ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

VYTÁPĚNÍ BYTOVÉHO DOMU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

VÁCLAV PETRÁK

19 – TŽP – 2017

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Petrák** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **380994**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Technika životního prostředí**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Vytápění bytového domu

Název diplomové práce anglicky:

Heating for Residential Building

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte studii komplexní rekonstrukce vytápění bytového domu a zároveň se věnujte posouzení tepelně technických parametrů stavebních konstrukcí. Volte optimální otopnou soustavu a otopné plochy. Věnujte pozornost problematice centrální přípravy teplé vody a výběru vhodného zdroje tepla.

Seznam doporučené 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.: Regulace v technice prostředí staveb. Česká technika - nakladatelství ČVUT. Praha 2014, 194s., ISBN 978-80-01-05455-0
4. Bašta, J.: Otopné plochy - otopná tělesa. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2016. - 204 s. - ISBN 978-80-01-05943-2.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Jiří Bašta Ph.D., ústav techniky prostředí FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2017** Termín odevzdání diplomové práce: **30.06.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce | Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry | Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání | Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

ANOTACE

Diplomová práce se zabývá návrhem rekonstrukce vytápění bytového domu. Práce obsahuje výpočet tepelných ztrát, návrh otopné soustavy, návrh zdroje tepla, regulaci soustavy a výpočet potřeby tepla. Popisují se zde i požadavky na předělání kočárkárny na plynovou kotelnu. Nedílnou součástí práce je také podrobná výkresová dokumentace celého objektu. Požadavkem byl také návrh zdroje tepla pro přípravu teplé vody a stanovení odběrů. V závěru práce jsou popsány výsledky a vyjmenována literatura, která byla v práci použita.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vytápění, příprava teplé vody, otopná soustava, kondenzační kotel, tepelná ztráta, plynová kotelna, čerpadlo, tlaková ztráta, otopné těleso, bytový dům, regulace, potřeba tepla

SUMMARY

This diploma thesis deals with the design of the reconstruction of the heating of the apartment building. The work includes calculation of heat losses, design of heating system, design of heat source, regulation od system and calclation of heat demand. Also described here are the requirements for rebuilding the bycicle room to the gas boiler room. An integral part of the work i salso detailed drawing documentation of the whole building. The requirement was also to design a heat source for warm water preparation and setting up the offtakes. At the thesis are described the results and the literature, which was used in the thesis.

KEY WORDS:

Heating, preparation warm water, heating system , condensing boiler, heat loss, gas boiler room, pump, pressure loss, radiator, apartment building, regulation, the need for heat

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Vytápění bytového domu“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Jiřího Bašty Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 30. 06. 2017 Václav Petrák

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce prof. Ing. Jiřímu Baštovi Ph.D. za odborné rady, vstřícnost, trpělivost, zájem a čas, který mé práci věnoval. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a všem blízkým za podporu během studia na Fakultě strojní ČVUT v Praze.

Obsah

české vysoké učení technické v praze 1

Obsah 3

Seznam použitých veličin, jejich označení a jednotky 6

1 Úvod 10

2 Popis řešeného objektu 11

2.1 Konstrukce BD 12

2.2 Tepelně technický popis 12

2.3 Navrhované opatření 13

3 Tepelné ztráty BD 15

3.1 Tepelná ztráta prostupem tepla 16

3.1.1 Tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí 16

3.1.2 Tepelné ztráty nevytápěným prostorem 17

3.1.3 Tepelné ztráty do nebo z vytápěných prostorů při různých teplotách 17

3.1.4 Tepelná ztráta větráním 18

3.1.5 Výsledky tepelných ztrát objektu 19

4 Příprava TV 20

4.1 Vstupní podmínky 20

4.2 Výpočet potřeby tepla na přípravu TV 20

4.3 Stanovení odběru TV během periody 21

5 Otopná soustava 25

5.1 Způsoby provedení otopných soustav 25

5.2 Schéma otopné soustavy 26

5.3 Otopná tělesa 26

5.3.1 Desková otopného tělesa 26

5.3.2 Návrh otopného tělesa zohledňující tepelnou pohodu uživatele 27
5.3.3 Přepočet výkonu otopného tělesa 29
5.3.4 Trubková otopná tělesa 32
5.4 Měření tepla 33
5.5 Termohydraulický rozdělovač 34
5.6 Rozdělovač a sběrač 35
5.7 Potrubní síť 36
5.7.1 Materiál potrubí 36
5.7.2 Výpočet ekonomické tloušťky tepelné izolace potrubních rozvodů 36
5.8 Hydraulické výpočty 38
5.9 Tlakové ztráty 39
5.9.1 Třecí tlakové ztráty 39
5.9.2 Tlaková ztráta místními odpory 41
5.9.3 Celková tlaková ztráta 42
5.9.4 Metoda předběžného tlakového spádu 42
5.9.5 Vyvážení otopné soustavy 42
5.9.6 Vyvážení otopných těles v bytových rozvodech 43
6 Výpočet tepelného výkonu zdroje tepla na vytápění 45
6.1 Zdroj Tepla 45
7 Plynová kotelna 49
7.1 Plynové spotřebiče 49
7.2 Odtah spalin plynových spotřebičů 50
7.3 Požadavky na ostatní profese 51
8 Pojistné a zabezpečovací zařízení 52
8.1 Návrh expanzní tlakové nádoby 52
8.2 Návrh pojistného ventilu 54

9 Oběhová čerpadla 56

10 Regulace kotlů 58

10.1 Ekvitermní regulace 58

10.2 Kaskáda plynových kotlů 58

11 Výpočet potřeby tepla 61

11.1 Výpočet potřeby tepla na vytápění 61

11.2 Výpočet potřeby tepla na přípravu TV 62

11.3 Roční potřeba zemního plynu 62

11.4 Finanční náklady na provoz 63

12 Závěr 64

13 Použitá literatura 65

14 Seznam příloh 67

Seznam použitých veličin, jejich označení a jednotky

A_k	[m^2]	plocha stavební části
b_u	[-]	teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovního prostředí
c	[-]	podílový součinitel teplot
C	[Kč/rok]	cena za rok
C_{iz}	[Kč/m^3]	cena izolace vztažená na objem
C_{MWh}	[Kč/MWh]	cena tepla
C_t	[Kč/Wh]	měrná cena tepla
C_{TV}	[Kč/rok]	cena tepla na přípravu TV
C_{VYT}	[Kč/rok]	cena tepla na vytápění
d_{OO}	[-]	počet dnů v otopném období
d	[m]	vnitřní průměr potrubí
d_v	[m]	vnitřní průměr pojistného potrubí
D	[m]	průměr potrubí
D_2	[m]	vnější průměr potrubí
e	[-]	opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přirážek pro výpočet tepelných ztrát
e_d	[-]	opravný součinitel na zkrácení doby provozu otopné soustavy při přerušovaném vytápění
e_t	[-]	opravný součinitel na snížení vnitřní teploty
e_k	[-]	korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům při uvažování klimatických vlivů jako je různé oslunění, pohlcování vlhkosti stavebními díly, rychlost větru a teplota
f_p	[-]	opravný součinitel zohledňující umístění OT v prostoru
f_x	[-]	opravný součinitel na připojení otopného tělesa
$f_{\Delta t}$	[-]	opravný součinitel na teplotní rozdíl
h_k	[W/m^2.K]	součinitel přestupu tepla na vnější straně izolace
H	[m]	výška otopné soustavy
H	[MJ/m^3]	výhřevnost
H_{OK}	[m]	výška okna
H_{OT}	[m]	výška otopného tělesa
$H_{T,ie}$	[W/K]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy

$H_{T,ig}$	[W/K]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu
$H_{T,iue}$	[W/K]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem
k	[m]	relativní drsnost potrubí
K	[W/mm^2]	konstanta syté vodní páry při otevíracím přetlaku pojistného ventilu
L	[m]	délka potrubí
L_{OK}	[m]	délka okna
L_{OT}	[m]	délka otopného tělesa
$\dot{M}$	[kg/s] hmotnostní průtok	
n	[-]	počet lidí
nebo		
n	[-]	teplotní exponent
nebo		
n	[1/h]	intenzita výměny venkovního vzduchu
n_{min}	[1/h]	minimální intenzita výměny venkovního vzduchu
p_b	[Pa]	barometrický tlak
$p_{d,dov}$	[Pa]	nejnižší dovolený tlak
$p_{h,dov}$	[Pa]	nejvyšší dovolený tlak
$Q_{N,OT}$	[W]	výkon otopného tělesa za normovaných podmínek
Q_{OT}	[W]	výkon otopného tělesa
Q_P	[W]	pojistný výkon
Q_{skut}	[J]	skutečná potřeba tepla na vytápění za rok
$Q_{TV,rok}$	[kWh]	potřeba tepla na přípravu TV za rok
$Q_{vyt,rok}$	[J]	celková potřeba tepla na vytápění za rok
Q_{2p}	[kWh]	potřeba tepla
U_k	[W/m^2.K]	součinitel prostupu tepla
U_{kc}	[W/m^2.K]	korigovaný součinitel prostupu tepla, který zahrnuje lineární tepelné mosty
U_{OK}	[W/m^2.K]	součinitel prostupu tepla okna
U_{TV}	[m^3]	potřeba zemního plynu na přípravu TV
U_{VYT}	[m^3]	potřeba zemního plynu na vytápění
U_C	[m^3]	celková potřeba zemního plynu
R_{se}	[m^2.K/W]	tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce
R_{si}	[m^2.K/W]	tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce

R	[Pa/m]	tlakový spád
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[m]	šířka
S	[m^2]	plocha
t_e	[°C]	venkovní výpočtová teplota pro danou lokalitu
t_{es}	[°C]	průměrná venkovní teplota
t_i	[°C]	vnitřní výpočtová teplota
t_{is}	[°C]	průměrná vnitřní teplota
t_{OT}	[°C]	teplota otopného tělesa
t_{w1}	[°C]	teplota otopné vody přívodního potrubí
t_{w2}	[°C]	teplota otopné vody zpátečního potrubí
V_{byty}	[m^3]	objem otopné vody v bytových rozvodech
V_{EN}	[m^3]	objem expanzní nádoby
V_i	[m^3]	objem vytápěné místnost
$\dot{V}_{\mathrm{inf,i}}$	[m^3/h]	objemový průtok přiváděného vzduchu infiltrací
V_K	[m^3]	objem otopné vody v kotlech
$\dot{V}_{min,I}$	[m^3/h]	objemový průtok při minimální intenzitě výměny vzduchu
V_{KO}	[m^3]	objem otopné vody v kotlovém okruhu
V_{OT}	[m^3]	objem otopné vody v otopných tělesech
V_{pot}	[m^3]	objem otopné vody v potrubních rozvodech
V_{THR}	[m^3]	objem otopné vody v termohydraulickém rozdělovači
V_{2p}	[l/den]	Potřeba TV na osobu za den
V_z	[l]	velikost zásobníku teplé vody
w	[m/s]	rychlost proudění
w_{THR}	[m/s]	rychlost proudění v termohydraulickém rozdělovači
X	[-]	poměr vnějšího průměru izolace a vnějšího průměru potrubí
z	[-]	ztrátový součinitel

Řecká abeceda

α_i	[W/m^2.K]	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně
α_v	[-]	je výtokový součinitel pojistného ventilu
ΔQ_{max}	[kWh]	největší rozdíl potřeby tepla mezi křivkami dodávky a odběru
Δt	[°C]	je rozdíl provozních teplot
Δt_{ln}	[°C]	logaritmický rozdíl provozních teplot
Δt_N	[°C]	je rozdíl normovaných (jmenovitých) teplot

$\Delta t_{N,ln}$	[°C]	logaritmický rozdíl normovaných (jmenovitých) teplot
Δp_z	[Pa]	tlaková ztráta
Δp_{zt}	[Pa]	tlaková ztráta třením
$\Delta p_{z\zeta}$	[Pa]	tlaková ztráta místními odpory
ΔU_{tb}	[W/m^2.K]	korekční součinitel závisející na druhu
η	[-]	stupeň využití expanzní nádoby
$\Theta_{int,i}$	[°C]	vnitřní výpočtová teplota vytápěného prostoru
Θe	[°C]	výpočtová venkovní teplota
Θ_s	[˚C]	je teplota sousedního prostoru
Θ_u	[˚C]	je teplota nevytápěného prostoru
λ	[-]	součinitel tření
nebo		
λ	[W/m.K]	součinitel tepelné vodivosti
λ_{iz}	[W/m.K]	součinitel tepelné vodivosti tepelné izolace
ν	[m^2/s]	kinematická viskozita
ζ	[-]	součinitel místních odporů
ρ	[kg/m^3]	hustota
τ_{rok}	[h/rok]	roční provozní doba
Φ	[W]	celková tepelná ztráta objektu
Φ_{RH}	[W]	přídavný výkon pro prostory s přerušovaným vytápěním
Φ_T	[W]	tepelná ztráta prostupem
Φ_V	[W]	tepelná ztráta větráním

1 Úvod

Vytápěním se lidstvo zabývá již několik staletí. Cílem vytápění je dosáhnout tepelné pohody uživatele. Vytápění jako věda se neustále vyvíjí. V současné době je vše díky moderním technologiím a materiálům řešeno energeticky úsporněji. Velký důraz je v současné době kladem na ekologické hledisko.

Předmětem této diplomové práce je návrh rekonstrukce vytápění a přípravy teplé vody stávajícího bytového domu. Bytový dům stojí na adrese Hodonínská 1242 až 1244, Praze 4, Michle. Objekt čítá 45 bytových jednotek o různých dispozicích. Majitelé domu se rozhodli ustoupit od centralizovaného zásobování tepla a odpojit se od horkovodu. Na začátku práce jsou stanoveny tepelně technické vlastnosti budovy. Podstatnou částí návrhu otopné soustavy je výpočet tepelných ztrát bytového domu. Ten bude proveden dle evropské normy ČSN EN 12 831. Následně se navrhují otopná tělesa do jednotlivých vytápěných místností, dle vypočtených tepelných ztrát, a tepelného komfortu živatele. Stěžejním bodem je volba zdroje tepla. Je zapotřebí zohlednit hlediska jako jsou pořizovací ceny, provozní náklady či šetrnost k životnímu prostředí. K optimálnímu fungování otopné soustavy je nutné ji tlakově vyvážit. Pro kvalitní a šetrný provoz je nutné zvolit optimální ovládání a regulaci prvků zapojených v soustavě.

Zdrojem tepla na vytápění byly zvoleny kondenzační kotle. Ty budou umístěny v plynové kotelně, která bude přestavěna z kočárkárny v technickém podlaží. K odvodu spalin a přívodu spalovacího vzduchu do plynové kotelny bude přistavěn komín, který bude přiléhat k plášti budovy na západní straně.Otopná soustava bude dvoutrubková, s nuceným oběhem topné vody. Otopná tělesa budou zapojena dle Tichelmana, se spodním připojením a budou v provedení ventil kompakt.

Práce se dále věnuje centrální přípravě teplé vody pro celý objekt. Zdrojem je plynový zásobníkový ohřívač umístěný v plynové kotelně. Spaliny budou odváděny samostatným komínovým systémem. Rozvodu teplé vody v objektu práce nevěnuje pozornost.

Součástí diplomové práce je také výkresová dokumentace, kde je otopná soustava zakreslena do půdorysů.

Cílem práce je navrhnout funkční otopný systém, který nabídne uživatelům tepelný komfort.

2 Popis řešeného objektu

Tato práce se zabývá rekonstrukcí vytápění a návrhu přípravy teplé vody bytového domu. Objekt se nachází na adrese Praze 4 Michle, Hodonínská 1242 až 1244. Bytový dům (BD) disponuje pěti nadzemními a jedním podzemním patrem. Nadzemní patra budou, na rozdíl od podzemního, vytápěna. V současné době má BD 45 bytových jednotek (o dispozicích od 1+KK až po 4+1) a uvažováno ve výpočtech je 153 stálých obyvatel. Střecha je plochá se třemi střešními nástavbami. BD má 6 vchodů (3 z jižní a 3 ze severní strany) pro 3 stoupací schodiště, každé vybavené výtahem. V podzemním patře se nachází kotelna, klubovna, sklepy, kočárkárny a sušárny. Z východní strany přiléhá objekt k sousednímu bytovému domu a to celou plochou obvodové zdi. Bytový dům je zobrazen na několika fotografiích na obr. (2.1).

Obr. 2.1 Řešený bytový dům [3]

2.1 Konstrukce BD

Stávající obvodové zdi jsou z cihelného zdiva CDM. Obvodové zdi byly zatepleny deskami z minerálních vláken, resp. EPS o tloušťce s = 140 mm. Nosné stropy jsou ze stropních dutinových panelů. Střecha je plochá s mírným sklonem střechy, který slouží k odvodu dešťové vody.

2.2 Tepelně technický popis

Z literatury [3] byly zjištěny údaje o struktuře a rozměrech všech zdí, podlah a stropů. K těmto údajům byly ze zdroje [14] přiřazeny jednotlivé součinitele tepelné vodivosti λ W/m.K. K určení odporu přestupu tepla byla použita technická norma [8], ze které je uvedena tab. 2.1. Vybrané hodnoty R_{si} a R_{se} m^2.K/W byly použity pro stanovení součinitele prostupu tepla U W/m^2.K. Složení, rozměry, tepelné vodivosti a výpočet součinitele prostupu tepla jednotlivých konstrukcí je uveden v příloze 1. Součinitel prostupu tepla U byl stanoven ze známého vztahu (2.1). Použité odpory z literatury [8] jsou uvedeny v tab. 2.1.

Tab. 2.1 Použité tepelné odpory při přestupu tepla dle normy [8]

Povrch	účel výpočtu	Konstrukce/povrch	Tepelný odpor při přestupu tepla R_{se} a R_{si} [m^2.K/W]
Vnější	stanovení součinitel prostupu tepla	jednoplášťová	0,04
		dvouplášťová	stejně jako R_{si}
Zemina		styk se zeminou	0
Vnitří		stěna (horizont. tep. tok)	0,13
		střecha (tep. tok vzhůru)	0,10
		podlaha (tep. Tok dolů)	0,17

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{s}{\lambda} + R_{se}} \quad [W/m^2.K] \tag{2.1}$$

kde

R_{si} je tepelný odpor na vnitřní straně objektu [m^2.K/W]

R_{se} je tepelný odpor na vnější straně objektu [m^2.K/W]

s je tloušťka (šířka) vrstvy materiálu [m]

λ je součinitel tepelné vodivosti materiálu [W/m^2.K]

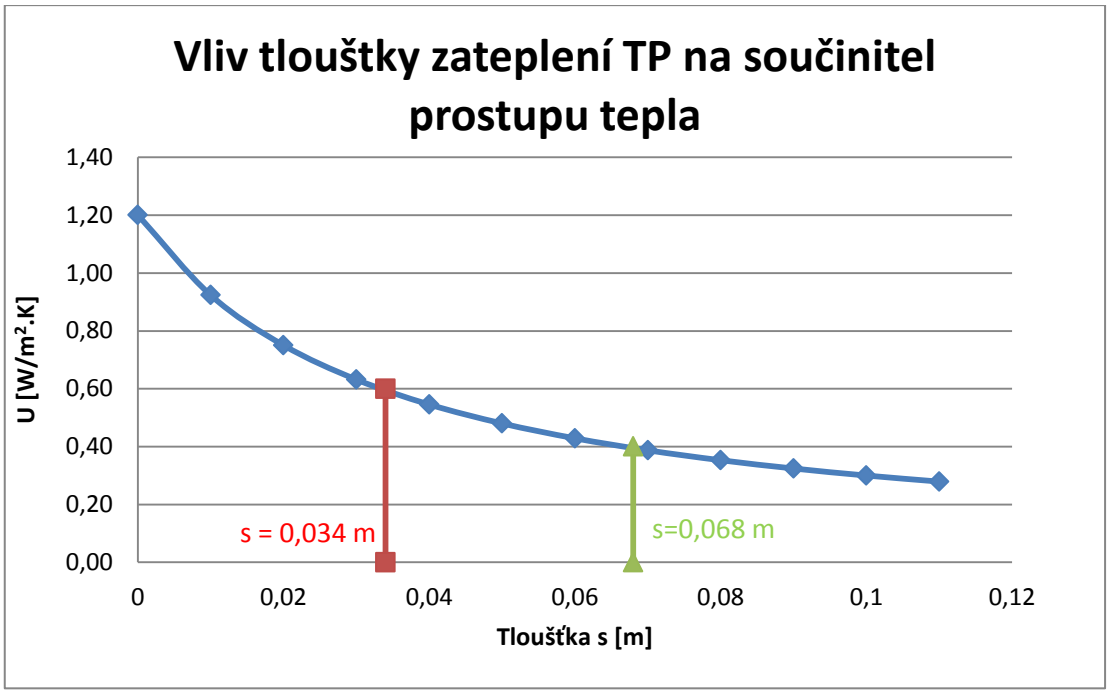
Přehled vypočtených *U* a porovnání s normou [7]. V Pravém sloupečku tab. 2.2 je hodnocení, zda daná konstrukce vyhovuje nebo nevyhovuje.

Tab. 2.2 Stanovené hodnoty součinitele prostupu tepla a porovnání s [7]

č.	Konstrukce	Požadavek ČSN 73 0540-2 U_N		Vypočtený součinitel prostupu tepla U	Hodnocení
		Požadovaná hodnota	Doporučená hodnota		
		[W/m²K]		[W/m²K]	
1.	Obvodové stěny tl. 375 mm	0,38	0,25	0,26	vyhovuje
2.	Parpetní stěny			0,27	
3.	Štít nad střechou			1,45	
4.	Strop TP	0,6	0,4	1,20	nevyhovuje
.	Střecha	0,25	0,16	0,16	vyhovuje
6.	Střecha střešních nástaveb	0,75	0,5	0,39	
7.	Obvod. stěny stř. nástaveb			0,35	
8.	Nová okna U=1,3	1,7	1,2	1,3	
9.	Plastová okna U=1,4			1,4	
10.	Nové balkónové dveře U=1,3			1,3	
11.	Plastové balkónové dveře U=1,4			1,4	
12.	Dřevěné vstupní dveře U=2,15	3,5	2,3	2,15	
13.	Nové dveře nástaveb U=1,6			1,6	
14.	Vniřní stěny do TP	1,3	0,9	1,75	nevyhovuje
15.	Vniřní dveře do TP	3,5	2,3	2	vyhovuje

2.3 Navrhované opatření

Vzhledem ke skutečnosti, že strop technického podlaží nevyhovuje technické normě [7], bylo navrhnuto zateplení stropu technického podlaží. V příloze 1 je proveden výpočet tloušťky tepelné izolace. Na obr. (2.2) je zobrazen návrh tloušťky tepelné izolace z pěnového (expandovaného) polystyrenu EPS se součinitelem tepelné vodivosti λ = 0,04 W/m.K. Z obr. je zřejmé, že pro splnění požadovaného součinitele prostupu tepla stropem technického podlaží dle [7] musí být tloušťka *s* = 0,034 m. Pro splnění doporučené hodnoty musí být *s* = 0,068 m. Zvolena izolace EPS o *s* = 0,08 m.



Obr. 2.2 Stanovení tloušťky izolace technického podlaží

Tepelná ztráta prostupem tepla 1NP před a po zateplení	U	Φ_T
	[W/m².K]	[W]
Tepelná ztráta před zateplením TP	1,2	20800
Tepelná ztráta po zateplením TP	0,35	14100

Z tepelné ztráty vypočítané před a po zateplení je vidět, že tepelná ztráta 1. nadzemního podlaží klesla o 32,2 %.

3 Tepelné ztráty BD

V této kapitole je popsán výpočet tepelných ztrát. Výpočet tepelné ztráty byl proveden podle evropské technické normy [6]. Obsáhlý výpočet byl proveden v příloze 1. V této kapitole je uveden teoretický postup výpočtu jednotlivých tepelných ztrát. U dané tepelné ztráty je uvedeno, kde byl postup využit.

Vstupní podmínky pro výpočet tepelných ztrát

- Vnitřní výpočtová teplota

Tab. 3.1 Vnitřní výpočtové teplot

Část BD	Θ_i [˚C]
Pokoje	20
Koupelna	24
Chodba	6
TP	3

- Venkovní výpočtová teplota Θ_e = -12 ˚C (dána zeměpisnou polohou lokality)
- Tepelně technické vlastnosti budovy specifikované v kapitole 2.2

Celková návrhová tepelná ztráta prostoru je dána součtem návrhových tepelných ztrát prostupem a větráním dle rovnice (3.1)

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \qquad [W] \tag{3.1}$$

kde

Φ_i je celková návrhová tepelná ztráta tepla vytápěného prostoru [W]

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

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

3.1 Tepelná ztráta prostupem tepla

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}).\left(\Theta_{int,i} - \Theta_e\right) \quad [\mathrm{W}] \tag{3.2}$$

kde

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

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

$H_{T,ig}$ je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu [W/K]

$H_{T,ig}$ je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu [W/K]

$\Theta_{int,i}$ je výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru [˚C]

$\Theta_{int,i}$ je výpočtová venkovní teplota [˚C]

3.1.1 Tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí

Zvolena byla zjednodušená metoda pro stanovení lineárních tepelných ztrát. Ta vychází ze vzorce (3.3). Dle tabulky D.3a z technické normy [6] byl zvolen korekční součinitel ΔU_{tb} W/m^2.K pro jednotlivé konstrukce. Tento postup byl použit pro obvodový plášť a střechu bytového domu.

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb} \quad [\mathrm{W}] \tag{3.3}$$

kde:

U_{kc} korigovaný součinitel prostupu tepla, který zahrnuje lineární tepelné mosty [W/m^2.K]

U_k součinitel prostupu tepla [W/m^2.K]

ΔU_{tb} korekční součinitel závisející na druhu stavební části [W/m^2.K]

Součinitel návrhové tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí spočteme dle rovnice (3.4)

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k . U_{kc} . e_k \quad [\mathrm{W/K}] \tag{3.4}$$

kde

A_k je plocha stavební části [m^2]

e_k je korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům při uvažování klimatických vlivů jako je různé oslunění, pohlcování vlhkosti stavebními díly, rychlost větru a teplota. Byla zvolena $e_k = 1$ [-]

3.1.2 Tepelné ztráty nevytápěným prostorem

Je-li mezi vytápěným prostorem a venkovním prostředí nevytápěný prostor, návrhový součinitel tepelné ztráty se vypočte dle vztahu (3.5). V této práci se tento postup aplikoval při výpočtu tepelné ztráty do technického podlaží a do chodby.

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k . U_{kc} . b_u \quad [\mathrm{W/K}] \tag{3.5}$$

kde

b_u je teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovního prostředí [-]

$$b_u = \frac{\Theta_{int,i} - \Theta_u}{\Theta_{int,i} - \Theta_e} \quad [\mathrm{W/K}] \tag{3.6}$$

kde

Θ_u je teplota nevytápěného prostoru [˚C]

3.1.3 Tepelné ztráty do nebo z vytápěných prostorů při různých teplotách

Tento postup byl využit při výpočtu tepelné ztráty koupelen. Tepelné zisky do místností z koupelen byly zanedbány.

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{i,j} . A_k . U_k \quad [\mathrm{W/K}] \tag{3.7}$$

kde

$f_{i,j}$ je redukční teplotní činitel, který koriguje teplotní rozdíl mezi teplotou sousedního prostoru a venkovní výpočtové teploty [-]

$$f_{i,j} = \frac{\Theta_{int,i} - \Theta_s}{\Theta_{int,i} - \Theta_e} \quad [-] \tag{3.8}$$

kde

Θ_s je teplota sousedního prostoru [˚C]

3.1.4 Tepelná ztráta větráním

Návrhová tepelná ztráta větráním Φ_V se pro vytápěný prostor vypočte dle vztahu (3.9). Tepelná ztráta větráním byla počítána pro pobytové místnosti. Přívod čerstvého byl počítán pro pokoje: obývací, dětské, ložnice, pracovny, koupelny, toalety a kuchyně.

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i}.\left(\Theta_{int,i} - \Theta_e\right) \quad [\mathrm{W}] \tag{3.9}$$

kde

$H_{V,i}$ je součinitel návrhové tepelné ztráty větráním [W/K]

$$H_{V,i} = \dot{V}_i.c_p.\rho \ \ [\mathrm{W/K}] \tag{4.0}$$

kde

$\dot{V}_i$ je objemový průtok přiváděného vzduchu [kg/m^3]

ρ je hustota vzduchu při teplotě $\Theta_{int,i}$ [kg/m^3]

c_p je měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě $\Theta_{int,i}$ [kJ/kg.K]

Přirozené větrání – stanovení *Vi*

$$V_i = \max(\dot{V}_{inf,i}, \dot{V}_{min,i}) \ [m^3/\mathrm{h}] \tag{4.1}$$

kde

$\dot{V}_{inf,i}$ je objemový průtok přiváděného vzduchu infiltrací [m^3/h]

$\dot{V}_{min,i}$ je objemový průtok při minimální intenzitě výměny vzduchu [m^3/h]

S přihlédnutím k faktu, že všechna okna a dveře byly při rekonstrukci v roce 2012 vyměněny, byla tepelná ztráta infiltrací zanedbána. Je to z důvodu, že nová okna mají velmi malý součinitel spárové průvzdušnosti. Větrání místností bude probíhat provětráváním prostorů.

Minimální objemový průtok čerstvého vzduchu je dán vztahem (4.2).

$$\dot{V}_{min.i} = n_{min}.V_i \ [m^3/\mathrm{h}] \tag{4.2}$$

kde

V_i je objem vytápěné místnosti [m^3]

n_{min} je minimální intenzita výměny venkovního vzduchu [m^3]

Z přílohy D.6 v literatuře [6] byla určena hodnota minimální intenzity výměny vzduchu pro pobytové (obývací, dětské, ložnice) pokoje na n = 0,5 1/h. Pro sociální prostory (kuchyň, toalety, koupelna) byla hodnota stanovena na n = 2 1/h.

3.1.5 Výsledky tepelných ztrát objektu

Přehled vypočítaných tepelných ztrát jednotlivých podlaží je v tab. 2.1.

Tab. 2.1 Přehled tepelných ztrát objektu

Podlaží	Φ_T	Φ_V	Φ
	[W]	[W]	[W]
1NP	14110	11560	25670
2NP	9370	12080	21450
3NP	9370	12080	21450
4NP	9370	12080	21450
5NP	12730	12080	24440
Φ_{cel}	54940	59520	114460

Celková tepelná ztráta objektu byla stanovena na necelých 115 kW. Z výsledků tepelných ztrát vyplývá, že tepelná ztráta větráním tvoří 52% z celkové tepelné ztráty. To je dáno zejména vývojem izolačních a zateplovacích materiálů a technologií. V současnosti je kladen důraz na co nejnižší energetickou náročnost budov. V nedávné minulosti, kdy ještě nebylo zateplení bytových domů samozřejmostí, tvořila tepelná ztráta prostupem procentuálně daleko větší část z tepelných ztrát. Tepelné ztráty jednotlivých nadzemních podlaží se liší. U prvního nadzemního podlaží je tepelná ztráta nejvyšší. To je způsobeno, tepelnou ztrátou do podzemního podlaží. Druhé až čtvrté nadzemní podlaží jsou totožná, stejně tak jejich tepelné ztráty. Páté nadzemní podlaží je situačně stejné jako druhé až čtvrté, ale vlivem tepelné ztráty plochou střechou je tepelná ztráta prostupem vyšší. Měrné tepelné ztráty vztažené na podlahovou plochu byly spočteny u prvního nadzemního patra na q = 44,2 W/m^2, u druhého až čtvrtého na q = 38,2 W/m^2 a u pátého na q = 42,7 W/m^2.

4 Příprava TV

Využití TV je zejména pro hygienické potřeby obyvatel. V podzemním podlaží není žádný zařizovací předmět potřebující TV. Každý byt v nadzemních patrech má tyto zařizovací předměty s potřebou TV: vana (sprchový kout), umyvadlo a dřez. Při návrhu zařízení pro přípravu teplé vody se musí dodržet několik podmínek. Ty nejdůležitější jsou hygienické nároky na TV (stejně jako na vodu pitnou), které udává Vyhláška č. 252/2004. Nejdůležitějšími požadavky jsou: voda nesmí obsahovat mechanické nečistoty, musí pak být dodržena chemická a bakteriologická nezávadnost.

4.1 Vstupní podmínky

Pro výpočet potřeby teplé vody byly uvažovány tyto podmínky:

Počet lidí	n = 153 [-]
Potřeba TV na osobu za den	V_{2p} = 40 [l/den]
Ztrátový součinitel	z = 0,3 [-]
Vlastnosti vody:	
Výstupní teplota teplé vody	t_2 = 55 [˚C]
Vstupní teplota studené vody	t_1 = 10 [˚C]
Měrná tepelná kapacita	c = 4187 [J/kg.K]
Hustota vody	ρ = 1000 [kg/m^3]

4.2 Výpočet potřeby tepla na přípravu TV

Potřeba tepla byla vypočítána pro celý objekt dle normy [9]. Potřeba tepla byla navrhována pro 153 stálých obyvatel. Norma udává potřebu teplé vody 82 l/den na osobu. Ta byla dle moderních trendů stanovena na 40 l/den na osobu, která je v dnešní době postačující. Potřeba tepla na jednu osobu za den je dána vztahem (4.1).

$$Q_{2,den,osoba} = \rho . c . V_{2p} . (t_2 - t_1) =$$

$$Q_{2,den,osoba} = 1000.4187.0{,}040.(55 - 10) = 2{,}094\ [kWh] \qquad (4.1)$$

Potřeba tepla pro celý objekt se 153 stálými obyvateli je spočtená dle vztahu (4.2)

$$Q_{2,den,153} = Q_{2,den.osoba}.n = 2{,}094.153 = 320{,}3\ kWh \tag{4.2}$$

Z důvodů tepelných ztrát jak rozvodů, tak zdroje tepla se zavádí tzv. ztrátový součinitel. Ten byl stanoven nahodnotu z = 0,3. Výpočet tepla ztraceného během periody pak spočteme ze vztahu (4.3)

$$Q_{2,z} = Q_{2,den,153}.z = 320{,}3.0{,}3 = 96{,}1\ kWh \tag{4.3}$$

Celková potřeba tepla na den se spočítá jako součet potřeby tepla a tepla ztraceného dle vztahu (4.4)

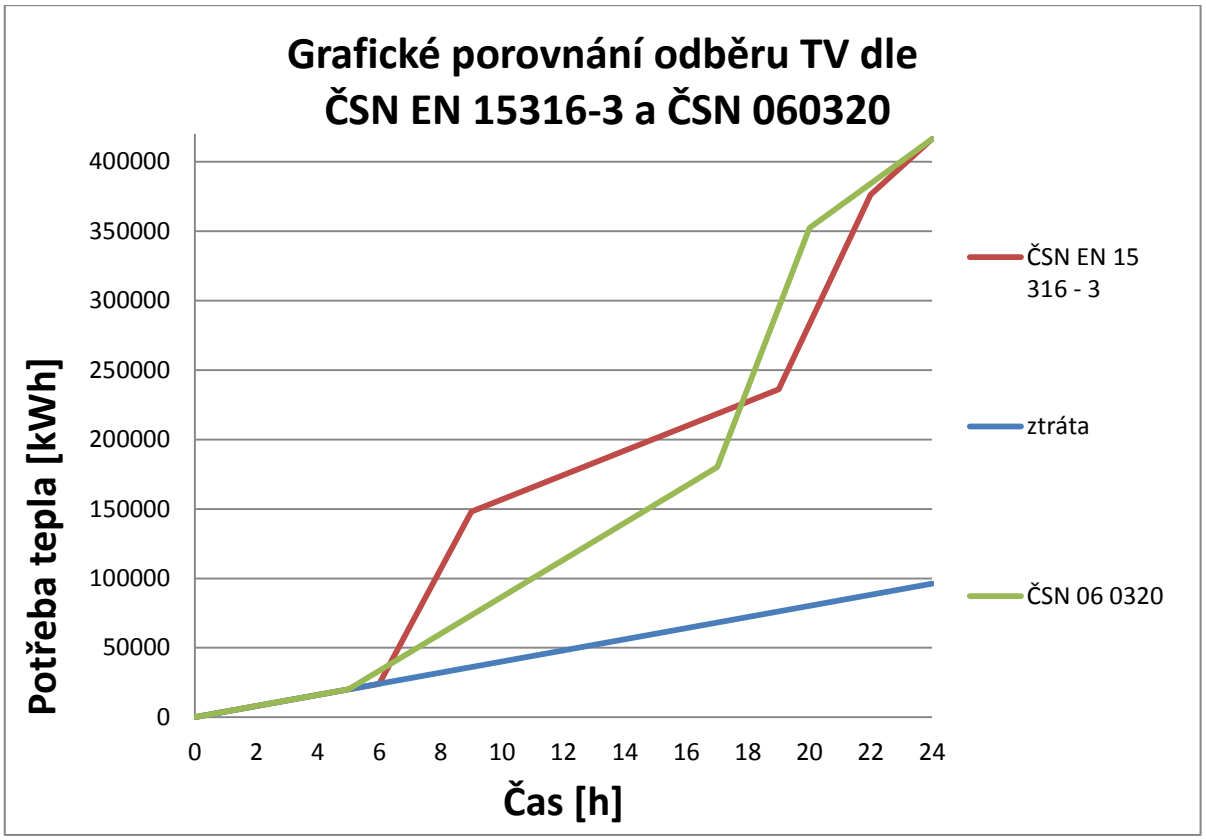
$$Q_2 = Q_{2,z} + Q_{2,den,153} = 96{,}1 + 320{,}3.0{,}3 = 416{,}4\ kWh \tag{4.4}$$

4.3 Stanovení odběru TV během periody

Při stanovení odběru teplé vody během periody byly porovnány dvě normy. Evropská norma ČSN EN 15 316-3 a česká norma ČSN 06 0320. Číselně jsou časové odběry tepla norem porovnány v tab. 4.1. Grafické porovnání je v odběrovém diagramu na obr. č. 4.1.

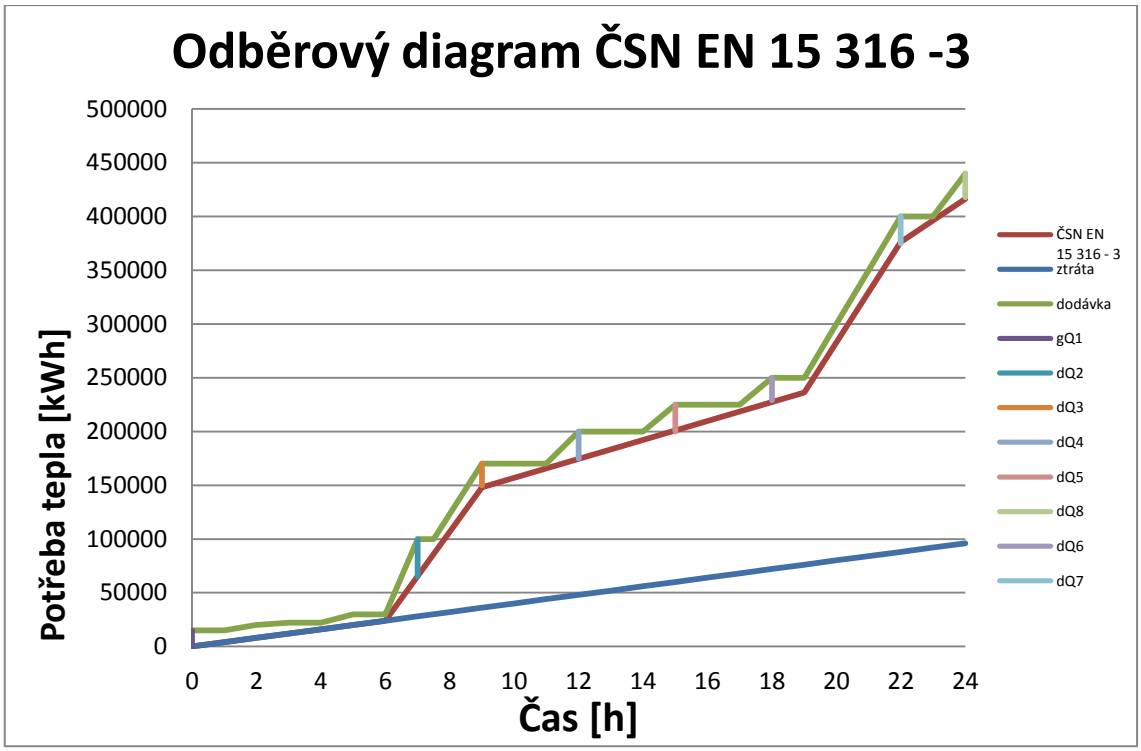
Tab. 4.1 Procentuální rozdělení odběru tepla

ČSN EN 15 316-3		ČSN 06 0320	
0-6h	0%	0-5h	0%
6-9h	35%	5-17h	35%
9-19h	15%	17-20h	50%
19-22h	40%	20-24h	15%
22-24h	10%		



Obr. 4.1 Grafické porovnání norem pro stanovení odběru TV

Pro výpočet velikosti objemu zásobníkového ohřívače teplé vody byl použit odběrový diagram, stanovený dle normy ČSN EN 15 316-3. Ta lépe zohledňuje současné nároky obyvatel na odběr TV. Z obr. 4.2 je patrné, že největší odběr tepla je zejména v ranní a večerní špičce.



Obr. 4.2 Odběrový diagram dle ČSN EN 15316-3

Křivka dodávky tepla z obr. 4.2 byla navrhnuta s hodinovým krokem. Graficky byl stanoven maximální rozdíl mezi křivkou odběru a křivkou dodávky tepla. Tento rozdíl byl označen jako ΔQ_{max}. V příloze 1 byl číselně vyhodnocen jako největší rozdíl ten, jenž je na obr 4.2 označen jako $dQ_2 = \Delta Q_{max} = 35000$ kWh.

Potřebná minimální velikost objemu zásobníku TV je dána vztahem (4.4)

$$V_Z = \frac{\Delta Q_{max}}{\rho.c.(t_2 - t_1)} = \frac{35000}{1000*4187*(55-10)} = 668{,}7\ l = 0{,}6687\ m^3 \qquad (4.4)$$

kde

V_z je velikost zásobníku teplé vody [l]

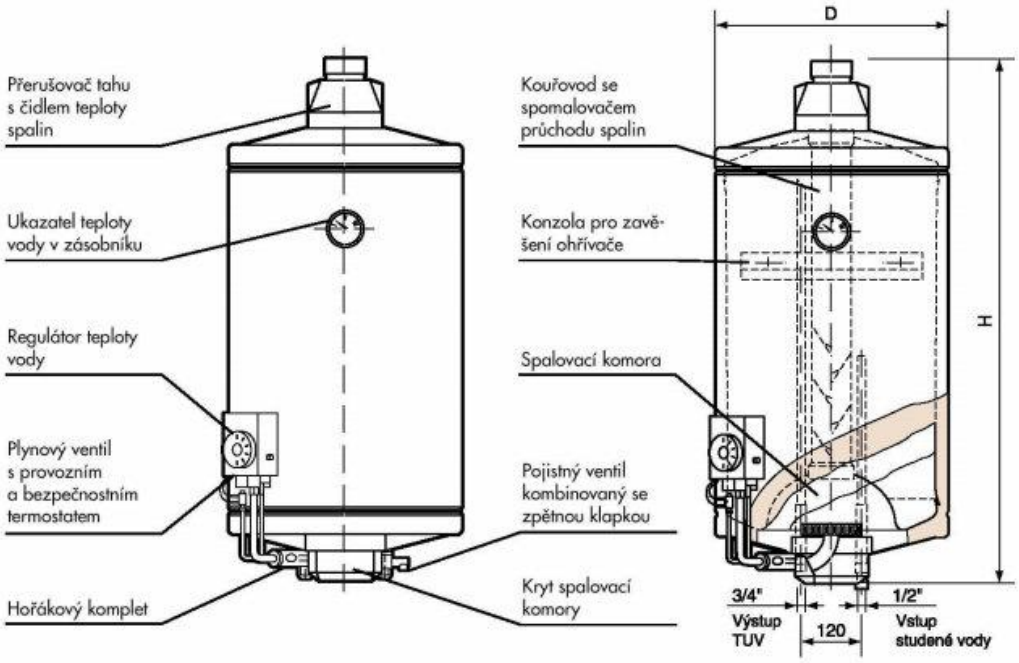
ΔQ_{max} je největší rozdíl tepla mezi křivkou odběru a křivkou potřeby [kWh]

Z vypočteného objemu byl zvolen plynový ohřívač vody ENBRA BGM800/BA. Ohřívač má obvodový průměr 700 mm a dveře do plynové kotelny mají šířku 800mm, tudíž nenastane distribuční problém. Základní vlastnosti ohřívače [16]:

- Stacionární charakteristika
- Odtah spalin do komína, přívod vzduchu komínem
- Galvanizovaná vnitřní tlaková nádrž
- Ochrana proti korozi pomocí vyměnitelné magneziové anody

- Kvalitní, ekologicky nezávadná tepelná izolace
- Jednoduchá regulace teploty vody pomocí plynového regulačního ventilu s funkcí havarijního termostatu
- Piezoelektrické zapalování

Při návrhu regulace ohřívače je důležité zohlednit zdravotní hledisko přípravy TV. Je potřeba nastavit jednou za tři dny ohřátí TV v zásobníku na 70 °C po dobu minimálně patnácti minut. Schéma plynového ohřívače vody je na obr. 4.3. Parametry plynového ohřívače a rozměry jsou pak uvedeny v tab. 4.2.



Obr. 4.3 Schéma ohřívače BGM800 [15]

Tab. 4.2 Informace o zvoleném ohřívači [15]

Typ	BGM 800/BA				
Objem	755	[l]	D	700	[mm]
Příkon	34	[kW]	H	2130	[mm]
Špičkový výkon[1]	1510	[l/10 min]	h1	1550	[mm]
Stálý výkon[2]	555	[l/h]	i	1145	[mm]
Spotřeba ZP	3,6	[m^3/h]	DF	140	[mm]
Hmotnost prázdného ohřívače	307	[kg]	Φ1	2´´	[mm]

1) Teplota vody v ohřívači před odběrem 70 °C, termostat nastaven na 70 °C, vstupní voda 15 °C, výstupní teplota maximována na 40 °C
2) Termostat nastaven na 70 °C, vstupní voda 15 °C, výstupní teplota maximována na 60 °C

5 Otopná soustava

Při navrhování otopný soustavy musíme zohlednit několik hledisek. Je důležité vybrat způsoby provedení soustavy dle dělení 5.1. Objekt byl rozdělen na tři zóny. Každý vchod (stoupací schodiště) je považováno za jednu zónu. Nejoptimálnější volbou pro zadaný objekt je dvoutrubková otopná soustava s nuceným oběhem teplonosné látky. Dále byla zvolená jako soustava uzavřená, nízkoteplotní a se spodním hlavním rozvodem. Otopná soustava je pak ještě rozdělena termohydraulický rozdělovačem na tzv. kotlový a spotřebitelský okruh.

5.1 Způsoby provedení otopných soustav

Základní rozdělení otopných soustav [23]:

1. Rozdělení dle zajištění oběhu teplonosného média
    a) Soustavy s přirozeným oběhem: nemají čerpadla, oběh média zajišťuje přirozený vztlak.
    b) Soustavy s nuceným oběhem: tlakové ztráty hradí oběhové čerpadlo. V kotlovém i spotřebitelském okruhu je nucený oběh vody.
2. Dělení, dle způsobu přívodu (odvodu) teplonosné látky k otopným tělesům
    a) Dvoutrubkové
        a1) protiproudé
        a2) souproudé – jinak také nazýváno zapojení dle Tichelmana, které je použito v objektu pro zapojení kotlů a otopných těles
    b) Jednotrubkové
3. Dělení, dle styku otopné vody s atmosférou
    a) Otevřená soustava: otevřená expanzní nádoba, která plní funkci pojišťovacího a zabezpečovacího zařízení. Otevřená nádoba je umístěna v nejvyšším místě otopné soustavy.
    b) Uzavřená soustava: použití tlakové expanzní nádoby a pojistného ventilu. Celé otopná soustava je v této práci uzavřená.
4. Rozdělení dle teploty otopného vody
    a) Nízkoteplotní soustavy do 65 °C. Zvolený teplotní spád navrhované otopné soustavy je 55/40 °C.
    b) Teplovodní soustavy od 65 °C do 115 °C.

c) Horkovodní soustavy od 115 °C do 130 °C

5. Dělení, dle provedení hlavního rozvodu
    a) Spodní rozvod: zdroj tepla je pod otopnou soustavou. V práci využito pro rozvod teplonosné látky ke stoupacímu potrubí pro jednotlivé vchody budovy.
    b) Horní rozvod: kotel umístěn v prostorách pod střechou, stoupací potrubí vede dolů.

5.2 Schéma otopné soustavy

Zdroje tepla (plynové kotle) jsou umístěny v technickém podlaží, v místnosti označené číslem -001-, dále označovaná jako plynová kotelna. Každý ze tří vchodů má vlastní vertikální stoupací potrubí a tvoří samostatnou zónu. Topná voda je ke stoupacímu potrubí dopravena spodním horizontálním potrubím z kotelny, vedeným v podhledu. Otopná soustava byla zvolena tak, aby bylo umožněno měřit teplo samostatně pro každou bytovou jednotku. Měření je prováděno kompaktním měřičem tepla (zkráceně kalorimetrem), který je blíže popsán v kapitole 4.4. V každém nadzemním patře je na chodbě rozdělovač a sběrač (dále jen RS). Z hlediska tlakových ztrát je okruh rozdělen termohydraulickým rozdělovačem na kotlový a spotřebitelský okruh.

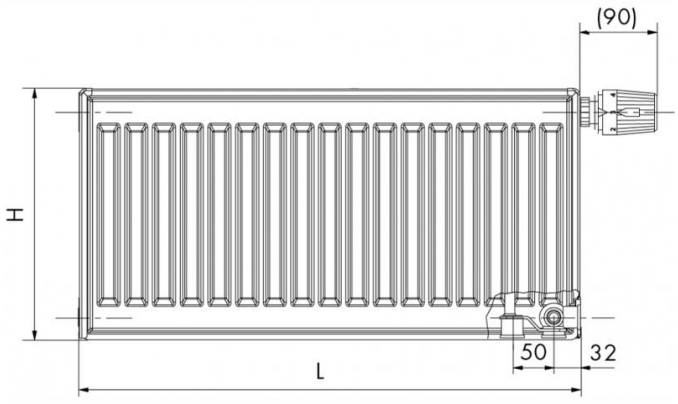
5.3 Otopná tělesa

Stávající otopná litinová tělesa typu Slavia budou při rekonstrukci nahrazeny deskovými otopnými tělesy. Desková otopná tělesa jsou v dnešní době nejrozšířenější a to jak na území České Republiky, tak v celé Evropě. V koupelnách budou instalována trubková otopná tělesa.

5.3.1 Desková otopného tělesa

Zvoleny byly otopné tělesa v provedení Radik VK od české firmy Korado. Ze zkratky VK je patrné, že se jedná o provedení ventil kompakt se zabudovanou garniturou a ventilovou vložkou. To umožnuje spodní připojení OT, které je použito ve všech případech. Na výkresu je u každého OT tělesa popis. Popis uvádí, zda je OT připojeno zleva či zprava, počet desek a plechů pro rozšíření přestupní plochy, rozměry OT, nastavení regulačního šroubení a termostatické ventilu. Na obr 5.1 je rozměrový popis deskového OT v provedení VK. Všechna desková OT jsou osazena

termostatickou hlavicí Heimeier typ K. Pro vyrovnání tlakových rozdílu mezi deskovými OT v bytových rozvodech jsou použita regulační H-šroubení.



Obr. 5.1 Rozměry deskových otopných těles [16]

5.3.2 Návrh otopného tělesa zohledňující tepelnou pohodu uživatele

Při návrhu otopných těles je důležité brát v úvahu rozložení rychlostí a směru proudění ve vytápěném prostoru. Rozhodující v tomto ohledu je poloha ochlazovaných stěn, způsob přívodu čerstvého vzduchu a umístění otopných ploch. Je-li těleso umístěno pod oknem ochlazované stěny v celé délce okna, zabrání těleso chladným padajícím proudům dostat se až k podlaze a vytvořit tak u podlahy oblast lokální tepelné nepohody. Chladné proudy se při tomto umístění setkávají s teplými konvekčními proudy stoupajícími od otopného tělesa. Při střetu dojde ke smísení a proud následně stoupá ke stropu a dojde k provětrání celého vytápěného prostoru[5].

Podmínky pro návrh otopných těles s ohledem na tepelnou pohodu uživatele:

1) Délka otopného tělesa musí být vetší nebo rovna délce okna

$$L_{OT} \geq L_{OK} \tag{5.1}$$

kde

L_{OT} je délka otopného tělesa [m]

L_{OK} je délka okna [m]

2) Pro určení teploty otopného tělesa vyjdeme z rovnosti součinu průmětné čelní plochy OT a rozdílu mezi střední teplotou OT a vnitřního vzduchu, který musí být nejméně roven součinu plochy okna s rozdílem vnitřní teploty vzduchu a teploty povrchu okna.

$$L_{OT}.H_{OT}.(t_{OT} - t_i) \geq L_{OK}.H_{OK}.(t_i - t_{OK}) \quad (5.2)$$

kde

H_{OT} je výška otopného tělesa [m]

H_{OK} je výška okna [m]

t_{OT} je teplota otopného tělesa [°C]

t_{OK} je povrchová teplota okna [°C]

t_i je vnitřní teplota [°C]

V rovnici (5.2) je kromě teploty OT neznámou také povrchová teplota okna, kterou lze určit z rovnosti prostupu tepla oknem a přestupu tepla na vnitřní straně okna

$$U_{OK}.(t_i - t_e) = \alpha_i.(t_i - t_{OK}) \quad (5.3)$$

kde

U_{OK} je součinitel prostupu tepla okna [W/m^2.K]

t_e je venkovní výpočtová teplota [°C]

α_i je součinitel přestupu tepla na vnitřní straně okna [W/m^2.K]

Po určení teploty vratného potrubí využijeme předpoklad (5.4)

$$t_{OT} \approx t_{w2} \quad (5.4)$$

kde

t_{w2} je teplota vratné vody [°C]

Dle uvedeného předpokladu se volí teplotní spád na OT. U dvoutrubkové soustavy je teplotní spád na OT roven teplotnímu spádu soustavy.

3) Na závěr je potřeba zkontrolovat platnost podmínky, že výkon OT je větší než tepelná ztráta objektu

$$Q_{OT} \geq \Phi \quad (5.5)$$

Příklad výpočtu byl proveden pro místnost 101. Tepelná ztráta byla stanovena na Φ = 640 W, délka okna je L_{OK} = 1,5 m, výška okna H_{OK} = 1,5 m, a součinitel přestup tepla na vnitřní straně okna je α_i = 8 W/m^2.K.

1) Dosazením do rovnice (5.1) určíme délku OT
   $L_{OT} \geq 1{,}5$ [m]

Z výrobní řady firmy Korado byla délka OT zvolena na L_{OT} = 1,6 m. Následně byla vypočítána teplota povrchu okna ze vztahu (5.6).

$$t_{OK} = t_i.\left(1 - \frac{U_{OK}}{\alpha_i}\right) + \alpha_{OK}.\frac{U_{OK}}{\alpha_i} = t_i.\left(1 - \frac{1{,}4}{8}\right) + (-12).\frac{1{,}4}{8} = 14{,}4\,^{\circ}C \qquad (5.6)$$

Výpočet střední teploty otopného tělesa, která se dle předpokladu (5.4) přibližně rovná teplotě otopné vody zpátečního potrubí. Střední teplota otopného tělesa je vyjádřena vztahem (5.7).

$$t_{OT} = t_i.\left(1 + \frac{H_{OK}}{H_{OT}}\right) - t_{OK}.\frac{H_{OK}}{H_{OT}} = 20.\left(1 + \frac{1{,}5}{0{,}5}\right) - 14{,}4.\frac{1{,}5}{0{,}5} = 36{,}8\,^{\circ}C \qquad (5.7)$$

Teplotní spád byl na základě výpočtu stanoven na 55/40 ˚C.

5.3.3 Přepočet výkonu otopného tělesa

Z katalogu výrobců byly vyhledány jmenovité (normované) podmínky OT, získané měřením na zkušebně. Následně je přepočítám výkon na provozní podmínky 55/40/20 pro pokoje a na 55/40/24 pro koupeny a stanoveny opravné součinitele pro desková i trubková OT.

$$Q_{sk,OT} = Q_{N,OT}.f_{\Delta t}.f_x.f_p \qquad [\mathrm{W}] \qquad (5.8)$$

kde

$Q_{sk,OT}$ je skutečný výkon OT za provozních podmínek [W]

$Q_{N,OT}$ je výkon OT za normovaných (jmenovitých) podmínek [W]

$f_{\Delta t}$ je opravný součinitel na teplotní rozdíl [-]

f_x je opravný součinitel na připojení tělesa na otopnou soustavu [-]

f_p je opravný součinitel zohledňující umístění OT v prostoru [-]

Opravný součinitel na teplotní rozdíl

Hodnotu opravného součinitele na teplotní rozdíl určíme z rovnice (5.9)

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_N}\right)^n \quad [-] \qquad (5.9)$$

kde

Δt je rozdíl provozních teplot [°C]

Δt_N je rozdíl normovaných teplot [°C]

n je teplotní exponent [-]

Teplotní exponent byl stanoven na hodnoty n = 1,25 pro trubková OT a pro desková OT n = 1,3.

Následně určíme rovnicí (5.10) teplotní podílový součinitel c z provozních teplot

$$c = \frac{t_{w2}-t_i}{t_{w1}-t_i} = \frac{40-20}{55-20} = 0{,}57 \ \ [-] \tag{5.10}$$

kde

t_{w1} je teplota na vstupu do OT [°C]

t_{w1} je teplota na výstupu z OT [°C]

t_i je vnitřní výpočtová teplota OT [°C]

Pro c < 0,7 platí pro stanovení $f_{\Delta t}$ rovnice (5.11)

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{N,ln}}\right)^n \ \ [-] \tag{5.11}$$

kde

Δt_{ln} je logaritmicky určený rozdíl teplot provozních teplot [°C]

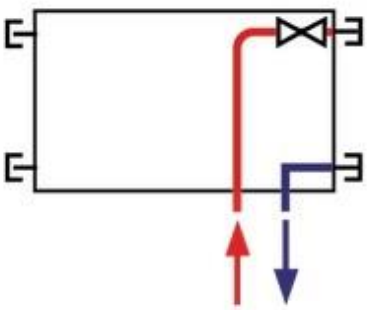
$\Delta t_{N,ln}$ je logaritmicky určený rozdíl teplot normovaných teplot [°C]

Logaritmicky určený rozdíl teplot je dán vztahem (5.15)

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_{w1}+t_{w2}}{ln\frac{t_{w1}-t_i}{t_{w2}-t_i}} \ \ [°C] \tag{5.12}$$

Opravný součinitel na připojení tělesa na otopnou soustavu

Opravný součinitel na připojení tělesa na otopnou soustavu byl stanoven z technické normy [10] na hodnotu f_x = 1. Hodnota součinitele platí jak pro trubková tak desková OT. Na obr. 5.2 je znázorněn způsob připojení deskového OT, na obr 5.3 pak trubkové OT.

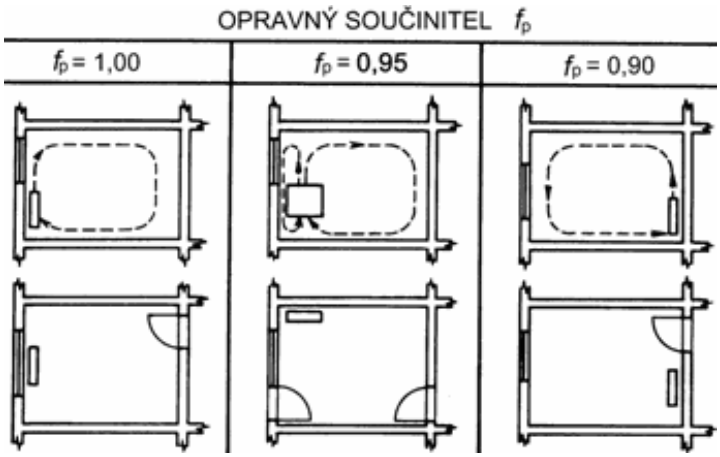


Obr. 5.2 Připojení otopného tělesa ventil kompakt [16]

Obr. 5.3 Připojení trubkového otopného tělesa[16]

Opravný součinitel na odlišné umístění tělesa ve vytápěném prostoru

Schopnost tělesa sdílet teplo do vytápěného prostoru je značně ovlivňováno umístěním OT v prostoru. Umístění OT ovlivňuje proudění vzduchu ve vytápěném prostoru, rozložení teplot a chladné padající proudy od ochlazovaných oken. Při umístění OT k neochlazované stěně, se změní nejen teplotní a rychlostní pole ale především tepelný výkon OT. Změnu tepelného výkonu OT s umístěním zohledňuje opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru. Součinitel byl zvolen pro deskové i trubkové OT z tabulky na obr. 5.4. Pro trubkové OT byl zvolen f_p = 0,9 a pro desková OT f_p = 1 [5].



Obr. 5.4 Opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru[5]

5.3.4 Trubková otopná tělesa

Používají se především v koupelnách a hygienických zařízeních. Využívají se nejen k vytvoření tepelné pohody osob, ale praktické využití nalézají také při sušení například mokrých ručníků. Z výše uvedeného důvodu bývají trubková OT v praxi lehce předimenzovaná. V této práci je výkon OT navýšen o 10 %. Trubkové otopné těleso se skládá z rozvodné a sběrné komory, které jsou propojeny trubkovými profily. K vytápění koupelen BD byla navržena řada KORALUX LINEAR MAX od firmy KORADO. Zvolená řada je vyrobena z uzavřených ocelových profilů s průřezem ve tvaru ”D” a rovných profilů s kruhovým průřezem. Rozteč připojení na otopnou soustavu je odvozena z délky otopného tělesa. Součástí dodávky je i sada pro upevnění na stěnu včetně odvzdušňovací a zaslepovací zátky. Trubkové OT KORALUX LINEAR MAX je na obr. 5.5. U trubkových otopných těles je klasické regulační šroubení a termostatická hlavice od firmy Heimeier.

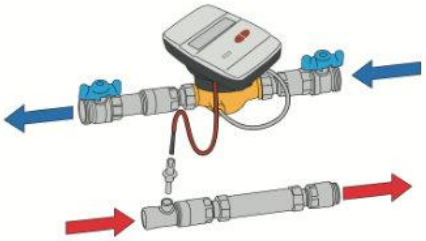
Obr. 5.5 Trubkové OT KLM [16]

5.4 Měření tepla

Kalorimetr funguje na principu měření průtoku topné vody do zvoleného prostoru (bytu), dále pak snímá teplotu na vstupu a výstupu příslušného objektu. Nastane-li změna odběru tepla, projeví se to na teplotě výstupní vody. Kalorimetr vyhodnotí na základě těchto tří informací teplo dodané do každého bytu. Kalorimetry jsou prostorově o něco náročnější než bytové vodoměry, které se v minulosti používaly. Tlaková ztráta byla určena z diagramu výrobce.

Doporučení a nařízení pro instalaci kalorimetru:

- Montáž se provádí převážně na zpětné potrubí bytového rozvodu
- Před a za kalorimetr instalovat uzavírací armatury (při výměně nebude muset dojít k vypuštění topné soustavy
- Prováděcí vyhláška 285/2011 Sb. zákona o metrologii udává ověření nebo výměnu kalorimetru každé čtyři roky



Obr. 5.6 Schéma zapojení kalorimetru [17]

Zvolen byl kalorimetr WFN21.B111 od firmy Siemens. Stavební délka kalorimetr je 0,11 m. Teplotní číslo vratného potrubí je integrováno v přístroji. Délka kabelů pro snímač teploty na přívodní potrubí je 1,5 m, pro naši instalaci tedy dostačující. Kalorimetr je umístěn na chodbě v rozdělovači a musí k němu být umožněn přístup pro odečítání hodnot. Zvolený kalorimetr je obr. 5.7.

Obr. 5.7 Kalorimetr WFN21.B111 [17]

5.5 Termohydraulický rozdělovač

Termohydraulický rozdělovač (dále jen THR) se používá k rozdělení otopné soustavy na tzv. kotlový (primární) a spotřebitelský (sekundární) okruh. Principem se THR využívá jako předimenzovaný zkrat kotlového okruhu. Na rozdíl od zkratu je v THR zanedbatelný rozdíl tlaků mezi přívodem a zpátečkou. Dosáhne plného hydraulického propojení a vyloučíme protichůdné ovlivňování průtoků a tlaků mezi primárním a sekundárním okruhem. V použitém zapojení (tři kotle zapojeny dle Tichelmana) se dostaneme na konstantní průtok kotlem za všech provozních stavů. Pro správné dimenzování THR je potřeba dodržet podmínky [2]:

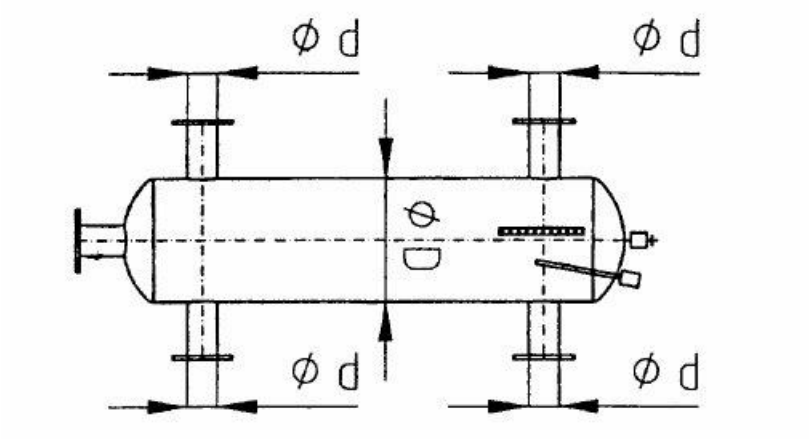
- Rychlost proudění v THR se musí pohybovat v rozmezí w_{THR} = 0,1 až 0,25 m/s, důsledkem čehož je tlaková ztráta zanedbatelná
- Průtok v kotlovém okruhu je roven 1,2 násobku průtoku ve spotřebitelském okruhu
- Doporučený teplotní rozdíl primárního okruhu je Δt = 15 K.

Pro okrajové podmínky našeho objektu $\dot{M}$ = 6,73 kg/hod byl vybrán z výkonové řady na orb. 5.8 průměr THR D = 133/4,5 mm. Zpětně byla ověřena rychlost proudění dle vzorce (5.13) na w_{THR} = 0,147 m/s, která vyhovuje podmínce. Schéma THR je na obr. 5.12. Z katalogu firmy Buderus byl vybrán Anuloid HVDT vel. 6,5 m^3/hod DN150.

$$w_{THR} = \frac{4.M}{\pi.\rho.D^2}\ [m/s] \tag{5.13}$$

Jmenovitý průtok [m^3/h]	3,20	4,0	5,0	6,3	8	10	12,5	16,0
Jmenovitý výkon [kW]	56,0	63,0	80,0	100,0	140,0	180,0	220,0	280,0
Průměr D [mm]	89/3,6	108/4,0	108/4,0	133/4,5	133/4,5	159/4,5	159/4,5	219/6,3
Průměr d [mm]	32	40	40	50	50	76/3,2	76/3,2	89/3,6

Obr. 5.8 Výkonová řada termohydraulického rozdělovače[2]



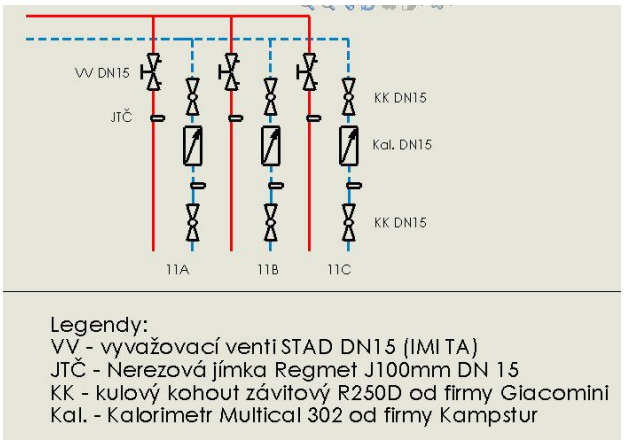
Obr. 5.9 Schéma termohydraulického rozdělovače [2]

5.6 Rozdělovač a sběrač

V této práci byl použit v každém patře na chodbě rozdělovač a sběrač. Rozdělovač slouží pro rozdělení otopné vody do bytových přívodních rozvodů. Sběrač pak ke smísení vratných bytových rozvodů. Na výkresech jsou bytové rozdělovače označovány R – 01 – A kde číslo označuje pořadí vchodů a velké písmeno pak nadzemní podlaží. Na obrázku 5.10 je použitý rozdělovač IVAR.CS501 NK. Tlaková ztráta byla určena z diagramu v katalogu výrobce. Zapojení vyvažovacího ventilu a kalorimetru ve skříni na chodbě u rozdělovače je znázorněno na obr. 5.11.

Obr. 5.10 Bytový rozdělovače IVAR.CS501 NK [18]

Zapojení rozdělovače, sběrače, kalorimetru a vyvažovacího ventilu je na obr. 5.11. Rozdělovač je umístěn na chodbě za sádrokartonovou příčkou s otevíracími dveřmi umístěnými tak aby se dalo manipulovat s jednotlivými komponenty.



Obr. 5.11 Zapojení rozdělovače, vyvážení bytového rozvodu a měření tepla

5.7 Potrubní síť

5.7.1 Materiál potrubí

Při volbě materiálu potrubí je důležité vzít v potaz vybrané vlastnosti daných materiálů. Jde zejména o cenu, samonosnost či kvalitu povrchu. V technickém podlaží bylo na spodní horizontální rozvod použito ocelové bezešvé potrubí a to z důvodu samonosnosti. To bylo použito i na stoupací potrubí, které je vedeno v chodbě schováno za sádrokartonovou zdí. Ocelového potrubí disponuje větší samonosností než měď a plast. Bezešvé ocelové potrubí se spojuje svařováním. Pro bytové rozvody, kde není potřeba samonosného potrubí (pokládka v podlaze), bylo použito plastové potrubí z PE.

5.7.2 Výpočet ekonomické tloušťky tepelné izolace potrubních rozvodů

Dle literatury [1] byl zvolen postup výpočtu tloušťky tepelné izolace potrubí. Byl proveden jednotlivě pro dané světlosti a také dle umístění v řešeném objektu (jiné okolní teploty). Použita byla návleková izolace Mirelon z polyethylenu. Cena vztažená na metr izolovaného potrubí za rok vychází ze vztahu (5.14).

$$N = \frac{\pi.D_2^2}{4}.(X^2-1).c_{iz} + \frac{\tau_{rok}.C_t.\Delta t}{\frac{1}{2.\pi.\lambda_{iz}}lnX + \frac{1}{\pi.D_2.X.h_k}} \quad [Kč/m.rok] \tag{5.14}$$

kde

D_2 je vnější průměr potrubí [m]

X je poměr vnějšího průměru izolace a vnějšího průměru potrubí [-]

C_{iz} je cena izolace vztažená na objem [Kč/m^3]

Δt je teplotní rozdíl teplonosné látky a okolí [˚C]

h_k je součinitel přestupu tepla na vnější straně izolace [W/m^2.K]

λ_{iz} je součinitel tepelné vodivosti tepelné izolace [W/m.K]

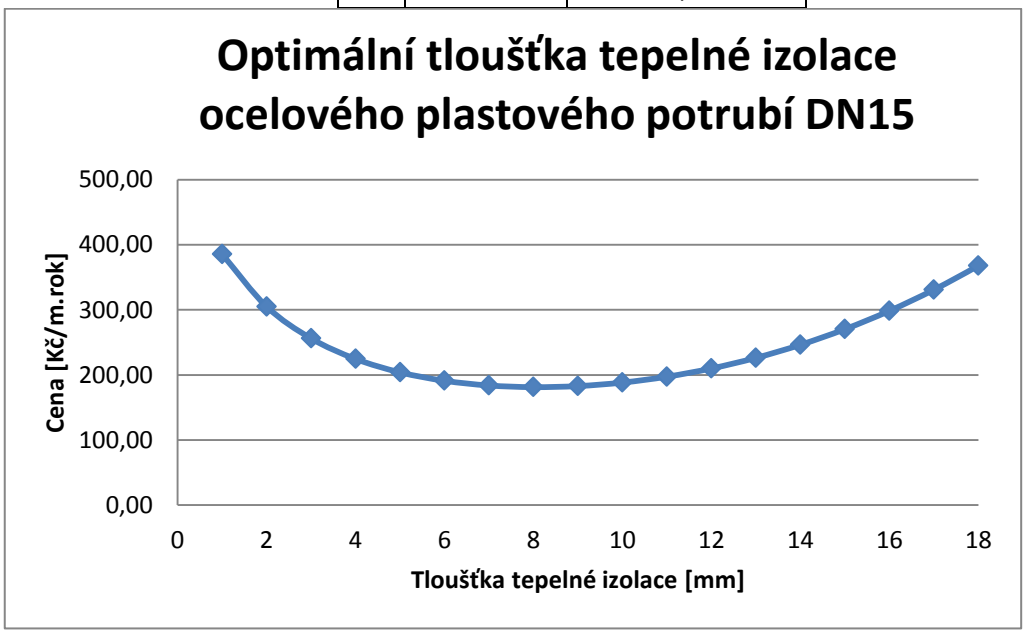
τ_{rok} je roční provozní doba [h/rok]

C_t je měrná cena tepla [Kč/Wh]

Výpočet byl proveden v příloze 1. Výsledky jsou pro jednotlivé světlosti a okolní výpočtovou teplotu uvedeny v tab. 5.1 pro ocelové bezešvé potrubí. Pro potrubí z materiálu PE (použito pouze v dimenzi DN15), které je v bytových rozvodech vychází tloušťka izolace označená 22/9. Grafické znázornění závislosti ceny izolace na délce potrubí jsou v příloze 1 pro všechny dimenze. Na obr. 5.12 je grafické znázornění pro plastové potrubí DN15.

Tab. 5.1 Zvolené izolace pro jednotlivé světlosti

Potrubí - ocelové bezešvé		
DN	D_e	OZN. IZOL.
	[mm]	[mm]
15	22	22/9
25	31,8	32/9
32	38	40/13
40	44,5	45/13
50	57	60/16
65	76	76/13



Obr. 5.12 Grafická závislost ceny na tloušťce izolace

5.8 Hydraulické výpočty

Při návrhu světlosti jednotlivých potrubí byla použita metoda optimálních rychlostí. Metoda spočívá v tom, že navrhneme předběžnou rychlost proudění. V práci byla předběžná (optimální) rychlost stanovena na w_{opt} = 0,5 až 0,6 m/s. Pro optimální rychlost nám vyjde optimální průměr. Z výrobní řady se pak volí nejbližší průměr a pro ten se pak spočítá skutečná rychlost proudění v potrubí. V této kapitole je teoreticky popsán postup výpočtu. Konkrétní výpočty jsou pak v příloze 1.

Návrh průměru potrubí vychází z kalorimetrické rovnice (5.15).

$$Q = \dot{M}.c.\Delta t\ [W] \tag{5.15}$$

kde

Q je tepelný výkon $[W]$

Δt je rozdíl teplot přívodu a zpátečky nebo také teplotní spád [˚C]

$\dot{M}$ je hmotnostní průtok otopné vody [kg/s]

c je měrná tepelná kapacita otopné vody [J/kg.K]

Z rovnice (5.13) si vyjádříme hmotnostní průtok otopné vody v potrubí a dostaneme rovnici (5.16)

$$\dot{M} = \frac{Q}{c.\Delta t}\ [kg/s] \tag{5.16}$$

Dále víme, že hmotnostní průtok se stanoví dle rovnice (5.17)

$$\dot{M} = \rho.\dot{V} = \rho.S.w_{opt}\ [kg/s] \tag{5.17}$$

kde

$\dot{V}$ je objemový průtok [m^3/s]

w_{opt} je optimální návrhová rychlost proudění v potrubí [m/s]

S průřez potrubí [m^2]

Z rovnosti rovnic (5.16) a (5.17) si vyjádříme předběžný průměr potrubí a dostaneme rovnici (5.18)

$$d = \sqrt{\frac{4.M}{\pi\ .\rho.w_{opt}}}\ [m] \tag{5.18}$$

Pro určený optimální průřez pak přidělíme daný vnitřní průměr trubky a pro ověření určíme skutečnou rychlost proudění otopné vody v potrubí, která by se měla blížit hodnotě návrhové optimální rychlosti. V bytových rozvodech (plastové potrubí) byla zvolena nejmenší přípustná dimenze na DN15 i přesto, že rychlost proudění zdaleka nedosahuje optimální návrhovou rychlost. Skutečnou rychlost pak dostaneme ze vztahu (5.19).

$$w_{skut} = \frac{4.M}{\pi .\rho.d^2} \ [m/s] \tag{5.19}$$

5.9 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty jsou detailně vypočítány v příloze 1. V této kapitole je vysvětlen teoretický postup stanovení tlakových ztrát. Dále je v podkapitole 5.9.5 k vidění schéma otopné soustavy a popsáno vyvážení systému.

5.9.1 Třecí tlakové ztráty

Vlivem tření tekutiny po povrchu potrubí dochází k disipaci energie. Disipace energie znamená přeměnu jedné energie na jinou (1. termodynamický zákon – energie v uzavřené soustavě nemůže vznikat ani zanikat ale může měnit charakter). V tomto případě se jedná o přeměnu kinetické energie na tepelnou. Tlaková ztráta třením se spočítá dle vztahu (5.20)

$$\Delta p_{zt} = \lambda \frac{L}{D} . \frac{w^2}{2} . \rho \ \ [Pa] \tag{5.20}$$

kde

Δp_{zt}	je tlaková ztráta třením [Pa]
λ	je součinitel tření [-]
L	je délka potrubí [m]
D	je průměr potrubí [m]
w	je rychlost proudění tekutiny [m/s]
ρ	je hustota tekutiny [kg/m^3]

Stanovení součinitele třecích ztrát λ

Při stanovení hodnoty součinitele třecích ztrát je základní podmínkou stanovit druh proudění. Rozlišujeme dva základní druhy proudění a to laminární a turbulentní. Rozhodující kritériem pro určení druhu proudění je stanovení Reynoldsova čísla pro daný stav proudění, které se spočte podle vzorce (5.21).

$$Re = \frac{w \,.\, D}{\nu} = \frac{w \,.\, D \,.\, \rho}{\eta} \; [-] \tag{5.21}$$

kde

ν je kinematická viskozita [m^2/s]

η je dynamická viskozita [m^2/s]

Určující zda se jedná o laminární či turbulentní proudění je hodnota kritického Reynoldsova čísla. Pro kruhový průřez potrubí je to hodnota Re_{kr} = 2300. Při překročení této hodnoty se z laminárního profilu proudění stává turbulentní proudění. V intervalu hodnot od 2300 do 5000 se jedná o takzvanou přechodovou oblast. Turbulentní profil zde není ještě zcela vyvinutý. Grafická závislost součinitele třecích ztrát v kruhovém průřezu na Reynoldsově čísle a relativní drsnosti je zobrazena na Moodyho diagramu obr. 5.13.

V laminárním proudění je součinitel třecích ztrát přímo úměrný Reynoldsovu číslu a spočítá se dle vztahu (5.22)

$$\lambda = \frac{64}{Re} \; [-] \tag{5.22}$$

V turbulentním profilu proudění je součinitel třecích ztrát funkcí Reynoldsova čísla a relativní drsností, která je dána vztahem (5.23)

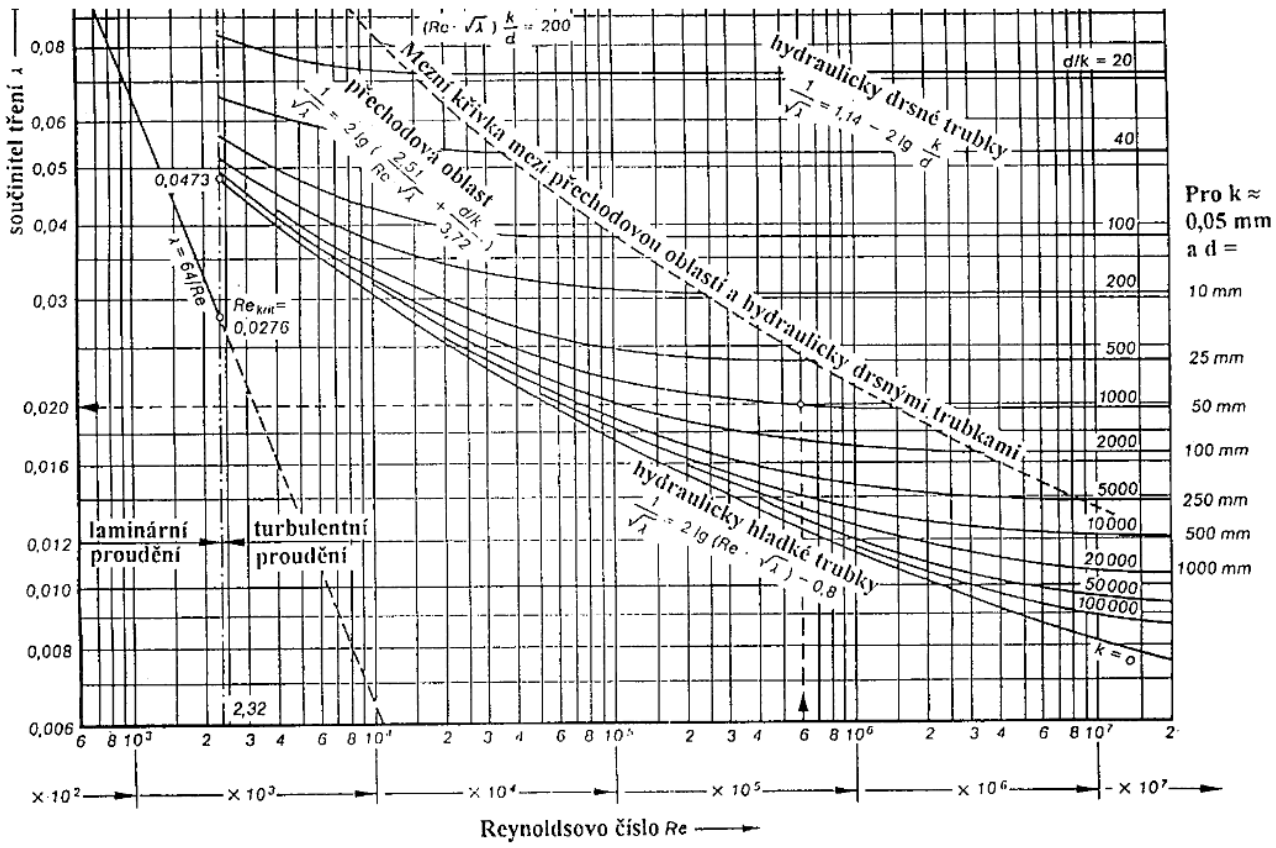
$$\frac{k}{D} \tag{5.23}$$

kde

k je absolutní drsnost potrubí [m]

Pro hydraulicky hladké potrubí se používá v oblasti turbulentního potrubí Blaisův vztah (5.24)

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{Re}} \quad [-] \tag{5.24}$$



Obr. 5.13 Moodyho diagram [2]

5.9.2 Tlaková ztráta místními odpory

Při proudění tekutiny v potrubí dochází k poklesu kinetické energie také vlivem místních odporů. K tomuto jevu dochází zejména při změně směru proudění, rozdělení proudění a změně průřezu potrubní trasy. V našem případě jde zejména o kolena, rozšíření, zúžení a T – kusy. Každému tlakovému odporu (koleno, redukce) je experimentálně přiřazena hodnota součinitele místního odporu. Tlaková ztráta místními odpory se spočítá dle vztahu (5.25). Dle toho postupu byly stanoveny místní tlakové ztráty celé soustavy. Tlakové ztráty místními odpory byly provedeny v příloze 1.

$$\Delta p_{z\zeta} = \sum_{i=1}^{n} \zeta . \frac{w^2}{2} . \rho \quad [Pa] \tag{5.25}$$

kde

ζ je součinitel místního odporu [-]

w je rychlost proudění tekutiny [m/s]

ρ je hustota tekutiny [kg/m^3]

5.9.3 Celková tlaková ztráta

Konečná tlaková ztráta je dána součtem třecí a místní tlakové ztráty (5.26).

$$\Delta p_c = \Delta p_{zt} + \Delta p_{z\zeta} = \lambda \frac{L}{d} . \frac{w^2}{2} . \rho + \zeta . \frac{w^2}{2} . \rho = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta\right) . \frac{w^2}{2} . \rho \quad [Pa] \qquad (5.26)$$

5.9.4 Metoda předběžného tlakového spádu

V praktických příkladech se při výpočtu tlakové ztráty třením používá metoda tlakového spádu (měrná tlaková ztráta). Metoda byla použita pro určení tlakových třecích ztrát v celé soustavě. Výpočet by proveden v příloze 1. Postup metody:

1) Z literatury [2] byl pro daný průměr *d* a průtok $\dot{M}$ stanoven předběžný tlakový spád R [Pa/m], který se alternativně dá určit ze vzorce (5.27).

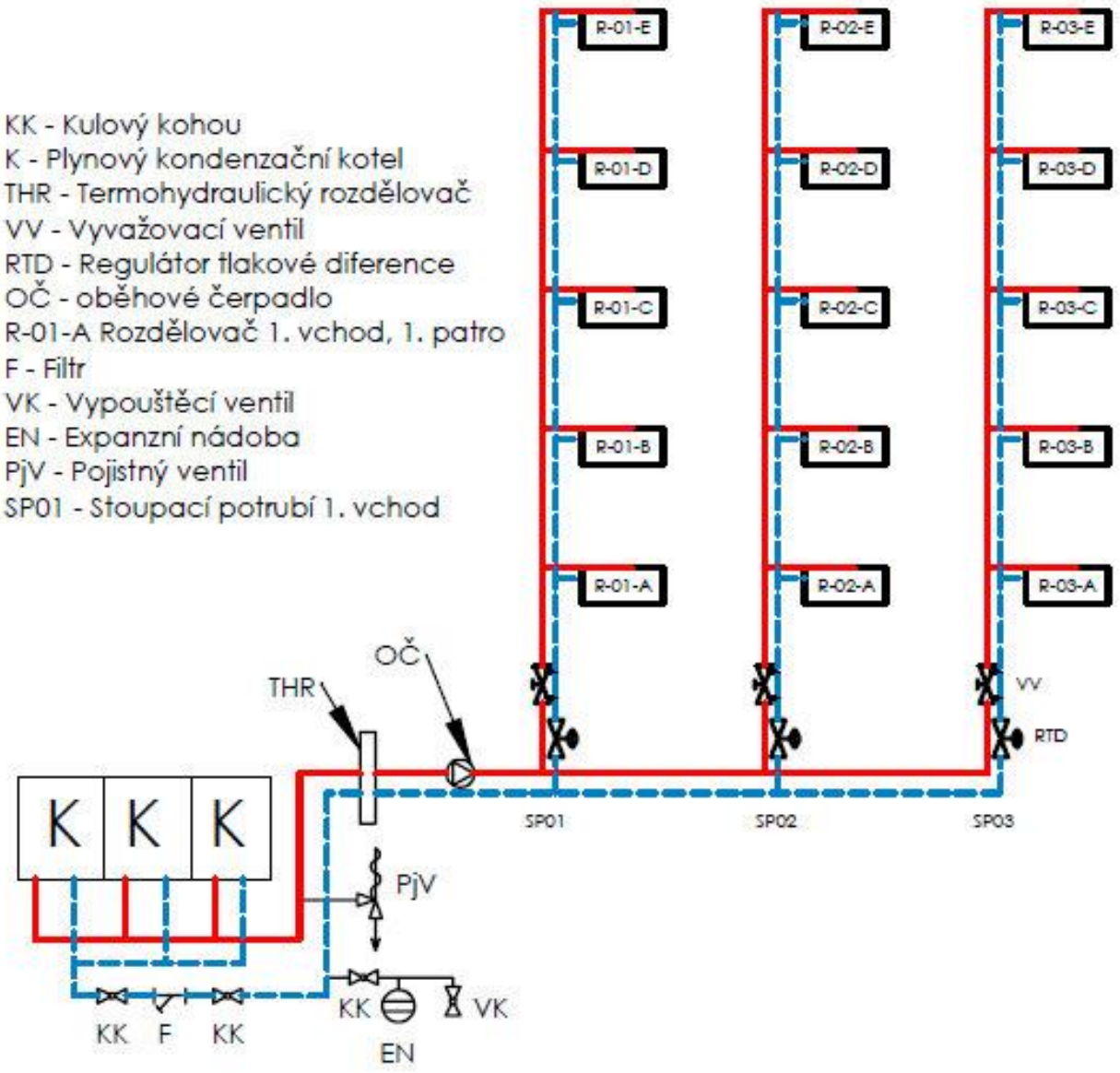
$$R = \frac{\Delta p_{zt}}{L} = \frac{\lambda}{D} . \frac{w^2}{2} . \rho \; [Pa/m] \qquad (5.27)$$

2) Určíme délku daného úseku potrubí *l* m a po vynásobení tlakovým spádem R dostaneme tlakovou ztrátu třením Δp_{zt} Pa.

$$\Delta p_{zt} = R . l \; [Pa] \qquad (5.28)$$

5.9.5 Vyvážení otopné soustavy

Ideální vyvážení otopné soustavy zaručuje správné fungování celého otopného systému. Ideální vyvážení znamená stav, kdy je tlaková ztráta ke všem OT stejná. Jako první byly vyváženy stoupací potrubí mezi sebou. K tomu slouží vyvažovací ventil (VV) na patách daného stoupacího potrubí. Jelikož má stoupací potrubí třetího vchodu největší tlakovou ztrátu, je VV plně otevřený. Tlakovou ztrátu spodního horizontálního potrubí mezi prvním a třetím, respektive druhým a třetím stoupacím vyvažují VV ventily na patě daného stoupacího potrubí. Rozdílné tlakové ztráty k rozdělovačům jsou vyvažovány VV umístěnými na přívodu jednotlivých bytových větví za rozdělovačem. Schéma zapojení v rozdělovači je na obr. 5.11. Schéma zapojení kotlů, spodního horizontálního a stoupací potrubí je na obr. 5.14. Nastavení jednotlivých ventilů a regulačních šroubení je k vidění v příloze 17 - TŽP – 2017 – 1.

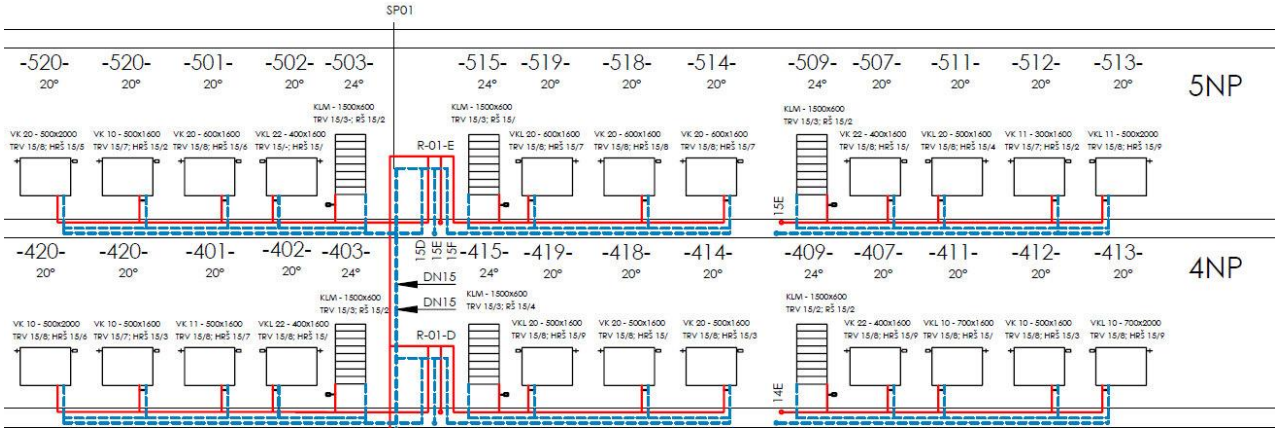


Obr. 5.14 Schéma otopné soustavy

5.9.6 Vyvážení otopných těles v bytových rozvodech

V každém bytovém okruhu bylo určeno hydraulicky nejvzdálenější OT. K tomuto OT byla škrcena na regulačním šroubení ostatní OT v daném bytovém rozvodu. Tímto

bylo dosaženo, aby mělo každé těleso v daném okruhu stejnou tlakovou ztrátu. To je také podmínkou správného fungování všech OT, které jsou v soustavě zapojeny. Schéma bytových rozvodů čtvrtého a pátého nadzemního patra je zobrazeno na obr. 5.15. Nad OT je vždy popsáno o jaké OT se jedná, jeho rozměry, nastavení regulačního šroubení a termostatického ventilu.



Obr. 5.15 Schéma bytových rozvodu

6 Výpočet tepelného výkonu zdroje tepla na vytápění

Návrhový tepelný výkon se určí dle technické normy[6]. Pro vytápěný prostor (např. místnost) je určující rovnice (6.1).

$$\Phi_{HL} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \; [W] \tag{6.1}$$

Pro celý vytápěný objekt pak platí rovnice (6.2).

$$\sum \Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i} \; [W] \tag{6.2}$$

kde

$\sum \Phi_{T,i}$ je suma tepelných ztrát prostupem vytápěných prostor [W]

$\sum \Phi_{V,i}$ je suma tepelných ztrát větráním vytápěných prostor [W]

$\sum \Phi_{RH,i}$ je součet přídavných výkonů pro prostory s přerušovaným vytápěním [W]

V celém objektu je uvažován nepřerušovaný provoz vytápění a poslední člen rovnice odpadá. Rovnice dostává tvar (6.3).

$$\sum \Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} \; [W] \tag{6.3}$$

Pro stanovení výkonu tepelné zdroje byl brán v úvahu maximální výkon všech otopných těles zapojených v soustavě, který by měl být nejméně rovný tepelné ztrátě vytápěných prostorů. Pro porovnání byla sestavena nerovnice (6.4), která bilancuje tepelnou ztrátu, výkon otopných těles a výkon zdroje tepla. Jelikož je každý návrhový výkon otopného tělesa vyšší, než tepelná ztráta daného prostoru, nebyl brán v úvahu žádný ztrátový koeficient na ztrátu rozvodů.

$$\sum \Phi \leq \sum Q_{OT} \leq \sum Q_Z \; [W] \tag{6.4}$$

kde

$\sum Q_{OT}$ je součet výkonů všech OT zapojených v soustavě [W]

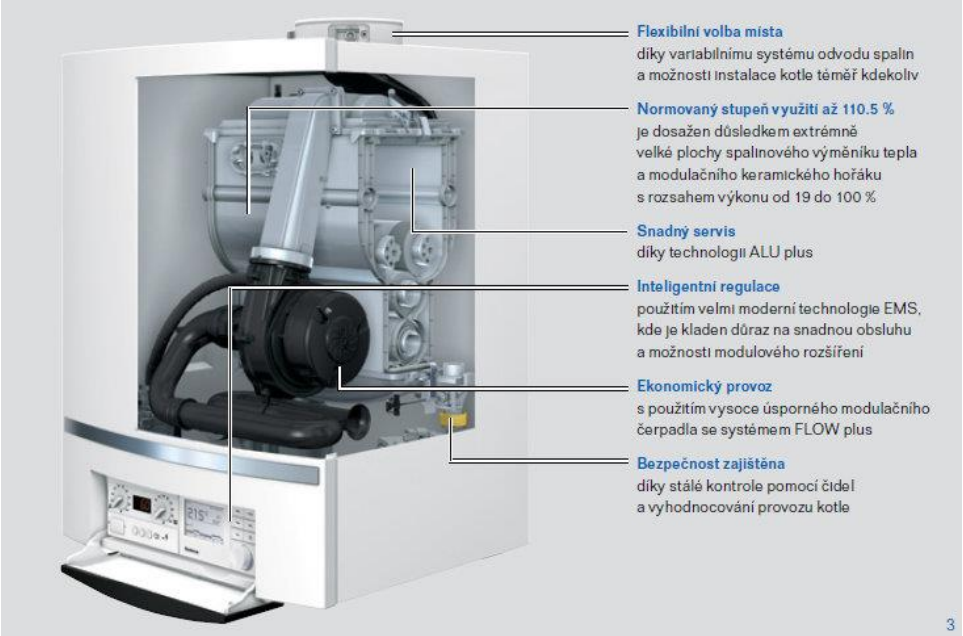
$\sum Q_Z$ je jmenovitý výkon zdroje tepla [W]

6.1 Zdroj Tepla

Při volbě plynového zdroje byl brán ohled na moderní trendy a zvolena technologie plynových kondenzačních kotlů. Ty mají oproti standardním (plynové, na

pevná paliva,…) vyšší účinnost, menší spotřebu paliva a také produkují méně spalin s nižším obsahem škodlivin. Při spalování zemního plynu nebo propanu dochází u kondenzačních kotlů ke vzniku vody, která se v důsledku hoření ohřívá a mění se na vodní páru. Spaliny v podobě vodní páry a oxidu uhličitého následně odchází a nesou sebou tzv. latentní teplo. Latentní teplo je vlastně tepelná energie ukrytá v tepelných spalinách. Při ochlazení těchto spalin pod teplotu jejich rosného bodu se změní díky kondenzaci jejich skupenství a dojde k uvolnění tepla. Uvolněnou energii využívají kondenzační plynové kotle pomocí výměníků k ohřevu topné vody, kdežto konvenční plynové kotle tuto energii vypouští do komína [23].

Pro zadaný objekt byly vybrány tři plynové kotle Logamax plus GB 162 každý o výkonu 45 kW od firmy Buderus. Tepelný výkon plynových kotlů se musí rovnat maximálnímu tepelnému výkonu stanoveného dle normy [6]. Plynové kotle jsou paralelně zapojený. Technické parametry jsou uvedeny v tabulce na obr. 6.2. Útroby plynového kotle pak na obr. 6.1. Jestliže plynový kondenzační kotel nebyl delší dobu v provozu, aktivuje se každých 24 hodin automaticky čerpadlo na dobu deseti sekund. Tento test čerpadla se poprvé uskuteční po 24 hodinách nepřetržitého napájení elektrickým napětím. Připojení přívodního a zpátečního potrubí je v průměru 30 mm. Hladina akustického tlaku je při plném zatížení 40 dB (A).



Obr. 6.1 Popis částí plynového kondenzačního kotle [22]

Logamax plus GB162 (15 – 45 kW)

Logamax plus	GB162-15	GB162-25	GB162-35	GB162-45
Třída energetické účinnosti pro vytápění	A	A	A	A
Jmenovitý tepelný výkon (kW)	15	24	33	43
Tepelný výkon (kW)	2.7 – 15.2	4.8 – 24.9	5.8 – 32.7	10.4 – 44.9
Normovaný stupeň využití (%)	až 110.5			
Teplota otopné vody (°C)	až 82			
Průměr spalinového potrubí (mm)	80 / 125			
Elektrický příkon (W)	28 – 58	37 – 70	51 – 95	53 – 145
Rozměry V / Š / H (mm)	695 / 520 / 465			
Hmotnost (kg)	45	45	48	48
Třída NOx	5			

Obr. 6.2 Technické parametry vybraných kotlů [22]

Ovládání kotlů:

Ovládací prvek Logamatic EMS zajišťuje, aby všechny komponenty vytápěcího zařízení spolupracovaly. Systém umožňuje vysoce komfortní ovládání kotlů.

Obr. 6.3 Ovládací jednotka Logamatic EMS [22]

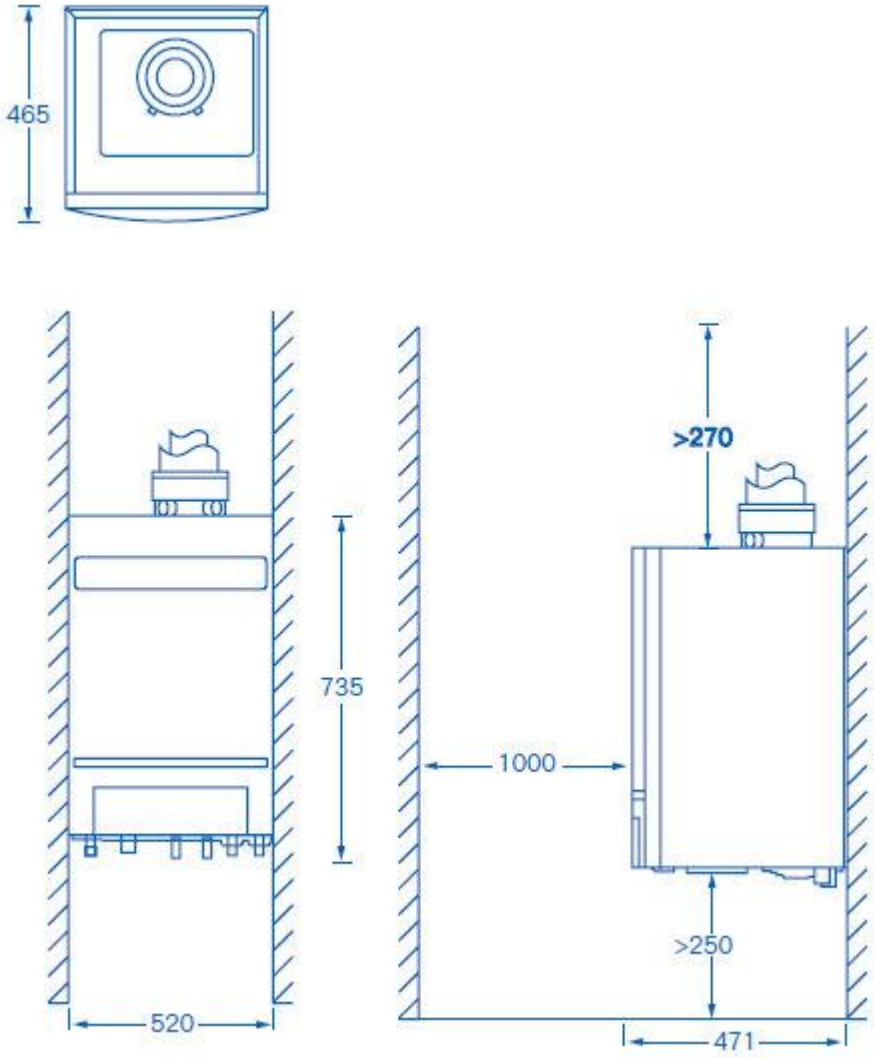
Požadavky na ostatní profese:

Odvod kondenzátu je nutno zajistit podlahovou vpustí přímo do splaškové kanalizace. Pro zdroje tepla s výkonem od 25 kW do 200 kW není nutnost neutralizovat. Je však doporučeno kondenzát v nočním provozu zadržovat a vypouštět rovnoměrně během dne, spolu s ostatními splaškovými vodami. Produkce kondenzátu je při maximálním zatížení 4,5 l/h na jeden kotel s hodnotou pH 4,1.

Je potřeba připravit elektrické připojení do sítě s napětím 230 V pro každý kotel.

Přívodní potrubí do kotelny je nutné před každým kotlem osadit uzavíracími armaturami. Připojení plynu na kotel je v dimenzi G 1/2”.

Potřebný prostor pro připojení kotle je na obr. (6.4)



Obr. 6.4 Prostorové umístění kotle Logamax plus GB 162 [22]

7 Plynová kotelna

Místnost 001 v technickém podlaží bytového domu bude přestavěna na plynovou kotelnu III. kategorie dle rozdělení v [11]. Pro kotelny III. kategorie platí, že může být umístěna ve vyhrazeném prostoru, skříňovém objektu nebo samostatné místnosti.

Rozdělení kotelen dle [11]:

a) Kotelny III. Kategorie – kotelny se jmenovitým tepelným výkonem jednoho kotle od 50 kW do součtu jmenovitých tepelných výkonů kotlů 0,5 MW včetně kotelny se součtem jmenovitých tepelných výkonů kotlů větším než 100 kW, i když ani jeden z nich nedosahuje jmenovitého tepelného výkonu od 50 kW.
b) Kotelny II. Kategorie – kotelny se součtem jmenovitých výkonů kotlů nad 0,5 MW do 3,5 MW
c) Kotelny I. Kategorie – kotelny se součtem jmenovitých výkonů kotlů nad 3,5 MW.

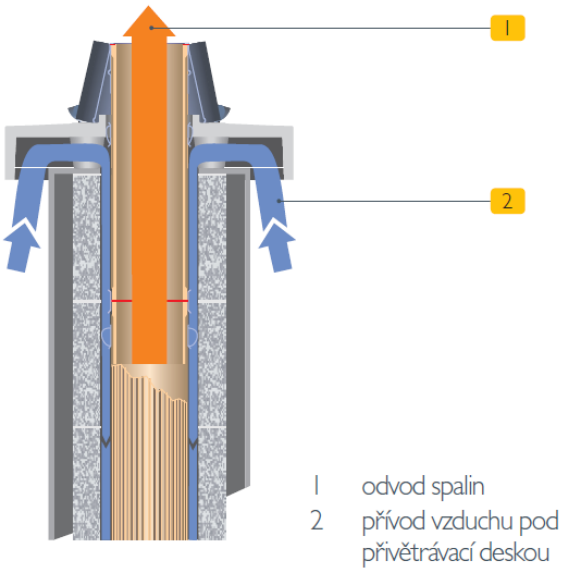
7.1 Plynové spotřebiče

V kotelně budou umístěny dva druhy plynových spotřebičů. Ty jsou rozděleny do kategorií dle způsobu přívodu spalovacího vzduchu do spotřebiče a odvodu spalin ze spotřebiče. Dle technické normy [12] dělíme plynové spotřebiče do třech kategorií. Oba dva druhy plynových spotřebičů spadají, dle dělení do kategorie C.

1) Kategorie A
   Vzduch pro provoz spotřebiče se přivádí z prostoru, kde je spotřebič instalován, a spaliny jsou odváděny do téhož prostoru.
2) Kategorie B
   Vzduch pro provoz spotřebiče se přivádí z prostoru, kde je spotřebič instalován, a spaliny jsou odváděny do venkovního prostoru.
3) Kategorie C
   Vzduch pro provoz spotřebiče se přivádí z venkovního prostoru, a spaliny jsou rovněž odváděny do venkovního prostoru.

7.2 Odtah spalin plynových spotřebičů

V plynové kotelně se nachází dva druhy plynových spotřebičů – kondenzační kotle a plynový ohřívač TV. Odvod spalin a přívod venkovního vzduchu jsou řešena samostatně pro každý druh plynového spotřebiče. Zvolen byl dvousložkový komínový systém MULTI od firmy Schiedel. Tento systém je primárně určen pro kondenzační techniku. Každý druh spotřebiče bude mít vlastní komín. Na obvodové konstrukci však budou vystaveny přiléhajíc k sobě. Schéma přívodu venkovního vzduchu a odvodu spalin „trubka v trubce“ je znázorněn na obrázku (7.1)



Obr. 7.1 Schéma odvodu spalin a přívodu vzduchu[19]

Výpočet dimenze odvodu spalin pro soustavu tří plynových kotlů:

Každý kotel potřebuje pro odvod spalin trubku o průměru ∅d = 80 mm. Při výpočtu společné trubky pro dvou respektive tří kotlů vycházíme ze součtu ploch.

$$S_{3K} = 3.S_{\emptyset 80} = 3.\frac{\pi.d^2}{4} \tag{7.1}$$

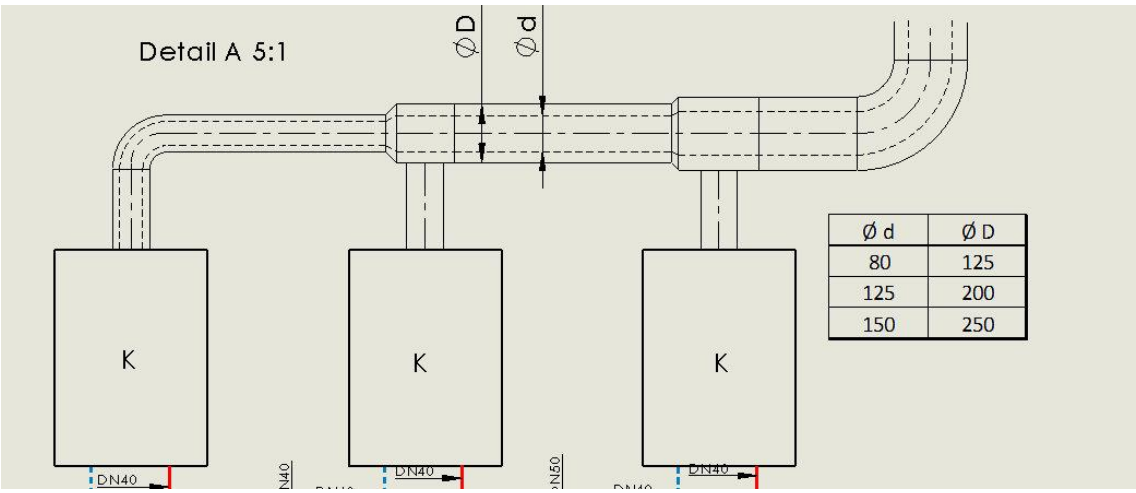
Pro dva kotle vychází světlost potrubí odvodu spalin DN125. Pro tři kotle pak světlost DN150

Výpočet dimenze přívodu vzduchu pro soustavu tří plynových kotlů:

$$S_{3K} = 3.S_{\emptyset 80} = 3.\frac{\pi.(D-d)^2}{4} \tag{7.2}$$

Pro dva kotle vychází světlost potrubí odvodu spalin DN200. Pro tři kotle pak světlost DN250.

Schéma zapojení odvodu spalin a přívodu vzduchu v kotelně se třemi kondenzačními kotli je zobrazeno na obr. 7.2.



Obr. 7.2 Schéma odvodu spalin a přívodu vzduchu pro soustavu tří kotlů

7.3 Požadavky na ostatní profese

Souhrn požadavků na plynovou kotelnu:

- V podlaze musí být vybudovaná podlahová vpusť, do které bude odváděn kondenzát z plynových kondenzačních kotlů
- Vstupní dveře musí být z nehořlavého materiálu a otevírat se směrem ven z místnosti.
- Plynová přípojka musí být co nejblíže vstupu do kotelny opatřena havarijními uzavíracími armaturami
- V plynové kotelně musí být umístěn snímač CO2 s alarmovou funkcí. Alarm bude spuštěn při překročení hranice 1000 ppm.

8 Pojistné a zabezpečovací zařízení

Každá otopná soustava musí být chráněna pojistným a zabezpečovacím zařízením. Vlastnosti těchto zařízení musí být v souladu s normou [13]. Pojistné zařízení chrání zdroj tepla proti překročení maximálního dovoleného přetlaku (otevírací tlak pojistného zařízení). Pojistným zařízením je např. pojistný ventil membránový. Pojistný ventil by měl být co nejblíže ke zdroji tepla. Na potrubním úseku mezi zdrojem a ventilem nesmí být uzavírací armatura. Zabezpečovací zařízení chrání otopnou soustavu proti náhlým změnám teploty (tlaku a objemu). Na umístění nejsou kladeny žádné omezení, ale ve většině případů se z praktických důvodů umísťují v kotelnách. Příkladem zabezpečovacího zařízení je tlaková expanzní nádoba, která je použita v navrhované otopné soustavě. Tlaková expanzní nádoba se umísťuje na zpáteční potrubí. Specifický případ je otevřená expanzní nádoba, která plní funkci pojistného i zabezpečovacího zařízení. Lze ji použít pouze v otevřených (teplonosná látka v kontaktu s atmosférou) otopných soustavách

8.1 Návrh expanzní tlakové nádoby

Velikost (objem) expanzní nádoby je dána vztahem (8.1)

$$V_{EN} = 1{,}3.n.\frac{1}{\eta}.V = 1{,}3.0{,}01413.\frac{1}{0{,}318}.1{,}0215 = 0{,}0589\ [m3] = 58{,}9\ [l] \quad (8.1)$$

kde

V_{EN} je velikost (objem) expanzní nádoby [l]

n je součinitel zvětšení objem [-]

η je stupeň využití expanzní nádoby [-]

V je objem vody v celé otopné soustavě [l]

Součinitel zvětšení objemu se určí podle příslušného maximálního teplotního rozdílu Δt_{max}, který spočítáme dle vztahu (8.2). K teplotní rozdílu přiřadíme součinitel zvětšení objemu z tabulky na obr 8.1.

$$\Delta t_{max} = t_{max} - 10 = 55 - 10 = 45\ [°C] \quad (8.2)$$

Pro maximální teplotní rozdíl Δt_{max} = 45 °C byl přiřazen součinitel zvětšení objemu n = 0,01413 dle tabulky na obr. 8.1.

Δt_{max} [K]	20	30	40	45	50	55	60	65	70
n [-]	0,00401	0,00749	0,01169	0,01413	0,01672	0,01949	0,02243	0,02551	0,02863
Δt_{max} [K]	75	80	85	90	95	100	105	110	115
n [-]	0,03198	0,03553	0,03916	0,04313	0,04704	0,05112	0,05529	0,05991	0,06435

Obr. 8.2 Tabulka pro určení součinitelezvětšení objemu [13]

Stupeň využití expanzní nádoby se určí vztahem (8.3)

$$\eta = \frac{p_{h,dov} - p_{d,dov}}{p_{h,dov}} = \frac{(300+100)-(172,7+100)}{300+100} = 0,318 \tag{8.3}$$

kde

$p_{h,dov}$ je nejvyšší dovolený absolutní tlak [Pa]

$p_{d,dov}$ je nejnižší dovolený absolutní tlak [Pa]

Nejvyšší dovolený absolutní tlak je roven součtu otevíracího tlaku a tlaku atmosférického. Nejnižší dovolený tlak je dán vztahem (8.3). Pro výpočet stupně využití expanzní nádoby se k nejnižšímu dovolenému tlak přičte tlak atmosférický.

$$p_{d,dov} = 1,1.H.\rho.g = 1,1.16.1000.9,81 = 172,7\ [kPa] \tag{8.4}$$

kde

H je výška otopné soustavy od středu expanzní nádoby [m]

g je gravitační zrychlení [m/s^2]

Objem soustavy je dán součtem objemů všech prvků a zařízení zapojených do soustavy. Kotlový a spotřebitelský okruh je v tomto případě brán jako celek. Objem soustavy se spočítá podle vztahu (8.5)

$$V_{sous} = V_{byty} + V_{OT} + V_K + V_{THR} + V_{pot} + V_{KO} =$$
$$= 0,341 + 0,240 + 0,0105 + 0,024 + 0,39 + 0,0162 = 1,0215[m^3] \tag{8.5}$$

kde

V_{byty} je objem otopné vody v bytových rozvodech [m^3]

V_{OT} je objem otopné vody v otopných tělesech [m^3]

V_K je objem otopné vody v kotlech [m^3]

V_{THR} je objem otopné vody v termohydraulickém rozdělovači [m^3]

V_{pot} je objem otopné vody v potrubních rozvodech [m^3]

V_{KO} je objem otopné vody v kotlovém okruhu [m^3]

Byla zvolena nejbližší vyšší výrobní řada tedy 60 l. Tlaková expanzní nádoba HS060 od firmy Regulus je zobrazena na obr. 8.2.

Obr. 8.2 Expanzní nádoba HS060 [20]

8.2 Návrh pojistného ventilu

Pojistný ventil chrání zdroj tepla proti překročení maximálního dovoleného tlaku. Při překročení maximální dovoleného (otevíracího) přetlaku se ventil automaticky otevře a odvede médium mimo chráněné zařízení. Médium je v případě páry či vody vypuštěno do volného prostoru. V případě hořlavých plynů pak do bezpečného prostoru (u zemního plynu nad střechu objektu). Zdroje tepla dělíme do několika skupin. Dělíme je dle teploty média a stavu skupenství, ve kterém do pojistného ventilu přichází a odchází. Plynový kondenzační kotel spadá do skupiny B. Do skupiny A patří např. výměníky tepla, redukční a směšovací zařízení, ohřívače TV, …

Tab. 8.1 Rozdělení zdrojů tepla [13]

Skupina	Teplotní interval [°C]	vstup do PV	výstup z PV
A1	$T_1 < 100$	voda	voda
A2	$100 < T_1 < T_{2x}$	voda	směs
A3	$100 < T_{2x} < T_1$	pára	pára
B	kotle		

T_1 – výpočtová teplota ohřívací vody na vstupu

T_{2x} – teplota ohřívané vody na mezi odparu při přetlaku p_{ot}

Pro skupinu B platí předpoklad, že pojistný výkon se rovná jmenovitému výkonu zdroje, dle rovnice (8.6).

$$Q_P = Q_N \ [W] \tag{8.6}$$

kde

Q_P je pojistný výkon což je tepelný výkon, který ze zdroje tepla musí odvést pojistné zařízení [W]

Q_N je jmenovitý výkon zdroje [W]

Při překročení pojistného výkonu uvažujeme, že z pojistného ventilu odchází směs vody a páry. Průřez sedla ventilu se spočítá pro směs voda a pára dle rovnice (8.7).

$$S_o = \frac{Q_P}{\alpha_v.K} = \frac{135}{0{,}684.1{,}26} = 156{,}6 \ [m^2] \tag{8.7}$$

kde

α_v je výtokový součinitel pojistného ventilu [-]

K je konstanta syté vodní páry při otevíracím přetlaku pojistného ventilu [W/mm^2]

Výsledná plocha sice spadá do jmenovité světlosti ventilu DN20 ale při přepočítání výtokového součinitele pojistného ventilu pro DN20 se plocha sedla dostane do jmenovité světlosti DN25. Abychom zůstali na straně bezpečnosti, byla zvolena světlost pojistného ventilu DN25.

Následně spočítáme vnitřní průměr pojistného potrubí dle rovnice (8.8)

$$d_v = 10 + 0{,}6.\sqrt{Q_P} = 10 + 0{,}6.\sqrt{135} = 27{,}2 \ [mm] \tag{8.8}$$

Zvolen byl pojistný tlakový ventil DN25 od firmy Herz, který je na obr. (8.3).

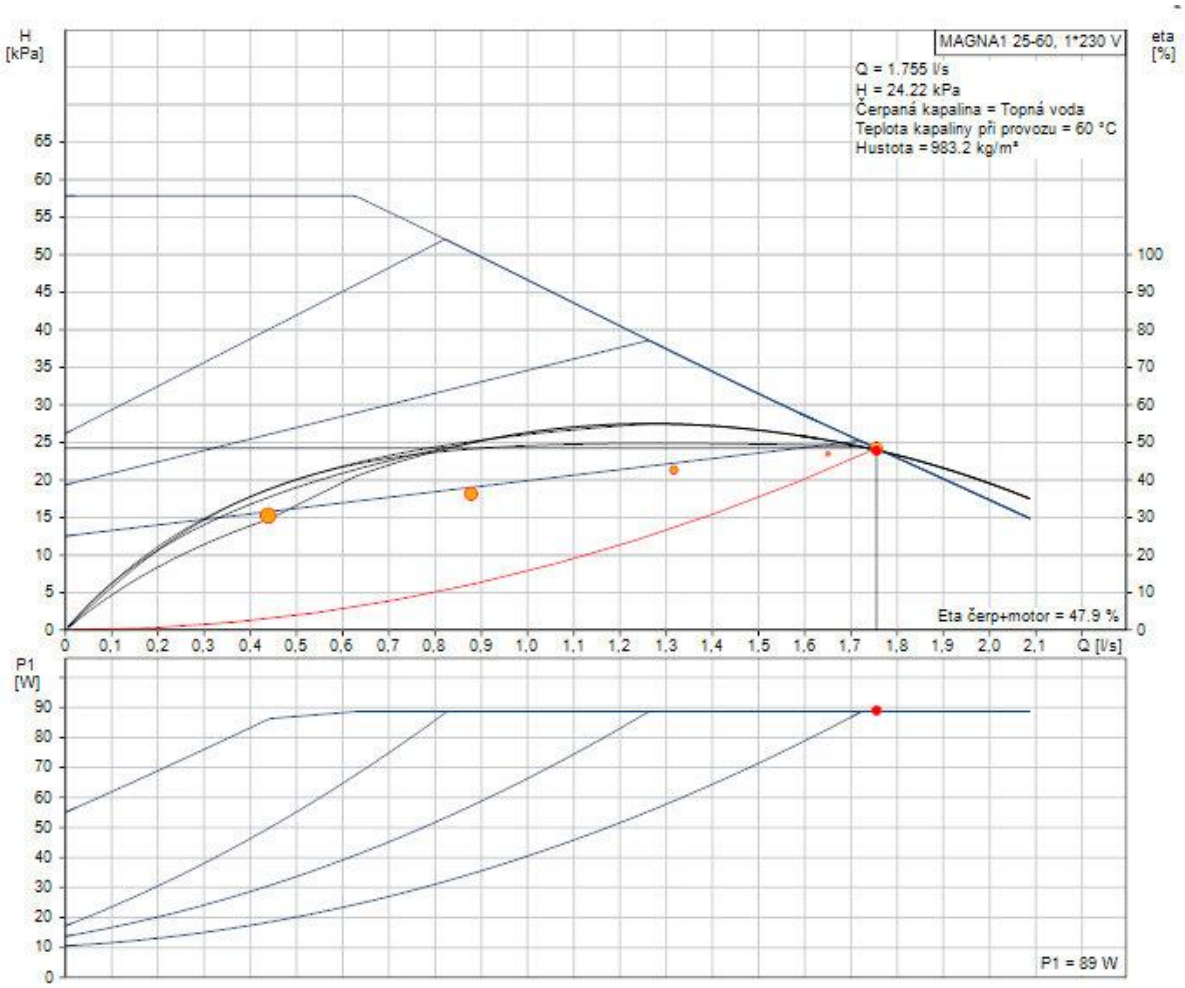
Obr. 8.3 Pojistný tlakový ventil [20]

9 Oběhová čerpadla

V otopných soustavách s nuceným oběhem teplonosné látky se pro překonání tlakových ztrát a dosažení potřebné rychlosti proudění využívají oběhová čerpadla. Čerpadla menších výkonů se montují přímo do potrubí a upevněny jsou dle dimenze buď závitem, nebo přírubou. Výkon čerpadla se definuje dopravním tlakem čerpadla (ekvivalentně dopravní výškou) a dopravovaným množství.

Zařazením termohydraulického rozdělovače do otopné soustavy byla soustava rozdělena na spotřebitelský a kotlový okruh. Každý z těchto okruhů má svou tlakovou ztrátu a potřebuje své čerpadlo. Čerpadlo pro spotřebitelský okruh je umístěno na přívodním potrubí za termohydraulickým rozdělovačem. V kotlovém okruhu má každý plynový kondenzační kotel své integrované oběhové čerpadlo. Je to z důvodu, že současně budou využívány všechny tři kotle jen malou část otopné sezóny. Kotle s integrovanými čerpadly jsou zapojeny dle Tichelmana.

Tlaková ztráta spotřebitelského okruhu byla výpočtem v příloze 1 stanovena na hodnotu 25 kPa při průtoku $\dot{M}$ = 1,871 l/s. Na stránkách výrobce čerpadel Grunfoss bylo, dle zadaných parametrů, pomocí návrhového programu Grundfos Product Center zvoleno čerpadlo Magma1 25 - 60. Na obr. 9.1 je znázorněn pracovní bod čerpadla. Čerpadlo je regulováno na proporciální tlak. Tato regulace se využívá pro soustavy, u kterých se změnou průtoku mění znatelně i tlaková ztráta. Touto vlastností by se dalo charakterizovat chování objektu při změně průtoku. Součástí čerpadla je frekvenční měnič otáček, který zajišťuje plynulý přechod na nižší otáčky a tedy i výkon čerpadla. Napájecí napětí pro Magma1 25-60 je 230 V. Hladina akustického tlaku při maximálním výkonu čerpadla je 43 dB (A). Do soustavy je čerpadlo o stavební délce 180 mm připojeno přírubami. Čerpadlo Magma1 25–60 je k vidění na obr. 9.2.



Obr. 9.1 Stanovení pracovního bodu čerpadla Magma1 25-60 [21]

Obr. 9.2 Oběhové čerpadlo Magma1 25-60 [21]

10 Regulace kotlů

V kotelně jsou plynové kondenzační kotle zapojeny v kaskádě (zapojení dle Tichelmana). Spínání kotlů bude řízeno ekvitermní (podle venkovní teploty) regulací. Ekvitermní řízení využívá venkovní aktuální, tlumenou a geometrickou teplotu, neboť aktuální venkovní teplota poměrně rychle kolísá a kotel v kaskádě by zbytečně brzo spínal či vypínal. Ekvitermní regulace a regulace kotlů v kaskádě budou zajišťovat níže zmíněné komponenty od firmy Buderus.

10.1 Ekvitermní regulace

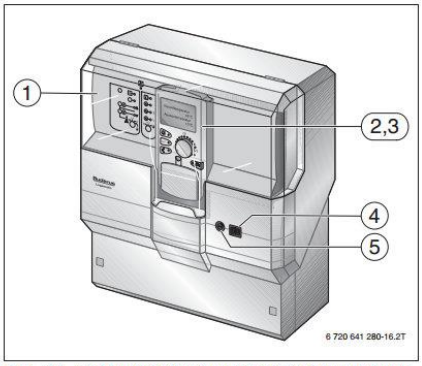
Pro tento druh regulace je z portfolia firmy Buderus vybrána obslužná jednotka RC300. Venkovní čidlo nesmí, pro správnou funkci, být instalováno nad okny, dveřmi, větracími otvory, pod markýzami, balkony nebo pod střechou. Venkovní snímač teploty bude umístěn na fasádě plynové kotelny

10.2 Kaskáda plynových kotlů

Využit bude regulační přístroj Logamatic 4121, kterým lze řídit nástěnný kotel s modulačním provozem hořáku. Pro zajištění optimálního chodu kaskády je regulační přístroj Logamatic 4121 spojen s funkčním modulem FM456. Ten umožňuje chod kaskády dvou a až osmi kotlů s funkčním modulem EBA3.5 (regulační prvek pro hořák), který je součástí vybraných nástěnných kondenzačních kotlů Logamax plus GB 162. Dále pak umožňuje funkce:

- Plně modulační provoz
- Sériový provoz dvou popřípadě čtyř kotlů v kaskádě
- Pevné nebo inteligentní přepínání ledu kotlů
- Automatické omezení zařízení v letním provozu

Na obr. (9.2) je zobrazen regulační přístroj Logamatic 4121.



Obr. 34 Regulační přístroj Logamatic 4121 v základní výbavě

1 Centrální modul ZM424
2 Modul řídící jednotky CM431
3 Obslužná jednotka MEC2
4 Spínač zap/vyp pro regulaci
5 Pojistka

Obr. 9.1 Regulační přístroj Logamatic 4121 [22]

Požadavky na řízení kotlů

Hlavní řídící a optimalizační požadavky můžeme popsat následovně. Spínání a vypínání dalších kotlů v kaskádě by mělo zahrnovat funkce [5]:

- Otevírání čí zavírání uzavíracích armatur
- Aktivace a deaktivace regulace teploty kotlové vody
- Spínání a vypínání chodu čerpadel kotlového okruhu
- Povolení či odstavení regulace hořáků

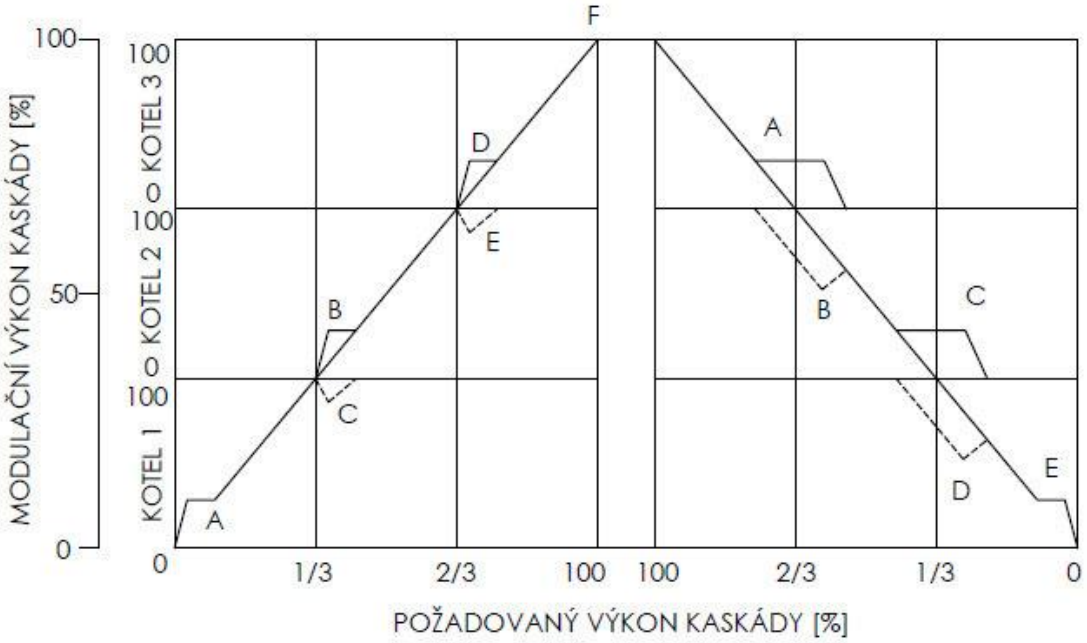
Chování tří stejných kondenzačních kotlů zapojených do kaskády popisuje obrázek (9.2). Na obrázku je znázorněno, jak kaskáda kotlů reaguje na zatížení soustavy. Písmenky jsou označeny jednotlivé kroky a dále popsány co se při nich děje s daným kotlem. Na levé straně obrázku je znázorněno stoupající zatížení, na pravé pak klesající.

Levá strana obrázku

A) Kotel 1 startuje se základním zatížení
B) Kotel 2 startuje se základním zatížením
C) Kotel 1 snižuje výkon, aby vyrovnal základní výkon kotle 2
D) Kotel 3 startuje se základním zatížením
E) Kotel 2 snižuje výkon, aby vyrovnal základní výkon kotle 3
F) Maximální zatížení kaskády kotlů

Pravá strana obrázku

A) Kotel 3 modulačně sjíždí dolů až k základnímu zatížení
B) Kotel 2 modulačně sjíždí o základní výkon kotle 3, kotel 2 modulačně najíždí nahoru, aby vyrovnal vypnutí kotle 3
C) Kotel 2 modulačně sjíždí dolů až k základnímu zatížení
D) Kotel 1 modulačně sjíždí o základní výkon kotle 2, kotel 1 modulačně najíždí nahoru, aby vyrovnal vypnutí kotle 2
E) Kotel 1 sjíždí na základní výkon a následně je také vypnut – nezatížená kaskáda



Obr. 9.2 Krokový diagram pro spínání a vypínání modulačních hořáků kotlové kaskády [5]

11 Výpočet potřeby tepla

Pro výpočet potřeby tepla byla použita denostupňová metoda [24].

11.1 Výpočet potřeby tepla na vytápění

$$Q_{vyt,rok} = 24.3600.\Phi_c.\frac{d_{OO}.(t_{is}-t_{es})}{t_{is}-t_e}.e.e_t.e_d \quad [J] \tag{11.1}$$

kde

$Q_{vyt,rok}$ je celková potřeba tepla na vytápění za rok [J]

Φ_c je celková tepelná ztráta objektu [W]

d_{OO} je počet dnů v otopném období [-]

t_{is} je průměrná vnitřní teplota vytápěných prostorách [°C]

t_{es} je průměrná venkovní teplota [°C]

t_e je venkovní výpočtová teplota pro danou lokalitu [°C]

e je opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přirážek pro výpočet tepelných ztrát[-]

e_t je opravný součinitel na snížení vnitřní teploty [-]

e_d je opravný součinitel na zkrácení doby provozu otopné soustavy při přerušovaném vytápění [-]

Určení hodnot pro výpočet potřeby tepla na vytápění

Počet dnů v otopném období je pro Prahu (Karlov) stanoven z dlouhodobých měření na 225 dní. Průměrná vnitřní teplota vytápěných prostor byla stanovena vztahem (11.2). Výpočet je proveden v příloze 1.

$$t_{is} = \frac{\sum_{i=1}^{n} V_i.t_i}{\sum_{i=1}^{n} V_i.} = 20{,}2 \text{ [°C]} \tag{11.2}$$

Průměrná venkovní teplota je v Praze dlouhodobě stanovena na t_{es} = 4,3 °C. Venkovní výpočtová teplota je v Praze dlouhodobě stanovena na t_e = -12 °C. Opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přirážek pro výpočet tepelných ztrát se volí pro bytové domy e = 0,85. Opravný součinitel na snížení vnitřní teploty je pro bytové domy

(s nepřerušovaným vytápěním) zvolen na e_t = 0,95. Opravný součinitel na zkrácení doby provozu otopné soustavy je volen e_d = 1 (jedná se o nepřerušovaný provoz vytápění). Po dosazení zvolených a vypočtených hodnot dostáváme rovnici (11.3).

$$Q_{vyt,rok} = 24.3600.114500.\frac{225.(20,2-4,3)}{20,2-(-12)}.0,85.0,95.1 = 887,5\ [GJ] \quad (11.3)$$

Pro výslednou potřebu tepla na vytápění musíme zohlednit účinnosti ovlivňujících aspektů. Skutečná potřeba na vytápění je pak dána vztahem (11.4).

$$Q_{skut} = \frac{Q_{D,vyt}}{\eta_K.\eta_O.\eta_R} = \frac{887,5}{0,96.0,99.0,97} = 953\ [GJ] = 264,7\ [Mwh] \quad (11.4)$$

kde

η_K je účinnost plynového kondenzačního kotle [%]

η_K je účinnost obsluhy (regulace) [%]

η_K je účinnost rozvodů [%]

11.2 Výpočet potřeby tepla na přípravu TV

Potřeba tepla na přípravu TV na den pro všech 153 obyvatel za jeden den byla stanovena v kapitole 4.3 na $Q_{2,den,153}$ = 416,4 kWh. Provoz přípravy teplé vody se uvažuje po celý rok. Spotřeba tepla na přípravu TV za celý rok určíme vztahem (11.5).

$$Q_{TV,rok} = Q_{2,den,153}.365 = 416,4.365 = 547150\ MJ \quad (11.5)$$

11.3 Roční potřeba zemního plynu

Pro určení spotřeby zemního plynu je nutné znát jeho výhřevnost. Výhřevnost norského zemního plynu Hu = 39,62 MJ/m^3. Postupně vypočítáme potřebu zemního plynu na vytápění, přípravu TV a celkovou.

Potřeba zemního plynu na vytápění

$$U_{VYT} = \frac{Q_{vyt}}{Hu} = \frac{953912}{39,65} = 24\ 033\ [m^3] \quad (11.6)$$

kde

Hu je výhřevnost norského zemního plynu

Potřeba zemního plynu na přípravu TV

$$U_{TV} = \frac{Q_{TV,rok}}{Hu} = \frac{547150}{39,65} = 13\ 800\ [m^3] \tag{11.7}$$

Celková potřeba zemního plynu

$$U_C = U_{vyt} + U_{TV} = 24033 + 13800 = 37833\ [m^3] \tag{11.8}$$

11.4 Finanční náklady na provoz

Při daném množství odebíraného tepla byla v roce 2016 cena za odebíraný plyn stanovena na 1185 Kč/MWh. Cena tepla za předpokládanou potřebu tepla na vytápění je dána vztahem (11.9)

$$C_{VYT} = C_{MWh}.Q_{d,skut} = 1185.267,7 = 313\ 667\ [Kč/rok] \tag{11.9}$$

kde

C_{MWh} je cena za spotřebované teplo [Kč/MWh]

Cena tepla spotřebovaného na přípravu TV je dána vztahem (11.10)

$$C_{TV} = C_{MWh}.Q_{TV,rok} = 1185.152 = 180\ 103\ [Kč/rok] \tag{11.10}$$

Celková cena tepla je dána součtem cen na VYT a TV (11.11)

$$C = C_{TV} + C_{VYT} = 313\ 667 + 180\ 103 = 493\ 770\ [Kč/rok] \tag{11.11}$$

Z výsledků vyplývá, že cena tepla na vytápění tvoří 63,5 % z celkové ceny energie. V nedávné historii byla tato procenta daleko vyšší. To bylo způsobeno nižší kvalitou stavebních materiálů a technologií. Dříve také nebyl brán takový zřetel na co nejnižší spotřebu tepla. Potřeba tepla na přípravu TV se historicky příliš nemění. U ní záleží především na šetřivosti uživatelů. Teoreticky byla stanovena cena tepla za rok vztažená na jeden byt na 10 973 Kč/rok. Tato cena je jen velmi orientační, jelikož je každý byt jinak velký a různě obydlený. Obdobně se dá spočítat cena na jednoho uživatele na 3227 Kč/rok. Je také velmi orientační z důvodů rozdílného chování jednotlivých uživatelů.

12 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navržení rekonstrukce vytápění a přípravy teplé vody bytového domu. Nejdříve byly stanoveny tepelně technické vlastnosti budovy a porovnány s technickou normou [8]. Byla navržena opatření zateplení stropu technického podlaží, aby bylo vyhověno zmiňované normě. Následně byla dle normy [6] vypočítána teplená ztráta vytápěných prostor na Φ = 114,5 kW, z čehož tvoří 52 % tepelná ztráta větráním.

Na základě vypočtené teplené ztráty byla zvolena kaskáda tří plynových kondenzačních kotlů. Kaskáda bude dodávat tepelnou energii do dvoutrubkové otopné soustavy. Soustava je uzavřená, s nuceným oběhem otopné vody. Soustava je rozdělená na tři zóny, kdy každý vchod tvoří jednu samostatnou zónu. Potrubní systém tvoří spodní horizontální rozvod vedený v podhledu. Ze spodního rozvodu vedou stoupací potrubí pro každý vchod (zónu). Spodní horizontální a stoupací potrubí jsou z ocelových bezešvých trubek. V každém nadzemním podlaží vede ze stoupacího potrubí odbočka pro patrové rozdělovače. Z každého rozdělovače vedou tři okruhy pro jednotlivé byty. Bytové potrubní okruhy jsou z plastového potrubí. Důležitým požadavkem na otopnou soustavu bylo zajištění měření tepla, samostatně pro jednotlivé bytové jednotky. Měření tepla budou zajišťovat kalorimetry umístěné na chodbě za rozdělovačem.

Z hlediska tlakových ztrát byl okruh rozdělen termohydraulickým rozdělovačem na kotlový a spotřebitelský okruh. Tlaková ztráta spotřebitelského okruhu byla spočítána na 25 kPa při maximálním průtoku 1,87 kg/s, které jsou hrazeny oběhovým čerpadlem umístěným za termohydlaulický rozdělovačem. Tlakové ztráty kotlového okruhu (3,5 kPa) hradí čerpadla, která jsou součástí plynového kondenzačního kotle. K vyvážení tlakové ztráty otopné soustavy slouží vyvažovací ventily.

Důležitou součástí správného fungování otopné soustavy je navržená regulace. Byla zvolena ekvitermní regulace otopné soustavy. Kotle jsou regulovány jako kaskáda, která zaručuje plynulé spínání a vypínání kotlů v závislosti na zatížení soustavy.

Na závěr byla spočítána potřeba tepla na vytápění a přípravu teplé vody. Potřeba tepla byla stanovena dle denostupňové metody na 547 150 MJ, z toho potřeba tepla na vytápění tvoří 63,5 %. Náklady na pokrytí potřeby tepla byla podle cen pro Prahu za rok 2016 stanovena na 493 770 Kč/rok.

13 Použitá literatura

[1] Bašta, J., Kabele, K.: Otopné soustavy teplovodní – sešit projektanta. Třetí přepracované vydání. STP 2008, ISBN 978-80-02-02064-6, 96s.

[2] Laboutka. K., Suchánek, T.:Výpočtové tabulky pro vytápění – sešit projektanta. Deváté vydání. STP 2001, ISBN 80-02-01466-9, 207s.

[3] Šafránek. R., Odborný posudek bytového domu Hodonínská 1242 až 1244, Praha 2010, 116s.

[4] Bašta, J.: Regulace v technice prostředí staveb. Česká Republika. Nakladatelství ČVUT. Praha 2014, ISBN 978-80-01-05455, 194s.

[5] Bašta, J.: Otopné plochy a otopná tělesa. Ediční středisko ČVUT, Praha 2016, ISBN 978-80-01-05943-2, 204s.

Technické normy:

[6] ČSN EN 12 831. Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu. Praha: ÚNMZ, 2005

[7] ČSN 73 0540-2. Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky. Praha: ÚNMZ, 2011.

[8] ČSN 73 0540-3. Návrhové hodnoty veličin – Část 3: Požadavky. Praha: ÚNMZ, 2005.

[9] ČSN 06 0320. Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody – Navrhování a projektování. Praha: ÚNMZ 2006.

[10] ČSN 06 1101. Otopná tělesa pro ústřední vytápění. Praha: ÚNMZ 2005.

[11] ČSN 07 0703. Kotelny se zařízeními na plynná paliva. Praha: ÚNMZ 2005.

[12] TNI CEN/TR 1749. Evropský systém třídění spotřebičů plynných paliv podle způsobu odvádění spalin (provedení spotřebičů). Praha: ÚNMZ 2014.

[13] ČSN 06 0830. Tepelné soustavy v budovách – Zabezpečovací zařízení. Praha: ÚNMZ 2014.

Internetové stránky a katalogy firem

[14] Katalog stavebních materiálů. TZB-info.cz [online]. Dostupné z http://www.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000068_katalog.html

[15] Projekční katalog výrobku – ENBRA, a.s. Dostupné z https://www.korado.cz/produkty

[17] Firemní projekční podklady – Siemens, s.r.o. Dostupné z https://w5.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/IBT/mereni_a_regulace/mereni_tepla_a_prutoku/merice_tepla_a_chladu/Documents/31445_N5338C$WFN2.pdf

[18] Projekční katalog výrobku – IVAR CS, a.s. Dostupné z http://www.ivarcs.cz/cz/rozdelovac-osazeny-regulacnimi-sroubenimi-ivar-ci-553

[19] Firemní projekční podklady – Schiedel, s.r.o. Dostupné z https://www.schiedel.com/cz/produkty/keramicke-kominove-systemy/multi/

[20] Projekční katalog výrobku – Regulus spol, s.r.o. Dostupné z http://www.regulus.cz/cz/expanzni-nadoba-hs060

[21] Firemní projekční podklady – Grundfos Sales Cyechia and Slovakia, s.r.o. Dostupné z http://cz.grundfos.com/grundfos-product-center.html

[22] Firemní projekční podklady –Bosch Termotechnika, s.r.o. Dostupné z https://www.buderus.com/cz/media/country-pool/fuer-partner/planunsdokumente/wall_mounted_boilers/pp_gb162_2016_v2_cz_cz.pdf

Poznámky z přednášek a cvičení

[23] Bašta, Jiří: Přednášky z předmětu Vytápění, letní semester 2014/2015

[24] Vavřička, Roman: Cvičení z předmětu Vytápění, letní semester 2014/2015

14 Seznam příloh

Elektronická příloha

Příloha 1 19 – TŽP – 2017 (formát .xlsx)

Výkresová dokumentace:

1. 19 – TŽP – 2017-1 ROZVINUTÉ SCHÉME (A1)
2. 19 – TŽP – 2017-2 PŮDORYS PODZEMNÍHO PODLAŽÍ (A1)
3. 19 – TŽP – 2017-3 PŮDORYS 1. NADZEMNÍHO PODLAŽÍ (A1)
4. 19 – TŽP – 2017-4 PŮDORYS 2. NADZEMNÍHO PODLAŽÍ (A1)
5. 19 – TŽP – 2017-5 PŮDORYS 3. NADZEMNÍHO PODLAŽÍ (A1)
6. 19 – TŽP – 2017-6 PŮDORYS 4. NADZEMNÍHO PODLAŽÍ (A1)
7. 19 – TŽP – 2017-7 PŮDORYS 5. NADZEMNÍHO PODLAŽÍ (A1)