



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Energetický ústav

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE
PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL
SUBSTITUTION OF DISTRICT HEATING BY GAS BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. LADISLAV DOBIÁŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JIŘÍ POSPÍŠIL, PH.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ladislav Dobiáš

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:

Náhrada stávající výměňkové stanice pára/voda za plynový kotel

v anglickém jazyce:

Substitution of district heating by gas boiler

Charakteristika problematiky úkolu:

Tématem práce je problematika náhrady výměňkové stanice napojené na systém dálkové distribuce tepla plynovým kotlem. Práce bude zaměřena na konkrétní řešení ve specifikovaném objektu. Úkolem práce je zhodnotit současný stav, navrhnout plánovanou náhradu výměňkové stanice kotlem na ZP. Variantně budou posouzeny různé typy plynových kotlů včetně kotlů kondenzačních. Vlastní konstrukční návrh studenta bude zaměřen na vnitřní prostor kondenzačního kotle a výpočet přítomných teplosměnných ploch. Práce bude uzavřena technicko-ekonomickým zhodnocením navržené náhrady.

Cíle, kterých má být dosaženo:

1. Popsat a zhodnotit současný stav výměňkové stanice.
2. Zpracovat projekční návrh řešení plynové kotelny s užitím plynového kotle.
3. Zpracovat technicko-ekonomické zhodnocení navržených variant.
4. Zpracování přehledu o používaných konstrukčních koncepcích kondenzačních kotlů.
5. Vlastní návrh konstrukčního řešení kotle pro požadovanou aplikaci, včetně zpracování technické dokumentace teplosměnných ploch a spalnového tahu kotle.

Seznam odborné literatury:

[1] Lulkovičová Otilia, Zdroje tepla pro domovní kotelny, JAGA 2004

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 22.11.2013

L.S

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Ředitel ústavu

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

Děkan fakulty

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

ABSTRAKT

V práci je zpracován přehled používaných konstrukčních koncepcí kondenzačních kotlů a možných typů tepelných čerpadel. Po zhodnocení současného stavu jsou navrženy možné varianty pro technicko-ekonomické zhodnocení. Pro variantu kotelny s využitím plynového kotle je zpracován projekční návrh řešení plynové kotelny s užitím kondenzačního kotle.

Následně je pro zadané parametry rozměrově navržen a tepelně vypočítán návrh na podobu kondenzačního kotle včetně technické dokumentace teplosměnných ploch a spalínového tahu kotle. Konec práce je zaměřen na to, zda je výhodnější výměna a použití plynového kotle nebo tepelného čerpadla oproti původní výměníkové stanici.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzační kotel, tepelné čerpadlo, návrh výpočtu, zemní plyn

ABSTRACT

In this work, there is an overview of the design concept of condensing boilers and types of heat pumps. The current state of heating in company is assessed and possible variants are given for techno-economic evaluation. For boiler room with the gas boiler is prepared a proposal with condensation boiler. For parameters are designed and calculated proposals to form a condensing boiler. The end of the work is focused on the advantages of gas boiler and heat pump.

KEYWORDS

Condensation boiler, heat pump, design calculation, natural gas

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOBIÁŠ, L. *Náhrada stávající výměňkové stanice pára/voda za plynový kotel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 94 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem. Zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....
Bc. Ladislav Dobiáš

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jířimu Pospíšilovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce a všem, kteří mi byli při jejím zhotovení nápomocni.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Obsah

1.	Úvod.....	11
2.	Zdroje tepla.....	12
2.1	Kotle na ZP	12
2.1.1	Zemní plyn.....	12
2.1.2	Klasický kotel	12
2.1.3	Kondenzační kotel a jeho provedení.....	13
2.2	Tepelné čerpadlo	20
3.	Kancelářská budova firmy Enbra	26
3.1	Kotelna	26
3.2	Popis výměníkové stanice	27
4.	Výpočet potřeb tepla.....	28
5.	Volba zdroje.....	30
5.1	Volba klasického kotle.....	30
5.2	Volba kondenzačního kotle.....	31
5.3	Volba tepelného čerpadla.....	31
6.	Návrh kotelny s plynovým kondenzačním kotlem	34
6.1	Přívod paliva	35
6.2	Návrh komínu.....	35
6.3	Návrh HDVT.....	36
6.4	Návrh čerpadla TTV	36
7.	Výpočet kotle.....	38
7.1	Volba zadání.....	38
7.2	Stechiometrické výpočty	38
7.3	Výpočet rosného bodu spalin.....	43
7.4	Výkon kotle.....	44
7.5	Výpočet spalovací komory.....	45
7.6	Určení tepel v jednotlivých výhřevných plochách.....	48
7.7	Určení neznámých teplot v jednotlivých bodech.....	50
7.8	Výměník tepla I.....	51
7.8.1	Volba konstrukčních prvků.....	51
7.8.2	Výpočet výměníku tepla	52
7.9	Výměník tepla II	58
7.9.1	Výpočet výměníku tepla	58

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

7.10	Výměník tepla III	63
7.10.1	Výpočet výměníku tepla	63
8.	Ekonomické zhodnocení	67
8.1	Ekonomické zhodnocení současného stavu	67
8.2	Ekonomické zhodnocení se zapojením s klasickým kotlem	68
8.2.1	Pořizovací náklady	68
8.2.2	Náklady na vytápění zemním plynem	69
8.3	Ekonomické zhodnocení se zapojením s kondenzačním kotlem	73
8.3.1	Pořizovací náklady	73
8.3.2	Náklady na vytápění zemním plynem	73
8.4	Ekonomické zhodnocení s tepelným čerpadlem	76
8.4.1	Pořizovací náklady	76
8.4.2	Náklady na elektrickou energii	76
8.5	Celkové zhodnocení	81
9.	Závěr	82
10.	Použité informační zdroje	83
11.	Seznam použitých zkratk a symbolů	84
12.	Přílohy	89
13.	Seznam obrázků	93
14.	Seznam tabulek	94

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

1. Úvod

Vytápění představuje jednu z nejvyšších částek, které občan ročně pravidelně utratí. Rozhodnout se, čím topit, je proto velice důležité. Právě z tohoto důvodu jsem si vybral toto téma diplomové práce.

Vzrůstající ceny tepla od prakticky monopolních dodavatelů energií nás nutí přemýšlet o ekonomičtějším způsobech vytápění a přípravy teplé užitkové vody. Ceny dodávaného tepla se výrazně liší podle regionu a dodavatele, a tak se může klidně stát, že platíte o 30% vyšší cenu za GJ než soused odvedle. Dodavatelé tepla si stanovují ceny na základě cen paliv, z kterých energii vyrábí a výsledná cena za GJ tepla je pro některé domácnosti již neúnosná. Navíc centrální zásobování teplem vyžaduje neustálou údržbu a obnovu již přestárých rozvodů, což vyžaduje investice, které zaplatí odběratel formou zvyšování cen v budoucnosti. Jako alternativní řešení zejména pro bytové domy se nabízí varianta vlastní domovní kotelny.

Kancelářské budovy firmy ENBRA jsou napojeny na síť společnosti Teplárny Brno, od které odebírají páru na vytápění budovy. Se zástupci z firmy ENBRA jsme se dohodli na tématu diplomové práce, která spočívá v návrhu náhrady výměníkové stanice pára/voda za plynový kotel. V dnešní době jsou tendence využití alternativních zdrojů k vytápění. Tepelná čerpadla jsou zařízení, která pracují s využitím obnovitelných zdrojů energie, a proto jsem práci rozšířil o využití tepelného čerpadla.

V práci jsem zpracoval přehled používaných konstrukčních koncepcí kondenzačních kotlů a možných typů tepelných čerpadel. Po zhodnocení současného stavu jsem navrhl možné varianty pro technicko-ekonomické zhodnocení. Pro variantu kotelny s využitím plynového kotle jsem zpracoval projekční návrh řešení plynové kotelny s užitím kondenzačního kotle. Následně je pro zadané parametry rozměrově navržen a tepelně vypočítán návrh na podobu kondenzačního kotle včetně technické dokumentace teplosměnných ploch a spalinového tahu kotle. Konec práce je zaměřen na to, zda je výhodnější výměna a použití plynového kotle nebo tepelného čerpadla oproti původní výměníkové stanici.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

2. Zdroje tepla

2.1 Kotle na ZP

2.1.1 Zemní plyn

Zemní plyn je bezbarvý, nezapáchající, hořlavý plyn patřící do skupiny topných plynů. Využívá se k vytápění, vaření a ohřevu vody, v elektrárnách, teplárnách, v kogeneračních jednotkách a v dopravě. Skládá se převážně z metanu a vyšších uhlovodíků s malou příměsí inertních plynů. Zemní plyn je nejedovatý, nedýchatelný a lehčí než vzduch.

Zemní plyn můžeme rozdělit na dva druhy tzv. naftový zemní plyn, který vznikal společně s ropou a tzv. karbonský zemní plyn, který vznikal společně s uhlím.

Pokud se naftový zemní plyn těží společně s ropou, jedná se zpravidla o zemní plyn vlhký. V současné době je nejvíce využívaným zemním plynem.

Může se vyskytovat ve dvou formách:

CNG (Compressed Natural Gas), což je stlačený zemní plyn při tlaku 200 barů
LNG (Liquefied Natural Gas), zkapalněný zemní plyn při teplotě -162 °C.

Spalování zemního plynu:

Hlavními dodavateli zemního plynu do České republiky jsou Rusko a Norsko. V současné době se složení zemních plynů dodávaných od obou hlavních dodavatelů prakticky neliší. Zemní plyn dodávaný v ČR sítí Transgas obsahuje 98,4 % metanu CH₄, proto ho můžeme považovat za čistý metan. Proces spalování zemního plynu lze jednoduše popsat touto chemickou rovnicí:



Vlastnosti ZP:

- zemní plyn má vysokou výhřevnost
- při spalování zemního plynu nevznikají vysoce nebezpečné dioxiny, furany a nespálené částice
- při spalování, emise oxidu uhelnatého a oxidů síry jsou zanedbatelné a proto nevytváří společně s vodou agresivní kyseliny
- jedná se o poměrně čistou surovinu, která se před spotřebou nemusí výrazně upravovat (sušit, zbavovat mechanických nečistot a nežádoucích příměsí apod.)
- snadno a s minimálními ztrátami se transportuje a skladuje

2.1.2 Klasický kotel

Nejnižší teplota otopné vody, která se vrací do kotle, je omezena zařízením na 60 °C. Z tohoto důvodu nedochází ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry, která je obsažena ve spalinách a k nízkoteplotní korozi přilehlých teplosměnných ploch. Teplota spalin je v rozsahu 120 do 180 °C. Účinnost kotle se pohybuje kolem 90 %

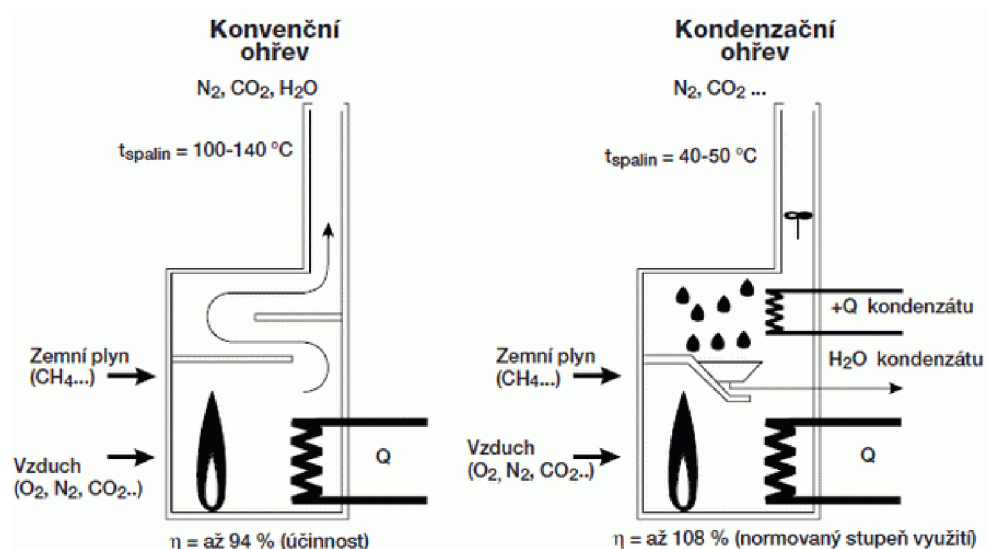
NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

2.1.3 Kondenzační kotel a jeho provedení

Je konstruován záměrně pro kondenzační provoz. Uvnitř kotle dochází ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry obsažené ve spalínách a zkondenzovaná voda je trvale odváděna. Využitím kondenzačního tepla se výrazně snižuje spotřeba plynu. Průměrná účinnost kotle bývá podle okamžitého provozního stavu 96 až 108%.

Princip:

Při spalování zemního plynu (metanu CH_4) vzniká určité množství vody a hořením dochází k jejímu dalšímu zahřátí. Voda pak v podobě vodní páry spolu s oxidem uhličitým tvoří spaliny. Tepelné spaliny s sebou nesou část skryté tepelné energie, tzv. latentní teplo. Pokud tyto spaliny ochladíme pod teplotu rosného bodu, dojde ke změně skupenství (kondenzace vodní páry) a následnému uvolnění tepla. V kondenzačním kotli se takto uvolněná energie pomocí speciálního výměníku tepla využívá k předehřevu vratné vody. Rozdíl mezi klasickým a kondenzačním kotlem je patrný na následujícím obrázku.



Obr. 1 Konstruktivní rozdíl mezi normálním a kondenzačním kotlem [17]

Základní pojmy:**Spalné teplo plynu H_s [kWh/m³] :**

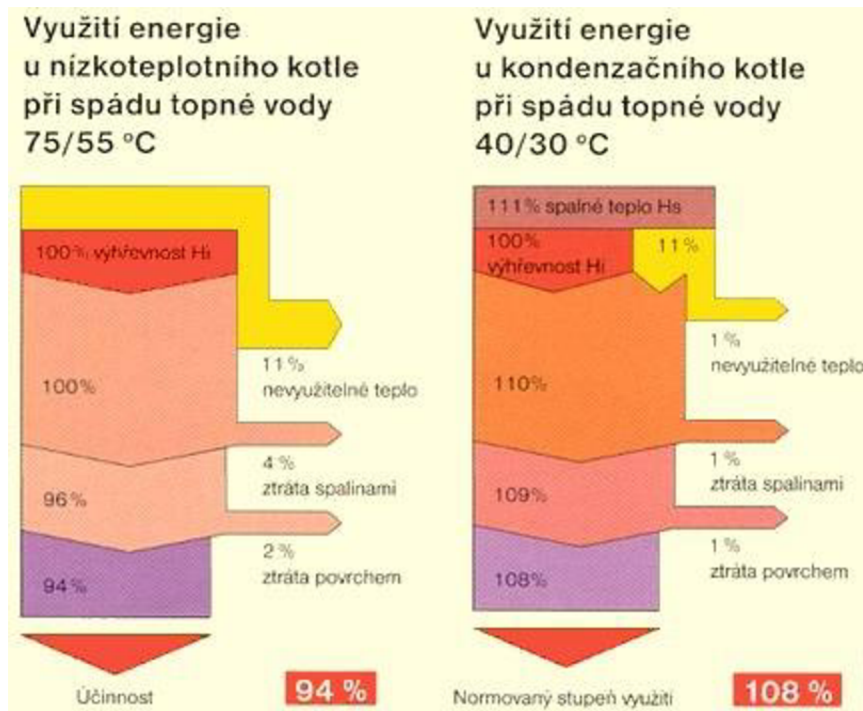
Množství tepla, které se uvolní dokonalým spálením jednotkového množství plynu a stechiometrického množství kyslíku (o počátečních teplotách 25 °C) při ochlazení spalin zpět na teplotu 25 °C. Jde tedy o veškeré množství tepla vzniklé spálením jednotkového množství paliva a zahrnuje i ve vodní páře vázané, tzv. latentní teplo. Sečtením výhřevnosti a latentního tepla můžeme získat až 109 %.

Výhřevnost plynu H_i [kWh/m³] :

Výhřevnost plynu je rovna spalnému teplu, zmenšenému o teplo uvolněné kondenzací vodní páry ze spalin. Jde tedy o množství tepla, které energii obsaženou ve vodní páře spalin nezohledňuje (u klasických kotlů odchází toto teplo komínem do ovzduší). Právě z výhřevností se stanovuje účinnost spalovacích zařízení, a proto může udávaná účinnost

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

kondenzačních kotlů převyšovat hodnotu 100 %. Kdybychom počítali účinnost kondenzačního kotle ze spalného tepla, dojdeme korektním fyzikálním postupem na hodnotu maximálně 97,5 %. Z důvodu porovnání kondenzačních kotlů, se stanoví normovaný stupeň využití u kondenzačních kotlů, který je vztažen k výhřevnosti.



Obr. 2 Rozdíl využití energie mezi normálním a kondenzačním kotlem [7]

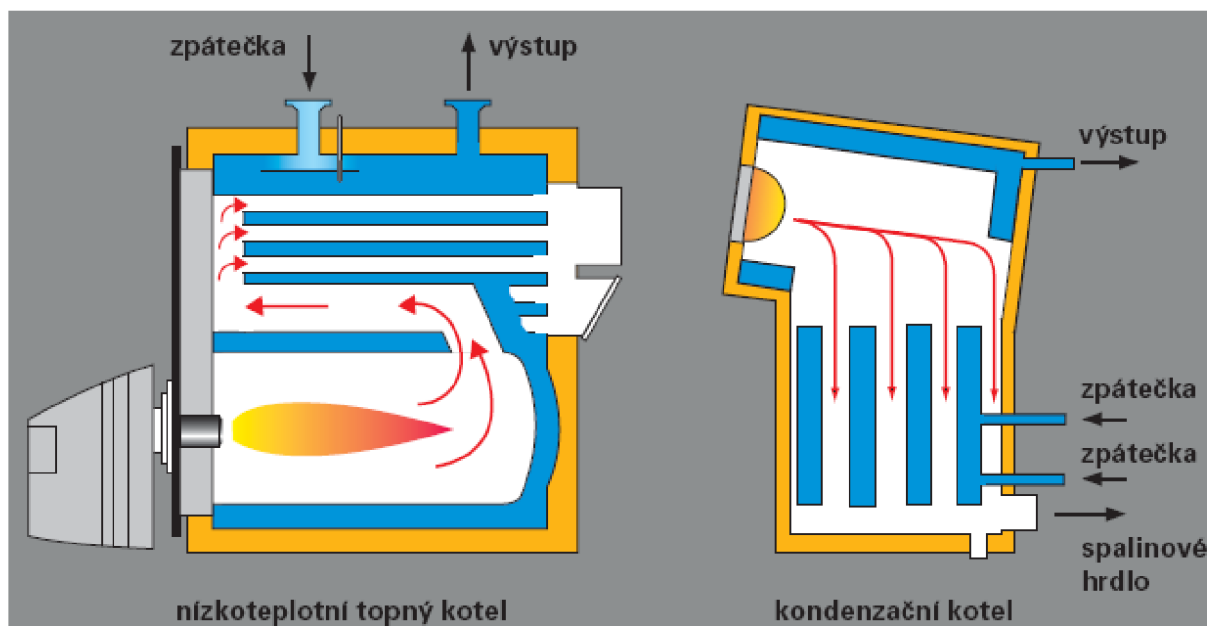
Teplo, které lze získat z úplné kondenzace, činí 11% výhřevnosti zemního plynu. Pokud ochlazujeme spaliny zemního plynu získané ideálním spalováním (bez přebytku vzduchu), začne pod teplotou rosného bodu (pod 57°C) ve spalínách kondenzovat vodní pára. Teplota spalin je provázána s teplotou vratné vody ze systému. Pokud teplota vratné vody ze systému bude vyšší než teplota rosného bodu spalin, nedojde ke kondenzaci a uvolnění kondenzačního tepla. Kotel sice nebude využívat této své přednosti, ale stále bude pracovat s účinností nízkoteplotního kotle.

Rosný bod a teplotní spád

Skutečný rosný bod spalin pro zemní plyn se pohybuje mezi 50 a 55°C. Má-li docházet ke kondenzaci, musí se teplota vratné vody pohybovat pod touto hodnotou. Ideální jsou systémy, u kterých je teplota vratné vody po celé topné období (tedy i při nejnižších venkovních teplotách) o 5°C nižší než skutečná teplota rosného bodu spalin. Pro soustavy s kondenzačním kotlem na zemní plyn je tak trvale zaručen nejvyšší normový stupeň využití ve spojení s teplovodními nízkoteplotními systémy se spády 40/30 až 55/45°C. Ke kondenzaci bude docházet po celou dobu provozu kotle, při každém stupni zatížení. Vhodnou otopnou plochu představují sálavé systémy se zabudovanými teplovodními trubními rozvody, neboli podlahové či stěnové vytápění.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Kondenzační účinek je o to vyšší, čím více kondenzuje vodní pára obsažená ve spalinách. Pouze takto je možné využít latentní teplo spalin na topné teplo. Konstrukce klasických kotlů je navrhovaná tak, že ve spodní části kotle je umístěn hořák a spaliny odcházejí přes tepelný výměník do komína. Teplota odcházejících spalin se pohybovala přes 100 °C, proto konvenční konstrukce kotlů jsou nevhodné. Většina kondenzačních kotlů je oproti klasickým konstruována opačně. Hořák je umístěn v horní části kotle a spalinové hrdlo je umístěno v dolní části.



Obr. 3 Konstrukční provedení kotlů [4]

Aby se zabránilo nadměrné koncentraci kondenzátu a zpětnému proudění do spalovacího prostoru, musí spaliny a kondenzát proudit směrem dolů. Čím se využívá i zemská gravitace, která podporuje správné odtékání kapek kondenzátu. Takto je zaručen trvalý samočistící účinek a zabraňuje se tak hromadění kondenzátu a nečistot.

U konvenčních topných kotlů jsou topné plochy konstruovány tak, aby v kotli nedocházelo ke kondenzaci spalin. Naopak u kondenzačních kotlů je to žádoucí.

Hořák

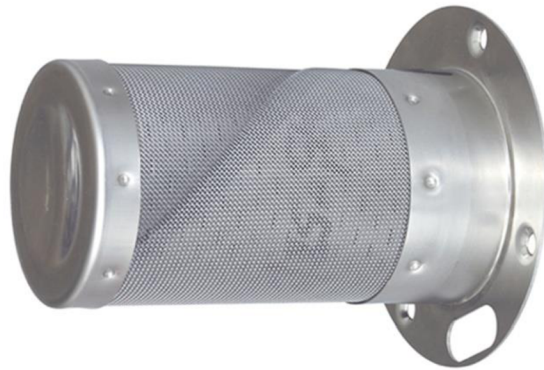
Hořák je jednou z hlavních součástí plynového kotle. Je uložen ve spalovací komoře plynového kotle. V hořáku se mísí vzduch s palivem (zemní plynem) a dochází k jeho spalování. Nejdůležitější je druh hořáku, na kterém závisí složení spalin. To znamená, že čím dokonalejší je hořák, tím bude méně škodlivých látek ve spalinách (NO_x).

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Kvůli snižování škodlivých látek ve spalinách je hořák konstruován tak, aby místo jednoho plamene spaloval nekonečně malými plamínky. Tím se docílí nižších teplot a méně vyprodukovaných NO_x . Jednou možností jak toho docílit je, že se použije válcová trubka z nerezové oceli, ve které se vytvoří dírkky o průměru 0,4-0,8 mm (Obr.5), nebo se použije nerezového pletiva (Obr. 4).



Obr. 5 Nerezový hořák[8]



Obr. 4 Hořák z nerezového pletiva[9]

Na povrchu se zapálí směs plynu a vzduchu, která se následně spaluje téměř bez plamene, tzn. bez viditelného modrého plamene. Použitý materiál je velmi odolný vysokým teplotám a po rozžhavení odevzdává víc než 90 % vzniklého tepla formou sálání a ne přímého záření. Výsledkem je nízká teplota ve spalovacím prostoru kolem 900 °C, která výrazným způsobem přispívá ke snižování škodlivin při spalování plynu a tím šetří životní prostředí.

Firma Viessmann vyvinula cylindrický hořák MatriX. Drátěná tkanina hořáku je potažena katalytickou vrstvou. Tato vrstva je z nosného porézního materiálu, který zvyšuje její povrch. Předmíchaná směs plynu a vzduchu hoří za velmi nízkých teplot na povrchu hořáku, aniž by vznikl NO_x .



Obr. 6 Sálavý hořák Matrix [10]

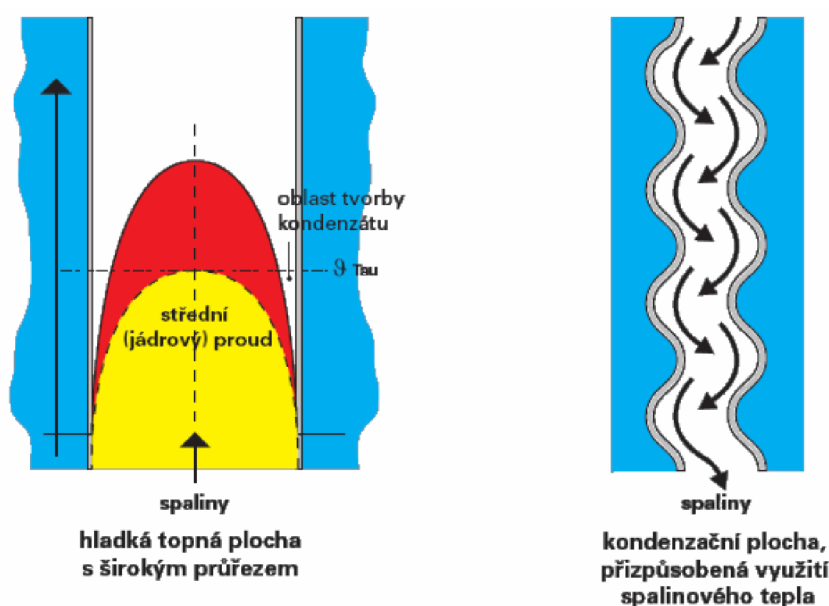
NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Výměník tepla

Výměníky tepla jsou důležitou částí kotlů, kde se předává energie spalovaného plynu do otopné vody. Koncepce kondenzačních kotlů je většinou provedena jako protiproudý výměník, aby se využila nízká teplota vstupující vody ze zpátečky k maximálnímu zchlazení vystupujících spalin. Kondenzační teplo je předáváno na konci výměníku, kde spaliny jsou zchlazeny na 5-10 °C nad teplotu vody vracející se do kotle. Teplota spalin je tak závislá na teplotě zpětné vody. Každý výrobce snaží navrhnout komplet hořáku a výměníku s co nejvyšší účinností. Z důvodu kondenzace je nutné použít materiál výměníku z materiálu odolného vůči korozi v kyselém agresivním prostředí (nerezové materiály, slitiny hliníku).

Použitím ušlechtilé oceli nebo slitin hliníku máme možnost desky výměníku tepla optimálně geometricky tvarovat. Aby se teplo spalin efektivně přeneslo na vodu, je zapotřebí docílit intenzivního kontaktu spalin s výhřevnou plochou.

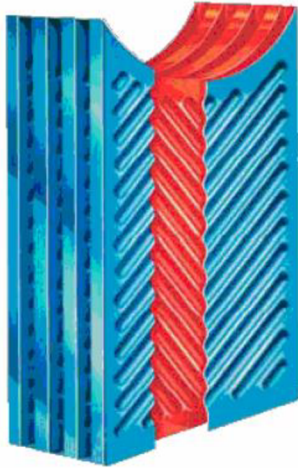
Jedním ze způsobů je, že výhřevné plochy přizpůsobíme tak, aby spaliny byly neustále vířeny a netvořily se žádné středové (jádrové) proudy s vyššími teplotami. Pro tento účel nejsou vhodné hladké trubky, proto je nutné vytvořit místa s vychýlením směru proudění a měnícím se průřezem



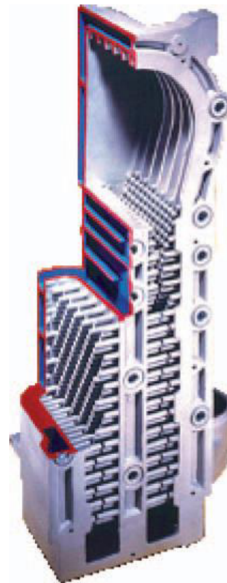
Obr. 7 Vedení spalin plochami s velkým průřezem [10]

Na Obr. 8 a 9 jsou znázorněny topná tělesa, která zabezpečují vynikající přenos tepla změnou směru proudění spalin prostřednictvím proti sobě umístěných ploch. Neustále měnící se průřezy spolehlivě zabraňují tvorbě jádrového proudění.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

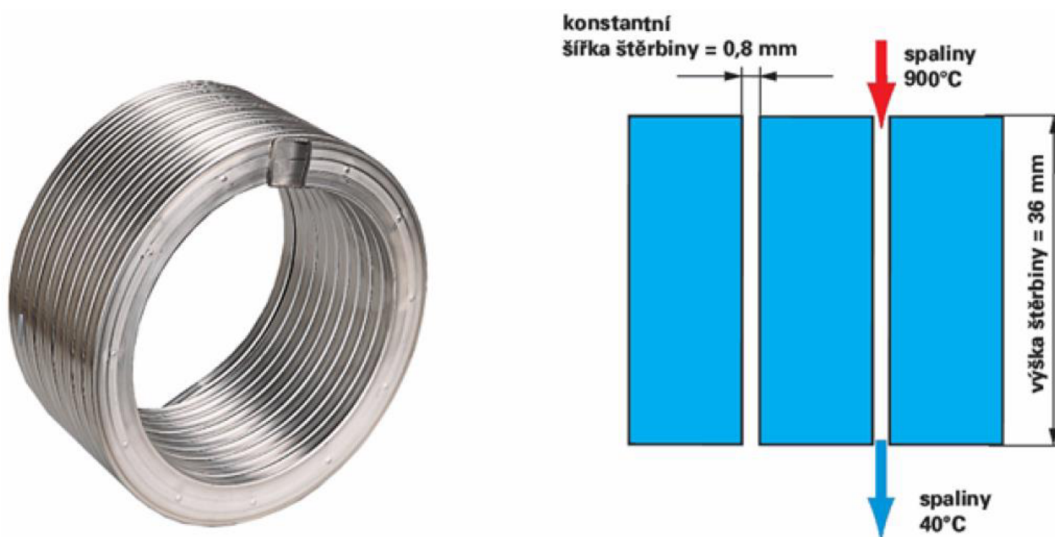


Obr. 8 Výchřevná plocha Inox-Crossal [10]



Obr. 9 Kotlové těleso ze slitiny hliníku a křemíku [16]

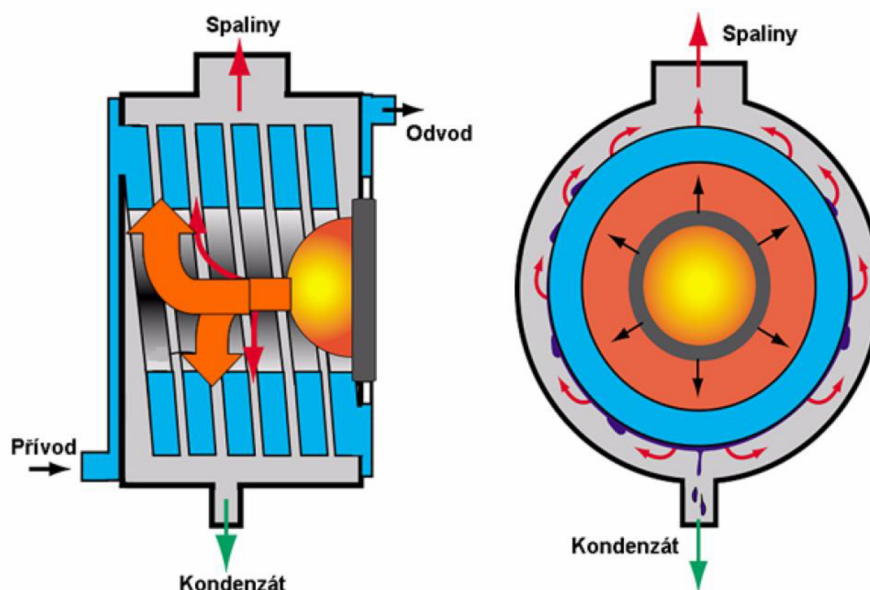
Další možností zvýšení přenosu tepla je využití laminárního principu přenosu tepla, jako je u tepelného výměníku na Obr 10.



Obr. 10 Výchřevná plocha Inox – Radial, laminární princip přenosu tepla [10]

Tepelný výměník se skládá z nerezové jeklu stočené do spirály. Jednotlivá vinutí mají mezi sebou štěrbinu o šířce přesně 0,8 mm, která je způsobena speciálními vlysy. Tato vzdálenost zabezpečuje, že se ve štěrbině vytváří laminární proudění bez hraniční vrstvy, což způsobí vynikající přenos tepla. V nejideálnějším případě se spaliny o teplotě cca. 900 °C zchladí ve štěrbině dlouhé pouhých 36 mm na teplotu, která je pouze cca. 3,5 K nad teplotou vratné vody.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL



Obr. 11 Průběh spalin, vody a kondenzátu v komoře kotle [10]

Komín

Spaliny vycházející z kotle mají nízkou teplotu, v rozsahu 40 až 90 °C, která nepostačí k vytvoření dostatečného tahu v komíně, a tím k bezpečnému odvodu spalin. Proto musí být v kondenzačním kotli vzduchový nebo spalinový ventilátor. Z důvodu, že spaliny vstupující do komína jsou mokré, musí komínová konstrukce odolávat vlhkosti a také vnitřnímu přetlaku. Také zde dochází ke kondenzaci spalin, a tudíž vzniku kondenzátu mající kyselý charakter. Proto musí být konstrukční materiály teplosměnných ploch a kanály na odvod kondenzátu z materiálu odolného vůči korozi v kyselém agresivním prostředí. Komínové průduchy většinou nejsou tepelně izolované a musí být navrženy tak, aby v ústí komína nepoklesla teplota pod + 5 °C. Při řešení komína s protiproudým přívodem vzduchu na spalování proudí spalovací vzduch okolo komínového průduchu. Kondenzujícími spalinami v komínovém průduchu, který funguje jako protiproudý výměník, je spalovací vzduch přehříván. Díky těmto opatřením se může účinnost zařízení zvýšit až o 1,6%.

Odvod kondenzátu

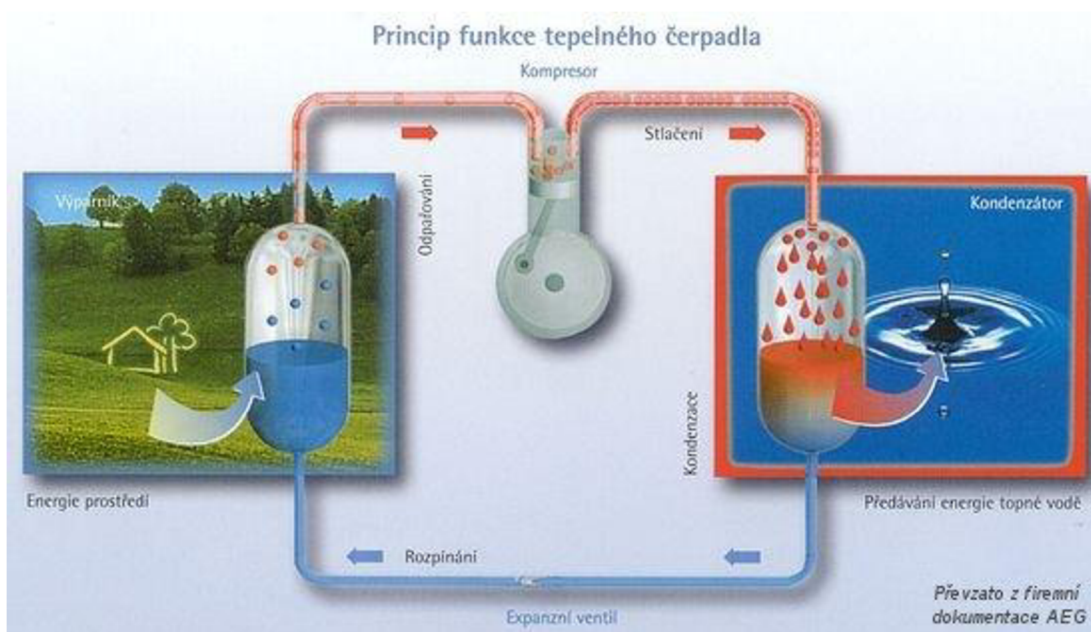
Plynový kotel při svém provozu produkuje kondenzát stékající po povrchu výměníku na dno spalovací komory kotle. Po té je odváděn přes zápachovou uzávěrku (sifon) do kanalizace. Množství kondenzátu je v průběhu roku proměnné (závisí na topné sezoně). Kondenzát je kyselý s hodnotou pH závislé na obsahu rozpuštěného oxidu uhličitého CO₂. Stupeň kyselosti je uváděn v rozsahu pH = 3,8 – 5,4. S výkonem do 25 kW je napojení možné přímo na kanalizaci bez dalšího opatření. S výkonem od 25 kW do 200 kW je napojení možné bez neutralizace, je-li kondenzát během nočního provozu zachycován ve zdržovací nádrži a během dne pak pozvolna vypouštěn spolu s ostatními splaškovými vodami tak, aby bylo dosaženo menší, než limitní kyselosti. S výkonem nad 200 kW je napojení možné až po neutralizaci kondenzátu.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

2.2 Tepelné čerpadlo

Tepelná čerpadla jsou zařízení, které odnímají teplo z okolního prostředí (vody, vzduchu nebo země), převádějí ho na vyšší teplotní hladinu a následně umožňují teplo účelně využít pro vytápění nebo ohřev teplé vody.

Tepelné čerpadlo obsahuje čtyři základní části okruhu: výparník, kompresor, kondenzátor a expanzní ventil. Princip můžete vidět na Obr 12. Teplo odebrané venkovnímu prostředí se ve výparníku předává pracovní látce (kapalnému chladivu) při relativně nízké teplotě. Zahřátím chladiva dojde k jeho odpaření a páry jsou následně stlačeny v kompresoru na vysoký tlak. Stlačené chladivo je přiváděno do kondenzátoru, kde při kondenzaci předává teplo do topné vody za vyšší teploty, než bylo teplo ve výparníku odebráno. V expanzním ventilu se cyklus uzavírá a dochází ke snížení tlaku chladiva na původní hodnotu ve výparníku.



Obr. 12 Princip tepelného čerpadla [11]

Pro přečerpání tepla na vyšší teplotní hladinu, tedy i pro provoz tepelného čerpadla, je třeba dodat určité množství energie. Prakticky to znamená, že tepelné čerpadlo spotřebovává pro pohon kompresoru elektrickou energii. Protože její množství není zanedbatelné, lze tepelné čerpadlo považovat za alternativní zdroj tepla pouze částečně. Samozřejmě záleží na tom, z čeho je elektrická energie vyráběna. V našich podmínkách se jedná většinou o spalování uhlí nebo energii z jaderných elektráren.

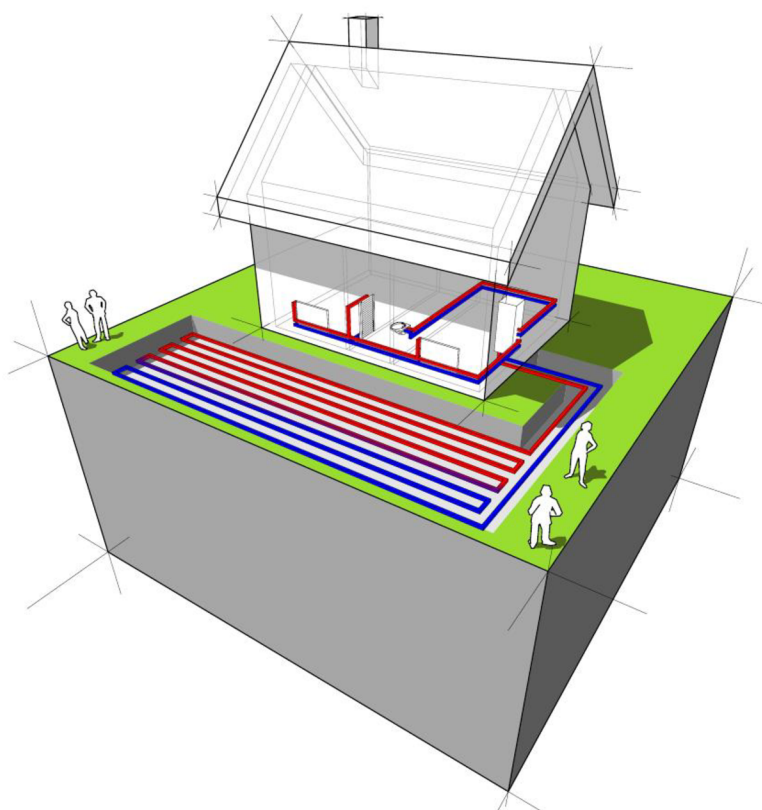
Zjednodušeně lze říci, že tepelné čerpadlo spotřebovává přibližně jednu třetinu svého výkonu ve formě elektrické energie. Zbývající dvě třetiny tvoří teplo, které je odnímáno z ochlazované látky (vzduchu, země, vody).

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Zdroje tepla:**Na výběr máme z těchto druhů tepelných čerpadel:**

TČ země – voda – Tepelné čerpadlo země – voda odebírá teplo z povrchové vrstvy zemského povrchu nebo z jeho hloubky, vždy pomocí kolektorů zhotovených obvykle z plastu. Primární okruh tepelného čerpadla je vždy uzavřený a naplněný nemrznoucí směsí a teplo se předává do topné vody. S rostoucí hloubkou pod povrchem roste i teplota hornin, jelikož zemské jádro je žhavé a jeho energie prostupuje na povrch. Teplota v hloubce pod 10 m je během roku téměř stabilní. Je zřejmé, že při stálém odběru tepla ze země dojde postupně v okolí vrtu k poklesu teplot. Dlouhodobé zkušenosti ze zemí, kde jsou tyto systémy v provozu již desítky let, ukazují, že se vždy v měsících, kdy odběr tepla klesá, stačí obnovit výchozí stav.

Vodorovné zemní neboli plošné kolektory jsou polyetylénové hadice, které jsou uloženy zemi v dostatečné hloubce asi 1,2 m – 1,5 m, ve které teplota neklesá pod bod mrazu a ve vzdálenosti asi 60 cm – 80 cm od sebe. Po nezbytných terénních úpravách není na povrchu půdy nic vidět, ale je celkem pochopitelné, že půda je na jaře mnohem více prochládlá než jinde.



Obr. 13 Systém zemní plocha - voda [12]

Plošné kolektory, ačkoliv jsou usazené v zemi, nejsou klasickými geotermálními zdroji – využívají solární energii akumulovanou do zeminy.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

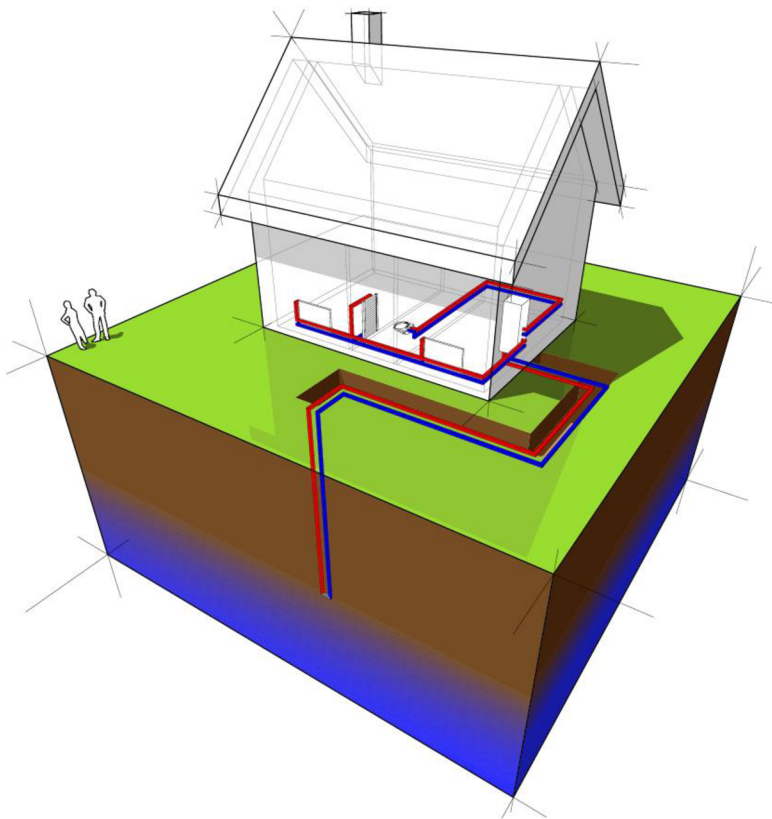
+ výhody

- nízká pořizovací cena
- nízké provozní náklady
- relativně rychlá instalace
- při správném dimenzování nevyčerpatelný zdroj

– nevýhody

- na 1 kW výkonu je potřeba min 30 m² volného pozemku
- na pozemku není vhodné v budoucnosti stavět
- při chybných výpočtech má vliv na vegetaci

Vertikální zemní kolektory jsou také plastové výměníky, vložené do hlubokého vrtu. Vrty, které mají poměrně malý průměr, jsou po vložení polyetylénových hadic vyplněny nejčastěji cementovou nebo jílovo-cementovou směsí. Vrt je považován za vodní dílo, i když se z něj voda neodebírá. Musí jej tedy povolit příslušný stavební a vodoprávní úřad. Vrty mívají hloubku 50 m - 150 m v závislosti na požadovaném výkonu a geologické situaci. Obecně je však lépe zvolit jeden hlubší než dva kratší vrty. Výhodou tohoto řešení jsou malé nároky na prostor, velmi dobrý topný faktor, který se během roku téměř nemění.



Obr. 14 Systém zemní vrt - voda [12]

Využití geotermální energie pomocí zemních vrtů je v současné době velmi oblíbené, až prestižní. Pro malé domácnosti jsou ale zemní vrty příliš náročné na instalaci a investice.

+ výhody

- prestižní řešení
- nenáročné na plochu

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

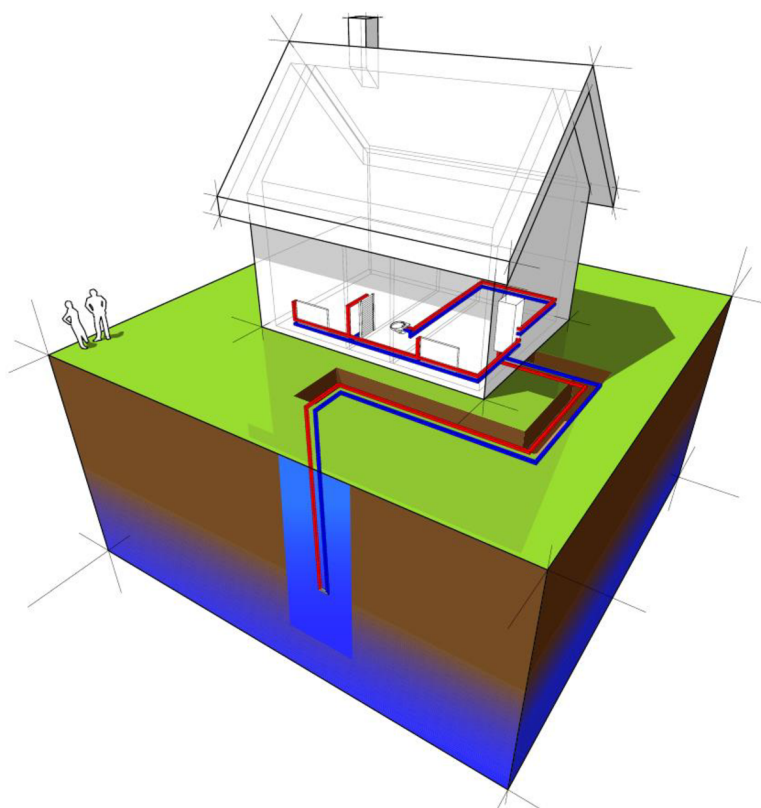
nízké provozní náklady
 stabilní výkon čerpadla
 bezhlučnost

– **nevýhody**

velmi nákladné řešení
 vyřízení příslušných povolení
 náročná instalace

Tento typ tepelných čerpadel země/voda je dnes nahrazován plošných kolektorem ve výše položených oblastech, tepelným čerpadlem vzduch/voda v nižších.

TČ voda – voda – Tepelné čerpadlo voda – voda odebírá teplo z vody, která buď přímo protéká výměníkem na primární straně tepelného čerpadla (otevřený primární okruh), nebo pomocí kolektorů (uzavřený primární okruh). Teplo se předává do topné vody. S ohledem na dosahovanou efektivitu může být voda při vhodném podzemním zdroji, například ze studny, nejlepším zdrojem tepla pro tepelné čerpadlo. Tento systém má nejvyšší průměrný roční topný faktor při nejnižších nákladech, protože teplota spodní vody je během celého roku relativně stálá. Použití tohoto systému je vhodné tam, kde je dostatek spodní vody vhodného chemického složení. Systémy voda – voda je možné navrhnout a úspěšně používat jako monovalentní, to znamená, že je není pro vytápění třeba doplňovat jiným zdrojem tepla, a to ani v zimních měsících. Jako zdroje tepla je také možno využít tekoucí nebo stojatou povrchovou vodu.



Obr. 15 Systém spodní voda- voda [12]

Opomineme-li ale technickou náročnost, jde z ekonomického hlediska o velmi efektivní variantu.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

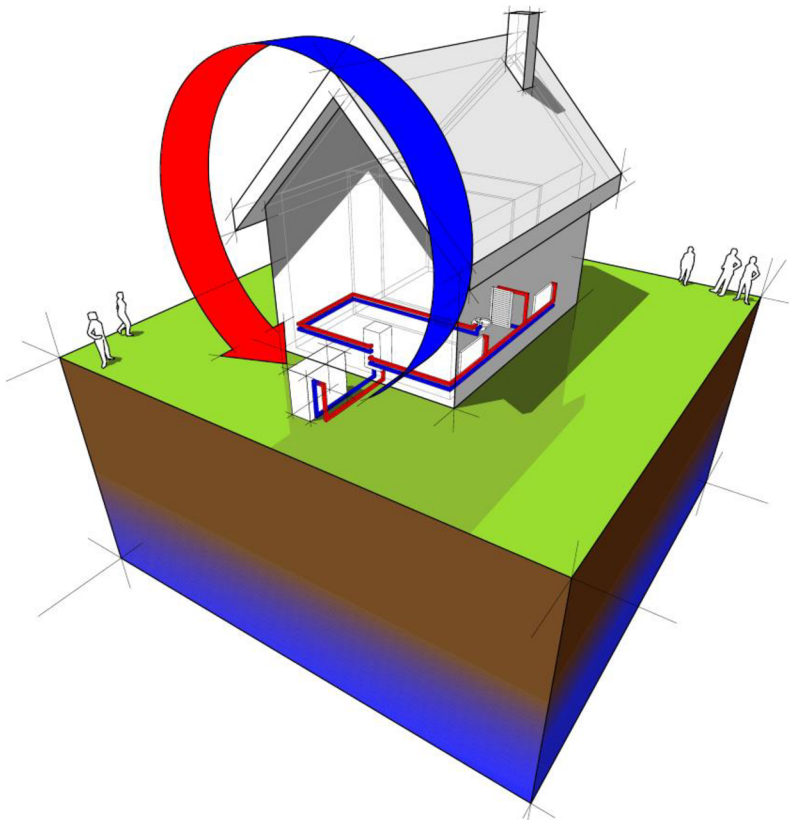
+ výhody

velmi nízké provozní náklady
 nízká pořizovací cena
 stabilní výkon čerpadla
 vysoký topný faktor

– nevýhody

potřeba vydatnosti pramene min 2,2 l/min na 1 kW
 vhodné chemické složení a teplota vody
 vysoký příkon ponorného čerpadla
 nutná pravidelná údržba a dozor
 vyřízení příslušných povolení
 možnost vyčerpání studny

TČ vzduch – voda – Tepelné čerpadlo vzduch – voda odebírá teplo z okolního nebo odpadního vzduchu a předává ho do topné vody. Okolní vzduch ohříváný sluncem, jako zdroj tepla je nejdostupnější, nejekologičtější a prakticky nevyčerpatelný. Je k dispozici všude a zdarma. Obvyklá konstrukce je dvoudílná. Venkovní a vnitřní část, které jsou spojeny tepelně izolovanými trubkami, v kterých proudí chladivo.



Obr. 16 Systém vzduch – voda [12]

U všech tepelných čerpadel vzduch – voda je nutné počítat s tím, že se na výparníku sráží voda a při nižších teplotách se tvoří námraza. Jednoduchost instalace tohoto typu tepelných čerpadel a dostupnost vzduchu jako zdroje tepla je vykoupena tím, že s klesající venkovní teplotou klesá jejich výkon a efektivita. Efektivní využití sahá přibližně jen do teplot

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

v rozmezí -5 °C až -10 °C . Proto se počítá s tím, že při nízkých venkovních teplotách pokryje další spotřebu energie jiný zdroj tepla. Obvykle je to malý elektrokotel, který je zařazen do výstupní větve sekundárního okruhu tepelného čerpadla, takže topná voda tekoucí z tepelného čerpadla se jím přehřívá. Při nejnižších teplotách se tepelné čerpadlo vypíná úplně a celý výkon dodává jen elektrokotel.

Tepelná čerpadla vzduch/voda jsou natolik jednoduchá, že při jejich instalaci nepotřebujete žádné povolení, není třeba ani kopat do země. Lze je umístit i na malém prostoru, třeba na střeše domu.

+ **výhody**

- dobré provozní náklady
- jednoduchá instalace
- nízká pořizovací cena
- univerzálnost

– **nevýhody**

- nižší účinnost při silných mrazech
- vyšší provozní náklady proti jiným tepelným čerpadlům
- hlučnost
- závislost na teplotě – kolísání výkonu

Tepelná čerpadla vzduch/voda jsou ideální pro sezónní ohřev vody v bazénech, dále pro ohřev teplé vody nebo vytápění menších domků. Jsou ale nevhodná do oblastí s nízkými ročními průměrnými teplotami

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

3. Kancelářská budova firmy Enbra

Budova se nachází v městě Brně na ulici Durdřákova 5. Zaujímá plochu téměř 600 m² a je tvořena kancelářskými místnostmi ve dvou patrech. V přízemí je kotelna, v které se nachází výměníková stanice.

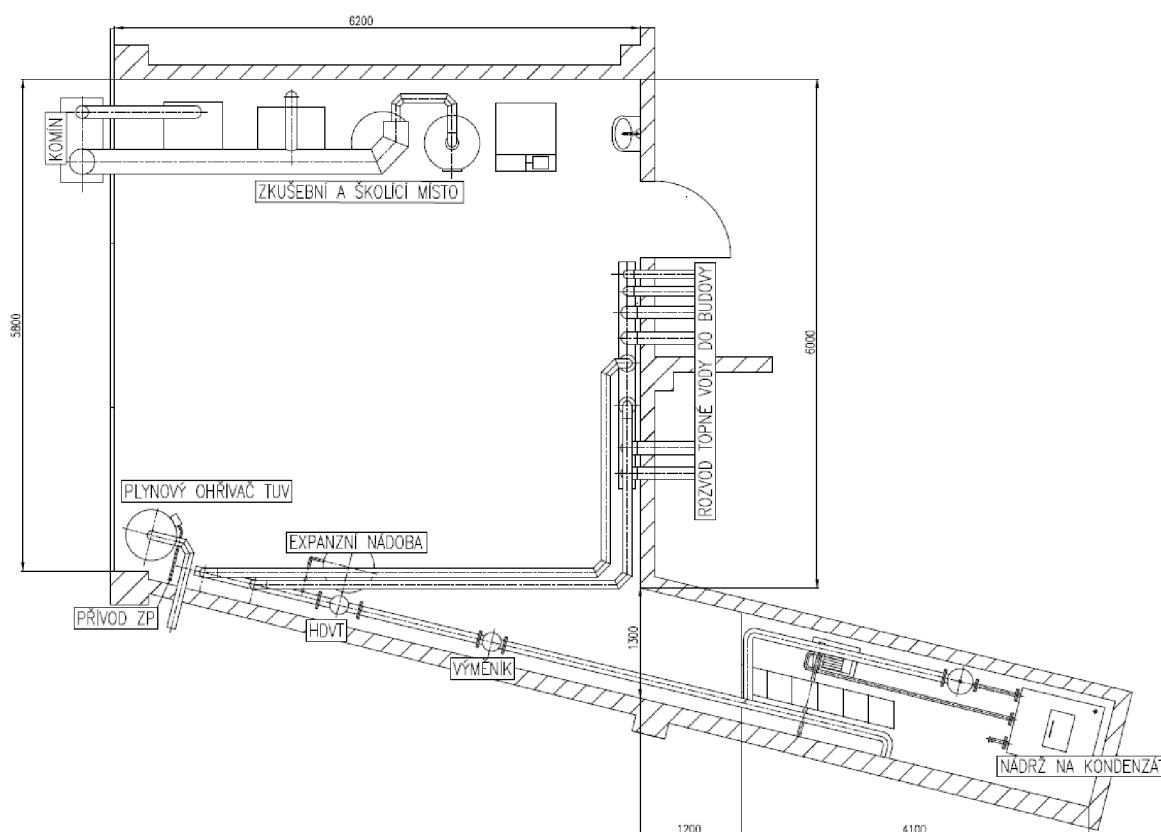


Obr. 17 Kancelářská budova firmy ENBRA a.s.

3.1 Kotelna

Kotelna je přilehlý samostatný objekt s nepravidelným tvarem a je zároveň využíváná jako školicí středisko, kde se zkouší a servisují různá zařízení, které firma prodává. Po příchodu do kotelny se na pravé nachází servisní místo, kde je zaveden rozvod zemního plynu. Spaliny od zařízení jdou do sběrného nerezového potrubí, které jsou vyvedeny před přední stěnu, kde se nachází samostatně stojící komíny. Přední stěna je celá prosklená a s výklopnými okny v horní části. Na levé straně se nachází výměníková stanice. Na zadní stěně vedle dveří jsou rozváděcí trubky do jednotlivých částí budovy.

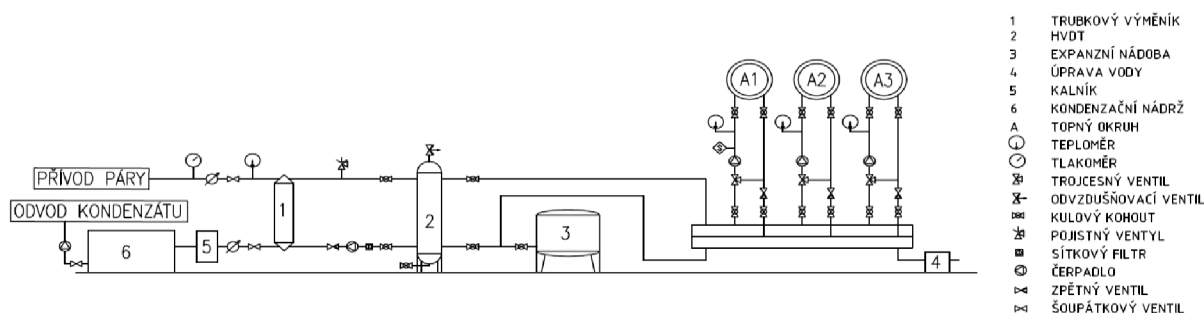
NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇIKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL



Obr. 18 Půdorys kotelny

3.2 Popis výměňkové stanice

Stávající výměňková stanice zásobuje teplem jednotlivé místnosti v budově. Primární topné médium je pára o tlaku $p=0,5$ MPa a teplotě 175°C . Sekundární médium je teplá topná voda (TTV). Teplá užitková voda (TUV) je připravována v plynovém ohřivači a je určena pouze pro jednu koupelnu na sprchování zaměstnanců. TTV je vyvedena třemi větvemi do budovy.



Obr. 19 Hydraulické schéma

Z teploměry umístěné na rozvodu v kotelně ukazují, že topná voda pouštěná do budovy má maximální teplotu 55°C . Je to z toho důvodu, že radiátorový systém je realizován jako vysokoteplotní, což znamená, že když je venkovní teplota kolem -15°C , tak topná voda by měla mít teplotu zpravidla kolem 80°C . Tím, že se zateplila budova, snížilo se potřebné

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

množství tepla do vytápěných místností. Vlivem toho se dají vytopit místnosti stejnými radiátory na stejnou teplotu s nižší teplotou topné vody, než bylo potřebné před zateplením. Zpravidla nebude potřebná vyšší teplota topné vody než 60 °C. Proto teplotní spád otopné soustavy můžeme uvažovat 55/45. Tento teplotní spád je potřebný při použití plynového kondenzačního kotle, protože vodní pára ve spalínách kondenzuje v rozmezí 50 °C až 55 °C a je potřeba, aby vratná voda byla minimálně o 5 °C nižší a také pro nízkoteplotní tepelná čerpadla, které pracují s maximální teplotou 60 °C.

4. Výpočet potřeb tepla

V období 1.1.2011 až 27.3.2013 se budova v rámci projektu Snížení energetické náročnosti budovy spol. ENBRA rekonstruovala. V tabulce 1 je uvedena spotřeba tepla za jednotlivé měsíce z faktury z roku 2013.

Teplo potřebné pro vytápění v kW vypočítáme dle vzorce:

$$Q_{vyt} = \frac{Q_{vyt,GJ/měsíc} \cdot 1000000}{h \cdot 3600} [kW] \quad (1)$$

h počet hodin za měsíc

Tab. 1 Odběr tepla v roce 2013

Spotřeba tepla			
Období		GJ/měsíc	kW
1.12.2013	31.12.2013	97,64	36,4546
1.11.2013	30.11.2013	74,814	28,863426
1.10.2013	31.10.2013	4,101	1,531138
1.9.2013	30.9.2013	0	0
1.8.2013	31.8.2013	0	0
1.7.2013	31.7.2013	0	0
1.6.2013	30.6.2013	0	0
1.5.2013	31.5.2013	0	0
1.4.2013	30.4.2013	40,239	15,524306
1.3.2013	31.3.2013	88,727	33,126867
1.2.2013	28.2.2013	91,809	37,950149
1.1.2013	31.1.2013	120,431	44,963784

Z tabulky jde vidět, že od května do konce září se vůbec neodebírání tepla. Je to způsobeno tím, že se neodebírání tepla na ohřev teplé užitkové vody.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Tab. 2 Teplu potřebné pro vytápění za jednotlivé měsíce otopného období

Měsíc	I	II	III	IV	X	XI	XII
$Q_{vyt/měsíc}[GJ]$	120,431	91,809	88,727	40,239	4,101	74,814	97,64

Celkové teplo potřebné na vytápění za rok:

$$Q_{vyt,r,GJ} = \sum_{i=1}^n Q_{vyt/měsíc} = 517,761 GJ/rok \quad (2)$$

Převod celkového tepla z GJ na kWh:

$$Q_{celk,r} = \frac{Q_{celk,r,GJ}}{0,0036} = 143822,5 kWh \quad (3)$$

Celkovou tepelnou ztrátu objektu určíme ze vzorce:

$$Q_{celk,r} = \frac{Q_c \cdot 24 \cdot \varepsilon \cdot D}{(t_i - t_e)} \quad (4)$$

$Q_{celk,r}$ celková spotřeba tepla

Q_c celková tepelná ztráta objektu

t_e venkovní výpočtová teplota volím $t_e = -12 \text{ °C}$ pro danou lokalitu

t_i střední vnitřní teplota za topnou sezónu volím $t_{is} = 20 \text{ °C}$

ε opravný součinitel

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_i \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_d}{\eta_o \cdot \eta_r} = \frac{0,85 \cdot 0,80 \cdot 1}{0,98 \cdot 0,95} = 0,73 \quad (5)$$

ε_i součinitel respektující tepelné ztráty infiltrací a prostupem volím $\varepsilon_i = 0,85$

ε_t součinitel respektující přerušování vytápění v noci volím $\varepsilon_t = 0,80$

ε_d součinitel celkových přestávek vytápění volím $\varepsilon_d = 1,0$ pro sedmidenní provoz

η_o účinnost rozvodu vytápění volím $\eta_o = 0,98$

η_r účinnost obsluhy resp. možnosti regulace soustavy volím $\eta_r = 0,95$

D počet denostupňů

$$D = d \cdot (t_i - t_{es}) = 232 \cdot (20 - 4) = 3712 \text{ K} \cdot \text{den} \quad (6)$$

d – počet dnu vytápění v topné sezóně volím $d = 232$ pro Brno

t_{es} – střední venkovní teplota za topnou sezónu volím $t_{es} = 4 \text{ °C}$ pro danou lokalitu

Celková tepelná ztráta objektu je:

$$Q_c = \frac{Q_{celk,r} \cdot (t_i - t_e)}{24 \cdot \varepsilon \cdot D} = \frac{143822500 \cdot (20 - (-12))}{24 \cdot 0,73 \cdot 3712} = 70768 \text{ W} \quad (7)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

5. Volba zdroje

Jako možné zdroje tepla vyberu plynové kotle, které dodává firma ENBRA a.s. Protože v dnešní době je trendem využití alternativních zdrojů k vytápění, přichází vhod možnost využití tepelného čerpadla. Proto rozšířím porovnání i o něj.

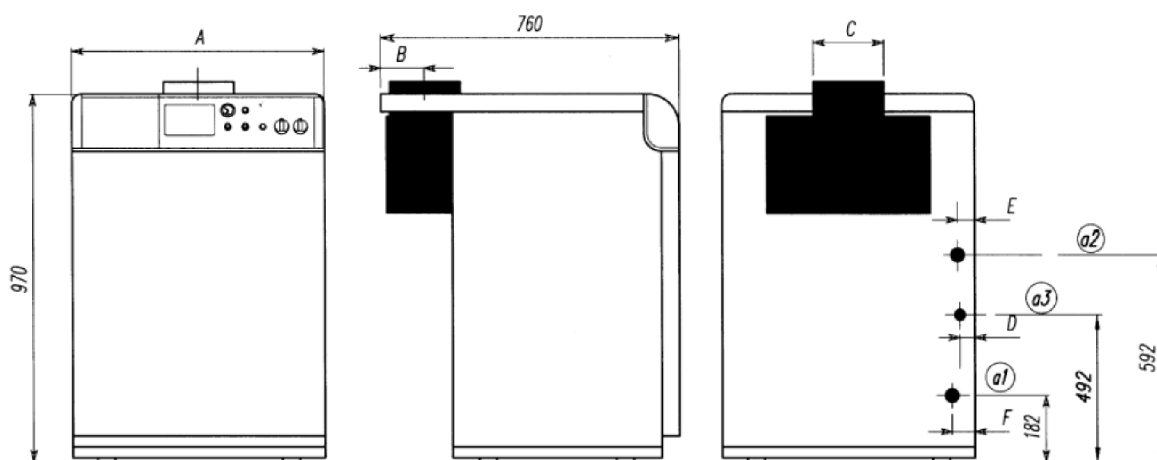
5.1 Volba klasického kotle

Pro vytápění klasickým plynovým kotel volím kotel od firmy Ferroli, model PEGASUS LN2S 87. Je to dvoustupňový litinový topný kotel určený pro ústřední vytápění.

Parametry:

Jmenovitý tepelný výkon 87 kW
1. stupeň 44 kW

Jmenovitý tepelný příkon 92,2 kW
1. stupeň 48,1 kW



a1 – vstup vratné vody
a2 – výstup náběžné vody
a3 – vstup plynu

	Rozměry (mm)						Plyn	Výtok	Vtok	Připojovací přetlak plynu (mbar)
	A	B	C	D	E	F				
Pegasus LN 2S 87	930	110	200	40	41	31	a1	a2	a3	ZP 20

Obr. 20 Plynový kotel Ferroli PEGASUS LN2S 87 [5]

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

5.2 Volba kondenzačního kotle

Pro vytápění kondenzačním kotlem jsem si vybral kotel od firmy ADISA, model ADI CD 85. Výkon kotle jde plynule regulovat až do 30% výkonu.

Parametry:

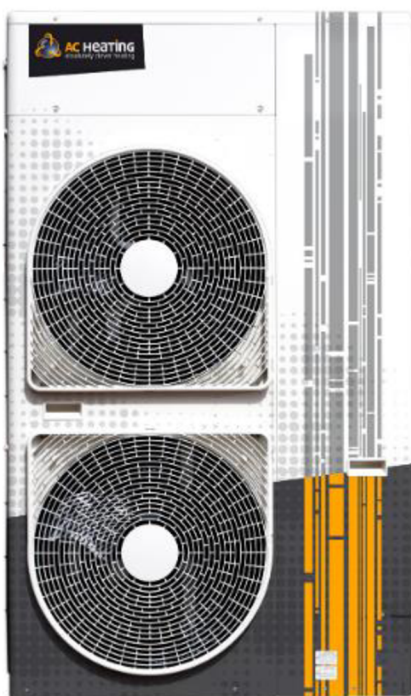
Maximální tepelný výkon při 70°C	85 kW
Maximální tepelný výkon při 40°C	86,1 kW
Minimální tepelný výkon při 40°C	27,5 kW



Obr. 21 Kondenzační kotel ADISA ADI CD 85 [13]

5.3 Volba tepelného čerpadla

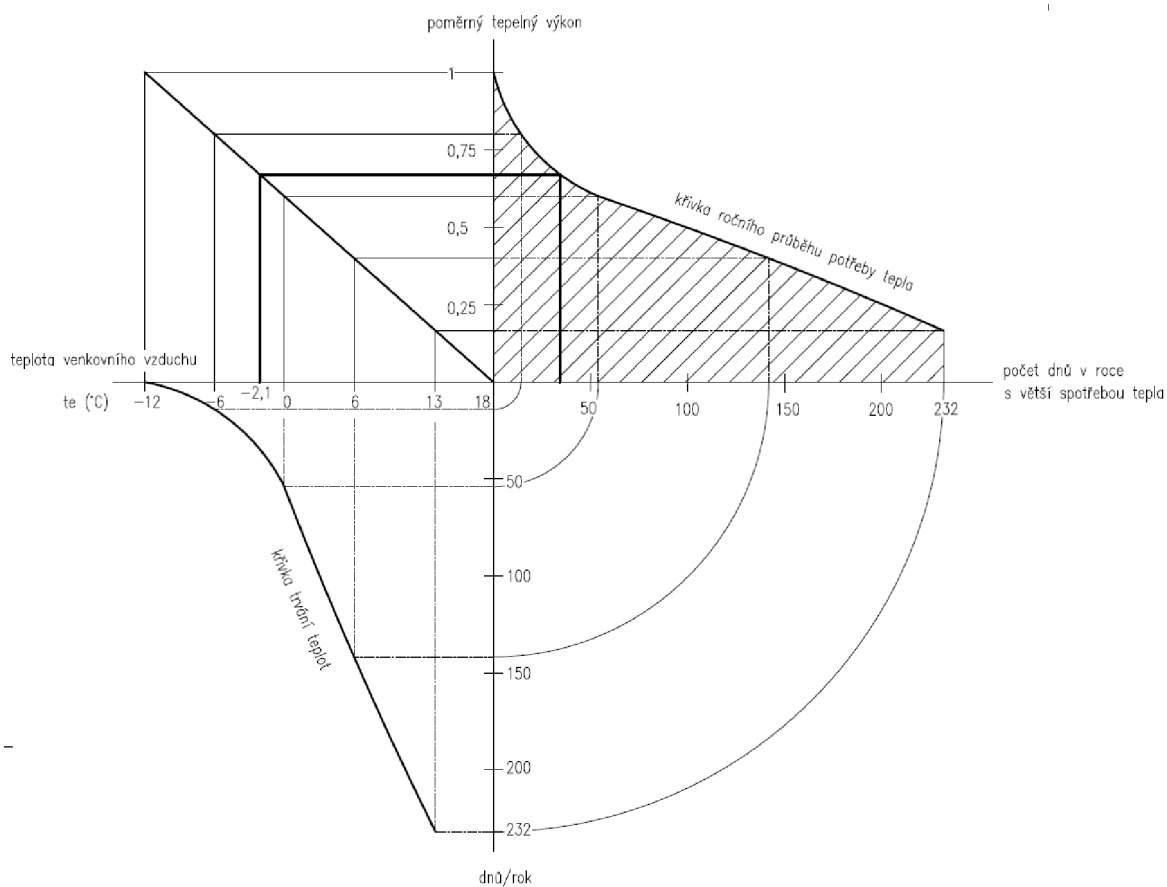
Tepelné čerpadlo vzduch – voda od společnosti KUFİ INT s.r.o., typ AC Heating Convert AW 55-3P jsem vybral, protože se budova nachází v zastavěné části a na rozdíl od ostatních typů TČ, není nutné provádět terénní úpravy. Topný výkon tohoto tepelného čerpadla při parametrech A2 °C/W35 °C je 55,3 kW. Topný faktor je pak 3,6.



Obr. 22 Venkovní jednotka tepelné čerpadla AC Heating Convert AW 55-3P [14]

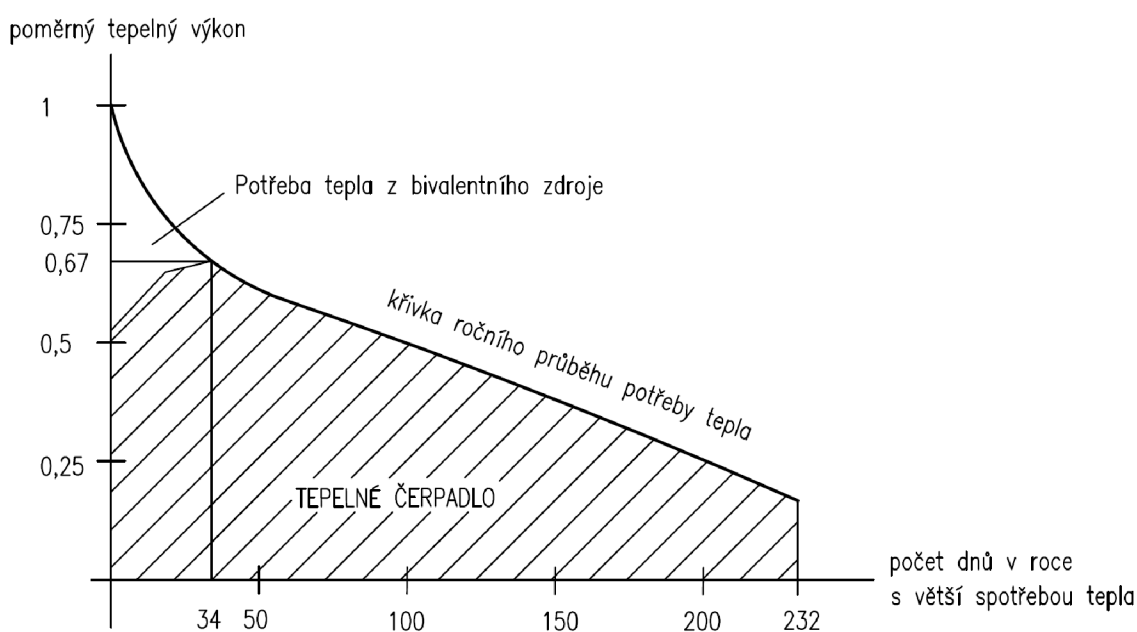
Z diagramu ročního průběhu potřeby tepla pro vytápění, Obr 23, lze odečíst, že tepelné čerpadlo poskytne přibližně 67 % maximální potřeby tepla pro vytápění. To znamená, že z celkových 232 otopných dnů bude tepelné čerpadlo 198 dní schopno pokrýt bez problémů ztráty. A přibližně 34 dní při teplotách pod -2,1, kdy tedy nebude TČ pokrývat veškeré tepelné ztráty objektu, ale pouze část je třeba použít bivalentní zdroj tepla.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL



Obr. 23 Ročního průběhu potřeby tepla pro vytápění

Z Obr.24 dole, lze vidět průběh potřeby tepla během roku dodávaný tepelným čerpadlem a bivalentním zdrojem. S klesající teplotou klesá i výkon tepelného čerpadla



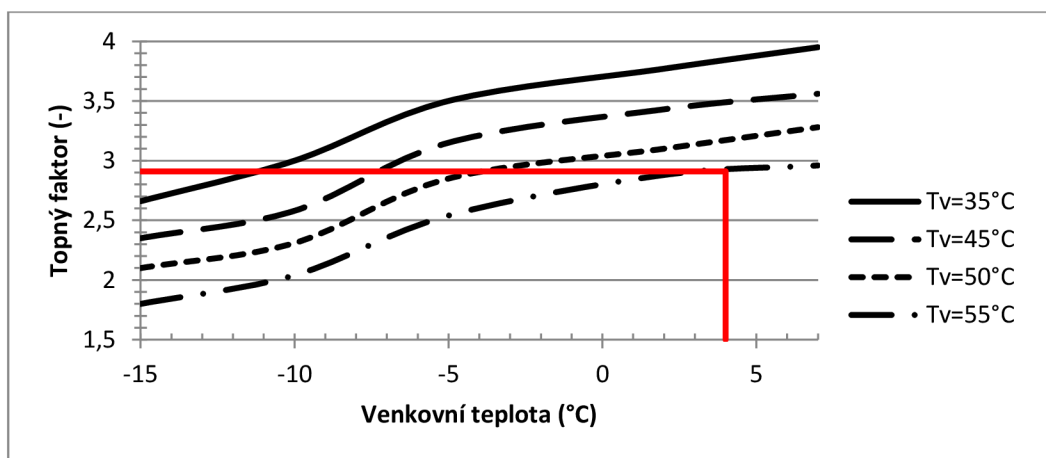
Obr. 24 Křivka ročního průběhu tepla

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Jako bivalentní zdroj tepla bude použit elektrokotel od firmy DAKON model DALINE PTE 36 dodávaný společností ENBRA o výkonu 36 kW .



Obr. 25 Elektro kotel DAKON DALINE PTE 36 [15]



Graf 1 Stanovení průměrného topného faktoru tepelného čerpadla AC Heating Convert AW 55-3P podle průměrné roční teploty v otopném období (Brno $t_e = 4^\circ\text{C}$)

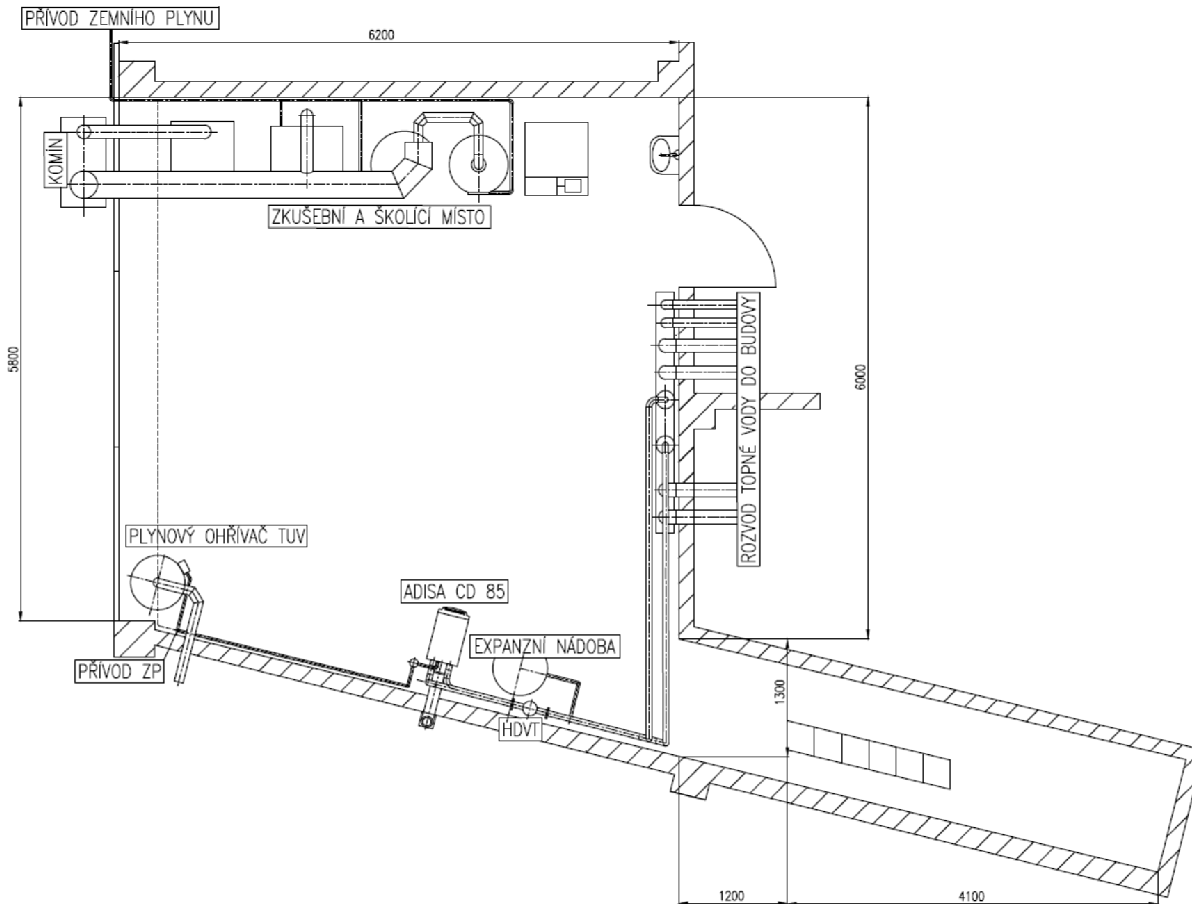
Parametry TČ AC Heating Convert AW 55-3P

- teplota bivalence $-2,1^\circ\text{C}$
- průměrný topný faktor za otopné období 2,91 (při 4°C)

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

6. Návrh kotelny s plynovým kondenzačním kotlem

Kotelna bude osazena kondenzačním kotlem Adisa CD 85.

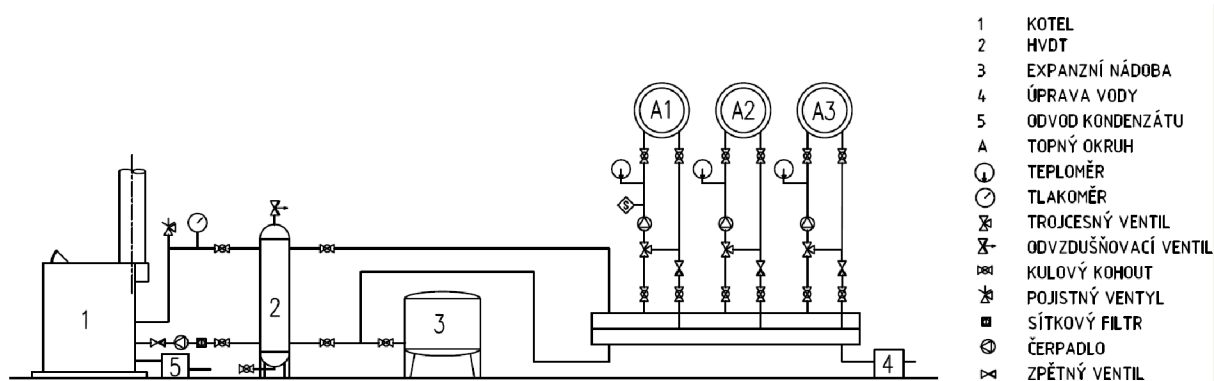


Obr. 26 Půdorys nové kotelny

Náhrada bude spočívat v tom, že se odstraní původní zařízení – výměník voda/pára, hydrodynamický vyrovnávač tlaků, kondenzační nádrž, trubky, armatury, a to kromě expanzní nádoby, sruženého rozdělovače sběrače topné vody. Ten slouží k připojení tří topných okruhů do budovy.

Ze stávajícího sruženého rozdělovače sběrače se připojením vyvedou trubky ke stropu a pod ním pokračují vedle sebe k levé zdi kotelny. Zde jsou po zdi vedeny k podlaze, kde se napojí na trubky jdoucí od kotle přes nový HDVT. V přilehlé zdi bude vytvořen otvor v úrovni vývodu spalin na kotli, kterým bude procházet komínové vedení spojující plynový kotel s venkovním nerezovým komínem.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

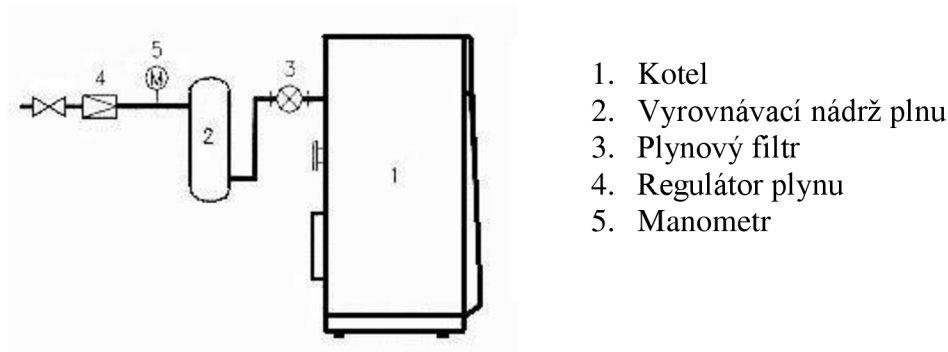


Obr. 27 Nové hydraulické schéma

Plynový kotel bude osazen kulovými ventily závitovým spojením na přivodních a vratných trubkách. Na topný okruh bude nainstalováno dle hydraulického schéma čerpadlo TTV, přetlakové pojistné ventily, automatické odvzdušnění v horní části okruhu každé větve, filtr se sítkem a původní expanzní nádoba.

6.1 Přívod paliva

Přívod plynu bude napojen na stávající rozvod plynu v kotelně. V potrubní trati bude pokynů výrobce namontován hlavní uzavírací ventil, regulátor tlaku, ukazatel tlaku plynu, vyrovnávací nádrž o velikosti 0,0065m³ a třídílná spojka na usnadnění demontáže a údržby kotle.



Obr. 28 Zapojení přívodu paliva

6.2 Návrh komínu

Pro odvod spalin bude použit třívrstvý nerezový komín, který bude připevněn na vnější straně zdi. Připevnění bude provedeno konzolami a úchyty dodávané výrobcem. Celková výška komínu bude 5 metrů a bude převyšovat budovu o 2 metry.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Soupis materiálu sestavy:

Podpěrná konzola.....	1 ks
Odstup od stěny.....	1 ks
Objímka pro odstup od stěny.....	1 ks
Spona.....	4 ks
Odkapávač s kotevní deskou.....	1 ks
Čistící díl.....	1 ks
T-kus 90°.....	1 ks
Roura 1000mm.....	4 ks
Kónické zakončení.....	1 ks

6.3 Návrh HDVT

Hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků zajišťuje vytvoření hydraulické stability otopné soustavy. Odděluje otopnou soustavu od kotlového okruhu bez zásahu do hydraulické stability kotlového okruhu. Vyruší se přebytek dynamického tlaku oběhových čerpadel kotlového okruhu přenášený do otopné soustavy. Průtok vody kotlovým okruhem není ovlivněn otopnou soustavou. Plní také funkci odlučovače vzduchu a plynů a rovněž zachycuje kaly.

Velikost hydrodynamického vyrovnávače tlaku závisí na průtoku topnou soustavou. Z návodu pro kotel ADI CD 85 se bude průtok kotlovým okruhem pohybovat od 4,9 m³/h do 7,3 m³/h. Pro naši aplikaci bude vybrán HDVT od firmy ETL - Ekotherm a.s. Z Tab. 3 pro to odpovídá typ HDVT II o maximálním průtoku 8 m³/h

Tab. 3 Rozdělení HDVT podle průtoku [18]

TYP HVDT	MAX. PRŮTOK (m ³ /hod)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	L (mm)	S (mm)	d (mm)	e (mm)	f
24B	1,8	100	300	65	89	485	169	5/4"	-	-
63B	2,5	110	380	80	108	600	208	6/4"	-	-
1B	4,0	110	400	100	108	600	208	2"	-	-
I	4,0	100	400	100	108	1050	400	57	1"	5/4"
II	8,0	150	500	100	159	1200	400	76	1"	5/4"
III	12,0	200	700	200	219	1550	500	89	1"	5/4"
IV	20,0	200	700	200	219	1550	500	108	5/4"	5/4"
V	30,0	250	900	200	273	1800	560	133	6/4"	6/4"
VI	50,0	300	1000	200	324	1950	620	159	6/4"	6/4"
Vla	80,0	400	1300	250	424	2400	750	219	2"	6/4"
VII	100,0	450	1500	250	508	2650	800	219	2 1/2"	6/4"

6.4 Návrh čerpadla TTV

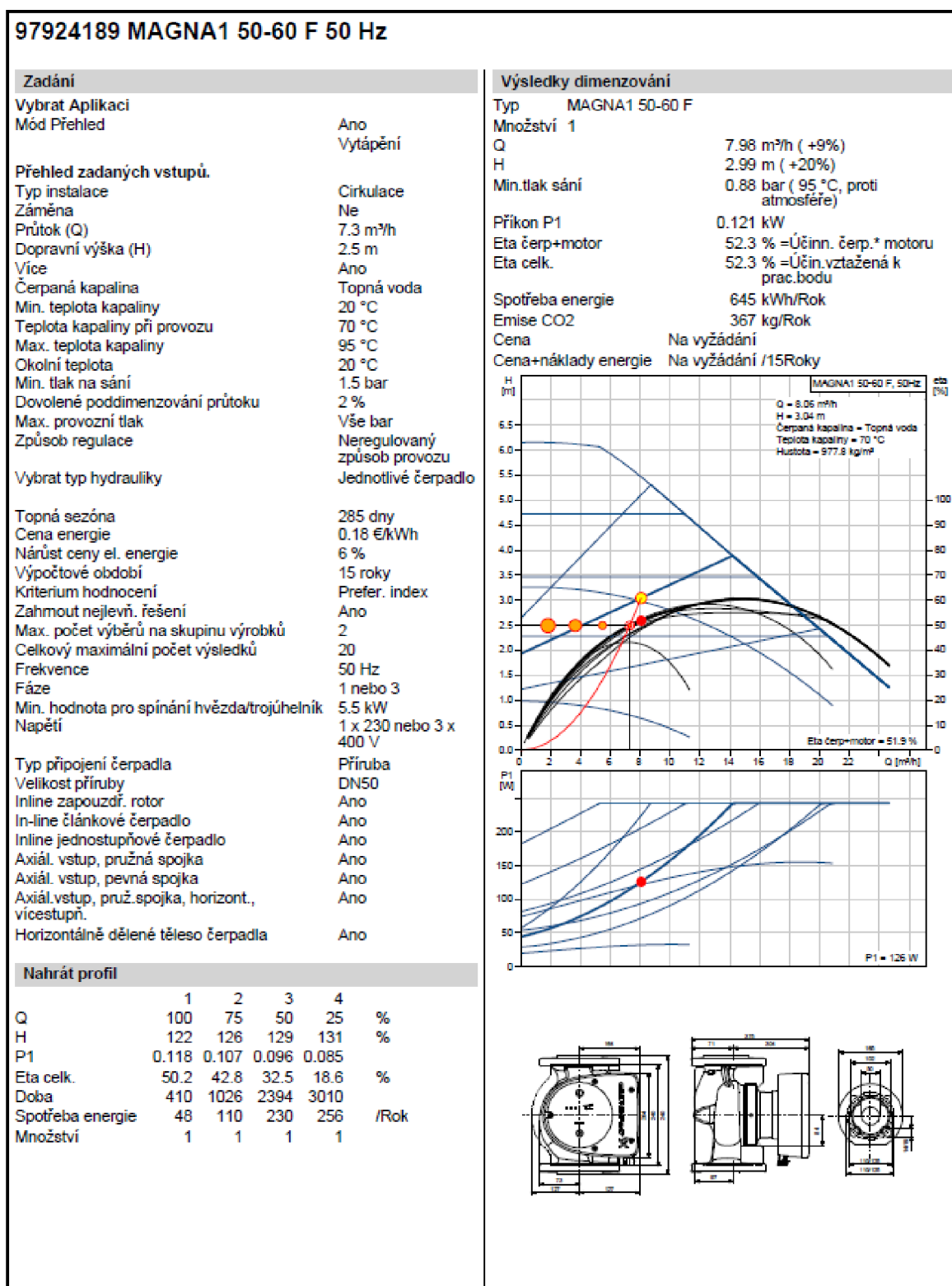
Nové oběhové čerpadlo bude použito od firmy Grundfos, s.r.o.

Parametry nového čerpadla:

- Objemový průtok: $M_{TTV} = 8 \text{ m}^3/\text{h}$
- Výtlačná výška: $H = 2,5 \text{ m v.s.}$
- Provozní teplota: $t = 70^\circ\text{C}$

Pomocí programu WinCAPS je navrženo nové čerpadlo GRUNDFOS MAGNA1 50-60 F

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL



Obr. 29 Výsledek návrhu čerpadla TTV

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

7. Výpočet kotle**7.1 Volba zadání**

Tepelný výkon	Q_v	71	kW
Teplota vstupní vody	t_{vstup}	40	°C
Teplota výstupní vody	$t_{výstup}$	90	°C
Výhřevnost ZP	Q_i^r	33 480	kJ/m_n^3
Pracovní tlak vody	p	2,2	Bar
Teplota vzduchu	t_{vzduch}	25	°C

7.2 Stechiometrické výpočty

Pro stechiometrické výpočty byl použit tranzitní zemní plyn, jehož složení je uvedeno v Tab.4. Dále byly při výpočtu zohledněny fyzikální vlastnosti vzduchu v místních podmínkách.

Tab. 4 Složení zemního plynu

Složka ZP	(obj.%)
Metan CH_4	98,39
Etan C_2H_6	0,44
Propan C_3H_8	0,16
Butan C_4H_{10}	0,07
Pentan C_5H_{12}	0,03
Dusík N_2	0,83
Oxid uhličitý CO_2	0,07

Objem vzduchu:

Minimální objem kyslíku pro spálení 1 Nm^3 plynu.

$$O_{O_2} = 0,5 \cdot \frac{CO + H}{100} + 1,5 \cdot \frac{H_2S}{100} + \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{C_x H_y}{100} - \frac{O_2}{100} \quad (8)$$

$$O_{O_2} = \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{98,39}{100} + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot \frac{0,44}{100} + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \frac{0,16}{100} + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot \frac{0,07}{100} + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \cdot \frac{0,03}{100}$$

$$O_{O_2} = 2,0002 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Minimální objem suchého vzduchu pro spálení 1 Nm^3 plynu: ($O_2=21\%$)

$$O_{VS \text{ nim}} = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2} = \frac{100}{21} \cdot 2,0002 = 9,525 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \quad (9)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Minimální objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu:

$$O_{VV\text{ nim}} = f \cdot O_{VS\text{ nim}} = 1,018 \cdot 9,525 = 9,696 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (10)$$

při podílu vodní páry připadající na 1m³ suchého vzduchu

$$f = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{76}{100} \cdot \frac{0,0023368}{0,1 - \frac{76}{100} \cdot 0,0023368} = 1,018 \quad (11)$$

kde

φ [%] je relativní vlhkost vzduchu – 76%

p'' [MPa] je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu vzduchu t_v

$t_v=20^\circ\text{C}$ - $p''=0,0023368$ MPa

p_c [MPa] je celkový tlak –0,1 MPa

Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu:

$$O_{H_2O}^V = O_{VV\text{ nim}} - O_{VS\text{ nim}} = 9,696 - 9,525 = 0,171 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (12)$$

Objem suchých spalín a vodní páry:

Objem CO₂:

$$O_{CO_2} = o_{CO_2} + 0,994 \cdot \left(o_{CO} + \sum x \cdot C_x H_y + 0,03 \cdot O_{VS\text{ nim}} \right) \quad (13)$$

$$O_{CO_2} = \frac{0,07}{100} + 0,994 \cdot \left(0 + 1 \cdot \frac{98,39}{100} + 2 \cdot \frac{0,44}{100} + 3 \cdot \frac{0,16}{100} + 4 \cdot \frac{0,07}{100} + 5 \cdot \frac{0,03}{100} \right) + 0,0003 \cdot 9,525$$

$$O_{CO_2} = 0,999 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Objem N₂:

$$O_{N_2} = \frac{o_{N_2}}{100} + 0,7805 \cdot O_{VS\text{ nim}} \quad (14)$$

$$O_{N_2} = \frac{0,83}{100} + 0,7805 \cdot 9,525$$

$$O_{N_2} = 7,442 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Objem Ar:

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{VS\text{ nim}} \quad (15)$$

$$O_{Ar} = 0 + 0,0092 \cdot 9,525$$

$$O_{Ar} = 0,08763 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Výsledný objem suchých spalín:

$$O_{SS\ min} = O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,999 + 7,442 + 0,08763 \quad (16)$$

$$O_{SS\ min} = 8,5289 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Objem H₂O:

$$O_{H_2O}^S = o_{H_2O} + o_{H_2} + \sum \frac{y}{2} \cdot o_{C_xH_y} + O_{H_2O}^V \quad (17)$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{4}{2} \cdot \frac{98,39}{100} + \frac{6}{2} \cdot \frac{0,44}{100} + \frac{8}{2} \cdot \frac{0,16}{100} + \frac{10}{2} \cdot \frac{0,07}{100} + \frac{12}{2} \cdot \frac{0,03}{100} + 0,171$$

$$O_{H_2O}^S = 2,1673 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Stechiometrické množství vlhkosti z paliva:

$$O_{H_2O}^{sp} = O_{H_2O}^S - O_{H_2O}^V = 2,1673 - 0,171 = 1,9927 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \quad (18)$$

Minimální objem vlhkých spalín:

$$O_{SV\ min} = O_{SS\ min} + O_{H_2O}^S = 8,5289 + 2,1673 = 10,6962 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (19)$$

Hustota vzduchu:

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VS\ min} \cdot \rho_{VS} + (f - 1) \cdot O_{VS\ min} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{VV\ min}} \quad (20)$$

$$\rho_{VV} = \frac{9,525 \cdot 1,29279 + (1,018 - 1) \cdot 9,525 \cdot 0,8058}{9,696}$$

$$\rho_{VV} = 1,284 \text{ kg} / \text{Nm}^3$$

Hustota stochiometrických spalín:

$$\rho_{SV\ min} = \frac{\sum O_i \cdot \rho_i}{O_{SV\ min}} = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar}}{O_{SV\ min}} \quad (21)$$

$$\rho_{SV\ min} = \frac{0,999 \cdot 1,9768 + 7,442 \cdot 1,2505 + 0,08763 \cdot 1,7838}{10,6962}$$

$$\rho_{SV\ min} = 1,0693 \text{ kg} / \text{Nm}^3$$

Hustota spalín s přebytkem vzduchu $\alpha=1,05$:

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SV\ min} \cdot \rho_{SV\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\ min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\ min}} \quad (22)$$

$$\rho_{SV} = \frac{10,6962 \cdot 1,0613 + (1,05 - 1) \cdot 9,696 \cdot 1,284}{10,6962 + (1,05 - 1) \cdot 9,696}$$

$$\rho_{SV} = 1,071 \text{ kg} / \text{Nm}^3$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Entalpie spalín

Tab. 5 Entalpie složek spalín (vztaženo na 1 m³ při 0 °C a 0,101 MPa)

	CO ₂ [kJ/m ³]	H ₂ O [kJ/m ³]	N ₂ [kJ/m ³]	O ₂ [kJ/m ³]	A _r [kJ/m ³]	vzduch suchý
0 °C	0	0	0	0	0	0
25 °C	42	39	33	33	23	33
100 °C	170	150	130	132	93	132
200 °C	357	304	260	267	186	266
300 °C	559	463	392	407	278	403
400 °C	772	626	527	551	372	542
500 °C	994	795	666	699	465	684
600 °C	1225	969	804	850	557	830
700 °C	1462	1149	947	1003	650	978
800 °C	1705	1335	1093	1159	743	1129
900 °C	1952	1526	1241	1318	836	1283
1000 °C	2203	1723	1392	1477	928	1439

Výpočet entalpie spalín pro $\alpha=1$ při teplotě $t=100^\circ\text{C}$

$$I'_{S \min} = O_{CO_2} \cdot i'_{CO_2} + O_{N_2} \cdot i'_{N_2} + O_{Ar} \cdot i'_{Ar} + O_{H_2O} \cdot i'_{H_2O} \quad (23)$$

$$I'_{S \min} = 0,999 \cdot 170 + 7,442 \cdot 130 + 0,08763 \cdot 93 + 2,1673 \cdot 150$$

$$I'_{S \min} = 1470,5346 \text{ kJ}/Nm^3$$

Výpočet entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě $t=100^\circ\text{C}$

$$I'_{V \min} = O_{VS \min} \cdot i'_{VS} + O_{H_2O}^V \cdot i'_{H_2O} \quad (24)$$

$$I'_{V \min} = 9,525 \cdot 132 + 0,171 \cdot 150$$

$$I'_{V \min} = 1282,95 \text{ kJ}/Nm^3$$

Entalpie spalín s přebytkem vzduchu:

$$I'_s = I'_{S \min} + (\alpha - 1) \cdot I'_{V \min} \quad (25)$$

$$I'_s = 1470,5346 + (1,05 - 1) \cdot 1282,95$$

$$I'_s = 1520,6821 \text{ kJ}/Nm^3$$

Analogicky postupujeme pro další teploty a výsledky jsou zapsané do Tab.6:

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Tab. 6 I-t tabulka spalín

t	$I'_{s \min}$	$I'_{v \min}$	I'_s
(°C)	(kJ/m ³)	(kJ/m ³)	(kJ/m ³)
0	0	0	0
25	374,08419	320,994	390,13389
100	1470,535	1282,95	1520,682
200	2966,721	2585,634	3096,003
300	4503,526	3917,748	4699,413
400	6082,49	5269,596	6345,97
500	7713,129	6651,045	8045,682
600	9356,067	8071,449	9759,639
700	11055,3	9511,929	11530,9
800	12795,86	10982,01	13344,96
900	14566,13	12481,52	15190,2
1000	16375,64	14001,11	17075,69
1100	18207,4251	15540,6	18984,455
1200	20068,1034	17090,472	20922,627
1300	21948,9706	18650,724	22881,507
1400	23846,7787	20221,014	24857,829
1500	25763,8643	21811,209	26854,425
1600	27712,3081	23401,917	28882,404
1800	31617,0759	26613,618	32947,757
2000	35574,0674	29865,3	37067,332
2500	45639,6448	38110,797	47545,185

Objem spalín vzniklých při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,05$:

Objem vodní páry:

$$O_{H_2O}^\alpha = O_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O} = 2,1673 + (1,05 - 1) \cdot 2,1673 \quad (26)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = 2,2756 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Objem kyslíku:

$$O_{O_2}^\alpha = O_{O_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \min} \cdot 0,21 = 0 + (1,05 - 1) \cdot 9,525 \cdot 0,21 \quad (27)$$

$$O_{O_2}^\alpha = 0,10001 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Objem dusíku:

$$O_{N_2}^\alpha = O_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \min} \cdot 0,7805 = 7,442 + (1,05 - 1) \cdot 9,525 \cdot 0,7805 \quad (28)$$

$$O_{N_2}^\alpha = 7,8137 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Objem oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2}^\alpha = O_{CO_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS\ min} \cdot 0,0003 = 0,999 + (1,05 - 1) \cdot 9,525 \cdot 0,0003 \quad (29)$$

$$O_{CO_2}^\alpha = 0,9991 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Objem argonu:

$$O_{Ar}^\alpha = O_{Ar} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS\ min} \cdot 0,092 = 0,08763 + (1,05 - 1) \cdot 9,525 \cdot 0,092 \quad (30)$$

$$O_{Ar}^\alpha = 0,1334 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Celková objem suchých spalin:

$$O_{SS}^\alpha = O_{O_2}^\alpha + O_{N_2}^\alpha + O_{CO_2}^\alpha + O_{Ar} = 0,10001 + 7,8137 + 0,9991 + 0,1334 \quad (31)$$

$$O_{SS}^\alpha = 9,046 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

Celkový objem vlhkých spalin:

$$O_{SP}^\alpha = O_{SS}^\alpha + O_{H_2O}^\alpha = 9,046 + 2,2756 \quad (32)$$

$$O_{SP}^\alpha = 11,3216 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

7.3 Výpočet rosného bodu spalin

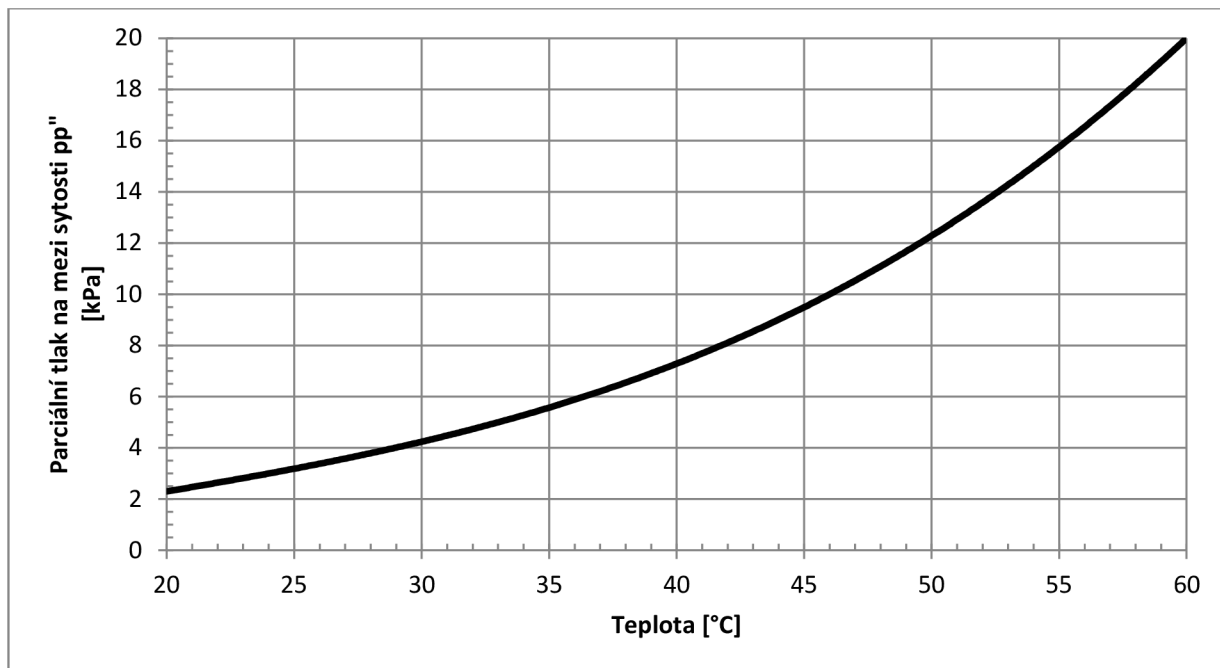
Jelikož zemní plyn neobsahuje síru, teplotu rosného bodu stanovíme pomocí vztahu, ve kterém je vyjádřen parciální tlak páry na mezi sytosti pp'' při přebytku vzduchu $\lambda=1$, tlaku vzduchu $p=101,5\text{kPa}$:

$$pp'' = \frac{p}{\frac{0,622}{x \cdot [1 + a \cdot (\alpha - 1)]} + 1} \quad (33)$$

$$pp'' = \frac{101,5}{\frac{0,622}{0,14 \cdot [1 + 1,077 \cdot (1,05 - 1)]} + 1} = 19,46\text{kPa}$$

Pro tuto hodnotu parciálního tlaku páry odečteme z diagramu teplotu rosného bodu.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL



Graf 2 Závislost teploty na parciálním tlaku páry na meze sytosti

Teplota rosného bodu pro tlak 19,46 kPa je ve výši 59,5 °C.

7.4 Výkon kotle

Účinnost kotle:

Udávané účinnosti od výrobců kondenzačních kotlů se uvádí průměrně v rozmezí 96 - 108% podle okamžitého provozního stavu. V mém případě budu uvažovat maximální účinnost kondenzačního kotle:

$$\eta_k = 104\%$$

Hmotnostní průtok vody určíme ze vztahu:

$$Q_v = \dot{m}_v \cdot (i_{\text{výstup}} - i_{\text{NV}}) \quad (34)$$

Entalpii i_{NV} určíme z parních tabulek z teploty $t_{\text{NV}} = 40$ °C a $p_1 = 0,22$ MPa:

$$i_{\text{NV}} = 167,729 \text{ kJ/kg}$$

Entalpii $i_{\text{výstup}}$ určíme z parních tabulek z teploty $t_p = 90$ °C a $p_p = 0,22$ MPa:

$$i_{\text{výstup}} = 377,084 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_v = \frac{Q_v}{i_{\text{výstup}} - i_{\text{NV}}} = \frac{71}{377,084 - 167,729} \doteq 0,339 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (35)$$

Tepelný příkon paliva:

$$P = \frac{Q_v}{\eta_k} = \frac{71}{1,04} = 68,269 \text{ kW} \quad (36)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$m_p = \frac{Q_v}{\eta_k \cdot Q_i^r} = \frac{71}{1,04 \cdot 33480} = 0,002039 \text{ Nm}^3/\text{s} \quad (37)$$

Průtok spalovacího vzduchu:

$$V_V = m_p \cdot \beta \cdot O_{VV \min} = 0,002039 \cdot 1,05 \cdot 9,696 = 0,02075 \text{ Nm}^3/\text{s} \quad (38)$$

β – Množství spalovacího vzduchu přiváděného pro spalování

Průtok spalin:

$$\begin{aligned} V_s &= m_p \cdot [O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}] = 0,002039 \cdot [9,525 + (1,05 - 1) \cdot 9,696] \\ &= 0,020411 \text{ Nm}^3/\text{s} \end{aligned} \quad (39)$$

α – množství vzduchu ve spalinách

7.5 Výpočet spalovací komory

Prvním krokem výpočtu spalovací komory je navrhnout její rozměry. Na základě velikostí ohnišť jiných výrobců plynových kotlů volím rozměry ohniště:

Rozměry spalovací komory:

Přední strana (a)	380	mm
Boční strana (b)	380	mm
Výška (h)	380	mm

Objem spalovací komory:

$$V_0 = a \cdot b \cdot h = 0,38 \cdot 0,38 \cdot 0,38 = 0,05487 \text{ m}^3 \quad (40)$$

Objemové zatížení ohniště:

$$q_v = \frac{m_p \cdot Q_i^r}{V_0} = \frac{0,002039 \cdot 33480}{0,05487} = 1244 \text{ kW}/\text{m}^3 \quad (41)$$

Teplo přivedené vzduchem:

$$Q_V = \alpha \cdot I_{vzd} = 1,05 \cdot 361,4 = 379,5 \text{ kJ}/\text{Nm}^3 \quad (42)$$

Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi:

$$\begin{aligned} Q_u &= Q_i^r \cdot (1 - Z_{CO} - Z_C - Z_f) + Q_V \\ Q_u &= 33480 \cdot (1 - 0,000299) + 379,5 \\ Q_u &= 33850 \text{ kJ}/\text{Nm}^3 \end{aligned} \quad (43)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Entalpie nechlazeného plamene:

$$I_{np} = \frac{Q_u}{(1 + r_1) \cdot (1 + r_3)} = \frac{33850}{(1 + 0) \cdot (1 + 0)} = 33850 \text{ kJ}/Nm^3 \quad (44)$$

r1 1. recirkulace spalin - není uvažována

r3 3. recirkulace spalin - není uvažována

Této entalpii odpovídá teplota nechlazeného plamene:

$$t_{np} = 1843,8^\circ\text{C}$$

Výpočet teploty na konci ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (45)$$

Z důvodu, že výše uvedený vztah není možno aplikovat přímo, neboť některé parametry užívané při výpočtu jsou závislé na výstupní teplotě spalin, si výstupní teplotu zvolím, vyjádřím potřebné parametry a vypočtu koncovou teplotu. Pokud se vypočítaná hodnota liší od zvolené, budu opakovat výpočet do dosažení shody.

Návrh teploty na konci ohniště:

$$t_{ok} = 1202,638^\circ\text{C}$$

Entalpie na konci ohniště:

$$I^{ok} = 20974,315 \text{ kJ}/Nm^3$$

Součinitel M pro spalování plynu a mazutu:

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{pl} = 0,54 - 0,2 \cdot 0,5 = 0,44 \quad (46)$$

Poloha maximální teploty plamene:

$$x_{pl} = x_h + \Delta x = 0,5 + 0 = 0,5 \quad (47)$$

Střední hodnota výšky:

$$x_h = \frac{h_h}{h_o} = \frac{190}{380} = 0,5 \quad (48)$$

Hořák bude umístěn ve středu spalovací komory

h_h = výška hořáku

h_o = výška ohniště

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{0,05487}{0,5776} = 0,342 \text{ m} \quad (49)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Povrch stěn ohniště:

$$S_{st} = a \cdot b + 2 \cdot h \cdot b + a \cdot h = 4 \cdot a^2 = 4 \cdot 0,380^2 = 0,5776 \text{ m}^2 \quad (50)$$

Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách:

$$r_s = r_{H_2O} + r_{CO_2} = \frac{O_{H_2O}^\alpha}{O_{SP}^\alpha} + \frac{O_{CO_2}^\alpha}{O_{SP}^\alpha} = \frac{2,2756}{11,3216} + \frac{0,9991}{11,3216} \quad (51)$$

$$r_s = 0,20099 + 0,0882 = 0,2892$$

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách:

$$p_s = r_s \cdot p = 0,2892 \cdot 0,1 = 0,02892 \text{ Mpa} \quad (52)$$

Poměr obsahu uhlíku a vodíku pro zadané palivo:

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum_i \left(\frac{m}{n} \right)_i \cdot (C_m \cdot H_n)_i \quad (53)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 98,39 + \frac{2}{6} \cdot 0,44 + \frac{3}{8} \cdot 0,16 + \frac{4}{10} \cdot 0,07 + \frac{5}{12} \cdot 0,03 \right)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 2,981$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí:

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - \alpha_{ok}) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^r}{H^r} \quad (54)$$

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - 1,05) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1202,638 + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^r}{H^r}$$

$$k_{sz} = 1,6129$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_s = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \quad (55)$$

$$k_s = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,20099}{\sqrt{0,02892 \cdot 0,342}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1202,638 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_s = 15,5909$$

Stupeň černosti svítivé části plamene:

$$a_{sv} = 1 - e^{-(k_s \cdot r_s + k_{sz}) \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(15,5909 \cdot 0,2892 + 1,6129) \cdot 0,1 \cdot 0,342} = 0,188902 \quad (56)$$

Stupeň černosti nesvítivé části plamene:

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-15,5909 \cdot 0,2892 \cdot 0,1 \cdot 0,342} = 0,142902 \quad (57)$$

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,188902 + (1 - 0,1) \cdot 0,142902 = 0,147503 \quad (58)$$

Součinitel tepelné efektivity stěn:

$$\psi = \frac{x_1 \cdot \zeta \cdot F_1 + x_2 \cdot \zeta \cdot F_2}{F_c} = \frac{1 \cdot 0,65 \cdot 0,795675 + 1 \cdot 0,65 \cdot 0,265225}{1,59135} = 0,43333 \quad (59)$$

pro membránové stěny $x=1$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Stupeň černosti ohniště:

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \psi} \quad (60)$$

$$a_0 = \frac{0,147503}{0,147503 + (1 - 0,147503) \cdot 0,43333} = 0,28535$$

Střední tepelná jímavost spalin v ohništi:

$$(O_s \bar{c}_s)_0 = \frac{Q_u - (1 + r_1) \cdot (1 + r_3) \cdot I^{\alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} \quad (61)$$

$$(O_s \bar{c}_s)_0 = \frac{33850 - (1 + 0) \cdot (1 + 0) \cdot 20974,315}{1843,8 - 1202,638}$$

$$(O_s \bar{c}_s)_0 = 20,0818$$

Poměrná ztráta sáláním z ohniště:

$$Z_{SV}^0 = 0,04$$

Boltzmannovo číslo:

$$Bo = \frac{(1 - Z_{SV}^0) \cdot m_p \cdot (O_s \bar{c}_s)_0}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} \quad (62)$$

$$Bo = \frac{(1 - 0,04) \cdot 0,002039 \cdot 20,0818}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,43333 \cdot 0,5776 \cdot (273 + 1843,8)^3}$$

$$Bo = 0,2914$$

Kontrola teploty t_{ok}

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1843,8 + 273,15}{1 + 0,44 \cdot \left(\frac{0,28535}{0,2914}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (63)$$

$$t_{ok} = 1202,638^\circ C$$

7.6 Určení tepel v jednotlivých výhřevných plochách

V kotli budu uvažovat celkem čtyři výměnné plochy. A to bude:

Ohniště, kde se předá teplo pouze sáláním.

Výměník I, kde se zchladí spaliny z teploty na konci ohniště na teplotu $500^\circ C$. Zde uvažuji předání tepla konvekcí a sáláním. Teplotu $500^\circ C$ volím jako hranici, pod níž je už podíl sálání na celkovém toku malý.

Výměník II, který zchladí spaliny z $500^\circ C$ na teplotu rosného bodu konvekcí.

Výměník III bude poslední teplosměnná plocha, která konvekcí vychladí spaliny na teplotu o $5^\circ C$ vyšší než je teplota vstupní vody do kotle.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Ohniště

Teplo uvolněné v ohništi:

$$Q_{ok} = m_p \cdot (I^{np} - I^{\alpha ok}) = 0,002039 \cdot (33850 - 20974,315) = 26,253 \text{ kW} \quad (64)$$

Výměník I

$$Q_{VI} = m_p \cdot (I^{\alpha ok} - I^{\alpha I})$$

Entalpie na výstupu z Výměníku I, tedy $I^{\alpha I}$ se určí z Tabulka 3 I-t tabulka spalin pro $t^I = 500^\circ\text{C}$.

$$I^{\alpha I} = 8045,682 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{VI} = m_p \cdot (I^{\alpha ok} - I^{\alpha I}) = 0,002039 \cdot (20974,315 - 8045,682) = 26,362 \text{ kW} \quad (65)$$

Výměník II

Entalpie na výstupu z Výměníku II, tedy $I^{\alpha II}$ se určí z Tabulka 3 I-t tabulka spalin pro $t^{II} = 59,5^\circ\text{C}$.

$$I^{\alpha II} = 916,626 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{VII} = m_p \cdot (I^{\alpha I} - I^{\alpha II}) = 0,002039 \cdot (8045,682 - 916,626) = 14,5362 \text{ kW} \quad (66)$$

Výměník III

Entalpie na výstupu z Výměníku III, tedy $I^{\alpha III}$ se určí z Tabulka 3 I-t tabulka spalin pro $t^{III} = 45^\circ\text{C}$.

$$I^{\alpha III} = 695,3467 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{VII} = m_p \cdot (I^{\alpha II} - I^{\alpha III}) = 0,002039 \cdot (916,626 - 695,3467) = 0,4512 \text{ kW} \quad (67)$$

Zpětná kontrola

Součet předaných tepel v jednotlivých výhřevných plochách ΣQ_{VP} by se měl rovnat teplu P .

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{VP} &= Q_{ok} + Q_{VI} + Q_{VII} + Q_{VII} = 26,253 + 26,362 + 14,5362 + 0,4512 \\ \Sigma Q_{VP} &= 67,6024 \text{ kW} \end{aligned} \quad (68)$$

$$\Sigma Q_{VP} = P \rightarrow 67,6024 \cong 68,269$$

Rozdíl v hodnotách mezi součtem tepel jednotlivých výhřevných ploch a předaným teplem spalin, je dán chybou zaokrouhlení.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

7.7 Určení neznámých teplot v jednotlivých bodech**Určení teploty t_4**

Teplotu vody v bodě 4 si určíme přes entalpii v tomto bodě, za použití programu XSteam. Entalpii si vyjádříme z bilanční rovnice energií.

$$\dot{m}_v \cdot i_5 - Q_{ok} = \dot{m}_v \cdot i_4 \rightarrow i_4$$

Entalpie na výstupu z ohniště, tedy i_5 se určí z programu XSteam pro teplotu vody $t_5 = 90^\circ\text{C}$.
 $i_5 = 377,084 \text{ kJ/kg}$

$$i_4 = \frac{\dot{m}_v \cdot i_5 - Q_{ok}}{\dot{m}_v} = \frac{0,339 \cdot 377,084 - 26,253}{0,339} = 299,642 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (69)$$

$$t_4 = 71,5^\circ\text{C}$$

Určení teploty t_3

Stejný postup výpočtu, jako v případě určení teploty t_4 . Entalpii i_3 si určíme opět z bilanční rovnice energií.

$$\dot{m}_v \cdot i_4 - Q_{VI} = \dot{m}_v \cdot i_3 \rightarrow i_3$$

$$i_3 = \frac{\dot{m}_v \cdot i_4 - Q_{VI}}{\dot{m}_v} = \frac{0,339 \cdot 299,642 - 26,362}{0,339} = 221,878 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (70)$$

Opět použijeme program XSteam a vyjádříme si teplotu

$$t_3 = 53^\circ\text{C}$$

Určení teploty t_2

$$\dot{m}_v \cdot i_2 - Q_{VI} = \dot{m}_v \cdot i_1 \rightarrow i_2$$

Entalpie na vstupu do Výměníku III, tedy i_1 se určí z programu XSteam pro teplotu vody $t_5 = 40^\circ\text{C}$.

$$i_1 = 167,729 \text{ kJ/kg}$$

$$i_2 = \frac{\dot{m}_v \cdot i_1 + Q_{VIII}}{\dot{m}_v} = \frac{0,504 \cdot 167,729 + 0,4512}{0,504} = 168,624 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (71)$$

$$t_2 = 40,2^\circ\text{C}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

7.8 Výměník tepla I**7.8.1 Volba konstrukčních prvků****Průměr trubek**

Volba průměru trubek

Tab. 7 Průměry používaných trubek

Vnější průměr trubek ϕ [mm]							
22	25	28	30	35	38	40	48,3

Pro výpočet výměníku tepla volím průměr $D_{tr} \phi 28$ mm**Síla stěny:**

Pro výpočet výměníku tepla volím sílu stěny 2,5 mm

Rychlost proudění vody v trubkách:

Pro výpočet volím rychlost 1 m/s

Výpočet průtočného kanálu trubek:

Vycházíme ze zvoleného průměru a tloušťky stěny trubky

$$d_{tr} = \frac{D_{tr} - (2 \cdot t_l)}{1000} = \frac{28 - (2 \cdot 2,5)}{1000} = 0,023 \text{ m} \quad (72)$$

Volba žebra, mezery mezi trubkami s žebry a výpočet rozteče trubek

Výšku žebra volíme v rozmezí 10 – 25 mm, ale v podstatě může být libovolná.

Pro výpočet volím výšku žebra 15 mm

Volba mezeru mezi trubkami s žebry:

volíme v rozmezí 5 – 15 mm.

Pro výpočet volím mezeru mezi trubkami s žebry 11mm

Volba počtu žeber na metr délky:

Pro výpočet volím počet žeber 115

Volba tloušťky žeber:Pro výpočet volím tloušťku žeber $t_z 1,5$ mm

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

7.8.2 Výpočet výměníku tepla

Tab. 8 Zvolené rozměry Výměníku I

Vnější průměr trubky D_{tr}	28 mm
Síla stěny	2,5 mm
Výška žebra	15 mm
Tloušťka žebra	1,5 mm
Počet žeber na metr délky	115

Výpočet počtu trubek n_{tr} , skutečné rychlosti w_p a průtočného průřezu f

Pro zvolenou hodnotu rychlosti vody $w_v = 1$ m/s vypočítáme f :

$$f = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{w_p}$$

v_p – měrný objem pro střední hodnotu teploty a tlaku vody výměníku, tedy

$$t_p = \frac{t_2 + t_1}{2}; p_p = \frac{p_2 + p_1}{2}$$

$$t_p = \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{71,5 + 53}{2} = 62,25^\circ\text{C} \quad (73)$$

$$p_p = \frac{p_2 + p_1}{2} = \frac{2,2 + 2,2}{2} = 2,2 \text{ bar} \quad (74)$$

z tabulek $v_p = 0,0010182$ m³/kg

$$f = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{w_p} = \frac{0,339 \cdot 0,0010182}{1} = 0,0003452 \text{ m}^2 \quad (75)$$

Z vypočítaného průtočného průřezu f spočítáme počet trubek podle vztahu:

$$f = n_{tr1} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \rightarrow n_{tr1} = \frac{4 \cdot f}{\pi \cdot d_{tr}^2} = \frac{4 \cdot 0,0003452}{\pi \cdot 0,023^2} = 0,83 \rightarrow 1 \text{ trubka} \quad (76)$$

Pro vypočítaný počet trubek si vypočítáme znovu f :

$$f = n_{tr1} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} = 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,023^2}{4} = 0,0004155 \text{ m}^2 \quad (77)$$

Pro nově vypočítané f si vypočteme skutečnou rychlost vody w_p :

$$w_p = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{f} = \frac{0,339 \cdot 0,0010182}{0,0004155} = 0,83 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (78)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

V našem případě budou řadě 5 trubky vedle sebe, které jsou sériově zařazené.

$$n_{tr} = 5$$

Výpočet rozteče trubek s_1 :

$$s_1 = D_{tr} + (2 \cdot v_z) + \text{mezera} \quad (79)$$

$$s_1 = 28 + (2 \cdot 15) + 11 = 69 \text{ mm}$$

Průměr žebra:

$$D_z = D_{tr} + (2 \cdot v_z) = 28 + (2 \cdot 15) = 58 \text{ mm} \quad (80)$$

Pro vypočítaný počet trubek si vypočítáme šířku kanálu (A):

$$A = n_{tr} \cdot s_1 + \left(\frac{s_1}{2} + \frac{D_z}{2} + \text{mezera} \right) = 5 \cdot 69 + \left(\frac{69}{2} + \frac{58}{2} + 11 \right) = 379,5 \rightarrow 380 \text{ mm} \quad (81)$$

Volím čtvercový kanál o délce strany 380 mm $\rightarrow B = 380$

Výpočet rychlosti proudění spalin w_{sp}

$$w_{sp} = \frac{V_s \cdot \frac{273 + t_s}{273}}{f_{spS}}$$

t_s – střední teplota spalin výměníku

$$t_s = \frac{t_{ok} + t^I}{2} = \frac{1202,638 + 500}{2} = 851,316 \text{ °C} \quad (82)$$

Průtočný průřez:

$$f_{sp} = (A \cdot B) - n_{tr} \cdot B \cdot [D_{tr} \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + D_z \cdot n_z \cdot t_z] \quad (83)$$

$$f_{sp} = (0,38 \cdot 0,38) - 5 \cdot 0,38 \cdot [0,028 \cdot (1 - 115 \cdot 0,0015) + 0,058 \cdot 115 \cdot 0,0015]$$

$$f_{sp} = 0,08136 \text{ m}^2$$

$$w_{sp} = \frac{V_s \cdot \frac{273 + t_s}{273}}{f_{spS}} = \frac{0,0204 \cdot \frac{273 + 851,316}{273}}{0,08136} = 1,033 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (84)$$

Výpočet celkové výhřevné plochy (S) výměníku

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Výpočet Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

Přičemž $\Delta t_1 > \Delta t_2$, tedy:

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

$$\Delta t_1 = t^I - t_3 = 500 - 53 = 447^\circ\text{C} \quad (85)$$

$$\Delta t_2 = t_{ok} - t_4 = 1202,638 - 71,5 = 1131,138^\circ\text{C} \quad (86)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{447 - 1131,138}{\ln \frac{447}{1131,138}} = 736,884^\circ\text{C} \quad (87)$$

Výpočet součinitele prostupu tepla k

Pro žebrované trubky:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cel}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_1}{S_2}}$$

 S_1 – celková vnější plocha (spalinová) jedné trubky

$$S_1 = B \cdot \left[\pi \cdot D_{tr} \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + (\pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z) + \left(\frac{\pi}{2} \cdot n_z \cdot (D_z^2 - D_{tr}^2) \right) \right] \quad (88)$$

$$S_1 = 0,380 \cdot \left[\pi \cdot 0,028 \cdot (1 - 115 \cdot 0,0015) + (\pi \cdot 0,058 \cdot 115 \cdot 0,0015) + \left(\frac{\pi}{2} \cdot 115 \cdot (0,058^2 - 0,028^2) \right) \right] \quad (89)$$

$$S_1 = 0,216705 \text{ m}^2$$

 S_2 – celková vnitřní plocha jedné trubky

$$S_2 = B \cdot \pi \cdot d_{tr} = 0,380 \cdot \pi \cdot 0,023 = 0,027458 \text{ m}^2 \quad (90)$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{0,216705}{0,027458} = 7,8923 \quad (91)$$

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla konvekcí z vnější strany α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}$$

 S_z – výhřevná plocha žeber :

$$S_z = \pi \cdot n_z \cdot B \cdot \left(\frac{D_z^2 - D_{tr}^2}{2} + D_z \cdot t_z \right) \quad (92)$$

$$S_z = \pi \cdot 115 \cdot 0,38 \cdot \left(\frac{0,058^2 - 0,028^2}{2} + 0,058 \cdot 0,0015 \right) = 0,189045 \text{ m}^2$$

 S_h – výhřevná plocha volných částí trubky, kde nejsou žebra

$$S_h = \pi \cdot D_{tr} \cdot B \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,028 \cdot 0,38 \cdot (1 - 115 \cdot 0,0015) = 0,02766 \text{ m}^2 \quad (93)$$

 S = S_1 – celková vnější plocha jedné žebrované trubky:

$$S = S_1 = S_h + S_z = 0,02766 + 0,189045 = 0,216705 \text{ m}^2 \quad (94)$$

 ψ_z – koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

$\psi_z = 0,85 \rightarrow$ pro žebra s kruhovým základem

ε – součinitel znečištění

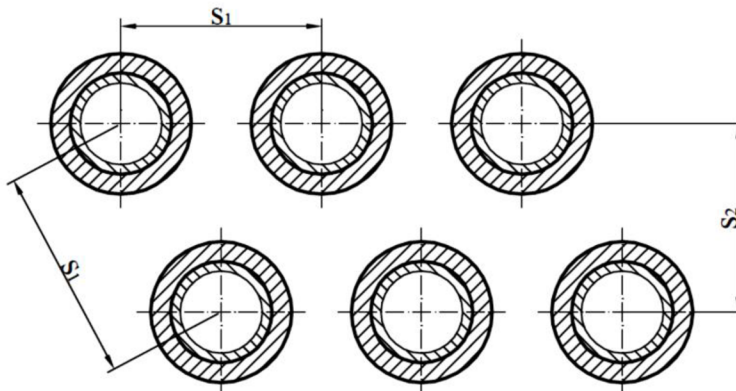
$$\varepsilon = 0,0043$$

α_k – součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = C_Z \cdot C_S \cdot C_f \cdot \alpha_N$$

Koeficienty odečteny z nomogramů:

$C_Z = 0,78 \rightarrow$ (odečteno z nomogramu)



Obr. 30 Rozteč trubek výměníku

Rozteč s_1 :

$$s_1 = 0,069 \text{ m}$$

Rozteč s_2 :

$$s_2 = \sqrt{s_1^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} = \sqrt{0,069^2 - \left(\frac{0,069}{2}\right)^2} = 0,05976 \text{ m} \quad (95)$$

Poměrná rozteč σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr}} = \frac{0,069}{0,028} = 2,46 \quad (96)$$

Poměrná rozteč σ_2 :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{0,065976}{0,028} = 2,13 \quad (97)$$

$C_S = 1,05 \rightarrow$ (odečteno z nomogramu)

$C_f = 1,01 \rightarrow$ (odečteno z nomogramu)

$\alpha_N \cdot 0,86 = 20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \rightarrow$ (odečteno z nomogramu)

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

$$\alpha_k = C_Z \cdot C_S \cdot C_f \cdot \alpha_N = 0,8 \cdot 1,05 \cdot 1,01 \cdot \frac{20}{0,86} = 19,73 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (98)$$

λ_z – tepelná vodivost žebra:

$$\lambda_z = 33 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

E – součinitel efektivnosti žebra. Určuje se v závislosti na $\beta \cdot v_z$ a $\frac{D_z}{D_{tr}}$:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 19,73}{0,0015 \cdot 33 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 19,73)}} = 25,14 \quad (99)$$

$$\beta \cdot v_z = 25,14 \cdot 0,015 = 0,3771 \quad (100)$$

$$\frac{D_z}{D_{tr}} = \frac{0,058}{0,028} = 2,0714 \quad (101)$$

E = 0,92 → (odečteno z nomogramu)

μ – součinitel rozšíření žebra

$$\mu = 1$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (102)$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{0,189045}{0,216705} \cdot 0,92 \cdot 1 + \frac{0,02766}{0,216705} \right) \cdot \frac{0,85 \cdot 19,73}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 19,73} = 14,55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním z vnější strany α_{1sal} :

$$\alpha_{sal} = C_S \cdot a \cdot \alpha_N = 1 \cdot 0,12932 \cdot 120 = 15,5184 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (103)$$

$C_S - 1$ → (odečteno z nomogramu)

$\alpha_N - 120$ → (odečteno z nomogramu)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,028 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,073 \cdot 0,063}{0,028^2} - 1 \right) = 0,16367m \quad (104)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými prvky:

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \quad (105)$$

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,20099}{\sqrt{0,02892 \cdot 0,16367}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{851,319 + 273,15}{1000} \right)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇIKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

$$k_s = 29,255$$

Stupeň černosti proudu:

$$a = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-29,255 \cdot 0,2892 \cdot 0,1 \cdot 0,16367} = 0,12932 \quad (106)$$

Korekce součinitele sálání s uvažováním sálání volných prostorů:

$$\alpha_{1sal} = \alpha_{sal} \cdot k_0 = 15,5184 \cdot 1,34 = 20,804 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (107)$$

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{T_0}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_s}\right)^{0,07} \\ = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{T_0}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{B}{(n_{\text{ř}} + 1) \cdot s_2}\right)^{0,07} \quad (108)$$

$$k_0 = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1202,638}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,38}{0,1232}\right)^{0,07} = 1,34 \quad (109)$$

Celkový součinitel přestupu tepla α_{cel} :

$$\alpha_{cel} = \alpha_{1sal} + \alpha_{1r} = 20,804 + 14,55 = 35,355 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (110)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla z vnitřní strany α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = \alpha_k = c_t \cdot \alpha_N$$

Hodnotu určíme z nomogramu.

$$\alpha_{2r} = \alpha_k = c_t \cdot \alpha_N = 0,73 \cdot 6500 = 4745 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (111)$$

Součinitel prostupu tepla k:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cel}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_1}{S_2}} = \frac{1}{\frac{1}{35,355} + \frac{1}{4745} \cdot 7,892} = 33,392 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (112)$$

Celková výhřevná plocha výměníku:

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{26362}{33,392 \cdot 736,884} = 1,071 m^2 \quad (113)$$

Výpočet počtu řad trubek výměníku:

Plocha jedné řady trubek výměníku:

$$S_{1r} = n_{tr} \cdot S_1 = 5 \cdot 0,208737 = 1,083 m^2 \quad (114)$$

Počet řad trubek:

$$n_{\text{ř}} = \frac{S}{S_{1r}} = \frac{1,071}{1,083} = 0,988 \rightarrow 1 \quad (115)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Kontrola výpočtu výměníku:

$$\left(\frac{n_{\text{ř}} \cdot S_{1\text{r}}}{S} - 1\right) \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1,083}{1,071} - 1\right) \cdot 100 = 1,1 \% < 5 \% \quad (116)$$

7.9 Výměník tepla II

Všechny volené hodnoty jsou stejné jako u Výměníku tepla I. Stejným způsobem jako u Výměníku tepla I spočítáme rychlost proudění vody w_p , koeficient přestupu tepla k , celkovou potřebnou plochu a počet řad trubek Výměníku tepla II.

7.9.1 Výpočet výměníku tepla**Tab. 9 Zvolené rozměry Výměníku II**

Vnější průměr trubky D_{tr}	28 mm
Síla stěny	2,5 mm
Výška žebra	15 mm
Tloušťka žebra	1,5 mm
Počet žeber na metr délky	200

Výpočet počtu trubek n_{tr} , skutečné rychlosti w_p a průtočného průřezu f

Pro zvolenou hodnotu rychlost vody $w_v = 1 \text{ m/s}$ vypočítáme f :

$$f = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{w_p}$$

v_p – měrný objem pro střední hodnotu teplotu a tlaku vody výměníku, tedy

$$t_p = \frac{t_2 + t_1}{2}; p_p = \frac{p_2 + p_1}{2}$$

$$t_p = \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{53 + 40,2}{2} = 46,6^\circ\text{C} \quad (117)$$

$$p_p = \frac{p_2 + p_1}{2} = \frac{2,2 + 2,2}{2} = 2,2 \text{ bar}$$

z tabulek $v_p = 0,0010103 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$f = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{w_p} = \frac{0,339 \cdot 0,0010103}{1} = 0,0003425 \text{ m}^2 \quad (118)$$

Z vypočítaného průtočného průřezu f spočítáme počet trubek podle vztahu:

$$f = n_{\text{tr1}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{tr}}^2}{4} \rightarrow n_{\text{tr1}} = \frac{4 \cdot f}{\pi \cdot d_{\text{tr}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0003425}{\pi \cdot 0,023^2} = 0,82 \rightarrow 1 \text{ trubka} \quad (119)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Pro vypočítaný počet trubek si vypočítáme znovu f :

$$f = n_{tr1} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} = 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,023^2}{4} = 0,0004155 \text{ m}^2 \quad (120)$$

Pro nově vypočítané f si vypočteme skutečnou rychlost vody w_p :

$$w_p = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{f} = \frac{0,339 \cdot 0,0010103}{0,0004155} = 0,82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (121)$$

Zde rovněž budou v řadě 5 trubky vedle sebe, které jsou sériově zařazené.

$$n_{tr} = 5$$

Výpočet rychlosti proudění spalin w_{sp}

$$w_{sp} = \frac{V_s \cdot \frac{273 + t_s}{273}}{f_{spS}}$$

t_s – střední teplota spalin výměníku

$$t_s = \frac{t^I + t^{II}}{2} = \frac{500 + 59,5}{2} = 279,75 \text{ °C} \quad (122)$$

$$f_{sp} = (A \cdot B) - n_{tr} \cdot B \cdot [D_{tr} \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + D_z \cdot n_z \cdot t_z] \quad (123)$$

$$f_{sp} = (0,38 \cdot 0,38) - 5 \cdot 0,38 \cdot [0,028 \cdot (1 - 200 \cdot 0,0015) + 0,058 \cdot 200 \cdot 0,0015]$$

$$f_{sp} = 0,0741 \text{ m}^2$$

$$w_{sp} = \frac{V_s \cdot \frac{273 + t_s}{273}}{f_{spS}} = \frac{0,0204 \cdot \frac{273 + 279,75}{273}}{0,08474} = 0,4876 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (124)$$

Výpočet celkové výhřevné plochy (S) výměníku

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Výpočet Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

Přičemž $\Delta t_1 > \Delta t_2$, tedy:

$$\Delta t_1 = t^{II} - t_2 = 59,5 - 40,2 = 19,3 \text{ °C} \quad (125)$$

$$\Delta t_2 = t^I - t_3 = 500 - 53 = 447 \text{ °C} \quad (126)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{19,3 - 447}{\ln \frac{19,3}{447}} = 136,104 \text{ °C} \quad (127)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Výpočet součinitele prostupu tepla k

Pro žebrované trubky:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_1}{S_2}}$$

 S_1 – celková vnější plocha (spalinová) jedné trubky

$$S_1 = B \cdot \left[\pi \cdot D_{tr} \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + (\pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z) + \left(\frac{\pi}{2} \cdot n_z \cdot (D_z^2 - D_{tr}^2) \right) \right] \quad (128)$$

$$S_1 = 0,380 \cdot \left[\pi \cdot 0,028 \cdot (1 - 200 \cdot 0,0015) + (\pi \cdot 0,058 \cdot 200 \cdot 0,0015) + \left(\frac{\pi}{2} \cdot 200 \cdot (0,058^2 - 0,028^2) \right) \right]$$

$$S_1 = 0,352173 \text{ m}^2$$

 S_2 – celková vnitřní plocha jedné trubky

$$S_2 = B \cdot \pi \cdot d_{tr} = 0,380 \cdot \pi \cdot 0,023 = 0,027458 \text{ m}^2 \quad (129)$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{0,352173}{0,027458} = 12,826 \quad (130)$$

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla konvekcí z vnější strany α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot \epsilon \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}$$

 S_z – výhřevná plocha žeber :

$$S_z = \pi \cdot n_z \cdot B \cdot \left(\frac{D_z^2 - D_{tr}^2}{2} + D_z \cdot t_z \right) \quad (131)$$

$$S_z = \pi \cdot 200 \cdot 0,38 \cdot \left(\frac{0,058^2 - 0,028^2}{2} + 0,058 \cdot 0,0015 \right) = 0,32877 \text{ m}^2$$

 S_h – výhřevná plocha volných částí trubky, kde nejsou žebra

$$S_h = \pi \cdot D_{tr} \cdot B \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,028 \cdot 0,38 \cdot (1 - 200 \cdot 0,0015) = 0,02339 \text{ m}^2 \quad (132)$$

 $S = S_1$ – celková vnější plocha jedné žebrované trubky:

$$S = S_1 = S_h + S_z = 0,02339 + 0,32877 = 0,35217 \text{ m}^2 \quad (133)$$

 ψ_z – koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra $\psi_z = 0,85 \rightarrow$ pro žebra s kruhovým základem ϵ – součinitel znečištění $\epsilon = 0,0043$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

α_k – součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = C_Z \cdot C_S \cdot C_f \cdot \alpha_N$$

Koeficienty odečteny z nomogramů:

$$C_Z = 0,94 \rightarrow \text{(odečteno z nomogramu)}$$

Rozteč s_1 :

$$s_1 = 0,069 \text{ m}$$

Rozteč s_2 :

$$s_2 = \sqrt{s_1^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} = \sqrt{0,069^2 - \left(\frac{0,069}{2}\right)^2} = 0,05976 \text{ m} \quad (134)$$

Poměrná rozteč σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr}} = \frac{0,069}{0,028} = 2,46 \quad (135)$$

Poměrná rozteč σ_2 :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{0,065976}{0,028} = 2,13 \quad (136)$$

$$C_S = 1,06 \rightarrow \text{(odečteno z nomogramu)}$$

$$C_f = 1,06 \rightarrow \text{(odečteno z nomogramu)}$$

$$\alpha_N \cdot 0,86 = 17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \rightarrow \text{(odečteno z nomogramu)}$$

$$\alpha_k = C_Z \cdot C_S \cdot C_f \cdot \alpha_N = 0,94 \cdot 1,06 \cdot 1,06 \cdot \frac{17}{0,86} = 20,878 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (137)$$

λ_z – tepelná vodivost žebra:

$$\lambda_z = 33 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

E – součinitel efektivity žebra. Určuje se v závislosti na $\beta \cdot v_z$ a $\frac{D_z}{D_{tr}}$:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \quad (138)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 20,878}{0,0015 \cdot 33 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 20,878)}} = 25,8106$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

$$\beta \cdot v_{\dot{z}} = 25,8106 \cdot 0,015 = 0,387 \quad (139)$$

$$\frac{D_{\dot{z}}}{D_{tr}} = \frac{0,058}{0,028} = 2,0714 \quad (140)$$

$E = 0,97 \rightarrow$ (odečteno z nomogramu)

μ – součinitel rozšíření žebra

$$\mu = 1$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k} \quad (141)$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{0,32877}{0,35217} \cdot 0,97 \cdot 1 + \frac{0,02339}{0,35217} \right) \cdot \frac{0,85 \cdot 20,878}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 20,878} = 16,026 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla z vnitřní strany α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = \alpha_k = c_t \cdot \alpha_N$$

Hodnotu určíme z nomogramu.

$$\alpha_{2r} = \alpha_k = c_t \cdot \alpha_N = 0,69 \cdot 6530 = 4505,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (142)$$

Součinitel prostupu tepla k:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cel}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_1}{S_2}} = \frac{1}{\frac{1}{16,026} + \frac{1}{4505,7} \cdot 12,826} = 15,327 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (143)$$

Celková výhřevná plocha výměníku:

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{14536}{15,327 \cdot 136,1} = 6,968 \text{ m}^2 \quad (144)$$

Výpočet počtu řad trubek výměníku:

Plocha jedné řady trubek výměníku:

$$S_{1r} = n_{tr} \cdot S_1 = 5 \cdot 0,352173 = 1,7608 \text{ m}^2 \quad (145)$$

Počet řad trubek:

$$n_{\dot{r}} = \frac{S}{S_{1r}} = \frac{6,968}{1,7608} = 3,957 \rightarrow 4 \quad (146)$$

Kontrola výpočtu výměníku:

$$\left(\frac{n_{\dot{r}} \cdot S_{1r}}{S} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{4 \cdot 1,7608}{6,968} - 1 \right) \cdot 100 = 1\% < 5\% \quad (147)$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

7.10 Výměník tepla III

V poslední výměníku tepla budou použity nerezové trubky bez žebířek z toho důvodu, že je použit vzorec na výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při kondenzaci pro horizontální hladkou trubku.

7.10.1 Výpočet výměníku tepla**Tab. 10 Zvolené rozměry Výměníku III**

Vnější průměr trubky D_{tr}	28 mm
Síla stěny	2,5 mm

Výpočet počtu trubek n_{tr} , skutečné rychlosti w_p a průtočného průřezu f

Pro zvolenou hodnotu rychlosti vody $w_v = 1$ m/s vypočítáme f :

$$f = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{w_p}$$

v_p – měrný objem pro střední hodnotu teploty a tlaku vody výměníku, tedy

$$t_p = \frac{t_2 + t_1}{2}; p_p = \frac{p_2 + p_1}{2}$$

$$t_p = \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{40,2 + 40}{2} = 40,1^\circ\text{C} \quad (148)$$

$$p_p = \frac{p_2 + p_1}{2} = \frac{2,2 + 2,2}{2} = 2,2 \text{ bar} \quad (149)$$

z tabulek $v_p = 0,0010078 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$f = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{w_p} = \frac{0,339 \cdot 0,0010078}{1} = 0,0003416 \text{ m}^2 \quad (150)$$

Z vypočítaného průtočného průřezu f spočítáme počet trubek podle vztahu:

$$f = n_{tr1} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \rightarrow n_{tr1} = \frac{4 \cdot f}{\pi \cdot d_{tr}^2} = \frac{4 \cdot 0,0003416}{\pi \cdot 0,023^2} = 0,82 \rightarrow 1 \text{ trubka} \quad (151)$$

Pro vypočítaný počet trubek si vypočítáme znovu f :

$$f = n_{tr1} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} = 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,023^2}{4} = 0,0004155 \text{ m}^2 \quad (152)$$

Pro nově vypočítané f si vypočteme skutečnou rychlost vody w_p :

$$w_p = \frac{\dot{m}_v \cdot v_p}{f} = \frac{0,339 \cdot 0,0010078}{0,0004155} = 0,82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (153)$$

Volím 7 trubek vedle sebe, aby byl proud spalin rovnoměrně rozdělen do více proudů.

$$n_{tr} = 7$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Výpočet rychlosti proudění spalin w_{sp}

$$w_{sp} = \frac{V_s \cdot \frac{273 + t_s}{273}}{f_{spS}}$$

t_s – střední teplota spalin výměníku

$$t_s = \frac{t^{II} + t^{III}}{2} = \frac{59,5 - 40,2}{2} = 52,25 \text{ °C} \quad (154)$$

$$f_{sp} = (A \cdot B) - n_{tr} \cdot B \cdot D_{tr} = (0,38 \cdot 0,38) - 7 \cdot 0,38 \cdot 0,028 \quad (155)$$

$$f_{sp} = 0,06992 \text{ m}^2$$

$$w_{sp} = \frac{V_s \cdot \frac{273 + t_s}{273}}{f_{spS}} = \frac{0,0204 \cdot \frac{273 + 52,25}{273}}{0,06992} = 0,347 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (156)$$

Výpočet celkové výhřevné plochy (S) výměníku

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Výpočet Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

Přičemž $\Delta t_1 > \Delta t_2$, tedy:

$$\Delta t_1 = t^{III} - t_1 = 45 - 40 = 5 \text{ °C} \quad (157)$$

$$\Delta t_2 = t^{II} - t_2 = 59,5 - 40,2 = 19,3 \text{ °C} \quad (158)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{5 - 19,3}{\ln \frac{5}{19,3}} = 10,58 \text{ °C} \quad (159)$$

Výpočet součinitele prostupu tepla k

Pro trubky:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{D_{tr} \cdot \alpha_{1r}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot \frac{D_{tr}}{d_{tr}}} + \frac{1}{d_{tr} \cdot \alpha_{2r}}}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při kondenzaci z vnější strany α_{1r} :

$$\alpha_r = \left(\frac{g \cdot r \cdot (\rho_f - \rho_v) \cdot \lambda_k^3}{4 \cdot \vartheta \cdot (t_{sat} - t_w) \cdot D_{tr}} \right) = \left(\frac{9,81 \cdot 2260000 \cdot (989,65 - 0,8679) \cdot 0,641^3}{4 \cdot 0,572 \cdot 10^{-6} \cdot (59,5 - 45) \cdot 0,028} \right)^{0,25} \quad (160)$$

$$\alpha_r = 8879 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

g – tíhové zrychlení

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

r – latentní teplo vody

$$r = 2,26 \frac{MJ}{kg}$$

ρ_f – hustota kondenzátu při teplotě $t_s = 52,25 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rho_f = 986,65 \frac{kg}{m^3}$$

ρ_v – hustota spalín při teplotě $t_s = 59,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rho_v = \rho_{sv} \cdot \frac{273}{t + 273} \cdot \frac{p}{0,101325} = 1,071 \cdot \frac{273}{59,5 + 273} \cdot \frac{0,1}{0,101325} \quad (161)$$

$$\rho_v = 0,8679 \frac{kg}{m^3}$$

λ_k – součinitel tepelné vodivosti kondenzátu při teplotě $t_s = 52,25 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\lambda_k = 0,641 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

ϑ – kinematická vizkozita kondenzátu při teplotě $t_s = 52,25 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\vartheta = 0,572 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

t_{sat} – teplota kondenzace

$$t_{sat} = 59,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

t_w – teplota stěny

$$t_w = 45 \text{ }^\circ\text{C}$$

Vzorec součinitele přestupu tepla konvekcí při kondenzaci je pro čistou páru. Obsahuje-li pára nekondenzující plyny, tak se snižuje součinitel přestupu tepla. V našem případě je vodní pára zastoupena ve spalínách pouze z 19,92%. Proto výsledný součinitel přestupu tepla bude:

$$\alpha_{1r} = \alpha_{1r} \cdot 0,1992 = 8879 \cdot 0,1992 = 1768 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (162)$$

λ – tepelná vodivost trubky:

$$\lambda = 33 \frac{W}{m \cdot K}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla z vnitřní strany α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = \alpha_k = c_t \cdot \alpha_N$$

Hodnotu určíme z nomogramu.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

$$\alpha_{2r} = \alpha_k = c_t \cdot \alpha_N = 0,6 \cdot 6600 = 3960 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (163)$$

Součinitel prostupu tepla k:

$$k = \frac{\frac{1}{D_{tr}}}{\frac{1}{D_{tr} \cdot \alpha_{1r}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D_{tr}}{d_{tr}} + \frac{1}{d_{tr} \cdot \alpha_{2r}}}$$

$$k = \frac{\frac{1}{0,028}}{\frac{1}{0,028 \cdot 1768} + \frac{1}{2 \cdot 33} \cdot \ln \frac{0,028}{0,023} + \frac{1}{0,023 \cdot 3960}} \quad (163)$$

$$k = 1045 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celková výhřevná plocha výměníku:

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{451,2}{1045 \cdot 10,58} = 0,0408 \text{ m}^2 \quad (164)$$

Výpočet počtu řad trubek výměníku:

Plocha jedné řady trubek výměníku:

$$S_{1r} = n_{tr} \cdot S_1 = 7 \cdot 0,033427 = 2,33989 \text{ m}^2 \quad (165)$$

Počet řad trubek:

$$n_{ř} = \frac{S}{S_{1r}} = \frac{0,0408}{2,33989} = 0,174 \rightarrow 1 \quad (166)$$

Kontrola výpočtu výměníku:

$$\left(\frac{n_{ř} \cdot S_{1r}}{S} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 2,33989}{0,0408} - 1 \right) \cdot 100 = 5635\% > 5\% \quad (167)$$

Z kontroly vyplývá, že plocha posledního výměníku, kde kondenzují spaliny, je mnohonásobně větší, než je potřeba. Což nám nevadí, protože budeme mít větší pravděpodobnost, že vystupující spaliny z kotle budou vychlazené pod rosným bodem.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

8. Ekonomické zhodnocení**8.1 Ekonomické zhodnocení současného stavu**

Celková cena zaplacená za vytápění dle faktur (Tab.11) za rok 2013 činila N_{celk} 290 746 Kč

Tab. 11 Ceny tepla zaplacené v jednotlivých měsících za rok 2013

		2013	Cena základ	Cena vč. DPH 15%
Období		GJ/měsíc	Kč	Kč
1.12.2013	31.12.2013	97,64	47677,612	
1.11.2013	30.11.2013	74,814	36531,6762	
1.10.2013	31.10.2013	4,101	2002,5183	
1.9.2013	30.9.2013	0	0	
1.8.2013	31.8.2013	0	0	
1.7.2013	31.7.2013	0	0	
1.6.2013	30.6.2013	0	0	
1.5.2013	31.5.2013	0	0	
1.4.2013	30.4.2013	40,239	19648,7037	
1.3.2013	31.3.2013	88,727	43325,3941	
1.2.2013	28.2.2013	91,809	44830,3347	
1.1.2013	31.1.2013	120,431	58806,4573	
		CELKEM	252 823	290 746

Nyní určíme celkovou částku za vytápění za 20 let provozu, přičemž uvažujeme zvýšení cen energií v průměru o 6 % ročně

$$N_{\text{celk},20} = N_{\text{celk},1} + \sum_{i=2}^{20} (N_{\text{celk},i-1} + N_{\text{celk},i-1} \cdot Z) = 10\,695\,264 \text{ Kč}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Tab. 12 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech

	Ncelk [Kč]
1 rok	290 746
2 rok	308 191
3 rok	326 682
4 rok	346 283
5 rok	367 060
6 rok	389 084
7 rok	412 429
8 rok	437 174
9 rok	463 405
10 rok	491 209
11 rok	520 682
12 rok	551 923
13 rok	585 038
14 rok	620 140
15 rok	657 349
16 rok	696 790
17 rok	738 597
18 rok	782 913
19 rok	829 888
20 rok	879 681
suma	10 695 264

8.2 Ekonomické zhodnocení se zapojením s klasickým kotlem

8.2.1 Pořizovací náklady

Tab. 13 Pořizovací náklady u klasického kotle

Č.P.	Předmět	počet	cena bez DPH	cena včetně DPH 21%
1	Klasický kotel Ferroli, model PEGASUS LN2S 87	1	98590	
2	Hydrodynamický vyrovnávač tlaku o průtoku 8 m ³ /h	1	7600	
3	Nerezová komínová sestava	1	17378	
4	Potrubí, armatury a další zařízení	-	6523	
5	Montáž a izolace potrubí	-	9950	
6	Elektroinstalace	-	2200	
7	Uvedení do provozu vč. Revizí	-	3800	
SUMA			146 041	176 710

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Celkové pořizovací náklady činí $N_{\text{pořiz,klas}}$ 176 710 Kč.

8.2.2 Náklady na vytápění zemním plynem

Pro výpočet uvažujeme jako dodavatele zemního plynu společnost Jihomoravská plynárenská a.s. Výpočty se vztahují k množství dodané energie v podobě zemního plynu nad 65 000 kWh za rok.

Celkové teplo pro vytápění	$Q_{\text{celk,r}}$	143 822,5 kWh
Účinnost klasického kotle	η_{klas}	92%
Cena plynu při odběru nad 65000 kWh za rok	C_p	1,11540 Kč/kWh
Měsíční paušál při odběru nad 65000 kWh za rok	C_m	150 Kč/měsíc
Meziroční průměrné navýšení cen	Z	6 %

Energie potřebná pro vytápění s uvažováním účinnosti kotle $Q_{\text{celk,r},\eta}$ [kWh]:

$$Q_{\text{celk,r},\eta} = \frac{Q_{\text{celk,r}}}{\eta} = \frac{143\,822,5}{0,92} = 156\,328,8 \text{ kWh}$$

Celková cena za vytápění ZP v prvním roce $N_{\text{celk,klas},1}$ se určí jako:

$$N_{\text{celk,klas},1} = Q_{\text{celk,r},\eta} \cdot C_p + C_m \cdot 12 = 176\,169,15 \text{ Kč}$$

Roční úspora:

$$V = N_{\text{celk}} - N_{\text{celk,klas},1} = 290\,746 - 176\,169 = 114\,577 \text{ Kč}$$

Nyní určíme celkovou částku za vytápění za 20 let provozu, přičemž uvažujeme zvýšení cen energií v průměru o 6 % ročně.

$$N_{\text{celk,klas},20} = N_{\text{celk,klas},1} + \sum_{i=2}^{20} (N_{\text{celk,klas},i-1} + N_{\text{celk,klas},i-1} \cdot Z) = 6\,480\,486 \text{ Kč}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Tab. 14 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech

	Ncelk,klas [Kč]
1 rok	176 169
2 rok	186 739
3 rok	197 944
4 rok	209 820
5 rok	222 409
6 rok	235 754
7 rok	249 899
8 rok	264 893
9 rok	280 787
10 rok	297 634
11 rok	315 492
12 rok	334 422
13 rok	354 487
14 rok	375 756
15 rok	398 302
16 rok	422 200
17 rok	447 532
18 rok	474 383
19 rok	502 846
20 rok	533 017
suma	6 480 486

Vyhodnocení:

Vyhodnocení provedeme součtem pořizovací ceny kondenzačního kotle včetně příslušenství, celkových nákladů na vytápění a ohřev TV a elektrickou energii za 20 let.

Cena kotle s příslušenstvím a montáží vč. DPH	$N_{\text{pořiz}}$	176 710 Kč
Celková částka za náklady	$N_{\text{celk,klas,1}}$	176 169 Kč
Roční úspora	V	114 577 Kč

Celková částka za náklady za 20 let	$N_{\text{celk,klas,20}}$	6 480 486 Kč
-------------------------------------	---------------------------	--------------

Celková cena:

$$N = N_{\text{pořiz}} + N_{\text{celk,klas,20}} = 176 710 + 6 480 486 = 6 657 196 \text{ Kč}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Návratnost investiceHodnoty pro výpočet:

Pořizovací náklady	$N_i = 176\,710$ Kč
Provozní náklady	$N_p = 10\,000$ Kč/rok
Životnost	$T_z = 20$ let
Roční úspora	$V = 114\,577$ Kč
Diskontní sazba	$d_s = 0,05$ %

Roční přínos CF:

$$CF = V - N_p = 114\,577 - 10\,000 = 104\,577 \text{ Kč}$$

Prostá doba návratnosti:

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{176\,710}{104\,577} = 1,6897 \text{ roku}$$

Reálná doba návratnosti (respektuje časovou hodnotu peněz):

$$T_s = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - T_o \cdot d_s}\right)}{\ln(1 + d_s)} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - 1,6897 \cdot 0,0005}\right)}{\ln(1 + 0,0005)} = 1,69 \text{ roku}$$

Příklad výpočtu DCF:

$$DCF = CF \cdot (1 - d_s)^r = 104\,577 \cdot (1 + 0,0005)^1 = 104\,525 \text{ Kč}$$

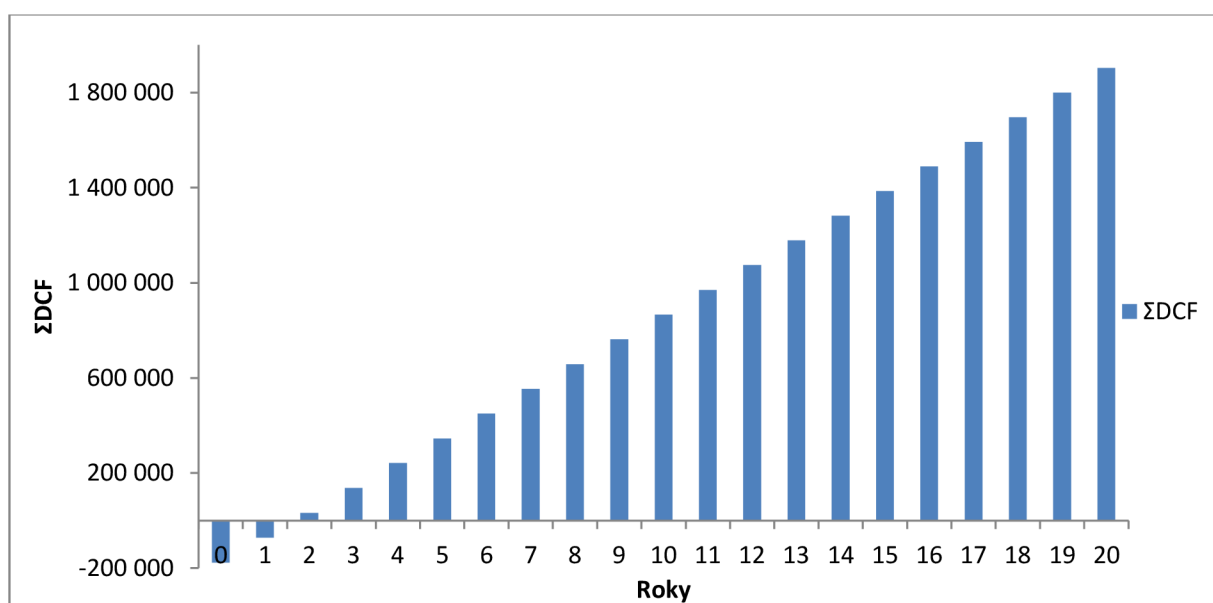
Příklad výpočtu Σ DCF:

$$\Sigma DCF_r = DCF_r + \Sigma DCF_{r-1} = 104\,525 + (-176\,710) = -72\,185 \text{ Kč}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Tab. 15 Diskontovaný cash flow

rok	Ni	CF	DCF	ΣDCF
0	176 710	-176 710	-176 710	-176 710
1		104 577	104 525	-72 185
2		104 577	104 472	32 287
3		104 577	104 420	136 707
4		104 577	104 368	241 075
5		104 577	104 316	345 391
6		104 577	104 264	449 655
7		104 577	104 212	553 866
8		104 577	104 159	658 026
9		104 577	104 107	762 133
10		104 577	104 055	866 188
11		104 577	104 003	970 192
12		104 577	103 951	1 074 143
13		104 577	103 899	1 178 042
14		104 577	103 847	1 281 890
15		104 577	103 795	1 385 685
16		104 577	103 744	1 489 429
17		104 577	103 692	1 593 120
18		104 577	103 640	1 696 760
19		104 577	103 588	1 800 348
20		104 577	103 536	1 903 884



Graf 3 Diskontovaný cash flow

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

8.3 Ekonomické zhodnocení se zapojením s kondenzačním kotlem

Postup ekonomického zhodnocení bude podobné jako v kapitole 8.2

8.3.1 Pořizovací náklady

Tab. 16 Pořizovací náklady u kondenzačního kotle

Č.P.	Předmět	počet	cena bez DPH	cena včetně DPH 21%
1	Kondenzační kotel ADISA ADI CD 85	1	110 990	
2	Hydrodynamický vyrovnávač tlaku o průtoku 8 m ³ /h	1	7600	
3	Nerezová komínová sestava	1	17 378	
4	Potrubí, armatury a další zařízení	-	7323	
5	Montáž a izolace potrubí	-	9950	
6	Elektroinstalace	-	2200	
7	Uvedení do provozu vč. Revizí	-	3800	
SUMA			159 241	192 682

Celkové pořizovací náklady činí $N_{\text{pořiz,kond}}$ 192 682 Kč.

8.3.2 Náklady na vytápění zemním plynem

Celkové teplo pro vytápění	$Q_{\text{celk,r}}$	143 822,5 kWh
Účinnost kondenzačního kotle	η_{kond}	104%
Cena plynu při odběru nad 65000 kWh za rok	C_p	1,11540 Kč/kWh
Měsíční paušál při odběru nad 65000 kWh za rok	C_m	150 Kč/měsíc
Meziroční průměrné navýšení cen	Z	6 %

$$Q_{\text{celk,r},\eta} = \frac{Q_{\text{celk,r}}}{\eta} = \frac{143\,822,5}{1,04} = 138\,291 \text{ kWh}$$

$$N_{\text{celk,kond},1} = Q_{\text{celk,r},\eta} \cdot C_p + C_m \cdot 12 = 156\,050 \text{ Kč}$$

$$V = N_{\text{celk}} - N_{\text{celk,kond},1} = 290\,746 - 156\,050 = 134\,696 \text{ Kč}$$

$$N_{\text{celk,kond},20} = N_{\text{celk,kond},1} + \sum_{i=2}^{20} (N_{\text{celk,kond},i-1} + N_{\text{celk,kond},i-1} \cdot Z) = 5\,740\,378 \text{ Kč}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Tab. 17 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech

	N _{celk,kond} [Kč]
1 rok	156 050
2 rok	165 413
3 rok	175 337
4 rok	185 858
5 rok	197 009
6 rok	208 830
7 rok	221 359
8 rok	234 641
9 rok	248 719
10 rok	263 643
11 rok	279 461
12 rok	296 229
13 rok	314 003
14 rok	332 843
15 rok	352 813
16 rok	373 982
17 rok	396 421
18 rok	420 206
19 rok	445 419
20 rok	472 144
suma	5 740 378

Vyhodnocení

Vyhodnocení provedeme součtem pořizovací ceny kondenzačního kotle včetně příslušenství, celkových nákladů na vytápění a ohřev TV a elektrickou energii za 20 let.

Cena kotle s příslušenstvím a montáží vč. DPH	$N_{\text{pořiz}}$	192 682 Kč
Celková částka za náklady	$N_{\text{celk,kond,1}}$	156 050 Kč
Roční úspora	V	134 696 Kč
Celková částka za náklady za 20 let	$N_{\text{celk,kond,20}}$	5 740 378 Kč

Celková cena

$$N = N_{\text{pořiz}} + N_{\text{celk,kond,20}} = 192\,682 + 5\,740\,378 = 5\,933\,060 \text{ Kč}$$

Návratnost investice

Hodnoty pro výpočet:

Pořizovací náklady	$N_i = 192\,682 \text{ Kč}$
Provozní náklady	$N_p = 15\,000 \text{ Kč/rok}$
Životnost	$T_z = 20 \text{ let}$
Roční úspora	$V = 134\,696 \text{ Kč}$
Diskontní sazba	$d_s = 0,05 \%$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Roční přínos CF:

$$CF = V - N_p = 134\,696 - 15\,000 = 119\,696 \text{ Kč}$$

Prostá doba návratnosti:

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{192\,682}{119\,696} = 1,6097 \text{ roku}$$

Reálná doba návratnosti (respektuje časovou hodnotu peněz):

$$T_s = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - T_o \cdot d_s}\right)}{\ln(1 + d_s)} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - 1,6097 \cdot 0,0005}\right)}{\ln(1 + 0,0005)} = 1,61 \text{ roku}$$

Příklad výpočtu DCF:

$$DCF = CF \cdot (1 - d_s)^r = 119\,682 \cdot (1 + 0,0005)^1 = 119\,636 \text{ Kč}$$

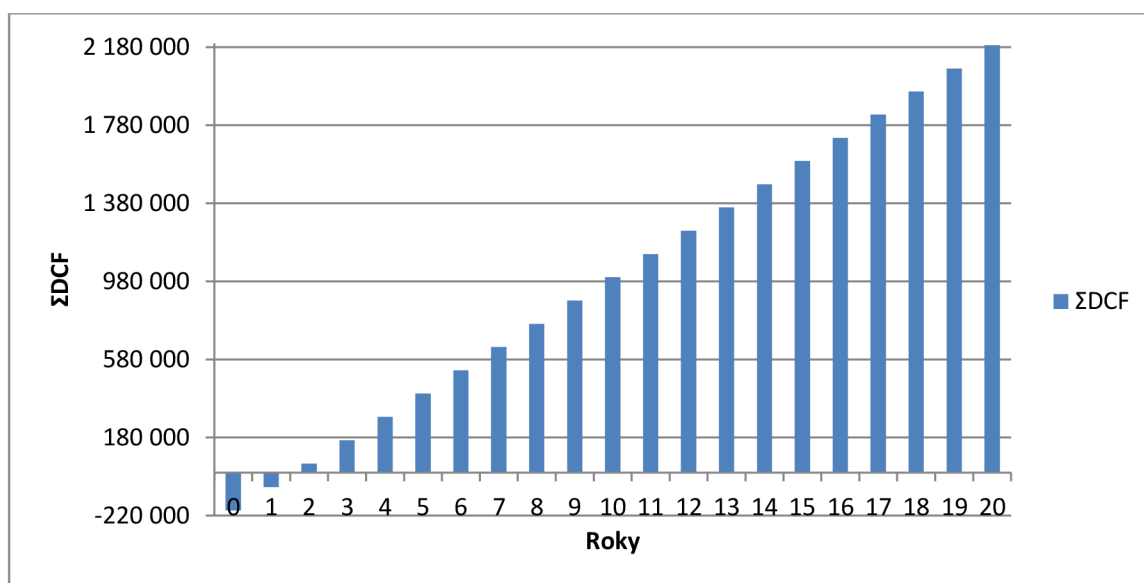
Příklad výpočtu ΣDCF :

$$\Sigma DCF_r = DCF_r + \Sigma DCF_{r-1} = 119\,636 + (-192\,682) = -73\,046 \text{ Kč}$$

Tab. 18 Diskontovaný cash flow

rok	Ni	CF	DCF	ΣDCF
0	192 682	-192 682	-192 682	-192 682
1		119 696	119 636	-73 046
2		119 696	119 576	46 530
3		119 696	119 517	166 047
4		119 696	119 457	285 504
5		119 696	119 397	404 901
6		119 696	119 337	524 238
7		119 696	119 278	643 516
8		119 696	119 218	762 734
9		119 696	119 158	881 892
10		119 696	119 099	1 000 991
11		119 696	119 039	1 120 031
12		119 696	118 980	1 239 010
13		119 696	118 920	1 357 931
14		119 696	118 861	1 476 792
15		119 696	118 801	1 595 593
16		119 696	118 742	1 714 335
17		119 696	118 683	1 833 018
18		104 577	118 623	1 951 641
19		104 577	118 564	2 070 205
20		104 577	118 505	2 188 710

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL



Graf 4 Diskontovaný cash flow

8.4 Ekonomické zhodnocení s tepelným čerpadlem

8.4.1 Pořizovací náklady

Č.P.	Předmět	počet	cena bez DPH	cena včetně DPH 21%
1	Tepelné čerpadlo AC Heating Convert AW 55-3P	1	459 900	
2	Regulační systém xCC Pro	1	29 900	
3	Akumulační nádrž PSM 2500 I	1	33 600	
4	Elektrokotel DAKON DALINE PTE 36	1	23 250	
5	Potrubí, armatury a další zařízení	-	9 630	
6	Montáž a izolace potrubí	-	23 260	
7	Elektroinstalace	-	3 500	
8	Uvedení do provozu vč. Revizí	-	5 500	
SUMA			588 540	712 133,4

Graf 5 Pořizovací náklady u tepelného čerpadla

8.4.2 Náklady na elektrickou energii

Náklady na elektrickou energii spotřebovanou pro provoz TČ za první rok:

Tarif C 56d vysoký	T_{vys}	1973,- Kč/MWh
Tarif C 56d nízký	T_{niz}	1595,- Kč/MWh
D 56d jistič nad 3x25 A do 3x32 A	J	1536,- Kč/měsíc
Stálý měsíční plat za elektřinu	S_e	48,- Kč/měsíc
Meziroční zvýšení cen	Z	6 %

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Celkovou spotřebu S [kWh] pro vytápění spočítáme z potřebného tepla a průměrného COP za otopné období,

$$S = \frac{Q_{\text{celk},r}}{\text{COP}} = \frac{143822500}{2,91} = 49,42353952 \text{ MWh/rok}$$

Spotřeba elektrické energie pro vytápění S 49,42353952 MWh/rok

Cena elektrické energie spotřebované za první rok na vytápění $N_{\text{vyt},1}$ [Kč]. Ve výpočtu uvažujeme s tarifem, který je rozdělen na nízký tarif, který je v účinnosti 22 hodin denně. Zbývající 2 hodiny jsou určeny pro provoz ve vysokém tarifu.

$$\begin{aligned} N_{\text{VYT},1} &= T_{\text{vys}} \cdot S \cdot \frac{1}{12} + T_{\text{niz}} \cdot S \cdot \frac{11}{12} = 1973 \cdot 49,42354 \cdot \frac{1}{12} + 1595 \cdot 49,42354 \cdot \frac{11}{12} \\ &= 80\,387 \text{ Kč} \end{aligned}$$

Platba za příkon dle hodnoty hlavního jističe před elektroměrem a stálý měsíční plat za elektřinu za první rok.

$$N_{\text{jistič},T\check{c},1} = 12 \cdot S_e + 12 \cdot J = 12 \cdot 48 + 12 \cdot 1536 = 19\,008 \text{ Kč}$$

Náklady na elektrickou energii spotřebovanou pro provoz elektrokotle za první rok:

Tarif C02d	T_{vys}	2 158,23 Kč/MWh
C02d jistič nad 3x50 A do 3x63 A	J	246 Kč/měsíc
Stálý měsíční plat za elektřinu	S_e	48,- Kč/měsíc
Meziroční průměrné navýšení cen	Z	6 %
Spotřeba el. energie elektrokotlem	S_{elk}	10,771 MWh/rok

$$N_{\text{elk},1} = T_{\text{vys}} \cdot S_{\text{elk}} = 2158,23 \cdot 10,771 = 23\,246 \text{ Kč}$$

Platba za příkon dle hodnoty hlavního jističe před elektroměrem a stálý měsíční plat za elektřinu za první rok.

$$N_{\text{jistič},\text{elk},1} = 12 \cdot S_e + 12 \cdot J = 12 \cdot 48 + 12 \cdot 246 = 3\,528 \text{ Kč}$$

Tedy celkovou cenu, kterou zaplatíme za elektřinu za první rok, vypočítáme z následujícího vzorce.

$$\begin{aligned} N_{\text{celk},T\check{c},1} &= N_{\text{VYT},1} + N_{\text{jistič},T\check{c},1} + N_{\text{elk},1} + N_{\text{jistič},\text{elk},1} \\ &= 80\,387 + 19\,008 + 23\,246 + 3\,528 = 126\,169 \text{ Kč} \end{aligned}$$

Roční úspora:

$$V = N_{\text{celk}} - N_{\text{celk},T\check{c},1} = 290\,746 - 126\,169 = 164\,577 \text{ Kč}$$

Nyní je nutné propočítat, jak se bude cena vyvíjet v příštích 20 letech a zjistit celkovou cenu, kterou za elektřinu zaplatíme.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

$$N_{\text{celk},\text{TČ},20} = N_{\text{celk},\text{TČ},1} + \sum_{i=2}^{20} (N_{\text{celk},\text{TČ},i-1} + N_{\text{celk},\text{TČ},i-1} \cdot Z) = 4\,641\,210 \text{ Kč}$$

Náklady na elektrickou energii při odběru energie za 20 let při nárůstu energie o 6% za rok jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 19 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech

	N _{celk,TČ} [Kč]
1 rok	126 169
2 rok	133 739
3 rok	141 764
4 rok	150 270
5 rok	159 286
6 rok	168 843
7 rok	178 973
8 rok	189 712
9 rok	201 095
10 rok	213 160
11 rok	225 950
12 rok	239 507
13 rok	253 877
14 rok	269 110
15 rok	285 257
16 rok	302 372
17 rok	320 514
18 rok	339 745
19 rok	360 130
20 rok	381 738
suma	4 641 210

Náklady na elektřinu v Kč v jednotlivých letech při 6% zvýšení ceny elektrické energie za rok

Vyhodnocení

Vyhodnocení provedeme součtem pořizovací ceny tepelného čerpadla a elektro kotle včetně příslušenství, celkových nákladů na vytápění a elektrickou energii za 20 let.

Cena TČ S příslušenstvím a montáží vč. DPH	$N_{\text{pořiz}}$	712 133 Kč
Celková částka za náklady	$N_{\text{celk},\text{TČ},1}$	126 169 Kč
Roční úspora	V	164 577Kč
Celková částka za náklady za 20 let	$N_{\text{celk},\text{TČ},20}$	4 641 210 Kč

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Celková cena

$$N = N_{\text{pořiz}} + N_{\text{celk}, \text{TČ}, 20} = 712\,133 + 4\,641\,210 = 5\,353\,343 \text{ Kč}$$

Návratnost investice

Hodnoty pro výpočet:

Pořizovací náklady	$N_i = 712\,133 \text{ Kč}$
Provozní náklady	$N_p = 24\,000 \text{ Kč/rok}$
Životnost	$T_z = 20 \text{ let}$
Roční úspora	$V = 164\,577 \text{ Kč}$
Diskontní sazba	$d_s = 0,05 \%$

Roční přínos CF:

$$CF = V - N_p = 164\,577 - 24\,000 = 140\,577 \text{ Kč}$$

Prostá doba návratnosti:

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{712\,133}{140\,577} = 5,0657 \text{ roku}$$

Reálná doba návratnosti (respektuje časovou hodnotu peněz):

$$T_s = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - T_o \cdot d_s}\right)}{\ln(1 + d_s)} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - 5,0657 \cdot 0,0005}\right)}{\ln(1 + 0,0005)} = 5,07 \text{ roku}$$

Příklad výpočtu DCF:

$$DCF = CF \cdot (1 - d_s)^r = 140\,577 \cdot (1 + 0,0005)^1 = 140\,506 \text{ Kč}$$

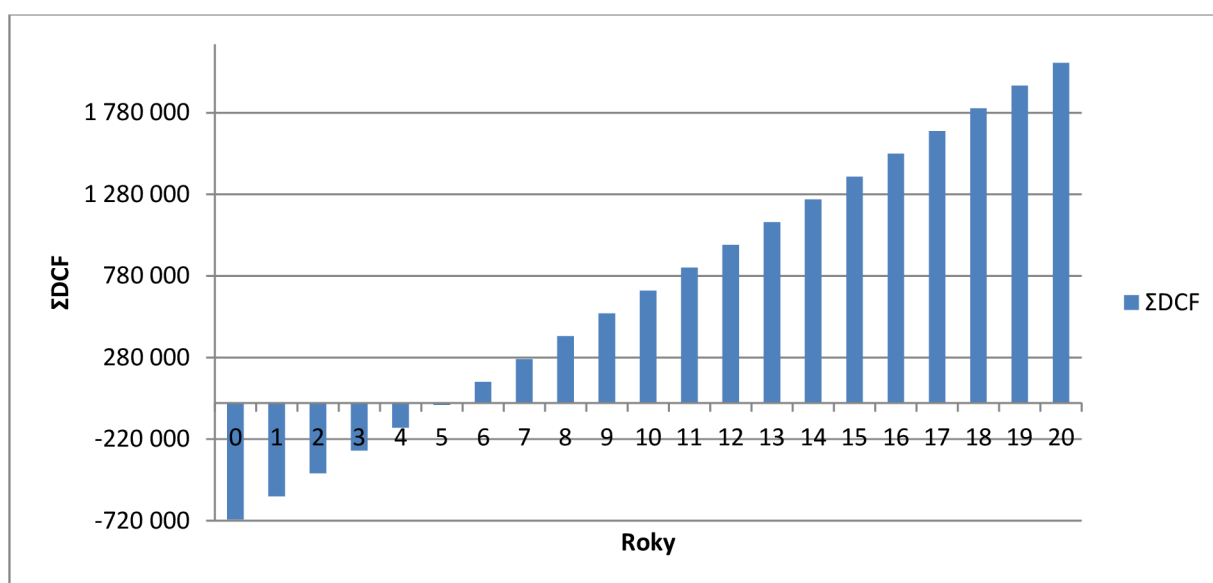
Příklad výpočtu Σ DCF:

$$\Sigma DCF_r = DCF_r + \Sigma DCF_{r-1} = 140\,506 + (-712\,133) = -571\,626 \text{ Kč}$$

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Tab. 20 Diskontovaný cash flow

rok	Ni	CF	DCF	ΣDCF
0	712 133	-712 133	-712 133	-712 133
1		140 577	140 507	-571 626
2		140 577	140 436	-431 190
3		140 577	140 366	-290 824
4		140 577	140 296	-150 528
5		140 577	140 226	-10 302
6		140 577	140 156	129 854
7		140 577	140 086	269 940
8		140 577	140 016	409 956
9		140 577	139 946	549 901
10		140 577	139 876	689 777
11		140 577	139 806	829 583
12		140 577	139 736	969 319
13		140 577	139 666	1 108 985
14		140 577	139 596	1 248 581
15		140 577	139 526	1 388 107
16		140 577	139 457	1 527 564
17		140 577	139 387	1 666 950
18		140 577	139 317	1 806 268
19		140 577	139 248	1 945 515
20		140 577	139 178	2 084 693

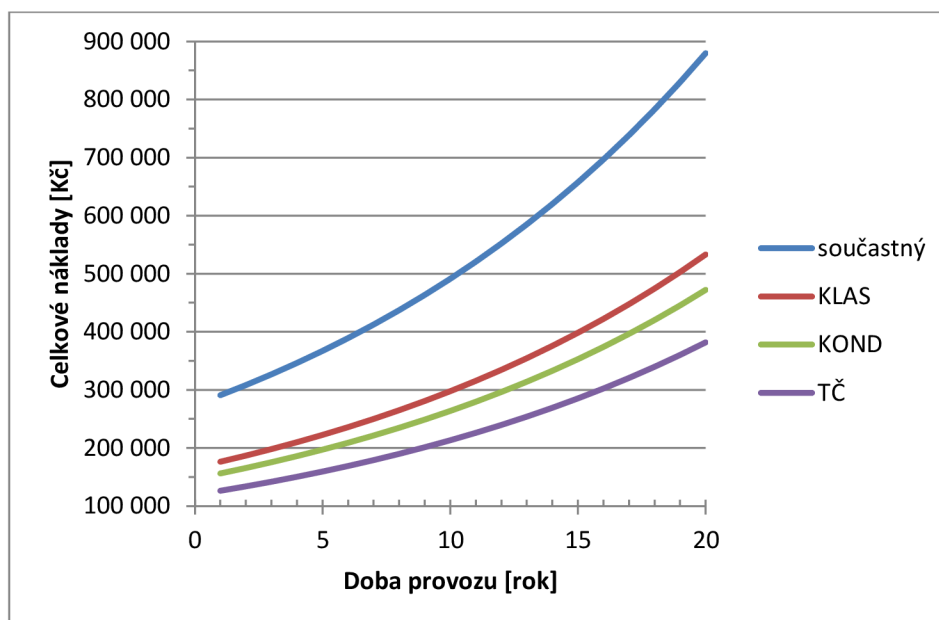


Graf 6 Diskontovaný cash flow

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

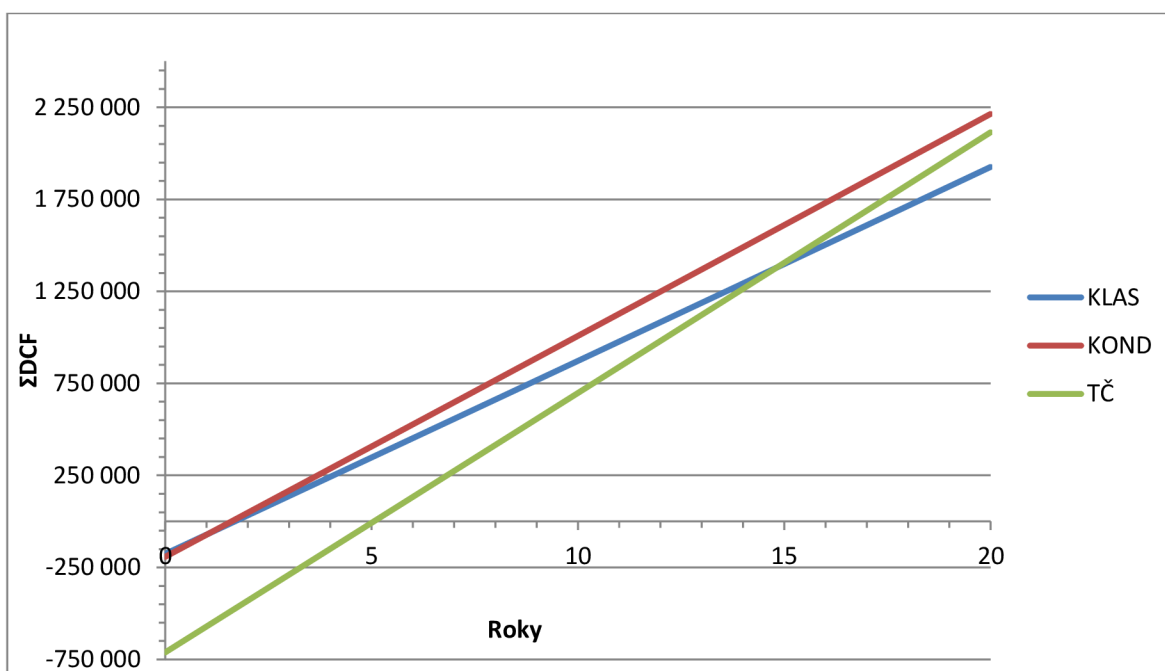
8.5 Celkové zhodnocení

Předpokládaný vývoj cen uvažovaných zdrojů tepla



Graf 7 Stanovení celkových nákladů uvažovaných zdrojů tepla s ročním předpokládaným 6% zvyšováním cen po dobu 20 let

Z Grafu 8 je patrné, že návratnost investic do kondenzačního a klasického kotle, je to tři let, proti tomu, návratnost investic do tepelného čerpadla, je přes pět let.



Graf 8 Doba návratnosti jednotlivých soustav za 20 let

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

9. Závěr

Cílem této diplomové práce je náhrada výměníkové stanice pára/voda za plynový kotel. Dle dohody jsem k navrhovaným variantám plynových kotlů přidal variantu využití tepelného čerpadla jako zdroje tepla.

Práce je rozdělena celkem na osm kapitol. V úvodní kapitole je popsána problematika a cíl práce. V druhé kapitole je uveden základní popis spalování, stručný přehled používaných kotlů na zemní plyn a tepelných čerpadel s podrobným přehledem o používaných konstrukčních koncepcích kondenzačních kotlů. Třetí kapitola popisuje konkrétní objekt a současný stav výměníkové stanice. Čtvrtá kapitola je věnována výpočtu potřeby tepla. Pátá kapitola je věnována volbě možných zdrojů tepla. V šesté kapitole je uveden návrh řešení plynové kotelny s kondenzačním kotlem. Sedmá kapitola se zabývá návrhem kondenzačního kotle a výpočet teplosměnných ploch. Výpočty byly prováděny v tabulkovém editoru MS Excel a přepsány do závěrečné zprávy. Výpočty, které se v mé práci nalézají, byly s velkou měrou čerpány z [1]. Poslední kapitola je věnována technicko – ekonomické analýze navržených variant.

Koncepce kotelny v budově firmy Enbra je původní, ještě z doby, kdy byla budova postavena. Rozvod tepla je dimenzován na nezateplenou budovu a je v současné době neekonomický a to z důvodu, že výkon výměníku je využíván pouze z minimální části.

Mnou navrhovaný kotel je počítán jako kondenzační, ale kondenzace bude závislá na stupni zatížení. Znamená to, že při potřebě vyššího teplotního spádu, nebude docházet na posledním výměníku ke kondenzaci a kotel se bude chovat jako nízkoteplotní kotel (nízkoteplotní výměník je závislý na teplotě vstupní topné vody z radiátorů).

Z ekonomického zhodnocení vyplývá, že současné náklady na vytápění jsou tak vysoké, že jakákoli investice do nového zdroje tepla je o mnoho výhodnější, než udržovat současný neefektivní stav. Ve svém návrhu řešení jsem zvolil kondenzační kotel. Návratnost investic je za 1,6 roku. Při dvacetiletém provozu bude úspora činit 2 188 710 Kč.

Příloha je rozdělena na dvě části. V první části je zobrazen model kotle, který je navržen podle vypočítaných parametrů. Druhá část obsahuje výkresy technické dokumentace teplosměnných ploch a spalínového tahu kotle.

Domnívám se, že hlavní vytyčené cíle uvedené v úvodu diplomové práce byly úspěšně naplněny, a tudíž práce splnila svoje poslání.

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

10. Použité informační zdroje

- [1] Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, 212s, ČVUT, Praha 2007, ISBN 978-80-01-03757-7
- [2] Lázňovský, M., Kubín, M., Fischer, P., Vytápění rodinných domků, 488s, Praha: Nakladatelství T. Malina, 1996, IBSN 80-901975-2-3
- [3] Jícha, M.: Přenos tepla a látky, 183s, Brno, VUT, 1986,
- [4] Lulkovičová Otília, Zdroje tepla pro domovní kotelny, JAGA 2004
- [5] ENBRA, a.s., - interní firemní informace.

Internetové zdroje:

- [6] <http://www.tzb-info.cz/>
- [7] <http://www.tzb-info.cz/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>
- [8] <http://www.jfs.cz>
- [9] <http://www.stepmont.cz>
- [10] <http://www.viessmann.cz/>
- [11] <http://www.tzb-info.cz/953-tepelna-cerpadla-pro-kazdeho-i>
- [12] <http://www.mastertherm.cz/>
- [13] <http://www.adisa.es/en/adi-cd/>
- [14] <http://www.ac-heating.cz/>
- [15] <http://kotle.heureka.cz/dakon-daline-pte-36/galerie/>
- [16] <http://www.dedietrich-vytapeni.cz/>
- [17] <http://vytapeni.tzb-info.cz/kondenzace/7912-junkers-tipy-pro-topenare-xii-teoreticke-zaklady-kondenzacni-techniky>
- [18] <http://www.etl.cz/>

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

11. Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[mm]	Délkový rozměr spalovací komory
A	[m]	Šířka spalinového kanálu
a_0	[-]	Stupeň černosti ohniště
a_{ns}	[-]	Stupeň černosti nesvítivé části plamene
a_{pl}	[-]	Stupeň černosti plamene
a_{sv}	[-]	Stupeň černosti svítivé části plamene
b	[mm]	Délkový rozměr spalovací komory
B	[m]	Délkový rozměr spalinového kanálu
B_0	[-]	Boltzmanovo číslo
C_m	[Kč/měsíc]	Měsíční paušál za plyn
C_p	[Kč/kWh]	Cena plynu
C_s	[-]	Opravný součinitel na uspořádání svazku
C_z	[-]	Opravný součinitel na počet řad svazku
C_f	[-]	Opravný součinitel
d_s	[%]	Diskontní sazba
$D_{\dot{z}}$	[m, mm]	Vnější průměr žebra
D_{tr}	[m, mm]	Vnější průměr trubky
d_{tr}	[m]	Ekvivalentní průměr
DCF	[Kč]	Diskontovaný cash flow
E	[-]	Součinitel efektivity žebra
f	[m ²]	Průtočný průřez spalinového kanálu
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[mm]	Délkový rozměr spalovací komory
h_h	[m]	Výška hořáků
h_o	[m]	Výška ohniště
$h_{\dot{z}}$	[mm]	Výška žebra
I	[kJ·Nm ³]	Entalpie spalin
i	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie vody
I_s	[kJ·Nm ⁻³]	Entalpie spalin s přebytkem vzduchu

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

I_{smin}	[kJ·Nm ⁻³]	Entalpie stechiometrických spalin
I_{vmin}	[kJ·Nm ⁻³]	Entalpie vlhkého vzduchu odpovídajícímu stech. množství
J	[Kč/měsíc]	Cena jističe
k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel prostupu tepla
$k \cdot p \cdot s$	[-]	Optická hustota spalin
k_s	[-]	Součinitel zeslabení sálání
k_{sz}	[-]	Součinitel zeslabení sálání sazí
M	[-]	Součinitel M
m_p	[Nm ³ ·s ⁻¹]	Množství paliva
m_v	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok vody
N_i	[Kč]	Pořizovací náklady
N_p	[Kč/rok]	Provozní náklady
n_f	[-]	Počet řad
n_{tr}	[-]	Počet trubek
n_z	[-]	Počet žeber na 1m
$O_{H_2O}^S$	[Nm ³]	Objem vodní páry ve stechiometrických spalinách
$O_{H_2O}^{SP}$	[Nm ³]	Množství vlhkosti z paliva
$(O_s c_s)_0$	[-]	Střední tepelná jímavost spalin
O_{ssmin}	[Nm ³]	Objem suchých spalin
O_{SVmin}	[Nm ³]	Minimální objem vlhkých spalin
O_{VSmin}	[Nm ³]	Objem suchého vzduchu
O_{VVmin}	[Nm ³]	Objem vlhkého vzduchu
O_x	[Nm ³]	Objem dílčí složky x v daném objemu (x=O ₂ , CO ₂ , N ₂ ...)
O_x^α	[Nm ³]	Objem dílčí složky při přebytku vzduchu α
P	[kW]	Tepelný příkon paliva
p	[MPa]	Tlak
pp	[Pa]	Parciální tlak vodní páry
ps	[Pa]	Parciální tlak tříatomových plynů
Q	[kW, MW, W]	Tepelný výkon, teplo
Q _c	[W]	Tepelná ztráta

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

Q_{ir}	[MJ·NM ⁻³]	Výhřevnost paliva
Q_u	[kJ·m ⁻³]	Teplo uvolněné v ohništi
Q_v	[kW]	Tepelný výkon
q_v	[kW·m ³]	Objemové zatížení ohniště
Q_v	[kJ·m ⁻³]	Teplo vzduchu
r	[MJ·kg ⁻³]	Latentní teplo vody
r_s	[-]	Objemový podíl tříatomových plynů
s	[m]	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy
S	[m ²]	Celková plocha
s_1	[m]	Příčná rozteč
s_2	[m]	Podélná rozteč
S_1	[m ²]	Celková vnější plocha (spalinová) jedné trubky
S_2	[m ²]	Celková vnitřní plocha jedné trubky
S_e	[Kč/měsíc]	Měsíční plat za elektřinu
S_h	[m ²]	Výhřevná plocha volných částí trubky, kde nejsou žebra
S_{st}	[m ²]	Povrch stěn ohniště
$S_ž$	[m ²]	Výhřevná plocha žeber
t	[°C]	Teplota
T	[K]	Termodynamická teplota
tl	[m, mm]	Tloušťka stěny trubky
T_{niz}	[Kč/MWh]	Nízký tarif elektřiny
t_{np}	[°C]	Teplota nechlazeného plamene
t_{ok}	[°C]	Teplota na konci ohniště
t_r	[°C]	Teplota rosného bodu
t_s	[°C]	Střední teplota spalin
T_s	[rok]	Reálná doba návratnosti
t_{vstup}	[°C]	Teplota vstupní vody
$t_{výstup}$	[°C]	Teplota výstupní vody
T_{vys}	[Kč/MWh]	Vysoký tarif elektřiny
t_{vzduch}	[°C]	Teplota vzduchu

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

t_z	[mm]	Tloušťka žebra
T_0	[rok]	Prostá doba návratnosti
v	[m ³ ·kg ⁻¹]	Měrný objem
V	[Kč]	Roční úspora
V_o	[m ³]	Objem spalovací komory
V_v	[Nm ³ ·s ⁻¹]	Průtok spalovacího vzduchu
V_s	[Nm ³ ·s ⁻¹]	Objem spalin
w_{sp}	[m·s ⁻¹]	Rychlost spalin
w_p	[m·s ⁻¹]	Rychlost vody
x	[kg·kg _{ss} ⁻¹]	Měrná vlhkost
x_h	[-]	Poměrná výška
x_{pl}	[-]	Součinitel korekce plamene
α	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
α_n	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla u trubek
α_k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla konvekci
α_s	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Celkový součinitel přestupu tepla
α_{sal}	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla sáláním
α_{1r}	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany
α_{2r}	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany
β	[-]	Množství spalovacího vzduchu
β	[-]	Pomocný součinitel k výpočtu efektivity žebra
Δt	[°C]	Střední logaritmický teplotní spád
Δt_1	[°C]	Menší teplotní rozdíl pracovních medií ve výměníku
Δt_2	[°C]	Větší teplotní rozdíl pracovních medií ve výměníku
ε	[m ² ·K·W ⁻¹]	Součinitel zanesení plochy
ε	[-]	Opravný součinitel
η_k	[%,-]	Tepelná účinnost kotle
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Součinitel tepelné vodivosti
λ_k	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Tepelná vodivost kondenzátu
μ	[-]	Součinitel rozšíření žebra

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

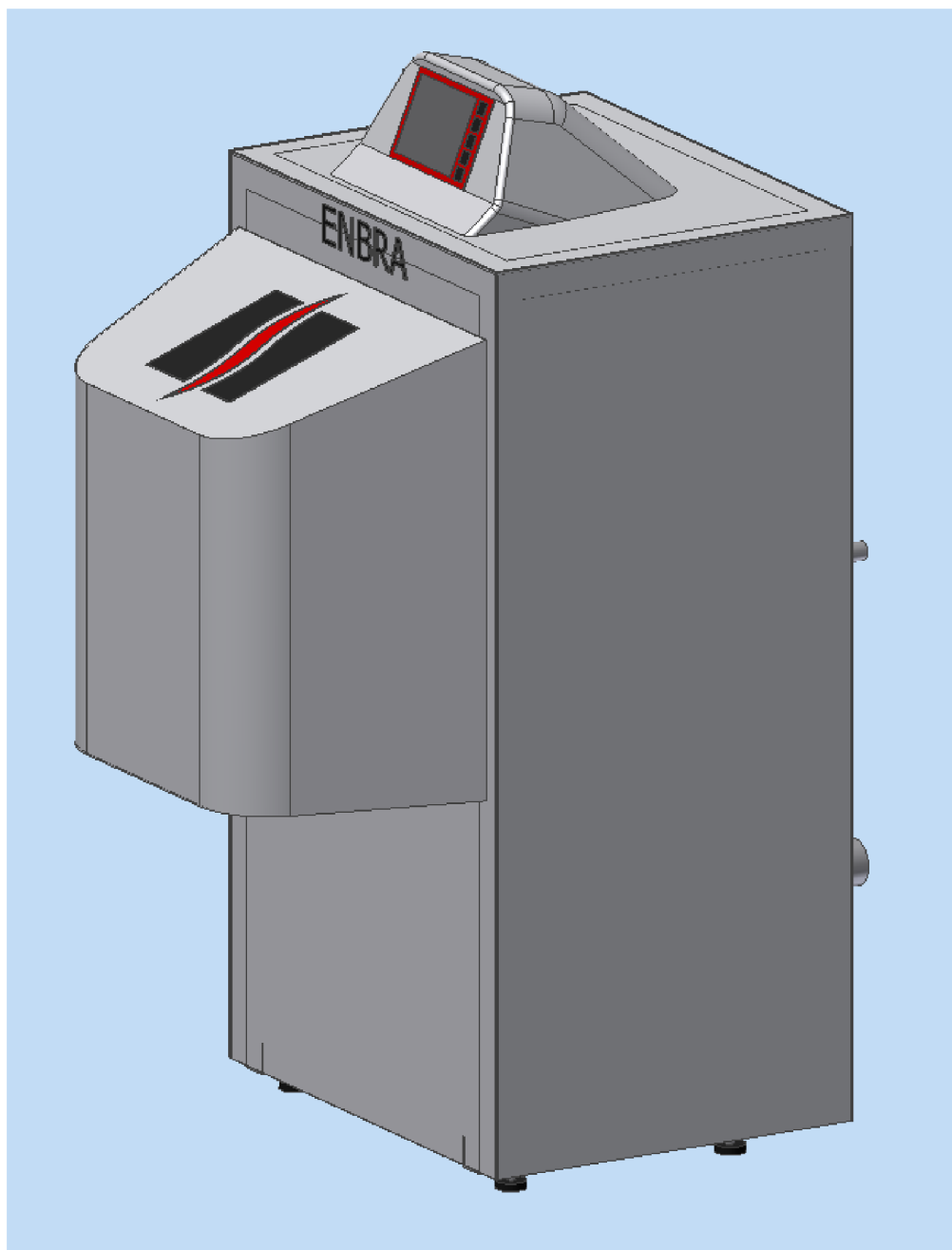
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg · Nm ⁻³]	Hustota
σ_1	[-]	Poměrná příčná rozteč
σ_2	[-]	Poměrná podélná rozteč
φ	[%]	Relativní vlhkost
χ	[-]	Podíl vodní páry v suchém vzduchu
ν	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	Kinematická viskozita
ψ	[-]	Součinitel tepelné efektivity
ψ_z	[-]	Koeficient nerovnoměrného rozložení α_k po povrchu žebra
ω	[-]	Součinitel omývání plochy

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

12.Přílohy

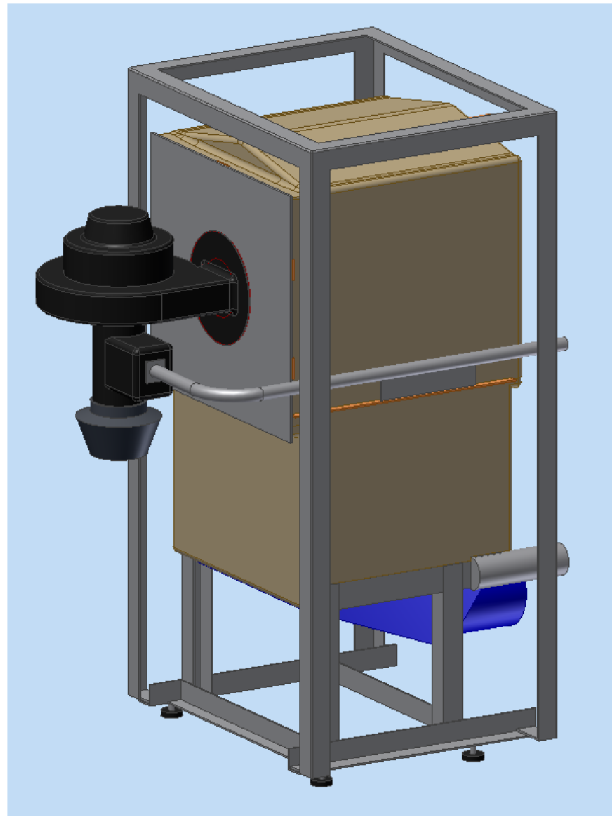
- P1 Model kotle
- P2 Výkresová dokumentace

Příloha P1 – Model kotle

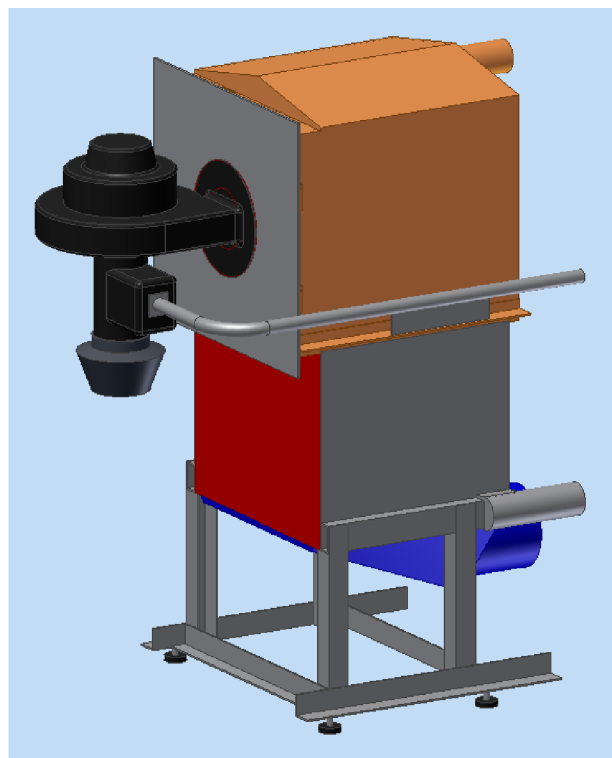


Obr. 31 Model kotle

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

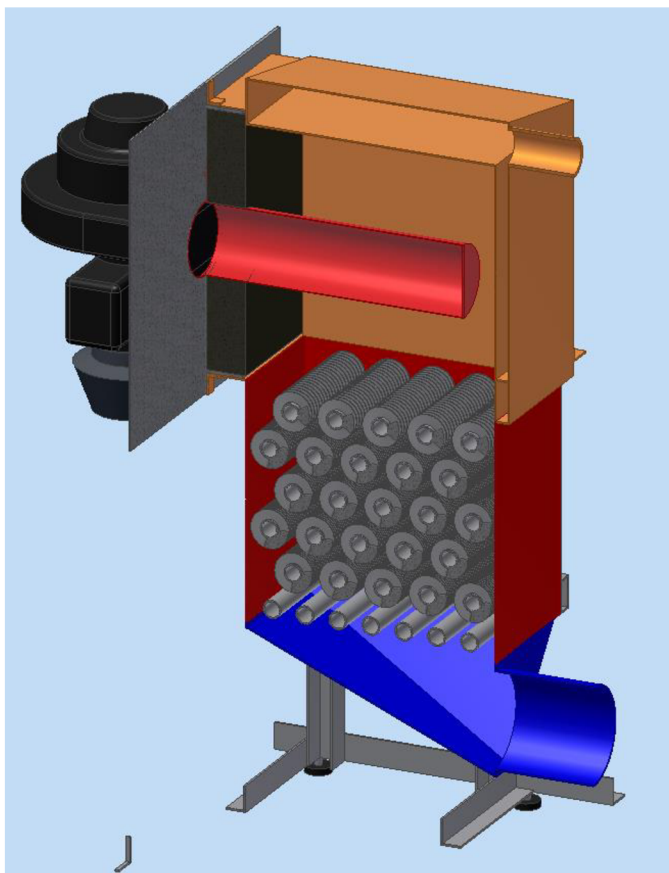


Obr. 32 Kotel bez krytů

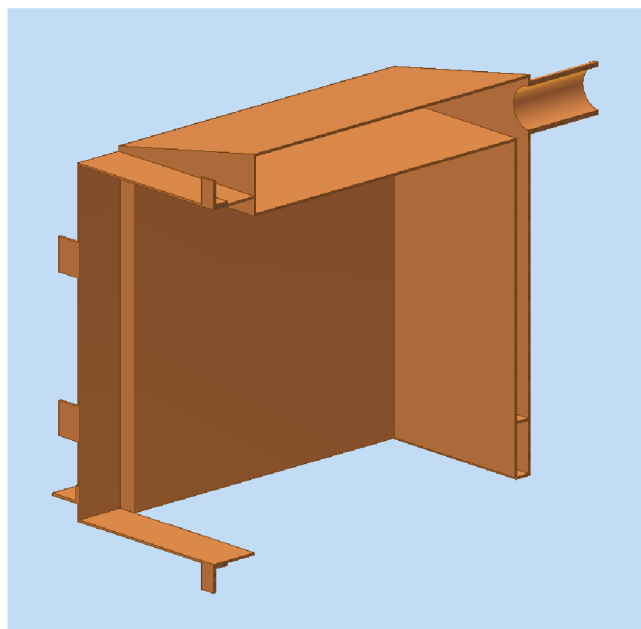


Obr. 33 Kotel bez izolace

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚŇÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

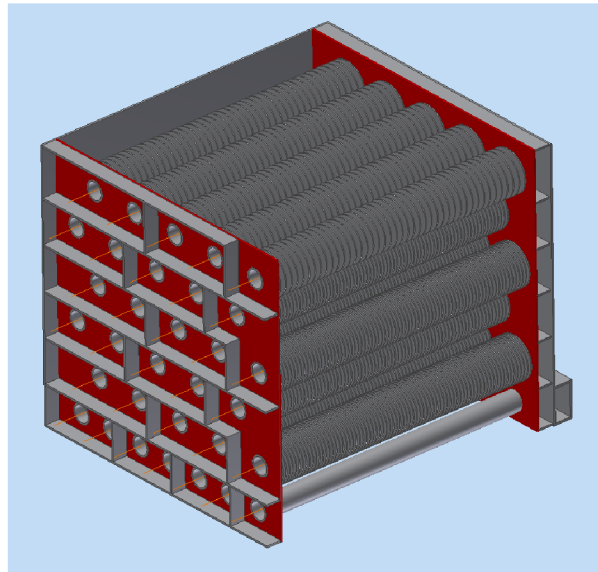


Obr. 34 Řez kotlem

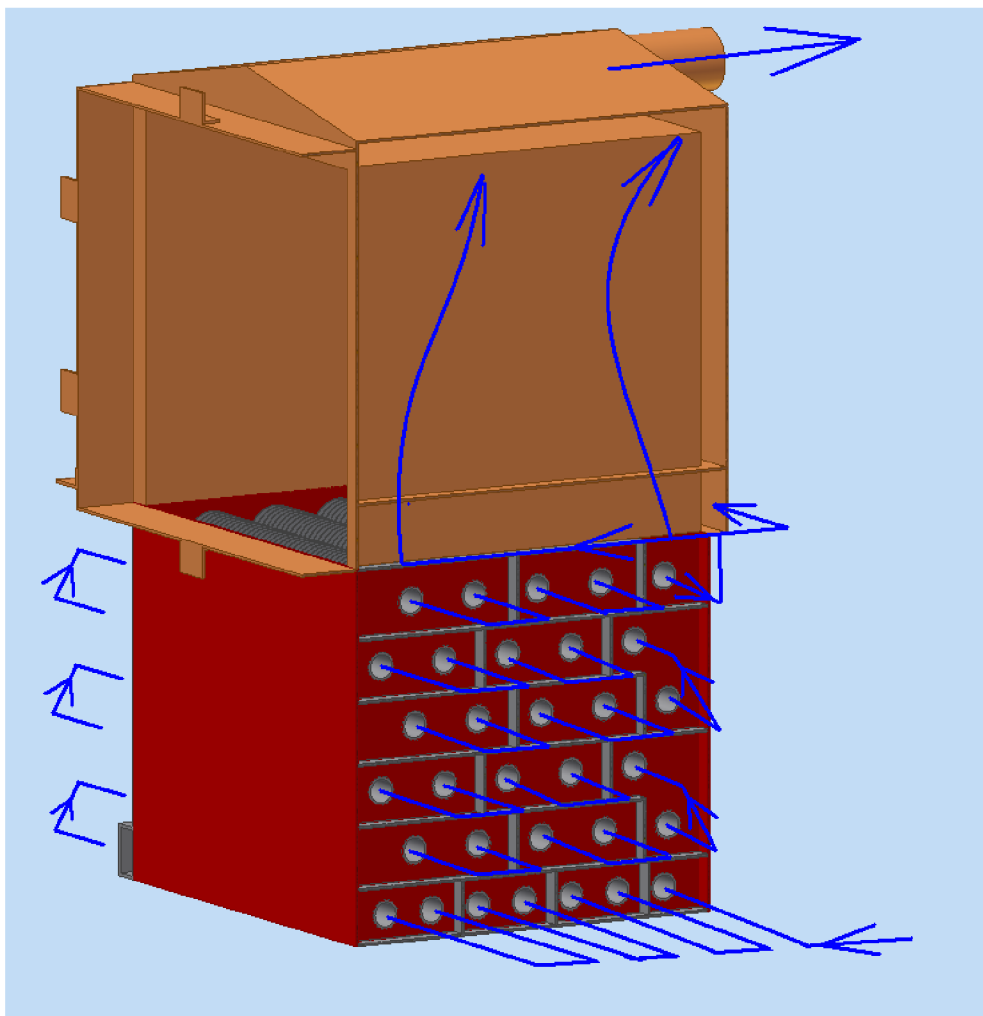


Obr. 35 Řez ohništěm

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL



Obr. 36 Řez výměníkem



Obr. 37 Proudění kotlové vody

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

13. Seznam obrázků

Obr. 1 Konstrukční rozdíl mezi normálním a kondenzačním kotlem [17].....	13
Obr. 2 Rozdíl využití energie mezi normálním a kondenzačním kotlem [7]	14
Obr. 3 Konstrukční provedení kotlů [4]	15
Obr. 4 Hořák z nerezového pletiva[9]	16
Obr. 5 Nerezový hořák[8].....	16
Obr. 6 Sálavý hořák Matrix [10]	16
Obr. 7 Vedení spalin plochami s velkým průřezem [10].....	17
Obr. 8 Výchřevná plocha Inox-Crossal [10] Obr. 9 Kotlové těleso ze slitiny hliníku a křemíku [16]	18
Obr. 10 Výchřevná plocha Inox – Radial, laminární princip přenosu tepla [10].....	18
Obr. 11 Průběh spalin, vody a kondenzátu v komoře kotle [10].....	19
Obr. 12 Princip tepelného čerpadla [11].....	20
Obr. 13 Systém zemní plocha - voda [12]	21
Obr. 14 Systém zemní vrt - voda [12]	22
Obr. 15 Systém spodní voda- voda [12]	23
Obr. 16 Systém vzduch – voda [12]	24
Obr. 17 Kancelářská budova firmy ENBRA a.s.	26
Obr. 18 Půdorys kotelny	27
Obr. 19 Hydraulické schéma	27
Obr. 20 Plynový kotel Ferroli PEGASUS LN2S 87 [5].....	30
Obr. 21 Kondenzační kotel ADISA ADI CD 85 [13]	31
Obr. 22 Venkovní jednotka tepelné čerpadla AC Heating Convert AW 55-3P [14]	31
Obr. 23 Ročního průběh potřeby tepla pro vytápění	32
Obr. 24 Křivka ročního průběhu tepla.....	32
Obr. 25 Elektro kotel DAKON DALINE PTE 36 [15]	33
Obr. 26 Půdorys nové kotelny	34
Obr. 27 Nové hydraulické schéma	35
Obr. 28 Zapojení přívodu paliva.....	35
Obr. 29 Výsledek návrhu čerpadla TTV	37
Obr. 30 Rozteč trubek výměníku.....	55
Obr. 31 Model kotle	89
Obr. 32 Kotel bez krytů	90
Obr. 33 Kotel bez izolace	90
Obr. 34 Řez kotlem.....	91
Obr. 35 Řez ohništěm	91
Obr. 36 Řez výměníkem	92
Obr. 37 Proudění kotlové vody	92

NÁHRADA STÁVAJÍCÍ VÝMĚNÍKOVÉ STANICE PÁRA/VODA ZA PLYNOVÝ KOTEL

14. Seznam tabulek

Tab. 1 Odběr tepla v roce 2013.....	28
Tab. 2 Teplo potřebné pro vytápění za jednotlivé měsíce otopného období	29
Tab. 3 Rozdělení HDVT podle průtoku [18]	36
Tab. 4 Složení zemního plynu.....	38
Tab. 5 Entalpie složek spalin (vztaženo na 1 m ³ při 0 °C a 0,101 MPa).....	41
Tab. 6 I-t tabulka spalin	42
Tab. 7 Průměry používaných trubek	51
Tab. 8 Zvolené rozměry Výměníku I.....	52
Tab. 9 Zvolené rozměry Výměníku II	58
Tab. 10 Zvolené rozměry Výměníku III	63
Tab. 11 Ceny tepla zaplacené v jednotlivých měsících za rok 2013	67
Tab. 12 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech	68
Tab. 13 Pořizovací náklady u klasického kotle.....	68
Tab. 14 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech	70
Tab. 15 Diskontovaný cash flow.....	72
Tab. 16 Pořizovací náklady u kondenzačního kotle	73
Tab. 17 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech	74
Tab. 18 Diskontovaný cash flow.....	75
Tab. 19 Celkové ceny v Kč za vytápění v jednotlivých letech	78
Tab. 20 Diskontovaný cash flow.....	80