

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

STUDIE VYTÁPĚNÍ RODINNÉHO DOMU

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav techniky prostředí

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno studenta: Jan ŠTĚTKA

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Obor: bez oboru

Název česky: Studie vytápění rodinného domu

Název anglicky: Heating Study of a Family House

Zásady pro vypracování:

Určete tepelně-technické parametry řadového rodinného domu. Pro jednu obytnou část proveďte výpočet tepelných ztrát podle ČSN 06 0210 a pro druhou podle ČSN EN 12831 a hodnoty vzájemně porovnejte. Navrhněte optimální otopnou soustavu, zdroj tepla a zásobníkový ohřev teplé vody.

Rozsah grafických prací: potřebná výkresová dokumentace

Rozsah průvodní zprávy: podle potřeby k vyčerpání tématu

Seznam odborné literatury:

- 1) Bašta, J., Kabele, K.: Otopné soustavy teplovodní – sešit projektanta. Třetí přepracované vydání. STP 2008, ISBN 978-80-02-02064-6, 96 s.
- 2) Bašta, J.: Velkoplošné sálavé vytápění. Grada Publishing, a.s., Praha 2010, 128s., ISBN 978-80-247-3524-5.
- 3) Bašta, J. a kol.: Výkresová dokumentace ve vytápění – sešit projektanta. Druhé přepracované vydání. STP 2001, ISBN 80-02-01465-0, 54 s.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.**

Konzultant: -

Datum zadání bakalářské práce: **30.4. 2015**

Termín odevzdání bakalářské práce: **19.6. 2015**

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu a tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

Diplomant (student) bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou (bakalářskou) práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové (bakalářské) práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne:

.....
student



Doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
Vedoucí ústavu



Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
Děkan fakulty

V Praze dne 30.4. 2015

Souhrn

Předmětem bakalářské práce je řešení vytápění novostavby dvoupodlažního podsklepeného rodinného domu o dvou bytových jednotkách. Byly zjištěny tepelně technické parametry objektu a překontrolován jejich soulad s ČSN 73 0540. Pro bytové jednotky byly vypočteny tepelné ztráty dle ČSN EN 12 831 pro severní a dle ČSN 06 0210 pro jižní bytovou jednotku a tyto hodnoty byly porovnány. Byly navrženy zdroje tepla, otopná tělesa, rozvod tepla a pojistné a zabezpečovací zařízení. Byla řešena příprava teplé vody. Byla určena potřeba tepla a paliva a byly spočteny roční cenové náklady na vytápění a přípravu teplé vody.

Summary

The aim of this bachelor thesis is to find a solution of a heating system for a new building of a two-storey family house with two residential units. The thermal properties were found and their conformity was checked with ČSN 73 0540. The heat loss was reckoned for the residential units, for the north flat according to ČSN EN 12 831, for the south one according to ČSN 06 0210, and these results were compared. Heat sources, radiators, heat distribution and safety equipments were proposed. The preparation of hot water was solved. Required heat and fuel were determined and annual financial costs for the heating and for the preparation of hot water were calculated.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Studie vytápění rodinného domu“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Jiřího Bašty, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Klatovech 10. 06. 2015

Jan Štětka

Poděkování

Děkuji prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování této bakalářské práce, firmě Thermoluft KT s.r.o. za možnost využití firemního software a rodičům za umožnění studia.

Obsah

Značky a jednotky.....	7
1. ÚVOD.....	9
2. ŘEŠENÝ OBJEKT.....	10
2.1. Tepelně technické vlastnosti.....	10
2.2. Výpočet tepelných ztrát.....	12
2.2.1. Výpočet tepelných ztrát pro část sever – ČSN EN 12 831.....	12
2.2.2. Výpočet tepelných ztrát pro část jih – ČSN 06 0210.....	15
2.2.3. Porovnání hodnot tepelných ztrát dle ČSN 06 0210 a ČSN EN 12 831.....	17
3. ZDROJ TEPLA.....	19
3.1. Plynový kondenzační kotel.....	19
3.2. Ohřev teplé vody.....	20
4. SYSTÉM VYTÁPĚNÍ.....	21
4.1. Otopná tělesa.....	21
4.2. Rozvod potrubí.....	24
4.3. Hydraulické vyvážení.....	28
5. REGULACE.....	32
6. ZABEZBEČOVACÍ A POJISTNÉ ZAŘÍZENÍ.....	33
6.1. Pojistný ventil.....	33
6.2. Zabezpečovací zařízení.....	33
7. POTŘEBA TEPLA A PALIVA.....	34
7.1. Potřeba tepla a paliva pro vytápění.....	34
7.2. Potřeba tepla a paliva pro ohřev teplé vody.....	36
7.3. Kalkulace ročních cenových nákladů za palivo.....	37
8. ZÁVĚR.....	39
Seznam literatury.....	42
Seznam příloh.....	45
Přílohy na přiloženém CD.....	45

Značky a jednotky

A	- plocha	[m ²]
C	- náklady	[Kč]
DPH	- daň z přidané hodnoty	[-]
H	- spalné teplo	[MJ/m ³]
	- výhřevnost	[MJ/m ³]
	- součinitel návrhové tepelné ztráty	[W/K]
OT	- otopné těleso	[-]
P	- počet	[-]
\dot{Q}	- tepelný tok	[W]
R	- měrná tlaková ztráta	[Pa/m]
	- tepelný odpor	[m ² K/W]
Re	- Reynoldsovo číslo	[-]
S	- plocha (dle ČSN 06 0210)	[m ²]
U	- potřeba paliva	[m ³ /rok]
	- součinitel prostupu tepla	[W/m ² K]
V	- objem	[m ³]
\dot{V}	- objemový průtok	[m ³ /s]
c	- měrná tepelná kapacita	[J/kgK]
d	- tloušťka vrstvy	[m]
e	- opravný součinitel	[-]
f	- teplotní korekční součinitel	[-]
g	- tíhové zrychlení	[kg/m.s ²]
h	- výška vodního sloupce v soustavě	[m]
k	- součinitel prostupu tepla (původní značení)	[W/m ² K]
\dot{m}	- hmotnostní průtok	[kg/s]
n	- intenzita výměny vzduchu	[-]
	- součinitel zvětšení objemu	[-]
	- počet místních odporů v úseku	[-]
p	- tlak	[Pa]
	- přírážka	[-]
t	- teplota	[°C]
t_1	- teplota náběhové studené vody do ohřívače	[°C]
t_2	- výstupní teplota teplé vody	[°C]
w	- střední rychlost proudění podle průřezu	[m/s]
z	- koeficient energetických ztrát systému	[-]
ΔU	- celkové zvýšení součinitele prostupu tepla	[W/m ² K]
Δp	- tlaková ztráta	[Pa]
Φ	- tepelný tok	[W]
λ	- součinitel tepelné vodivosti	[W/m ² K]
η	- stupeň využití expanzní nádoby	[-]
	- účinnost	[-]
θ	- teplota	[°C]
ρ	- hustota	[kg.m ⁻³]

Indexy

<i>A</i>	- absolutní
<i>b</i>	- barometrický
<i>c</i>	- celkový
<i>d</i>	- teoretický
	- na zkrácení doby provozu
<i>d,dov</i>	- nejnižší dovolený
<i>dis</i>	- distribuce
<i>dod</i>	- dodávka
<i>e</i>	- venkovní
<i>em</i>	- střední venkovní teplota pro začátek a konec otop. období
<i>es</i>	- střední venkovní teplota za otopné období
<i>exp</i>	- expanzní nádoby
<i>f</i>	- měrný
<i>fix</i>	- fixní
<i>h</i>	- hodinová
<i>h,dov</i>	- nejvyšší dovolený
<i>h,v</i>	- hlavní větve
<i>i</i>	- vnitřní
	- na nesoučasnost přírážek
	- na nesoučasnost tepelných ztrát větráním a prostupem
<i>int</i>	- vnitřní
<i>J</i>	- jižní
<i>j</i>	- jednotková
<i>k</i>	- kotle
<i>m</i>	- vnitřní místnosti
<i>max</i>	- maximální
<i>mes</i>	- měsíc
<i>min</i>	- minimální
<i>o</i>	- regulace
	- základní
<i>OT</i>	- otopné těleso
<i>oh</i>	- ohřívače
<i>p</i>	- potrubí
	- prostupem tepla
<i>r</i>	- rozvodů
<i>ri</i>	- při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce
<i>re</i>	- při přestupu tepla na vnější straně konstrukce
<i>RŠ</i>	- regulační šroubení
<i>S</i>	- severní
<i>s</i>	- soustavy
<i>skut</i>	- skutečný
<i>w</i>	- vodní
<i>T</i>	- při prostupu tepla
<i>t</i>	- na snížení vnitřní teploty
	- při prostupu tepla
<i>TRV</i>	- termostatický regulační ventil
<i>tv</i>	- otopné vody
<i>v</i>	- větráním
<i>var</i>	- variabilní
<i>z</i>	- tepelnými zisky
<i>zk</i>	- za řešenou konstrukcí

1. ÚVOD

Motorem lidského konání v celém průběhu dějin Země je uspokojování potřeb. Základní lidskou potřebou je fyziologická potřeba, do které můžeme zařadit i vnitřní teplotní regulaci, která úzce souvisí s teplotou okolního prostředí. Od počátečních vrozených pudů *nebudu sežehnut/nezmrznu* se člověk dostával postupně, v přímé souvislosti s rozvojem jeho myšlení a s degenerací jeho fyzické odolnosti vůči přírodě, k trvalejším pokusům ovlivnit teplotu ve svém prostředí nad rámec otevřeného ohniště. V dnešní době již otopnými systémy neřešíme primárně otázku života a smrti (jakkoliv v konečném důsledku samozřejmě stále ano), ale jde v hlavní řadě o zajištění celkové tepelné pohody uživatelů v objektu.

Pro zajištění tepelné pohody je nutno zjistit potřebu tepla (výpočet tepelných ztrát), teplo vyrobit (zdroj tepla), teplo rozvést (rozvod potrubí, hydraulické vyvážení) a předat (otopná tělesa), ale také vědět, kdy tak učinit (regulace) a neohrozit při této činnosti sebe ani ostatní (zabezpečovací a pojistné zařízení).

V dnešní době jsou také neméně důležitou součástí lidského uvažování finanční náklady, kdy na tepelnou pohodu hledíme jako na něco, co mít musíme, ne na něco, co mít chceme, takže za ní nehodláme nadbytečně připlácet. Proto také více než kdy jindy uživatelé sledují účinnost vstupních zařízení – pokud za něco zaplatím, chtěl bych to také využít. Právě na tomto myšlenkovém principu stojí dnes oblíbené plynové kondenzační kotle.

Tato práce tedy řeší studii vytápění rodinného domu z pohledu všech hodnot výše zmíněných. Zároveň vzhledem k částečné osově symetričnosti objektu budou tepelné ztráty jednotlivých částí budovy vypočteny různě, pro jižní část dle původní české normy (dnes zrušené) ČSN 06 0210 a pro severní část dle normy evropského původu ČSN EN 12 831 a obě hodnoty budou v rámci možností symetrie objektu porovnány.

2. ŘEŠENÝ OBJEKT

V rámci studie vytápění je řešena novostavba rodinného domu obsahujícího společné suterénní prostory a dvě samostatné vícepatrové bytové jednotky. Objekt svoji vnitřní stavbou připomíná rodinný dvojdům, pro každou část objektu je požadována vlastní otopná soustava, vlastní zdroj tepla a vlastní příprava teplé vody. Z úředního hlediska o dvojdomek nelze hovořit, jelikož do objektu bude z požadavku investora vedena jediná plynovodní přípojka a pro dvojdomek se dvěma popisnými čísly je dle vnitřních nařízení a směrnic dodavatele zemního plynu nutné vedení samostatné plynovodní přípojky pro každé popisné číslo.

V podzemním podlaží se nachází v severní části objektu nevytápěná garáž pro dva osobní automobily, v jižní části budovy se nachází technické místnosti samostatné pro obě části budovy a nevytápěné sklepní skladovací prostory. První a druhé nadzemní podlaží obsahují symetricky shodné obytné prostory rozdělené do samostatných bytových jednotek, dělené nosnou střední zdí na jižní a severní stranu budovy.

2.1. Tepelně technické vlastnosti

Tepelně technické vlastnosti budovy jsou dány skladbou stavebních konstrukcí a v hlavní míře určují energetickou náročnost běžného provozu budovy. Požadavky na tepelně technické vlastnosti budov jsou upravovány v normě ČSN 73 0540-2, tyto požadavky procházely několika časovými obdobími a v současné době se nacházíme v sedmém časovém generačním období [L1]. Tato norma platí pro nové budovy a stavební úpravy již dokončených budov, řešená budova jako novostavba tedy musí těmto požadavkům vyhovovat.

Součinitel prostupu tepla je dán vztahem [L2]

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_{si} + R + R_{se}} = \frac{1}{R_{si} + \frac{d}{\lambda} + R_{se}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (1)$$

kde	R_T	celkový tepelný odpor konstrukce	$[\text{m}^2\text{K/W}]$
	R_{si}	tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně [L3]	$[\text{m}^2\text{K/W}]$
	R_{se}	tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně [L3]	$[\text{m}^2\text{K/W}]$
	R	tepelný odpor konstrukce	$[\text{m}^2\text{K/W}]$
	d	tloušťka vrstvy	$[\text{m}]$
	λ	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W/m}^2\text{K}]$.

Obvodové stěny jsou provedeny z tepelně-izolačních tvárníc Ytong Lambda+ P2-350 [L4], které díky svému nízkému součiniteli tepelné vodivosti není třeba pro splnění ČSN 73 0540-2 dále zateplovat. Příčky budou provedeny z přesných příčkovek Ytong P2-500 o tloušťce 100 mm, respektive 150 mm. Pro dosažení požadovaného součinitele prostupu tepla pro příčku přiléhající ke schodišti do suterénu, kde je požadavek pro stěnu vnitřní z vytápěného k nevytápěnému prostředí $U_N = 0,6 \text{ W/m}^2\text{K}$, bude tato stěna izolována izolační deskou EPS SOKL 3000 tloušťky 30 mm [L5], od společnosti ISOVER. Vnitřní nosná příčka, která bude provedena z přesných tvárníc Ytong P6-650 o tloušťce 300 mm a která také přiléhá k nevytápěnému prostoru, splňuje požadavek na součinitel prostupu tepla bez další izolace.

Stropní konstrukce mezi nevytápěným suterénem a prvním podlažím bude izolována 100 mm vysokou vrstvou stabilizované tepelně izolační desky z pěnového polystyrenu EPS 70S, taktéž od společnosti ISOVER.

Šikmá střecha objektu a stropní konstrukce pod nevytápěnou půdou bez tepelné izolace budou izolovány izolačními deskami z minerální plsti ISOVER ORSIK tloušťky 140 mm.

Součinitel prostupu tepla u oken a dveří je udáván výrobcem.

Vzhledem ke skutečnosti, že se jedná o novostavbu a výkresová stavební dokumentace musí projít stavebním řízením, tento objekt splňuje všechny požadované hodnoty dané normou ČSN 73 0540-2, některé konstrukce splňují dokonce i doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla U . Objekty splňující v celém rozsahu normu ČSN 0540-2 jsou označeny minimálně hodnotou D v klasifikaci energetické náročnosti [L6].

Vliv tepelných mostů ve výpočtu tepelných ztrát dle ČSN EN 12 831 bude zahrnut v celkovém zvýšení součinitele prostupu tepla ΔU dle profesora Vaverky. Vzhledem k použitým skladbám konstrukce (tvárnice YTONG pro obvodové stěny, izolace ISOVER pro střechu) lze tyto konstrukce hodnotit jako typové řešení s mírnými tepelnými mosty, a tedy zvolit $\Delta U = 0,05 \text{ W/m}^2\text{K}$ [L1].

2.2. Výpočet tepelných ztrát

Způsob získání tepelné ztráty objektu, tedy základní informace pro správné dimenzování otopné soustavy, je řešen normami. Dnes je pro výpočet tepelných ztrát objektu používána jediná platná norma ČSN EN 12 831 – tato norma bude použita pro výpočet tepelné ztráty severní části objektu. Pro porovnání budou tepelné ztráty jižní části objektu počítány dle původní české normy ČSN 06 0210, která byla pro tyto účely dlouhodobě používána v minulosti.

Vnitřní výpočtové teploty místností -107- a -201- jsou zvoleny 20 °C z důvodu zvýšení tepelné pohody uživatele.

2.2.1. Výpočet tepelných ztrát pro část sever – ČSN EN 12 831

Tato norma vychází z evropské normy EN 12831:2003, která byla do soustavy českých norem původně přejata v původním jazyce s účinností od 1. srpna 2003. V roce 2005 byla nahrazena českým překladem.

Pro výpočet byla užita zjednodušená metoda výpočtu tepelných ztrát [L7]. Součinitele prostupu tepla byly získány v kapitole 2.1. Venkovní výpočtová teplota pro oblast Klatovy je $t_e = -15$ °C. Vliv tepelných mostů byl zahrnut v celkovém zvýšení součinitele prostupu tepla ΔU .

Celková návrhová tepelná ztráta je dána součtem tepelné ztráty prostupem a tepelné ztráty větráním

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \quad [\text{W}] \quad (2)$$

kde	Φ_i	celková návrhová tepelná ztráta	[W]
	$\Phi_{T,i}$	návrhová tep. ztráta prostupem tepla	[W]
	$\Phi_{V,i}$	návrhová tep. ztráta větráním vyt. prostoru	[W]

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla je v případě zjednodušené metody výpočtu určena vztahem

$$\Phi_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (3)$$

kde	f_k	teplotní korekční činitel	[-]
	A_k	plocha stavební	[m ²]
	U_k	součinitel prostupu tepla	[W/m ² K]
	$\theta_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota vyt. prostoru	[°C]
	θ_e	venkovní oblastní výpočtová teplota	[°C].

Teplotní korekční činitel má brát v potaz rozdíl mezi teplotou uvažovaného prostoru a vnější výpočtovou teplotou. Základní hodnoty jsou uvedeny v tabulce D.11 normy ČSN 12 831. Pro přiblížení se skutečnému stavu (skutečný výpočtový teplotní rozdíl) je zde teplotní korekční činitel počítán jako obdoba teplotního redukčního činitele b_u , který je užíván pro zohlednění teplotního rozdílu při výpočtu součinitele tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem, respektive činitele $f_{i,j}$ při výpočtu součinitele tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu.

Tedy f_k bude dán vztahem

$$f_k = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{zk}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-] \quad (4)$$

kde	f_k	teplotní korekční činitel	[-]
	$\theta_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota vyt. prostoru	[°C]
	θ_{zk}	výpočtová teplota za řešenou konstrukci	[°C]
	θ_e	venkovní oblastní výpočtová teplota	[°C].

Při tomto řešení, kdy vzhledem ke stavebnímu řešení můžeme považovat tepelné mosty za tepelně izolované, nám pro konstrukce přiléhající k venkovnímu prostředí vychází $f_k = 1$ (totožně se základní hodnotou dle ČSN EN), pro tepelnou ztrátu z pokoje do půdního prostoru $f_k = 0,83$ (lehce příznivěji než základní hodnota ČSN EN), naopak nám umožňuje přesněji určit tepelnou ztrátu koupelny, která je obklopena místnosti o málo nižší teplotě, kde pro prostup tepla do pokoje je $f_k = 0,1$ na místo základní hodnoty 0,3 a kde zvýšenou vnitřní teplotu zohledníme přesněji přímým zanesením do výpočtu než plošným zvýšením tepelných ztrát o 60 %, jak říká norma v příloze D.7.3.

Návrhová tepelná ztráta větráním je dána vztahem

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (5)$$

kde	$H_{V,i}$	součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	[W/K]
	$\theta_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota vyt. prostoru	[°C]
	θ_e	venkovní oblastní výpočtová teplota	[°C]

a součinitel návrhové tepelné ztráty větráním je určen ze vzorce

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p \quad [\text{W/K}] \quad (6)$$

kde	\dot{V}_i	objemový průtok větracího vzduchu	[m ³ /s]
	ρ	hustota vzduchu při teplotě $\theta_{int,i}$	[kg/m ³]
	c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu při $\theta_{int,i}$	[J/kgK].

V této budově se nepočítá s instalací systému nuceného větrání, proto bude objemový průtok větracího vzduchu dán maximem objemového průtoku vzduchu infiltracemi a hygienickými požadavky. Vzhledem k parametrům oken a podílu otevíratelného prosklení zde převažuje objemový průtok formulovaný hygienickými požadavky, tedy

$$\dot{V}_i = \frac{n_h}{3600} \cdot V_m \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (7)$$

kde	\dot{V}_i	objemový průtok větracího vzduchu	$[\text{m}^3/\text{s}]$
	n_h	intenzita výměny vzduchu	$[1/\text{h}]$
	V_m	vnitřní objem místnosti	$[\text{m}^3]$.

Pro všechny větratelné místnosti bude požadována půl násobná intenzita výměny vzduchu za hodinu.

Vzhledem k situaci, kdy je vytápění projektováno jako nepřerušované, bude zátopový tepelný výkon (obdoba přírážky na urychlení zátopy z ČSN 06 0210) roven nule a návrhová tepelná ztráta bude rovna návrhovému tepelnému výkonu.

K výpočtu tepelných ztrát bylo s laskavým svolením vlastníka užito programu společnosti Thermoluft KT s.r.o., autor Ing. Josef Holub.

Celkové tepelné ztráty severní části objektu počítané dle ČSN EN 12 831 činí 5430 W, tepelné ztráty jednotlivých místností jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab. 1 – Tepelné ztráty severní části objektu dle ČSN EN 12 831

OZNAČENÍ	Název místnosti	Číslo místnosti	Výpočtová teplota	Plocha	Objem	Ztráta prostupem	Ztráta větráním	Ztráta celkem	
1	Zádveří	102	15 °C	3,0 m ²	7,7 m ³	217	39	260	w
2	Předsíň	103	15 °C	2,8 m ²	7,1 m ³	-46	0	-50	w
3	Chodba	107	20 °C	11,4 m ²	29,1 m ³	363	0	365	w
4	Kuchyně	105	20 °C	12,3 m ²	31,2 m ³	433	184	620	w
5	Obývací pokoj	106	20 °C	28,8 m ²	73,4 m ³	914	428	1345	w
6	Šatna	108	15 °C	1,9 m ²	4,8 m ³	8	0	10	w
7	WC	104	20 °C	1,8 m ²	4,6 m ³	111	27	140	w
8	Chodba	201	20 °C	9,8 m ²	25,0 m ³	23	0	25	w
9	Ložnice	202	20 °C	13,7 m ²	35,0 m ³	499	206	710	w
10	Pokoj	203	20 °C	14,4 m ²	36,7 m ³	539	216	760	w
11	Pokoj	204	20 °C	14,0 m ²	35,6 m ³	345	210	555	w
12	Koupelna	205	24 °C	10,5 m ²	26,8 m ³	531	176	710	w
Celkové tepelné ztráty prostupem								3940 W	
Celkové tepelné ztráty větráním								1490 W	
Celkové tepelné ztráty objektu								5430 W	

Největší tepelná ztráta vychází u největší místnosti (obývací pokoj). Největší měrná ztráta na m³ vychází u zádveří (největší procentuální podíl prosklené plochy), u WC a u koupelny (místnost vytápěná na nejvyšší výpočtovou teplotu).

Veškeré výpočty tepelných ztrát se nacházejí na přiloženém CD.

2.2.2. Výpočet tepelných ztrát pro část jih – ČSN 06 0210

ČSN 06 0210 – Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění – byla původní česká norma, která stanovovala postup výpočtu při určení tepelných ztrát [L8]. Historie normování způsobu výpočtu tepelných ztrát sahá až do roku 1949 (pod označením ČSN 1450), od roku 1955 se norma pro výpočet tepelných ztrát vyskytuje již pod známým označením ČSN 06 0210 a přes další znění vstoupila v roce 1994 v platnost její poslední verze, dle které byla nutnost (od roku 2003 možnost) provádět výpočet tepelných ztrát až do roku 2008, kdy byla tato norma zrušena.

Celková tepelná ztráta je dána tepelnou ztrátou prostupem a tepelnou ztrátou větráním s odečtením trvalých tepelných zisků [L9],

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_p + \dot{Q}_v - \dot{Q}_z \quad [\text{W}] \quad (8)$$

kde	\dot{Q}_p	tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
	\dot{Q}_v	tepelná ztráta větráním	[W]
	\dot{Q}_z	trvalý tepelný zisk	[W].

Tepelná ztráta prostupem tepla je dána vztahem

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_o \cdot (1 + p_1 + p_2 + p_3) \quad [\text{W}] \quad (9)$$

kde	\dot{Q}_o	základní tepelná ztráta prostupem	[W]
	p_1	přirážka na vyrovnání vlivu chladných stěn	[-]
	p_2	přirážka na urychlení zátoku	[-]
	p_3	přirážka na světovou stranu	[-].

Přirážka na světovou stranu je dána tabulkou A.8 normy, přirážky na urychlení zátoku bylo užíváno při vytápění zdroji tepla na tuhá paliva tam, kde nešlo zajistit nepřerušované vytápění.

Základní tepelná ztráta prostupem tepla je dána součtem tepelných toků jednotlivými konstrukcemi, vyjádřeno vzorcem

$$\dot{Q}_o = \sum_{j=1}^n U_j \cdot S_j \cdot (t_i - t_{e_j}) \quad [-] \quad (10)$$

kde	S	ochlazovaná část konstrukce	$[\text{m}^2]$
	$U(k)$	součinitel prostupu tepla (původní značení)	$[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$
	t_i	vnitřní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$
	t_e	výp. teplota prostředí na vnější straně konstr. (venkovní výpočtová teplota, výpočtová teplota v sousední místnosti)	$[\text{°C}]$.

Přirážka na vyrovnání vlivu chladných stěn je uvažována pro dosažení požadované vnitřní teploty i při nižší povrchové teplotě ochlazovaných konstrukcí a pro její výpočet je užit vzorec

$$p_1 = 0,15 \cdot U_c = 0,15 \cdot \frac{\dot{Q}_o}{\sum S \cdot (t_i - t_e)} \quad [-] \quad (11)$$

kde	$U_c(k_c)$	celkový součinitel prostupu tepla místnosti (původní značení)	$[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$
	\dot{Q}_o	základní tepelná ztráta prostupem	$[\text{W}]$
	$\sum S$	součet ploch konstrukcí ohraničujících prostor	$[\text{m}^2]$
	t_i	vnitřní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$
	t_e	venkovní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$.

Tepelná ztráta větráním je dána maximální hodnotou tepelné ztráty infilrací a tepelné ztráty prostoru větráním. V dnešní době je při instalování nových oken a dveří součinitel spárové provzdušnosti tak malý, tedy okenní spáry tak těsné, že je v praxi tato ztráta dána právě hygienickým větráním prostoru (viz Příloha 4). Tedy vztahem

$$\dot{Q}_V = 1300 \cdot \dot{V}_v \cdot (t_i - t_e) = 1300 \cdot \frac{n_h}{3600} \cdot V_m \cdot (t_i - t_e) \quad [\text{W}] \quad (12)$$

kde	\dot{V}_v	objemový průtok větracího vzduchu	$[\text{m}^3/\text{s}]$
	n_h	intenzita výměny vzduchu	$[1/\text{h}]$
	V_m	vnitřní objem místnosti	$[\text{m}^3]$
	t_i	vnitřní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$
	t_e	venkovní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$.

Venkovní výpočtová teplota t_e pro oblast stavby, město Klatovy, činí -15 °C (nadmořská výška cca 450 m.n.m.), budova stojící v krajině s intenzivními větry, poloha budovy v krajině nechráněná, budova řadová.

Na základě dohody s vedoucím práce bylo ve výpočtu tepelných ztrát (na rozdíl od doslovného výkladu ČSN 06 0210) použito vnějších rozměrů shodných s výpočtem dle normy ČSN EN 12 831 z důvodu bližšího přiblížení se ke skutečnému úniku tepla z místností.

K výpočtu tepelných ztrát bylo s laskavým svolením vlastníka užito programu společnosti Thermoluft KT s.r.o., autor Ing. Roman Skala.

Celkové tepelné ztráty jižní části objektu počítané dle ČSN 06 0210 činí 4960 W, tepelné ztráty jednotlivých místností jsou uvedeny v tabulce 2.

Tab. 2 – Tepelné ztráty jižní části objektu dle ČSN 06 0210

<u>Název místnosti</u>	<u>Číslo místnosti</u>	<u>Celkové tepelné ztráty místnosti [W]</u>
Zádveří	102	255
Předsíň	103	-50
WC	104	145
Kuchyně	105	585
Obývací pokoj	106	1225
Chodba	107	190
Šatna	108	-5
Chodba	201	25
Ložnice	202	680
Pokoj	203	730
Pokoj	204	535
Koupelna	205	645
Celkové tepelné ztráty objektu		4960

Relativní porovnání tepelných ztrát zde vychází podobně jako u výpočtu severní části dle normy ČSN EN 12 831. Největší tepelná ztráta také vychází u největší místnosti (obývací pokoj). Největší měrná ztráta na m³ je také vypočtena u zádveří, u WC a u koupelny.

Veškeré výpočty tepelných ztrát se nacházejí na přiloženém CD.

2.2.3. Porovnání hodnot tepelných ztrát dle ČSN 06 0210 a ČSN EN 12 831

Důvodem vzniku nové normy pro výpočet tepelných ztrát je reflektování změn ve skladbě konstrukcí, které od vzniku posledního znění ČSN 06 0210 nastaly, obzvláště v případě požadavků na tepelně technické vlastnosti budov dle normy ČSN 73 0540-2. Vzhledem k postupnému, ale z hlediska srovnání s dobou minulou velmi významnému snižování tepelné vodivosti materiálu tvořícího stavební konstrukce, narůstá podíl úniku tepla v místě tepelných mostů. Dle [L10] činil vliv

tepelných mostů na tepelné ztrátě objektu v sedmdesátých letech 7 %, zatímco dnes je tento vliv čtyřnásobný.

Vzhledem k nízkému podílu tepelných mostů v minulosti nebyl jejich vliv do výpočtové metodiky dle ČSN 06 0210 zvláště zahrnut. Otopné soustavy dimenzované dle tohoto výpočtu však fungovaly ke spokojenosti jejich uživatelů (i z důvodu nepřímého zohlednění tepelných mostů zaokrouhlením součinitelů přestupu tepla).

Do výpočtu dle ČSN EN 12 831 je vliv tepelných mostů již zahrnut přímo. Ve zde uvažovaném výpočtu zjednodušenou metodou byl jejich vliv integrován v celkovém zvýšení součinitele prostupu tepla ΔU dle profesora Vaverky. Při výpočtu tepelných ztrát prostupem jsou všechny lineární mosty do venkovního a nevytápěného prostoru brány v úvahu pro výpočet součinitele tepelné ztráty prostupem. Tato metoda vede k nejpřesnějším výsledkům.

Vzhledem k výše popsáným skutečnostem tepelné ztráty získané dle ČSN EN 12 831 jsou vyšší než při výpočtu dle původní české normy. Pro přesný výpočet by dle [L11] měly být tyto výsledky přibližně o 10 až 40 % vyšší, pro zjednodušený výpočet je očekávaný rozdíl menší. Přesné porovnání obou metod není ani smyslem, ani v možnostech rozsahu této práce. Avšak díky alespoň částečné symetrii rodinného domu lze jednotlivé ztráty vybraných místností porovnat. V prvním podlaží je toto porovnání sporné, neboť jižní část počítaná dle ČSN 06 0210 je podsklepena větranými prostory částečně nad terénem ($t_i = 0 \text{ °C}$), zatímco pod severní částí se nachází garáž, tj. místnost sousedící s venkovním prostředím, s níž je spojena venkovními dveřmi ($t_i = -6 \text{ °C}$). Proto zde není možné připsat veškerý nárůst tepelných ztrát přechodu na novou výpočtovou metodu. V druhém podlaží již rozdíl tvoří pouze orientace budovy v prostoru a změna metodiky výpočtu. Orientace objektu na světové strany je zde navíc u pokojových místností potlačena, respektive vychází $p_3 = 0$ a pro zjednodušený výpočet dle ČSN EN 12 831 se neuvažuje. Tepelná ztráta těchto místností dle nové normy vychází pro tento případ přibližně o 4 % větší. V případě koupelny je rozdíl 7,5 %, jelikož ale je její orientace určena jako východní, je zde pro ČSN 06 0210 započítán $p_3 = 0,05$, a tedy metodický rozdíl vypočtené tepelné ztráty pro shodnou orientaci by byl větší. Měrné tepelné ztráty se v obou případech liší o jednotky W/m^3 .

V případě užití vnitřních světlych rozměrů pro výpočet dle ČSN 06 0210 by se tento rozdíl dále zvětšil.

3. ZDROJ TEPLA

Jako obvyklý zdroj tepla v novostavbách nebo při rekonstrukci otopné soustavy ve stávajících objektech je v dnešní době užíván plynový kotel nebo tepelné čerpadlo. Při přihlédnutí k potřebě instalace dvojice zdrojů tepla, kdy by bylo nutné instalovat dvě venkovní jednotky tepelného čerpadla vzduch-voda, tj. dva zdroje hluku, které by vzhledem k poloze objektu – zahloubený vjezd do garážových stání – nebylo možné instalovat směrem k otevřenému prostranství fotbalového stadionu (jakkoli moderní tepelná čerpadla tohoto typu jsou nesrovnatelně tišší s jednotkami nabízenými před deseti lety – osobní zkušenost autora), nebo kdy by bylo nutné provádět dva hlubinné vrty pro tepelná čerpadla země-voda, které by zásadně zvýšily náklady stavby, a vzhledem k tomu, že tento objekt je situován ve stávající zástavbě již plynofikované nízkotlakým plynovodem (viz Příloha 1 [L12]), jsou jako zdroje tepla navrženy plynové kotle.

S ohledem na normou požadované tepelně-izolační parametry objektu a z nich vyplývající nízké tepelné ztráty jednotlivých místností není nutné instalovat klasické plynové kotle s nižší účinností a vyšší teplotou otopné vody. Bohužel jsou i dnes tyto kotle kvůli nižší vstupní investici častým požadovaným zdrojem tepla při navrhování ústředního vytápění katalogových rodinných domů, které bojují o zákazníky libivou investiční cenou.

Bude tedy instalován plynový kondenzační kotel jako zástupce nových ekologických zdrojů tepla, který je vhodný pro projektovaný teplotní spád otopné vody 55/40 °C.

V obývacím pokoji -106- bude navíc instalována krbová vložka bez teplovodního výměníku, spaliny budou vyvedeny komínem nad střechu objektu.

3.1. Plynový kondenzační kotel

Požadovaný instalovaný výkon zdroje tepla daný jako součet výkonů instalovaných těles je přibližně 5,2 kW pro jižní, respektive 5,7 kW pro severní část objektu.

Jako zdroj tepla byl pro každou polovinu objektu zvolen kondenzační plynový kotel značky Vaillant typu 146/5-5 ecoTEC-plus [L13, L14].

Výrobce kotle, společnost Vaillant, je na českém trhu dobře etablovaná a má širokou servisní síť. V místě stavby domu, v městě Klatovy, se dle údajů výrobce nachází dva smluvní servisní partneři [L15].

Vzhledem k požadovanému výkonu byl zvolen kotel z výkonové řady 14 kW. Z hierarchie produktů kondenzačních kotlů byl zvolen prostřední model. Levnější model 146/5-3 ecoTEC-pro má při teplotním spádu 50/30 °C schopnost modulace výkonu od 5,7 kW, tedy nedává ekvitermní regulaci prostor pro regulaci výkonu v závislosti na venkovních podmínkách. Proto je navržen kotel z vyšší řady ecoTEC-plus, který má schopnost modulace od 3,3 kW při stejných teplotních podmínkách, navíc je vybaven moderním elektronicky řízeným vysoce účinným čerpadlem a textovým displejem v českém jazyce.

Kotle budou umístěny v suterénu řešeného objektu v technických místnostech příslušných severní a jižní části budovy. Kotle jsou v uzavřeném provedení, pro přívod spalovacího vzduchu a odvod spalin slouží koaxiální systém o průměru 60/100 mm, který je vyústěn do kruhové šachty minimálního vnitřního průměru 113 mm, kde je vnitřní potrubí sloužící odvodu spalin napojeno na potrubí o průměru 80 mm, kterým jsou spaliny odvedeny nad střechu objektu. Maximální délka potrubí DN 80 v šachtě právě splňuje maximální délku povolenou výrobcem 9 m [L16]. Pro přívod spalovacího vzduchu bude sloužit prostor mezi šachtou a spalinovým potrubím.

3.2. Ohřev teplé vody

V každé polovině objektu se nachází vlastní příprava teplé vody. V obou částech domu se počítá s pobytem 3 až 4 osob. Při určení objemu zásobníkového ohřivače tepla je nutno přihlídnout k tomu, že se v každé řešené části nachází vana, 2x umývadlo + 1x dřez. Proto bude, pro zachování dostatečného komfortu obyvatel domu při respektování potřeby teplé vody z tabulky C.2 technické normy ČSN 06 0230 [L17], jako zdroj teplé vody použit zásobník o minimálním objemu 200 litrů. Z hlediska požadovaného objemu vody by bylo možné použití nepřímotopného stacionárního zásobníku VIH R 200 [L18], který výrobce taktéž dovoluje kombinovat s použitým kotlem 146/5-5 ecoTEC-plus. Minimální přenášený výkon výměníku v tomto zásobníku činí 15 kW, při ohřevu by bylo nutné používat kotel v plném rozsahu výkonu a při jeho maximální spotřebě. Proto bude zvolena instalace samostatného přímotopného plynového ohřivače, což uživateli umožní kotel plně odstavit mimo otopné období a tím prodloužit jeho životnost. Vzhledem k použití kotle firmy Vaillant upřednostníme ohřivač od této společnosti a budou tedy instalovány zásobníkové ohřivače VGH 220/5 ZXU atmoSTOR o jmenovitém výkonu 8,2 kW, schopné připravovat teplou vodu v rozsahu teplot 40 až 70 °C [L19]. Ty budou umístěny do příslušných

technických místností v suterénu objektu. Spaliny budou odvedeny kouřovodem o průměru 90 mm do komína, kterým budou odvedeny nad střechu objektu. Před uvedením spotřebiče do provozu musí být komíny doloženy platnou revizí.

V zásobníku je jako ochrana před korozi nainstalována magneziová anoda, kdy díky svému postavení v řadě reaktivnosti prvků působí jako tzv. obětovaná elektroda. Plánovaná životnost této anody je dle projekčních podkladů [L19] pět let, nicméně výrobce doporučuje pro dosažení maximální životnosti ohřivače její každoroční kontrolu.

4. SYSTÉM VYTÁPĚNÍ

Severní i jižní část objektu bude vytápěna samostatnou otopnou soustavou s nuceným oběhem otopné vody. Projektovaný teplotní spád na tělesech je 55/40 °C při venkovní výpočtové teplotě -15 °C. Rozvody otopné vody jsou navrženy jako dvoutrubkové horizontální.

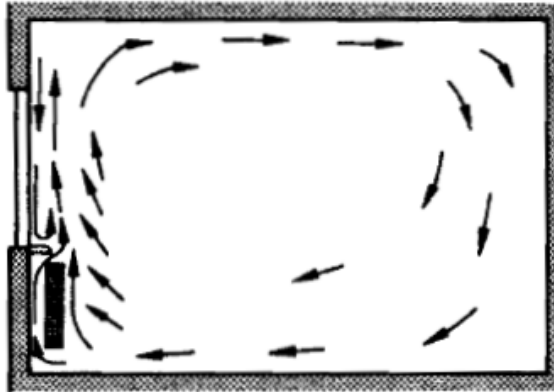
4.1. Otopná tělesa

Pro obě poloviny rodinného domu bylo zvoleno vytápění pomocí otopných těles.

Vytápění pomocí otopných těles bývalo v posledních padesáti letech nejrozšířenějším typem vytápění obytných prostor. S prováděním kvalitnější tepelné izolace objektu a z něj vyplývajících snižování nároků na instalovaný tepelný výkon v místnostech a s rozvojem moderních ekologických nízkoteplotních zdrojů tepla (tepelná čerpadla, kondenzační kotle) dochází k rychlému nástupu podlahového vytápění jako silné alternativy ke klasickému vytápění obytných prostor pomocí otopných těles. Výhodou podlahového vytápění je rovnoměrnější vertikální teplotní profil (snížení tzv. teplotního gradientu u podlahy a pod stropem), výhodou je i jiný charakter sdílení tepla (podstatné posílení sálavé složky), nevýhodou je vyšší pořizovací cena a omezené možnosti úprav a oprav systému během životnosti tepelné soustavy. Podlahové vytápění je nejvýhodnější kombinovat s tepelným čerpadlem jako zdrojem tepla, neboť při nízké teplotě vstupní vody do otopné soustavy dosahujeme uživatelsky zajímavých topných faktorů, které se příznivě projeví na finančních nákladech na vytápění objektu.

Při vytápění otopnými tělesy je nutno zohlednit celkovou dispozici objektu [L11]. Otopná tělesa umístěná pod okny předávají svůj tepelný výkon sáláním a konvekcí v různém poměru dle typu otopného tělesa (konvektory, článková tělesa,

u deskových těles dle počtu desek a otopných plechů apod.). Konvekční proudy vzduchu od otopného tělesa stoupají vzhůru a srážejí se se studenými proudy směřujícími k podlaze, obracejí je vzhůru a mísí se s nimi. Tento smíšený proud se poté protočí celou místností. Proto takto umístěná otopná tělesa zabraňují přímému dopadu studeného proudu k podlaze místnosti, kde následně dostáváme rovnoměrnější teplotní profil, než pokud bychom umístili otopné těleso jinam v místnosti. Schématické znázornění tohoto jevu je možno vidět na obrázku č 4.1.



Obr. 4.1 Pohyb vzduchových proudů v místnosti s otopným tělesem pod oknem [L11]

Všechna instalovaná otopná tělesa s výjimkou tělesa v místnosti -205- jsou projektována jako ocelová desková tělesa od firmy Korado a.s., typu Ventil-Kompakt, s integrovanou ventilovou vložkou. Tato tělesa jsou navržena, z důvodu větší rozšířenosti na trhu a z důvodu nižší ceny v porovnání s tělesy se středovým připojením [L21], v provedení pro pravé spodní připojení na rozvody otopné soustavy. Z estetických důvodů je ve všech případech výška otopného tělesa 600 mm.

V koupelně -205- bude instalováno ocelové trubkové těleso od firmy Korado a.s. typu KORALUX RONDO MAX [L22]. Tento druh otopných těles se užívá hlavně v sociálních zařízeních a koupelnách, kde se využívá jeho tvaru a stavby pro sušení a odkládání textilu.

Všechna tělesa budou doplněna o regulační šroubení a termostatickou hlavici s připojením M30x1,5. Odvzdušňovací ventil je součástí otopného tělesa.

Vzhledem ke skutečnosti, že jmenovitý výkon otopných těles je měřen v laboratorních podmínkách pro teplotní parametry 75/65/20 °C, je nutno výkon otopných těles propočítat pro projektovaný stav. Vliv způsobu připojení těles nebo úprav okolí je pro dané instalace zanedbatelný a proto poměr skutečného výkonu

otopných těles k jmenovitému výkonu je dán projektovaným teplotním spádem 55/40 °C a výpočtovou teplotou jednotlivých místností. Skutečný výkon tělesa bude dán vztahem [L11]

$$\dot{Q} = \dot{Q}_N \cdot f_{\Delta t} \quad [\text{W}] \quad (13)$$

kde \dot{Q}_N jmenovitý výkon otopného tělesa [W]
 $f_{\Delta t}$ opravný součinitel na teplotní rozdíl [-].

Opravný součinitel na teplotní rozdíl je počítán v závislosti na hodnotě teplotního podílového součinitele c , který je určen jako

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i} \quad [-] \quad (14)$$

kde t_{w1} teplota přívodní vody [°C]
 t_{w2} teplota vratné vody [°C]
 t_i vnitřní výpočtová teplota [°C].

Pro $c \geq 0,7$ je opravný součinitel počítán z aritmetických rozdílů teplot dle vztahu

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n \quad [-] \quad (15)$$

kde n teplotní exponent otopného tělesa [-]
 Δt teplotní rozdíl [K]
 Δt_N jmenovitý teplotní rozdíl [K].

Tyto teplotní rozdíly jsou oba dány vzorcem

$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i \quad [\text{K}] \quad (16)$$

kde t_{w1} teplota přívodní vody [°C]
 t_{w2} teplota vratné vody [°C]
 t_i vnitřní výpočtová teplota [°C],

pro Δt jsou do vztahu dosazovány hodnoty skutečné, pro Δt_N hodnoty jmenovité.

Teplotní exponent otopného tělesa n je parametrem otopného tělesa a je udáván výrobcem. Pro ocelová desková tělesa se tato hodnota orientačně pohybuje 1,28 až 1,38, pro ocelová trubková tělesa 1,22 až 1,26 [L20, L22].

Pro $c < 0,7$ je opravný součinitel počítán z logaritmických rozdílů teplot dle vztahu

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t_{\ln}}{\Delta t_{N,\ln}} \right)^n \quad [-] \quad (17)$$

kde	n	teplotní exponent otopného tělesa	[-]
	Δt_{\ln}	logaritmický teplotní rozdíl	[K]
	$\Delta t_{N,\ln}$	logaritmický jmenovitý teplotní rozdíl	[K].

Tyto teplotní rozdíly jsou oba dány vzorcem

$$\Delta t_{\ln} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i}} \quad [\text{K}] \quad (18)$$

kde	t_{w1}	teplota přívodní vody	[°C]
	t_{w2}	teplota vratné vody	[°C]
	t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C],

pro Δt_{\ln} jsou do vztahu dosazovány hodnoty skutečné, pro $\Delta t_{N,\ln}$ hodnoty jmenovité.

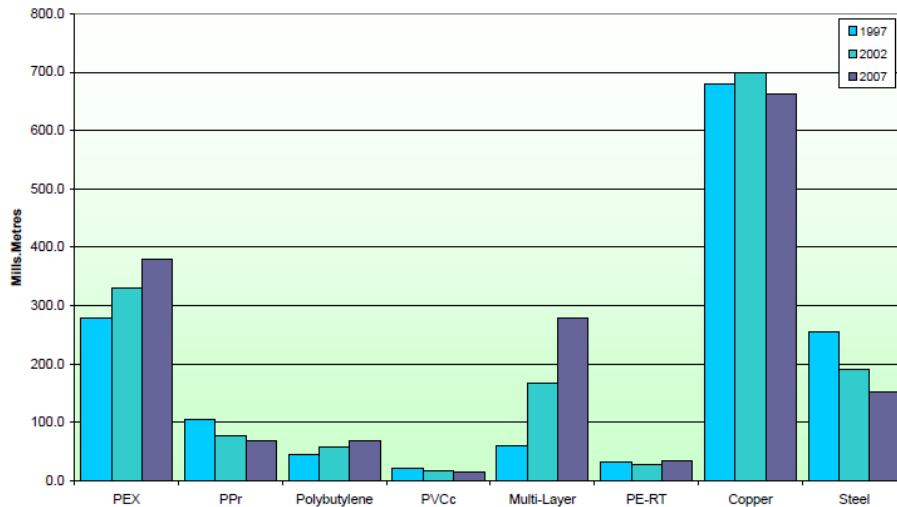
4.2. Rozvod potrubí

Rozvod potrubí bude proveden jako dvoutrubkový horizontální protiproudý, s nuceným oběhem vody, z trubek měděných.

Obecně mohou být rozvody potrubí provedeny z kovů nebo plastů. Největší výhodou plastového potrubí je snadná manipulace při transportu a montáži a nižší hmotnost při přepravě na místo montáže. Montážní společnost není nucena převážet rovné kovové potrubí a na místě instalace svařovat rozvod odpovídající velikosti a tvaru, ale plastové potrubí se snadno odmotává ze svitku a tvaruje dle aktuálních požadavků. Další výhodou plastových rozvodů je nižší cena potrubí, která je ovšem vyvažována vyššími pořizovacími náklady spotřebního příslušenství, jmenovitě kolen a jiných tvarovek. Výhodou kovového potrubí je vyšší teplotní stálost a nižší teplotní roztažnost (v porovnání s jednovrstevnými plastovými trubkami přibližně desetinásobně [L23]) a také větší odolnost proti mechanickému poškození.

Jak je vidět z grafu na obr. 4.2 [L24], v současné době jsou stále nejpoužívanějším materiálem pro potrubní rozvody kovové trubky, konkrétně trubky měděné (cooper). Trubky ocelové (steel) se používají nejvíce v průmyslových objektech a kotelnách pro potrubí větších rozměrů, kde konkurují mědi výrazně nižší cenou. Z plastových trubek se

pro rozvody používají nejvíce trubky vícevrstvé (typicky PEX-AL-PEX – multilayer), spotřeba jednovrstvých PEX trubek připadá nejvíce na otopný had podlahového vytápění.



Obr. 4.2 Srovnání spotřeby mil. metrů trubek v závislosti na materiálu [L24]

Z důvodu snazší montáže a minimálních cenových rozdílů mezi potrubím Cu 12x1 mm a Cu 15x1 mm bylo za nejmenší použitý rozměr určeno potrubí Cu 15x1 mm s vnitřním průměrem 13 mm.

Pro určení dimenze potrubí byla užitá tzv. metoda ekonomických rychlostí, kdy je požadováno, aby střední rychlost v potrubí nepřekročila hodnotu 0,6 m/s.

Rychlost a tlaková ztráta je primárně určena hmotnostním průtokem [L25]. Hmotnostní průtok jednotlivým otopným tělesem je dán vztahem

$$\dot{m} = \frac{Q_m}{c \cdot \Delta t} \quad [\text{kg/s}] \quad (19)$$

kde	Q_m	tepelný výkon otopného tělesa	[W]
	c	měrná tepelná kapacita	[J/kgK]
	Δt	teplotní spád na tělesa	[K].

Střední rychlost proudění podle průřezu je poté určena ze vztahu

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot d^2} \quad [\text{m/s}] \quad (20)$$

kde	\dot{m}	hmotnostní průtok daným tělesem	[kg/s]
	ρ	hustota otopné vody	[kg/m ³]
	d	vnitřní průměr potrubí	[m].

Tlakovou ztrátu při proudění otopné vody v potrubí je možno rozdělit na tlakovou ztrátu vzniklou třením a tlakovou ztrátu místními odpory.

Tlaková ztráta třením v úseku o délce l [m] je obecně určena Darcy-Weissbachovou rovnicí ve tvaru

$$\Delta p_{ztr} = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot l = R \cdot l \quad [\text{Pa}] \quad (21)$$

kde	λ	součinitel tření	[-]
	w	střední rychlost podle průřezu potrubí	[m/s]
	d	vnitřní průměr potrubí	[m]
	l	délka úseku	[m]
	R	měrná tlaková ztráta	[Pa/m].

Přesné vzorce pro výpočty se dále liší pro oblast laminárního a turbulentního proudění a také pro proudění v přechodové oblasti. Tyto oblasti jsou určeny rozsahy podobnostního Reynoldsova čísla, kdy pro laminární proudění platí $Re < 2300$ a pro turbulentní proudění $Re > 3500$. Reynoldsovo číslo je definováno vztahem

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (22)$$

kde	w	střední rychlost podle průřezu potrubí	[m/s]
	d	vnitřní průměr potrubí	[m]
	ν	kinematická viskozita	[m ² /s].

Pro výpočet měrné tlakové ztráty bylo v případě laminárního proudění užito vzorce

$$R = \frac{0,811 \cdot \lambda \cdot \dot{m}^2}{\rho \cdot d^5} \quad [\text{Pa/m}] \quad (23)$$

kde	\dot{m}	hmotnostní průtok potrubím	[kg/s]
	ρ	hustota proudící kapaliny	[kg/m ³]
	d	vnitřní průměr potrubí	[m]
	λ	součinitel tření	[-],

který je pro laminární proudění definován jako $\lambda_{lam} = \frac{64}{Re}$ [-] a pro proudění v přechodové oblasti je určen odvozením ze součinitele tření pro turbulentní proudění, který můžeme s dostatečnou přesností určit jako

$$\lambda_{tu} = \frac{1}{\left[2 \log \frac{3,715}{\frac{k}{d}}\right]^{-2}} + \left[\frac{0,938}{\log Re}\right]^2 \cdot e^{-0,044 \left[\text{Re} \cdot \frac{k}{d}\right]^{0,33}} \quad [-], \quad (24)$$

$$\text{vztahem } \lambda_{pf} = \frac{64}{2300} \cdot (3500 - \text{Re}) + \lambda_{tu} \cdot (\text{Re} - 2300) \quad [-] \quad (25)$$

kde	Re	Reynoldsovo číslo	[-]
	k	absolutní drsnost potrubí	[m]
	d	vnitřní průměr potrubí	[m].

Pro turbulentní proudění lze tyto vztahy zjednodušit a měrnou tlakovou ztrátu vyjádřit vzorcem

$$R = 62,544 \cdot \rho \cdot \frac{\dot{V}^2}{d^5} \cdot \left[\frac{0,25}{\left(\log \frac{d}{k} + 0,57 \right)^2} + \left(\frac{0,938}{\log \frac{354 \cdot \dot{V}}{\nu \cdot d}} \right)^{2,393} \cdot e^{-3,05 \left(\frac{k \cdot \dot{V}}{\nu \cdot d^2} \right)^{0,33}} \right] \quad [\text{Pa/m}] \quad (26)$$

kde	\dot{V}	objemový průtok potrubím	[l/h]
	ρ	hustota proudící kapaliny	[kg/m ³]
	d	vnitřní průměr potrubí	[mm]
	k	absolutní drsnost potrubí	[mm]
	ν	kinematická viskozita	[mm ² /s].

V praxi se v projekčních kancelářích často užívala pro výpočet tlakových ztrát tabulka s měrnými tlakovými ztrátami pro dané střední teploty a materiál v závislosti na hmotnostním průtoku potrubím. S rozvojem výpočetní techniky se dnes pro výpočet třecích ztrát používá počítačových programů (např. on-line výpočet na tzb-info.cz, součást programu TechCON od společnosti ATCON SYSTEMS, s. r. o. a jiné).

Tlaková ztráta místními odpory vzniká při průchodu otopné vody armaturami, ohyby, koleny, přechody atd. a je určena vztahem

$$Z = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (27)$$

kde	w	střední rychlost podle průřezu potrubí	[m/s]
	ρ	hustota proudící kapaliny	[kg/m ³]
	ξ_i	součinitel místního odporu	[-]
	n	počet místních odporů v úseku	[-].

Celková tlaková ztráta v potrubí je dána součtem tlakových ztrát třením a tlakových ztrát místními odpory jednotlivých úseků.

Podrobný celkový výpočet tlakových ztrát se nachází na příloženém CD.

Potrubí bude po celé své délce izolováno polyethylenovou izolací od společnosti Armacell Europa GmbH [L26] z důvodu snížení tepelných ztrát tepelnými rozvody. Části vedené pod podlahou budou izolovány systémem Tubolit DHS Quadra tloušťky 25 mm, který je svým tvarem speciálně určen pro izolování topenářských rozvodů pod podlahou, jeho tvar umožňuje vedení rozvodů s malou roztečí potrubí a zvýšená izolace směrem od vytápěného prostoru snižuje tepelné ztráty tímto směrem. Vertikální potrubí (stoupačky) a potrubí pro připojení otopných těles budou izolována polyethylenovými návleky Tubolit S tloušťky 13 mm, který je určený pro vedení potrubí pod omítkou. Volně vedené potrubí v technických místnostech v suterénu bude izolováno polyethylenovými návleky Tubolit DG tloušťky 13 mm.

4.3. Hydraulické vyvážení

Správné hydraulické vyvážení otopné soustavy je základní předpoklad pro celkovou funkčnost. Pouze tehdy ve skutečnosti dosáhneme požadovaných, tedy projektovaných průtoků otopnými tělesy a tedy potřebného tepelného výkonu. V dřívějších dobách při špatně vyvážené soustavě otopná tělesa v blízkosti zdroje tepla z důvodu přílišného průtoku takzvaně přetápěla, dnes při nutnosti instalace termostatických hlavic (z důvodu splnění vyhlášky č. 193/2007 Sb. o místní regulaci otopných těles) toto riziko nehrozí, avšak i dnes platí, že hydraulicky vzdálená tělesa by měla z důvodu nedostatečného průtoku nedostatečný výkon a v místnosti by se nedosáhlo požadované vnitřní teploty.

Obecně musí platit rovnost tlakových ztrát na paralelních okruzích otopných těles. Z tohoto důvodu je nutno najít otopný okruh s největší tlakovou ztrátou [L25]. Nejčastěji se jedná o okruh hydraulicky nejvzdálenějšího tělesa, při srovnatelných třecích ztrátách v potrubí se jedná o okruh tělesa s největším tepelným výkonem (z důvodu největšího vnitřního odporu tělesa a připojovacích armatur). V tomto případě tedy přicházejí v úvahu okruh trubkového tělesa v koupelně -205- (OT13), deskového tělesa tamtéž (OT12) a, z důvodu většího tepelného výkonu než obě tato tělesa při srovnatelné třecí ztrátě v potrubí, okruh deskového tělesa v ložnici -202- (OT11). Při určité situační dispozici by bylo možné největší tlakové ztráty dosáhnout na okruhu tělesa OT6 v zádveři 1.NP. Tato situace by mohla nastat například tehdy, pokud by se v 1.NP nacházelo těleso s velkým tepelným výkonem ke konci hydraulické větve. Vzhledem k dispozici řešeného objektu by však největší tlaková ztráta na okruhu tělesa OT6 byla překvapivá.

Celková tlaková ztráta je dána součtem dílčích tlakových ztrát, pro okruh trubkového tělesa ji můžeme vyjádřit jako

$$\Delta p_C = \Delta p_P + \Delta p_{R\check{S}} + \Delta p_{OT} + \Delta p_{TRV} \quad [\text{Pa}] \quad (28)$$

a pro okruhy deskových těles Ventil-Kompakt, kde je ventil v tělese integrován a jeho tlaková ztráta je určena dohromady s otopným tělesem, je tedy dána vztahem

$$\Delta p_C = \Delta p_P + \Delta p_{R\check{S}} + \Delta p_{OT+TRV} \quad [\text{Pa}], \quad (29)$$

kde	Δp_P	tlaková ztráta v potrubí	[Pa]
	$\Delta p_{R\check{S}}$	tlaková ztráta regulačního šroubení	[Pa]
	Δp_{OT}	tlaková ztráta otopného tělesa	[Pa]
	Δp_{TRV}	tlaková ztráta termost. regulačního ventilu	[Pa].

Pro hledání okruhu s největší tlakovou ztrátou budeme předpokládat plně otevřené přednastavení regulačního ventilu i šroubení na tomto tělese a jejich tlaková ztráta bude dána vztahem

$$\Delta p_{R\check{S}/TRV/OT+TRV} = \Delta p_O \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_V} \right)^2 = 10^5 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_V} \right)^2 \quad [\text{Pa}] \quad (30)$$

kde	\dot{V}	objemový průtok tělesem	[m ³ /h]
	k_V	pro OT+TRV VK $k_V = 0,84 \text{ m}^3/\text{h}$ [L20] pro TRV V-exact II $k_V = 0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ [L27] pro RŠ Vekolux $k_V = 0,73 \text{ m}^3/\text{h}$ [L28] pro RŠ R14TG $k_V = 3,16 \text{ m}^3/\text{h}$. [L29]	

Tlaková ztráta při průchodu trubkovým tělesem je dána jako tlaková ztráta místním odporem, kdy součinitel místní tlakové ztráty tělesa $\zeta = 1,8$.

Při porovnání celkových tlakových ztrát pro výše vyjmenované okruhy otopných těles zjistíme, že největší tlaková ztráta je u okruhu OT11 v ložnici a od této tlakové ztráty bude prováděno vyvažování celé soustavy.

Vyvažovat soustavu je možné pomocí přednastavení termostatických regulačních ventilů a pomocí přednastavení regulačních šroubení [L25]. Pokud bychom škrtili pouze na TRV a nechali regulační šroubení plně otevřené, teoreticky bychom mohli dosáhnout vyvážení otopné soustavy, avšak za cenu zmenšení pásma proporcionality u TRV. Proto budeme soustavu vyvažovat primárně přednastavením regulačního šroubení, s předpokladem vysoké k_V hodnoty na TRV (nejlépe plně otevřeno).

Z rozdílu celkové tlakové ztráty určené na okruhu OT11, tj. hlavní větve, a tlakové ztráty potrubí, otopného tělesa a jeho TRV určíme $\Delta p_{R\check{s}}$ škrcení na daném regulačním šroubení, ze vzorce

$$\Delta p_{R\check{s}} = \Delta p_{h,v} - \Delta p_p - \Delta p_{OT} - \Delta p_{TRV} \quad (31)$$

kde	Δp_p	tlaková ztráta v potrubí okruhu daného tělesa	[Pa]
	$\Delta p_{h,v}$	tlaková ztráta hlavní větve	[Pa]
	Δp_{OT}	tlaková ztráta otopného tělesa	[Pa]
	Δp_{TRV}	tlaková ztráta termost. regulačního ventilu	[Pa],

samořejmě pro tělesa VK opět platí $\Delta p_{OT+TRV} = \Delta p_{OT} + \Delta p_{TRV}$.

Požadované k_v hodnoty daného regulačního šroubení dostaneme vyjádřením ze vztahu (30) ve tvaru

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt[2]{\frac{\Delta p_O}{\Delta p_{R\check{s}}}} = \dot{V} \cdot \sqrt[2]{\frac{10^5}{\Delta p_{R\check{s}}}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (32)$$

kde	\dot{V}	objemový průtok tělesem	[m ³ /h]
	$\Delta p_{R\check{s}}$	tlaková ztráta regulačního šroubení	[Pa].

Podrobný celkový výpočet hydraulického vyvážení a nastavení předregulací se nachází na příloženém CD.

Celková tlaková ztráta hlavní větve pro část sever činí přibližně 9,6 kPa, pro jižní část přibližně 7,7 kPa. Instalovaný kondenzační kotel je vybaven moderním vysoce účinným čerpadlem s proměnnými otáčkami. Při požadovaném průtoku 306, resp. 329 kg/h je dopravní tlak tohoto čerpadla i při nejnižším nastavení otáček přibližně 27 kPa. Instalací externího přepouštěcího ventilu by bylo možné nastavit požadovanou dopravní výšku čerpadla pro danou soustavu. Avšak přepouštěcí ventil při své činnosti mísí výstupní a vstupní vodu z a do otopného systému, přičemž by docházelo k ohřívání vratné vody do kotle a ke snížení účinnosti kondenzace.

Proto bude k dosažení pracovního bodu (průsečíku charakteristik čerpadla kotle a potrubní sítě) instalován vyvažovací ventil STAD od výrobce IMI Hydronic Engineering [L30]. Parametrem pro nastavení vyvažovacího ventilu je, kromě požadované tlakové ztráty a dimenze, průtok otopné vody otopným systémem (viz Příloha 2). Proto dosáhneme požadované tlakové ztráty pouze při výpočtovém průtoku vody soustavou. Vzhledem k postupu návrhu celé otopné soustavy by mělo vytápění

objektu probíhat rovnoměrně, instalované termostatické hlavice by neměly do provozu systému příliš zasahovat (obzvláště při daném situování budovy, kdy se v jedné otopné soustavě nenachází zároveň různé místnosti orientované tak, aby jedna směřovala na sever a další na jih) a požadavek konstantního průtoku otopné vody soustavou by měl tedy být za normálních okolností a správném nastavení ekvitermní regulace dodržen. Vnějšími faktory, které by mohly toto výrazně ovlivnit, je instalovaná krbová vložka v obývacích pokojích a tepelné zisky v kuchyni při přípravě teplých pokrmů. Při této situaci by došlo k poklesu průtoku otopné vody soustavou, tlaková ztráta vyvolaná vyvažovacím ventilem STAD by byla menší a do otopné soustavy by otopná voda proudila pod větším diferenčním tlakem, kdy by v krajním případě hrozilo riziko nepříjemných zvukových projevů otopné soustavy a tím pádem snížení uživatelského komfortu. Výrobce ventilu STAD nabízí jako řešení možnost jeho kombinaci s regulátorem tlakové difference STAP. Jako druhá alternativa se jeví možnost instalování přepouštěcího ventilu Hydrolux [L31] za vyvažovací ventil STAD. Ten při výpočtovém průtoku, správném nastavení regulace a nastavení vyvažovacího ventilu STAD nebude přepouštět a tedy nebude ohřívát vratnou vodu do kotle, ale v případě poklesu průtoku a tedy snížení tlakové ztráty na vyvažovacím ventilu, i za cenu nevelké ztráty účinnosti na kotli (stále se s teplotami pohybujeme v kondenzačním pásmu teplot) bude udržen požadovaný maximální přípustný tlak na otopných tělesech (z hlediska hluku). Tato možnost vyžaduje menší vstupní náklady a srovnatelné náklady provozní ve srovnání s použitím regulátoru tlakové difference STAP, proto je zde preferována.

V praxi je možné se setkat se soustavami vyváženými nikoli na maximálně otevřené regulační ventily a šroubení na otopném tělese na tlakově nejnepříznivějším okruhu, ale je na tomto tělese ponechán určitý dispoziční rozdíl tlaků Δp_{DIS} , který je poté na šroubení nebo ventilu škrcen. Projektant se takto částečně chrání jednak před možnými nepřesnostmi ve výpočtu tlakových ztrát, ale hlavně před dopady případných, jím neautorizovaných změn při montáži soustavy dodavatelskou firmou. V určitých situacích může tento způsob návrhu přinést větší náklady na energii pro provoz čerpadla, ale v situaci tohoto projektu, kdy přebytečný tlak likvidujeme pomocí vyvažovacího ventilu STAD, by nedošlo ke zvýšení energetických nákladů.

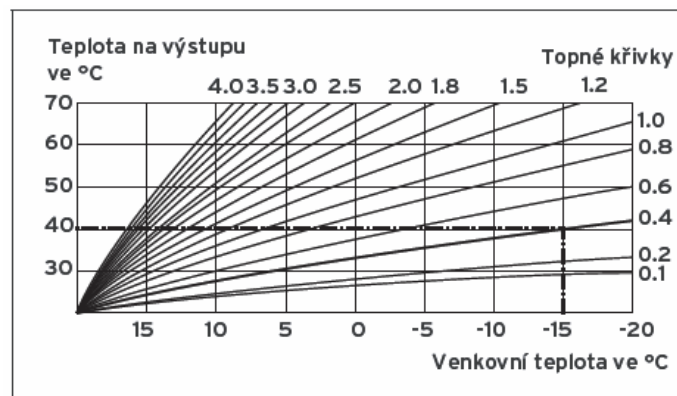
5. REGULACE

Provoz každého kotle bude řízen typovou ekvitermní regulací Vaillant calorMATIC 450 [L32]. Kromě této hlavní regulace je provedena, v souladu s vyhláškou č. 193/2007 Sb., [L33] místní regulace otopných těles, která je provedena osazením otopných těles regulačními ventily s termostatickými hlavicemi Heimeier Standart typu K.

Ekvitermní regulace Vaillant calorMATIC 450 řídí provoz kotle v závislosti na venkovní teplotě snímané čidlem VRC 693 (součást dodávky ekvitermní regulace). Venkovní čidla budou umístěna na severní fasádě objektu, ve výšce přibližně $H = +4$ m nad nulovou výškovou hladinou určenou stavební částí projektu, tj. 5,2 m nad okolním terénem. Každá vnitřní jednotka musí mít instalované vlastní venkovní čidlo.

Pro severní část objektu bude vnitřní jednotka umístěna na vnitřní stěnu v místnosti -202-. V případě vůle investora může být u této jednotky aktivováno prostorové čidlo snímající pokojovou teplotu – v tomto případě je nutno zaměnit termostatické hlavice na otopných tělesech v místnosti -202- za krytky. V části objektu „jih“ nelze z důvodů tepelných zisků z oslunění umístit vnitřní jednotku do obývaných místností tak, aby bylo možné ji použít jako prostorové čidlo teploty. Proto bude instalována do haly -201-, kde bude sloužit pouze jako řídicí a ovládací jednotka kotle.

Na obr. 5.1. jsou zaznamenány průběhy otopných křivek regulátoru calorMATIC 450 pro požadovanou teplotu místnosti $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Vzhledem k parametrům otopné soustavy ($t_{emin} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{ivmax} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$) bude tedy nastavena otopná křivka, dle které bude ekvitermní regulátor řídit chod otopné soustavy, na křivku 0.8.



Obr. 5.1 Diagram topných křivek

6. ZABEZBEČOVACÍ A POJISTNÉ ZAŘÍZENÍ

6.1. Pojistný ventil

Kotel je z výroby vybaven pojistným ventilem, který zabraňuje překročení maximálního dovoleného přetlaku na kotli [L34]. Otevírací přetlak pojistného ventilu je výrobcem nastaven na hodnotu 300 kPa.

Pojistný ventil proti překročení maximálního dovoleného přetlaku na ohřivači teplé vody je součástí bezpečnostní skupiny a je nastaven na otevírací přetlak 500 kPa (přetlak studené vody připojeného potrubního rozvodu studené vody je pod 4,8 Baru).

Odtokové potrubí pojistných ventilů bude svedeno nad gulu nejbližšího odpadního potrubí. Napojení přepadů pojistných ventilů musí být vizuálně kontrolovatelné pro kontrolu správné funkce pojistného ventilu.

6.2. Zabezpečovací zařízení

K zabezpečení teplotní roztažnosti vody v průběhu ohřevu vody při vytápění je plynový kotel z výroby vybaven integrovanou tlakovou expanzní nádobou o objemu 10 litrů.

Potřebný objem expanzní nádoby pro otopnou soustavu je dán vztahem [L34]

$$V_{\text{exp}} = \frac{1,3 \cdot V_s \cdot n}{\eta} \quad [1] \quad (33)$$

kde V_s vodní objem soustavy, dán součtem vody v tělesech, potrubí a kotli [1]

n součinitel zvětšení objemu, který je dán vztahem [-]

$$n = \frac{1000}{\rho_{155}} - \frac{1000}{\rho_{110}} = \frac{1000}{985,7} - 1,0004 = 0,0141 \quad (34)$$

η stupeň využití expanzní nádoby, který je dán vztahem [-]

$$\eta = \frac{P_{h,dov.A} - P_{d,dov.A}}{P_{h,dov.A}} = \frac{P_{h,dov} + p_b - 1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g - p_b}{P_{h,dov} + P_{d.A}} = \quad (35)$$

$$= \frac{(300 + 100 - 1,1 \cdot 6 \cdot 0,98875 \cdot 9,81 - 100) \cdot 1000}{(300 + 100) \cdot 1000} = 0,590$$

kde $p_{h,dov.A}$ nejvyšší dovolený absolutní tlak [kPa]

$p_{d,dov.A}$ nejnižší dovolený absolutní tlak [kPa]

$p_{h,dov}$ nejvyšší dovolený pracovní přetlak [kPa]

p_b barometrický tlak [kPa]

h	výška vodního sloupce od středu EN do nejvyššího místa otopné soustavy	[m]
ρ	střední hustota vody	[kg/m ³]
g	tíhové zrychlení	[kg/m.s ²]

Po dosazení těchto hodnot do vzorce (33) dostaneme

$$V_{\text{exp}} = \frac{1,3 \cdot V_s \cdot n}{\eta} = \frac{1,3 \cdot 75,5 \cdot 0,0141}{0,59} = 2,4 \text{ l pro severní polovinu objektu a}$$

$$V_{\text{exp}} = \frac{1,3 \cdot V_s \cdot n}{\eta} = \frac{1,3 \cdot 72,2 \cdot 0,0141}{0,59} = 2,2 \text{ l pro jižní polovinu objektu.}$$

V obou případech je tedy desetilitrový objem integrované expanzní nádoby dostačující.

7. POTŘEBA TEPLA A PALIVA

7.1. Potřeba tepla a paliva pro vytápění

Výpočet potřeby tepla pro vytápění byl proveden tzv. denostupňovou metodou [L35]. Pro zjištění celkové potřeby energií spojených s tepelnou pohodou v objektu je nutno z tepelných ztrát objektu vypočítat teoretickou potřebu tepla, která se dále s přihlédnutím k účinnosti kotle, rozvodů a regulace zvětší na celkovou potřebu tepla.

Teoretická potřeba tepla je dána vztahem

$$Q_d = 24 \cdot 3600 \cdot \Phi \cdot \frac{d \cdot (t_i - t_{es})}{(t_i - t_e)} \cdot e_i \cdot e_t \cdot e_d \quad [\text{J}] \quad (36a)$$

pro výpočet tepelných ztrát dle ČSN EN 12 831 a

$$Q_d = 24 \cdot 3600 \cdot \dot{Q}_c \cdot \frac{d \cdot (t_i - t_{es})}{(t_i - t_e)} \cdot e_i \cdot e_t \cdot e_d \quad [\text{J}] \quad (36b)$$

pro výpočet tepelných ztrát dle ČSN 06 0210,

kde \dot{Q}_c , resp. Φ celkové tepelné ztráty [W]

d počet dnů otop. období, oblast Klatovy pro $t_e = -15 \text{ °C}$

t_i vnitřní výpočtová teplota, dána váženým průměrem
vnitřních teplot $t_i = \frac{\sum V_i \cdot t_i}{\sum V_i}$ [°C]

t_{es} střední venkovní teplota za otopné období [°C]

e_i oprav. součinitel na nesoučasnost přírážek
(TZ dle ČSN 06 0210) [-]

	oprav. součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty větráním a prostupem (TZ dle ČSN EN 12 831)	[-]
e_t	opravný součinitel na snížení vnitřní teploty, volen pro obytné budovy s nepřerušovaným vytápěním	[-]
e_d	opravný součinitel na zkrácení doby provozu, volen pro trvale vytápěné budovy	[-],

po dosazení (36a) pro objekt sever

$$Q_d = 24 \cdot 3600 \cdot 5430 \cdot \frac{248 \cdot (20 - 3,9)}{(20 - (-15))} \cdot 0,78 \cdot 0,95 \cdot 1 = 39,7 \text{ GJ}$$

a do (36b) pro objekt jih

$$Q_d = 24 \cdot 3600 \cdot 4960 \cdot \frac{248 \cdot (20 - 3,9)}{(20 - (-15))} \cdot 0,78 \cdot 0,95 \cdot 1 = 36,23 \text{ GJ}$$

Pro severní část tedy vychází teoretická potřeba tepla na vytápění 39,7 GJ, pro méně tepelně exponovanou jižní část 36,23 GJ za otopné období.

Skutečná potřeba tepla se získá z teoretické potřeby tepla pomocí vztahu

$$Q_{skut} = \frac{Q_d}{\eta_K \cdot \eta_R \cdot \eta_O} = \frac{Q_d}{\frac{\eta_{Kkat}}{\frac{H_s}{H_u}} \cdot \eta_R \cdot \eta_O} = \frac{Q_d}{\frac{1,06}{1,11} \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 1} \quad [\text{J}] \quad (37)$$

kde	η_K	účinnost kotle	[-]
	η_R	účinnost rozvodů	[-]
	η_O	účinnost obsluhy	[-]
	H_s	spalné teplo	[MJ/m ³]
	H_u	výhřevnost	[MJ/m ³]

Opět po dosazení pro severní část $Q_{skut} = \frac{39,7}{\frac{1,06}{1,11} \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 1} = 44,6 \text{ GJ}$

a pro jižní část $Q_{skut} = \frac{36,23}{\frac{1,06}{1,11} \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 1} = 40,73 \text{ GJ}.$

Skutečná potřeba paliva za otopné období je tedy 44,6 GJ, respektive 40,73 GJ v závislosti na uvažované části objektu.

Pro spalné teplo zemního plynu bude počítáno s hodnotou $H_s = 37,82 \text{ MJ/m}^3$, je nutno si ovšem uvědomit, že tuto hodnotu je potřeba brát jako orientační, neboť se liší v závislosti na původu paliva, který se může během životnosti kotle, zvláště s ohledem

na současné mezinárodní vztahy, měnit. Potřebu paliva pro vytápění poté získáme

dosazením do vzorce
$$U_{skut} = \frac{Q_{skut}}{H_s} \quad [\text{m}^3/\text{otop. období}], \quad (38)$$

tedy
$$U_{skut,S} = \frac{44,6}{37,82} = 1180 \text{ m}^3/\text{otop. období pro severní polovinu objektu a}$$

$$U_{skut,J} = \frac{40,73}{37,82} = 1077 \text{ m}^3/\text{otop období pro jižní polovinu objektu.}$$

7.2. Potřeba tepla a paliva pro ohřev teplé vody

Jakkoli pro dimenzování a návrh systémů sloužících pro ohřev teplé vody užíváme technickou normu ČSN 06 0230, je tato norma nevhodná pro popis spotřeby teplé vody během celého roku [L36]. Pro zjištění potřebné energie k ohřevu teplé vody určíme celkovou denní potřebu teplé vody dle ČSN EN 15316-3-1 z měrné denní potřeby teplé vody, která se pro domácnosti obývané jednou rodinou stanoví ze vztahu

$$V_{w,f} = \frac{x \cdot \ln A - y}{A} = \frac{39,5 \cdot \ln 124,3 - 90,2}{124,3} = 0,81 \text{ l/m}^2\text{den} \quad (39)$$

kde x a y konstanty $[\text{l/m}^2\text{den}]$
 A podlahová plocha $[\text{m}^2]$.

Celková denní potřeba teplé vody pro danou severní nebo jižní část objektu je tedy

$$V_{w,c} = A \cdot V_{w,f} = 124,3 \cdot 0,81 = 101 \text{ l/den.} \quad (40)$$

Teoretická potřeba tepla pro ohřev teplé vody vychází ze vztahu

$$Q_{TV,d} = 365 \cdot (1 + z) \cdot V_{w,c} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad [\text{GJ/rok}]. \quad (41)$$

kde z koeficient energetických ztrát systému $[-]$
 $V_{w,c}$ denní potřeba teplé vody $[\text{m}^3]$
 ρ střední hustota během ohřevu $[\text{kg/m}^3]$
 c měrná tepelná kapacita vody $[\text{J/kgK}]$
 t_1 teplota studené vody $[\text{°C}]$
 t_2 teplota teplé vody $[\text{°C}]$.

Po dosazení tedy dostáváme

$$Q_{TV,d} = 365 \cdot (1 + 0,3) \cdot 0,101 \cdot 992,5 \cdot 4186 \cdot (55 - 10) = 9,0 \text{ GJ/rok}$$

Za předpokladu odhadu účinnosti plynového ohřivače $\eta_{oh} = 0,9$ bude skutečná potřeba tepla pro ohřev teplé vody dána

$$Q_{TV,skut} = \frac{Q_{TV,d}}{\eta_{oh}} = \frac{9,0}{0,9} = 10 \text{ GJ/rok} \quad (42)$$

Spotřeba paliva bude určena obdobně jako u plynového kotle, ovšem vzhledem k neodebírání kondenzačního tepla spalin v ohřivači teplé vody bude potřeba dělena nikoli hodnotou spalného tepla, ale hodnotou výhřevnosti. Tedy

$$U_{TV,skut} = \frac{Q_{TV,skut}}{H_u} = \frac{10}{0,0335} = 299 \text{ m}^3/\text{rok}. \quad (43)$$

7.3. Kalkulace ročních cenových nákladů za palivo

Spíše než energetická potřeba tepla, popřípadě objem propáleného plynu, má pro koncového uživatele větší uživatelskou hodnotu kalkulace ročních cenových nákladů.

Celková potřeba paliva pro vytápění a přípravu teplé vody je dána vztahem

$$U_c = U_{skut} + U_{TV,skut} \quad [\text{m}^3/\text{rok}] \quad (44)$$

kde	U_c	celková roční potřeba paliva	$[\text{m}^3/\text{rok}]$
	U_{skut}	celková roční potřeba paliva pro vytápění	$[\text{m}^3/\text{ot.obd.}]$
	$U_{TV,skut}$	celk. roční potřeba paliva pro přípravu TV	$[\text{m}^3/\text{rok}],$

tedy pro severní část objektu

$$U_{c,S} = U_{skut,S} + U_{TV,skut} = 1180 + 299 = 1479 \text{ m}^3/\text{rok}$$

a pro jižní část objektu

$$U_{c,J} = U_{skut,J} + U_{TV,skut} = 1077 + 299 = 1378 \text{ m}^3/\text{rok}.$$

Pro cenovou kalkulaci byla zvolena dodávka plynu od společnosti RWE Energie s.r.o., produktová řada RWE Plyn Optimal [L37]. Tato společnost byla zvolena z důvodu, že se řešený objekt nachází na distribučním území společnosti RWE GasNet, s.r.o., jakkoli toto nebrání koncovému uživateli zvolit jinou dodavatelskou společnost.

Vzhledem ke skutečnosti, že je kalkulace dodavatelskou společností prováděna z dodané energie, sečteme skutečné potřeby tepla pro vytápění a ohřev teplé vody podle

$$Q_c = \frac{Q_{skut} + Q_{skut,TV}}{3600} \quad [\text{kWh/rok}] \quad (45)$$

kde	Q_c	celková potřeba tepla	$[\text{kJ/rok}]$
	Q_{skut}	celková potřeba tepla pro vytápění	$[\text{kJ/ot.obd.}]$

$Q_{skut,TV}$ celková potřeba tepla pro ohřev TV [kJ/rok],

$$\text{pro severní část } Q_{c,S} = \frac{(44,64 + 10) \cdot 10^6}{3600} = 15178 \text{ kWh}$$

$$\text{a pro jižní část } Q_{c,J} = \frac{(40,74 + 10) \cdot 10^6}{3600} = 14094 \text{ kWh.}$$

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2, na hranici pozemku bude zavedena jedna plynovodní přípojka, fakturační plynoměr bude umístěn v pilíři na hranici pozemku investora a bude měřit spotřebu plynu pro celý objekt. Z celkové naúčtované částky si uživatelé náklady rozúčtují podle poměrových plynoměrů umístěných v suterénním podlaží. Celková dodaná energie je určena

$$Q_c = Q_{c,S} + Q_{c,J} = 15178 + 14094 = 29272 \text{ kWh.} \quad (46)$$

Celková cena je dána součtem platby za distribuci a dodávku dle (47), kdy každá z těchto složek obsahuje fixní složku a složku variabilní.

$$C_c = (C_{dis} + C_{dod}) \text{ [Kč]} \quad (47)$$

$$C_c = (C_{dis,fix} + C_{dis,var} + C_{dod,fix} + C_{dod,var}) \cdot (1 + DPH)$$

$$C_c = (C_{dis,mes} \cdot P_{mes} + Q_c \cdot C_{dis,j} + C_{dod,mes} \cdot P_{mes} + Q_c \cdot C_{dod,j}) \cdot (1 + DPH)$$

kde	C_c	celková cena	[Kč]
	C_{dis}	cena za distribuci plynu	[Kč]
	$C_{dis,fix}$	fixní cena za distribuci plynu	[Kč]
	$C_{dis,var}$	celková variabilní cena za distribuci	[Kč]
	$C_{dis,mes}$	měsíční fixní cena za dodávku plynu	[Kč/měsíc]
	P_{mes}	počet měsíců účtovacího období	[-]
	$C_{dis,j}$	cena za jednotku distribuovaného plynu	[Kč/kWh]
	Q_c	celková potřeba tepla	[kWh]
	C_{dod}	cena za dodávku plynu	[Kč]
	$C_{dod,fix}$	fixní cena za dodávku plynu	[Kč]
	$C_{dod,var}$	celková variabilní cena za dodávku plynu	[Kč]
	$C_{dod,mes}$	měsíční fixní cena za dodávku plynu	[Kč/měsíc]
	$C_{dod,j}$	cena za jednotku dodaného plynu	[Kč/kWh].

Po dosazení dostaneme

$$C_c = (184,33 \cdot 12 + 29272 \cdot 0,16744 + 115,23 \cdot 12 + 29272 \cdot 0,97905) \cdot 1,21$$

$$C_c = 8607 + 30041,5 = 38648,5 \text{ Kč}$$

Celková cena za obě části budovy za roční distribuci plynu je 8 607 Kč. Distributor působí na vymezeném území jako jediný a proto není možné s touto cenou hýbat pomocí konkurenčního působení trhu. Cenu za roční dodávku plynu, tedy částku 30 041,5 Kč, je možno brát jako orientační a mírně ji změnit změnou dodavatele plynu, popřípadě změnou tarifu. Celkové roční náklady pro obě části objektu za distribuci i dodávku plynu za výše uvedených podmínek jsou 38 648,5 Kč.

Pokud bychom náklady rozpočítali poměrně ke spotřebě plynu, dělo by se tak dle vzorce

$$C_{c,i} = C_c \cdot \frac{Q_{c,i}}{Q_c} \quad [\text{Kč}], \quad (48)$$

kde	C_c	celková cena	[Kč]
	Q_c	celková potřeba tepla za objekt	[kJ/rok]
	$Q_{c,i}$	celková potřeba tepla za část objektu	[kJ/rok],

tedy pro severní část objektu $C_{c,S} = 38648,5 \cdot \frac{15178}{29272} = 20040 \text{ Kč}$

a pro jižní část objektu $C_{c,J} = 38648,5 \cdot \frac{14094}{29272} = 18608,5 \text{ Kč}$

8. ZÁVĚR

V této práci byla provedena studie vytápění rodinného domu obsahujícího dvě bytové jednotky a společné suterénní prostory.

Pro objekt byly určeny tepelně technické parametry stavebních konstrukcí, které byly následně shledány v souladu s požadavky normy ČSN 73 0540-2.

Pro severní část objektu byl proveden výpočet tepelných ztrát dle aktuální normy ČSN EN 12 831 zjednodušeným způsobem a pro jižní část dle původní normy ČSN 06 0210, podle které, v různém znění a vydání, ale s původní myšlenkou výpočtu, byl prováděn výpočet tepelných ztrát v českých zemích během posledních více než padesáti let.

Výpočtová metodika dle nové normy v sobě přímo zahrnuje vliv úniku tepla tepelnými mosty, které v relativní velikosti k celkovým tepelným ztrátám objektu vlivem změny skladby konstrukcí nabývají na významu. Při výpočtu tepelných ztrát prostupem jsou všechny lineární mosty do venkovního a nevytápěného prostoru brány v úvahu pro výpočet součinitele tepelné ztráty prostupem. Při výpočtu zjednodušenou metodou byl jejich vliv zahrnut v celkovém zvýšení součinitele prostupu tepla ΔU dle

profesora Vaverky. Vzhledem k uspořádání objektu je možné získané hodnoty porovnat pouze ilustračně, neboť se obě části liší kromě orientace na světovou stranu také odlišným uspořádáním podsklepení. Nejen díky těmto skutečnostem, ale právě i změnou metodiky výpočtu, v souladu s předpoklady vychází tepelné ztráty vypočtené dle ČSN EN 12 831 mírně vyšší, řádově se jedná o jednotky Wattů na metry krychlové prostoru místnosti a celkový rozdíl v porovnatelných místnostech je v řádu procent.

Jako nejvhodnější zdroj tepla byl zvolen moderní kondenzační kotel Vaillant VU 146-5 ecoTEC-plus, na základě požadavku investora samostatný pro každou část objektu. Kotle jsou v uzavřeném provedení, pro přívod spalovacího vzduchu a odvod spalin slouží koaxiální systém, který je vyústěn do kruhové šachty, odkud jsou spaliny vyvedeny potrubím nad střechu objektu. Přípravu teplé vody v dostatečném množství zajišťují plynové přímotopné ohříváče Vaillant VGH 220/5 ZXU atmoSTOR o objemu 220 litrů. Spaliny z ohříváků jsou odvedeny kouřovody do komínů, kterými budou odvedeny nad střechu objektu. Oba plynové kondenzační kotle i přímotopné ohříváky budou umístěny v suterénním podlaží v technických místnostech, samostatných pro dané části objektu.

Severní i jižní část objektu bude vytápěna samostatnou otopnou soustavou s nuceným oběhem otopné vody. Projektovaný teplotní spád na tělesech je 55/40 °C. Vzhledem k charakteru objektu bylo zvoleno vytápění pomocí otopných těles. V koupelnách byla zvolena ocelová trubková tělesa, ostatní instalovaná otopná tělesa jsou typu ocelových deskových s integrovanou ventilovou vložkou. Rozvod potrubí bude proveden jako dvoutrubkový horizontální protiproudý, s nuceným oběhem vody, z trubek měděných. Pro určení dimenze potrubí byla užita metoda ekonomických rychlostí.

Z tlakových ztrát v potrubí (třecí ztráty, ztráty místními odpory) a z tlakových ztrát na armaturách a jednotlivých otopných tělesech byla určena tzv. hlavní větev jako okruh s největší tlakovou ztrátou. K tomuto okruhu bylo provedeno vyvážení celé otopné soustavy. Toto vyvážení bylo provedeno pomocí přednastavení regulačních šroubení u každého otopného tělesa.

Pro dosažení pracovního bodu (průřezu charakteristik čerpadla a potrubní sítě) bude do otopné soustavy instalován vyvažovací ventil. Protože úbytek tlaku na vyvažovacím ventilu je závislý na velikosti průtoku otopné vody, který je závislý na otevření jednotlivých termostatických hlavice, bude pro nepřekročení přípustného

diferenčního tlaku na otopných tělesech (z hlediska hluku), za vyvažovacím ventilem instalován ještě přepouštěcí ventil.

Provoz každého kotle bude řízen typovou ekvitermní regulací Vaillant calorMATIC 450, která řídí provoz kotle a teplotu přírodní vody v závislosti na venkovní teplotě snímané venkovním čidlem umístěným na severní fasádě objektu. Místní regulace otopných těles je provedena osazením otopných těles regulačními ventily s termostatickými hlavicemi.

Jako pojistné zařízení je v kotli instalován pojistný ventil s otevíracím přetlakem 300 kPa, který zabraňuje překročení maximálního dovoleného přetlaku na kotli, pro zabránění překročení maximálního dovoleného přetlaku na ohříváku teplé vody je instalován pojistný ventil s otevíracím přetlakem 500 kPa, který je součástí bezpečnostní skupiny. K zabezpečení teplotní roztažnosti vody v průběhu ohřevu vody při vytápění je plynový kondenzační kotel z výroby vybaven integrovanou tlakovou expanzní nádobou o dostatečném objemu 10 litrů.

Teoretická potřeba tepla pro severní část činí 39,70 GJ/otopné období, pro méně tepelně exponovanou jižní část je 36,23 GJ/otopné období. Po zohlednění skutečné účinnosti celé otopné soustavy vychází skutečná potřeba tepla 44,64 GJ/otopné období, respektive 40,74 GJ/otopné období, v závislosti na uvažované části objektu. Z toho vyplývá potřeba zemního plynu přibližně 1180 m³/otopné období pro severní polovinu objektu a přibližně 1077 m³/otopné období pro část jižní. Přibližnost je dána rozdílností hodnoty energie obsažené v zemním plynu v závislosti na původu dodávky.

Pro přípravu teplé vody bude teoretická potřeba energie 9,0 GJ/rok, při uvažování ztrát v soustavě je skutečná potřeba energie pro přípravu teplé vody 10,0 GJ/rok. K získání této energie je potřeba přibližně 299 m³ zemního plynu za rok.

Pro finanční vyúčtování celkových nákladů obou částí objektu je nutno vzít v potaz, že pro objekt je provedena jedna plynovodní přípojka, fakturační plynoměr bude umístěn na hranici pozemku investora a bude měřit spotřebu plynu pro celý objekt. Celkové roční náklady pro obě části objektu za distribuci i dodávku plynu jsou 38 648,5 Kč. K možnosti rozúčtování této částky mezi uživatele severní a jižní části objektu budou sloužit poměrové plynoměry umístěné v suterénním podlaží. Pokud by se tato částka rozdělila poměrně dle potřeby tepla, roční náklady pro severní část by činily 20 040 Kč a pro jižní část objektu 18 608,5 Kč.

Seznam literatury

- [1] VAVERKA, Jiří a kol.. *Stavební tepelná technika a energetika budov*. Vyd. 1. Brno: VUTIUM, 2006, 648 s. ISBN 80-214-2910-0.
- [2] ČSN 73 0540-2 *Tepelná ochrana budov – část 4 : výpočtové metody*. Praha: ÚNMZ, říjen 2005.
- [3] ČSN 73 0540-3 *Tepelná ochrana budov – část 3 : Návrhové hodnoty veličin*. Praha: ÚNMZ, červen 2005.
- [4] XELLA CZ s.r.o., Vodní 550, 664 62 Hrušovany u Brna. Produktový katalog Ytong. 2015.
- [5] ISOVER SAINT-GOBAIN CONSTRUCTION PRODUCTS CZ a.s., Počernická 272/96, 108 03 Praha 10. Katalog + ceník produktů 2015. 2015.
- [6] ČSN 73 0540-2 *Tepelná ochrana budov – část 2 : požadavky*. Praha: ÚNMZ, říjen 2011.
- [7] ČSN EN 12 831 *Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu*. Praha: ÚNMZ: březen 2005.
- [8] ČSN 06 0210 *Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění*. Praha: ÚNMZ: květen 1994.
- [9] CIHELKA, Jaromír. Poznámky k novému vydání ČSN 06 0210 „Výpočet tepelných ztrát při ústředním vytápění“. *Zdravotní technika a zdravotnická*, roč. 1961, č. 6, str. 266.
- [10] ELCNER, Jakub. *Porovnání výpočtu tepelných ztrát dle ČSN 06 0210 a ČSN EN 12831: diplomová práce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 78 s.
- [11] BAŠTA, Jiří a Roman VAVŘIČKA. *Otopné plochy: cvičení*. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005, 109 s. ISBN 80-010-3344-9.
- [12] RWE Distribuční služby, s.r.o., Domažlická 737, 339 01, Klatovy - Klatovy III
- [13] VAILLANT GROUP CZECH s.r.o., 252 19 Chrášťany 188. Závěsné kondenzační kotle, VU a VUW xx6/5-3 ecoTEC pro, VU a VUW xx6/5-5 ecoTEC plus.
- [14] VAILLANT GROUP CZECH s.r.o., 252 19 Chrášťany 188. Návod k instalaci, ecoTEC plus VU, VUW.
- [15] Servisní firmy - Vaillant [online]. [cit. 2015-05-01]. Vaillant Group Czech s.r.o.. Dostupné z: <http://www.vaillant.cz/index.php?page=servisy>.

- [16] VAILLANT GROUP CZECH s.r.o., 252 19 Chrášťany 188. Návod k montáži, Systém přívodu vzduchu/odvodu spalin pro ecoTEC pro/plus. 2013.
- [17] ČSN 06 0320 *Tepelné soustavy v budovách - Příprava teplé vody - Navrhování a projektování*. Praha: ÚNMZ: září 2006.
- [18] VAILLANT GROUP CZECH s.r.o., 252 19 Chrášťany 188. Ohřev teplé vody – Nepřímotopné zásobníky: uniSTOR VIH R 120 až 200, VIH Q 75 B, actoSTOR VIH QL 75 B, uniSTOR VIH R 300 až 500
- [19] VAILLANT GROUP CZECH s.r.o., 252 19 Chrášťany 188. Návod k montáži, atmoSTOR VGH, plynový zásobník teplé vody.
- [20] KORADO a.s., Bří Hubálků 869, 560 02 Česká Třebová. Radik desková otopná tělesa. 2014.
- [21] KORADO a.s., Bří Hubálků 869, 560 02 Česká Třebová. Radik technický ceník. 2014.
- [22] KORADO a.s., Bří Hubálků 869, 560 02 Česká Třebová. Koralux trubková otopná tělesa. 2014.
- [23] Rozvody teplé vody – II. VRÁNA, Jakub. TZB-info.cz [online]. 2009 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/5786-rozvody-teple-vody-ii>
- [24] Hot & Cold Water Pipe Systems in Europe. Ewan Green - AMI Consulting.. [Online] [Citace: 5. 11. 2013]
<http://www.pexassociation.net/uploads/files/MARKET%20PLACE%20TRENDS.pdf>.
- [25] BAŠTA, Jiří a Roman VAVŘIČKA. *Hydraulika a řízení otopných soustav: cvičení*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003, 109 s. ISBN 80-010-2808-9.
- [26] ARMACELL POLAND Sp. z.o.o., ul. Targova 2 – PL-55-300 Šroda Slaska. Tubolit – komplexní izolační program pro energetické úspory a účinnou ochranu.
- [27] IMI HYDRONICS ENGINEERING – Česká republika. CTPark Humpolec 1573 CZ – 396 01 Humpolec. V-exact II, Termostatický ventil s plynulým přesným nastavením.
- [28] IMI HYDRONICS ENGINEERING – Česká republika. CTPark Humpolec 1573 CZ – 396 01 Humpolec. Vekolux, přípojovací šroubení s vypouštěním pro otopná tělesa s integrovanou ventilovou vložkou.
- [29] GIACOMINI CZECH, s.r.o.Erbenova 15, 466 02 Jablonec nad Nisou. Regulační rohové šroubení R14TG.

- [30] IMI HYDRONICS ENGINEERING – Česká republika. CTPark Humpolec 1573 CZ – 396 01 Humpolec. STAD – vyvažovací ventily. 2014.
- [31] IMI HYDRONICS ENGINEERING – Česká republika. CTPark Humpolec 1573 CZ – 396 01 Humpolec. Hydrolux – Bypass valves for thermostatic radiator valves system. 2014.
- [32] VAILLANT GROUP CZECH s.r.o., 252 19 Chrášťany 188. Návod k instalaci calorMATIC 450.
- [33] Předpis č. 193/2007 Sb. Vyhláška, kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2007, částka 62.
- [34] BAŠTA, Jiří: *Pojistné a zabezpečovací zařízení*. [přednáška]. Praha: ČVUT, 9. dubna 2015.
- [35] CIHELKA, Jaromír. *Vytápění, větrání a klimatizace*. 3. přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1985, 648 s.
- [36] Potřeba vody a tepla pro přípravu teplé vody. VRÁNA, Jakub. TZB-info.cz [online]. 2010 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/energeticka-narocnost-budov/6839-potreba-vody-a-tepla-pro-pripravu-teple-vody>
- [37] RWE ENERGIE, s.r.o., Limuzská 3135/12, Strašnice, 108 00 Praha 10. Ceník RWE Optima v kategorii domácnost a maloodběratel. 2015.

Seznam příloh

Příloha 1: Plynová zařízení v majetku RWE Distribuce s.r.o. v okolí řešeného objektu [L12].

Příloha 2: Pracovní charakteristika vyvažovacího ventilu STAD [L27]

Přílohy na přiloženém CD

Příloha 3: Výpočet tepelných ztrát dle ČSN EN 12 831 – objekt sever (xls)

Příloha 4: Výpočet tepelných ztrát dle ČSN 06 0210 – objekt jih (xls)

Příloha 5: Objekt sever

Výpočet součinitelů prostupu tepla (xls)

Návrh otopných těles (xls)

Hydraulický výpočet (xls)

Výpočet expanzní nádoby (xls)

Výpočet potřeby tepla na vytápění (xls)

Příloha 6: Objekt jih

Výpočet součinitelů prostupu tepla (xls)

Návrh otopných těles (xls)

Hydraulický výpočet (xls)

Výpočet expanzní nádoby (xls)

Výpočet potřeby tepla na vytápění (xls)

Příloha 7: Výkresová dokumentace (dwg)

Příloha 8: Bakalářská práce – elektronická podoba (pdf)

Seznam výkresové dokumentace

11 – TZSI – 2015 – 01 Vytápění – Půdorys 1.PP (A2)

11 – TZSI – 2015 – 02 Vytápění – Půdorys 1.NP (A2)

11 – TZSI – 2015 – 03 Vytápění – Půdorys 2.NP (A2)

11 – TZSI – 2015 – 04 Vytápění – Rozvinuté schéma – sever (A3)

11 – TZSI – 2015 – 05 Vytápění – Rozvinuté schéma – jih (A3)

Příloha č. 2: Pracovní charakteristika vyvažovacího ventilu STAD [30]

