

Česká zemědělská univerzita z Praze

Technická fakulta

**Možnosti využití plynového kondenzačního kotle
v tradičních otopných soustavách**

Diplomová práce

Vedoucí práce: prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Autor práce: Bc. Tomáš Mašek

Praha 2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Tomáš Mašek

Procesní inženýrství
Technologická zařízení staveb

Název práce

Možnosti využití plynového kondenzačního kotle v tradičních otopných soustavách.

Název anglicky

Possibilities of using a gas condensing boiler in traditional heating systems.

Cíle práce

Analýza technických řešení připojení plynového kondenzačního kotle k tradiční otopné soustavě pracující s teplotním spádem 90/70 °C. Variantní návrhy řešení z hlediska zdroje tepla a otopné soustavy. Technické, energetické a environmentální vyhodnocení navržených řešení. Výběr optimální varianty.

Metodika

1. Struktura práce by se co nejvíce měla přiblížit schématu:

A. Úvod

B. Materiál a metody

C. Výsledky

D. Diskuse

E. Závěr

V práci lze slučovat diskusi a závěr.

2. Součástí diplomové práce bude sestavení literární rešerše analyzující možnosti aplikace plynového kondenzačního kotle v tradiční otopné soustavě z hlediska konfigurace soustavy, velikosti otopných ploch, ohřevu teplé vody pro sociální účely, konstrukce kotle a spalínového výměníku, připojení kotle do otopné soustavy atd. Literární rešerše bude shrnovat poznatky publikované v domácí a zahraniční literatuře. Diplomant zpracuje pro tradiční otopnou soustavu pracující s teplotním spádem 90/70 °C variantní návrhy připojení kondenzačního kotle, úpravy a konfigurace otopné soustavy a otopných těles. Vyhodnotí navržená řešení z hlediska ekonomických, energetických a environmentálních aspektů.

3. Práci je vhodné doplnit fotografiemi, schémata, grafy a tabulkami. Jednotlivé kapitoly a podkapitoly práce, rovnice, tabulky a obrázky je nutno číselně označovat a na toto značení se v textu odkazovat. Nedílnou součástí práce je i obsah, abstrakt, seznam použitých zkratk a symbolů, obrázků, tabulek a literatury. Práce může být doplněna přílohami.

4. Při vypracování diplomové práce je nutno dbát na respektování citačních pravidel dle ČSN ISO 690:2011.

5. Vedoucího práce je nutno čtvrtletně seznamovat s postupem zpracování zadaného tématu.



Doporučený rozsah práce

40-50 str.

Klíčová slova

plyn, kondenzační kotel, spalínový výměník, otopná soustava, teplotní spád, otopná tělesa

Doporučené zdroje informací

BAŠTA, Jiří a KABELA, Karel. Otopné soustavy – teplovodní. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 1998. Sešit projektanta – pracovní podklady. ISBN 80-02-01254-2.

ČSN EN 15459-1. Energetická náročnost budov – Postup pro ekonomické hodnocení energetických soustav v budovách – Část 1: Výpočtové postupy, Modul M1- 14. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018, 52 s. Třídící znak 060405.

ČSN 73 4201:2015 Komíny a kouřovody – Navrhování provádění a připojování spotřebičů paliv. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 68 s. Třídící znak 734201.

Firemní dokumentace a podklady – <http://www.tzb-info.cz>

JELÍNEK, Vladimír, Kondenzační technika u plynových spotřebičů. Praha GAS, 2010. ISBN 9788086176260, 140 s.

Topenářství instalace. Odborný recenzovaný časopis. Praha: Topin Media s.r.o. ISSN 1211-0906.

TZB Haustechnik. Vedecko-technický recenzovaný časopis z oblasti TZB a techniky prostředí. Bratislava: JAGA GROUP, s.r.o. ISSN 1210-356X.

Vytápění, větrání, instalace. Odborný recenzovaný časopis. Praha: Společnost pro techniku prostředí, ISSN 1210-1389.

Předběžný termín obhajoby

2021/2022 LS – TF

Vedoucí práce

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Garantující pracoviště

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 29. 1. 2021

doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 10. 2. 2021

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 03. 02. 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci "Možnosti využití plynového kondenzačního kotle v tradičních otopných soustavách" jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použité literatury na konci práce.

V Praze dne 15.03.2022

Bc. Tomáš Mašek

Poděkování

Chtěl bych zde poděkovat panu prof. Ing. Radomírovi Adamovskému, DrSc. nejen za vedení mé práce, ale i za ochotu, trpělivost a mnoho cenných informací získaných během celého studia.

Abstrakt:

Tato diplomová práce řeší výměnu starého plynového kotle za moderní kondenzační. Cílem je ověřit, zda již instalovaná otopná soustava bude schopna pokrýt tepelné ztráty rodinného domu se sníženým teplotním spádem oproti starému kotli. Řešení spočívá ve výpočtu tepelných ztrát dle normy ČSN EN 12831 a následném porovnání těchto ztrát s výkony otopných těles při různých teplotních spádech. Výsledkem je volba teplotního spádu 65/45 °C, při kterém jsou otopná tělesa schopna pokrýt tepelné ztráty bez nutnosti jejich výměny. V závěru práce je zvolen konkrétní model kondenzačního kotle a vypočteny předpokládané roční náklady na vytápění.

Klíčová slova: plyn, kondenzační kotel, spalínový výměník, otopná soustava, teplotní spád, otopná tělesa

Possibilities of using a gas condensing boiler in traditional heating systems**Summary:**

This thesis deals with the replacement of an old gas boiler with a modern condensing boiler. The aim is to verify whether the already installed heating system will be able to cover the heat losses of a family house with a reduced temperature gradient compared to the old boiler. The solution consists in calculating the heat losses according to the standard ČSN EN 12831 and then comparing these losses with the performance of heating elements at different temperature gradients. The result is the selection of a temperature gradient of 65/45 °C at which the heating elements are able to cover the heat losses without the need for replacement. At the end of the thesis, a specific model of condensing boiler is chosen, and the estimated costs of annual heating are calculated.

Key words: gas, condensing boiler, flue gas exchanger, heating system, temperature gradient, heating elements

Obsah

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Úvod | 1 |
| 2 | Současný stav řešené problematiky | 2 |
| 2.1 | Historie | 2 |
| 2.2 | Otopná soustava | 3 |
| 2.2.1 | Oběh vody v soustavě | 3 |
| 2.2.2 | Soustavy s přirozeným oběhem | 4 |
| 2.2.3 | Soustavy s nuceným oběhem | 4 |
| 2.3 | Otopná tělesa | 5 |
| 2.3.1 | Čláčková otopná tělesa | 6 |
| 2.3.2 | Desková otopná tělesa | 7 |
| 2.4 | Rozdělení plynových spotřebičů | 10 |
| 2.5 | Kondenzační kotle | 12 |
| 2.5.1 | Výhřevnost a spalné teplo | 14 |
| 2.6 | Hořáky, spalovací zařízení | 15 |
| 2.6.1 | Plynové hořáky | 16 |
| 2.6.2 | Atmosférické plynové hořáky | 17 |
| 2.6.3 | Přetlakové plynové hořáky | 19 |
| 2.7 | Konstrukce kondenzačních výměníků | 21 |
| 2.7.1 | Princip uspořádání výměníků kondenzačních kotlů | 22 |
| 2.8 | Volba teplotního spádu | 24 |
| 2.8 | Tepelné ztráty budov | 26 |
| 2.8.1 | Tepelný odpor | 26 |
| 2.8.2 | Součinitel prostupu tepla stavební částí | 26 |

| | | |
|-------|---|----|
| 2.8.3 | Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru..... | 27 |
| 2.8.4 | Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru..... | 27 |
| 2.8.5 | Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy | 28 |
| 2.8.6 | Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem | 28 |
| 2.8.7 | Součinitel tepelné ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do zeminy . | 29 |
| 2.8.8 | Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na jinou teplotu | 30 |
| 2.8.9 | Návrhová tepelná ztráta větráním | 30 |
| 3 | Materiál a metodika | 32 |
| 3.1 | Údaje o teplotách | 33 |
| 3.2 | Popis objektu..... | 33 |
| 3.3 | Výpočet tepelných ztrát a výběr kondenzačního kotle..... | 34 |
| 4 | Výsledky..... | 35 |
| 4.1 | Návrh teplotního spádu a kondenzačního kotle..... | 38 |
| 4.2 | Roční spotřeba tepla a náklady na vytápění..... | 39 |
| 5 | Diskuze a závěr | 41 |
| 6 | Seznam použité literatury | 42 |
| | Příloha 1 Výpočet tepelných ztrát | 49 |

1 Úvod

System ústředního vytápění dodává teplo do celého interiéru budovy (nebo její části) z jednoho bodu do více místností. V kombinaci s dalšími systémy za účelem regulace klimatu v budově může být celý systém označován jako systém HVAC (systém vytápění, větrání a klimatizace z anglického heating, ventilating, air-conditioning).

Centrální vytápění se liší od lokálního vytápění tím, že k výrobě tepla dochází na jednom místě, například v kotli v domě nebo v kotelně ve velké budově. Nejběžnější způsob výroby tepla zahrnuje spalování fosilních paliv. Vzniklé teplo se pak rozvádí obvykle nuceným prouděním vzduchu potrubím, cirkulací vody v potrubí nebo párou přiváděnou potrubím. Stále častěji se v budovách využívají solární zdroje tepla, v takovém případě distribuční systém obvykle využívá cirkulaci vody.

Tato práce se zabývá návrhem kondenzačního kotle pro rodinný dům s existující klasickou otopnou soustavou, která dříve fungovala s kotlem konstruovaným na provoz se suchými spalinami. Cílem práce je ověřit, zda stávající otopná tělesa zvládnou pokrýt tepelné ztráty objektu a místností se sníženým teplotním spádem kondenzačního kotle, a zároveň tento spád navrhnout, případně navrhnout úpravy otopné soustavy, pokud budou nutné. Práce zahrnuje výpočet tepelných ztrát objektu a jeho jednotlivých místností dle ČSN EN 12831, dále obsahuje výpočet roční spotřeby tepla na vytápění.

2 Současný stav řešené problematiky

2.1 Historie

Letní palác Petra Velikého v Petrohradě je jedna z prvních budov, v níž bylo použito moderně řešené ústřední vytápění. Některé budovy v Římské říši používaly ústřední vytápění, které vedlo vzduch ohřátý pecí prázdnými prostory pod podlahou a z potrubí ve stěnách – systém známý jako hypokaust. [9]

V pozdní antice a za Umajjovského chalífátu se ve Středomoří hypokaust používal i nadále. Ve 12. století zavedli muslimští inženýři v Sýrii systém ústředního vytápění, kde teplo putovalo z topeniště spíše podlahovým potrubím než přes hypokaust. Tento systém ústředního vytápění byl široce používán v lázeňských domech v celém středověkém islámském světě. [9]

Ve 13. století oživil cisterciáckí mniši v křesťanské Evropě ústřední vytápění pomocí říčních rozvodů v kombinaci s vnitřními pecemi na dřevo. Dobře zachovalý královský klášter Rueda (založený v roce 1202) na řece Ebro v aragonské oblasti Španělska je vynikajícím příkladem takového použití. [9]

Kolem roku 1700 začali ruští inženýři navrhovat na vodě založené systémy ústředního vytápění. O něco později, v roce 1716, byla poprvé použita voda k rozvodu tepla v budovách ve Švédsku. Švédský inženýr Martin Triewald použil tuto metodu pro skleníky ve městě Newcastle. [9]

Angier March Perkins vyvinul a instaloval jedny z prvních systémů parního vytápění ve 30. letech 19. století. První z nich byl instalován v domě guvernéra Anglické banky Johna Horleyho Palmera, aby mohl v chladném anglickém podnebí pěstovat vinnou révu.

Franz San Galli, ruský podnikatel polského původu žijící v Petrohradě, vynalezl v letech 1855-1857 radiátor, který byl významným krokem v konečném utváření moderního ústředního vytápění. [9]

2.2 Otopná soustava

Otopná soustava zajišťuje přenos tepla ze zdroje do jednotlivých vytápěných místností. Jedná se tak o část tepelné soustavy, určené pouze pro vytápění, která prostřednictvím otopných těles, případně jiných otopných ploch zajišťuje v jednotlivých místnostech předepsaný teplotní stav vnitřního prostředí. Skládá se ze zdroje tepla, potrubní sítě, pojistného a zabezpečovacího zařízení, armatur, čerpadel, otopných ploch a regulačních zařízení. [2]

2.2.1 Oběh vody v soustavě

Oběh otopné vody v potrubních sítích otopných soustav zajišťuje přenos tepelné energie ve vodě od zdroje tepla k otopným plochám a zároveň dopravu ochlazené vody z otopných ploch zpět ke zdroji tepla. Základním předpokladem je vyvození dispozičního rozdílu tlaků v potrubní síti. To je rozdíl celkových tlaků vyvolaný rozdílem hustot vody působících hydrostaticky ve sloupcích o určité výšce, nebo dopravním tlakem čerpadla, což je rozdíl celkových tlaků na výtlačku a sání čerpadla. Celkovým tlakem rozumíme součet tlaku statického a dynamického. [2]

Rozlišujeme tak v soustavě oběh vody přirozený (samotíž), nebo nucený. Přirozený oběh vody vzniká, jak již bylo uvedeno, na základě rozdílných hustot vratné (chladnější) a přívodní (teplé) otopné vody v součinnosti s výškou vodních sloupců. Nucený oběh je vyvolán dopravním tlakem oběhového čerpadla. [2]

K výhodám přirozeného oběhu patří nezávislost na dodávce elektrické energie a k výhodám nuceného oběhu zase zajištění lepších hydraulických a teplotních parametrů, dobrá regulace a měření spotřeby tepla, jako i urychlení zátopy. [2]

K nevýhodám přirozeného oběhu patří omezené možnosti napojení nepříznivě umístěných těles, velká tepelná setrvačnost, velké průměry potrubí, nemožné použití vhodných regulačních prvků. Nevýhodou nuceného oběhu je závislost provozu na dodávce elektrické energie. [2]

2.2.2 Soustavy s přirozeným oběhem

Princip přirozeného oběhu lze vysvětlit takto. Voda ve vratném potrubí je chladnější než voda v přívodním potrubí. Voda ve vratném potrubí má vyšší hustotu, takže ze strany vratné vody je v kotli vyšší hydrostatický tlak než ze strany vody přívodní. Vztlak (účinný tlak, či přirozený vztlak) způsobí pohyb vody v okruhu kotel – otopné těleso – kotel, a tak dochází k přirozenému oběhu vody. Přes otevřenou expanzní nádobu voda necirkuluje, pokud není otevřen cirkulační obtok, neboť vodní okruh není uzavřen. Dnes se však i u otopných soustav s přirozeným oběhem vody používají tlakové expanzní nádoby. [2]

Přirozený oběh je výhodný zejména pro soustavy menší, půdorysně málo rozlehlé, s většími výškovými rozdíly mezi otopnými tělesy a zdrojem tepla. Větší výškový rozdíl zajišťuje dostatečný rozdíl hydrostatických tlaků v okruhu a malá půdorysná rozlehlost znamená menší tlakové ztráty v jednotlivých okruzích. Potrubní síť pro rozvod otopné vody je většinou dvoutrubková a podle umístění hlavního horizontálního přívodního potrubí se rozlišuje soustava se spodním rozvodem a s horním rozvodem. [2]

Přirozený oběh se používá pro menší tepelné příkony, jako např. pro bytové budovy či rekreační objekty, kde jsou časté výpadky elektrické energie. Používá se především u kotelen na tuhá paliva o výkonu do 200 kW. Hlavní výhodou je, že oběh není závislý na dodávce elektrické energie pro pohon čerpadla. To má velký význam u kotlů na tuhá paliva, které tak mají zajištěn trvalý odběr tepla. Armatury se volí s malou tlakovou ztrátou (kohouty, šoupátka, nízkoodporové termostatické ventily). Jmenovitý teplotní spád se z důvodů dostatečného vztlaku volí 90/70 °C. [2]

2.2.3 Soustavy s nuceným oběhem

U budov s větším tepelným příkonem, u budov půdorysně rozlehlých a u budov s komplikovanějšími potrubními sítěmi je nutno navrhovat nucený oběh vody. Nucený oběh, tedy oběh s oběhovým čerpadlem je schopen překonat mnohonásobně větší tlakové ztráty. Oběhová čerpadla se dříve, vzhledem k tepelnému namáhání, instalovala převážně do vratného potrubí. Dnešní čerpadla jsou navrhována na trvalou teplotní odolnost za provozu do 120 °C, a tak je vhodnější, vzhledem k rozložení tlaků v soustavě, umístit čerpadlo v

přívodním potrubí. Paralelně se soustavou čerpadel se někdy navrhuje obtok, který po vypnutí čerpadel a po otevření armatury umožní přirozený oběh, a tím i chlazení kotle, např. při výpadku elektrického proudu u kotelen na tuhá paliva (to předpokládá i projektování potrubní sítě na nižší rychlosti, než je pro nucený oběh obvyklé). Zpětné klapky za čerpadly vylučují zkrat přes nepracující čerpadlo. [2]

Nucený oběh má ve srovnání s přirozeným oběhem mnohé výhody. Jmenovité světlosti potrubí vycházejí menší, neboť lze volit vyšší rychlosti proudění a vyšší tlakové ztráty lze překonat dopravním tlakem čerpadel. Snižují se náklady na materiál a montáž a zlepšuje se i vzhled nezakrytých částí potrubní sítě. Další výhodou je, že otopná tělesa lze umístit do stejné úrovně jakou má zdroj tepla či pod ni. Nucený oběh nám poskytuje rovněž rozsáhlé možnosti regulace a rychlý zátop. [2]

Nevýhodou nuceného oběhu je, že provoz je závislý na dodávce elektrické energie a že soustava je provozně nákladnější. Rovněž je třeba pamatovat na skutečnost, že čerpadla vnášejí do potrubí hluk, a tak je nutné oddělit čerpadla od potrubní sítě pryžovými kompenzátory. [2]

Bez ohledu na to, je-li oběhové čerpadlo zařazeno do přívodního nebo vratného potrubí otopné soustavy, je vždy nutno kontrolovat, zda v žádném místě soustavy nevzniká podtlak proti atmosféře, který by vedl k vnikání vzduchu netěsnostmi do soustavy, a tím způsoboval provozní poruchy či nežádoucí hlukové projevy. Rozložení tlaků v otopné soustavě závisí na vzájemné poloze čerpadla a místa napojení expanzní nádoby. [2]

2.3 Otopná tělesa

Otopná tělesa jsou otopné plochy, které jsou volně umístěny ve vytápěném prostoru tak, aby vhodným způsobem kryly tepelnou ztrátu a zajistily tak tepelnou pohodu. Otopná tělesa se tak odlišují od integrovaných otopných ploch, jako je podlahová, stropní či stěnová otopná plocha, které jsou přímo včleněny do vytápěného prostoru. [3] [8]

Otopné těleso pro ústřední vytápění je vlastně výměníkem tepla, prostřednictvím kterého se z teplonosné látky (nejčastěji voda, pára) sdílí do vytápěného prostoru teplo.

Otopným tělesem tedy není lokální topidlo (spotřebiče na tuhá, kapalná či plynná paliva nebo elektřinu), které má přímo integrovaný zdroj tepla. [3] [8]

Sdílení tepla konvekcí a sáláním otopného tělesa na straně vzduchu je pro vytápěnou místnost rozhodující. Konstrukce otopného tělesa, tedy jeho druh a typ ovlivňují především vzájemný poměr mezi konvekcí a sáláním, neboť ovlivňují způsob proudění vzduchu okolo otopného tělesa, a tak složku přirozené konvekce. [3] [8]

Otopná tělesa rozdělujeme podle druhu, typu a velikosti. Druh je určen konstrukčním řešením vnější přestupní plochy, typ je charakterizován provedením a hlavními rozměry příslušného druhu tělesa.

Podle druhu dělíme otopná tělesa na [3] [8]:

- článková (podle materiálu pak ocelová, litinová, ze slitin hliníku, z plastů atd.). Jsou to články buď hladké či se žebry malých rozměrů, vzájemně těsně spojeny v nábojích do souprav.
- desková (podle materiálu ocelová, ze slitin hliníku, plastová, ale i litinová). Jsou to souvislé hladké desky či desky s konvekčním plechem větších rozměrů.
- trubková (podle materiálu ocelová, litinová, ze slitin hliníku, z mědi a plastů). Sestávají z rozvodné a sběrné komory spojené trubkovými profily. Vyrábějí se z trubek nebo tažených profilů sestavených do registrů se svislými či vodorovnými kanálky, do meandrů apod.
- konvektory (podle materiálu nejčastěji ocelové, hliníkové a měděné). Nejčastěji jde o trubky s lamelami sestavené do otopných článků, umístěné v uzavřené nebo polouzavřené skříni či šachtě.

2.3.1 Článková otopná tělesa

Jak již bylo uvedeno, jedná se o tělesa složená z jednotlivých článků, bez ohledu na jejich tvar. Jsou vyráběna z různých materiálů a různým technologickým postupem jako je např. lisování plechů, odlévání a tlakové lití. Nejčastěji používaným materiálem pro výrobu článkových těles je ocelový plech, litina, slitiny hliníku a plasty. [3] [8]

Jednotlivé články se spojují do souprav buď závitovými vsuvkami s pravým či levým závitem nebo svařováním či lepením. Jednotlivé články se spojují u litinových článkových otopných těles vsuvkami. U ocelových článkových otopných těles se spojují vsuvkami svařované soupravy s počtem 3, 4, 5, 7 a 10 článků. Do obchodní sítě jsou tělesa dodávána ve skladebních celcích či v konečné velikosti, která je dána výrobní řadou. [3] [8]

2.3.2 Desková otopná tělesa

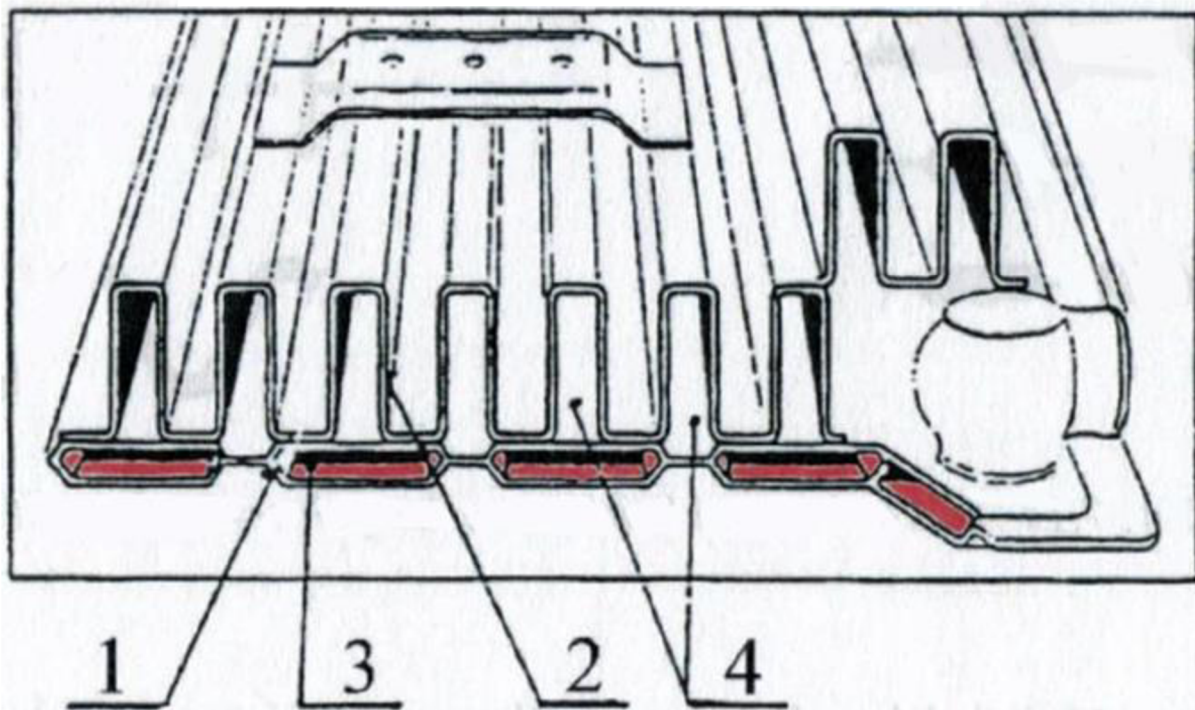
Desková otopná tělesa se dnes řadí mezi nejčastěji používaná tělesa. Podle ČSN 06 1101 pokládáme za desková otopná tělesa souvislé hladké desky, popř. se zvětšením povrchu zvlněním nebo žebry v různém montážním uspořádání. Za deskové těleso však nelze pokládat těleso vyskládané z jednotlivých článků přesto, že výsledný výrobek vykazuje tvar desky.

Základní částí je horní rozvodná a dolní sběrná komora situovaná ve směru délky tělesa, obvykle stejného neproměnného průřezu. Obě komory spojují prolisy tvořící kanálky. Celé těleso tak tvoří dvě prolisované desky z ocelového plechu, které jsou po obvodě švově svařeny a mezi jednotlivými kanálky jsou svařeny bodově. Vzniká tak jakási skořepina. Plech používaný na výlisky má tloušťku 1,25 až 1,3 mm. Pokud je čelní deska rovná, zcela hladká, používá se plech o tloušťce 2 mm či plech o stejné tloušťce jako je skořepina, ke které je přivařen a meziprostory vytmeleny. Pro připojení na potrubní rozvod mají tělesa buď osový nebo boční výstup se závitem. V případě tzv. kompaktního provedení mají tělesa zabudovány propojovací garnituru s ventilovou vložkou či přímo s ventilem a s napojením spodem vlevo, vpravo či uprostřed. [3] [8]

Desková tělesa dělíme na:

- jednoduchá
- zdvojená
- ztrojená a všechna s rozšířenou přestupní plochou či bez

Obr. 1 Řez deskovým otopným tělesem [3]



1 – deska, 2 – rozšířená přestupní plocha, 3 – vodní kanál, 4 – vzduchový kanál

Tělesa jsou již z výroby z boku zakryta bočnicí a shora výdechovou mřížkou, což zlepšuje jejich vzhled. Mají přestupní plochu rozloženou převážně do délky. Mají malý vodní obsah, což umožňuje rychlou reakci na regulační zásah a rovněž tak mají i nižší hmotnost než tělesa článková. Kanálky jsou tvořeny vlisy ve tvaru kosodélníků či kruhových úsečí. Jiné provedení je dosaženo deskami s výraznými prolisy ve tvaru hlubokých vln, případně sinusovek. Tento způsob provedení umožňuje tvarování tělesa v různém úhlu až do 90° resp. s různým poloměrem zakřivení. Další variantou, umožňující dokonalé splynutí tělesa s interiérem, je obložení čelní plochy přírodním (např. mramorovým) nebo umělým kamenivem či keramickým materiálem. Materiál pro obklad je většinou v kompaktním provedení a je upevňován různými technikami včetně lepení. [3] [8]

Základním cílem dosavadního vývoje deskových těles bylo zvýšení jejich tepelného modulu (tepelný výkon vztahený na délku funkčního dílu tělesa [W/m]) tak, aby se vyrovnal tělesům článkovým. Původní desková tělesa bez rozšíření přestupní plochy však nemohla tento požadavek splnit, a tak se vývoj deskových těles ubíral cestou rozšíření přestupní plochy, protože jen s její pomocí bylo dosaženo požadované zvýšení tepelného modulu. Ustálené číselné označení typů některých typů deskových ocelových těles, které zároveň určuje počet konvekčních plechů, tj. počet rozšířených přestupních ploch ukazuje tab. 1 a obr. 2. [3] [8]

Tab.1 Přehled základních typů deskových otopných těles [3]

| Typ | Počet desek | Počet konvekčních plechů |
|-----|-------------|--------------------------|
| 21 | 2 | 1 |
| 22 | 2 | 2 |
| 33 | 3 | 3 |

Obr. 2 Přehled základních typů deskových otopných těles [3]



Rozšířená přestupní plocha (konvekční plech) tvoří obvykle soustavu žeber, jejichž styk s přestupní plochou tělesa by měl být z hlediska vedení tepla co nejdokonalejší. Konvekční plech může být na přestupní ploše desky uspořádán nejrůznějším způsobem. Nejčastěji je vyráběn z ocelového plechu o tloušťce 0,5 mm. Konvekční plech byl dříve bodově přivařen k výlisku desky mezi svislými kanálky, tj. v místech o nižší teplotě, než je na povrchu kanálků. Přibodováním konvekčního plechu na povrch kanálků se dosáhlo u těles typu 11 a 22 zvýšení celkového tepelného výkonu až o 15 % proti dřívějšímu umístění. Tvar a hlavní rozměry konvekčního plechu, rozmístění prolisů, rozteč a jakost bodových svarů ovlivňují podstatným způsobem konečný výsledek. [3] [8]

2.4 Rozdělení plynových spotřebičů

Plynové spotřebiče jsou zařízení, ve kterých se zemní plyn spaluje pro účely tepelné úpravy pokrmů (vaření, pečení, grilování aj.), vytápění, ohřevu užitkové vody, svícení, centrální výroby tepla a pro nejrůznější technologické účely.

Podle účelu použití se plynové spotřebiče dělí na skupiny [13]:

1. domácí spotřebiče (např. plynové sporáky a vařiče)
2. spotřebiče ve službách (např. spotřebiče ve velkokuchyních)
3. spotřebiče pro výrobu tepla (např. plynové kotle)
4. průmyslové plynové spotřebiče (např. plynové sklářské pece)
5. zvláštní spotřebiče (např. plynové lampy)

Z hlediska bezpečnosti, hygieny a praktičnosti je vhodné plynové spotřebiče rozdělit na tři skupiny. Podle těchto skupin se stanovuje umístění, provoz a zapojení odvodu spalin plynových spotřebičů.

Spotřebiče typu A – jsou to spotřebiče, které potřebný vzduch odebírají přímo z prostoru, kde jsou umístěny a spaliny v tomto prostoru také zůstávají.

Jako konkrétní zařízení můžeme jmenovat např. plynové sporáky, vařiče, některé průtokové ohřívače apod. Pro provoz spotřebičů typu A je nutné zajistit dostatečnou výměnu vzduchu v místnosti, kterou ovlivňuje jak větratelnost, tak i dobrá průvzdušnost oken a dveří. Pro vhodné umístění spotřebiče je nutné brát v potaz nejenom rozměry místnosti, ale i výkon zařízení. [13]

Spotřebiče typu B – jsou to spotřebiče, které potřebný vzduch odebírají přímo z prostoru, kde jsou umístěny, a spaliny jsou odváděny mimo tento prostor. Do této kategorie plynových spotřebičů patří převážná většina plynových kotlů s atmosférickými hořáky, dále některé typy topidel, průtokové ohřívače vody zapojené do komína nebo s vlastním kouřovodem. [13]

Spotřebiče typu C – neodebírají spalovací vzduch z prostoru, ve kterém jsou umístěny, ale nasávají si ho z venkovního prostředí. Vzniklé spaliny jsou odváděny mimo tento prostor.[13]

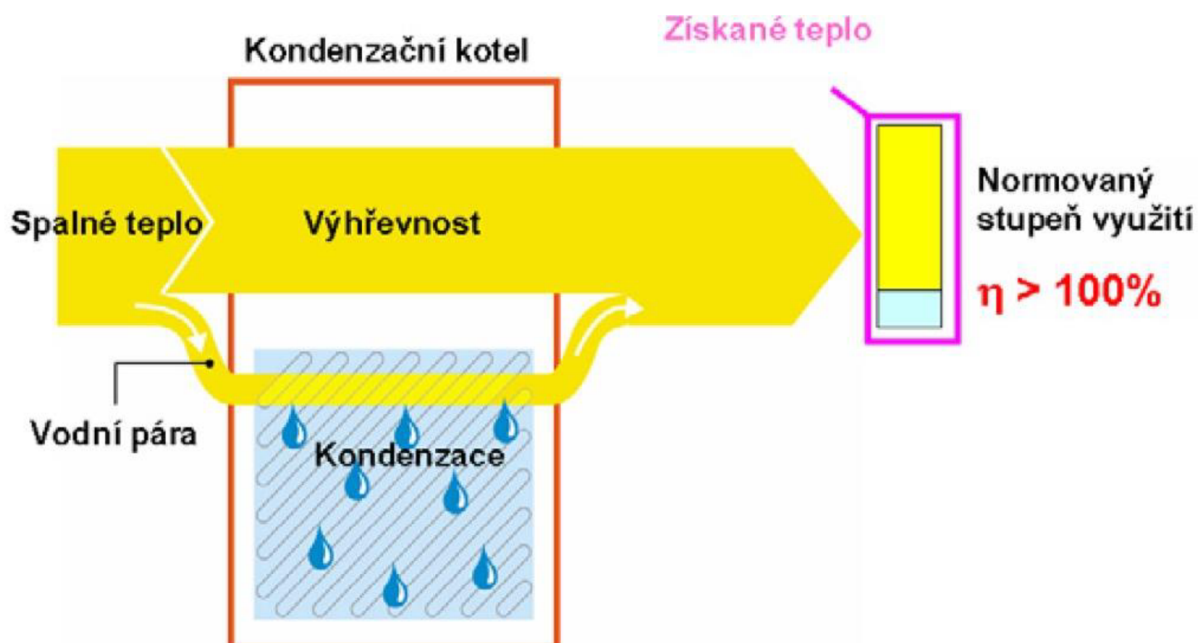
Protože nespotřebovávají vzduch z místnosti, nejsou na jejich umístování kladeny takové požadavky jako u spotřebičů kategorie A a B. Do této kategorie plynových spotřebičů se řadí převážně plynové kotle s různým konstrukčním provedením přívodu spalovacího vzduchu z vnějšího prostoru a odvodem spalin do vnějšího prostoru. Jedná se především o závěsné plynové kotle s přívodem vzduchu a odvodem spalin na fasádu, s přirozeným nebo umělým tahem, dále kotle se samostatným kouřovodem, podokenní plynová topidla aj. Pro všechny tři kategorie (A, B i C) plynových spotřebičů je nutno při jejich umístování respektovat i některé další předpisy a zejména návod výrobce pro montáž, obsluhu a údržbu. Plynový spotřebič musí být vždy schválen a musí svým provedením vyhovovat danému druhu plynu, a to včetně přetlaku plynu. Je zakázáno připojovat spotřebiče, na nichž byly provedeny neoprávněné zásahy nebo úpravy, popřípadě spotřebiče, které jsou bezpečnostně nevyhovující nebo v dezolátním stavu. [13]

Odvod spalin nesmí být ovlivněn větracím systémem, aby nedošlo ke zpětnému tahu spalin. Nejmenší požadovaný objem místnosti závisí na tepelném příkonu plynového spotřebiče a musí být nejméně $1 \text{ m}^3/\text{kW}$. Objem nepřímo větratelné místnosti s plynovým spotřebičem se pro splnění tohoto požadavku neuvažuje, započítávají se objemy přímo větratelných propojených sousedních prostor. Dále musí být zajištěn dostatečný přívod spalovacího vzduchu a to nejméně $1,6 \text{ m}^3/\text{kW}$ tepelného výkonu spotřebiče. [14] [15]

2.5 Kondenzační kotle

Během spalování zemního plynu vzniká určité množství vodní páry, která spolu s oxidem uhličitým tvoří spaliny. Spaliny obsahují určitou část tepelné energie, nazývané latentní teplo. Pokud tyto spaliny ochladíme pod teplotu jejich rosného bodu, dojde ke změně skupenství – kondenzaci obsažené vodní páry a k následnému uvolnění tohoto tepla. Princip činnosti kondenzačních kotlů je založen na využití tohoto tepla ze spalin k přehřátí studené vody na vstupu do kotle: kondenzací do kapalného skupenství se získává ze spalin latentní výparné teplo, což vede ke zvýšení účinnosti kondenzačního kotle o 10-12 % ve srovnání s tradičními kotli. Princip získávání latentního tepla je schematicky znázorněn na obr. 3. [14] [15]

Obr. 3 Schéma principu získávání latentního tepla [11]



Teoreticky lze při úplné kondenzaci získat 11 % tepla z výhřevnosti zemního plynu. Ochlazováním spalin získaných bez přebytku vzduchu (ideální spalování) začne při poklesu teploty pod rosný bod (57 °C) kondenzovat vodní pára. Teplota spalin je spojená s teplotou vratné vody z otopné soustavy. Požadavek je takový, aby teplotní rozdíl mezi spalinami a vratnou vodou byl při jmenovitém výkonu kotle 5 K, a minimálně 2 K při minimálním výkonu. Pokud by tento požadavek nebyl splněn a vratná voda byla teplejší než spaliny, nebude docházet ke kondenzaci vodní páry ve spalinách a tím pádem nedojde ani k uvolnění kondenzačního tepla. Kondenzační kotel v tomto stavu nebude využívat své konstrukční přednosti, ale stále bude pracovat jako standardní kotel, kde je toto teplo odvedeno se spalinami pryč ze soustavy. Účinnost spalování ovlivňuje také takzvaný přebytek vzduchu ve spalinách. Je udáván součinitelem přebytku vzduchu λ . Účinnost spalování je ovlivňována součinitelem přebytku vzduchu. [10] [14] [15]

Součinitel přebytku vzduchu λ [-] je poměr mezi množstvím vzduchu přivedeného do prostoru spalování a teoretickým množstvím vzduchu potřebným k ideálnímu spalování. Stechiometricky přesné spalování má hodnotu λ rovnou 1. Zvyšující se λ znamená horší účinnost spalování a u kondenzace způsobuje pokles teploty rosného bodu spalin. Například pro $\lambda = 1$ je u zemního plynu teplota rosného bodu spalin 57 °C, ale pro $\lambda = 2$ je to 45 °C a pro $\lambda = 3$ jen 38 °C. [14] [15]

Jako podmínky pro dokonalé spalování lze uvést dostatečný přísun vzduchu, stálý tlak a stálé vlastnosti spalovaného plynu, vhodný odtah spalin, konstrukce hořáků a jejich správné seřízení. Spalovací rovnice pro stechiometrické (teoretické) spalování:



Skutečná spotřeba vzduchu je proti teoretické hodnotě zvýšená. Zvýšený obsah vzduchu, který je nutný pro zajištění dokonalého spalování zhoršuje tepelnou účinnost spalování. Vystižení míry dokonalosti spalování se provádí pomocí koeficientu spotřeby vzduchu n . U zemního plynu se $n = 1,15-1,25$ (15 až 25 % přebytečného množství vzduchu proti teoretickému). [14] [15]

2.5.1 Výhřevnost a spalné teplo

Výhřevnost a spalné teplo paliva jsou základními ukazateli tepelné kvality paliv. Spalné teplo Q_s [J/m³; J/kg] je takové množství tepla, které se vyvine dokonalým spálením jednotkového množství [kg; m³] paliva, jestliže se spaliny ochladí na původní teplotu paliva a voda po spálení zůstane v kapalném stavu. Výhřevnost Q_i [J/m³; J/kg] je takové množství tepla, které se vyvine dokonalým spálením jednotkového množství [kg; m³] paliva, jestliže se spaliny ochladí na původní teplotu paliva a voda po spálení zůstane v plynném stavu. Vzájemnou závislost mezi výhřevností a spalným teplem můžeme vyjádřit vztahem [6]:

$$Q_s = Q_i + 2500 \cdot m_{h_2o} \text{ [J/m}^3\text{; J/kg]} \quad (2)$$

kde:

m_{h_2o} je obsah vody ve spalinách [kg]

Vztah mezi Q_s a Q_i jasně vyjadřuje, že hodnota spalného tepla je vyšší o množství tepla (skupenského tepla výparného), které je obsažené ve vodní páře spalin. Při spalování tuhých paliv a zpočátku i při spalování plynných a kapalných paliv byla základním hodnotícím kritériem pro praktické technické využití výhřevnost paliva. Technicky se ve spalovacích zařízeních dala využít pouze část zjevného tepla, tedy tepla, které bylo uloženo v suché plynné části spalin. Spalné teplo bylo spíše laboratorním parametrem, neboť během provozu ve spalovacím zařízení a dále i na spalinové cestě se většinou činila všechna možná opatření, aby ke kondenzaci spalin nedocházelo. Kondenzací spalin u klasických tuhých paliv, biomasy a zejména kapalných paliv s přítomností síry v palivu se vytváří někdy i velmi kyselý kondenzát. Proto se činí opatření, aby při odvodu spalin byla jejich teplota nad rosným bodem a rovněž i v konstrukci kotle ve spalinové části. Opatření, která činíme pro zamezení kondenzace je ochranou před tzv. nízkoteplotní korozí. Z výhřevnosti paliva se rovněž odvozovala, a někdy se tak i doposud činí, účinnost spalování. Účinnost spalovacího zařízení dosahovala maximální hodnoty 100 % v případě, že byla využita veškerá složka zjevného tepla, tedy tepla suchých spalin. Od doby, kdy se v zařízení využívá i latentního tepla spalin (tepla zkondenzované vodní páry), je hodnotícím kritériem paliva spalné teplo (horní výhřevnost). Podle složení paliva,

zejména obsahu vodíku nebo vodíkových složek v palivu, je hodnota spalného tepla Q_s v řádu o 5 až 12 % vyšší, než je hodnota výhřevnosti a můžeme proto psát [6]:

$$Q_s = Q_i + (0,05 \text{ až } 0,12) \cdot Q_i \text{ [J/m}^3; \text{ J/kg]} \quad (3)$$

Hodnota výhřevnosti, spalného tepla a jejich vzájemný poměr a rozdíl u různých paliv je uveden v tab. 2.

Tab. 2 Spalné teplo a výhřevnost vybraných paliv [6]

| Použité palivo | Spalné teplo Q_s [kWh/m ³] | Výhřevnost Q_i [kWh/m ³] | Poměr Q_s/Q_i [-] | Rozdíl Q_s-Q_i [kWh/m ³] | Teoretické množství kondenzátu [kg/m ³] ¹⁾ |
|------------------------------|--|--|------------------------|---|--|
| Zemní plyn L (low – nízký) | 9,78 | 8,83 | 1,11 | 0,95 | 1,53 |
| Zemní plyn H (high – vysoký) | 11,46 | 10,35 | 1,11 | 1,11 | 1,63 |
| Propan | 28,02 | 25,8 | 1,09 | 2,22 | 3,37 |
| Butan | 37,19 | 34,36 | 1,08 | 2,84 | 4,29 |
| LTO ²⁾ | 10,68 | 10,08 | 1,06 | 0,6 | 0,88 |

1) Vztahuje se na množství paliva

2) U LTO jsou údaje o palivu vztaženy na jednotku litr

2.6 Hořáky, spalovací zařízení

Základní funkcí spalovacího zařízení kotle je zajištění dokonalého spálení přivedeného paliva. V případě spalování pevných paliv k tomu ještě přistupuje potřeba odvodu pevných zbytků (popela) po spalování. Konstrukce spalovacího zařízení kotlů se zásadně liší podle druhu a způsobu spalování paliva. Pevná paliva se v kotlích menších výkonů spalují prakticky výlučně na roštu ve stacionární (výjimečně ve fluidní) vrstvě, do které se přivádí spalovací vzduch. Rošty mohou být pevné nebo pohyblivé. Speciálním případem spalování pevných paliv je jejich zplynování. Pro spalování plynu nebo oleje musí být kotel vybaven speciálním hořákem, který zajistí přívod paliva a spalovacího vzduchu, vytvoření zápalné směsi, její zapálení a stabilní hoření. [1]

2.6.1 Plynové hořáky

V plynových hořácích se spaluje směs plynu a vzduchu. Existuje celá řada kritérií pro jejich dělení, z nichž nejdůležitější jsou [1]:

- podle druhu spalovaného plynu:
 - hořáky na zemní plyn
 - hořáky na zkapalněný plyn
 - universální plynové hořáky
- podle způsobu přívodu vzduchu:
 - atmosférické hořáky
 - přetlakové hořáky
- podle tlaku plynu:
 - nízkotlaké hořáky s přetlakem plynného paliva do 5 kPa
 - středotlaké hořáky s přetlakem plynného paliva 5 až 300 kPa
 - vysokotlaké hořáky s přetlakem plynného paliva nad 300 kPa
- podle stupně automatizace provozu:
 - hořáky ovládané ručně
 - poloautomatické hořáky
 - plně automatické hořáky
- podle uspořádání plamene:
 - individuální hořáky
 - skupiny hořáků uspořádané okružně
 - plošně nebo na plášti

Konstrukce hořáku musí odpovídat vlastnostem a parametrům spalovaného plynu. Je nutno zohlednit výhřevnost, tlak plynu, Wobbeho číslo, zápalnou rychlost a spotřebu vzduchu. Wobbeho číslo se užívá prakticky ve všech metodách hodnocení záměnnosti plynů a vyjadřuje podmínku zachování stálého tepelného příkonu. Plynové hořáky se obvykle konstruují ve výkonových řadách, které svým rozsahem a počtem členů mají obsáhnout potřeby různých kotlů. [1]

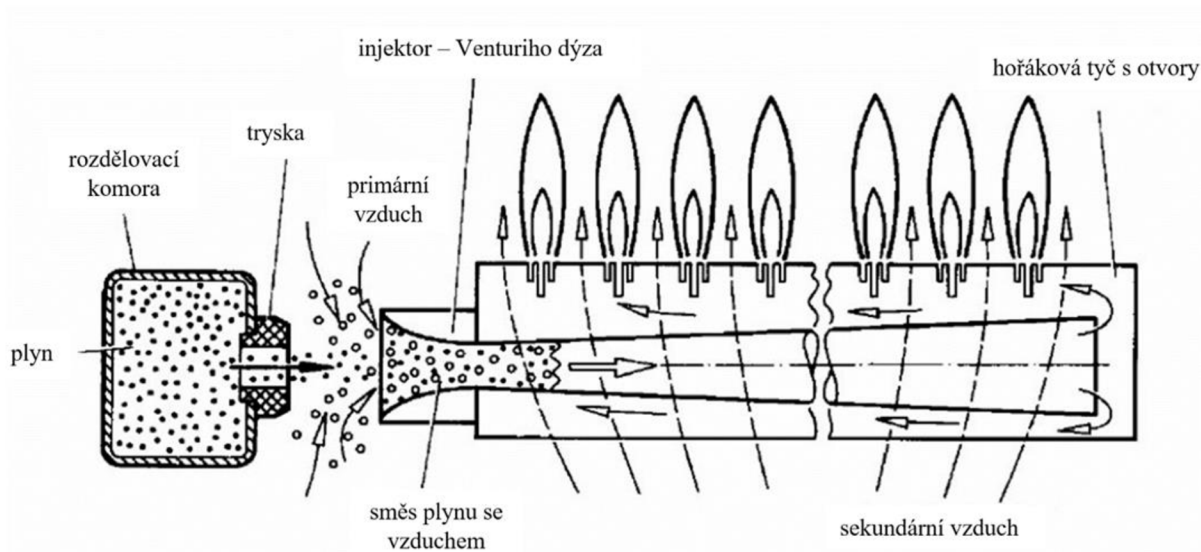
2.6.2 Atmosférické plynové hořáky

Atmosférické hořáky pracují na principu hořáku. V současných kotlích se používají prakticky jen injektorové hořáky, u nichž se plyn a část spalovacího vzduchu (primární vzduch) směšují před spalováním v injektoru. Plyn vystupuje vysokou rychlostí z jemné trysky a vytváří v zúžené směšovací trubici (injektoru) podtlak, kterým je nasáván primární vzduch z okolí. Směs hoří bezprostředně po výstupu z ústí hořáku, které je tvořeno děrovaným plechovým kanálem nebo trubkou, různými hubicemi, planžetami apod. Sekundární vzduch odebíraný rovněž z okolí má přístup až k hořícímu plameni. Plamen je krátký, nesvitivý, zbarvený do modra, jeho teplota se pohybuje kolem 1500 °C. Pro zajištění stability plamene musejí být všechny díly hořáku, tj. tryska, injektor a ústí s otvory, vzájemně sladěné. Při velkých výstupních rychlostech směsi dochází k odtrhávání plamene, při příliš malých rychlostech naopak ke zpětnému prošlehávání. Z tohoto důvodu je regulace výkonu atmosférického hořáku škrcením přívodu plynu omezená. [1]

Atmosférické hořáky se používají především pro menší výkony, lze se s nimi však setkat i u kotlů s výkonem až 1 MW. Dnešní atmosférické hořáky používané v mnoha topných i technologických zařízeních jsou jednoduché, tudíž i levné. Jejich speciální provedení používaná v topenářství nejen že dosahují vysoké efektivnosti spalování, ale i nízkých emisí složek spalin sledovaných z hlediska životního prostředí. Jsou však méně hospodárné než hořáky tlakové. Důvodem je vyšší přebytek spalovacího vzduchu, omezená regulovatelnost výkonu a delší stabilizace spalování po najetí hořáku. [1]

Mnohé atmosférické hořáky však již nejsou skutečnými atmosférickými, protože mají primární i sekundární vzduch přiváděn pomocí ventilátorů. S těmito hořáky jsou vyráběna topná zařízení, která mohou korigovat přebytek spalovacího vzduchu podle kyslíkové (λ) sondy umístěné ve spalinách a tím zajistit i možnost vysoké účinnosti spalování. Tato zařízení však patří do vyšší cenové kategorie. Atmosférická topná zařízení jsou většinou méně hlučná než zařízení ostatní, ale jsou náročnější na čištění a náhradní díly. [1]

Obr. 4 Atmosférický injektorový plynový hořák [1]



Provedení a seřízení atmosférického hořáku je nutné přesně přizpůsobit konstrukci kotle, zejména jeho spalovací komory. To je příčinou, že hořáky jsou většinou dodávány spolu s příslušným kotlem jako jeho nedílná součást. Hořáky se vyrábějí z ušlechtilé oceli, litiny nebo z mosazi. Hořák většinou sestává z více stejných dílů (trysek a trubic), což znamená výhodu pro výrobu a opravy. Při údržbě je možné celý hořák včetně armatur vytáhnout z kotle. [1]

Postupně se upouští od zapalování hořáku zapalovacím hořáčkem (věčný plamínek) a hlídání plamene termočlánkem. Přejází se k elektronickému zapalování vysokonapětovou jiskrou a k ionizační elektrodě pro indikaci plamene. Změny tlaku plynu a jeho vlastností, především výhřevnosti, ve vztahu ke konstrukci hořáku lze posoudit pomocí Wobbého čísla.[1]

Pro každý druh plynu, a také stejný druh plynu, ale s jinou hodnotou Wobbého čísla, musí být jiné seřízení hořáku, event. jiné trysky plynu i spalovacího vzduchu. Požadavky výrobců jsou vždy uvedeny v návodech pro obsluhu a instalaci. Přibližně platí, že hořák může bez úpravy pokrýt kolísání Wobbého čísla v rozmezí 15 až 20 %. [1]

2.6.3 Přetlakové plynové hořáky

Jsou to hořáky s nuceným přívodem vzduchu ventilátorem, který dodává jeho potřebné množství pro dokonalé spálení paliva. Hořáky s ventilátorem oproti atmosférickým mají několik zásadních výhod. Používají se u zařízení, která mají přetlak ve spalovacím prostoru, a proto mohou spalovat palivo téměř se stechiometrickým množstvím vzduchu. V praxi však pracují vždy s určitým malým přebytkem vzduchu, aby se vlivem změn fyzikálních veličin ovlivňujících seřízení spalování paliva nedostalo spalování do stavu s nedostatkem vzduchu. Toto spalování se vyznačuje vysokou tvorbou oxidu uhelnatého a nespáleného paliva, a to i u plyných paliv, kdy se tvoří saze a zanášejí se teplosměnné plochy kotlů. Seřízení spalování ovlivňuje změna teploty vzduchu a paliva, změna tlaku paliva i vzduchu a změna výhřevnosti paliva. [1]

Princip ventilátorových hořáků spočívá v odděleném přívodu paliva a vzduchu do míchacího zařízení, kde se palivo a vzduch promíchají nebo nasměrují tak, aby po opuštění ústí hořáku se v blízkosti ústí směs domíchala a po správném promíchání pak prakticky plně vyhořela. Pouze tento způsob mísení respektuje spalovací odpor, resp. přetlak v topeništi, daný konstrukcí topeniště, který je odlišný dle konstrukčního provedení topenářského zařízení. Míchací zařízení hořáku musí mít vždy o něco vyšší tlak ve směšovacím prostoru, než je ve spalovacím prostoru. Tento tlak musí být schopen zajistit takovou výstupní rychlost připravené směsi paliva a vzduchu, která je vyšší než rychlost hoření směsi. V opačném případě by docházelo k hoření v prostoru směšování nebo k případnému prošlenutí hořící směsi paliva se vzduchem do prostoru hořáku. Zpětné prošlenutí plamene může vést k poškození hořáku a k případné explozi v prostoru hořáku. Když hořák nevytvoří spolehlivý výstupní tlak a následně rychlost spalované směsi, dochází k tlakové pulzaci v prostoru topeniště. [1]

Pro plyná paliva je promíchání paliva s okysličovadlem a vytvoření zápalné směsi zdánlivě jednoduché. Vlivem různého energetického obsahu paliva, jeho hustoty, tlaku a změn vlastností vzduchu, je nutno promíchání provést tak, aby se neměnilo v průběhu delšího období, ale také při změně výkonu hořáku. Současné hořáky z hlediska regulace výkonu nejsou určeny pro jeden výkon, ale pracují s více výkonovými stupni až do tzv. plynulé (spojité, krokové, modulační) změny výkonu. [1]

Pro menší a střední výkony je hořák zabudován do společné skříně s ventilátorem a regulační plynovou armaturou (monoblokové provedení). U velkých kotlů s více hořáky se používá jeden společný vzduchový ventilátor a centrální rozvod vzduchu do jednotlivých hořáků. [1]

Monoblokové hořáky pracují s přetlaky plynu obvykle 2 až 30 kPa. Přetlak spalovacího vzduchu vyvozený ventilátorem umožňuje použití hořáků u kotlů s přetlakem ve spalovacím prostoru cca 1000 Pa. Spalovací vzduch se nasává do hořáku z prostoru kotelny, mívá teplotu 15 až 25 °C. [1]

Zapálení plamene při startu hořáku se provádí elektrickou jiskrou nebo i zapalovacím hořáčkem. Napětí na zapalovací elektrodě je 8 až 10 kV. Zapalovací hořáček je nutný u hořáků s velkými výkony nebo pro špatně spalitelné plyny. Aby se zabránilo tlakovým rázům, startují větší hořáky při sníženém výkonu, na plný výkon najíždějí až po zapálení plamene. Pro hlídání plamene se používá ionizační nebo UV čidlo. [1]

Provoz monoblokových hořáků se dá dobře automatizovat, proto se někdy hovoří o automatických hořácích. Monoblokové hořáky je možné provozovat jak ve dvoupolohovém režimu zapnuto – vypnuto, tak i se spojitou nebo modulovanou regulací výkonu. Možnost dodržení optimálního spalovacího poměru plyn – vzduch, kterého se dosahuje přestavením škrtící klapky v sání ventilátoru nebo změnou jeho otáček podle otevření plynového ventilu, zaručuje vysokou účinnost v celém výkonovém pásmu. Nejnovější typy automatik hořáků jsou vybaveny mikroprocesory, které umožňují např. i zobrazování informací o okamžitém provozním stavu hořáků (větrání, kontrola těsnosti, doba do zapálení plamene, zvyšování a snižování výkonu apod.), zobrazení posledních poruchových stavů hořáku a uzavření sání vzduchu při každé provozní odstávce hořáku, což snižuje komínovou ztrátu kotle. [1]

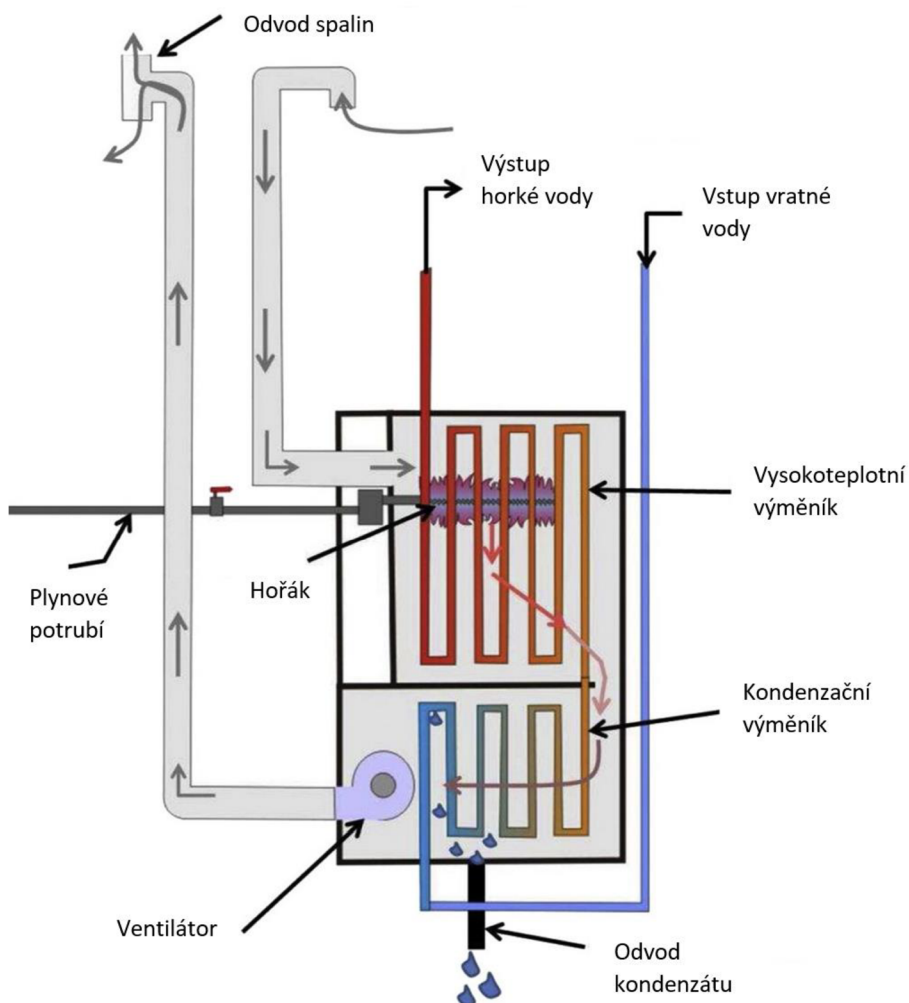
2.7 Konstrukce kondenzačních výměníků

Kondenzační kotle jsou konstruovány tak, aby bylo ve výměníku kotle využito co nejvíce latentního tepla spalin a z kotle byl zajištěn odvod kondenzátu. Zvýšení kondenzace spalin v plynovém kotli je závislé na spalování s nízkým obsahem vzduchu a na nízké teplotě otopné vody, přiváděné z otopného systému do výměníku kotle. Konstrukce kondenzačních kotlů jsou proto charakteristické [6]:

- snahou o spalování v hořáku s nízkým přebytkem vzduchu při proměnném výkonu v celém topném období, ale zejména v období s nízkou teplotou otopné vody, při nízkém výkonu kotle, tj. s vyššími venkovními teplotami vzduchu
- účinným předáním radiačního a konvekčního tepla na teplosměnné ploše kotle při teplotách nad rosným bodem spalin
- účinným předáním tepla v kondenzačním výměníku kotle, kde povrchová teplota výměníku je pod teplotou rosného bodu spalin
- mírou kondenzace spalin, která je závislá na teplotě přívodní otopné vody

Samozřejmým požadavkem konstrukce současných kondenzačních kotlů je zajištění nízké hodnoty emisí škodlivin v kondenzujících spalinách. Většinou se konstruktérům kotlů podaří zajistit koncentrace NO_x a CO i pod spodní doporučenou hranici koncentrace škodlivin. Obě koncentrace jsou často snižovány volbou radiačního hořáku (spalování s nižší teplotou), kde nízká teplota plamene (sálavého povrchu) zajišťuje nízkou produkci NO_x ve spalinách. Dalším obecně sledovaným parametrem kotlů je hlučnost kotle. Kondenzační kotle jsou převážně řešeny s přetlakovým hořákem. Dnešní konstruktéři umějí zajistit nízkou hlučnost od ventilátoru hořáku, buď vlastní konstrukcí nebo útlumem. Rovněž bývá pamatováno na přenos hluku do spalinové cesty od spalování, nejčastěji tlumením i v samotném kotli nebo případně i v kouřovodu. Vnitřní konstrukce kondenzačního kotle je znázorněna na obr. 5. [6]

Obr. 5 Způsob konstrukce kondenzačního kotle [10]



2.7.1 Princip uspořádání výměníků kondenzačních kotlů

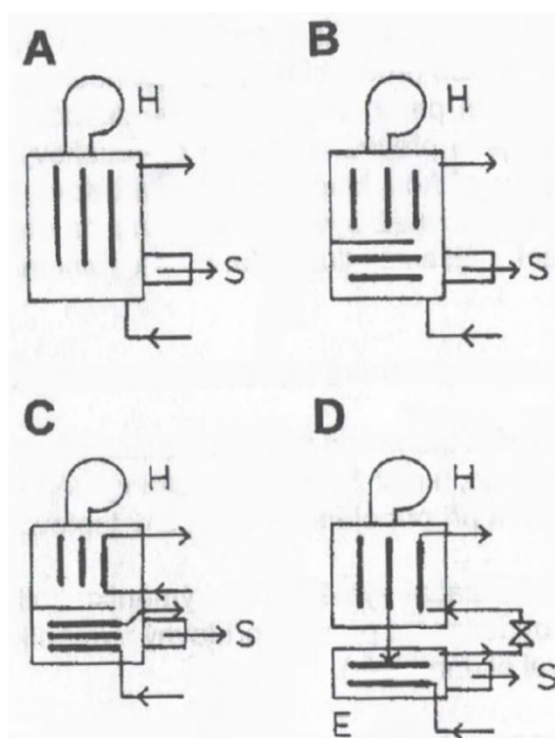
Plynové kotle s kondenzační technikou můžeme principiálně dělit na [6]:

- kondenzační kotle u nichž vysokoteplotní výměník navazuje na výměník kondenzační při připojení na společný teplovodní okruh otopného systému
- oddělený kondenzační výměník od výměníku kotle, který je provozován na bezkondenzační provoz (přídavný výměník pro kondenzaci se někdy nazýval ekonomizér)

Na obr. 6 jsou zobrazeny varianty principiálního uspořádání výměníku kondenzačních kotlů. Společný jediný výměník se používá u kotlů, které jsou připojeny na nízkoteplotní soustavu a po celé vytápěcí období pracují v kondenzačním režimu (obr. 6A). Oddělené výměníky u kotle jsou pouze variantou předchozího, kdy ke kondenzaci dochází v kondenzačním výměníku a výměník ohřívá otopnou vodu nad teplotu rosného bodu spalin (obr. 6B). Na obr. 6C jsou samostatně oddělené výměníky v jediném kotli s dimenzováním nízkoteplotní otopné plochy (např. podlahové vytápění) na 10 % tepelného výkonu zdroje. [6]

Varianta s ekonomizérem na obr. 6D je pouze oddělením předchozího řešení s vylčením kondenzačního výměníku z kotle. Většinou se však u současných konstrukcí kotlů pro vytápění nevyskytuje a je spíše využívána pro technologii. Oddělený kondenzační výměník lze připojit na samostatnou soustavu, např. podlahového vytápění, která je provozována v závislosti na teplovodním provozu s vysokou teplotou otopné vody v kotli (např. u klasického

Obr. 6 Uspořádání kondenzačních výměníků [6]



H – hořák, S – spalinové hrdlo

teplotního spádu 90/70 °C). Takové řešení se používá pouze výjimečně, protože po většinu topného období je možné provozovat teplovodní soustavu s vyšší teplotou otopné vody při jmenovitém výkonu zdroje v kondenzačním režimu. Není však dosahováno tak vysokého stupně ročního využití jako u nízkoteplotní soustavy. [6]

2.8 Volba teplotního spádu

Pod pojmem teplotní spád otopné vody rozumíme průměrný rozdíl teplot mezi přívodní a zpětnou (vratnou) teplotou otopné vody v daném časovém okamžiku bez ohledu na to, o jakou vytápěcí (otopnou) soustavu se jedná, jaký je způsob provedení rozvodů otopné vody, jaký je druh použitých otopných těles (čládková, desková atd.) a jaký je způsob vyvození hybné síly vytápěcí soustavy ve zdroji tepla (přirozený oběh, nucený oběh). Teplotní spád otopné vody tvoří základní potenciál pro dosažení potřebného tepelného příkonu přenášeného vytápěcí soustavou pro pokrytí tepelné ztráty stavebního objektu. Nejvíce známý, a dříve nejčastěji používaný, teplotní spád 90/70 °C byl ustálen koncem 19. století při prvních návrzích vytápěcích soustav s přirozeným (gravitačním, samotížným) oběhem otopné vody. Tento teplotní spád byl zvolen jako důsledek nejvhodnějších tlakových poměrů (ze strany zpětné otopné vody je v kotli nejvyšší hydrostatický tlak než ze strany přívodní otopné vody) vzhledem k rozdílu hustot zpětné a přívodní otopné vody, která byla určena pro zvolené teploty 70 °C a 90 °C. [27] [28]

Při určování teplotního spádu je nutné zvážit, zda jde o návrh zcela nové otopné soustavy, při kterém budou vypočteny parametry konstrukčních prvků, nebo jde o již existující soustavu, kdy se musí vycházet z vlastností již instalovaných prvků.

Výpočtová teplota přívodní otopné vody se volí v závislosti na požadované teplotě na vstupu do otopného tělesa, podle technických možností zdroje tepla a dále podle typu expanzní nádoby použité ve vytápěcí soustavě. [27] [28]

Nejčastěji navrhované teplotní spády vytápěcích soustav jsou [27] [28]:

- nízkoteplotní teplovodní

55/45 °C, 45/35 °C, 40/30 °C, 35/25 °C, s rozdílem teplot přívodní a zpětné otopné vody v rozsahu 10 až 25 K

- teplovodní

75/65 °C, 70/60 °C, 70/50 °C, s rozdílem teplot přívodní a zpětné otopné vody v rozsahu 10 až 25 K

- horkovodní

150/70 °C, 130/70 °C, s rozdílem teplot přívodní a zpětné otopné vody v rozsahu 40 až 80 K

U nízkoteplotních soustav je v průběhu celého otopného období žádoucí, aby vzhledem k zamezení nízkoteplotní koroze kotle byla zpětná teplota otopné vody na vstupu do kotle vyšší, než teplota rosného bodu spalin pro různé druhy paliv. Jak již bylo řečeno, toto neplatí pro kondenzační kotle, kdy je důležitá teplota zpětné vody z vytápěcí soustavy a doporučuje se vyšší teplotní spád s rozdílem teplot 15 K a více. [27] [28]

Teplotní spád s ohledem na nejnižší venkovní teploty [27] [28]:

- 75/60 °C – teplovodní otopná soustava – kondenzační teplo je využito cca 90 % topné sezony
- 65/45 °C – nízkoteplotní otopná soustava – kondenzační teplo je využíváno po celou topnou sezonu
- 55/45 °C – vysoké využití kondenzačního tepla, nižší teploty se pro otopnou soustavu s otopnými tělesy nepoužívají
- 40/30 °C – teplotní spád pro podlahové, případně stěnové vytápění, nejvyšší využití kondenzačního tepla

Malé teplotní spády mezi přívodní a zpětnou otopnou vodou jsou vhodné pouze ve vytápěcích soustavách o malém tepelném výkonu. Při maximálním tepelném výkonu by rozdíl teplot otopné vody neměl klesnout pod 20 K.

2.8 Tepelné ztráty budov

2.8.1 Tepelný odpor

Tepelný odpor udává schopnost vrstvy materiálu bránit šíření tepla. Je dán vztahem [4]:

$$R = \frac{d}{\lambda_k} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}] \quad (4)$$

kde:

d_k tloušťka vrstvy materiálu [m]

λ_k součinitel teplené vodivosti [W/m.K]

Při výpočtu musíme rozlišit tepelný odpor vzduchové vrstvy na vnitřní a vnější straně konstrukce. Hodnoty odporů jsou dány typem konstrukce, typem povrchu a směrem tepelného toku. Konkrétní hodnoty dle ČSN 73 0540-3 jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3 Tepelný odpor vzduchové vrstvy přiléhající ke konstrukci [5]

| Povrch | Konstrukce | Tepelný odpor při přestupu tepla [m ² .K/W] |
|---------|------------------------------|--|
| vnější | jednoplášťová | 0,04 |
| | dvouplášťová | stejně jako R_i |
| zemina | styk se zeminou | 0 |
| vnitřní | stěna (horizont. tep. tok) | 0,13 |
| | střecha (teplený tok vzhůru) | 0,10 |
| | podlaha (teplený tok dolů) | 0,17 |

2.8.2 Součinitel prostupu tepla stavební částí

Součinitel prostupu tepla vyjadřuje množství tepla, které projde plochou 1 m² stavební konstrukce s teplotním rozdílem 1 K. Je dán vztahem [4]:

$$U_k = \frac{1}{R_i + R + R_e} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}] \quad (5)$$

kde:

R_i tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce [$m^2 \cdot K/W$]

R tepelný odpor konstrukce, daný jako součet tepelných odporů jednotlivých vrstev konstrukce [$m^2 \cdot K/W$]

R_e tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce

2.8.3 Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru

Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru je dána součtem ztrátami prostupem tepla a ztrátou větráním [4]:

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \quad [W] \quad (6)$$

kde:

$\Phi_{T,i}$ návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru [W]

$\Phi_{V,i}$ návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru [W]

2.8.4 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru je dána vztahem [4]:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W] \quad (7)$$

kde:

$H_{T,ie}$ součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy [W/K]

$H_{T,iue}$ součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem [W/K]

$H_{T,ig}$ součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do zeminy ustáleným způsobem [W/K]

$H_{T,ij}$ součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu [W/K]

$\theta_{int,i}$ výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru [$^{\circ}C$]

θ_e výpočtová venkovní teplota [°C]

Vzhledem k povaze objektu, a tudíž absencí nevytápěných prostor, součinitel $H_{T,iue}$ v našem případě neuvažujeme. I přes tuto skutečnost bude vztah pro názornost uveden.

2.8.5 Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy

Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí je tvořen částmi konstrukce, které oddělují vytápěný prostor od venkovního prostoru (podlahy, stropy, stěny, okna, příčky). Jedná se o zjednodušený výpočet, který nezahrnuje vliv tepelných mostů. Je dán vztahem [4]:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k \quad [\text{W/K}] \quad (8)$$

kde:

A_k plocha stavební části [m²]

e_k korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům, základní hodnota je rovna 1

U_k součinitel prostupu tepla stavební částí [W/m².K]

2.8.6 Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem

V případě, že se mezi vytápěným prostorem a exteriérem nachází nevytápěný prostor, vypočte se daný součinitel dle vztahu [4]:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u \quad [\text{W/K}] \quad (9)$$

kde:

A_k plocha stavební části [m²]

U_k součinitel prostupu tepla stavební částí [W/m².K]

b_u součinitel redukce teploty, který zohledňuje rozdíl teplot mezi nevytápěným prostorem a výpočtovou venkovní teplotou [-]

Součinitel redukce teploty lze vypočítat třemi metodami. Pokud by se v našem objektu nacházel nevytápěný prostor se známou teplotou, součinitel by se vypočetl dle vztahu:

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-] \quad (10)$$

kde:

θ_u teplota nevytápěného prostoru [°C]

2.8.7 Součinitel tepelné ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do zeminy

Teplotní součinitel vyjadřuje tepelné ztráty podlahami, základovými stěnami při přímém, nebo nepřímém styku s přilehlou zeminou a je dán vztahem [4]:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot G_w \cdot (\sum_k A_k \cdot U_{k,ekv}) \quad [W/K] \quad (11)$$

kde:

f_{g1} korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovních teplot dle ČSN 12831 je roven 1,45 [-]

f_{g2} teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou teplotou a výpočtovou venkovní teplotou a stanoví se dle vztahu:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-]$$

$\theta_{m,e}$ průměrná venkovní teplota za otopné období [°C]

$U_{k,ekv}$ ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí stanovený podle různé typologie podlahy

G_w korekční činitel zohledňující vliv spodní vody; tento vliv se uvažuje, pokud je vzdálenost mezi předpokládanou hladinou spodní vody a úrovní podlahové desky menší než 1 m – v tom případě má hodnotu 1,15, jinak je roven 1

Charakteristické číslo B' , podle kterého se určuje ekvivalentní součinitel prostupu tepla, se vypočítá dle vztahu:

$$B' = \frac{A_G}{0,5 \cdot P} \quad [m] \quad (12)$$

kde:

A_g plocha uvažované podlahové konstrukce [m²]

P obvod požadované podlahové konstrukce (pouze délka obvodových stěn oddělující vytápěný prostor od venkovního prostředí) [m]

2.8.8 Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na jinou teplotu

Součinitel zohledňuje tepelné ztráty do místností (případně přilehlých budov), které mají jinou teplotu v interiéru (typicky koupelny). Vypočítá se dle vztahu [4]:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{i,j} \cdot A_k \cdot U_k \quad [\text{W/m}] \quad (13)$$

kde:

$f_{i,j}$ redukční teplotní činitel, který koriguje teplotní rozdíl mezi teplotou sousedního prostoru a venkovní výpočtovou teplotou [-], vypočte se jako:

$$f_{i,j} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{sousedního\ prostoru}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-]$$

2.8.9 Návrhová tepelná ztráta větráním

Tepelná ztráta větráním je způsobena prouděním vzduchu mezi interiérem a venkovním prostředím kvůli vlivu rozdílných teplot. Je dána vztahem [4]:

$$\varphi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (14)$$

kde:

$H_{V,i}$ měrná tepelná ztráta větráním [W/K]

Měrná tepelná ztráta větráním je dána vztahem:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho_{vzd} \cdot c_p \quad [\text{W/K}] \quad (15)$$

kde:

\dot{V}_i objemový tok vzduchu ve vytápěném prostoru [m³/h]

ρ_{vzd} hustota vzduchu při interiérové teplotě [kg/m³]

c_p měrná tepelná kapacita vzduchu při interiérové teplotě [J/kg.K]

V případě konstancích hodnot ρ_{vzd} a c_p se vztah zjednoduší:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot 0,34 \quad [\text{W/K}] \quad (16)$$

Vzhledem k tomu, že se v objektu nenachází systém nuceného větrání, bude výměna vzduchu probíhat přirozeným větráním. Z toho vyplývá, že přiváděný vzduch bude mít stejné parametry jako vzduch venkovní. Měrná tepelná ztráta bude dána hodnotou minimálního objemového toku vzduchu $\dot{V}_{min,i}$ požadovaného z hygienického hlediska. Je dán vztahem [4]:

$$\dot{V}_{min,i} = n_{min} \cdot V_m \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (17)$$

kde:

n_{min} minimální intenzita výměny vzduchu [h^{-1}]

V_m objem vytápěné místnosti [m^3]

Minimální intenzita výměny vzduchu pro jednotlivé typy místností je uvedena v tab. 4.

Tab. 4 Hodnoty minimální intenzity výměny vzduchu [4]

| TYP MÍSTNOSTI | n_{min} [h^{-1}] |
|--------------------|-------------------------------|
| Obytná místnost | 0,5 |
| Kuchyně a koupelna | 1,5 |
| Kancelář | 1 |
| Školní učebny | 2 |

3 Materiál a metodika

Tepelné ztráty budovy budou vypočteny dle normy ČSN EN 12 831. Za tepelné ztráty se považují ztráty skrz stavební konstrukce a ztráty větráním. Rozumí se tím množství tepla, které projde stavební konstrukcí objektu z interiéru do venkovního prostředí za jednotku času. Norma stanovuje postup výpočtu tepelných ztrát, který je dán následovně:

1. Stanovení hodnot venkovní teploty a průměrné roční venkovní teploty.
2. Stanovení stavu každého prostoru a hodnoty vnitřní výpočtové teploty každého vytápěného prostoru.
3. Stanovení rozměrů a tepelných vlastností všech stavebních částí a každého nevytápěného i vytápěného prostoru.
4. Výpočet součinitele tepelných ztrát prostupem tepla a násobení rozdílem teplot uvnitř a vně objektu pro získání tepelných ztrát prostupem vytápěného prostoru.
5. Výpočet součinitele tepelných ztrát prostupem tepla a násobení rozdílem teplot uvnitř a vně objektu pro získání tepelných ztrát větráním vytápěného prostoru.
6. Stanovení celkové tepelné ztráty vytápěného prostoru sečtením návrhových tepelných ztrát prostupem a návrhových tepelných ztrát větráním.
7. Výpočet zátopového výkonu vytápěného prostoru.
8. Stanovení celkového tepelného výkonu sečtením celkových tepelných ztrát a zátopového výkonu.

Vzhledem k tomu, že objekt řešený v této práci je trvale vytápěný, zátopový výkon (resp. přerušovaný provoz) se zde neuvažuje.

3.1 Údaje o teplotách

Z přílohy normy ČSN EN 12 831 byly odečteny klíčové teploty pro výpočet, a to konkrétně venkovní výpočtová teplota θ_e a průměrná roční venkovní teplota $\theta_{m,e}$, jejichž hodnoty jsou uvedeny v tab. 5. Nejbližší lokalita s výpočtovými teplotami je pro řešený objekt lokalita Praha (Karlovy) s nadmořskou výškou 181 m.

Tab. 5 Výpočtové teploty [18]

| Název | Označení | Hodnota [°C] |
|---------------------------------|----------------|--------------|
| Venkovní výpočtová teplota | θ_e | -12 |
| Průměrná roční venkovní teplota | $\theta_{m,e}$ | 4,3 |

3.2 Popis objektu

Objektem zvoleným pro výpočet je rodinný dům v okrese Praha-východ. Dům je přízemní bez garáže, obytná plocha činí přibližně 156 m². Nachází se zde celkem 5 samostatných místností – 2 pokoje s univerzálním využitím (dětský pokoj, pracovna atd.), ložnice, koupelna, obývací pokoj s kuchyní spojené do jedné místnosti. Otopná soustava pochází z období rekonstrukce v roce 2003 a je tvořena deskovými tělesy výrobce Korado s kombinacemi typů 22 a 33 s rozměry z předního pohledu 1200 x 600 mm, v koupelně je navíc instalované trubkové otopné těleso stejného výrobce s rozměry 1820 x 750 mm, podlahové topení není v objektu použito. Zdrojem tepla byl kotel na zemní plyn. Jednotlivá otopná tělesa jsou osazena termostatickými hlavicemi a celý systém je řízen termostatem umístěným v obývacím pokoji. Rozvody teplé vody jsou řešeny pomocí měděných trubek. Dále je instalován zásobník teplé vody o objemu 149 litrů. Výkon kotle je zásobníkem omezen na 25,1 kW. Příklad možného zapojení závěsného kondenzačního kotle a zásobníku na teplou vodu je vidět na obrázku 7.

3.3 Výpočet tepelných ztrát a výběr kondenzačního kotle

Prvním krokem je výpočet tepelných ztrát, jak pro celou budovu, tak pro jednotlivé místnosti. Tepelné ztráty se poté porovnají s tepelnými výkony jednotlivých otopných těles při různých teplotních spádech. Ideální řešení bude takové, při kterém stávající otopná tělesa pokryjí tepelné ztráty bez nutnosti měnit tělesa za výkonnější. Další možnost nastane, pokud otopná tělesa nebudou dostatečně výkonná. V tom případě bude nutné zvážit výměnu otopných těles, případně instalaci doplňujících.

Obr. 7 Kondenzační kotel firmy Junkers se zásobníkem teplé vody [Archiv autora]



4 Výsledky

Příklady výpočtu součinitelů prostupu tepla pro jednotlivé konstrukce a výpočet tepelných ztrát jednotlivých místností jsou uvedeny v tabulkách 6 a 7. Tabulky pro ostatní místnosti a stavební konstrukce jsou uvedeny v příloze 1. Celkové vypočtené tepelné ztráty rodinného domu byly stanoveny na 8410 W, přehled tepelných ztrát jednotlivých místností je uveden v tabulce 8. Z katalogu výrobce byly odečteny hodnoty tepelných výkonů jednotlivých typů otopných těles pro různé teplotní spády v rozsahu 90/70 °C až 55/45 °C.

Tab. 6 Výpočet tepelných ztrát pro obývací pokoj a kuchyň

| Místnost – Obývací pokoj a kuchyně | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------|-------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|
| část konstrukce | $\Theta_{int,i}$ [°C] | Θ_e [°C] | A_k [m ²] | U_k [W/m ² .K] | Tepelná ztráta prostupem tepla [W] |
| nosná zeď | 22 | -12 | 14,312 | 0,224 | 108,844 |
| nosná zeď | 22 | -12 | 14,924 | 0,224 | 113,498 |
| okno | 22 | -12 | 2,25 | 1,2 | 91,8 |
| okno | 22 | -12 | 2,25 | 1,2 | 91,8 |
| balkonové dveře | 22 | -12 | 3,6 | 1,2 | 146,88 |
| podlaha | 22 | -12 | 49,479 | 0,258 | 202,950 |
| střecha | 22 | -12 | 49,479 | 0,170 | 286,525 |
| Celková tepelná ztráta prostupem tepla [W] | | | | | 1042,297 |
| Objem vytápěného prostoru V_m [m ³] | | | | | 121,025 |
| Nejmenší intenzita proudění n_{min} [h ⁻¹] | | | | | 1,5 |
| Požadovaná výměna vzduchu V_{min} [m ³ /h] | | | | | 181,537 |
| Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním $H_{V,i}$ [W/K] | | | | | 61,723 |
| Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ [W] | | | | | 2098,570 |
| Celková návrhová tepelná ztráta [W] | | | | | 3140,867 |
| $U_{k,ekv}$ [W/m ² .K], pro podlahu dle ČSN 12831 | | | | 0,16 | |

Tab. 7 Výpočet součinitele prostupu tepla pro podlahu

| Typ konstrukce – podlahu (obývací pokoj a kuchyně) | | | |
|---|---------------------|---------------------------|---|
| složení | λ_k [W/m.K] | tloušťka vrstvy d_k [m] | tepelný odpor R [m ² .K/W] |
| vinylová podlaha | 0,25 | 0,006 | 0,024 |
| cementová mazanina | 1,4 | 0,07 | 0,05 |
| extrudovaný polystyren | 0,034 | 0,12 | 3,529 |
| podkladní beton | 1,5 | 0,15 | 0,1 |
| tepelný odpor na vnitřním povrchu konstrukce R_i | | | 0,17 |
| tepelný odpor na vnějším povrchu konstrukce R_e | | | 0 |
| tepelný odpor celkem R [m ² .K/W] | | | 3,873 |
| Součinitel prostupu tepla U_k [W/m ² .K] | | | 0,258 |

Tab. 8 Tepelné ztráty jednotlivých místností

| Místnost | Tepelné ztráty [W] |
|---------------------------|--------------------|
| 1. pokoj | 635 |
| 2. pokoj | 570 |
| ložnice | 1107 |
| koupelna | 2005 |
| obývací pokoj + kuchyně | 3141 |
| chodba | 952 |
| Tepelné ztráty celkem [W] | 8410 |

Tab. 9 Výkon otopných těles pro různé teplotní spády

| Výkon otopných těles dle teplotního spádu [W] | | | |
|---|--------|--------|-----------------|
| Teplotní spád [°C] | Typ 22 | Typ 33 | Trubkové těleso |
| 90/70 | 2457 | 3524 | 1290 |
| 75/60 | 1777 | 2543 | 959 |
| 70/60 | 1647 | 2358 | 892 |
| 70/50 | 1359 | 1943 | 737 |
| 65/50 | 1256 | 1794 | 682 |
| 65/45 | 1114 | 1590 | 606 |
| 55/45 | 791 | 1127 | 503 |

Tab. 10 Výkon otopných těles v jednotlivých místnostech

| Teplotní spád [°C] | Výkon otopných těles v jednotlivých místnostech dle teplotního spádu [W] | | | | | |
|--------------------|--|---------------------|--------------------|---|------------------------------------|-------------------|
| | 1. pokoj, 1x typ 22 | 2. pokoj, 1x typ 22 | ložnice, 2x typ 22 | koupelna, 1x typ 33, 1x trubkové těleso | obývací pokoj + kuchyně, 2x typ 33 | chodba, 1x typ 22 |
| 90/70 | 2457 | 2457 | 4914 | 2457 | 7048 | 2457 |
| 65/45 | 1114 | 1114 | 2228 | 2196 | 3180 | 1114 |
| 55/45 | 791 | 791 | 1582 | 1630 | 2254 | 791 |
| Tepelné ztráty [W] | 635 | 570 | 1107 | 2005 | 3141 | 952 |

4.1 Návrh teplotního spádu a kondenzačního kotle

Z tabulek vyplývá, že na pokrytí vypočtených tepelných ztrát rodinného domu je potřeba volit teplotní spád 65/45 °C. Jako zdroj vytápění byl vybrán závěsný kondenzační kotel Vaillant VU 15 CS/1-5 ecoTEC plus ioniDetect s technologií rozpoznávání kvality zemního plynu na základě elektrické vodivosti jeho plamenů. Kotel má rozsah výkonu pro vytápění od 2,7 do 15,4 kW, pro ohřev teplé vody pak výkon dosahuje hodnoty 20 kW. Je vybaven vestavěným 3cestným ventilem, expanzní nádobou o objemu 10 litrů, elektronicky řízeným oběhovým čerpadlem a automatickým dopouštěním otopné vody. Průměrná cena tohoto kotle se pohybuje okolo 42 500 Kč včetně DPH. Technické údaje kotle jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Technické údaje kondenzačního kotle Vaillant

| Specifikace | Jednotka | VU 15 CS/1-5 |
|--|----------|--------------|
| Rozsah jmenovitého tepleného výkonu při 50/30 °C | kW | 2,8 - 16,4 |
| Rozsah jmenovitého tepleného výkonu při 80/60 °C | kW | 2,5 - 14,8 |
| Maximální tepelný výkon pro vytápění | kW | 15,3 |
| Minimální tepelný výkon pro vytápění | kW | 2,7 |
| Maximální tepelný výkon TV | kW | 20 |
| Nominální tepelné zatížení | kW | 20,4 |
| Rozsah jmenovitého tepelného zatížení topení | kW | 2,7 - 15,3 |
| Rozsah nastavení topení | kW | 2,7 - 15,3 |
| Maximální teplota na výstupu | °C | 85 |
| Rozsah nastavení výstupní teploty | °C | 30–80 |
| Maximální provozní tlak, topení | MPa | 0,3 |
| Hmotnost bez obalu a vody | kg | 34 |
| Plynová přípojka na straně kotle | mm | 15 |
| Třída NO _x | | 6 |
| Stupeň krytí | | IPX4D |

4.2 Roční spotřeba tepla a náklady na vytápění

Náklady na vytápění za otopné období se vypočtou za pomoci denostupňové metody a požadovaného tepelného výkonu. Vypočítají se ze vztahu [7]:

$$Q_{VYT,r} = \frac{\varepsilon}{\eta_o \cdot \eta_r} \cdot \frac{24 \cdot \Phi_i \cdot D}{\theta_{int,m} - \theta_e} \cdot 3,6 \cdot 10^3 \quad [\text{J/rok}] \quad (18)$$

kde:

ε opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přírážek pro výpočet tepelné ztráty na zmenšení tepelné ztráty, volí se v rozmezí $\varepsilon = 0,60$ až $0,85$ [-]

η_o účinnost regulace, zvolena $\eta_o = 0,95$ [-]

η_r účinnost rozvodu otopného média, zvolena $\eta_r = 0,97$ [-]

D počet denostupňů, je dán vztahem [7]:

$$D = d \cdot (\theta_{int,m} - \theta_{e,m}) \quad [\text{K.den}] \quad (19)$$

d počet dnů otopného období, pro oblast Praha (Karlovy) činí 225 dnů

$\theta_{int,m}$ průměrná vnitřní výpočtová teplota [°C]

$\theta_{e,m}$ průměrná venkovní teplota za otopné období [°C]

Průměrná vnitřní výpočtová teplota $\theta_{int,m} = 22,3$ °C

Průměrná venkovní teplota za otopné období $\theta_{e,m} = 4,3$ °C

Počet denostupňů $D = 225 \cdot (22,3 - 4,3) = 4050$ K. den

Roční spotřeba tepla na vytápění

$$Q_{VYT,r} = \frac{\varepsilon}{\eta_o \cdot \eta_r} \cdot \frac{24 \cdot \Phi_i \cdot D}{\theta_{int,m} - \theta_e} \cdot 3,6 \cdot 10^3 = \frac{0,8}{0,95 \cdot 0,97} \cdot \frac{24 \cdot 8410 \cdot 4050}{[22,3 - (-12)]} \cdot 3,6 \cdot 10^3 = 74,48 \text{ GJ/rok}$$

Reálná spotřeba plynu na vytápění činí 74,48 GJ/rok neboli 20 688,8 kWh/rok.

Po výpočtu tepla potřebného na pokrytí ztrát vybraného objektu můžeme určit roční náklady na vytápění. Společnost Innogy, která je dodavatelem zemního plynu, dodávala zemní plyn dle faktur z roku 2021 s cenou 1,25 Kč/kWh včetně DPH. Celkové náklady jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Roční náklady na vytápění

| Náklady na vytápění | |
|---|--------------------|
| Roční spotřeba tepla $Q_{\text{VYT},r}$ | 74,48 [GJ/rok] |
| | 20 688,8 [kWh/rok] |
| Roční náklady na plyn | 25 861 Kč |

5 Diskuze a závěr

Předmětem této diplomové práce bylo zaměření se na konstrukci a provoz kondenzačních kotlů a návrh kondenzačního kotle pro existující otopnou soustavu v rodinném domě, která se skládá z těles deskových a trubkového tělesa v koupelně. V teoretické části byla mimo jiné řešena problematika otopných soustav, otopných těles a plynových spotřebičů obecně. Dále práce seznamuje s metodami a postupy výpočtu tepelných ztrát budovy dle ČSN 12 831 a jejich využití pro návrh kondenzačního kotle pro rodinný dům.

V praktické části se poté tepelná ztráta vypočítala jak pro celý dům, tak pro každou místnost zvlášť pro potřeby kontroly výkonu otopných těles. Výsledkem je zvolený teplotní spád 65/45 °C. Dále byla vypočtena roční spotřeba tepla a náklady na vytápění.

Nejnižší teplotní spád 55/45 °C, který se volí pro otopná tělesa, ztráty nepokryje. Varianta s teplotním spádem 55/45 °C by se dala uvažovat v případě dodatečné instalace podlahového vytápění do koupelny a obývacího pokoje s kuchyní. Vzhledem k tomu, že rodinný dům je po relativně nedávné rekonstrukci včetně zateplení, nedává takto velká investice pro tuto chvíli smysl. Další varianta počítala s výměnou deskových těles za výkonnější, avšak se ukázalo, že stávající tělesa se zvoleným teplotním spádem tepelnou ztrátu pokryjí a jejich výměna nemá, bez instalace podlahového vytápění, smysl.

6 Seznam použité literatury

- [1] KOLEKTIV. Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě. Praha: GAS, 2001. ISBN 8086176827.
- [2] BAŠTA, Jiří a Karel KABELE. Otopné soustavy teplovodní. 3., přeprac. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, odborná sekce vytápění, 2008. Sešit projektanta – pracovní podklady. ISBN 9788002020646.
- [3] BAŠTA, Jiří. Otopné plochy – otopná tělesa. 2. přepracované vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016. ISBN 9788001059432.
- [4] ČSN EN 12831 Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu – Část 1: Tepelný výkon pro vytápění. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
- [5] ČSN 73 0540-3 Tepelná ochrana budov – Část 3: Návrhové hodnoty veličin. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005.
- [6] JELÍNEK, Vladimír. Kondenzační technika u plynových spotřebičů. Praha: GAS, 2010. GAS. ISBN 9788086176260.
- [7] KOLEKTIV. Vytápění. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 1996. ISBN 8002010744.
- [8] BAŠTA, Jiří. Otopná tělesa. [Praha]: Společnost pro techniku prostředí, 2000. Sešit projektanta – pracovní podklady. ISBN 8002013514.
- [9] CAMARA, Gwenn. Heating, Ventilating, and Air Conditioning Technologies, World Technologies, 2012. ProQuest Ebook Central, [online] ISBN 978-81323-3069-1 Dostupné z: <https://ebookcentral-proquest-com.infozdroje.czu.cz/lib/czup/detail.action?docID=840900>
- [10] SATYAVADA, Harish a Simone BALDI. Monitoring energy efficiency of condensing boilers via hybrid first-principle modelling and estimation. Energy [online]. 2018, 142, 121-129 [cit. 2022-01-23]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2017.09.124
- [11] RENFUS, Jaromír. *Vysoce efektivní kondenzační kotel na zemní plyn* [online]. Brno, 2010 [cit. 2021-10-26]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/yOvt18/>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.

- [12] FÍK, Josef. Zemní plyn: tabulky, diagramy, rovnice, výpočty, výpočtové pravítko. Praha: Agentura ČSTZ, 2006. ISBN 80-86028-22-4.
- [13] FÍK, Josef. Plynové spotřebiče (I). Tzb.info [online]. 2004 [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/2019-plynove-spotrebice-i>
- [14] KOTALA, Jan. Návrh učebního textu pro předmět Odběrná plynová zařízení učebního oboru Mechanik plynových zařízení [online]. Brno, 2016 [cit. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/pc3duf/>. Diplomová práce. Masarykova univerzita, Pedagogická fakulta.
- [15] FUČÍK, Zdeněk. Stručná teorie kondenzace u kondenzačních plynových kotlů. Tzb.info [online]. 2004 [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>
- [16] VALENTA, Vladimír. Kondenzační kotle. Tzb.info [online]. 2000 [cit. 2022-01-05]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/12491-kondenzacni-kotle>
- [17] VALENTA, Vladimír. Kondenzační kotel pro každého (I). Tzb.info [online]. 2002 [cit. 2022-01-05]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/868-kondenzacni-kotel-pro-kazdeho-i>
- [18] Venkovní výpočtové teploty a otopná období dle lokalit. Tzb.info [online]. [cit. 2021-12-03]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/25-venkovni-vypoctove-teploty-a-otopna-obdobi-dle-lokalit>
- [19] HEINRICH, Pavel. Tepelně technické parametry cihel – minulost, současnost a budoucnost. Tzb.info [online]. Heluz cihlářský průmysl, 2012 [cit. 2022-03-02]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/cihly-bloky-tvarnice/8439-tepelne-technicke-parametry-cihel-minulost-soucasnost-a-budoucnost>
- [20] Hodnoty fyzikálních veličin vybraných stavebních materiálů [online]. 2001 [cit. 2022-03-02]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/58-hodnoty-fyzikalnich-velicin-vybranych-stavebnich-materialu>
- [21] Odpor při přestupu tepla. Tzb.info [online]. [cit. 2021-12-03]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/prostup-tepla-stavebni-konstrukci/314-odpor-pri-prestupu-tepla>

- [22] LUPTÁK, Ladislav a Lubomír ŠMARD. Učební text pro obor Instalatér, 3. ročník [online]. Brno: Střední škola polytechnická Brno, 2016 [cit. 2022-02-07]. ISBN 978-80-88058-32-8. Dostupné z: <https://publi.cz/books/177/Impresum.html>
- [23] Desková otopná tělesa. Korado.cz [online]. [cit. 2022-02-07]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/deskova-otopna-telesa>
- [24] Trubková otopná tělesa. Korado.cz [online]. [cit. 2022-02-07]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/trubkova-otopna-telesa>
- [25] Projekční podklady a pomůcky – Tepelná bilance objektu – denostupňová metoda. Tzb.fsv.cvut.cz [online]. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta stavební [cit. 2021-12-18]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=1%5d.%20>
- [26] FÍK, Josef. Zemní plyn – fyzikální vlastnosti. Tzb.info [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1921-zakladni-fyzikalni-vlastnosti-zp-i>
- [27] BAŠTA, Jiří. Volba teplotního spádu. Tzb.info [online]. Praha, 2001 [cit. 2022-02-07]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/525-volba-teplotniho-spadu>
- [28] HIRŠ, Jiří a Milan KUBÍN. Teplotní spády otopné vody ve vytápěcích soustavách stavebních objektů. Topin.cz [online]. Topin media, 2014 [cit. 2022-02-07]. Dostupné z: <https://www.topin.cz/clanky/teplotni-spady-otopne-vody-ve-vytapecich-soustavach-stavebnich-objektu-detail-5917>

Seznam použitých symbolů

| Symbol | Popis | Jednotka |
|--------------|---|---------------------------|
| λ | Součinitel přebytku vzduchu | [-] |
| Q_s | Spalné teplo | [J/m ³ ; J/kg] |
| Q_i | Výhřevnost | [J/m ³ ; J/kg] |
| R | Tepelný odpor | [m ² .K/W] |
| d_k | Tloušťka vrstvy materiálu | [m] |
| λ_k | Součinitel teplené vodivosti | [W/m.K] |
| U_k | Součinitel prostupu tepla | [W/m ² .K] |
| R_i | Tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce | [m ² .K/W] |
| R_e | Tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce | [m ² .K/W] |
| Φ_i | Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru | [W] |
| $\Phi_{T,i}$ | Tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru | [W] |
| $\Phi_{V,i}$ | Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru | [W] |
| $H_{T,je}$ | Součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy | [W/K] |
| $H_{T,iue}$ | Součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem | [W/K] |

| | | |
|------------------|--|-----------------------|
| $H_{T,ig}$ | Součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do zeminy ustáleným způsobem | [W/K] |
| $H_{T,ij}$ | Součinitel teplené ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu | [W/K] |
| $\theta_{int,i}$ | Výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru | [°C] |
| θ_e | Výpočtová venkovní teplota | [°C] |
| A_k | Plocha stavební části | [m] |
| e_k | Korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům | [-] |
| U_k | Součinitel prostupu tepla stavební částí | [W/m ² .K] |
| b_u | Součinitel redukce teploty, který zohledňuje rozdíl teplot mezi nevytápěným prostorem a výpočtovou venkovní teplotou | [-] |
| θ_u | Teplota nevytápěného prostoru | [°C] |
| f_{g1} | Korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovních teplot | [-] |
| f_{g2} | Teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou teplotou a výpočtovou venkovní teplotou | [-] |
| $\theta_{m,e}$ | Průměrná venkovní teplota za otopné období | [°C] |
| $U_{k,ekv}$ | Ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí stanovený podle různé typologie podlahy | [W/m ² .K] |
| G_w | Korekční činitel zohledňující vliv spodní vody | [-] |
| P | Obvod požadované podlahové konstrukce | [m] |
| $f_{i,j}$ | Redukční teplotní činitel | [-] |
| $H_{V,i}$ | Měrná teplená ztráta větráním | [W/K] |

| | | |
|---------------|--|----------------------|
| \dot{V}_i | Objemový tok vzduchu ve vytápěném prostoru | [m ³ /h] |
| ρ_{vzd} | Hustota vzduchu při interiérové teplotě | [kg/m ³] |
| c_p | Měrná tepelná kapacita vzduchu při interiérové teplotě | [J/kg.K] |
| n_{min} | Minimální intenzita výměny vzduchu | [h ⁻¹] |
| V_m | Objem vytápěné místnosti | [m ³] |
| $Q_{VYT,r}$ | Roční spotřeba tepla na vytápění | [J/rok] |
| ε | Opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přírážek pro výpočet tepelné ztráty na zmenšení tepelné ztráty | [-] |
| η_o | Účinnost regulace | [-] |
| η_r | Účinnost rozvodu otopného média | [-] |
| D | Počet denostupňů | [K.den] |
| d | Počet dnů otopného období | [den] |

Seznam obrázků

- Obrázek 1 Řez deskovým otopným tělesem
- Obrázek 2 Přehled základních typů deskových otopných těles
- Obrázek 3 Schéma principu získávání latentního tepla
- Obrázek 4 Atmosférický injektorový plynový hořák
- Obrázek 5 Způsob konstrukce kondenzačního kotle
- Obrázek 6 Uspořádání kondenzačních výměníků
- Obrázek 7 Kondenzační kotel firmy Junkers se zásobníkem teplé vody

Seznam tabulek

- Tabulka 1 Přehled základních typů deskových otopných těles
- Tabulka 2 Spalné teplo a výhřevnost vybraných paliv
- Tabulka 3 Tepelný odpor vzduchové vrstvy přiléhající ke konstrukci
- Tabulka 4 Hodnoty minimální intenzity výměny vzduchu
- Tabulka 5 Výpočtové teploty
- Tabulka 6 Výpočet tepelných ztrát pro obývací pokoj a kuchyň
- Tabulka 7 Výpočet součinitele prostupu tepla pro podlahu
- Tabulka 8 Tepelné ztráty jednotlivých místností
- Tabulka 9 Výkon otopných těles pro různé teplotní spády
- Tabulka 10 Výkon topných těles v jednotlivých místnostech
- Tabulka 11 Technické údaje kondenzačního kotle Vaillant
- Tabulka 12 Roční náklady na vytápění

Příloha 1 Výpočet tepelných ztrát

| Typ konstrukce – podlaha (koupelna) | | | |
|---|---------------------|---------------------------|---|
| Složení | λ_k [W/m.K] | tloušťka vrstvy d_k [m] | tepelný odpor R [m ² .K/W] |
| keramická dlažba | 1 | 0,011 | 0,011 |
| cementová mazanina | 1,4 | 0,07 | 0,05 |
| extrudovaný polystyren | 0,034 | 0,12 | 3,529 |
| podkladní beton | 1,5 | 0,15 | 0,1 |
| tepelný odpor na vnitřním povrchu konstrukce R_i | | | 0,17 |
| tepelný odpor na vnějším povrchu konstrukce R_e | | | 0 |
| tepelný odpor celkem R [m ² .K/W] | | | 3,860 |
| Součinitel prostupu tepla U_k [W/m ² .K] | | | 0,259 |

| Typ konstrukce – podlaha (1. a 2. pokoj, ložnice) | | | |
|---|---------------------|---------------------------|---|
| složení | λ_k [W/m.K] | tloušťka vrstvy d_k [m] | tepelný odpor R [m ² .K/W] |
| koberec | 0,065 | 0,006 | 0,092 |
| cementová mazanina | 1,4 | 0,07 | 0,05 |
| extrudovaný polystyren | 0,034 | 0,12 | 3,529 |
| podkladní beton | 1,5 | 0,15 | 0,1 |
| tepelný odpor na vnitřním povrchu konstrukce R_i | | | 0,17 |
| tepelný odpor na vnějším povrchu konstrukce R_e | | | 0 |
| tepelný odpor celkem R [m ² .K/W] | | | 3,942 |
| Součinitel prostupu tepla U_k [W/m ² .K] | | | 0,254 |

| Typ konstrukce – obvodová nosná zeď | | | |
|---|---------------------|---------------------------|---|
| složení | λ_k [W/m.K] | tloušťka vrstvy d_k [m] | tepelný odpor R [m ² .K/W] |
| polystyren | 0,039 | 0,15 | 3,846 |
| cihla plná | 0,8 | 0,35 | 0,4375 |
| vápenná omítka | 0,88 | 0,015 | 0,017 |
| tepelný odpor na vnitřním povrchu konstrukce R_i | | | 0,13 |
| tepelný odpor na vnějším povrchu konstrukce R_e | | | 0,04 |
| tepelný odpor celkem R [m ² .K/W] | | | 4,471 |
| Součinitel prostupu tepla U_k [W/m ² .K] | | | 0,224 |

| Typ konstrukce – příčka (koupelna) | | | |
|---|---------------------|---------------------------|---|
| složení | λ_k [W/m.K] | tloušťka vrstvy d_k [m] | tepelný odpor R [m ² .K/W] |
| pórobeton | 0,17 | 0,1 | 0,588 |
| vápenná omítka | 0,88 | 0,015 | 0,017 |
| vápenná omítka | 0,88 | 0,015 | 0,017 |
| tepelný odpor na vnitřním povrchu konstrukce R_i | | | 0,13 |
| tepelný odpor na vnějším povrchu konstrukce R_e | | | 0,13 |
| tepelný odpor celkem R [m ² .K/W] | | | 0,882 |
| Součinitel prostupu tepla U_k [W/m ² .K] | | | 1,133 |

| Typ konstrukce – střecha | | | |
|---|---------------------|---------------------------|---|
| složení | λ_k [W/m.K] | tloušťka vrstvy d_k [m] | tepelný odpor R [m ² .K/W] |
| střešní krytina | | | |
| pojistná hydroizolace | | | |
| střešní konstrukce | | | |
| vzduchová mezera | | | |
| minerální vlna | 0,036 | 0,2 | 5,556 |
| parotěsná folie | 0,049 | 0,003 | 0,061 |
| sádrokarton | 0,22 | 0,012 | 0,055 |
| tepelný odpor na vnitřním povrchu konstrukce R_i | | | 0,1 |
| tepelný odpor na vnějším povrchu konstrukce R_e | | | 0,1 |
| tepelný odpor celkem R [m ² .K/W] | | | 5,871 |
| Součinitel prostupu tepla U_k [W/m ² .K] | | | 0,170 |

| Místnost - 1. pokoj | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------|-------------------------|--------------------------------|------------------------------------|
| část konstrukce | $\Theta_{int,i}$ [°C] | Θ_e [°C] | A_k [m ²] | U_k [W/m ² .K] | Tepelná ztráta prostupem tepla [W] |
| nosná zeď | 22 | -12 | 14,04 | 0,224 | 106,775 |
| nosná zeď | 22 | -12 | 5,828 | 0,224 | 44,322 |
| okno | 22 | -12 | 1,92 | 1,2 | 78,336 |
| podlaha | 22 | -12 | 16,092 | 0,254 | 70,131 |
| střecha | 22 | -12 | 16,092 | 0,170 | 93,186 |
| Celková tepelná ztráta prostupem tepla [W] | | | | | 392,751 |
| Objem vytápěného prostoru V_m [m ³] | | | | | 41,839 |
| Nejmenší intenzita proudění n_{min} [h ⁻¹] | | | | | 0,5 |
| Požadovaná výměna vzduchu V_{min} [m ³ /h] | | | | | 20,920 |
| Součinitel návrhové teplené ztráty větráním $H_{V,i}$ [W/K] | | | | | 7,113 |
| Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ [W] | | | | | 241,831 |
| Celková návrhová tepelná ztráta [W] | | | | | 634,582 |
| $U_{k,ekv}$ [W/m ² .K], pro podlahu dle ČSN 12831 | | | | 0,17 | |

| Místnost - 2. pokoj | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------------------|
| část konstrukce | $\Theta_{int,i}$ [°C] | Θ_e [°C] | A_k [m ²] | U_k [W/m ² .K] | Tepelná ztráta prostupem tepla [W] |
| nosná zeď | 22 | -12 | 6,174 | 0,224 | 46,954 |
| okno | 22 | -12 | 2,25 | 1,2 | 91,8 |
| podlaha | 22 | -12 | 17,496 | 0,254 | 67,279 |
| střecha | 22 | -12 | 17,496 | 0,170 | 101,317 |
| Celková tepelná ztráta prostupem tepla [W] | | | | | 307,350 |
| Objem vytápěného prostoru V_m [m ³] | | | | | 45,490 |
| Nejmenší intenzita proudění n_{min} [h ⁻¹] | | | | | 0,5 |
| Požadovaná výměna vzduchu V_{min} [m ³ /h] | | | | | 22,745 |
| Součinitel návrhové teplené ztráty větráním $H_{V,i}$ [W/K] | | | | | 7,733 |
| Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ [W] | | | | | 262,930 |
| Celková návrhová tepelná ztráta [W] | | | | | 570,280 |
| $U_{k,ekv}$ [W/m ² .K], pro podlahu dle ČSN 12831 | | | | 0,15 | |

| Místnost – ložnice | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------|-------------------------|--------------------------------|------------------------------------|
| část konstrukce | $\Theta_{int,i}$ [°C] | Θ_e [°C] | A_k [m ²] | U_k [W/m ² .K] | Tepelná ztráta prostupem tepla [W] |
| nosná zeď | 22 | -12 | 9,826 | 0,224 | 74,727 |
| nosná zeď | 22 | -12 | 14,04 | 0,224 | 106,775 |
| okno | 22 | -12 | 2,25 | 1,2 | 91,8 |
| okno | 22 | -12 | 2,25 | 1,2 | 91,8 |
| podlaha | 22 | -12 | 29,754 | 0,254 | 122,044 |
| střecha | 22 | -12 | 29,754 | 0,170 | 172,301 |
| Celková tepelná ztráta prostupem tepla [W] | | | | | 659,448 |
| Objem vytápěného prostoru V_m [m ³] | | | | | 77,360 |
| Nejmenší intenzita proudění n_{min} [h ⁻¹] | | | | | 0,5 |
| Požadovaná výměna vzduchu V_{min} [m ³ /h] | | | | | 38,680 |
| Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním $H_{V,i}$ [W/K] | | | | | 13,151 |
| Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ [W] | | | | | 447,143 |
| Celková návrhová tepelná ztráta [W] | | | | | 1106,591 |
| $U_{k,ekv}$ [W/m ² .K], pro podlahu dle ČSN 12831 | | | | 0,16 | |

| Místnost – koupelna | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------|-------------------------|-----------------------------|------------------------------------|
| část konstrukce | $\Theta_{int,i}$ [°C] | Θ_e [°C] | A_k [m ²] | U_k [W/m ² .K] | Tepelná ztráta prostupem tepla [W] |
| nosná zeď | 24 | -12 | 14,924 | 0,224 | 120,174 |
| nosná zeď | 24 | -12 | 5,836 | 0,224 | 46,994 |
| okno | 24 | -12 | 2,25 | 1,2 | 97,2 |
| dveře interiérové | 24 | 22 | 1,576 | 3,5 | 11,032 |
| podlaha | 24 | -12 | 17,851 | 0,259 | 166,472 |
| střecha | 24 | -12 | 17,851 | 0,170 | 109,456 |
| příčka | 24 | 22 | 14,924 | 1,133 | 33,829 |
| Celková tepelná ztráta prostupem tepla [W] | | | | | 585,157 |
| Objem vytápěného prostoru V_m [m ³] | | | | | 77,360 |
| Nejmenší intenzita proudění n_{min} [h ⁻¹] | | | | | 1,5 |
| Požadovaná výměna vzduchu V_{min} [m ³ /h] | | | | | 116,041 |
| Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním $H_{V,i}$ [W/K] | | | | | 39,454 |
| Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ [W] | | | | | 1420,337 |
| Celková návrhová tepelná ztráta [W] | | | | | 2005,494 |
| $U_{k,ekv}$ [W/m ² .K], pro podlahu dle ČSN 12831 | | | | 0,16 | |

| Místnost – chodba | | | | | |
|--|--------------------------|--------------------|-------------------------|--------------------------------|------------------------------------|
| část konstrukce | $\theta_{int,i}$ [°C] | θ_e [°C] | A_k [m ²] | U_k [W/m ² .K] | Tepelná ztráta prostupem tepla [W] |
| nosná zeď | 22 | -12 | 5,02 | 0,224 | 38,177 |
| nosná zeď | 22 | -12 | 7,02 | 0,224 | 53,388 |
| podlaha | 22 | -12 | 25,806 | 0,259 | 99,234 |
| střecha | 22 | -12 | 25,806 | 0,170 | 149,439 |
| vstupní dveře | 22 | -12 | 2 | 2 | 136 |
| Celková tepelná ztráta prostupem tepla [W] | | | | | 476,238 |
| | | | | | |
| Objem vytápěného prostoru V_m [m ³] | | | | | 82,345 |
| Nejmenší intenzita proudění n_{min} [h ⁻¹] | | | | | 0,5 |
| Požadovaná výměna vzduchu V_{min} [m ³ /h] | | | | | 41,172 |
| Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním $H_{v,i}$ [W/K] | | | | | 13,999 |
| Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W] | | | | | 475,952 |
| | | | | | |
| Celková návrhová tepelná ztráta [W] | | | | | 952,190 |
| | | | | | |
| $U_{k,ekv}$ [W/m ² .K], pro podlahu dle ČSN 12831 | | | | 0,15 | |