \cdot 0,27 \cdot 16 = 0,556 \text{ m}^2 \quad (41)$$

Kde: $l_{TR} = 270 \text{ mm}$ – délka žárové trubky

VÝKON SPALINOVÉHO TEPLOVODNÍHO VÝMĚNÍKU

$$P_{SV} = k \cdot S_V \cdot \Delta t_{ln} = 8,345 \cdot 0,556 \cdot 280,1 = 1300,7 \text{ W} \quad (42)$$

PARAMETRY VÝMĚNÍKU

Tab. 6 ukazuje souhrn parametrů námi navrženého spalínového výměníku s žárotrubnou konstrukcí. Výpočtový výkon spalínového výměníku je 569,2 W, musíme však uvážit, že výpočet je zatížen mnoha hodnotami, které byli voleny na základě konzultací. Proto se skutečný výkon výměníku může od spočítané hodnoty lišit.

Tab. 6 Parametry spalínového výměníku

Rozměry (šířka / hloubka / výška)	300 mm / 300 mm / 270 mm
Počet trubek	16 ks
Vnitřní průměr trubek	41 mm
Teplota spalín (vstup / výstup)	450 °C / 250 °C
Teplota otopné vody (vstup / výstup)	55 °C / 60 °C
Rychlost proudění spalín	0,747 m.s ⁻¹
Součinitel prostupu tepla	8,345 W.m ⁻² .K ⁻¹
Teplosměnná plocha výměníku	0,556 m ²
Výkon spalínového výměníku	1300,7 W

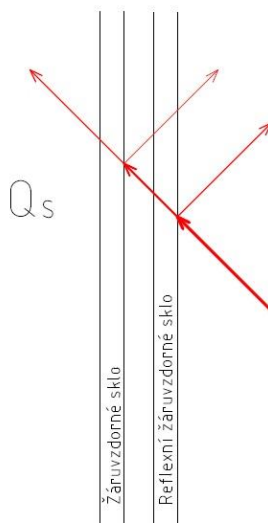
6.8 TEPELNÝ TOK PROSKLENOU PLOCHOU

Celkový tepelný tok do prostoru prosklenou plochou předaný do prostoru se vypočítá následovně:[21]

$$Q_S = Q_{\text{šamotu}}^R + Q_{\text{plamene}}^R + Q_{\text{skla}}^R + Q_{\text{skla}}^K \quad (43)$$

Celkový výkon předaný do prostoru se počítá z radiace šamotové vyzdívky, radiace plamene a radiace skla, nesmíme také opomenout složku konvekční, kdy je sklo ochlazováno proudícím vzduchem. Výpočet takto složité rovnice plně neznámých překračuje rozsah této práce, proto hodnotu zvolíme na základě odhadu, vyplývajících z řešeného grantu na Vysoké škole báňské v Ostravě, kde zkoumali a měřili tepelný tok prosklenou plochou.

Test byl prováděn na krbové vložce stejného výkonu, jaký je naším cílem a to 8 kW, proto hodnoty nebude třeba přepočítávat s určitou chybou a můžeme převzít hodnoty naměřené v tomto grantu. Navrhujeme však použít dvojité prosklení žáruvzdorným sklem, z nichž první má kovový reflexní povlak. Tohle opatření má za výsledek omezení celkového tepelného toku do prostoru o 8 %.



Obr. 32 Tepelná tok dvojitou prosklenou plochou

TEPELNÝ TOK DO PROSTORU RADIACÍ

Pro testovanou krbovou vložku na svém nominálním výkonu 8 kW byl naměřen tepelný tok do okolí $5,19 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$.

$$Q_S^R = Q_{S-S} \cdot S_{\text{skla}} \cdot (1 - 0,08) = 5,19 \cdot 0,1073 \cdot 0,92 = 0,512 \text{ kW} \quad (44)$$

CELKOVÝ TEPELNÝ TOK DO PROSTORU

Tepelný tok radiací do prostoru je 0,512 kW, musíme však také přičíst ztrátu konvekcí, která byla na základě konzultace a zkušeností firmy STEKO zvolena na hodnotě 0,25 kW. Pak tedy celkový tepelný tok do prostoru bude:

$$P_{\text{skla}} = Q_S^R + Q_{\text{skla}}^K = 0,512 + 0,250 = 0,762 \text{ kW} \quad (45)$$

6.9 VÝKON TEPLOVODNÍHO PLÁŠTĚ

Na základě výpočtu výkonu teplovodního spalínového výměníku a stanovení tepelného toku do prostoru prosklenou plochou jsme nyní schopni určit tepelný výkon teplovodního pláště. Postupovat budeme následovně:

- určíme si účinnost KV bez spalínového výměníku, kde budeme uvažovat spaliny o teplotě 450 °C, které nám tvoří komínovou ztrátu
- tento výpočetní stav KV nazveme jako „redukováná KV“
- z určené účinnosti vypočítáme výkon redukové KV dle rovnice (2)
- od výkonu redukové KV odečteme ztrátu do prostoru prosklenou plochou a ztráty do okolí, což nám dá výkon teplovodního pláště

ÚČINNOST REDUKOVANÉ KV

Účinnost KV vypočítáme nepřímou metodou a to odečtením poměrných ztrát. Ztráta plynným nedopalem pro krbové vložky je běžně udávána 1,5 až 6 %, pro náš výpočet moderní KV s nízkými emisemi jsem zvolil hodnotu 2 %. Ztráta mechanickým nedopalem se většinou zanedbává, avšak pro zpřesnění si ji uvedeme s hodnotou 0,3 %. Důležitým parametrem zde je poměrná ztráta citelným teplem spalín (komínová ztráta), která nám při teplotě 450 °C odcházejících spalín udává poměrnou ztrátu 35 %, tuhle hodnotu jsme získali vypočtením dle složení spalín.

$$\eta_{KV\ red} = 100 - (q_a + q_b + q_r) = 100 - (35 + 2 + 0,3) = 62,7 \% \quad (46)$$

Kde:

- poměrná ztráta citelným teplem spalín q_a
- poměrná ztráta plynným nedopalem q_b
- poměrná ztráta mechanickým nedopalem q_r
- poměrná ztráta sdílením tepla do okolí q_p

VÝKON REDUKOVANÉ KV

Dle rovnice (2), si vypočítáme výkon redukové KV.

$$P_{KV\ red} = Q_i \cdot M_{pal} \cdot \frac{\eta_{KV\ red}}{100} = 13648 \cdot 0,0007815 \cdot \frac{62,7}{100} = 6,688\ kW$$

VÝKON TEPLOVODNÍHO PLÁŠTĚ

Pro výpočet výkonu samotného teplovodního pláště, musíme od výkonu redukové KV odečíst tepelný tok prosklenou plochou a ztrátu sdílením tepla do okolí. Ztráta sdílením tepla do prostoru však bude činit dalších 10 %.

$$P_{TVP} = (P_{KV\ red} - P_{skla}) \cdot q_p = (6,688 - 0,762) \cdot 0,90 = 5,333\ kW \quad (47)$$

6.10 CELKOVÝ TEPLOVODNÍ VÝKON KRBOVÉ VLOŽKY

Na celkovém teplovodním výkonu krbové vložky se podílí výkon teplovodního pláště a výkon spalínového výměníku.

$$P_{voda} = P_{TVP} + P_{SV} = 5,333 + 1,300 = 6,633 \text{ kW} \quad (48)$$

Kde podíl tepelného toku do vody se vypočítá následovně:

$$x_{voda} = \frac{P_{voda}}{P_{celk}} \cdot 100 = \frac{6,333}{8} \cdot 100 = 79,2 \% \quad (49)$$

Podíl tepelného toku do vody je 86,9%, což splnilo náš cíl dosáhnout alespoň hodnoty 50 %. Hodnota 86,9 % je velmi vysoká teplota na ten druh zařízení

6.11 TEORETICKÁ ENERGETICKÁ BILANCE

V Tab. 7 máme souhrn vstupujících a vystupujících hodnot, které se podílejí na teoretické energetické bilanci KV.

Tab. 7 Teoretická energetická bilance

Příkon v palivu	10,664 kW
Celkový tepelný výkon	8 kW
Výkon spalínového výměníku	1,3 kW
Výkon teplovodního pláště	5,333 kW
Celkový výkon do vody	6,633 kW
Tepelný tok prosklenou plochou	0,762 kW
Tepelná ztráta sdílením tepla do okolí	0,735 kW
Celkový výkon do prostoru	1,497 kW
Chyba výpočtu	1,6 %

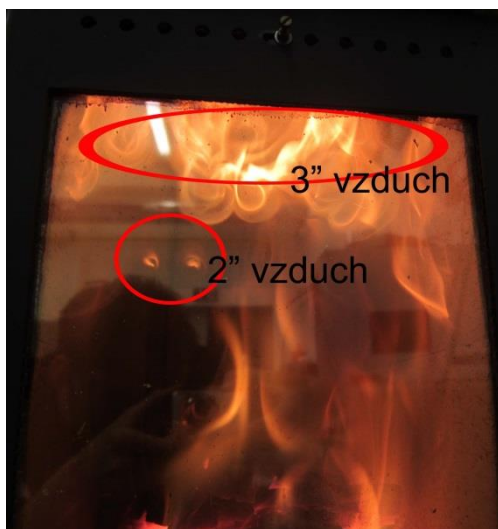
Z celkové energetické bilance vyplývá, že jsme se při výpočtu dopustili chyby 1,6 %, což splňuje podmínku tolerance při výpočtech 5 %.

7 KONSTRUKCE KRBOVÉ VLOŽKY

V této kapitole si pouze popíšeme pouze některé specifické konstrukční řešení, které byly provedeny. Obrázková dokumentace z výroby a experimentálního měření se nachází v příloze.

7.1 PŘÍVOD SEKUNDÁRNÍHO VZDUCHU

Přívod sekundárního vzduchu do ohniště jsme zvolili jako soustavu trysek na zadní straně ohniště. Za zadní stěnou ohniště vede kanál vzduchu pro 2“ vzduch, široký 80 mm a je ukrytý pod žáruvzdorným materiálem tloušťky 10 mm. Díky tomuto řešení dosáhneme předehřevu 2“ vzduchu, čímž dojde ke z intenzivnější dynamiky spalování.



Obr. 33 Hoření prchavé hořlaviny v oblasti přívodů vzduchů



Obr. 34 Umístění sekundárního přívodu vzduchu

7.2 TEPLOVODNÍ PLÁŠŤ

Teplovodní plášť je nástavba se soustavou kanálů kolem pláště ohniště o tloušťce 20 mm. Voda výměníkem prochází ve třech patrech, zatímco dole vstupuje, nahoře vystupuje, aby přešla do spalínového výměníku. Plášť musí být rovněž tzv. „zakolíkovaný“, aby nedocházelo k vydutí stěny při natlakování topného okruhu. Na Obr. 35 jsou znatelné stopy po zavaření kolíků.



Obr. 35 Navařený teplovodní plášť

8 PŘEHLED EN A NÁRODNÍCH NOREM

Legislativa je klíčovým prvkem pro rozvoj výrobků, zkušebních postupů a metod. Jelikož se ukázalo, že limity na účinnosti a emise jsou v EN mírné, tak se začaly dotvářet normy národní a také národní legislativy. Například vznikl rakouský předpis 15a-B-VG, německý předpis BImSchV - Stufe 1 a 2, švýcarský předpis LRV, nebo také národní programy jako jsou Zelená úsporám, či DINplus a mnoho dalších. Výrobci se tak kvůli rozšíření exportu musí snažit o inovaci svých zařízení pro exporty do daných zemí a získat tak certifikaci. Přehled hodnot EN a národních norem je v Tab. 8.

Experimentální zkouška krbové vložky v areálu VUT na zkušebně Energetického inženýrství, bude probíhat v souladu s normou ČSN EN 13229.

Tab. 8 Přehled emisních mezních hodnot EN a národních norem

Předpis	Jednotka	CO	NO _x	OGC (THC, C _x H _y , TOC)	Prach (TZL)	Účinnost
15a-V-BG	mg/MJ	1100	150	80	60	78 %
BImSchV						
- Stufe 1	mg/m ³ při O ₂ = 13%	2000	-	-	75	75 %
- Stufe 2	mg/m ³ při O ₂ = 13%	1250	-	-	40	75 %
Zelená úsporám	mg/m ³ při O ₂ = 13%	2200	-	80	70	82 %
DINplus	mg/m ³ při O ₂ = 13%	1500	200	120	75	75 %
ČSN EN 13229	% při O ₂ = 13%	0,3	-	-	-	70 %

9 ZKOUŠKA DLE NORMY ČSN EN 13229

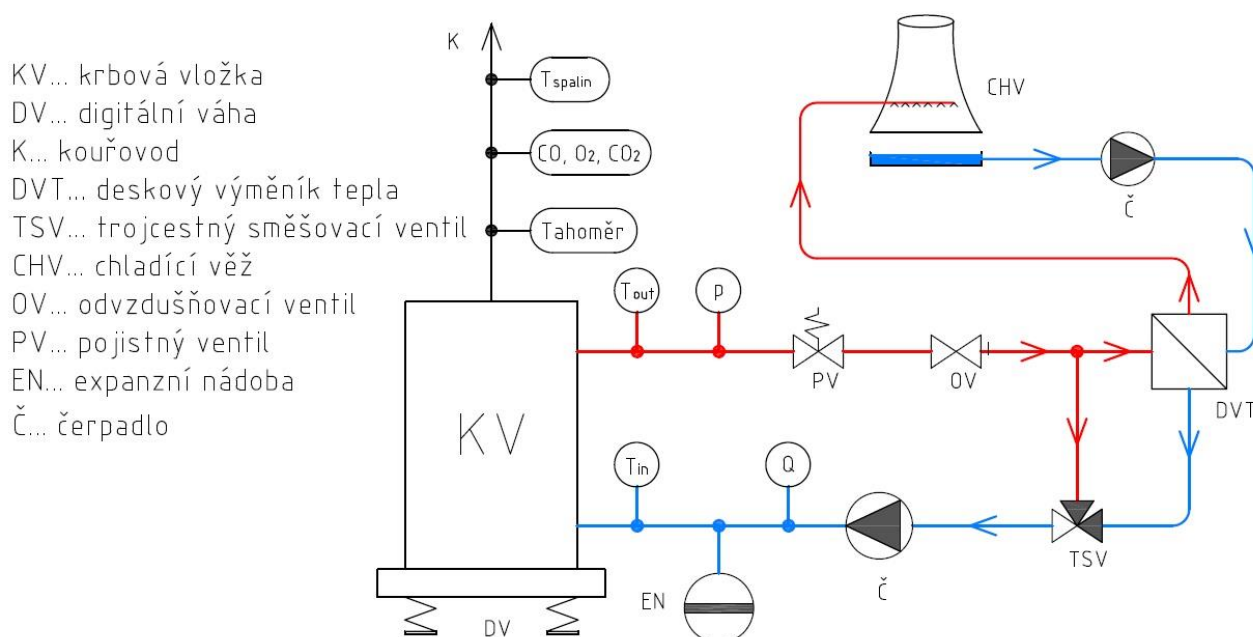
Zkouška krbové vložky byla provedena dle normy ČSN EN 13229 („Vestavné spotřebiče k vytápění a krbové vložky na pevná paliva – Požadavky a zkušební metody“).

9.1 MĚŘÍCÍ ÚSEK

Měření probíhalo v areálu Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně v souladu se zmíněnou normou ČSN EN 13229.

Zkušebna disponuje měřícím úsekem spalin, který je vybaven odtahovým ventilátorem řízený frekvenčním měničem, kouřovodem obsahující odběrná místa pro tahoměr, termoelektrický snímač teploty a analyzátor spalin. Odběrná místa byla kvalitně utěsněna, aby nedocházelo k přísávání falešného vzduchu a tím k ovlivnění výsledků měření.

Pro určení výkonu a zjištění podílu tepla předávaného do vody je teplovodní krbová vložka napojena na měřicí teplovodní úsek. Okruh je vybaven trojcestným směšovacím ventilem pro nastavení teploty na vstupu do KV. Na vstupu je čerpadlo s regulací průtoku, expanzní nádrž pro kompenzaci objemu vody v okruhu a indukční průtokoměr. Výstup z KV je osazen bezpečnostním pojistným a odvzdušňovacím ventilem, tlakoměr pro kontrolu natlakování okruhu. Vstup i výstup je osazen termoelektrickým články pro měření teploty pomocí PC spolu s mechanickými teploměry. Okruh je přes deskový výměník napojen na chladicí okruh s chladicí věží, což nám zaručuje spolehlivý odvod tepla s neomezeným počtem zkoušek.



Obr. 36 Měřicí okruh

9.2 POUŽITÉ MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

- Tahoměr Brigon
- Analyzátor spalín Infralit 5000
- Digitální teploměr COMET CO301 s termoelektrickým článkem
- Digitální váha METLER TOLEDO ICS 669
- Indukční průtokoměr FLOMAG 3000

Tahoměr Brigon, měří v průběhu zkoušky předepsaný tah komínu. Připojuje se pomocí gumové hadičky na odběrné místo v kouřovodu. Měřicí rozsah přístroje je 0 -50 Pa s chybou měření max. 0,5 Pa. Před zkouškou je provedena kalibrace na tlak okolí.

Analyzátor spalín Infralit 5000, slouží k měření objemové koncentrace plynů ve spalínách. Měří se koncentrace oxidu uhelnatého (CO), oxidu uhličitého (CO₂), uhlovodíků (HC) a kyslíku (O₂). Odebrané spaliny musí být vyčištěny od tuhých částic a ochlazeny pod teplotu 50 stupňů, což nám zajišťuje soustava filtrů a vymrazovací zařízení.

Digitální teploměr COMET CO301 s připojeným termoelektrickým článkem je napojen na odběr z kouřovodu. Zařízení je vybaveno interní pamětí pro záznam teploty spalín v čase s možností přenést data do externího zařízení.

Digitální váha METLER TOLEDO ICS 669 nám slouží k měření úbytku paliva při spalování a přesnému nadávkování paliva při zkoušce.

Indukční průtokoměr FLOMAG 3000 s digitálním výstupem, který je napojený na PC a hodnota průtoku spolu s dalšími veličinami je synchronizována v čase.

9.3 VÝPOČTOVÉ VZTAHY

TEPELNÉ ZTRÁTY A ÚČINNOST

Tepelné ztráty se stanoví z průměrných hodnot teplot spalin a místnosti, složení spalin a hořlavých složek v pevných zbytcích spalování.

Vyhodnocení účinnosti proběhne nepřímou metodou, tedy odečtením poměrných ztrát.

$$\eta = 100 - (q_a + q_b + q_r) [\%] \quad (50)$$

Kde:

- ztráta citelným teplem spalin q_a
- ztráta plynným nedopalem q_b
- ztráta mechanickým nedopalem q_r

Podle účinnosti při jmenovitém tepelném výkonu krbové vložky a kamen rozděluje norma jednotlivých třídy účinnosti, viz Tab. 9.

Tab. 9 Třídy účinnosti dle normy ČSN EN 13229

Třída účinnosti zařízení	Mezní hodnoty účinnosti [%]
Třída 1	≥ 70
Třída 2	$\geq 60 < 70$
Třída 3	$\geq 50 < 60$
Třída 4	$\geq 30 < 50$

POMĚRNÉ ZTRÁTY CITELNÝM TEPLEM SPALIN

Ztráta citelným teplem spalin, nebo také komínová ztráta je největší ztrátou a nejvíce ovlivňuje celkovou účinnost KV. Proto je zásadním cílem konstruktéra ji minimalizovat, buď snížením teploty spalin, tzn. zvětšit celkovou teplosměnnou plochu, nebo snížení celkového množství spalin.

Jednotlivá opatření mají svá úskalí, protože pokud snížíme teplotu spalin příliš, docházelo by ke kondenzaci vodní páry na teplosměnných plochách nebo na zdivu komínu a to s destruktivními účinky. Snížení přebytku vzduchu ve spalinách vede ke zvýšení účinnosti, ale také k produkci CO. Proto je nutná optimalizace komínové ztráty. [2]

$$Q_a = (t_a - t_r) \cdot \left[\frac{C_{pmd} \cdot (C - C_r)}{0,536 \cdot (CO + CO_2)} \right] + \left[C_{pmdH_2O} \cdot 1,92 \cdot \frac{9H + W}{100} \right] [kJ \cdot kg] \quad (51)$$

$$q_a = 100 \cdot \frac{Q_A}{Q_i^r} [\%] \quad (52)$$

POMĚRNÉ ZTRÁTY PLYNNÝM NEDOPALEM

Ztráta plyným nedopalem je druhou největší ztrátou. Určuje se ze složení spalin, konkrétně z koncentrace oxidu uhelnatého CO, ve spalinách. Oxid uhelnatý v sobě skrývá určitou energii, která je neúčelně odvedena ve spalinách, bývá uváděno 1/3 energie z celkové reakce na uhlíku C na oxid uhličitý CO₂. Opatření proti vzniku oxidu uhelnatého CO je zvýšení přebytku vzduchu, geometrií ohniště a vhodným přívodem spalovacího vzduchu.

$$Q_b = \frac{12644 \cdot CO \cdot (C - C_r)}{[0,536 \cdot (CO_2 + CO) \cdot 100]} [kJ \cdot kg] \quad (53)$$

$$q_b = 100 \cdot \frac{Q_b}{Q_i^r} [\%] \quad (54)$$

POMĚRNÉ ZTRÁTY MECHANICKÝM NEDOPALEM

Ztráta mechanickým nedopalem vzniká jako propad tuhých zbytků roštem spolu s popelem. Množství popele vychází z obsahu popeloviny obsažené palivu, tento obsah musí být předem znám. Po zkoušce se zváží celkový obsah popele, který se porovná s teoretickým množstvím a vypočítá se výsledná ztráta.

Dřevní hmota má obsah popeloviny kolem 1% a tuhé zbytky mají na roštu dostatek času na prohoření, tak ztráta mechanickým nedopalem je nejmenší z uvedených.

Mechanický nedopal, obsahují také spaliny ve formě uhlíku C obsaženém v tuhém úletu, pro malá ohniště se však tahle ztráta zanedbává.

$$Q_r = \frac{335 \cdot b \cdot R}{100} [kJ \cdot kg] \quad (55)$$

$$q_r = 100 \cdot \frac{Q_r}{Q_i^r} [\%] \quad (56)$$

STŘEDNÍ MĚRNÁ KAPACITA SPALIN

Střední měrná tepelná kapacita suchých spalin při srovnávacích podmínkách.

$$C_{pmd} = 3,6 \cdot \left[\begin{aligned} &\left(0,361 + 0,008 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right) + 0,034 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right)^2 \right) \\ &+ \left(0,085 + 0,19 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right) - 0,14 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{CO_2}{100} \right) \\ &+ \left(0,03 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right) - 0,2 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{CO_2}{100} \right) \end{aligned} \right] [kJ \cdot m^{-3}] \quad (57)$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry ve spalinách.

$$C_{H_2O} = 3,6 \cdot \left(0,414 + 0,038 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right) + 0,034 \cdot \left(\frac{t_a}{1000} \right)^2 \right) [kJ \cdot m^{-3}] \quad (58)$$

REDUKOVANÝ HMOTNOSTNÍ PODÍL UHLÍKU V PALIVU

Jde o redukovaný hmotnostní podíl uhlíku v pevných zbytcích po spalování, které propadli roštem v závislosti na množství spáleného paliva.

$$C_r = R \cdot \frac{b}{100} \quad [\%] \quad (59)$$

Kde:

- R [%] je hmotnostní podíl pevných zbytků spalování propadlých roštem ve vztahu k hmotnosti spáleného zkušebního paliva.
- b [%] je hmotnostní podíl spalitelných složek v pevných zbytcích spalování ve vztahu k její hmotnosti

KONCENTRACE CO

Průměrná hodnota oxidu uhelnatého CO se vypočítá zprůměrováním všech hodnot, které jsme za dobu zkoušky odečetli z měřicího přístroje. Následně se tento průměr CO přepočte na hodnotu koncentrace $CO_{13\% O_2}$ v závislosti na obsahu kyslíku ve spalínách. Norma udává přepočet na normalizovanou koncentraci kyslíku $O_{2 \text{ standardní}}$ s hodnotou 13%. K přepočtu můžeme použít jeden z následujících vzorců.

$$CO_{13\% O_2} = CO \cdot \frac{21 - O_{2 \text{ standardní}}}{21 - O_2} \quad [\%] \quad (60)$$

$$CO_{13\% O_2} = CO \cdot \frac{CO_{2 \text{ max}}}{CO_2} \cdot \frac{21 - O_{2 \text{ standardní}}}{21} \quad [\%] \quad (61)$$

Emisní třídy dle CO:

Tab. 10 Emisní třídy dle normy ČSN EN 13229

Emisní třída dle CO	Koncentrace CO (při 13% O_2 ve spalínách)
Třída 1	$\leq 0,3$
Třída 2	$> 0,3 \leq 1,0$

CELKOVÝ TEPELNÝ VÝKON

Celkový tepelný příkon se spočítá z hmotnostního tok spáleného za hodinu, v našem případě je to jedna vsázka paliva do ohniště s dosazením naměřené účinnosti.

$$P_{celk} = \frac{\eta \cdot Q_i^r \cdot \dot{M}_{pal}}{100 \cdot 3600} \quad [kW] \quad (62)$$

TEPELNÝ PŘÍKON

Výpočet dle vztahu (4).

$$P_{pal} = \frac{Q_i^r \cdot \dot{M}_{pal}}{3600} \quad [kW]$$

TEPELNÝ TOK NA STRANĚ VODY

Tepelný tok na straně vody se spočítá z hmotnostního průtoku vody, rozdílu vstupní a výstupní teploty a měrné tepelné kapacity.

$$P_{voda} = \frac{c_p \cdot \dot{M}_{vody} \cdot (t_{vody\ out} - t_{vody\ in})}{3600} \text{ [kW]} \quad (63)$$

TEPELNÝ TOK DO PROSTORU

Tepelný tok do prostoru by bylo velmi obtížné změřit a v našich podmínkách téměř nemožné a tak se stanovuje jako rozdíl mezi celkovým tepelným výkonem a výkonem předaného do vody.

$$P_{pr} = P_{celk} - P_{voda} \text{ [kW]} \quad (64)$$

PODÍL TEPELNÉHO TOKU DO VODY:

Podíl tepelného toku do vody je jedním z hlavních parametrů teplovodní krbové vložky. Její poměr je dán konstrukcí krbové vložky. Vypočteme jej dle vztahu (57).

$$x_{voda} = \frac{P_{voda}}{P_{celk}} \cdot 100 \text{ [%]}$$

10 EXPERIMENTÁLNÍ ZKOUŠKA

Cílem měření bylo najít optimální nastavení krbové vložky, kde jsme se zaměřili na nejlepší dosažení účinnosti s dodržením emisních limitů CO. Optimální nastavení KV jsme hledali za pomoci kombinace poměrů přívodů vzduchů. Měření budou zveřejněna pouze dvě, kvůli možnosti důkladnější interpretace výsledků.

Při zkoušce bylo použito dubové dřevo s výhřevností $13648 \text{ kJ.kg}^{-1}_{\text{pal}}$ s celkovým obsahem vody 21,46 %. Důkladný rozbor paliva je v *Tab. 3*. Z důvodu závislosti doby hoření na reakčním povrchu paliva, byla po optimalizaci a odzkoušení různých variant přikládána vždy dvě stejně velká polínka o délce 25 cm, vkládaná podél zadní strany ohniště.

Zkušební doba jedné zkoušky je předepsána dle normy ČSN EN 13229 na 60 minut, avšak norma povoluje zkrácení doby zkoušky na 45 minut s přepočtem na poměrné množství paliva, kterého jsme využili u měření č. 2. Měřené hodnoty byly zaznamenávány v dvouminutových intervalech.

Jednotlivá měření budou vyhodnocována pro maximální přehlednost a interpretaci výsledů v následujících krocích:

- tabulka parametrů nastavení
- tabulka naměřených a průměrovaných hodnot
- graf s průběhem koncentrace CO, CO₂, O₂
- graf s průběhem koncentrace CO, teploty spalin
- graf s průběhem koncentrace CO, přebytku vzduchu α
- graf s průběhem produktu spalování CO₂ a aktuálního tepelného výkonu do vody
- výpočet hodnot
- výsečový graf se znázorněním poměru ztrát
- tabulka vypočtených hodnot
- zhodnocení měření

10.1 MĚŘENÍ Č. 1

Měření č. 1 je měření s nastavením, pro které byla KV navržena a to je spalování při nominálním výkonu 8 kW. Tohle nastavení je v textu označováno jako „návrhový stav“. Jedná se o stav po optimalizaci, kterému předcházela sada měření s cílem optimálního provozního nastavení.

10.1.1 TABULKA PARAMETRŮ NASTAVENÍ

Tab. 11 Tabulka nastavení KV pro měření č. 1

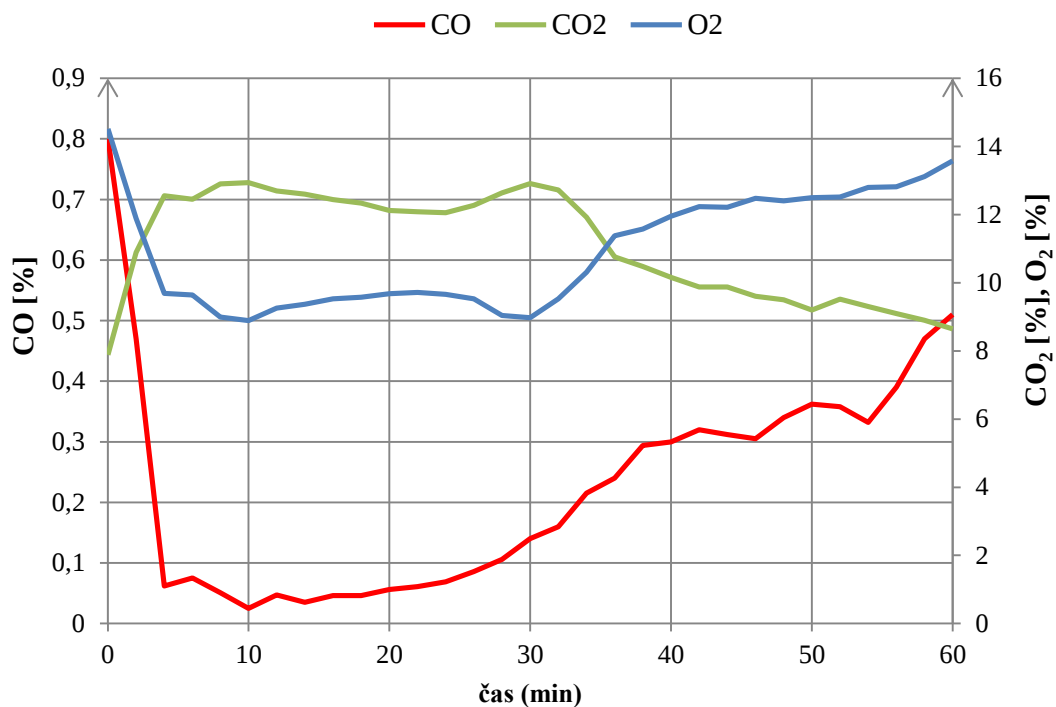
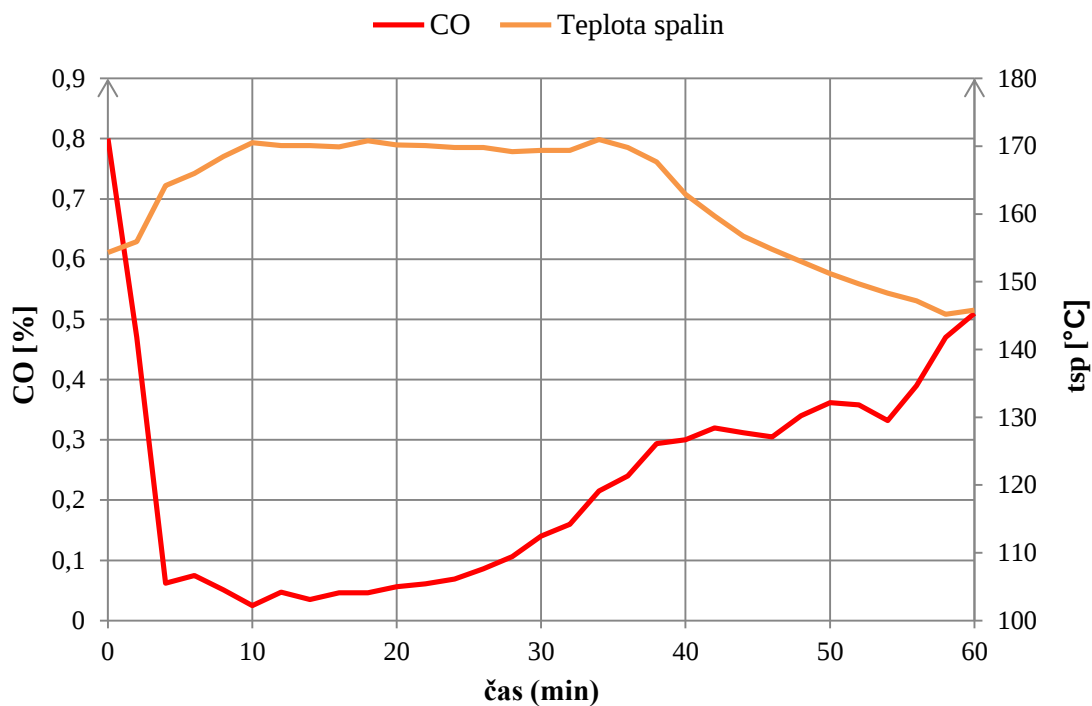
Primární vzduch	0%
Sekundární vzduch	100%
Terciární vzduch (oplach skla)	100%
Tah komína	10 Pa
Teplota okolí	28 °C
Množství paliva	2,8 kg
Počet kusů paliva (polínek)	2 ks
Doba měření	60 min
Interval měření	2 min

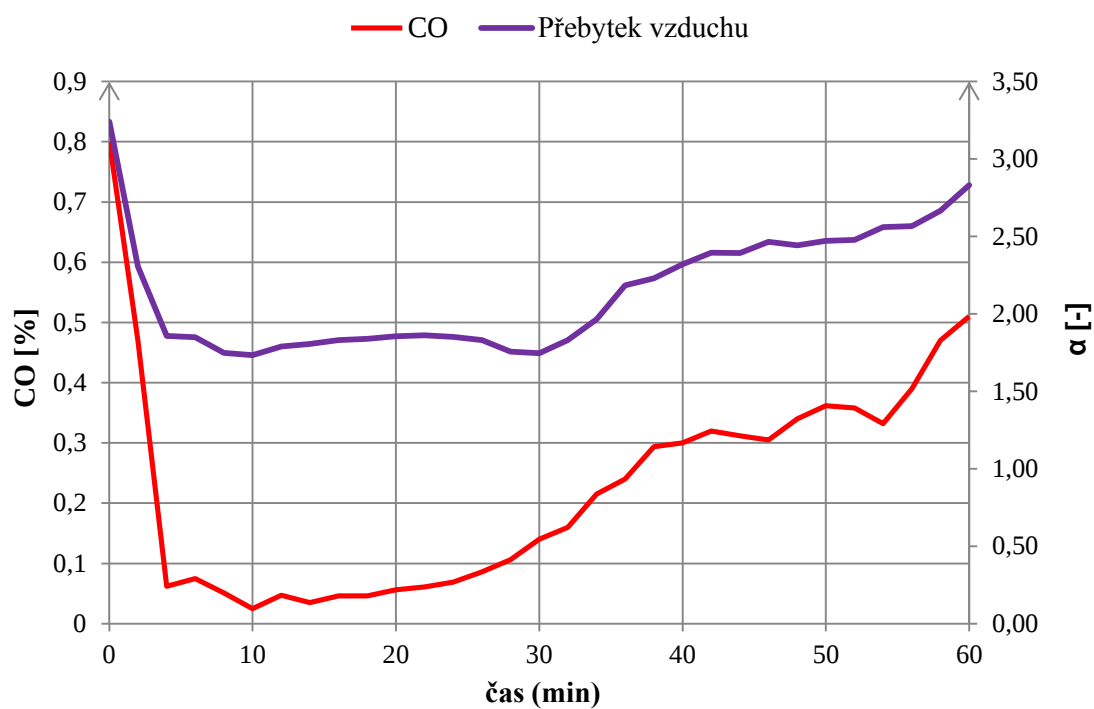
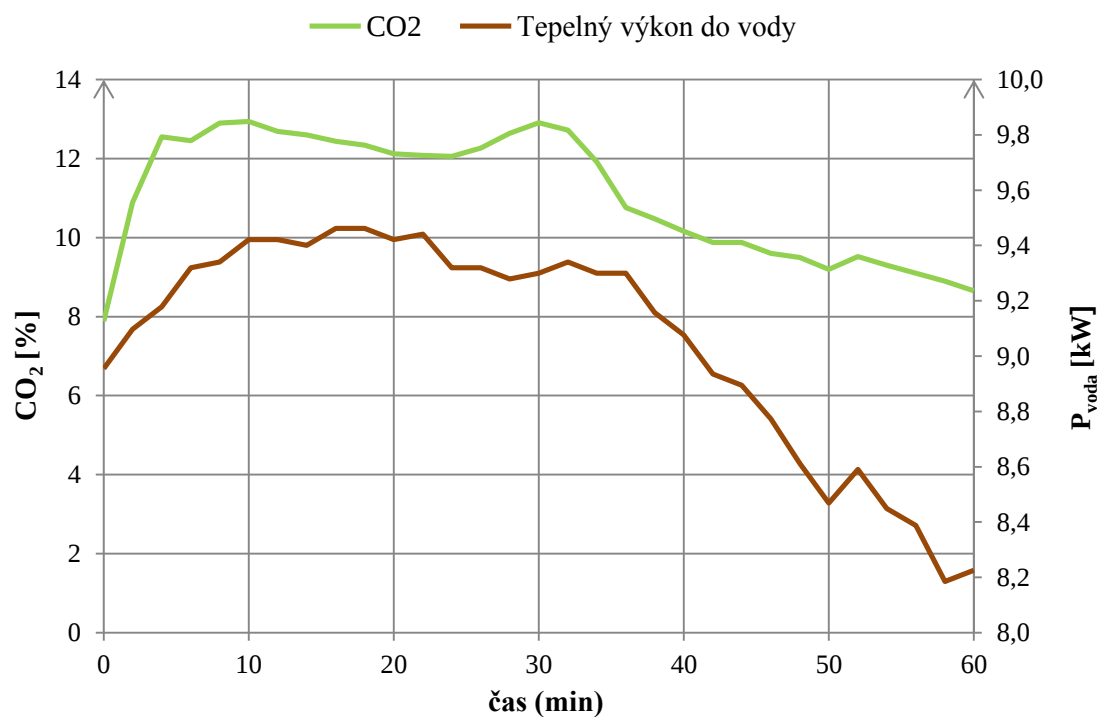
10.1.2 TABULKA NEMĚŘENÝCH A ZPRŮMĚROVANÝCH HODNOT

Tab. 12 Naměřené a zprůměrované hodnoty měření č. 1

čas	CO	CO ₂	O ₂	T _{sp}	T _{vody out}	T _{vody in}	dT	M _{vody}	α
[min]	[%]	[%]	[%]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/hod]	[-]
0	0,800	7,88	14,52	154,3	58,21	53,79	4,42	1308,72	3,24
2	0,470	10,89	11,89	155,9	58,19	53,7	4,49	1308,72	2,31
4	0,062	12,55	9,69	164,2	58,21	53,68	4,53	1308,72	1,86
6	0,075	12,45	9,64	166	58,25	53,65	4,60	1308,72	1,85
8	0,051	12,90	8,99	168,5	58,33	53,72	4,61	1308,72	1,75
10	0,025	12,94	8,89	170,5	58,39	53,74	4,65	1308,72	1,73
12	0,047	12,69	9,26	170,1	58,43	53,78	4,65	1308,72	1,79
14	0,035	12,60	9,37	170,1	58,45	53,81	4,64	1308,72	1,81
16	0,046	12,44	9,53	169,9	58,48	53,81	4,67	1308,72	1,83
18	0,046	12,34	9,58	170,8	58,43	53,76	4,67	1308,72	1,84
20	0,056	12,12	9,68	170,2	58,41	53,76	4,65	1308,72	1,86
22	0,061	12,08	9,72	170,1	58,35	53,69	4,66	1308,72	1,86
24	0,069	12,06	9,66	169,8	58,33	53,73	4,60	1308,72	1,85
26	0,086	12,27	9,53	169,8	58,32	53,72	4,60	1308,72	1,83
28	0,106	12,64	9,04	169,2	58,31	53,73	4,58	1308,72	1,76
30	0,140	12,91	8,97	169,4	58,34	53,75	4,59	1308,72	1,75
32	0,160	12,72	9,53	169,4	58,44	53,83	4,61	1308,72	1,83
34	0,215	11,92	10,31	171	58,47	53,88	4,59	1308,72	1,96
36	0,240	10,76	11,38	169,8	58,45	53,86	4,59	1308,72	2,18
38	0,294	10,48	11,58	167,7	58,3	53,78	4,52	1308,72	2,23
40	0,300	10,16	11,95	162,9	58,06	53,58	4,48	1308,72	2,32
42	0,320	9,88	12,23	159,7	57,78	53,37	4,41	1308,72	2,39
44	0,312	9,88	12,22	156,7	57,52	53,13	4,39	1308,72	2,39
46	0,305	9,60	12,48	154,8	57,22	52,89	4,33	1308,72	2,46
48	0,340	9,50	12,40	153	56,95	52,7	4,25	1308,72	2,44
50	0,362	9,20	12,50	151,2	56,66	52,48	4,18	1308,72	2,47
52	0,358	9,52	12,52	149,7	56,61	52,37	4,24	1308,72	2,48
54	0,332	9,30	12,80	148,3	56,42	52,25	4,17	1308,72	2,56
56	0,390	9,10	12,82	147,2	56,16	52,02	4,14	1308,72	2,57
58	0,470	8,90	13,12	145,2	56,02	51,98	4,04	1308,72	2,66
60	0,510	8,65	13,58	145,8	55,85	51,79	4,06	1308,72	2,83
Průměrné hodnoty měření									
-	0,21	11,18	10,83	162,56	57,8	53,3	4,5	1308,72	2,15

10.1.3 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ ZÁVISLOSTÍ

Obr. 37 Průběh koncentrace CO, CO₂, O₂Obr. 38 Průběh koncentrace CO a teploty spalin t_{sp}

Obr. 39 Průběh koncentrace CO v závislosti na přebytku vzduchu α Obr. 40 Průběh koncentrace CO₂ v závislosti na tepelném výkonu do vody

10.1.4 VÝPOČET

Střední měrná tepelná kapacita suchých spalín, výpočet dle vztahu (57).

$$C_{pmd} = 3,6 \cdot \left[\begin{aligned} &\left(0,361 + 0,008 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right) + 0,034 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right)^2 \right) \\ &+ \left(0,085 + 0,19 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right) - 0,14 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{11,18}{100} \right) \\ &+ \left(0,03 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right) - 0,2 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{11,18}{100} \right) \end{aligned} \right] = 1,353 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry ve spalínách, výpočet dle vztahu (58).

$$C_{H_2O} = 3,6 \cdot \left(0,414 + 0,038 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right) + 0,034 \cdot \left(\frac{162,56}{1000} \right)^2 \right) = 1,516 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Redukovaný hmotnostní podíl uhlíku v palivu, výpočet dle vztahu (59).

$$C_r = 0,88 \cdot \frac{2,8}{100} = 0,0245 \%$$

Přepočet koncentrace oxidu uhelnatého CO, výpočet dle vztahu (60).

$$CO_{13\% O_2} = 0,21 \cdot \frac{21 - 13}{21 - 10,83} = 0,16 [\%]$$

Poměrné ztráty citelným teplem spalín, výpočet dle vztahů (51) a (52).

$$Q_a = (162,56 - 28) \cdot \left[\frac{1,353 \cdot (38,48 - 0,0245)}{0,536 \cdot (0,21 + 11,18)} \right] + \left[1,516 \cdot 1,92 \cdot \frac{95,04 + 21,46}{100} \right]$$

$$Q_a = 1407,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

$$q_a = 100 \cdot \frac{1407,99}{13648} = 10,31\%$$

Poměrné ztráty plynným nedopalem, výpočet dle vztahů (53) a (54).

$$Q_b = \frac{12644 \cdot 0,21 \cdot (38,48 - 0,0245)}{[0,536 \cdot (11,18 + 0,21) \cdot 100]} = 166,786 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

$$q_b = 100 \cdot \frac{166,786}{13648} = 1,22 \%$$

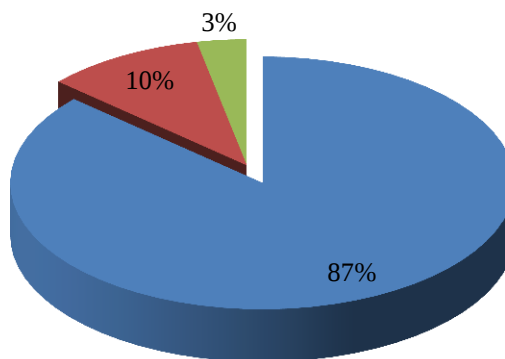
Poměrné ztráty mechanickým nedopalem, výpočet dle vztahů (55) a (56).

$$Q_r = \frac{335 \cdot 17,73 \cdot 0,88}{100} = 5,005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

$$q_r = 100 \cdot \frac{5,005}{13648} = 0,38 \%$$

Procentuální znázornění jednotlivých ztrát z jejich celkové hodnoty

- Ztráta citelným teplem spalin q_a
- Ztráta plyným nedopalem q_b
- Ztráta mechanickým nedopalem q_r



Obr. 41 Procentuální znázornění jednotlivých ztrát měření č. 1

Výpočet účinnosti, dle vztahu (50).

$$\eta = 100 - (10,31 + 1,22 + 0,38) = 88,08 \%$$

Tepelný příkon, dle vztahu (4).

$$P_{pal} = \frac{13648 \cdot 2,8}{3600} = 10,62 \text{ kW}$$

Celkový tepelný výkon, dle vztahu (62).

$$P_{celk} = \frac{88,08 \cdot 13648 \cdot 2,8}{100 \cdot 3600} = 9,35 \text{ kW}$$

Tepelný tok na straně vody, dle vztahu (63).

$$P_{voda} = \frac{4,180 \cdot 1308,72 \cdot (57,8 - 53,3)}{3600} = 6,79 \text{ kW}$$

Tepelný tok do prostoru, dle vztahu (64).

$$P_{pr} = 9,35 - 6,79 = 2,56 \text{ kW}$$

Podíl tepelného toku do vody, dle vztahu (57).

$$x_{voda} = \frac{6,79}{9,35} \cdot 100 = 72,67 \%$$

10.1.5 TABULKA VYPOČTENÝCH HODNOT

Tab. 13 Tabulka vypočtených hodnot měření č. 1

Účinnost	88,08 %
Třída účinnosti	třída 1
Příkon	10,62 kW
Výkon	9,35 kW
Výkon do vody / prostoru	6,79 kW / 2,56 kW
Poměr výkonu do vody / prostoru	72,7 % / 27,3 %
Průměrná teplota otopné vody výstupní / vstupní	57,8 °C / 53,3 °C
Průměrná teplota spalin	162,6 °C
Komínová ztráta	1408 kJ.kg ⁻¹
Poměrná komínová ztráta	10,32 %
Ztráta plynným nedopalem	166,8 kJ.kg ⁻¹
Poměrná ztráta plynným nedopalem	1,22%
Ztráta mechanickým nedopalem	52 kJ.kg ⁻¹
Poměrná ztráta mechanickým nedopalem	0,38 %
Koncentrace CO ve spalinách	0,21 %
Koncentrace CO při 13% O ₂ ve spalinách	0,16 %
Koncentrace CO ₂ ve spalinách	11,18 %
Koncentrace O ₂ ve spalinách	10,83 %
Emisní třída	třída 1

10.1.6 HODNOCENÍ MĚŘENÍ

Nastavení přívodu vzduchů, odpovídá návrhovému provoznímu stavu pro nominální výkon KV. Tohle nastavení se nám ověřilo s výsledkem nejnižší možné koncentrace CO (koncentrace CO při 13% O₂ ve spalinách 0,16 %) ze všech zkušebních měření, které jsme provedli, což také splnilo naše očekávání. Výkon krbové vložky je však vyšší než výkon předpokládaný v návrhu a to kvůli vyšší účinnosti zařízení, která je 88 %, místo návrhových 75%. Tímto jsme také splnili požadavek normy ČSN EN 13229 pro zařazení do třídy účinnosti č. 1 a rovněž jsme splnili nejvyšší emisní třídu č. 1.

Z Obr. 37 lze pozorovat, že do 5 minuty došlo k zahoření nové vsázky paliva. To se projevuje snižováním obsahu CO, O₂ a zrcadlovým přírůstkem CO₂ ve spalinách, tento jev také doprovází dvojnásobné snížení přebytku vzduchu až na hodnotu 1,6. Od 6 do 25 minuty pozorujeme kvalitní spalování prchavé hořlaviny s minimální ztrátou plynným nedopalem za sníženého přebytku vzduchu. V polovině zkoušky je patrný nárůst přebytku vzduchu a postupného snižování produktu spalování CO₂, tento trend křivky následuje až do konce celého měření, odůvodnění je v úbytku paliva a tedy snížení produkce prchavé hořlaviny.

Teploty spalin se pohybují v rozsahu 30 °C a svého maxima dosahují mezi 10 a 35 minutou, kde mají hodnotu 170 °C, kdy je také nejvyšší intenzita spalování. Teploty spalin se drží nad teplotou rosného bodu a nedochází tak ke kondenzaci vodní páry.

Průběh tepelného výkonu do vody je znázorněn v Obr. 40. Průběh výkonu v porovnání s produkcí CO₂ je velmi podobný a ukazuje nám, jak se mění výkon v závislosti na intenzitě spalování. Patrná je i odezva zvýšení výkonu při nárůstu intenzity spalování, ta je dána tepelnou setrvačností KV.

10.2 MĚŘENÍ Č. 2

Měření č. 2 je měření s nastavením, pro které nebyla KV navržena a to je spalování při maximálním výkonu 10 kW. Tohle nastavení je v textu označováno jako „nenávrhový stav“. Při tomto režimu by KV však neměla být provozována dlouhodobě, kvůli vyššímu tepelnému namáhání a tím snížení jeho životnosti. Doba měření byla zkrácena na 45 minut s poměrným množstvím paliva.

10.2.1 TABULKA PARAMETRŮ NASTAVENÍ

Tab. 14 Tabulka nastavení KV pro měření č. 2

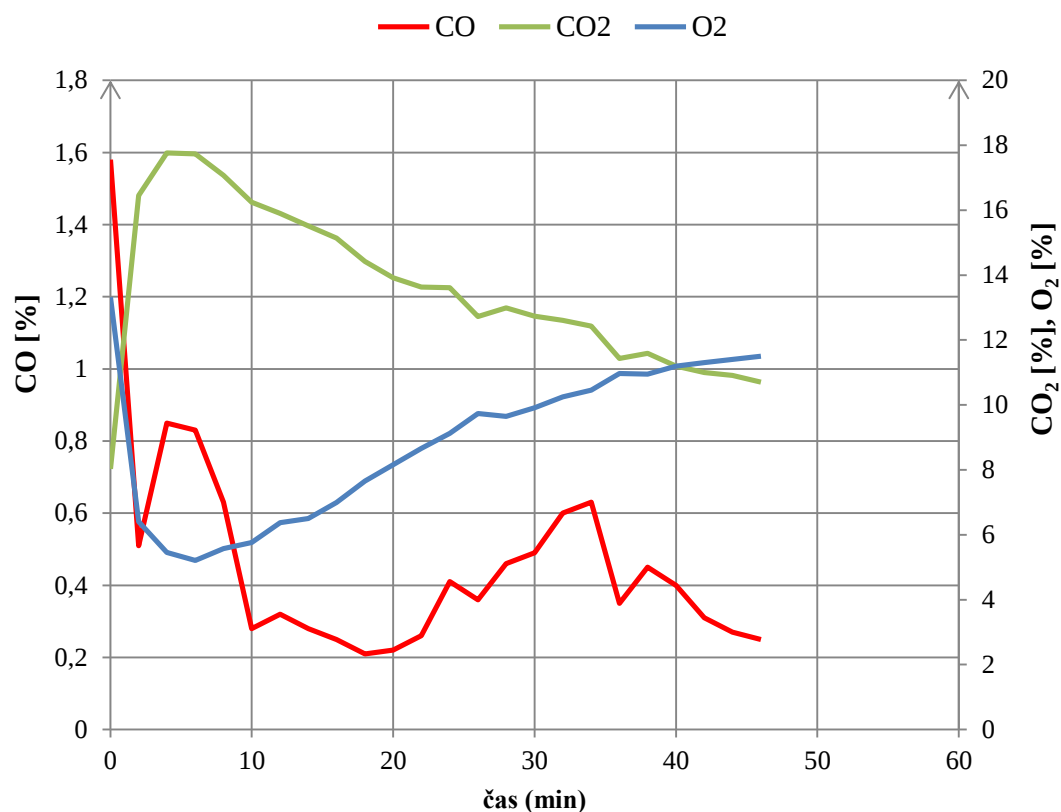
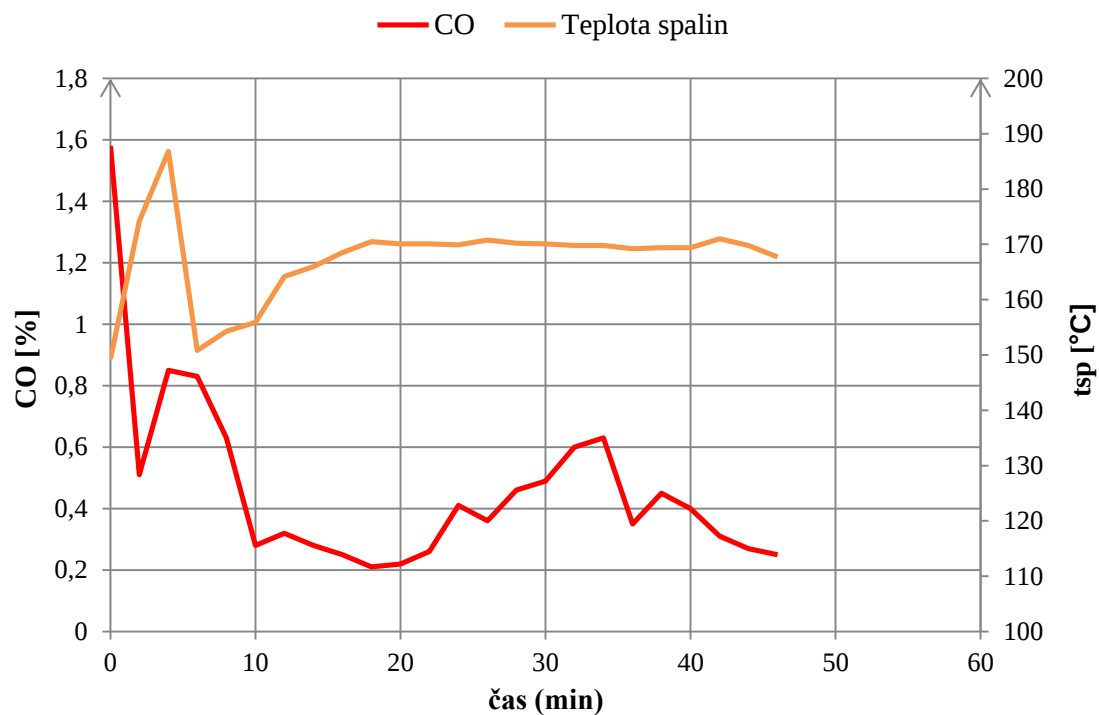
Primární vzduch	15 %
Sekundární vzduch	100 %
Terciární vzduch (oplach skla)	100 %
Tah komína	10 Pa
Teplota okolí	28 °C
Množství paliva	2,8 kg
Počet kusů paliva (polínek)	2 ks
Doba měření	45 min
Interval měření	2 min

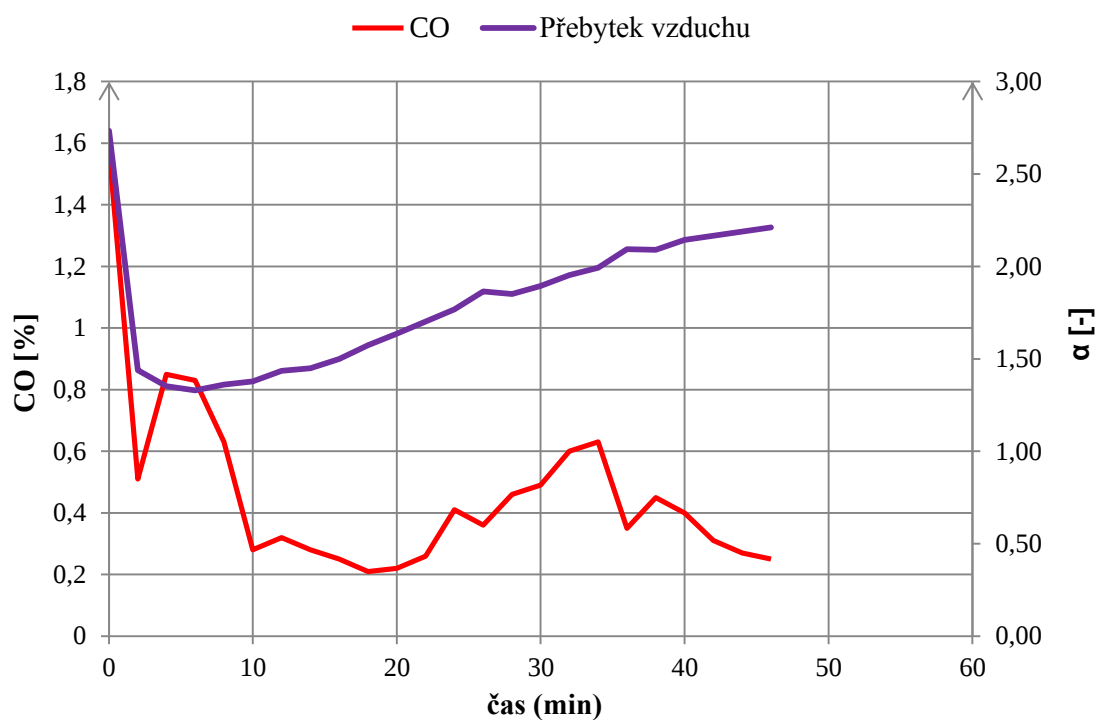
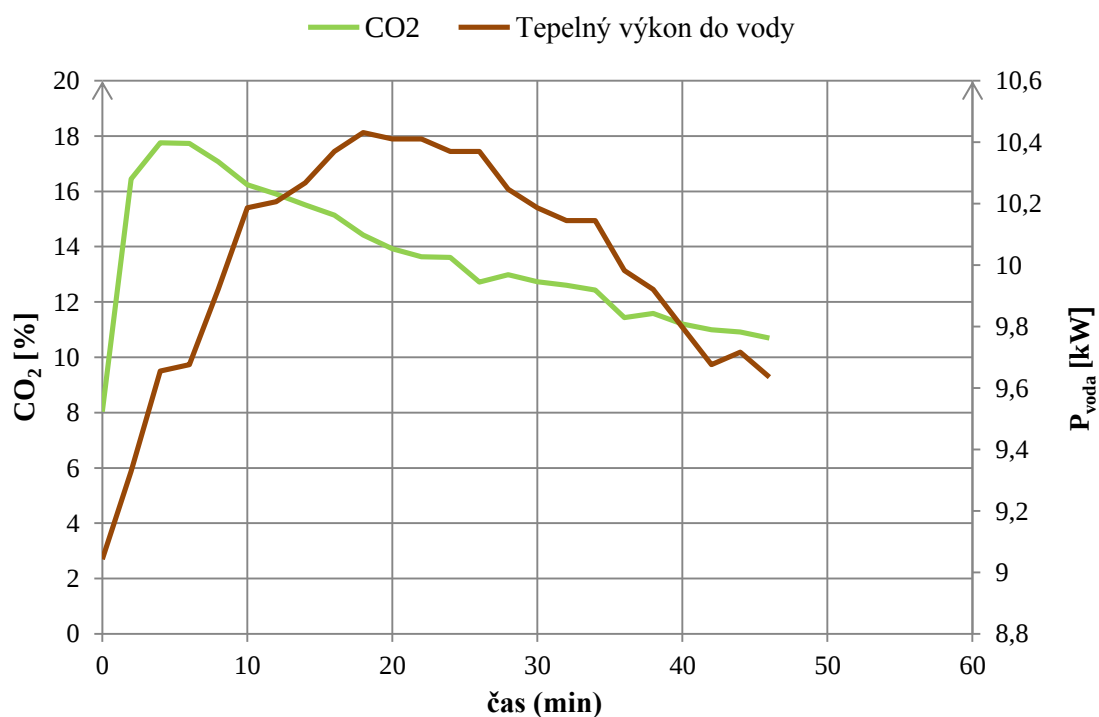
10.2.2 TABULKA NEMĚŘENÝCH A ZPRŮMĚROVANÝCH HODNOT

Tab. 15 Naměřené a zprůměrované hodnoty měření č. 2

čas	CO	CO ₂	O ₂	T _{sp}	T _{vody out}	T _{vody in}	dT	M _{vody}	α
[min]	[%]	[%]	[%]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/hod]	[-]
0	1,580	8,03	13,32	149,3	59,33	54,9	4,43	1318,56	2,73
2	0,510	16,45	6,40	174,2	59,43	54,86	4,57	1318,56	1,44
4	0,850	17,76	5,46	186,8	60,19	55,46	4,73	1318,56	1,35
6	0,830	17,73	5,21	150,8	60,95	56,21	4,74	1318,56	1,33
8	0,630	17,07	5,57	154,3	61,7	56,84	4,86	1318,56	1,36
10	0,280	16,24	5,76	155,9	62,41	57,42	4,99	1318,56	1,38
12	0,320	15,90	6,37	164,2	63,04	58,04	5,00	1318,56	1,44
14	0,280	15,51	6,50	166	63,61	58,58	5,03	1318,56	1,45
16	0,250	15,14	6,99	168,5	64,08	59	5,08	1318,56	1,50
18	0,210	14,42	7,66	170,5	64,4	59,29	5,11	1318,56	1,57
20	0,220	13,92	8,16	170,1	64,6	59,5	5,10	1318,56	1,64
22	0,260	13,63	8,66	170,1	64,73	59,63	5,10	1318,56	1,70
24	0,410	13,61	9,12	169,9	64,79	59,71	5,08	1318,56	1,77
26	0,360	12,72	9,74	170,8	64,79	59,71	5,08	1318,56	1,87
28	0,460	12,99	9,65	170,2	64,71	59,69	5,02	1318,56	1,85
30	0,490	12,73	9,91	170,1	64,64	59,65	4,99	1318,56	1,89
32	0,600	12,61	10,25	169,8	64,56	59,59	4,97	1318,56	1,95
34	0,630	12,43	10,46	169,8	64,46	59,49	4,97	1318,56	1,99
36	0,350	11,43	10,97	169,2	64,32	59,43	4,89	1318,56	2,09
38	0,450	11,59	10,95	169,4	64,18	59,32	4,86	1318,56	2,09
40	0,400	11,20	11,20	169,4	64,01	59,21	4,80	1318,56	2,14
42	0,310	11,00	11,30	171	63,83	59,09	4,74	1318,56	2,16
44	0,270	10,91	11,40	169,8	63,69	58,93	4,76	1318,56	2,19
46	0,250	10,70	11,50	167,7	63,48	58,76	4,72	1318,56	2,21
Průměrné hodnoty měření									
-	0,42	13,81	8,66	168,20	63,3	58,4	4,9	1318,56	1,80

10.2.3 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ ZÁVISLOSTÍ

Obr. 42 Průběh koncentrace CO, CO₂, O₂Obr. 43 Průběh koncentrace CO a teploty spalin t_{sp}

Obr. 44 Průběh koncentrace CO v závislosti na přebytku vzduchu α Obr. 45 Průběh koncentrace CO₂ v závislosti na tepelném výkonu do vody

10.2.4 VÝPOČET

Střední měrná tepelná kapacita suchých spalín, výpočet dle vztahu (57).

$$C_{pmd} = 3,6 \cdot \left[\begin{aligned} &\left(0,361 + 0,008 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right) + 0,034 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right)^2\right) \\ &+ \left(0,085 + 0,19 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right) - 0,14 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right)^2\right) \cdot \left(\frac{13,81}{100}\right) \\ &+ \left(0,03 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right) - 0,2 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right)^2\right) \cdot \left(\frac{13,81}{100}\right) \end{aligned} \right] = 1,364 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry ve spalínách, výpočet dle vztahu (58).

$$C_{H_2O} = 3,6 \cdot \left(0,414 + 0,038 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right) + 0,034 \cdot \left(\frac{168,2}{1000}\right)^2\right) = 1,512 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Redukovaný hmotnostní podíl uhlíku v palivu, výpočet dle vztahu (59).

$$C_r = 0,88 \cdot \frac{2,84}{100} = 0,0249 \%$$

Přepočet koncentrace oxidu uhelnatého CO, výpočet dle vztahu (60).

$$CO_{13\% O_2} = 0,42 \cdot \frac{21 - 13}{21 - 8,66} = 0,27 [\%]$$

Poměrné ztráty citelným teplem spalín, výpočet dle vztahů (51) a (52).

$$Q_a = (168,2 - 28) \cdot \left[\frac{1,364 \cdot (38,48 - 0,0249)}{0,536 \cdot (0,27 + 13,81)} \right] + \left[1,517 \cdot 1,92 \cdot \frac{9 \cdot 5,04 + 21,46}{100} \right]$$

$$Q_a = 1236,75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

$$q_a = 100 \cdot \frac{1236,75}{13648} = 9,06\%$$

Poměrné ztráty plynným nedopalem, výpočet dle vztahů (53) a (54).

$$Q_b = \frac{12644 \cdot 0,27 \cdot (38,48 - 0,0249)}{[0,536 \cdot (13,81 + 0,27) \cdot 100]} = 266,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

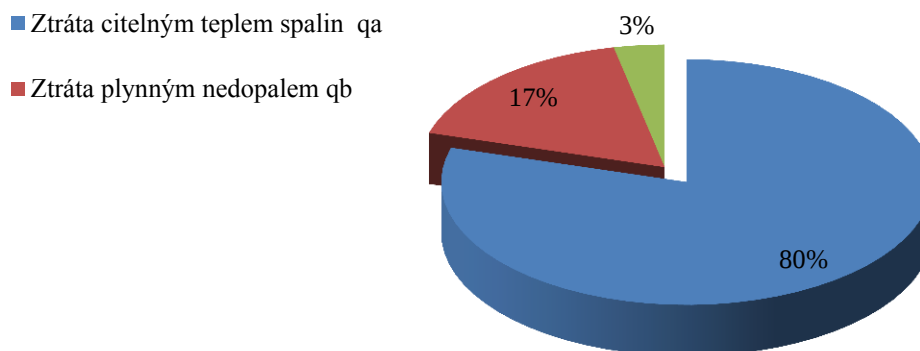
$$q_b = 100 \cdot \frac{266,61}{13648} = 1,95 \%$$

Poměrné ztráty mechanickým nedopalem, výpočet dle vztahů (55) a (56).

$$Q_r = \frac{335 \cdot 17,73 \cdot 0,88}{100} = 5,005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

$$q_r = 100 \cdot \frac{5,005}{13648} = 0,38 \%$$

Procentuální znázornění jednotlivých ztrát z jejich celkové hodnoty



Obr. 46 Procentuální znázornění jednotlivých ztrát měření č. 2

Výpočet účinnosti, dle vztahu (50).

$$\eta = 100 - (9,06 + 1,95 + 0,38) = 88,6 \%$$

Tepelný příkon, dle vztahu (4).

$$P_{pal} = \frac{13648 \cdot 2,84}{100 \cdot 2700} = 14,36 \text{ kW}$$

Celkový tepelný výkon, dle vztahu (62).

$$P_{celk} = \frac{88,6 \cdot 13648 \cdot 2,84}{100 \cdot 2700} = 12,72 \text{ kW}$$

Tepelný tok na straně vody, dle vztahu (63).

$$P_{voda} = \frac{4,180 \cdot 1308,72 \cdot (57,8 - 53,3)}{3600} = 10 \text{ kW}$$

Tepelný tok do prostoru, dle vztahu (64).

$$P_{pr} = 9,35 - 6,79 = 2,72 \text{ kW}$$

Podíl tepelného toku do vody, dle vztahu (57).

$$x_{voda} = \frac{10}{12,72} \cdot 100 = 78,65 \%$$

10.2.5 TABULKA VYPOČTENÝCH HODNOT

Tab. 16 Tabulka vypočtených hodnot měření č. 2

Účinnost	88,6 %
Třída účinnosti	třída 1
Příkon	14,36 kW
Výkon	12,72 kW
Výkon do vody / prostoru	10 kW / 2,72 kW
Poměr výkonu do vody / prostoru	72,7 % / 27,33 %
Průměrná teplota otopné vody výstupní / vstupní	63,3 °C / 58,4 °C
Průměrná teplota spalín	168,2 °C
Komínová ztráta	1236,75 kJ.kg-1
Poměrná komínová ztráta	9,06 %
Ztráta plynným nedopalem	266,62 kJ.kg-1
Poměrná ztráta plynným nedopalem	1,95 %
Ztráta mechanickým nedopalem	52 kJ.kg-1
Poměrná ztráta mechanickým nedopalem	0,38%
Koncentrace CO ve spalínách	0,42 %
Koncentrace CO při 13% O ₂ ve spalínách	0,27 %
Koncentrace CO ₂ ve spalínách	13,81 %
Koncentrace O ₂ ve spalínách	8,66 %
Emisní třída	třída 1

10.2.6 HODNOCENÍ MĚŘENÍ

Měření č. 2 proběhlo jako nenávrhový stav s 15 % přívodu primárního vzduchu se zachováním přívodu sekundárního a terciárního vzduchu. Tohle nastavení zapříčinilo několik výrazných změn v průběhu celého spalování i veličin samotných. Zvýšení výkonu má odůvodnění, že přívodem vzduchu pod rošt se zvýšila rychlost spalování žhavých částí paliva, což zvýšilo teplotu paliva samotného a tím i rychlost uvolňování prchavé hořlaviny z paliva. Výkon samotné KV narostl o 35 %. Pozoruhodné však je, že při nenávrhovém zvýšení výkonu KV dokázala zachovat hodnotu účinnosti a dokonce ji i 0,8 % předčít oproti provoznímu stavu. Nevýhodou je však téměř dvojnásobný nárůst koncentrace CO při 13% O₂ ve spalínách na hodnotu 0,27 %. KV v nenávrhovém stavu přesto splňuje požadavek na emisní třídu č. 1. a třídu účinnosti č. 1.

S přívodem primárního vzduchu, tak palivo zahořelo o 2 minuty dříve než v měření č. 1, což je patrné z Obr. 42. V 8 minutě byla naměřena největší produkce CO₂ která v průběhu zkoušky už jen klesala a tomu i odpovídá přebytek vzduchu α , který ze svého minima 1,3 (v místě maxima produkce CO₂) postupně stoupá, až do hodnoty 2,3. Maximální teplovodní výkon krbová vložka podala ve 20 minutě, který byl 10,42 kW. Opět jako v předchozím měření je tento výkon dodán s určitým zpožděním oproti samotnému spalovacímu procesu, viz Obr. 45.

10.3 HODNOCENÍ EXPERIMENTÁLNÍ ZKOUŠKY

Výsledky měření dokonce předčili cíle, které jsme si zadali:

- účinnost 75 % a vyšší
- hodnotu koncentrace CO při 13% O₂ ve spalínách 0,3 a nižší
- poměr tepelného toku do vody k okolí, alespoň 50%
- čisté sklo v průběhu spalování

Prvním z nich bylo dosažení účinnosti alespoň 75 % a splnění třídy účinnosti č. 1 dle normy ČSN EN 13229, výsledky však ukázali skvělou hodnotu účinnosti 88 %. Dalším cílem bylo dosáhnout co nejnižší produkce emisí, hlavně tedy oxidu uhelnatého a dosáhnout tak na emisní třídu č. 1 dle normy ČSN EN 13229. Při provozním stavu jsme dosáhli na hodnotu koncentrace CO při 13% O₂ ve spalínách na hodnotu 0,16 %, která tak splnila náš cíl. Významným parametrem byl poměr tepla předaného do vody oproti teplu do místnosti, kterému se také podřizovala konstrukce KV. V tomto směru jsme dosáhli hodnoty 72,67 % tepelného toku do vody, což také splnilo naši mezní hodnotu 50%. Posledním cílem bylo čisté sklo, které se při začátku zatápění silně zakuřovalo, což bylo způsobeno otevřením přívodu primárního vzduchu, který jsme v pozdějších zátopech minimalizovali a dosáhli tak čistějšího skla, které po rozhoření oplach skla vyčistil.

Z měření vyplývá nízká průměrná hodnota přebytku vzduchu (1,8 – 2,1) při spalování. Ve srovnání s ostatními krbovými vložkami, kde se pohybuje přebytek vzduchu od hodnoty 2,3 a výše, to je markantní rozdíl. Zásahu na tomto faktu má těsnost samotného pláště KV a rovinnost dvířek, kudy nedochází k přísávání falešného vzduchu.

V Tab. 17 je srovnání dvou nastavení KV, které jsme uveřejnili. Jsou to návrhový stav na nominální výkon 9,35 kW a nenávrhový stav s výkonem 12,72 kW. Nenávrhový stav však není doporučeno používat dlouhodobě kvůli zvýšené produkci emisí a zvýšení tepelného zatížení KV.

Tab. 17 Srovnání výsledků měření č. 1 a č. 2

Parametr	Návrhový stav	Nenávrhový stav
Primární vzduch	0 %	15 %
Sekundární vzduch	100 %	100 %
Terciární vzduch (oplach skla)	100 %	100 %
Množství paliva za hodinu provozu	2,8 kg.hod ⁻¹	3,55 kg.hod ⁻¹
Účinnost	88,08 %	88,6 %
Třída účinnosti	třída 1	třída 1
Příkon	10,62 kW	14,36 kW
Výkon	9,35 kW	12,72 kW
Výkon do vody / prostoru	6,79 kW / 2,56 kW	10 kW / 2,72 kW
Poměr výkonu do vody / prostoru	72,7 % / 27,33 %	78,65 % / 21,35 %
Průměrná teplota otopné vody výstupní / vstupní	57,8 °C / 53,3 °C	63,3 °C / 58,4 °C
Průměrná teplota spalin	162,6 °C	168,2 °C
Komínová ztráta	1408 kJ.kg ⁻¹	1236,75 kJ.kg ⁻¹
Poměrná komínová ztráta	10,32 %	9,06 %
Ztráta plynným nedopalem	166,8 kJ.kg ⁻¹	266,62 kJ.kg ⁻¹
Poměrná ztráta plynným nedopalem	1,22%	1,95 %
Ztráta mechanickým nedopalem	52 kJ.kg ⁻¹	52 kJ.kg ⁻¹
Poměrná ztráta mechanickým nedopalem	0,38 %	0,38%
Koncentrace CO ve spalinách	0,21 %	0,42 %
Koncentrace CO při 13% O ₂ ve spalinách	0,16 %	0,27 %
Koncentrace CO ₂ ve spalinách	11,18 %	13,81 %
Koncentrace O ₂ ve spalinách	10,83 %	8,66 %
Emisní třída	třída 1	třída 1

11 POROVNÁNÍ VÝPOČTOVÝCH A KONSTRUKČNÍCH PARAMETRŮ KV

V Tab. 18, máme srovnání parametrů vypočtených a parametrů, které byly skutečně naměřeny na prototypu teplovodní krbové vložky „Kárlovka“. Srovnávat budeme návrhový stav s provozem při nominálním výkonu, tedy s měřením č. 1.

Tab. 18 Porovnání výpočtových a konstrukčních parametrů KV

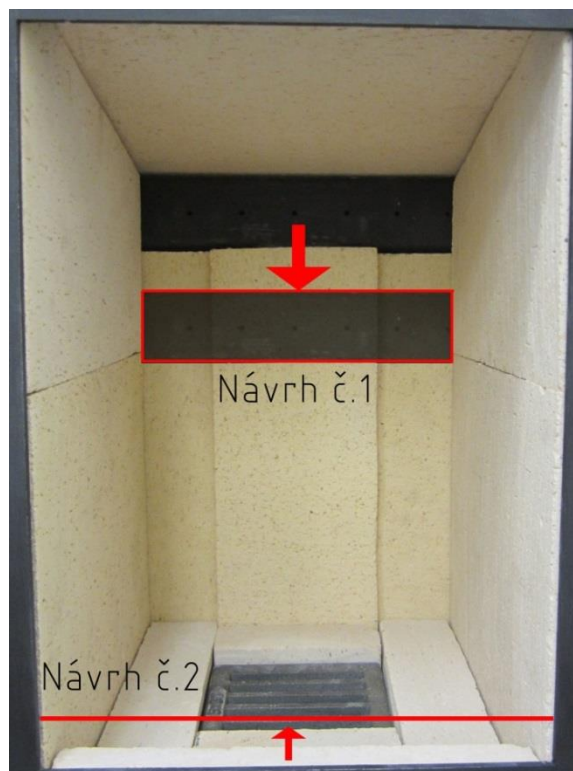
Parametr	Návrh	Měření
Účinnost	75 %	88,08 %
Příkon	10,664 kW	10,62 kW
Výkon	8 kW	9,35 kW
Výkon do vody	6,633 kW	6,79 kW
Poměr výkonu do vody / prostoru	82,9 % / 17,1 %	72,7 % / 27,3 %
Průměrná teplota otopné vody výstupní / vstupní	60 °C / 50 °C	57,8 °C / 53,3 °C
Průměrná teplota spalin	250 °C	162,6 °C

Výkon, který KV dodává je 9,35 kW, což je více, než jsme uvažovali ve výpočtu a to díky vyšší naměřené účinnosti, která je 88,08 %, ta byla dosažena především snížením komínové ztráty. Tepelný výkon do vody se liší o pouhých 157 W, to nám říká, že jsme se ve výpočtech ubírali správným směrem. Jelikož jsme neměli technické dispozice pro měření teploty mezi spalínovým výměníkem a teplovodním pláštěm, tak nemůžeme určit, zda výkony jednotlivých teplovodních částí odpovídají navrženým hodnotám. Avšak poměry výkonů, které jsou předávány do prostoru a vody se liší, to je způsobeno nepřesným výpočtem tepelného toku sáláním a konvekcí do prostoru, který je časově proměnný a tedy velmi náročný na výpočet.

12 KONSTRUKČNÍ NÁVRHY NA VYLEPŠENÍ

12.1.1 NÁVRH Č. 1

Z pozorování při spalování v ohništi jsme vysledovali, že při nominálním výkonu krbové vložky (9,35 kW) hořící prchavá hořlavina ztrácí na teplotě při stoupání ohništěm, chlazeného teplovodním pláštěm. V konstrukčním řešení je přívod sekundárního vzduchu tryskou těsně pod šamotovou klenbou (deflektorem č. 1), kde v tu chvíli nemá směs spalín a prchavé hořlaviny takovou teplotu a čas, aby bylo dokonale využito tohoto přívodu vzduchu. Proto navrhujeme snížení trysky sekundárního vzduchu do nižší pozice, aby sekundární vzduch mohl vstoupit přímo do reakční části spalovacího procesu a měl tak potřebný čas k promíchání s CO a následnému vyhoření. Což by mělo dle očekávání snížit koncentraci oxidu uhelnatého CO. Konstrukční návrh na vylepšení je vyobrazen na Obr. 47, který popisuje posun trysky sekundárního vzduchu o 80-100 mm níže. Tento fakt potvrzuje experiment Ing. Pavla Janáska popsáno v [18], který testuje koncentraci CO v závislosti na výšce přívodu sekundárního vzduchu, kde snížením polohy trysky klesla koncentrace CO ve spalínách až o 40 %.



Obr. 47 Vizuální znázornění konstrukčních úprav

12.1.2 NÁVRH Č. 2

Z praktického hlediska používání zařízení, je také v návrhu zvýšení čela v přední části ohniště. V průběhu dlouhodobějšího spalování se vytvoří na dně ohniště vrstva popele se žhavými kousky paliva, která téměř vyrovná vyvýšení proti vypadávání této směsi z ohniště, které bylo za tímto účelem také vytvořeno. Proto pro bezpečné používání zařízení a ochranu před vypadáváním směsi navrhujeme o 20 mm tento okraj navýšit. Konstrukční řešení je vyobrazeno na obrázku Obr. 47.

13 SROVNÁNÍ S KONKURENČNÍMI PRODUKTY

Pro objektivní hodnocení našeho prototypu teplovodní KV, provedeme porovnání s podobnými produkty na trhu a zjistíme tak konkurenceschopnost našeho zařízení.

Porovnávaná zařízení:

- Prototyp „Kárlovka“
- Bef and Home Aquatic WH 450
- Romotop Dynamic KV 075 W
- Aquador BLOK RS 10

Tab. 19 Porovnání s konkurenčními produkty

Parametr	Model			
	„Kárlovka“	Aquatic WH	Dynamic KV	BLOK RS 10
Účinnost	88 %	83 %	83 %	78 %
Jmenovitý výkon	9,35 kW	7,8 kW	10 kW	10 kW
Výkon do vody	6,79 kW	5,8 kW	7 kW	7 kW
Poměr výkonu do vody	72,7 %	74,4 %	70 %	70 %
Produkce CO při O ₂ 13%	0,16 %	0,07 %	-	-
Cena (bez DPH)	-	41750 ,-	47000 ,-	30 744 ,-

Na základě dostupných údajů od výrobců, byla sestavena Tab. 19. Dle hodnot vidíme, že náš prototyp teplovodní KV, je plně konkurenceschopný a na trhu se řadí mezi nejlepší produkty.



Obr. 48 Konkurenční srovnání produktů, zleva: prototyp „Kárlovka“, Bef and Home Aquatic WH 450, Romotop Dynamic KV 075 W, Aquador Blok RS 10

ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh teplovodní krbové vložky o výkonu 8 kW při účinnosti minimálně 75 %, výsledky zkoušek předčili naše stanovené cíle, kde naměřená účinnost byla 88%, ale tím vzrostl i nominální výkon na 9,35 kW. V případě, že bychom chtěli dodržet hodnotu nominálního výkonu, musel by být výpočet optimalizován na základě naměřených údajů a následně KV vyrobena znovu. Dalším cílem bylo dodržení stanoveného emisního limitu na maximální koncentraci 0,3 % při 13 % O₂ ve spalínách, dle normy ČSN EN 13229. Naměřená hodnota CO, tak činila 0,16 % při 13 % O₂ ve spalínách, čímž jsme splnili zařazení do třídy emisí č. 1. Teplovodní krbové vložky se také vyznačují důležitým parametrem a to je poměr tepelného toku do vody, který byl našim dalším cílem stanoveným na 50 %. Měření nám ukázalo, že poměr tepelného výkonu do vody byl 72,7 % s hodnotou 6,79 kW.

Prototyp kamen „Kárlovka“, byl vyroben u externích firem s částečným dopracováním v dílnách VUT a měření proběhlo v nové zkušební areálu VUT, dle normy ČSN EN 13229. Zkušebna, kde měření proběhlo, není akreditovaná a tak výsledky mají pouze informativní charakter, ale dá se očekávat, že výsledky z akreditované zkušebny budou velmi podobné.

Výsledky zkoušek měření v porovnání s konkurenčními produkty, tak ukazují, že jde o konkurenci schopné zařízení, patřící na trhu mezi ty nejlepší.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BUDAJ, Florian. BUDAJ. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0426-4.
- [2] NOSKIEVIČ, Pavel. Spalování dřeva v malém ohništi: podklady pro tepelný výpočet. Vyd. 1. Suchdol nad Odrou: Romotop, 2008, 80 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-248-1889-4.
- [3] ŠTELC, O. *Krbová vložka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, strojního inženýrství, 2008. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
- [4] Energie z biomasy III: sborník příspěvků ze semináře. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické, FSI - EÚ - OEI, 2004, 158 s. ISBN 80-214-2805-8.
- [5] Norma ČSN EN 13229
- [6] KAMNA KRBY PLCH: Kamna litinová [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.kamnakrbyplch.cz/www-kamnakrbyplch-cz/eshop/18-1-Kamna-litinova-vodni-plast>
- [7] KRAJÍČEK, Vladimír. Krbovou vložku litinovou nebo svařovanou z ocelového plechu? [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/zdroje-tepla/9005-krbovou-vlozku-litinovou-nebo-svarovanou-z-oceloveho-plechu>
- [8] ROMOTOP. Možnosti vytápění krbovými kamny a vložkami. [online]. [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/zdroje-tepla/6976-moznosti-vytapani-krbovymikamny-a-vlozkami-pokracovani>
- [9] BANADOR, s. r. o. Výhody zapojení s akumulací nádrží [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.banador.cz/cz/precete-si-teplovodni-krby/nazev-clanku.htm>
- [10] BANADOR S. R. O. Jak se připojuje teplovodní krbová vložka do topného systému? [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.banador.cz/cz/precete-si-teplovodni-krby/jak-se-pripojuje-teplovodni-krbova-vlozka-do-topneho-systemu.html>
- [11] KNĚŽÍNEK, P. Teplovodní výměník pro krbovou vložku. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.
- [12] HS FLAMINGO s. r. o. Katalog AQUAFLAM [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: http://www.hsflamingo.cz/editor/Katalogy_pdf/Katalog-AQUAFLAM_cz.pdf
- [13] JIROUT, Vladimír. TZB-info. Zabezpečovací systémy KV [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://forum.tzb-info.cz/t.py?t=34&i=108846&idtext=8&poradi=1>
- [14] ING. MATZ, PH.D., Václav. Ekvitermní regulace – princip a využití v systémech regulace vytápění [online]. 8.3.2010 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb->

info.cz/mereni-a-regulace/6294-ekvitermni-regulace-princip-a-vyuziti-v-systemech-regulace-vytapeni

- [15] POWERTECH S. R. O. UPS APC 1500 [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.power-tech.cz/ups-zalozni-zdroje-apc-1500.php>
- [16] HERZ, s.r.o. Pojistný ventil [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.herz.cz/produkty/vyvazovaci-regulacni-a-uzaviraci-armatury/pojistne-ventily/>
- [17] TZB-info.cz. Vytápění domu při dnešním vývoji cen energií [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/4102-vytapeni-domu-pri-dnesnim-vyvoji-cen-energie-z-fosilnich-paliv-a-biomasy-jako-obnovitelneho-zdroje-energie-iiasdad>
- [18] Energie z biomasy II: sborník příspěvků ze semináře : Ostrava, 8. června 2004. 1. vyd. Ostrava: Výzkumné energetické centrum, 2004. ISBN 80-248-0638-x.
- [19] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009, 109 s. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [20] STEHLÍK, Petr. Tepelné pochody. Výpočet výměníku tepla. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. ISBN 80-214-0363-2.
- [21] Možnosti energetického využití biomasy: sborník příspěvků ze semináře : Penzion Beskydy, Visalaje 27.-29.4.2005. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2005, 175 s. ISBN 80-248-0834-X.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota spalin
A	[m]	Šířka ohniště
A _p	[%]	Popelovina
B	[m]	Hloubka ohniště
C	[%]	Poměrný obsah uhlíku v palivu
c	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita spalin
C _{pmd}	[kJ.kg ⁻¹]	Střední měrná tepelná kapacita suchých spalin
C _r	[%]	Redukovaný hmotnostní podíl uhlíku v palivu
d _{HO}	[m]	Hydraulický průměr ohniště
d _{TR}	[m]	Průměr trubky
f	[-]	Součinitel vlhkosti
h	[%]	Hořlavina
H	[%]	Poměrný obsah vodíku v palivu
H _o	[m]	Výška ohniště
C _{H2O}	[kJ.m ⁻³]	Střední měrná tepelná kapacita vodní páry ve spalinách.
J _o	[-]	Štíhlost ohniště
k	[-]	Součinitel prostupu tepla
k _p	[-]	Koeficient průřezu ohniště (poměr délek půdorysných stran A a B)
KV	[-]	Krbová vložka
l _{TR}	[m]	Délka žárové trubky
M _{pal}	[kg.hod ⁻¹]	Množství paliva přivedeného do KV za 1 hodinu
N	[%]	Poměrný obsah dusíku v palivu
n _{TR}	[-]	Počet žárových trubek ve výměníku
Nu	[-]	Nusseltovo kritérium
O	[%]	Poměrný obsah kyslíku v palivu
Oo	[m]	Obvod ohniště
P _{celk}	[kW]	Celkový výkon krbové vložky
P _{KV red}	[kW]	Výkon redukované krbové vložky
P _{pal}	[kW]	Příkon v palivu
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
P _{skla}	[kW]	Celkový tepelný tok do prostoru plochou prosklení

P_{SV}	[W]	Výkon spalínového výměníku
P_{TVP}	[kW]	Výkon teplovodního pláště
P_{voda}	[kW]	Celkový teplovodní výkon
q_a	[%]	poměrná ztráta citelným teplem spalin
Q_a	[kJ.kg ⁻¹]	Ztráta citelným teplem spalin
q_b	[%]	poměrná ztráta plynným nedopalem
Q_b	[kJ.kg ⁻¹]	Ztráta plynným nedopalem
Q_i	[kJ.kg ⁻¹]	Výhřevnost
q_o	[kW.m ⁻³]	Objemové tepelné zatížení ohniště
q_p	[%]	poměrná ztráta sdílením tepla do okolí
q_r	[%]	poměrná ztráta mechanickým nedopalem
Q_r	[kJ.kg ⁻¹]	Ztráta mechanickým nedopalem
Q^R_S	[kW]	Tepelný tok do prostoru plochou prosklení od radiace
Q_S	[kW]	Celkový tepelný tok do prostoru plochou prosklení
S_o	[m ²]	Půdorysná plocha ohniště
S_{skla}	[m ²]	Plocha skla
S_{TR}	[m ²]	Průtočná plocha trubky
S_V	[m ²]	průtočná plocha trubky
t_{sp}	[°C]	Střední teplota spalin
$t_{sp\ in}$	[°C]	Teplota vstupujících spalin do výměníku spalin
$t_{sp\ out}$	[°C]	Teplota vystupujících spalin z výměníku
V_{Ar}	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Objem Ar ve spalinách
V_{CO_2}	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Objem CO ₂ ve spalinách
V_{H_2O}	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Minimální objem vodní páry
V_{N_2}	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Objem N ₂ ve spalinách
V_o	[m ³]	Objem ohniště
$V_{O_2\ min}$	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Minimální množství kyslíku pro spalení 1 kg paliva
$V^P_{H_2O\ min}$	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Minimální objem vodní páry vzniklé spálením 1 kg paliva
V^R_{SP}	[m ³ .hod ⁻¹]	Reálné množství spalin
V_{SO_2}	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Objem SO ₂ ve spalinách
V_{SP}	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Množství vlhkých spalin s přebytkem vzduchu na 1 kg paliva
$V_{SP\ min}$	[m ³ _N .kg ⁻¹]	Minimální množství vlhkých spalin

$V_{SP\ min}^S$	$[m^3_N.kg^{-1}]$	Minimální množství suchých spalín
V_{VZmin}^S	$[m^3_N.kg^{-1}]$	Minimální množství suchého vzduchu
$V_{H_2O\ min}^{VZ}$	$[m^3_N.kg^{-1}]$	Minimální množství páry vzniklé z vlhkého vzduchu
w	$[\%]$	Voda v palivu celková
w_{sp}	$[m.s^{-1}]$	Rychlost proudění splín výměníkem
x_{voda}	$[\%]$	Tepelný tok do vody
α	$[-]$	Součinitel přebytku vzduchu
α_{spalin}	$[-]$	Součinitel přestupu tepla u spalín
α_{vody}	$[-]$	Součinitel přestupu tepla u vody
Δt_{ln}	$[^{\circ}C]$	Střední logaritmický teplotní spád
η	$[-]$	Účinnost
$\eta_{KV\ red}$	$[\%]$	Účinnost redukované krbové vložky
λ	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$	Tepelná vodivost spalín
ν	$[m^2.s^{-1}]$	Kinematická viskozita spalín

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA Č. 1 – KONSTRUKCE KRBOVÉ VLOŽKY



Obr. 49 Dílce před kompletací



Obr. 50 Popelník s regulací přívodu 1" vzduchu



Obr. 51 Spalinový výměník



Obr. 52 Řezání samotové vyzdívky



Obr. 53 Průbeh šamotování ohniště



Obr. 54 Úchyty skla, úchyt těsnící šňůry, regulátor směru proudu terciárního vzduchu



Obr. 55 Systém zavírání dvířek



Obr. 56 Regulace sekundárního vzduchu



Obr. 57 Zaizolovaná KV

PŘÍLOHA Č. 2 – EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ



Obr. 59 Měřicí okruh na zkušebně



Obr. 58 Plamen při nominálním výkonu