

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

STUDIE VYTÁPĚNÍ BYTOVÉHO DOMU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Špidla** Jméno: **Luděk** Osobní číslo: **369892**
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:

Studie vytápění bytového domu

Název diplomové práce anglicky:

Study of Heating for Residential Building

Pokyny pro vypracování:

Seznam doporučené literatury:

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: **27.10.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **16.01.2017**

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

Souhrn

Diplomová práce se zabývá vytápěním. V rámci práce je vypracována studie vytápění zadaného bytového domu. Jsou navrženy tepelně technické parametry budovy splňující požadavky normy ČSN 73 0540-2/2011. Tepelné ztráty jsou vypočteny podle ČSN EN 12 831. Ve studii je využito jednotrubkové horizontální otopné soustavy se směšovacími armaturami a také jednotrubkové horizontální otopné soustavy s jezdeckým napojením otopných těles. Otopná soustava je navržena s ohledem na měření spotřeby tepla v bytech. Volba otopných ploch je provedena s ohledem na tepelnou pohodu uživatel. Je vybrán zdroj tepla s přihlédnutím k celkovým nákladům. Je vypočtena potřeba teplé vody a navržen ohřívač teplé vody. Nedílnou součástí práce je výkresová dokumentace a výpočtové programy, které je možné s mírnou modifikací použít i na jiné projekty.

Klíčová slova: vytápění, výpočet tepelné ztráty, příprava teplé vody, jednotrubkové otopné soustavy

Summary

The thesis deals with heating. A study of heating for an assigned residential building is made in the thesis. Thermal resistance, that meets the requirements of the norm ČSN 73 0540-2/2011, is designed. Heat loss is calculated on the basis of the norm ČSN EN 12 831. A single-pipe heating system with mixing valves and also a single-pipe heating system with by-passes are used in the study. The system is designed with respect to measuring the heat energy consumption in flats. Heating surface is chosen with respect to thermal comfort of occupants. A heat source is chosen with regard to live cycle costs. A demand of hot water preparation is solved and a storage water heater is designed. As a part of the study there is a drawing documentation and calculation programs, that can be used on another projects with a small modification.

Key words: heating, heat loss calculation, hot water preparation, single-pipe heating systems

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Studie 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 13. 1. 2017

Luděk Špidla

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval Prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D. za odborné vedení mé diplomové práce a za cenné rady a připomínky, kterými přispěl k vypracování této práce.

Seznam značek

Písmena latinské abecedy:

A	[m ²]	plocha
b_u	[-]	teplotní redukční činitel
c_p	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita vzduchu
c	[kWh/m ³ .K]	měrná tepelná kapacita vody
c_w	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita vody při daných podmínkách
d	[m]	průměr potrubí
f_{g1}	[-]	korekční činitel (vliv ročních změn venkovní teploty)
f_{g2}	[-]	teplotní redukční činitel
$f_{\Delta t}$	[-]	opravný součinitel na teplotní rozdíl
f_x	[-]	opravný součinitel na připojení otopného tělesa
G_w	[-]	korekční činitel zohledňující vliv spodní vody
H	[W/K]	měrná tepelná ztráta
H_{OT}	[m]	výška OT
H_{OK}	[m]	výška okna
H_U	[kWh/m ³]	výhřevnost
H_O	[kWh/m ³]	spalné teplo
k	[m]	drsnota potrubí
l	[m]	délka úseku
M	[kg/s]	hmotnostní průtok
N	[Kč/m.rok]	celkové měrné náklady
n	[-]	počet osob nebo teplotní exponent
p	[Pa]	tlak
Δp_{ξ}	[kPa]	dopravní tlak oběhového čerpadla
Δp_z	[Pa]	tlaková ztráta
Q	[Wh]	množství tepla
R	[Pa/m]	měrná tlaková ztráta
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
R_{si}	[m ² .K/W]	vnitřní tepelný odpor při přestupu tepla
R_{se}	[m ² .K/W]	vnější tepelný odpor při přestupu tepla
s_i	[m]	je tloušťka stěny i-té stavební konstrukce
s	[-]	součinitel současnosti
S	[m]	tloušťka izolace
t	[°C]	Celsiova teplota
t_e	[°C]	venkovní teplota
$t_{e,N}$	[°C]	výpočtová (jmenovitá) venkovní teplota
t_i	[°C]	vnitřní teplota
t_{OK}	[°C]	vnitřní povrchová teplota okna
t_{mT}	[°C]	střední teplota vody na otopném tělese
t_v	[°C]	teplota vzduchu
t_{w1}	[°C]	teplota přívodní otopné vody

$t_{w1,N}$	[°C]	návrhová (jmenovitá) teplota přívodní otopné vody
t_{w2}	[°C]	teplota vratné otopné vody
$t_{w2,N}$	[°C]	návrhová (jmenovitá) teplota vratné otopné vody
T	[K]	termodynamická teplota
U	[W/m ² .K]	součinitel prostupu tepla
U_d	[m ³]	roční potřeba paliva
ΔU_{tbk}	[W/m ² .K]	přirážka na tepelné mosty
V	[m ³]	objem
\dot{V}	[m ³ /h]	objemový průtok
w	[m/s]	střední rychlost podle průtoku v úseku

Písmena řecké abecedy:

α_T	[-]	součinitel zatékání
$\alpha_{i,OK}$	[W/m ² .K]	je součinitel přestupu tepla na vnitřní straně okna
δ_{TO}	[K]	rozdíl přívodní a vratné teploty otopné vody
η	[Pa.s]	dynamická viskozita tekutiny
nebo		
η	[-]	stupeň využití expanzní nádoby
Φ_i	[W]	tepelná ztráta vytápěného prostoru
λ	[W/m.K]	součinitel tepelné vodivosti
nebo		
λ	[-]	součinitel třecí ztráty
θ_e	[°C]	venkovní výpočtová teplota
θ_{int}	[°C]	vnitřní výpočtová teplota
$\theta_{m,e}$	[°C]	přůměrná venkovní teplota za otopné období
θ_u	[°C]	teplota nevytápěného prostoru
Θ	[K/W]	ochlazení vody na jednotku výkonu okruhu
ρ	[kg/m ³]	hustota
ζ_i	[-]	součinitel místního odporu daného prvku

1. Obsah

1. Obsah	7
2. Úvod.....	10
3. Popis objektu.....	10
3.1 Požadavky na novostavbu.....	11
3.2 První podzemní podlaží.....	11
3.3 První až čtvrté nadzemní podlaží.....	11
3.4 Tepelně technické vlastnosti	12
4. Výpočet tepelných ztrát.....	14
4.1 Základní vstupní údaje	14
4.2 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru.....	15
4.2.1 Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy.....	16
4.2.2 Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem	16
4.2.3 Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu.....	17
4.2.4 Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu.....	18
4.3 Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	18
4.3.1 Přirozené větrání.....	19
4.3.2 Nucené větrání.....	20
5. Příprava teplé vody.....	23
5.1 Výpočet potřeby teplé vody	23
5.2 Volba systému.....	25
5.3 Dimenzování zásobníkového ohříváče	26
6. Výpočet tepelného příkonu a volba zdroje tepla.....	29

6.1	Návrhový tepelný výkon	29
6.2	Volba zdroje tepla	30
6.2.1	Popis plynových kotlů	34
6.2.2	Faktory ovlivňující efektivní využití kondenzačního kotle	35
6.2.3	Odvod kondenzátu.....	37
6.2.4	Charakter kondenzátu plynových kotlů.....	38
6.2.5	Nakládání s kondenzátem.....	38
7.	Odvod spalin od plynových spotřebičů	39
7.1	Plynový kotel.....	40
7.2	Přímo ohříváný zásobníkový ohříváč teplé vody	41
8.	Otopná soustava.....	42
8.1	Teorie jednotrubkové otopné soustavy	42
8.1.1	Jednotrubková otopná soustava s čtyřcestnou směšovací armaturou 43	
8.1.2	Jednotrubková otopná soustava s jezdeckým napojením OT	46
8.2	Hydraulický výpočet potrubní sítě	47
8.3	Otopná tělesa.....	54
8.3.1	Volba typu otopných těles.....	55
8.3.2	Kontrola výšky otopného tělesa	56
8.3.3	Kontrola provozního přetlaku otopného tělesa	57
8.4	Pojistná a zabezpečovací zařízení	57
8.4.1	Návrh pojistného zařízení	57
8.4.2	Návrh zabezpečovacího zařízení.....	57
8.4.3	Nastavení požadovaného pracovního přetlaku.....	59
8.5	Oběhová čerpadla.....	59
8.5.1	Oběhové čerpadlo nadzemního vytápěcího okruhu	60
8.5.2	Oběhové čerpadlo podzemního vytápěcího okruhu	63
8.6	Tepelná izolace rozvodů	64
9.	Regulace	65

10. Montáž	67
10.1 Montáž potrubí	67
11. Potřeba tepla	67
11.1 Roční potřeba tepla pro vytápění	67
11.2 Měření spotřeby tepla na vytápění	68
11.3 Roční potřeba tepla pro přípravu teplé vody	69
11.4 Měření spotřeby tepla na přípravu teplé vody.....	69
11.5 Celková roční potřeba tepla a paliva	69
12. Diskuze	70
13. Seznam tabulek	71
14. Seznam obrázků.....	71
15. Použitá literatura	72
Seznam elektronických příloh.....	74
Seznam výkresové dokumentace.....	74

2. Úvod

Diplomová práce řeší vytápění a přípravu teplé vody v novostavbě bytového domu. Práce se zabývá návrhem a kontrolou jednotlivých skladeb stavebních konstrukcí a výplní otvorů tak, aby skladby a výplně splňovaly požadavky normy ČSN 73 0540. Zdroj tepla je umístěn v technické místnosti v suterénu. Požadavkem na projekt vytápění je snadné měření spotřeby tepla na vytápění a spotřeby tepla na přípravu teplé vody pro jednotlivé byty a bar v suterénu. Tomu je přizpůsobena volba typu otopné soustavy.

Pro vytápění bytů je využita jednotrubková horizontální otopná soustava se spodním rozvodem. Pod stropem suterénu je veden hlavní ležatý rozvod a z něj jsou vyvedena dvě stoupací potrubí do bytových jader. Každý byt je napojen pouze na jedno stoupací potrubí tak, aby mohl být pro jeden byt využit pouze jeden měřič tepla. V jednotlivých bytech je využit jednotrubkový horizontální okruh s napojením otopných těles pomocí čtyřcestných směšovacích armatur.

Pro vytápění prostor suterénu je využita jednotrubková horizontální otopná soustava s jezdeckým napojením otopných těles. Spotřeba tepla na vytápění celého suterénu bude opět měřena pouze jedním měřičem tepla.

Práce řeší centrální přípravu teplé vody pro celý objekt v technické místnosti a nezabývá se návrhem rozvodů teplé vody.

Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace.

Cílem návrhu jednotlivých částí systému vytápění a přípravy teplé vody je dlouhodobá funkčnost, dostatečný tepelný komfort uživatelů a rozumná míra investičních a provozních nákladů.

3. Popis objektu

Bytový dům je pomyslně umístěn v obci Mimoň a venkovní výpočtová teplota θ_e je zde -15°C . Dům má pět podlaží (jedno podzemní a čtyři nadzemní podlaží) a nevytápěnou půdu. Půda je uvažována jako těsná s tepelnou izolací a pro potřeby výpočtu tepelných

ztrát zde bude (dle normy ČSN 06 0210) uvažováno s teplotou nevytápěného prostoru $\theta_u = 0^\circ\text{C}$. Základní geometrie objektu je patrná z přiložené výkresové dokumentace.

3.1 Požadavky na novostavbu

Základním požadavkem na projekt vytápění je volba skladeb jednotlivých konstrukcí a výplní směrem ke splnění současných požadavků.

Dalším požadavkem je možnost jednoduše a dostatečně přesně měřit spotřebu tepla na vytápění jednotlivých bytů tak, aby náklady spojené s vytápěním mohly být rozúčtovány mezi jednotlivé spotřebitele.

Dalším požadavkem je měření spotřeby tepla pro přípravu teplé vody a možnost rozúčtování nákladů na jednotlivé spotřebitele.

Dalšími požadavky na projekt vytápění jsou dlouhodobá funkčnost systému, dostatečný tepelný komfort uživatelů a nízké investiční a provozní náklady.

3.2 První podzemní podlaží

První podzemní podlaží (1.PP) je z větší části zapuštěno pod úroveň terénu. Úroveň terénu zasahuje 1,9 m nad čistou podlahu 1.PP. V 1.PP jsou prostory baru, bowlingová dráha a technická místnost určená pro přípravu teplé vody, zdroj tepla a další části otopné soustavy.

3.3 První až čtvrté nadzemní podlaží

Nadzemní podlaží (1.NP až 4.NP) mají stejné dispoziční řešení. Každé podlaží je rozděleno na dva byty. Byty v západní části jsou svou dispozicí 2+1 a byty ve východní části jsou 4+1. Celkem se tedy jedná o 8 bytových jednotek. Východní byty mají vlastní vchod a schodiště a totéž platí pro západní byty. Pro snadnější orientaci jsou pokoje západních bytů v názvu označeny písmenem A a pokoje východní písmenem B. Všechny byty mají hygienická zařízení vybavená stejnými zdravotně technickými zařizovacími předměty, a to vanou, umyvadlem, dřezem a toaletou. Každým bytem prostupuje šachta určená pro technické rozvody.

3.4 Tepelně technické vlastnosti

Od 1. 11. 2011 do současnosti je v účinnosti závazná norma ČSN 73 0540 a je tedy nutné splnit alespoň požadované hodnoty součinitele prostupu tepla pro jednotlivé konstrukce. Pro splnění požadavku na nízké provozní náklady bylo přistoupeno při návrhu skladeb stavebních konstrukcí k volbě spíše doporučených hodnot součinitele prostupu tepla. Nízký součinitel prostupu tepla konstrukcí má zároveň vliv na tepelnou pohodu, protože zvyšuje vnitřní povrchovou teplotu stěn a výplní a ta zvyšuje střední radiační teplotu.

Základním materiálem zdiva bytového domu jsou pórobetonové tvárnice. Z pohledu tepelně technických vlastností se jedná o zdivo s velmi nízkým součinitelem tepelné vodivosti a jeho použití vede na menší tloušťky izolací. Například zdivo složené pouze z pórobetonové tvárnice o tloušťce 375 mm by mělo součinitel prostupu tepla $U = 0,384 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, kde požadovaná hodnota pro vnější stěnu je $0,3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Je tedy navíc nutné opatřit vnější stěny izolací. Konkrétně byly vybrány přesné tvárnice pórobetonové YTONG P4-500 se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda = 0,137 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Tyto tvárnice jsou využity na veškerých vnějších stěnách a v nosné vnitřní stěně. Vnější stěny mají na vnějším povrchu izolaci z polystyrenu. Byl zvolen výrobek firmy Isover EPS 70F se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda = 0,039 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (naměřeno podle ČSN EN 12 667). Stěny nejnižšího podlaží přilehlé k zemině jsou opatřeny izolací Isover SOKL 3000, která je určena k izolaci suterénních částí objektu a má součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,035 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Pro vnitřní příčky byly zvoleny přesné příčkovky pórobetonové YTONG P2-500. Základová deska je z železobetonu.

Součinitel prostupu tepla složené rovinné stěny je dle ČSN EN ISO 6946 dán vztahem

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + R_{se}} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (1)$$

kde

R_{si} [m².K/W], je vnitřní tepelný odpor při přestupu tepla;

R_{se} [m².K/W], je vnější tepelný odpor při přestupu tepla;

s_i [m], je tloušťka stěny i-té stavební konstrukce;

λ_i [W/m.K], je součinitel tepelné vodivosti i-té stavební konstrukce.

Hodnoty vnitřního a vnějšího tepelného odporu rovinných neprůsvitných ploch byly stanoveny dle ČSN EN ISO 6946 podle následující Tabulky 1.

Tepelný odpor při přestupu tepla [m ² .K/W]	Směr tepelného toku		
	nahoru	vodorovně	dolů
R_{si}	0,10	0,13	0,17
R_{se}	0,04	0,04	0,04

Tabulka 1 - Vnitřní a vnější tepelný odpor při přestupu tepla dle ČSN EN ISO 6946

K takto vypočtenému součiniteli prostupu tepla je dále přičtena přírážka na tepelné mosty ΔU_{tbk} . Podle ČSN 73 0540-4 byla pro konstrukci s mírnými tepelnými mosty (typové či opakované řešení) zvolena hodnota $\Delta U_{tbk} = 0,05 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Výplněmi okenních otvorů budou plastová okna. Byla vybrána plastová okna VEKRA Design EVO. Jedná se o provedení se šesti komorami v rámu a trojitým zasklením. Pro variantu se zasklením $U_g = 0,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ výrobce uvádí hodnotu součinitele prostupu tepla oknem $U_w = 0,78 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Do dveřních otvorů byly vybrány plastové dveře VEKRA Prima. Pro variantu se zasklením $U_g = 0,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ výrobce uvádí hodnotu součinitele prostupu tepla $U_d = 1,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Hodnota součinitele prostupu tepla pro vnitřní dveře je uvažována podle ČSN 73 0540-3 pro vnitřní dveře dřevěné, tedy $U = 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Složení veškerých skladeb použitých konstrukcí včetně jednotlivých součinitelů tepelné vodivosti uvádí Příloha 1. Výsledné hodnoty součinitele prostupu tepla v porovnání s požadovanými hodnotami podle ČSN 73 0540-2:2011 uvádí následující Tabulka 2. Hodnoty součinitele prostupu tepla pro podlahu a stěnu vytápěného prostoru přilehlé k zemině v této tabulce odpovídají výpočtu podle ČSN 73 0540-4 (tj. bez vlivu zeminy).

Součinitel prostupu tepla					
	vypočtená hodnota	popis konstrukce dle ČSN 73 0540	požadovaná hodnota	doporučená hodnota	doporučená hodnota pro pasivní budovy
název konstrukce	U_{kc} [W/m ² .K]		$U_{N,20}$ [W/m ² .K]	$U_{rec,20}$ [W/m ² .K]	$U_{pas,20}$ [W/m ² .K]
obvodová stěna	0,25	Stěna vnější	0,30	těžká: 0,25 lehká: 0,20	0,18 až 0,12
strop pod půdou	0,23	Strop a stěna vnitřní z vytápěného k nevytápěnému prostoru	0,6	0,4	0,30 až 0,20
obvodová stěna přilehlá k zemině	0,24	Podlaha a stěna vytápěného prostoru přilehlá k zemině	0,85	0,6	0,45 až 0,30
podlaha na zemině	0,30	Podlaha a stěna vytápěného prostoru přilehlá k zemině	0,85	0,6	0,45 až 0,30
okno	0,78	Výplň otvoru ve vnější stěně a strmé střeše, z vytápěného prostoru do venkovního prostředí, kromě dveří	1,5	1,2	0,8 až 0,6
stěna vnitřní 270 mm	0,38	Strop a stěna vnitřní z vytápěného k nevytápěnému prostoru	0,6	0,4	0,30 až 0,20

Tabulka 2 - Součinitele prostupu tepla

Z Tabulky 2 je patrné, že výsledné hodnoty součinitelů prostupu tepla většinou odpovídají dokonce hodnotám doporučeným pro pasivní domy s výjimkou obvodové stěny a vnitřní stěny, které odpovídají doporučeným hodnotám. Vnitřní stěna s šířkou 270 mm a strop pod půdou jsou zde posuzovány, protože oddělují vnitřní vytápěné prostory od nevytápěných prostor.

4. Výpočet tepelných ztrát

4.1 Základní vstupní údaje

Výpočet tepelných ztrát byl proveden podle ČSN EN 12 831. V práci je i vzhledem k nutnosti návrhu otopných těles vypočtena tepelná ztráta pro každou místnost

odděleně. Norma uvádí základní údaje nutné pro výpočet jednak na obecné úrovni a jednak specifické údaje v národní příloze. Obecný údaj je možné využít pouze pokud není k dispozici národní údaj. Základními údaji jsou:

- Venkovní výpočtová teplota – $\theta_e = -15^\circ\text{C}$ (pro uvažovanou lokalitu)
- Průměrná venkovní teplota za otopné období - $\theta_{m,e} = 3,3^\circ\text{C}$ (pro uvažovanou lokalitu)
- Vnitřní výpočtová teplota - $\theta_{int,i}$ (Pro vnitřní obytné místnosti se uvažuje 20°C a pro koupelny 24°C)
- Geometrie budovy
- Součinitele prostupu tepla jednotlivých stavebních částí

Výpočet byl proveden s využitím programu Microsoft Excell a je součástí Přílohy 1. Výpočtový program byl sestaven tak, aby byl uživatelsky přijatelný a použitelný i na jiné projekty. Následující kapitoly popisují jednotlivé kroky výpočtu podle ČSN EN 12 831.

Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru je dána součtem návrhové tepelné ztráty prostupem tepla vytápěného prostoru a návrhové tepelné ztráty větráním vytápěného prostoru.

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

kde

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

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

4.2 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru je tepelný tok z vytápěného prostoru do venkovního prostředí přes ohraničující plochy při venkovní výpočtové teplotě a je dána vztahem.

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (3)$$

kde

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

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

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

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

$\theta_{int,i}$ [W/K], je vnitřní výpočtová teplota vytápěného prostoru;

θ_e [W/K], je venkovní výpočtová teplota.

Výpočet tepelné ztráty prostupem pro jednotlivé místnosti uvádí formou tabulky Příloha 1.

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

Tento součinitel je v práci použit u obvodových stěn a výplň otvorů a je dán vztahem

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_{kc} \cdot e_k \quad [W] \quad (4)$$

kde

A_k [m²], je plocha stavební části;

U_{kc} [W/m².K], je korigovaný součinitel prostupu tepla stavební části (hodnoty jsou v Tabulce 2;

e_k [-], je korekční korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům při uvažování klimatických vlivů jako je různé oslunění, pohlcování vlhkosti stavebními díly, rychlost větru (hodnoty činitele nejsou v národní příloze uvedeny, proto je zvolena základní hodnota $e_k = 1$).

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

Součinitel je v práci použit u stropu pod nevytápěnou půdou a u stěn mezi nevytápěným schodištěm a vytápěnou místností. Součinitel je dán vztahem

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_{kc} \cdot b_u \quad [\text{W}] \quad (5)$$

kde

b_u [-], je teplotní redukční čítel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhovou teplotou a stanoví se podle vztahu

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-] \quad (6)$$

kde

θ_u [-], je teplota nevytápěného prostoru.

4.2.3 Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu

Součinitel v práci nachází uplatnění u podlahy suterénu a u stěn suterénu přilehlých k zemině a je dán vztahem

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left(\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k} \right) \cdot G_w \quad [\text{W}] \quad (7)$$

kde

f_{g1} [-], korekční čítel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty;

f_{g2} [-], teplotní redukční čítel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou teplotou a výpočtovou venkovní teplotou;

$U_{equiv,k}$ [W/m².K], ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části;

G_w [-], korekční čítel zohledňující vliv spodní vody.

Hodnoty čítelů nejsou v národní příloze uvedeny, proto jsou zvoleny základní hodnoty podle přílohy D.4.3, tedy $f_{g1} = 1,45$ a $G_w = 1$ (pro vzdálenost spodní vody od základů větší než 1 m). Teplotní čítel je dán vztahem

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-] \quad (8)$$

kde

$\theta_{m,e}$ [°C], je roční průměrná venkovní teplota.

Ekvivalentní součinitel prostupu tepla se stanoví podle tabulek nebo grafů v ČSN EN 12 831 na základě součinitele prostupu tepla konstrukce, hloubce uložení základové desky pod úroveň terénu a charakteristického parametru B' , který je dán vztahem

$$B' = \frac{Ag}{0,5 \cdot P} \quad [-] \quad (9)$$

kde

Ag [m²], je plocha uvažované podlahové konstrukce;

P [m], je délka obvodových stěn oddělujících vytápěný prostor od venkovního prostředí.

4.2.4 Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu

Součinitel je v práci použit například mezi koupelnou a okolními místnostmi a je dán vztahem

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} \cdot A_k \cdot U_k \quad [W] \quad (10)$$

kde

f_{ij} [-], je redukční teplotní číselník a vypočítá se podle vztahu

$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{vyt. \text{ sousedního prostoru}}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-] \quad (11)$$

4.3 Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru

Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru se vypočte podle vztahu

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W] \quad (12)$$

kde

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

$$H_{V,i} = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V}_i \quad [\text{W/K}] \quad (13)$$

kde

ρ [kg/m³], je hustota vzduchu;

c_p [kJ/kg.K], je měrná tepelná kapacita vzduchu;

\dot{V}_i [m³/s], je průtok vzduchu o venkovní teplotě (ačkoli norma nepřesně uvádí termín „výměna vzduchu ve vytápěném prostoru“).

Za předpokladu běžných hodnot hustoty vzduchu a měrné tepelné kapacity vzduchu při vnitřní teplotě lze zjednodušit na vztah

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i \quad [\text{W/K}] \quad (14)$$

kde

\dot{V}_i [m³/h], je průtok vzduchu o venkovní teplotě a závisí na použitém způsobu větrání v daném prostoru. První podzemní podlaží je větráno nuceně s rekuperací a zbylá podlaží jsou větrána přirozeně.

4.3.1 Přirozené větrání

Přirozené větrání je větrání provětráváním a infiltrací. Provětráváním je větrání otevíráním oken nebo dveří. Infiltrace je větrání netěsnostmi oken a dveří. Průtok venkovního vzduchu je pak dán větší z hodnot průtoku vzduchu infiltrací a minimálního průtoku vzduchu z hygienického požadavku.

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{inf,i}; \dot{V}_{min,i}) \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (15)$$

kde

$\dot{V}_{inf,i}$ [m³/h], je průtok vzduchu infiltrací daný rovnicí (16);

$\dot{V}_{min,i}$ [m³/h], je minimálního průtoku vzduchu z hygienického požadavku daný rovnicí (17).

$$\dot{V}_{inf,i} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (16)$$

kde

V_i $[\text{m}^3]$, je objem místnosti;

n_{50} $[1/\text{h}]$, je intenzita výměny vzduchu při tlakovém rozdílu 50 Pa uvnitř a vně budovy;

e_i $[-]$, je stínící činitel;

ε_i $[-]$, je výškový korekční činitel.

Vzhledem k tomu, že v národní příloze nejsou tyto tři parametry uvedeny, bylo použito základních hodnot podle příloh D.5.2, D.5.3 a D.5.4.

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

kde

n_{min} $[1/\text{h}]$, je minimální intenzita výměny venkovního vzduchu (vyplývá z hygienického požadavku). Hodnoty minimální intenzity nejsou uvedeny v národní příloze a proto by měly být použity základní hodnoty podle přílohy D.5.1. Minimální hodnota je zde $n_{min} = 0,5$ 1/h pro obytné místnosti. Nicméně platná norma ČSN EN 15 665/Z1 uvádí minimální hodnotu $n_{min} = 0,3$ 1/h a vzhledem k tomu, že chodby v bytech nemají okna, byla v těchto chodbách pro výpočet použita hodnota $n_{min} = 0,3$ 1/h.

4.3.2 Nucené větrání

Při nuceném větrání většinou není do místnosti přiváděn vzduch o venkovní teplotě. To je i případ 1.PP, kdy do místnosti je přes vířivé anemostaty přiváděn vzduch o teplotě $\theta_{su,i} = 15^\circ\text{C}$. Proto se použije redukční teplotní činitel $f_{v,i}$. Otopná soustava tedy hraří jen část tepelné ztráty větráním. Průtok vzduchu o venkovní teplotě je dán vztahem

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{inf,i} + \dot{V}_{su,i} \cdot f_{v,i} + \dot{V}_{mech,inf,i} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (18)$$

kde

$\dot{V}_{su,i}$ $[\text{m}^3/\text{h}]$, je průtok přiváděného vzduchu do místnosti;

$\dot{V}_{mech,inf,i}$ [m³/h], je rozdíl průtoků mezi nuceně odváděným a přiváděným vzduchem (větrání je rovnotlaké a proto je roven nule);

$f_{v,i}$ [m³/h], je redukční teplotní činitel daný vztahem

$$f_{v,i} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{su,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-] \quad (19)$$

kde

$\theta_{su,i}$ [°C], je teplota přiváděného vzduchu.

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty návrhové tepelné ztráty prostupem tepla a návrhové tepelné ztráty větráním pro jednotlivé místnosti. Dále jsou zde celkové hodnoty pro jednotlivá podlaží a v posledním řádku celkové hodnoty pro celý bytový dům.

č.m.	název místnosti	pdl. plocha [m ²]	$\Phi_{T,i}$ [W]	n_{min} [-]	$V_{min,i}$ [m ³ /h]	$H_{V,i}$ [W/K]	$\Phi_{V,i}$ [W]	Φ_i [W]
001	zázemí baru	9	149			4	133	300
002	bar	23	283			10	339	660
004	chodba	19	203			4	127	340
005	sklad	9	178			2	63	260
006	bowling	45	415			18	647	1130
007	WC	17	255			6	202	490
1.PP		122	1676				1511	3190
101	chodba A	11	114	0,3	10	3	115	230
102	WC A	1	39	1,5	6	2	75	110
103	koupelna A	4	102	1,5	17	6	203	310
104	kuchyň A	9	66	1,5	41	14	482	550
105	pokoj B3	15	160	0,5	23	8	273	430
106	kuchyň B	9	66	1,5	41	14	482	550
107	WC B	1	39	1,5	6	2	75	110
108	koupelna B	4	102	1,5	17	6	203	310
109	chodba B	11	114	0,3	10	3	115	230
110	pokoj B1	13	245	0,5	20	7	232	480
111	pokoj B2	15	165	0,5	23	8	270	430
112	pokoj B4	14	160	0,5	21	7	253	410
113	pokoj A2	14	160	0,5	21	7	253	410
114	pokoj A1	13	245	0,5	20	7	237	480
1.NP		135	1776		275		3269	5050

201	chodba A	11	114	0,3	10	3	115	230
202	WC A	1	39	1,5	6	2	75	110
203	koupelna A	4	94	1,5	17	6	203	300
204	kuchyň A	9	66	1,5	41	14	482	550
205	pokoj B3	15	160	0,5	23	8	273	430
206	kuchyň B	9	66	1,5	41	14	482	550
207	WC B	1	39	1,5	6	2	75	110
208	koupelna B	4	94	1,5	17	6	203	300
209	chodba B	11	114	0,3	10	3	115	230
210	pokoj B1	13	245	0,5	20	7	232	480
211	pokoj B2	15	165	0,5	23	8	270	430
212	pokoj B4	14	160	0,5	21	7	253	410
213	pokoj A2	14	160	0,5	21	7	253	410
214	pokoj A1	13	245	0,5	20	7	237	480
2.NP		135	1761		275		3269	5030
3.NP		135	1761		275		3269	5030
401	chodba A	11	164	0,3	10	3	115	280
402	WC A	1	45	1,5	6	2	75	120
403	koupelna A	4	114	1,5	17	6	203	320
404	kuchyň A	9	108	1,5	41	14	482	590
405	pokoj B3	15	231	0,5	23	8	273	500
406	kuchyň B	9	108	1,5	41	14	482	590
407	WC B	1	45	1,5	6	2	75	120
408	koupelna B	4	114	1,5	17	6	203	320
409	chodba B	11	164	0,3	10	3	115	280
410	pokoj B1	13	305	0,5	20	7	232	540
411	pokoj B2	15	235	0,5	23	8	270	500
412	pokoj B4	14	226	0,5	21	7	253	480
413	pokoj A2	14	226	0,5	21	7	253	480
414	pokoj A1	13	291	0,5	20	7	237	530
4.NP		135	2377		275		3269	5650
celkem		662	9350		1099		14587	23940

Tabulka 3 - Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla a větráním

Celková návrhová tepelná ztráta vytápěných prostor je 23,9 kW. Měrná tepelná ztráta vztažená na podlahovou plochu celé budovy je 36 W/m². V 1.PP je díky rekuperaci tepla dosaženo hodnoty měrné ztráty tepla 26 W/m², v 1. až 3.NP je měrná ztráta tepla 37 W/m² a ve 4.NP 42 W/m². Nadzemní podlaží jsou dispozičně stejná a mají stejnou tepelnou ztrátu větráním, ale 1.NP má nepatrně vyšší tepelnou ztrátu prostupem tepla kvůli rozdílným teplotám v 1.PP. Stejnou tepelnou ztrátu mají 2.NP a 3.NP. V nejvyšším 4.NP se podle očekávání projevuje tepelný tok do nevytápěné půdy a toto podlaží vykazuje o 35% vyšší tepelnou ztrátu prostupem než ostatní nadzemní podlaží. Z celkových hodnot je například patrné, že tepelná ztráta větráním je o 59% vyšší než

tepelná ztráta prostupem tepla. To je způsobeno dobrými tepelně technickými vlastnostmi konstrukcí a absencí rekuperace tepla v nadzemních podlažích. Pro další snižování celkové tepelné ztráty (a tím i potřeby tepla na vytápění) by bylo vhodné zaměřit se na snížení tepelné ztráty větráním. Využití nuceného větrání s rekuperací tepla (s účinností rekuperace 65%) i v bytech nadzemních podlaží by vedlo ke snížení celkové návrhové tepelné ztráty objektu o 19%.

5. Příprava teplé vody

Teplá voda (TV) se v objektu spotřebovává jednak v bytech v nadzemních podlažích, a jednak v provozu baru v 1.PP. Byty jsou vybaveny vždy umyvadlem, dřezem a vanou. Uvažuje se s průměrnou obsazeností v bytech 3 osoby na byt. Celkem se jedná o 24 osob v bytových jednotkách. V baru se teplá voda spotřebovává na mytí nádobí, úklid a v hygienických zařízeních. Uvažuje se pouze výdej jídel (50 jídel denně) a využití myčky nádobí.

5.1 Výpočet potřeby teplé vody

Nejdříve je nutné spočítat potřebu teplé vody, tedy objem teplé vody, který je potřeba připravit za den. Výpočet byl proveden podle ČSN 06 0320 s výjimkou potřeby TV pro osobu v bytovém objektu. Norma v Tabulce C.4 uvádí dávku 82 l/os.den. Dále v Tabulce C.5 je uveden součinitel s hodnotou 0,85 (pro 10 bytů). To potřebu TV sníží na 70 l/os.den. Tato hodnota, ale neodpovídá běžným současným spotřebám TV v bytových domech. Reálná spotřeba potvrzená mnohými měřeními je do 40 l/os.den při teplotě TV 60°C. Norma požaduje v Tabulce C.1 teplotu na výstupu z kuchyňského dřezu 55°C a s touto teplotou je tedy počítáno jako s minimální výstupní teplotou. To odpovídá dávce 45 l/os.den při teplotě TV 55°C a tato dávka je použita ve výpočtu.

Potřeba TV pro bytové jednotky se tedy vypočítá podle

$$V_{TV,byty} = V_i \cdot n_i \quad [m^3] \quad (20)$$

kde

V_i [m³], je dávka TV na osobu v bytě;

n_i [-], je počet osob.

$$V_{byty} = 0,045 \cdot 24 = 1,08 \text{ m}^3$$

Objem teplé vody pro provoz baru je dán součtem

$$V_{TV,bar} = V_o \cdot V_j \cdot V_u \quad [\text{m}^3] \quad (21)$$

kde

V_o $[\text{m}^3]$, je potřeba TV mytí osob;

V_j $[\text{m}^3]$, je potřeba TV pro mytí nádobí;

V_u $[\text{m}^3]$, je potřeba TV pro mytí podlah a úklid.

$$V_o = n_i \cdot V_d \quad [\text{m}^3] \quad (22)$$

kde

V_d $[\text{m}^3]$, je dávka TV na mytí osob (dle Tabulky C.3 pro hygienická zařízení podniků, pro umyvadla, měrná jednotka 1 os./sm, $V_d = 0,02 \text{ m}^3$);

$$V_o = 3 \cdot 0,02 = 0,06 \text{ m}^3$$

$$V_j = n_j \cdot V_d \cdot s \quad [\text{m}^3] \quad (23)$$

kde

n_j [-], je počet jídel;

V_d $[\text{m}^3]$, je zde dávka TV na mytí nádobí (dle Tabulky C.3 pro výdej jídel, $V_d = 0,001 \text{ m}^3$);

s [-], je součinitel současnosti (při využití myčky nádobí $s = 0,5$).

$$V_j = 50 \cdot 0,001 \cdot 0,5 = 0,025 \text{ m}^3$$

$$V_u = n_u \cdot V_d \quad [\text{m}^3] \quad (24)$$

kde

n_u [-], je počet (výměr) ploch;

V_d $[\text{m}^3]$, je dávka TV na mytí podlah a úklid (dle Tabulky C.3, $V_d = 0,02 \text{ m}^3/100 \text{ m}^2$ podlahy).

$$V_u = 1,2 \cdot 0,02 = 0,024 \text{ m}^3$$

$$V_{TV,bar} = V_o \cdot V_j \cdot V_u = 0,06 + 0,025 + 0,024 = 0,109 \text{ m}^3$$

Celková potřeba teplé vody pro byty a bar je

$$V_{TV} = V_{TV,byty} + V_{TV,bar} = 1,08 + 0,109 = 1,189 \text{ m}^3$$

5.2 Volba systému

Cílem je navrhnout ústřední přípravu teplé vody s tím, že veškerá zařízení budou v technické místnosti v 1.PP. Dalšími požadavky jsou relativně nízké investiční a provozní náklady. Průtokový ohřev TV byl, vzhledem k množství odběrných míst a vzdálenosti technické místnosti od některých odběrných míst, zavržen. Cílem návrhu tedy bude co nejmenší velikost zásobníků TV. Jako zdroj tepla pro vytápění se předpokládá kondenzační kotel. Nabízejí se varianty nepřímo ohřívání zásobníkového ohříváče TV nebo přímo ohřívání (plynového) zásobníkového ohříváče TV.

Výhodami přímo ohřívání (plynového) zásobníkového ohříváče TV oproti nepřímo ohřívání zásobníkového ohříváče TV jsou:

- Není zde oběhové čerpadlo na primární okruh mezi kotlem a ohříváčem. (Odpadají některé investiční náklady a provozní náklady na chod oběhového čerpadla. Zároveň odpadá tepelná ztráta tohoto okruhu.)
- Není omezen provoz zdroje tepla, jako v případě přednostní přípravy TV.

Nevýhodami jsou:

- Nutnost řešit odkouření.
- Plynovod musí být nadimenzován na příkon kotle a zásobníku.

Po uvážení výhod a nevýhod bude využit přímo ohřívání plynový zásobníkový ohříváč TV.

Vzhledem k bezprostřední vzdálenosti odběrných míst od bytového jádra je cirkulace TV využita pouze ve stoupacím potrubí TV v rámci bytového jádra a ve spodním ležatém rozvodu. Cirkulační čerpadlo bude umístěno v technické místnosti v blízkosti zásobníku TV spolu se zpětnou klapkou.

5.3 Dimenzování zásobníkového ohřivače

Potřeba tepla odebraného z ohřivače TV během jedné periody je

$$Q_{2P} = Q_{2t} + Q_{2z} \quad [\text{kWh}] \quad (25)$$

kde

Q_{2t} [kWh], je teoretické teplo odebrané z ohřivače v době periody;

Q_{2z} [kWh], je teplo ztracené při ohřevu a distribuci TV v době periody.

$$Q_{2t} = c \cdot V_{2P} \cdot (\theta_{TV} - \theta_{SV}) \quad [\text{kWh}] \quad (26)$$

kde

c [kWh/m³.K], je měrná tepelná kapacita vody;

V_{2P} [m³], je celková potřeba TV v dané periodě;

θ_{TV} [°C], je teplota teplé vody (uvažuje se 55°C);

θ_{SV} [°C], je teplota studené vody (uvažuje se 10°C).

$$Q_{2z} = Q_{2t} \cdot z \quad [\text{kWh}] \quad (27)$$

kde

z [-], je paušální přírážka tepelné ztráty přípravy TV (jedná se o ústřední přípravu TV a volím $z = 0,5$).

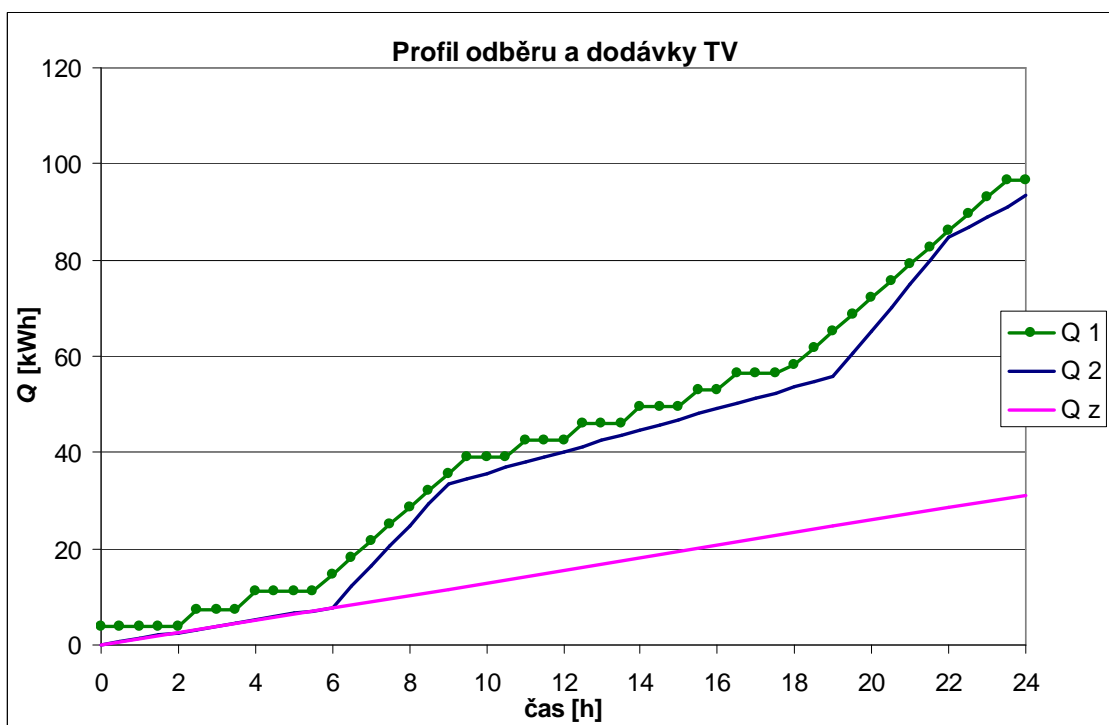
Zároveň musí platit

$$Q_{2P} = Q_{1P} \quad [\text{kWh}] \quad (28)$$

kde

Q_{1P} [kWh], je teplo dodané ohřivačem do TV během periody.

Výsledná velikost zásobníkového ohřivače se stanoví s pomocí křivky odběru a dodávky tepla. Křivka odběru tepla je závislost odběru tepla z ohřivače na čase a křivka dodávky tepla je závislost dodávky tepla do ohřivače na čase. Tyto křivky zobrazuje následující graf.



Obrázek 1 - Profil odběru a dodávky TV

Graf kromě křivek odběru a dodávky zobrazuje navíc křivku tepelných ztrát přípravy TV Q_z . Ta se uvažuje jako konstantní ačkoli tomu tak v reálném provozu (kdy teplota v ohřivačích a rozvodech není konstantní) není. Profil odběru byl stanoven podle ČSN EN 15 316-3, protože lépe koresponduje se současným charakterem spotřeby TV, než zastaralý profil podle ČSN 06 0320. V použitém profilu je patrná ranní a večerní špička. Křivka dodávky Q_1 musí být vždy nad křivkou odběru Q_2 .

Při známém výkonu ohřivačů se minimální objem ohřivačů stanoví z maximálního rozdílu tepla mezi Q_1 a Q_2 . Ten je dán vztahem

$$\Delta Q_{max} = Q_1 - Q_2 \quad [\text{kWh}] \quad (29)$$

Minimální objem zásobníku je pak dána vztahem

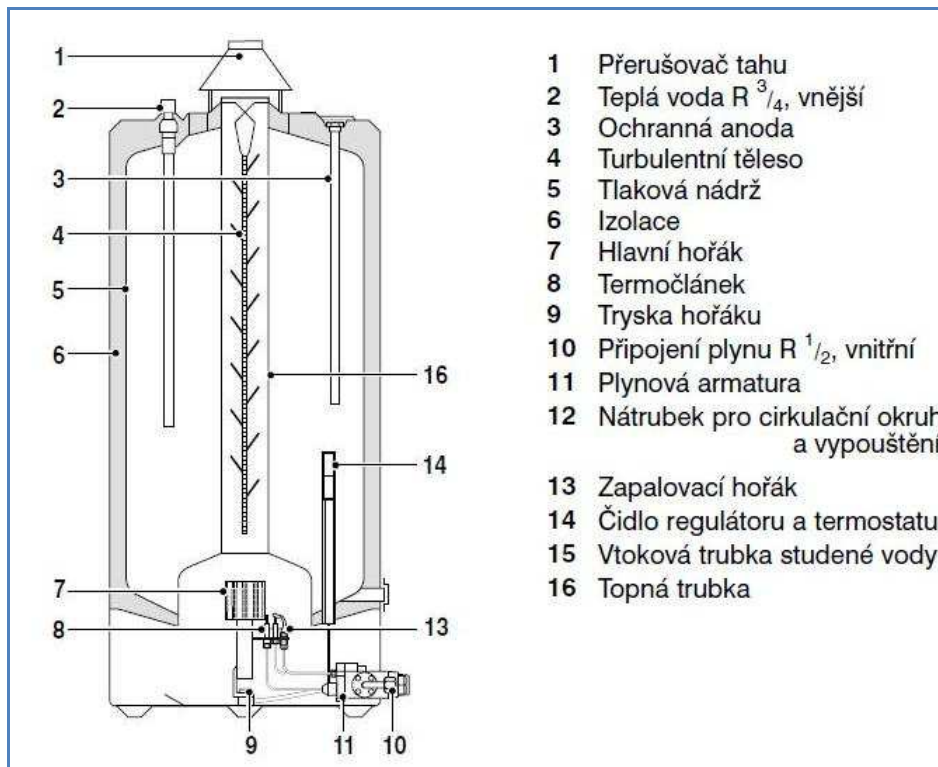
$$V_z = \frac{\Delta Q_{max}}{c \cdot (\theta_{TV} - \theta_{SV})} \quad [\text{m}^3] \quad (30)$$

Křivka dodávky tepla je sestavena s půlhodinovým krokem. V každém kroku byl uvažován jeden ze tří stavů: „ohřivač nepracuje“, „ohřivač pracuje na 50% výkonu“, nebo „ohřivač pracuje na 100% výkonu“. Cílem je malý rozdíl mezi Q_1 a Q_2 , což vede na

malý objem ohřivače. Hodnota ΔQ_{max} je 9,5 kWh v čase 19:00, kdy je potřeba mít energetickou rezervu před večerní odběrovou špičkou. Minimální velikost zásobníku

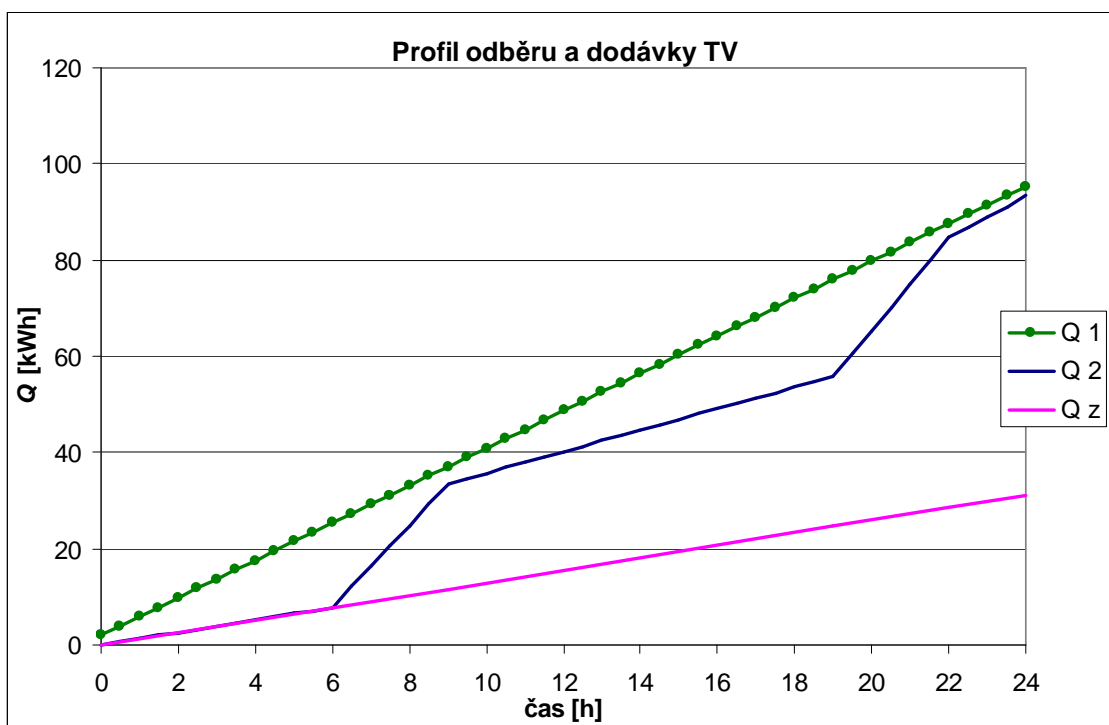
$$V_z = \frac{9,5}{1,163 \cdot (55 - 10)} = 0,181 \text{ m}^3$$

Navržen je přímo ohřivaný zásobníkový plynový ohřivač TV. Ohřivač má jmenovitý výkon 7 kW a jmenovitý objem 186 l. Schéma vnitřní stavby ohřivače je na Obrázku 2. Na přívodu studené vody k ohřivači bude osazena zpětná klapka a za ní pojistný ventil nastavený na otevírací přetlak 550 kPa (ohřivač má nejvyšší přípustný přetlak 6 bar). Projekt vodovodu zajistí případnou redukci tlaku v domovním vodovodu, pokud by byl tlak vody vyšší než 500 kPa.



Obrázek 2 - Schéma ohřivače TV [10]

Objem zásobníkového ohřivače je přibližně 6-krát menší než je potřeba TV. Jak je vidět, návrh objemu ohřivače TV je možné zásadně ovlivnit konstrukcí křivky dodávky tepla. Pro porovnání je na Obrázku 3 zobrazen případ, kdy je použito ohřivače s nepřetržitým provozem při konstantním výkonu. Při této konfiguraci by vycházel objem ohřivače 0,361 m³, což je dvojnásobek použitého objemu.



Obrázek 3 - Profil odběru a dodávky tepla při nepřetržitém provozu ohříváče

Norma při návrhu počítá se stratifikací zásobníků, kdy v horní části objemu zůstává teplejší voda s nižší hustotou a je zde odebírána. Ve spodní části je chladnější voda z řadu, která se ještě nestačila dohřát. Pro přirozenou stratifikaci je vhodné použít stojaté a štíhlé zásobníky, případně zásobníky se stratifikační vestavbou.

6. Výpočet tepelného příkonu a volba zdroje tepla

6.1 Návrhový tepelný výkon

Návrhový tepelný výkon pro vytápěný prostor se podle ČSN EN 12 831 vypočítá podle rovnice

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \quad [W] \quad (31)$$

kde

$\Phi_{RH,i}$ [W], je zátopový tepelný výkon požadovaný pro vyrovnání účinků přerušovaného vytápění vytápěného prostoru.

V objektu bude nepřerušovaný provoz vytápění a zátopový tepelný výkon není ve výpočtu uvažován. V suterénu se uvažuje nucené větrání vzduchotechnickou jednotkou s rekuperací, která bude umístěna v technické místnosti v 1.PP.

Vzduchotechnická jednotka bude vybavena vodním ohříváčem, kde zdrojem tepla bude kotel. Návrh velikosti zdroje bude proveden s ohledem na pozdější napojení vodního ohříváče. Celkový návrhový tepelný výkon je dán vztahem

$$\Phi = \sum \Phi_i + \Phi_{VZT} \quad [\text{W}] \quad (32)$$

kde

Φ_{VZT} [W], je tepelný výkon dodávaný vzduchotechnické jednotce.

$$\Phi = 23940 + 2280 = 26220 \quad [\text{W}]$$

6.2 Volba zdroje tepla

Požadavkem jsou nízké náklady na vytápění, bezobslužnost a nenáročnost na stavební přípravy. Vzhledem k tomu, že bude měřena spotřeba tepla na vytápění jednotlivých bytů, je kladen důraz zejména na nízké investiční náklady s přihlédnutím k provozním nákladům. V úvahu připadají následující typy zdroje tepla: kotel na zemní plyn, tepelné čerpadlo, kotel na biomasu, elektrický kotel a elektrické přímotopy. Tepelné čerpadlo země/voda není vzhledem k situačnímu řešení budovy realizovatelné. Kapitola se dále věnuje pouze tepelnému čerpadlu vzduch/voda.

Následující tabulky a graf slouží pouze jako informativní přehled zmíněných typů zdroje tepla. Jako ceny zdrojů tepla byly vybrány ceny referenčních zařízení s ohledem na tepelnou ztrátu objektu. Cena otopné soustavy a další náklady byly odhadnuty. Pro efektivní využití tepelných čerpadel je vhodné volit nízkoteplotní otopné soustavy a náklady na otopnou soustavu jsou v tomto případě mírně vyšší. U volby účinností zdrojů tepla bylo přihlédnuto ke jmenovité účinnosti zdroje a poklesu účinnosti mimo jmenovité zatížení zdroje. Účinnost v tabulce přibližně představuje průměrnou účinnost v otopném období. U tepelného čerpadla odpovídá hodnota ve sloupci „účinnost“ ročnímu topnému faktoru. Vývoj cen energií lze jen těžko odhadovat. Ceny energií jsou proto uvažovány jako konstantní. Například cena elektrické energie v posledních letech spíše klesala. Cena plynu za poslední dva roky zůstala na přibližně stejné hodnotě a ceny pelet jsou značně závislé na lokalitě. U jednotkových cen energie bylo přihlédnuto k měsíčním tarifům, které byly připočteny k jednotkovým

cenám. Například u jednotkové ceny elektřiny pro elektrický kotel a přímotopy vychází kvůli nutnosti většího jističe vyšší jednotková cena než u tepelného čerpadla. Sloupec další provozní náklady představuje například revize zdroje tepla nebo revize kouřovodu.

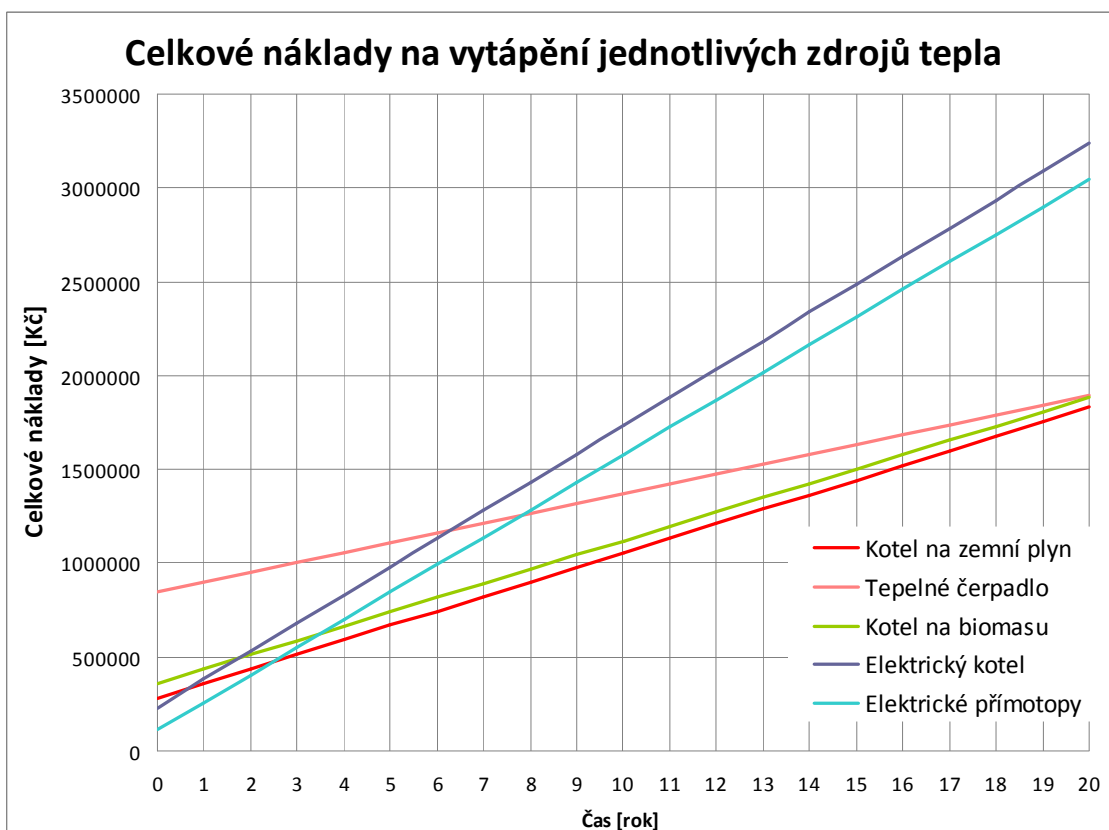
INVESTIČNÍ NÁKLADY					
	Cena [Kč]				
Zdroj tepla	Zdroj	Otopná soustava	Akumulační nádrž	Další náklady	Celkem
Kotel na zemní plyn	60000	200000		20000	280000
Tepelné čerpadlo	590000	230000	15000	10000	845000
Kotel na biomasu	120000	200000	20000	20000	360000
Elektrický kotel	30000	200000			230000
Přímotop	90000			20000	110000

Tabulka 4 - Investiční náklady různých zdrojů tepla

PROVOZNÍ NÁKLADY							
	Účinnost zdroje	Účinnost rozvodů a regulace	Cena za jednotku energie	Spotřeba energie	Provozní náklady	Další provozní náklady	Celkové provozní náklady
Zdroj tepla	[-]	[-]	[Kč/kWh]	[kWh/rok]	[Kč/rok]	[Kč/rok]	[Kč/rok]
Kotel na zemní plyn	0,92	0,98	1,43	52130	74545	3000	77545
Tepelné čerpadlo	2,5	0,98	2,65	19184	50837	1500	52337
Kotel na biomasu	0,76	0,93	1,1	66497	73147	3000	76147
Elektrický kotel	0,96	0,98	3	49957	149872	500	150372
Elektrické přímotopy	0,98	0,98	3	48938	146814		146814

Tabulka 5 - Provozní náklady různých zdrojů tepla

Celkové náklady jsou součtem investičních a provozních nákladů. Vývoj cen jednotlivých energií je do budoucna těžké odhadovat, proto byla jejich cena uvažována konstantní podle aktuálních cen. To má za následek lineární průběh celkových nákladů v čase, jak ukazuje následující graf.

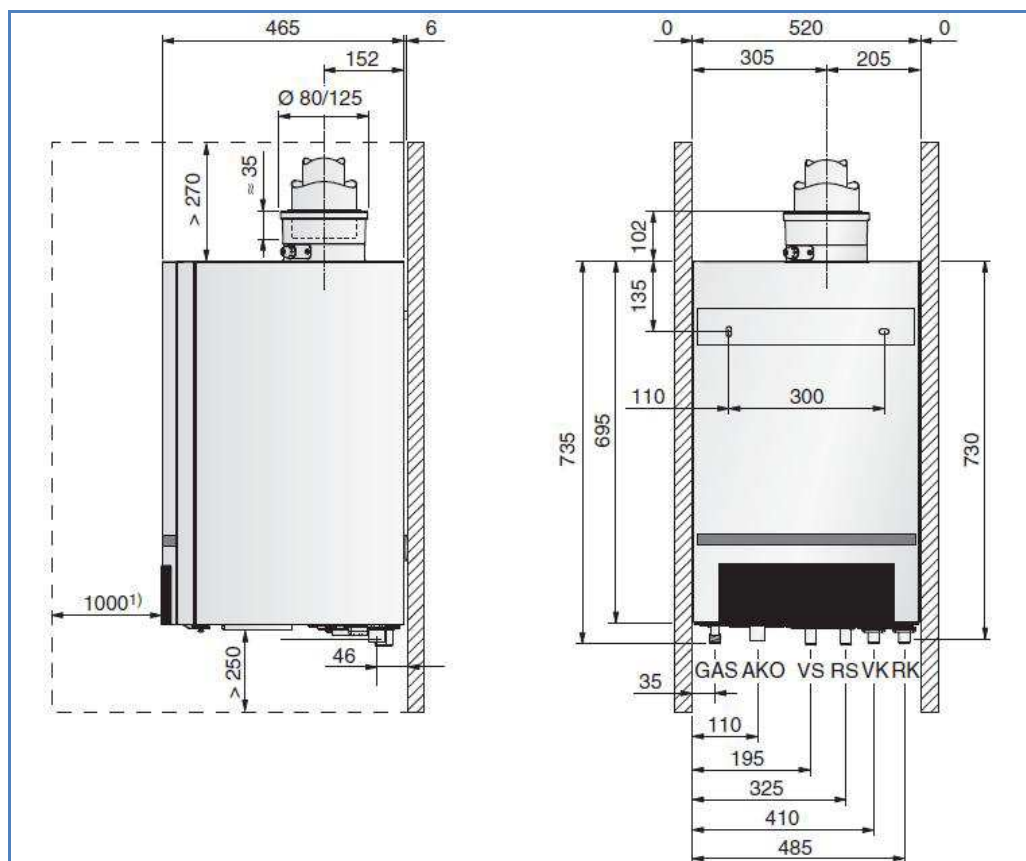


Obrázek 4 - Průběh celkových nákladů různých zdrojů tepla

Při uvažované životnosti většiny zařízení 15 až 20 let je důležité sledovat celkové náklady právě v tomto časovém horizontu. Jednoznačně nejvyšší náklady vykazují řešení s elektrickým kotlem a řešení s elektrickými přímotopy. To je způsobeno vysokými provozními náklady. Nejvyšší investiční a zároveň nejnižší provozní náklady má tepelné čerpadlo. Celkovými náklady se kotli na zemní plyn a kotli na biomasu přibližuje až na konci své životnosti a jeho návratnost je diskutabilní. Vzhledem k velkému podílu investičních nákladů nebude tepelné čerpadlo využito. Velmi srovnatelně se jeví kotel na zemní plyn a kotel na biomasu. Nevýhodou kotle na biomasu je nutnost zřídit sklad paliva a provoz kotle není zcela bezobslužný. Proto je jako zdroj tepla na vytápění vybrán kondenzační plynový kotel Buderus Logamax Plus GB162-35. Základní technické parametry kotle udává následující tabulka.

Logamax plus		Jednotky	GB162-35
Velikost kotle			35
Výkon / Normovaný stupeň využití			
Jmenovitý výkon při teplotním spádu	80/60 °C	kW	5,8 ... 32,7
	50/30 °C	kW	6,7 ... 35,1
Tepelný příkon		kW	6,1 ... 33,5
Normovaný stupeň využití při teplotním spádu (dle DIN 4702-8)	80/60 °C	%	106,5
	40/30 °C	%	110,5
Vytápění			
Maximální výstupní teplota (nastavitelná)		°C	85
Pohotovostní ztráta při výstupní teplotě 70 °C		%	0,68
Přípustný provozní tlak kotle		bar	3 (4) ³⁾
Objem vody výměníku tepla		l	3,5
Doba doběhu čerpadla nastavitelná na základní řídicí jednotce BC10		min h	1 ... 60 24
Ostatní			
Množství kondenzátu při teplotním spádu 40/30 °C (zemní plyn)		l/h	3,5
Hodnota pH kondenzátu		–	» 4,1
Hmotnost		kg	48
Hladina akustického tlaku ⁶⁾	při část. zat.	dB(A)	26
	při pln. zat.	dB(A)	40

Tabulka 6 - Technické parametry kotle [9]



Obrázek 5 - Rozměrové schéma kotle [9]

6.2.1 Popis plynových kotlů

Obecně lze konstatovat, že plynové kotle mají vysokou účinnost. Jejich hlavními výhodami jsou dále rychlý zátop a pružný chod. Plynové kotle mohou modulovat výkon například již od 20% svého jmenovitého výkonu. To zamezuje častému spínání kotle a není nutná akumulární nádrž. Narozdíl od kotlů na tuhá paliva nemají typický pokles účinnosti s klesajícím vytižením kotle, u kondenzačních kotlů je tomu dokonce naopak. Další výhodou plynových kotlů je snadné a přesné měření spotřeby paliva pomocí plynoměru. Dnešní plynové kotle mají velmi nízké emise škodlivin. Spaliny zemního plynu neobsahují, narozdíl od spalin uhlí, síru. Posuzovanými škodlivinami ve spalinách jsou oxidy dusíku a oxid uhelnatý. Při posuzování efektivity kotlů je nutné definovat termíny výhřevnost a spalné teplo.

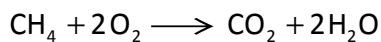
Výhřevnost (H_U) je množství tepla, které se uvolní při spálení 1 m³ paliva při barometrickém tlaku v adiabatických podmínkách, kdy spaliny jsou ochlazeny na teplotu výchozích látek (zemní plyn a vzduch) a voda ve spalinách je v plynném stavu.

Spalné teplo (H_O) je množství tepla, které se uvolní při spálení 1 m³ paliva při barometrickém tlaku v adiabatických podmínkách, kdy spaliny jsou ochlazeny na teplotu výchozích látek a veškerá voda ve spalinách je v kapalném stavu.

Plynové kotle lze rozdělit na nízkoteplotní a kondenzační. U nízkoteplotních kotlů je kondenzaci ve spalinách cíleně zamezeno tím, že chladnější vratná otopná voda vracející se do kotle je smíchána s výstupní vodou tak, aby teplota neklesla pod teplotu rosného bodu. Teoreticky lze u nízkoteplotního kotle dosáhnout účinnosti (vztažené k výhřevnosti) maximálně 100%. Na druhou stranu u kondenzačních kotlů je kondenzace ve spalinách žádoucí jev. Kondenzační technika tím využívá i latentního tepla spalin, kdy chladná vratná otopná voda ochlazuje kondenzační část výměníku tepla pod teplotu rosného bodu, a tím dochází ke kondenzaci ve spalinách. Díky tomu může mít plynový kondenzační kotel účinnost (vztaženou k výhřevnosti) teoreticky až 111%, protože poměr spalného tepla a výhřevnosti u zemního plynu je přibližně 1,11. U konvenčních kotlů nebylo kondenzace využíváno. Výhřevnost byla zachována jako výchozí veličina při výpočtu účinnosti, aby bylo možné porovnávat kotle kondenzační s nekondenzačními.

Požadavky na emise plynových kotlů stanovuje Zákon o ochraně ovzduší a nařízení Evropské komise č. 813/2013, které vešlo v platnost od září 2015. Těmto přísným požadavkům dnes vyhoví pouze kondenzační kotle.

Zemní plyn je fosilním palivem, které je složeno z celé řady látek. Složení se podle ložiska může měnit, ale dominantní složkou zemního plynu je vždy metan, který tvoří 70 až 90 %. Hoření metanu popisuje následující rovnice.



V České republice se spotřebovává asi 75% zemního plynu z Ruska a 25% z Norska. Ruskému plynu se říká tranzitní a má výhřevnost $H_U = 35\,870 \text{ kJ/m}^3$. Norský plyn má vyšší výhřevnost $H_U = 39\,653 \text{ kJ/m}^3$ a také mírně odlišný poměr spalného tepla a výhřevnosti, který je roven 1,105. Zemní plyn těžený na Jižní Moravě má poměr spalného tepla a výhřevnosti 1,082 a představuje asi 2% české spotřeby. Zde je zřejmé, že i druh zemního plynu má vliv na účinnost vztaženou k výhřevnosti. V dnešní době, kdy se vyrábí pouze kondenzační kotle a není nutné je srovnávat s nízkoteplotními, by bylo vhodnější účinnosti kondenzačních kotlů vztahovat ke spalnému teplu. Dostávali bychom tak hodnoty účinnosti do 100%, což je fyzikálně v pořádku.

6.2.2 Faktory ovlivňující efektivní využití kondenzačního kotle

Kotle by neměly být posuzovány pouze podle termické účinnosti. Ta je měřena v laboratoři při ideálních podmínkách a při jmenovitém výkonu kotle. V běžném provozu v průběhu roku však kotel pracuje na jmenovitý výkon pouze zřídka. Mnohem průkaznějším hodnotícím parametrem celoročního provozování kondenzačních plynových kotlů pracujících s proměnnou teplotou kotlové vody je normovaný stupeň využití (η_N). Normovaný stupeň využití (NSV) se stejně jako účinnost vztahuje podle zvyklosti na výhřevnost. Je to parametr, který podle DIN 4702 zohledňuje stupeň využití kotle při různém vytížení. Při stanovování NSV se uvažuje jmenovitý teplotní spád 75/60 °C a pro kondenzační kotle 40/30 °C. Zvolený teplotní spád má vliv na výslednou hodnotu.

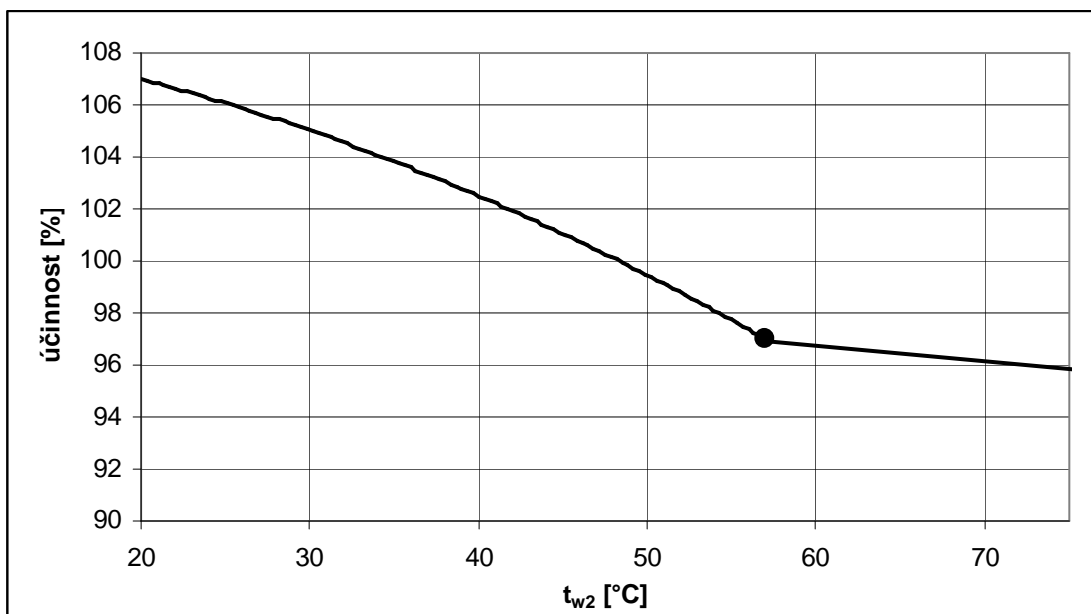
Například v projektu zvolený kotel GB162-35 má podle výrobce normovaný stupeň využití:

- $\eta_N = 107,3\%$ pro teplotní spád 75/60 °C
- $\eta_N = 110,9\%$ pro teplotní spád 40/30 °C

Faktory, které ovlivňují účinnost a skutečný stupeň využití (vztaženo k výhřevnosti) kondenzačních kotlů jsou například druh zemního plynu, kvalitativní parametry spalovacího vzduchu, množství spalovacího vzduchu a množství kondenzátu. Projektant může některé tyto parametry ovlivnit při návrhu. Druh dodávaného zemního plynu ovlivnit nelze. Mírně lze ovlivnit teplotu spalovacího vzduchu pokud je použit koncentrický odvod spalin a přívod spalovacího vzduchu. Koncentrické potrubí zde funguje jako výměník tepla spalin/vzduch a předežívá spalovací vzduch. Množství spalovacího vzduchu je dáno řešením kotle. Spalinový ventilátor, který je součástí kotle, nasává spalovací vzduch spolu s plynem. Projektant již nemá možnost tento poměr měnit.

Nejvýrazněji lze ovlivnit množství kondenzátu. Cílem je využití maxima latentního tepla obsaženého ve spalinách. Množství zkondenzované vodní páry je kromě konstrukce kotle ovlivněno ještě teplotou spalin a teplotou kotlové vody. Nižší teplota spalin příznivě ovlivňuje kondenzaci. Nižší teploty spalin je dosahováno při částečném vytížení kotle. Je proto vhodné volit kotel se schopností velké regulace výkonu tak, aby v okrajových fázích otopného období, kdy je potřeba jen malá část jmenovitého výkonu, kotel běžel při částečném vytížení a nemusel často spínat.

V projektu lze optimalizovat návrh teplotního spádu otopné soustavy pro lepší kondenzaci. Nižší teplota kotlové vody příznivě ovlivňuje kondenzaci. Je důležité zvolit vhodný kompromis mezi nízkou teplotou vratné vody a velikostí otopných ploch. Příliš nízký teplotní spád vede na velké otopné plochy, a tím na vyšší investiční náklady.



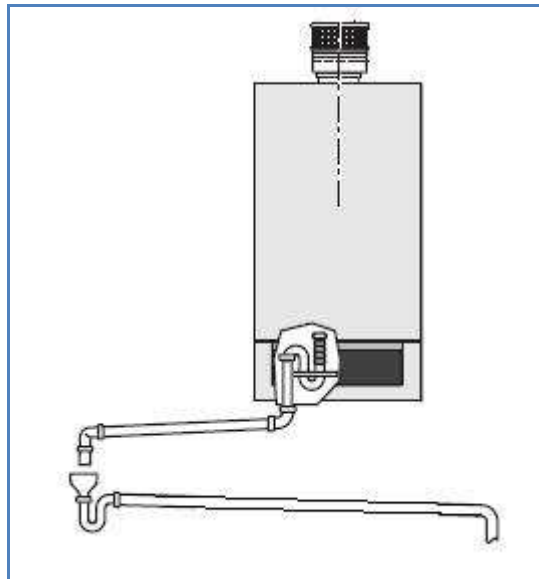
Obrázek 6 – Typický průběh účinnosti kondenzačních kotlů

Obrázek 6 zobrazuje typickou závislost účinnosti kondenzačního kotle na teplotě vratné vody. V závislosti je patrná nespojitost při teplotě přibližně 57°C, která je teplotou rosného bodu spalin u plynových kotlů. Při vyšší teplotě vratné vody než je teplota rosného bodu již nedochází ke kondenzaci a průběh účinnosti je přibližně lineární.

V projektu jsem zvolil teplotní spád otopné soustavy 55/45 °C. Podle mého názoru se jedná o rozumný kompromis mezi účinností kotle a velikostí otopných ploch. Zde je nutné přihlédnout jednak k typu otopné soustavy, jednak k požadavku na vysoký podíl sálavé složky tepelného výkonu otopných těles. Těmito body se zabývá kapitola 8.

6.2.3 Odvod kondenzátu

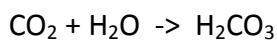
Jak již bylo zmíněno při provozu kotle vzniká v kotlovém výměníku na straně spalin kondenzát. Konstrukční řešení kotle svádí kondenzát do jednoho výstupu. Například zvolený kotel má výstup kondenzátu $\varnothing 30$ mm a maximální produkce kondenzátu je 3,5 l/h. Odvod kondenzátu zajistí profese zdravotně technických instalací přes zápachovou uzávěru (např. HL21). Potrubí musí do sifonu ústit volně, aby nemohlo dojít k hromadění kondenzátu v kotli při případném ucpání kanalizačního potrubí. Kanalizační potrubí musí být vedeno minimálně v 3% spádu. Schéma odvodu kondenzátu je na Obrázku 7.



Obrázek 7 - Schéma odvodu kondenzátu [9]

6.2.4 Charakter kondenzátu plynových kotlů

Při spalování zemního plynu je vznikající kondenzát kyselé povahy. Je to způsobeno zejména přítomností kyseliny dusičné HNO_3 a kyseliny uhličité H_2CO_3 . Kyselina uhličítá vzniká ve spalinách díky přítomnosti oxidu uhličitého a vody a tento děj popisuje následující rovnice.



Kondenzát obvykle dosahuje kyselosti 5,5 až 3,7 pH. Zvolený kotel má podle podkladů výrobce hodnotu pH 4,1. Přítomnost sulfátů je závislá na přítomnosti síry v zemním plynu. Zemní plyn z některých ložisek síru vůbec neobsahuje. Kondenzát dále obsahuje některé kovy jako je Chrom, Olovo a Nikl. Avšak jejich koncentrace je natolik nízká, že není třeba jejich přítomnost řešit.

6.2.5 Nakládání s kondenzátem

Hlavním problémem kondenzátu je tedy jeho kyselost. Kondenzát je možné odvádět bez neutralizace do kanalizačních stok za jistých podmínek. Běžné odpadní vody z domácností mají vzhledem k přítomnosti různých saponátů a mycích prostředků zásaditou povahu a tak při přiměřeném smísení kondenzátu s dalšími zásaditými odpadními vodami nemusí odvod kondenzátu do kanalizace představovat problém. Kondenzát by měl tvořit maximálně 1/25 odpadních vod. Povinnost neutralizace může

upravovat místní správa kanalizací. Obecně se uvažuje s podmínkami podle normy ATV-DVWK-A 251, viz následující tabulka.

Zvolený kotel podle této tabulky spadá do druhé kategorie a je potřeba splnit podmínku na dostatečné smíšení. Podle výrobce kotle je toto smíšení dostatečné pokud je kotel o výkonu do 50 kW v domě alespoň s dvěma bytovými jednotkami. V tomto projektu je 8 bytových jednotek a kondenzát nebude neutralizován.

Nejčastěji je potřeba neutralizovat u rodinných domů s vlastní malou čističkou odpadních vod. Výrobci kotlů většinou nabízí, nebo doporučují malá zařízení na neutralizaci kondenzátu, které se umístí v blízkosti kotle a je nutné do nich doplňovat neutralizační granulát.

Tepelný výkon kotle	Nutnost neutralizovat	Poznámka
≤ 25 kW	NE	Neutralizace kondenzátu je nutná při odvádění domácích odpadních vod do malých čističek a u budov a pozemků, jejichž odvodňovací potrubí nesplňuje požadavky na materiál dle pracovního listu ATV A 251.
25 až 200	NE	Neutralizace kondenzátu je nutná u budov, u nichž není splněna podmínka dostatečného smíšení s domácí odpadní vodou (v poměru 1:25)
> 200 kW	ANO	

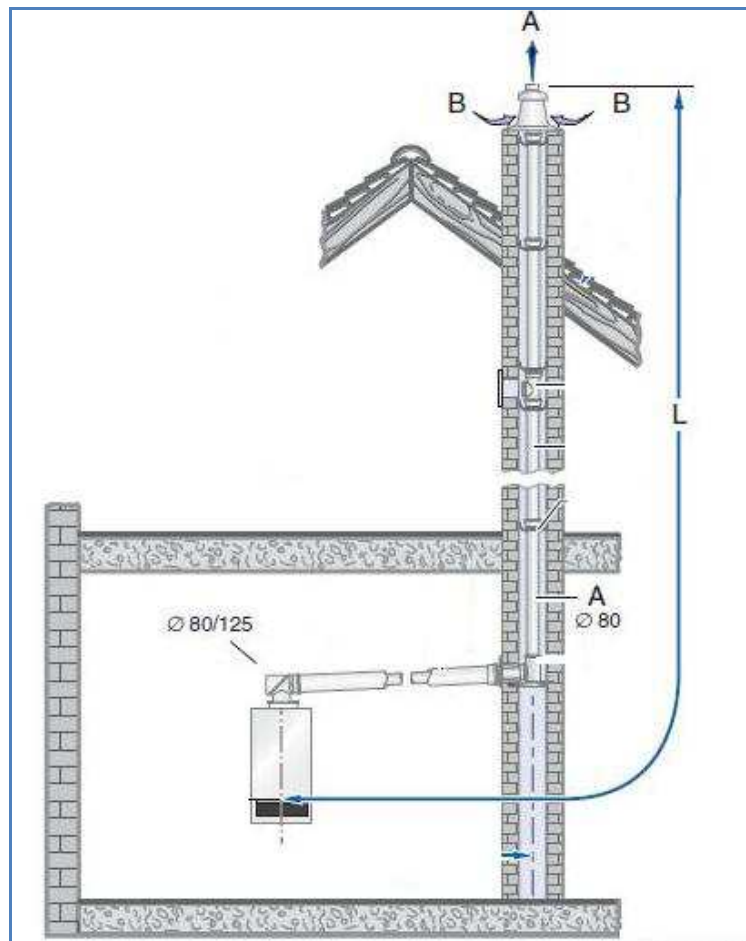
Tabulka 7 - Povinnost neutralizace [9]

7. Odvod spalin od plynových spotřebičů

V projektu vytápění jsou použity dva plynové spotřebiče. Jedná se o jeden kotel a jeden zásobníkový ohřívač teplé vody. Každý spotřebič bude mít samostatný odvod spalin vnějším samonosným komínem. Je využito systémového řešení Absolut firmy Schiedel, konkrétně dvojitý vnější komín o průměru 140 mm.

7.1 Plynový kotel

Kotel bude veden jako plynový spotřebič typu C (spalovací vzduch je brán z venkovního prostředí a spaliny jsou vyfukovány opět do venkovního prostředí). Pro přívod spalovacího vzduchu bude využito koncentrického vedení spalovacího vzduchu a spalin, kdy spaliny jsou vedeny vnitřní trubkou a spalovací vzduch mezikružím mezi trubkami. Kotel GB162-35 má rozměry koncentrického vedení DN80/125. Schematicky je řešení zobrazeno na Obrázku 8. Horizontální část koncentrického vedení bude vedena s minimálním spádem 3% směrem ke kotli, aby byl zajištěn odtok případného kondenzátu z kouřovodu směrem do kotle. Na Obrázku 9 je detail připojení koncentrického vedení ke komínu.

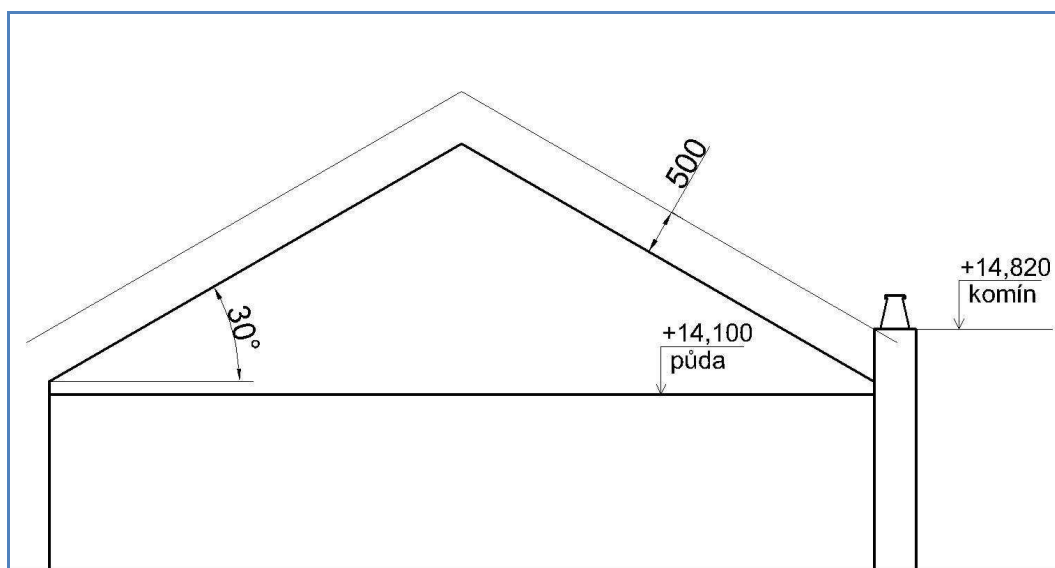


Obrázek 8 - Spalinová cesta [9]



Obrázek 9 - Připojení spotřebiče typu C pomocí dvou adaptérů [11]

Výšku komína nad šikmou střechou udává ČSN 73 4201. Pro přetlakové komíny platí minimální přesah nad střechou 500 mm. Tato hranice je znázorněna na Obrázku 10. Zároveň je potřeba dodržet maximální celkovou délku spalinového potrubí L. Výrobce kotle uvádí pro průměr komínu 140 mm maximální délku spalinového potrubí 16 m. Spalinové potrubí vede od kotle nejprve 1 m horizontálně a poté z výšky +0,300 do výšky +14,820. Celková délka potrubí je tedy 15,52 m. V odtahovém systému bude nejméně jeden revizní otvor, který bude sloužit k prohlídkám, čištění a tlakové zkoušce.

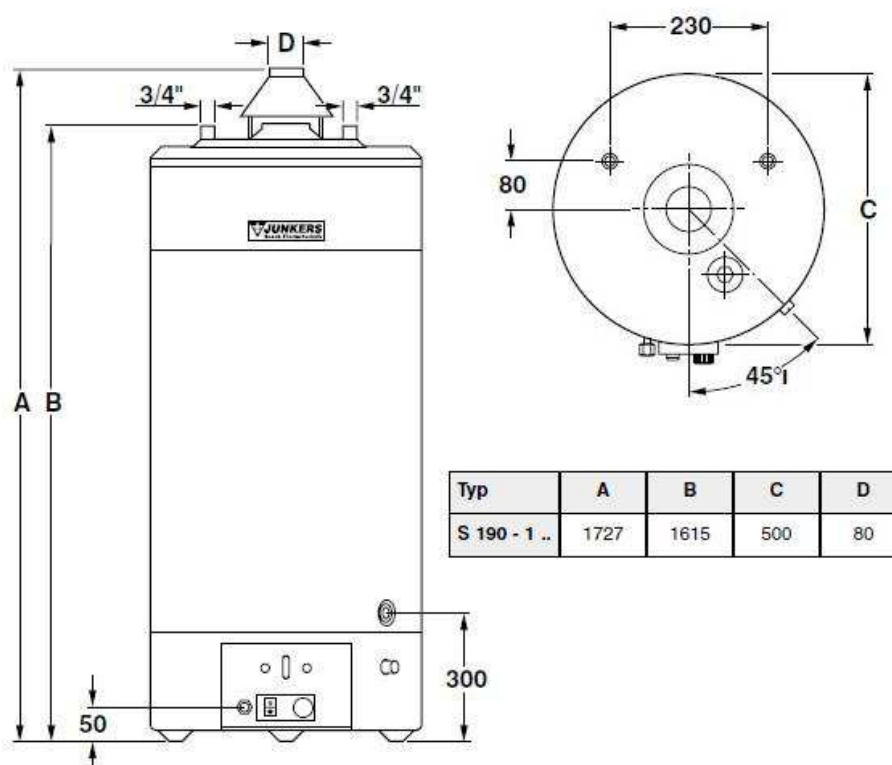


Obrázek 10 - Výška přetlakového komínu

7.2 Přímou ohřívání zásobníkový ohříváč teplé vody

Ohříváč TV je plynový spotřebič typu B (spalovací vzduch je brán z místnosti a spaliny jsou vyfukovány do venkovního prostředí). Připojení plynu a přívod spalovacího vzduchu do místnosti zajistí profese zdravotně technických instalací. Ohříváč má průměr odkouření 80 mm. Maximální teplota spalin je podle výrobce 166°C. Tomu

musí odpovídat materiál kouřovodu, kterým bude nerezový systém Schiedel Perimeter 25 o průměru 80 mm. Tento systém je možné použít pro spaliny do teploty 200°C.



Obrázek 11 – Ohřivač TV S190 – pohled [10]

8. Otopná soustava

Otopná soustava (OS) by měla být navržena s ohledem na instalaci měřičů tepla. Cílem je instalovat pouze jeden měřič tepla pro každý byt a jeden měřič tepla pro prostory baru v suterénu. V objektu bude využito otopných těles a jejich předpokládané umístění je pod okny. Vzhledem k prostorovému řešení bytů a umístění instalačních šachet je vhodným řešením jednotrubková horizontální otopná soustava.

8.1 Teorie jednotrubkové otopné soustavy

Jednotrubkové otopné soustavy jsou charakterizovány sériovým zapojením otopných těles, kdy se otopná voda postupně ochlazuje průtokem jednotlivými otopnými tělesy. Do každého tělesa vstupuje otopná voda o různé teplotě a je nutné navrhovat každé těleso zvlášť na teplotu otopné vody danou umístěním tělesa v okruhu. Jednotrubkové soustavy jsou typické vyšší tlakovou ztrátou a navrhují se proto jako otopné soustavy

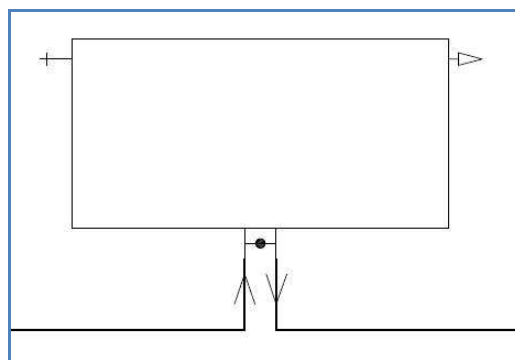
s nuceným oběhem. Jednotrubkové otopné soustavy lze dělit na vertikální a horizontální.

V projektu je využito jednotrubkové horizontální otopné soustavy (JHOS). V bytech je potrubí vedeno v podlaze nad nosnou částí podlahy v potěru bez spádu vždy od vertikálního přívodního potrubí v instalačních šachtách, následně pod jednotlivými otopnými tělesy a zpět do instalační šachty. Zde je na vratném potrubí bytového okruhu osazen měřič tepla a okruh je zakončen ve zpětném vertikálním potrubí. První jsou napojena otopná tělesa v kuchyních, kde je nejvyšší tepelná ztráta, tak aby k těmto otopným tělesům tekla otopná voda s nejvyšší teplotou.

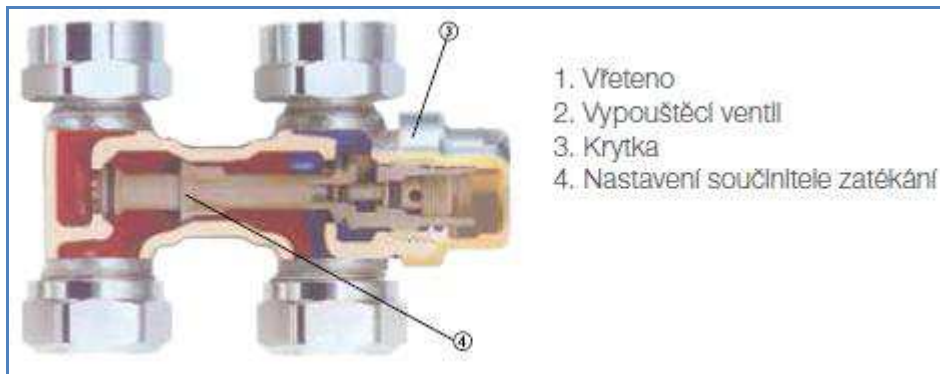
Nejjednodušším způsobem napojení OT v jednotrubkové otopné soustavě je průtočné zapojení, které ovšem zamezuje využití místní regulace otopných těles. Dále je možné zapojení otopných těles s obtokem nebo přes čtyřcestné směšovací armatury. Bytové okruhy mají relativně malý počet otopných těles a je zde využito připojení otopných těles přes čtyřcestné směšovací armatury. V suterénu je vyšší počet otopných těles a otopná tělesa jsou zde připojena jezdeckým způsobem.

8.1.1 Jednotrubková otopná soustava s čtyřcestnou směšovací armaturou

Tento způsob napojení je charakteristický tím, že část otopné vody vstupuje do otopného tělesa (OT) a část se směšuje s ochlazenou vodou z otopného tělesa a pokračuje do kmenového potrubí. Schéma napojení OT se spodním středovým napojením zobrazuje Obrázek 12. Obtok OT není na první pohled patrný, nicméně odehrává se v rámci čtyřcestné armatury.



Obrázek 12 - Schéma napojení OT se čtyřcestnou armaturou



Obrázek 13 - Řez směšovací armaturou [13]

Poměr množství vody vstupující do OT a množství vody v kmenové trubce udává součinitel zatékání.

$$\alpha_T = \frac{M_T}{M_O} \quad [-] \quad (33)$$

kde

M_T [kg/s], je hmotnostní průtok vody otopným tělesem;

M_O [kg/s], je hmotnostní průtok vody okruhem.

Hodnota součinitele zatékání se většinou volí 0,35 nebo 0,5. V projektu bylo u všech OT využito součinitele zatékání 0,5. Následuje postup návrhu jmenovitého výkonu otopného tělesa v jednotrubkovém okruhu. Nejdříve je potřeba stanovit hmotnostní průtok otopné vody celým okruhem podle vztahu

$$M_O = \frac{Q'_O}{c_w \cdot \delta_{TO}} \quad [\text{kg/s}] \quad (34)$$

kde

Q'_O [W], je požadovaný tepelný výkon všech OT v okruhu;

c_w [J/kg.K], je měrná tepelná kapacita vody při daných podmínkách;

δ_{TO} [K], je rozdíl přívodní a vratné teploty otopné vody (v projektu je voleno 55/45°C).

Dále se stanoví hmotnostní průtok jednotlivými otopnými tělesy podle vztahu

$$M_T = \alpha_T \cdot M_O \quad [\text{kg/s}] \quad (35)$$

a následně ochlazení vody na jednotku výkonu okruhu

$$\theta = \frac{\delta_{TO}}{Q'_O} \quad [\text{K/W}] \quad (36)$$

Poté se stanoví střední teplota vody na OT

$$t_{mT} = t_{W1} - \theta \cdot \sum Q_i - 0,5 \cdot \frac{Q'_T}{c_p \cdot M_T} \quad [^\circ\text{C}] \quad (37)$$

kde

Q_i [W], je součet skutečných výkonů předchozích OT;

Q'_T [W], je požadovaný tepelný výkon daného OT

a opravný součinitel na teplotní rozdíl

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{t_{mT} - \theta_{int,i}}{\frac{t_{W1,N} - t_{W2,N}}{2} - t_{iN}} \right)^n \quad [-] \quad (38)$$

kde

$t_{W1,N}$, $t_{W2,N}$ a t_{iN} [°C], jsou jmenovité teplotní podmínky (75/65/20 °C);

n [-], je teplotní exponent otopného tělesa (Pro desková a trubková OT volíme $n = 1,3$).

Nakonec se vypočítá jmenovitý tepelný výkon OT jako

$$Q'_N = \frac{Q'_T}{f_{\Delta t}} \quad [\text{W}] \quad (39)$$

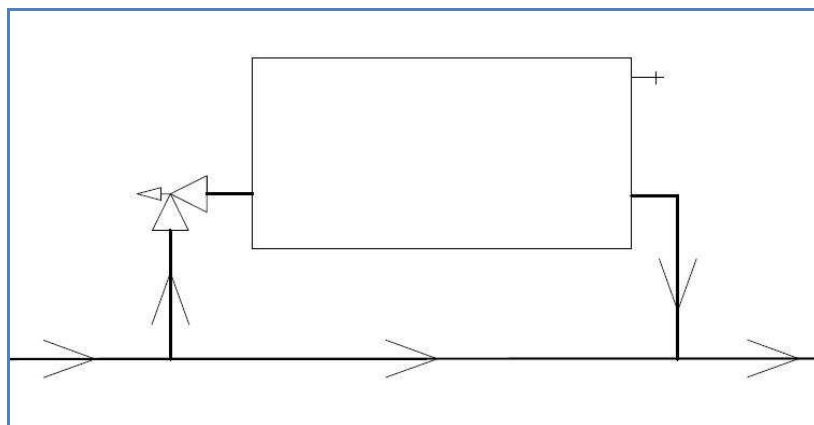
Z katalogu výrobce volíme OT (odpovídajícího typu a rozměrů) se jmenovitým tepelným výkonem přibližně Q'_N a poté se pro potřeby výpočtu dalších otopných těles vypočte skutečný tepelný výkon zvoleného OT podle vztahu

$$Q_T = Q_N \cdot f_{\Delta T} \quad [\text{W}] \quad (40)$$

Výrobce u jmenovitého výkonu OT s kompaktním připojením zohledňuje způsob připojení s ventilovou vložkou a není tedy nutné počítat s opravným součinitelem na připojení OT. Otopná tělesa zde nebudou za zákryty a nebudou instalována pod přesahující parapet. To znamená, že opravný součinitel na úpravu okolí není nutné uvažovat. Opravný součinitel na odlišné umístění tělesa ve vytápěném prostoru také není nutné uvažovat, protože OT budou umístěna vždy pod oknem.

8.1.2 Jednotrubková otopná soustava s jezdeckým napojením OT

Jezdecký způsob napojení OT (narozdíl od napojení pomocí směšovacích armatur) umožňuje libovolný počet OT v okruhu. OT je napojeno paralelně ke kmenové trubce, která vede pod tělesem, viz Obrázek 14. Běžné termostatické radiátorové ventily jsou zde nevyhovující pro velký hydraulický odpor, a proto se využívají nízkoodporové armatury.



Obrázek 14 - Schéma napojení OT jezdeckým způsobem

Veškerá OT v 1.PP tvoří jeden jednotrubkový okruh, kde jsou OT napojena jezdeckým způsobem. Ochlazení na jednotlivých OT je zvoleno vždy 10 K. Poté lze snadno určit průtok otopné vody jednotlivými OT podle

$$M_T = \frac{Q'_T}{c_p \cdot \Delta t_{OT}} \quad [\text{kg/s}] \quad (41)$$

kde

Δt_{OT} [K], je teplotní spád na otopném tělese (10 K).

Do prvního OT v okruhu vstupuje teplota přívodní otopné vody podle zvoleného teplotního spádu OS. Střední teplota na prvním OT se spočítá jako

$$t_{mT1} = \frac{t_{W1} - t_{W2}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (42)$$

Zatímco u zbylých OT se střední teplota na OT spočítá v závislosti na součtu výkonů předchozích OT v okruhu.

$$t_{mT} = t_{W1} - \Theta \cdot \sum Q_i - 0,5 \cdot \frac{Q'_T}{c_p \cdot M_T} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (43)$$

kde

Θ [K/W], je ochlazení vody na jednotku výkonu okruhu dané vztahem

$$\Theta = \frac{\delta_{TO}}{Q'_O} \quad [\text{K/W}].$$

Následně stanovíme opravné součinitele pro návrh jmenovitého výkonu OT. V suterénu budou (narozdíl od ostatních podlaží) otopná tělesa s oboustranným připojením zdola-dolů, a proto opravný součinitel na připojení otopného tělesa je $f_x = 0,9$. Opravný součinitel na teplotní rozdíl se vypočte podle vztahu

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{t_{mT} - \theta_{int,i}}{\frac{t_{W1,N} - t_{W2,N} - t_{iN}}{2}} \right)^n \quad [-] \quad (44)$$

Ostatní opravné součinitele opět není nutné uvažovat, respektive jejich hodnota je 1. Jmenovitý výkon otopného tělesa se pak vypočítá jako

$$Q'_N = \frac{Q'_T}{f_{\Delta t} \cdot f_x} \quad [\text{W}] \quad (45)$$

Nakonec se vypočítá skutečný tepelný výkon zvoleného OT při daných podmínkách, aby bylo možné určit střední teplotu na dalším OT v okruhu.

8.2 Hydraulický výpočet potrubní sítě

Při proudění tekutiny v potrubí vznikají tlakové ztráty třením a místními odpory. Jak již bylo zmíněno jednotrubkové otopné soustavy vykazují vyšší hodnoty tlakových ztrát a

celá OS je navržena s nuceným oběhem teplotnosné látky, kterou je voda (nestlačitelná kapalina). Cílem hydraulického výpočtu je návrh potrubní sítě tak, aby každá větev vykazovala stejnou tlakovou ztrátu při požadovaných průtocích. Projektant při tom může volit průměr potrubí, dimenze armatur a nastavení regulačních prvků. Veškeré volby při návrhu potrubní sítě je nutné provádět s ohledem na dlouhodobou funkčnost, nízké celkové náklady a další kvalitativní parametry potrubní sítě jako je nízká hlučnost a vzhled.

Potrubní síť byla navržena metodou ekonomických rychlostí. Za ekonomickou rychlost se uvnitř obytných budov považuje rychlost mezi 0,3 a 0,9 m/s. Vzhledem k relativně vyšším tlakovým ztrátám jednotrubkových okruhů byly ve výpočtu voleny rychlosti kolem 0,4 m/s. Nejprve byl proveden výpočet tlakové ztráty hydraulicky nejvzdálenější větve. Hydraulicky nejvzdálenější je větev, která bez dodatečné regulace (škrcení) vykazuje nejvyšší tlakovou ztrátu. Tato tlaková ztráta musí odpovídat dispozičnímu rozdílu tlaků (v našem případě dopravnímu tlaku oběhového čerpadla). Ostatní větve se osadí vhodnými regulačními prvky, jako jsou například regulační šroubení.

Potrubní síť při výpočtu rozdělujeme na jednotlivé úseky s neměnným průřezem a průtokem. Tlaková ztráta třením úseku s neměnným průřezem a průtokem je dána známým vztahem

$$\Delta p_{zt} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (46)$$

kde

λ [-], je součinitel třecí ztráty;

l [m], je délka úseku;

d [m], je průměr potrubí;

ρ [kg/m³], je hustota vody při střední teplotě v OS;

w [m/s], je střední rychlost podle průtoku v úseku.

V praxi je výhodné počítat s tzv. měrnou tlakovou ztrátou (neboli tlakovým spádem)

$$R = \frac{\Delta p_{zT}}{l} = \frac{\lambda}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [\text{Pa/m}] \quad (47)$$

Pro zjednodušení tohoto vztahu můžeme za rychlost dosadit

$$w = \frac{m}{\rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad [\text{m/s}] \quad (48)$$

kde

m [kg/s], je hmotnostní průtok vody.

Dostáváme praktický vztah pro tlakový spád

$$R = \frac{0,811 \cdot \lambda \cdot m^2}{\rho \cdot d^5}. \quad (49)$$

Součinitel třecí ztráty závisí na pěti proměnných

$$\lambda = f(w, d, \rho, \eta, k), \quad (50)$$

kde

η [Pa.s], je dynamická viskozita tekutiny;

k [m], je drsnost potrubí.

Čtyři z těchto pěti proměnných v sobě skrývá Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta}. \quad [-] \quad (51)$$

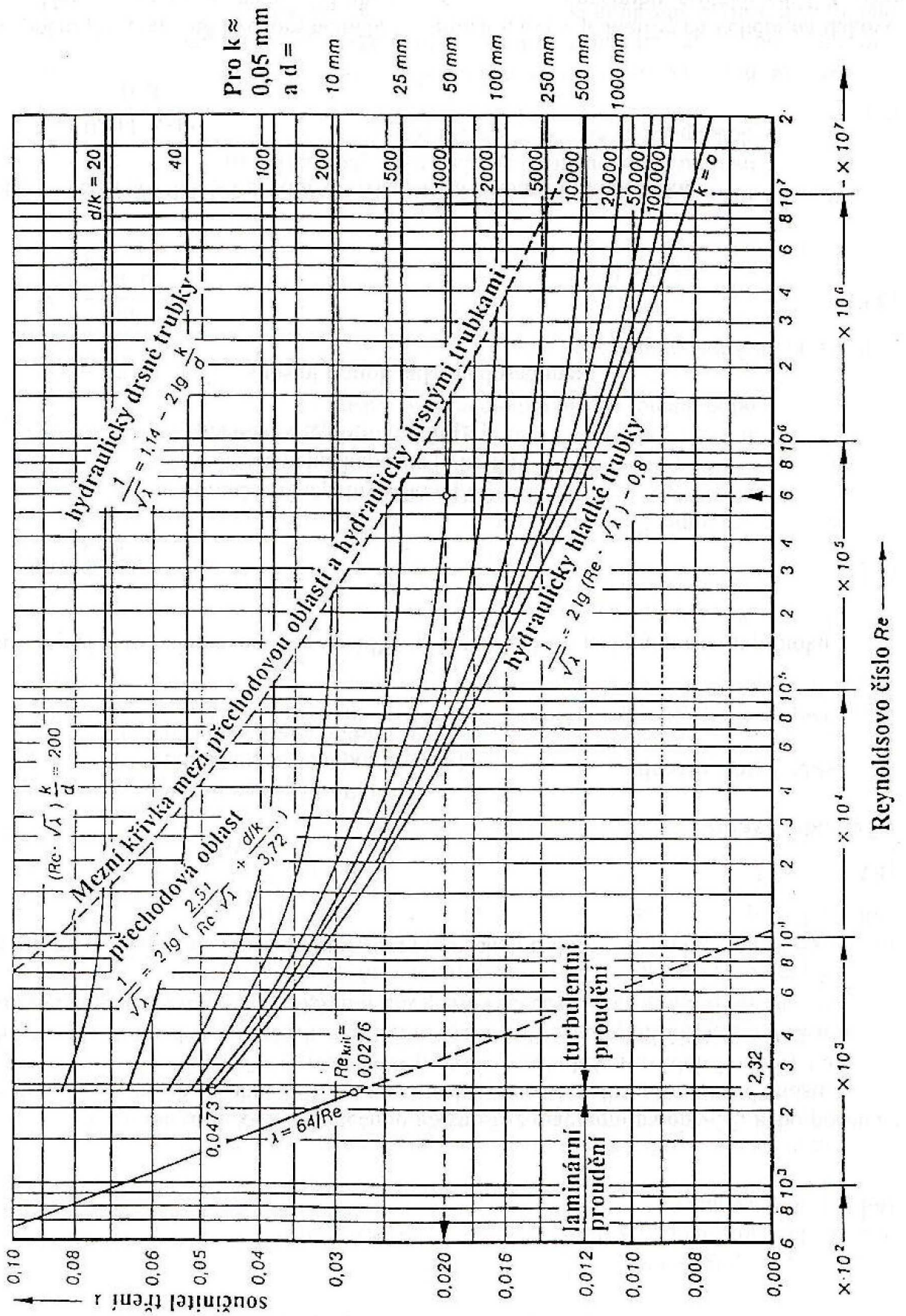
Závislost součinitele třecí ztráty zjednodušit na

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{d}\right), \quad (52)$$

kde

$\frac{k}{d}$ [-], je relativní drsnost.

Součinitel třecí ztráty v laminární oblasti proudění dokonce závisí pouze Reynoldsově číslu, nicméně ve vytápění se do laminární oblasti proudění dostaneme zřídka. Součinitel třecí ztráty je možné na základě znalosti Reynoldsova čísla a relativní drsnosti odečíst z Moodyho diagramu (Obrázek 15), nebo vypočítat jedním ze vztahů.



Obrázek 15 - Součinitel třecí ztráty [2]

Tlakové ztráty místními odpory vznikají v místech, kde tekutina prochází armaturami, oblouky, veškerými tvarovkami, atp. Tlaková ztráta místními odpory je dána vztahem

$$\Delta p_{z_M} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (53)$$

kde

ζ_i [-], je součinitel místního odporu daného prvku.

V praxi je výhodné počítat s ekvivalentní délkou l_{ekv} , která odpovídá délce přímého potrubí se stejnou tlakovou ztrátou.

$$l_{ekv} = \sum \zeta \cdot \frac{d}{\lambda} \quad [\text{m}] \quad (54)$$

Dále je již možné spočítat celkovou tlakovou ztrátu úseku podle

$$\Delta p_z = R \cdot (l + l_{ekv}) \quad [\text{Pa}] \quad (55)$$

U bytových jednotrubkových okruhů se směšovací armaturou se tlaková ztráta okruhu vypočítá jako

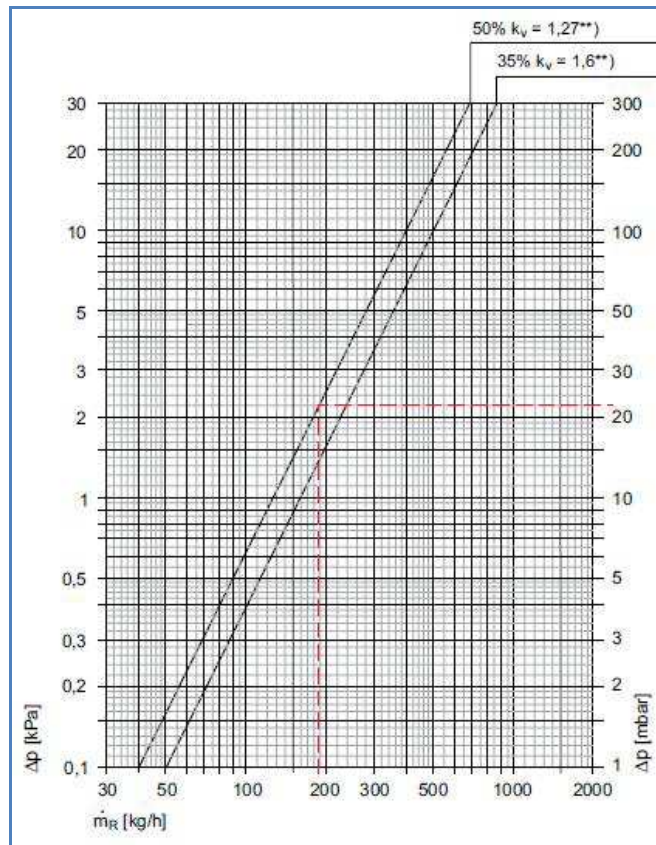
$$\Delta p_o = R \cdot (l + l_{ekv}) + n \cdot \Delta p_u \quad [\text{Pa}] \quad (56)$$

kde

n [-], je počet OT v okruhu;

Δp_u [Pa], je tlaková ztráta uzlu otopného tělesa.

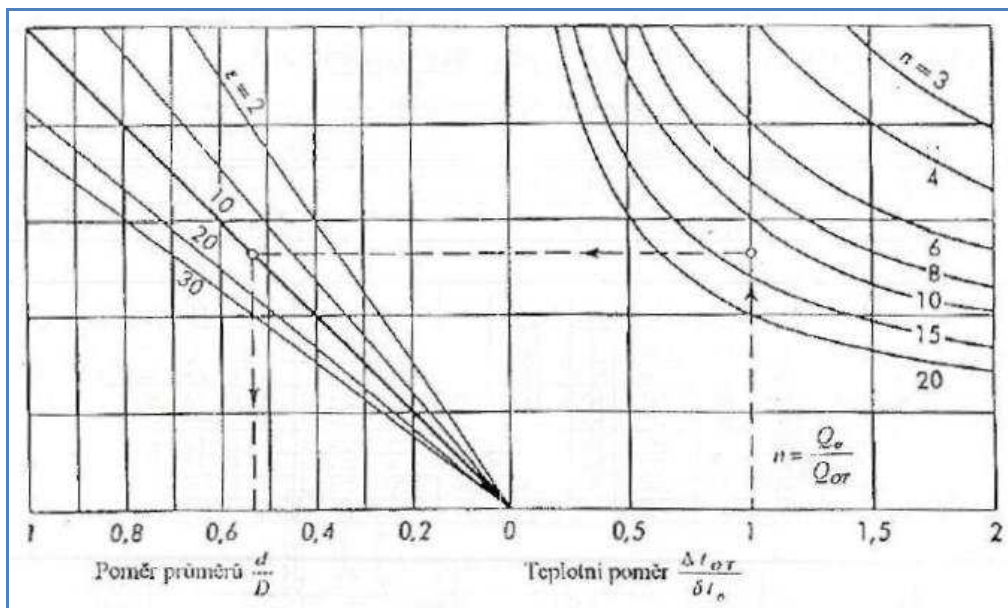
Tlakovou ztrátu uzlu lze odečíst z grafu od výrobce (Heimeier) směšovací armatury, nebo vypočítat pomocí k_v hodnoty.



Obrázek 16 - Tlaková ztráta uzlu se směšovací armaturou [13]

Hydraulicky nejvzdálenější větví je okruh do nevyššího patra v části budovy B, ačkoliv se nejedná o fyzicky nejdelší větev. Je to způsobeno hlavně vyšším počtem (7) OT v nejvyšším bytě v této části budovy. Tento okruh vykazuje tlakovou ztrátu 24,8 kPa. Ostatní větve přes jednotlivé bytové okruhy jsou adekvátně doškrceny regulačními šroubeními. Jejich nastavení je patrné z rozvinutého schématu.

Návrh jednotrubkového okruhu s jezdeckým napojením OT v 1.PP byl proveden s využitím vztahů podle Reichowa. Grafické znázornění je na Obrázku 17. Teplotní poměr $\Delta t_{OT} / \delta_{TO}$ je pro všechna OT v okruhu roven 1 a poměr celkových součinitelů místního odporu byl volen $\varepsilon = 10$. Celý okruh je z měděného potrubí 20x1 mm, ale výpočet tlakové ztráty okruhu musí respektovat snížení průtoku v kmenové trubce pod každým OT a tyto obtoky počítat jako samostatné úseky.



Obrázek 17 - Poměr průměrů d/D podle Reichowa [2]

8.3 Otopná tělesa

Při výběru otopných ploch byl kladen důraz na vysoký podíl tepelného výkonu sdíleného sáláním, vyvážený teplotní profil v místnosti a přiměřené investiční náklady. Konvektory sdílí teplo prakticky pouze konvekcí, a proto jsou zde nevyhovující. Podlahové, stěnové nebo stropní vytápění by prodražilo investici a jeho preference uživateli je subjektivní. Z těchto důvodů byla vybrána otopná tělesa.

Umístění OT by mělo směřovat k vyrovnanému teplotnímu profilu a vhodnému proudění vzduchu ve vytápěném prostoru. Většinou platí, že nejchladnějším vnitřním povrchem jsou okenní výplně. To je dáno vyšším součinitelem prostupu tepla oken ve srovnání s ostatními konstrukcemi. V blízkosti oken vznikají chladné konvektivní proudy vzduchu, které by se jinak dostali až k podlaze a negativně by ovlivňovali tepelnou pohodu osob. Tomu lze zamezit umístěním OT pod oknem. Ideální délka otopného tělesa je shodná s délkou okna. V projektu byla OT umístěna výhradně pod okna. V některých případech, kdy má vytápěná místnost více oken, není OT umístěno pod všemi okny. Důvodem je malá tepelná ztráta místnosti. Vzhledem k velmi dobrým tepelně technickým vlastnostem zvolených oken není pro zajištění tepelné pohody nutné umístit OT pod všechna okna v místnosti.

8.3.1 Volba typu otopných těles

Kromě vysokého podílu tepla sdíleného sáláním byl při výběru typu OT kladen důraz i na malý zastavěný prostor a hygienu. Z pohledu hygieny je důležité, aby byly veškeré plochy OT dobře čistitelné od pevných částic a prachu. Nejvyšší podíl tepla sdíleného sáláním vykazují podle [5] desková OT typ 10, a to 56%. Tato hodnota je srovnatelná s hodnotami podlahového vytápění. Otopné těleso typu 10 má zároveň malou hloubku a dobrou čistitelnost, a proto je to v projektu preferovaný typ. V kuchyních bytů jsou pro nedostatek prostoru a vyšší tepelnou ztrátu použita OT typu 11. Desková OT v bytech jsou v kompaktním provedení se středovým připojením a jsou připojena přes čtyřcestnou směšovací armaturu VEKOLUX určenou pro jednotrubkové OS.



Obrázek 18 - Kompaktní otopné těleso se středovým připojením [16]

V koupelnách jsou z praktických důvodů použita trubková koupelňová OT ve tvaru registru s vodorovnými trubkami, která umožňují sušení ručníků. Tato OT lze doplnit elektrickým topným tělesem a OT je pak možné provozovat nezávisle na provozu OS. Tepelný výkon trubkového koupelňového OT může být snížen zakrytím ručníkem. Například 50% zakrytí mokrým ručníkem snižuje výkon OT přibližně o 10% [5]. Zakrytí suchým ručníkem vykazuje ještě vyšší snížení výkonu. Proto jsou v projektu koupelňová OT cíleně předimenzována přibližně o 10%.

V 1.PP vychází mírně vyšší jmenovité výkony OT a byla zde použita převážně OT typu 20, která taktéž dobře splňují výše zmíněná kritéria.

Výpočet jmenovitého výkonu OT je závislý mimo jiné na druhu OS a na způsobu připojení OT. Podrobně se tomuto výpočtu věnují kapitoly 8.1.1 a 8.1.2.

8.3.2 Kontrola výšky otopného tělesa

Odvracení chladných konvektivních proudů v blízkosti oken je kromě délky OT ovlivněno také jeho výškou a střední povrchovou teplotou na OT. Podle [5] postačuje splnit následující vztah.

$$H_{OT} \cdot (t_{mT} - t_v) \geq H_{OK} \cdot (t_v - t_{OK}) \quad (57)$$

kde

H_{OT} [m], je výška OT;

H_{OK} [m], je výška okna;

t_v [°C], je teplota vzduchu;

t_{OK} [°C], je vnitřní povrchová teplota okna.

Vnitřní povrchovou teplotu okna lze vypočítat podle vztahu

$$t_{OK} = t_v \cdot \left(1 - \frac{U_{OK}}{\alpha_{i,OK}}\right) + t_e \cdot \frac{U_{OK}}{\alpha_{i,OK}} = 20 \cdot \left(1 - \frac{0,78}{8}\right) + (-15) \cdot \frac{0,78}{8} = 16,6 \text{ °C} \quad (58)$$

kde

U_{OK} [W/m².K], je součinitel prostupu tepla oknem;

$\alpha_{i,OK}$ [W/m².K], je součinitel přestupu tepla na vnitřní straně okna (uvažují

$\alpha_{i,OK} = 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$);

Následuje vzorový výpočet pro nejnižší použité OT.

$$t_{mT} \geq t_v \cdot \left(1 + \frac{H_{OK}}{H_{OT}}\right) - t_{OK} \cdot \frac{H_{OK}}{H_{OT}} = 20 \cdot \left(1 + \frac{1,4}{0,5}\right) - 16,6 \cdot \frac{1,4}{0,5} = 29,52 \text{ °C} \quad (59)$$

Nejnižší střední povrchová teplota OT v projektu je 41,2 °C, tudíž všechna OT této podmínce vyhoví.

8.3.3 Kontrola provozního přetlaku otopného tělesa

Výrobce otopných těles uvádí u všech použitých OT nejvyšší přípustný provozní přetlak 1 MPa. Nejvyšší dovolený přetlak otopné soustavy je 300 kPa (viz kapitolu 8.4.1) na úrovni pojistného ventilu v kotli v 1.PP. Spodní hrana OT v 1.PP je přibližně o 1 m níže, což představuje rozdíl v přetlaku přibližně 10 kPa. V otopném tělese může teoreticky nastat přetlak maximálně 310 kPa a nejvyšší přípustný přetlak OT nebude nikdy dosažen.

8.4 Pojistná a zabezpečovací zařízení

Pojistná a zabezpečovací zařízení jsou nedílnou součástí OS. Pojistné zařízení jistí zdroj tepla proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku $p_{h,dov}$. Zabezpečovací zařízení zabezpečuje OS proti náhlým změnám tlaku způsobených změnou teploty otopné vody a umožňuje tak udržet přetlak v OS v předepsaných mezích.

8.4.1 Návrh pojistného zařízení

Pojistné zařízení je tvořeno pojistným ventilem. Jeho návrh je dán typem a výkonem zdroje tepla. Zvolený kotel je již z výroby vybaven pojistným ventilem nastaveným na otevírací přetlak 300 kPa. Podle [9] lze alternativně do kotle instalovat pojistný ventil s otevíracím přetlakem 400 kPa. V projektu bude použit standardně dodávaný pojistný ventil s otevíracím přetlakem 300 kPa. U zvoleného kotle ústí odpadní vedení od integrovaného pojistného ventilu do sifonu kotle.

8.4.2 Návrh zabezpečovacího zařízení

Otopná soustava je navržena jako uzavřená, to znamená, že zdrojem přetlaku v OS je tlaková expanzní nádoba (EN) a OS není přímo spojena s atmosférou. Objem tlakové membránové expanzní nádoby se vypočítá podle vztahu

$$V_{EN} = \frac{1,3 \cdot V_S \cdot n}{\eta} = \frac{1,3 \cdot 357 \cdot 0,01413}{0,36} = 18,2 \text{ l} \quad (60)$$

kde

V_S [l], je celkový objem vody v OS;

n [-], je součinitel zvětšení objemu;

η [-], je stupeň využití EN.

Součinitel zvětšení objemu je dán maximálním rozdílem teplot vody v OS, tedy rozdílem maximální projektované teploty otopné vody (55°C) a minimální napouštěcí teplotou vody (10°C). Tomuto rozdílu 45 K odpovídá hodnota součinitele $n = 0,01413$.

Stupeň využití EN je dán vztahem

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}} = \frac{400 - 256}{400} = 0,36 \quad (61)$$

kde

$p_{h,dov,A}$ [kPa], je nejvyšší dovolený absolutní tlak (shodný s otevíracím absolutním tlakem pojistného ventilu, tedy 400 kPa);

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

$$p_{d,dov,A} = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h + p_B = 1,1 \cdot 990 \cdot 9,81 \cdot 14,6 + 100000 = 255973 \text{ Pa} \cong 256 \text{ kPa}$$

Z výrobní řady se volí nejbližší vyšší hodnota objemu EN, a proto volím EN Regulus HS025 o jmenovitém objemu 25 l. U EN je potřeba při nezahřáté OS nastavit přetlak na straně vzdušiny na hodnotu

$$p_{et,ser} = (1,1 \text{ až } 1,3) \cdot \rho \cdot g \cdot h = 1,2 \cdot 990 \cdot 9,81 \cdot 14,6 = 170152 \text{ Pa} \cong 170 \text{ kPa}$$

Kulový kohout umístěný na potrubí, které spojuje EN s vratným potrubím směřujícím do kotle, musí být za provozu otevřen. V opačném případě je EN v podstatě vyřazena z provozu a OS již není zabezpečena. Kulový kohout je zde umístěn pro usnadnění revizí EN.

8.4.3 Nastavení požadovaného pracovního přetlaku

8.5 Oběhová čerpadla

Jak již bylo řečeno OS je navržena s nuceným oběhem vody a tlakové ztráty v potrubí hradí dopravní tlak oběhového čerpadla. Pro nízké OS musí být splněna následující bilanční rovnice

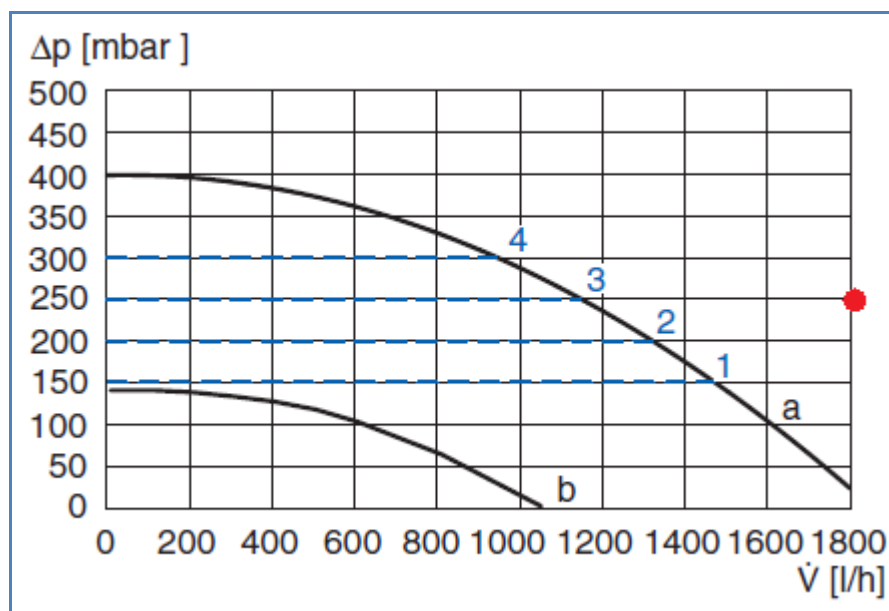
$$\Delta p_{zo} = \Delta p_{\zeta} \quad (62)$$

kde

Δp_{zo} [kPa], je celková tlaková ztráta okruhu;

Δp_{ζ} [kPa], je dopravní tlak oběhového čerpadla.

Podrobný výpočet tlakových ztrát je uveden v Příloze 1. Celková tlaková ztráta hydraulicky nejvzdálenější větve je $\Delta p_{zo} = 24,8 \text{ kPa}$ při průtoku 1804 l/h. Kotel je z výroby vybaven oběhovým čerpadlem, které ovšem není dostatečné. Na Obrázku 19 je zobrazena charakteristika kotlového dopravního čerpadla daná výrobcem a červeně je vyznačen požadovaný pracovní bod.



Obrázek 19 - Charakteristika kotlového dopravního čerpadla [9]

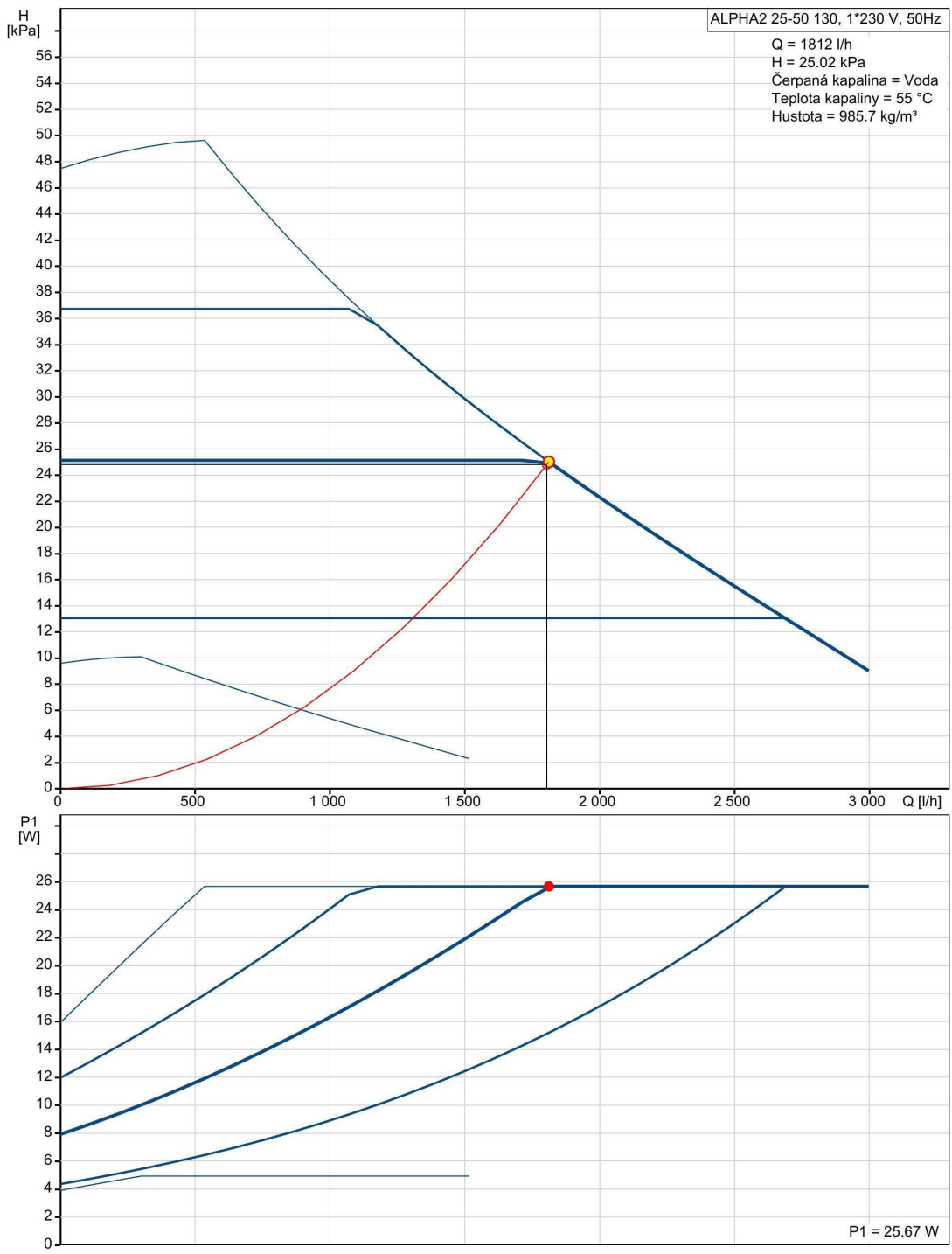
Otopná soustava bude rozdělena na nadzemní vytápěcí okruh a podzemní vytápěcí okruh. Tyto okruhy budou mít vždy vlastní oběhové čerpadlo a budou napojeny do beztlakého rozdělovače.

8.5.1 Oběhové čerpadlo nadzemního vytápěcího okruhu

Nadzemní vytápěcí okruh rozvádí otopnou vodu dvojicí vertikálních stoupacích potrubí do jednotlivých bytů. Okruh má již zmíněný požadovaný pracovní bod s tlakovou ztrátou $\Delta p_{zo} = 24,8 \text{ kPa}$ při průtoku 1804 l/h. Navrženo je oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-50 a jeho charakteristika je zobrazena na Obrázku 20. Skutečný pracovní bod čerpadla je při dopravním tlaku 25 kPa při průtoku 1812 l/h. To je velmi blízko požadovanému pracovnímu bodu a tyto body se v Obrázku 20 kryjí. Jak je vidět ze zobrazené charakteristiky, toto čerpadlo je navrženo s regulací na konstantní dopravní tlak. Elektronika plynule mění otáčky čerpadla tak, aby byl zachován konstantní dopravní tlak. Pracovní bod je velmi blízko vrcholu křivky a při změně charakteristiky potrubní sítě (škrcení), kdy by se pracovní bod posouval doleva dochází okamžitě ke snížení příkonu čerpadla.

Pro porovnání je na Obrázku 21 zobrazeno to samé dopravní čerpadlo s nastavenou regulací na variabilní dopravní tlak. Konkrétně pro náš požadovaný pracovní bod je zde tento druh regulace méně výhodný. Při škrcení potrubní sítě nejprve nedochází ke snížení příkonu čerpadla až do průtoku 1500 l/h, kde teprve zasahuje regulace čerpadla.

97993196 ALPHA2 25-50 130 50 Hz

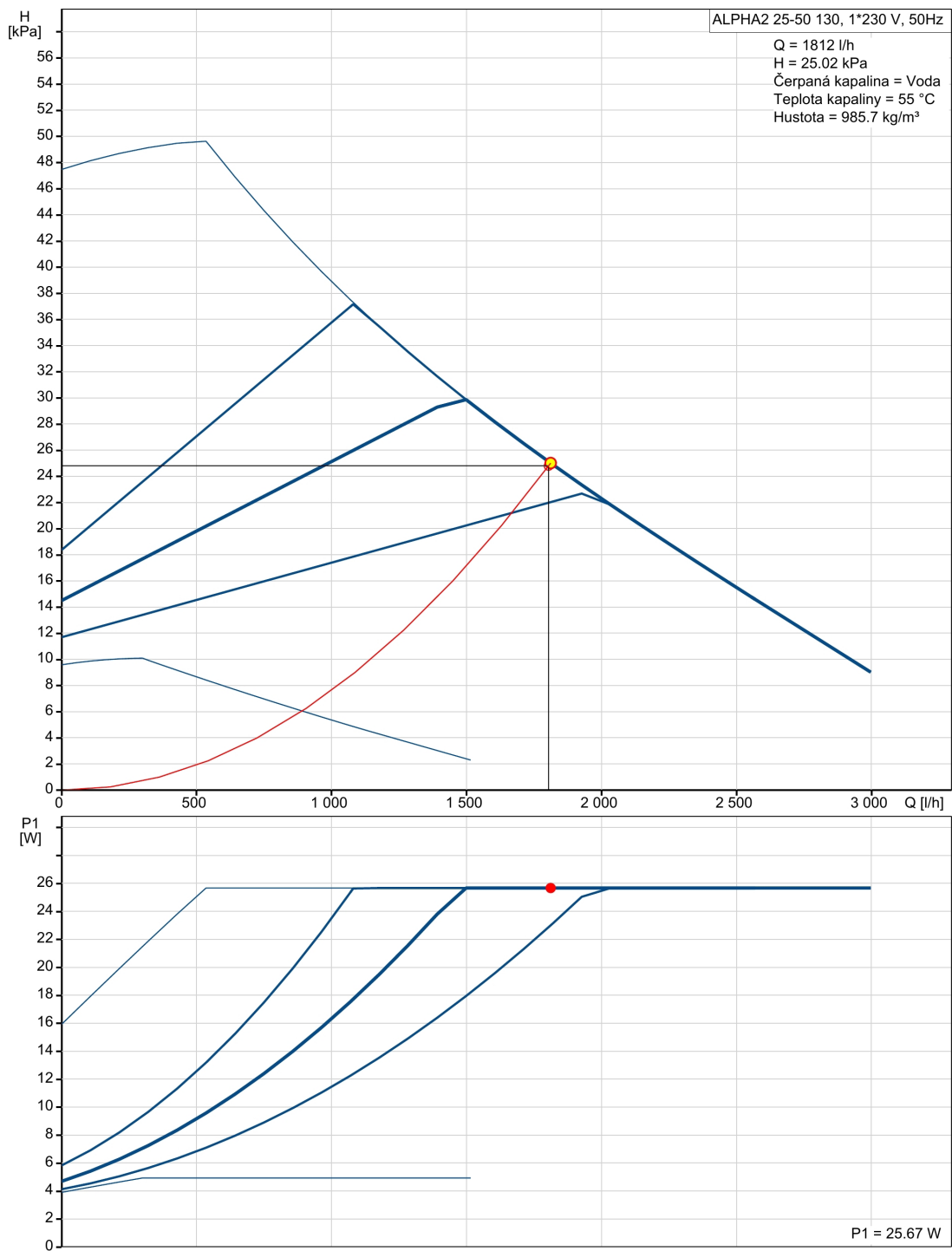


Vytištěno z Grundfos CAPS [2016.08.047]

1/1

Obrázek 20 - Oběhové čerpadlo s regulací na konstantní dopravní tlak [14]

97993196 ALPHA2 25-50 130 50 Hz



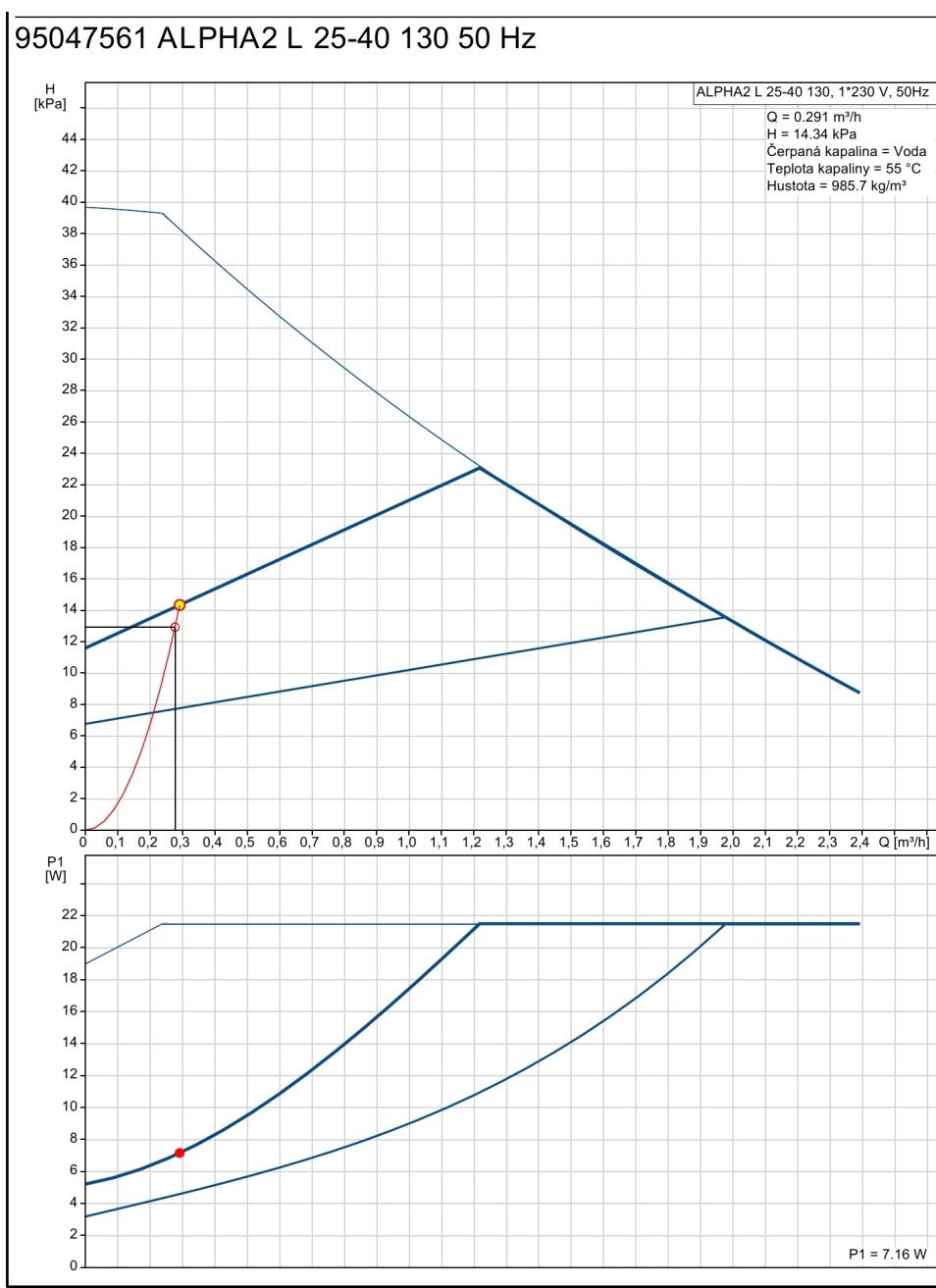
Vytištěno z Grundfos CAPS [2016.08.047]

1/1

Obrázek 21 - Oběhové čerpadlo s regulací na variabilní dopravní tlak (pro porovnání)

8.5.2 Oběhové čerpadlo podzemního vytápěcího okruhu

Podzemní vytápěcí okruh rozvádí otopnou vodu k jednotlivým OT v 1.PP jednotrubkovým okruhem vedeným v podlaze. Okruh má požadovaný pracovní bod s tlakovou ztrátou $\Delta p_{zo} = 12,9$ kPa při průtoku 277 l/h. Navrženo je oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 L 25-40 a jeho charakteristika je zobrazena na Obrázku 22. Skutečný pracovní bod čerpadla je při dopravním tlaku 14,3 kPa při průtoku 291 l/h. Zde je, podle mého názoru, výhodnější regulace na variabilní dopravní tlak.



Vytlačeno z Grundfos CAPS [2016.08.0471]

Obrázek 22 - Oběhové čerpadlo s regulací na variabilní dopravní tlak [14]

1/1

8.6 Tepelná izolace rozvodů

Veškeré rozvody v projektu budou izolovány náplekovou tepelnou izolací z pěnového polyetylenu. Tento izolační materiál má součinitel tepelné vodivosti $\lambda_{iz} = 0,038 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Určení tloušťky tepelné izolace upravuje Vyhláška č. 193/2007 Sb. Vyhláška udává maximální součinitel prostupu tepla vztažený na délku potrubí pro různé průměry potrubí. Při použití tohoto způsobu vychází velké tloušťky potrubí, i několikanásobně vyšší, než je vnější průměr potrubí. Vyhláška zároveň umožňuje stanovit tloušťku tepelné izolace na základě optimalizačního výpočtu, respektujícího ekonomicky efektivní úspory energie.

Výpočet byl proveden podle [2] určením celkových měrných nákladů na 1 m potrubí, které jsou součtem pořizovacích nákladů na tepelnou izolaci a nákladů na krytí tepelných ztrát.

$$N = \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot (X^2 - 1) \cdot c_{iz} + \frac{\Delta t \cdot \tau \cdot c_t}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln X + \frac{1}{\pi \cdot D_2 \cdot X \cdot \alpha_2}} \quad [\text{Kč/m.rok}] \quad (20)$$

kde

D_2 [m], je vnější průměr trubky;

X [-], je poměr vnějšího průměru izolace a vnějšího průměru trubky;

c_{iz} [Kč/m³], je měrná cena izolace;

Δt [K], je rozdíl teplot teplotnosné látky a okolí;

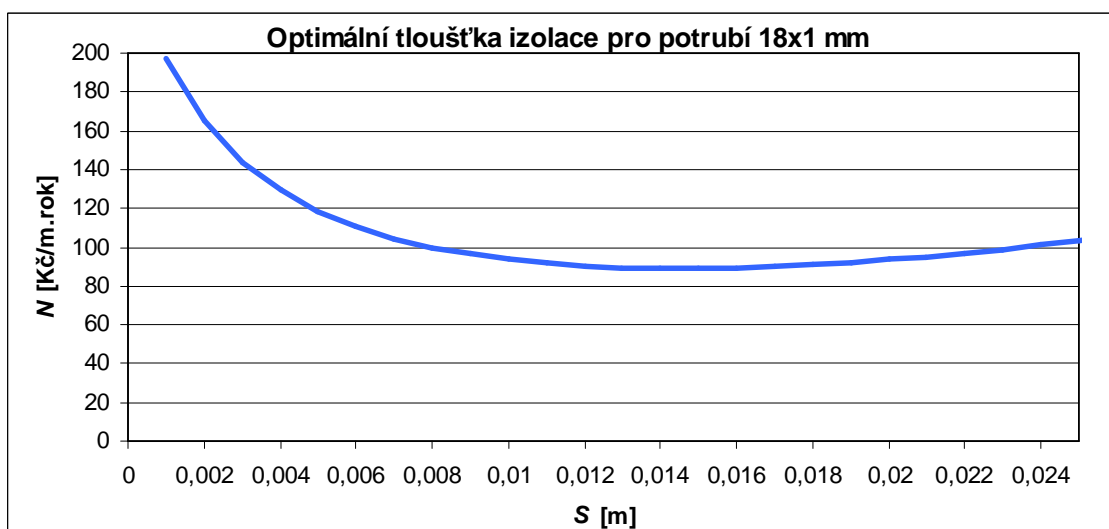
τ [h/rok], je roční provozní doba;

c_t [Kč/Wh], je měrná cena tepla;

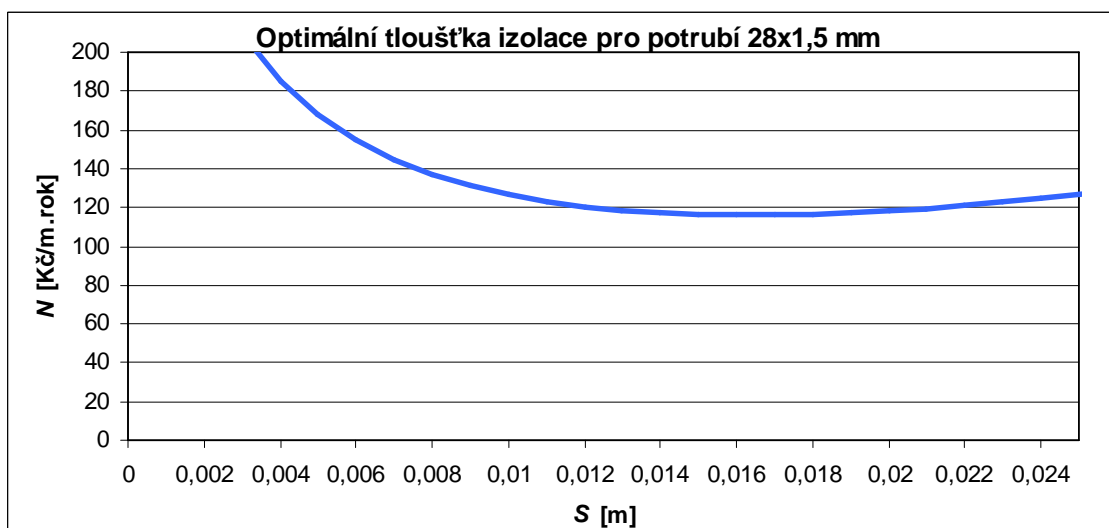
λ_{iz} [W/m.K], je součinitel tepelné vodivosti tepelné izolace;

α_2 [W/m².K], je součinitel přestupu tepla na vnější straně.

Následuje grafické zobrazení závislosti celkových měrných nákladů na tloušťce izolace pro dva často použité rozměry potrubí. Po potrubí 18x1 mm vychází nejlépe tloušťka izolace 15 mm a pro potrubí 28x1,5 mm tloušťka izolace 16 mm. Vzhledem k výrobní řadě izolace je pro veškeré potrubí použita izolace MIRELON PRO tloušťky 13 mm. Z grafů je patrné, že celkové měrné náklady se příliš neliší pro tloušťky izolace od 13 do 20 mm.



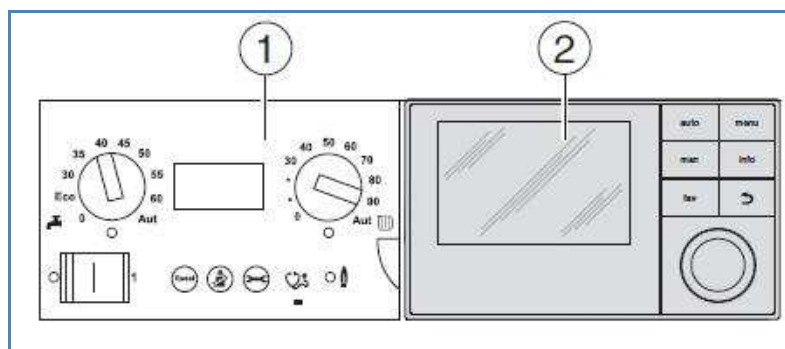
Obrázek 23 - Optimalní tloušťka izolace pro potrubí 18x1 mm



Obrázek 24 - Optimalní tloušťka izolace pro potrubí 28x1,5 mm

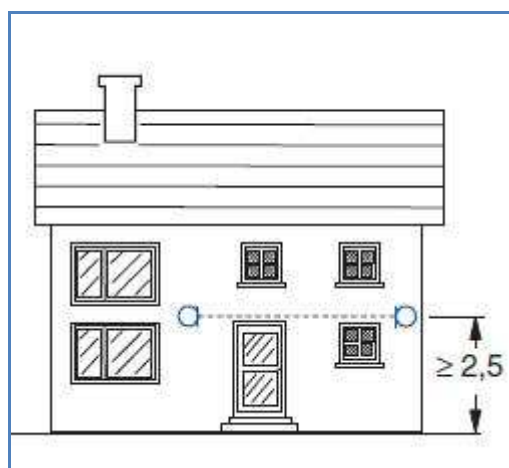
9. Regulace

Ve studii je regulace tepelného výkonu rozdělena na místní kvantitativní regulaci otopných těles a centrální kvalitativní regulaci zdroje tepla. Zvolený kotel má již integrovanou řídicí jednotku BC10, kterou je ovšem pro některé nastavení regulace nutné osadit obslužnou jednotkou. Řídicí jednotku BC10 lze přímo v kotli osadit obslužnou jednotkou RC300, viz Obrázek 25.



Obrázek 25 - Řídící jednotka BC10 (1) s osazenou obslužnou jednotkou RC300 (2) [9]

Kotel bude mít řízenou výstupní teplotu otopné vody podle venkovní teploty, tedy s ekvitermní regulací. Korekce na prostorové teploty nebude využita, protože chování a preference uživatelů v jednotlivých bytech může být rozdílné a nelze vybrat referenční vnitřní prostor pro měření vnitřní teploty. Dále je zajištěna lokální regulace pomocí ventilů s termostatickými hlavicemi osazených na otopných tělesech. Pro měření venkovní teploty je nutné osadit čidlo venkovní teploty, a to na vhodné místo na fasádě. Čidla venkovní teploty se zpravidla umísťují na severní fasádu, kde je minimalizováno ovlivnění sluneční radiací. Dále je nutné se vyhnout umístění nad okny, dveřmi, nebo větracími prostory, kde by mohlo být čidlo ovlivněno vystupujícím vnitřním vzduchem. Dalším nevhodným umístěním jsou prostory pod balkóny nebo pod markýzami, které se v uvažovaném domě nevyskytují. Čidlo je také nutné umístit alespoň 2,5 m nad terén podle následujícího obrázku.



Obrázek 26 - Umístění čidla venkovní teploty [9]

Řídící jednotka umožňuje také zobrazení stavu systému a diagnostiku poruch.

10. Montáž

Veškerá zařízení, jako jsou oběhová čerpadla, kotel, ohřívač TV, expanzní nádoba, měřiče tepla atp. budou instalována dle montážních návodů a předpisů výrobců.

10.1 Montáž potrubí

Veškeré potrubí je měděné a bude opatřeno jednotně tepelnou izolací MIRELON PRO tloušťky 13 mm. Potrubí v místě prostupu stěnou nebo stropem je nutné uložit do ochranné trubky většího rozměru. Spojování kusů potrubí bude provedeno kapilárním pájením. Potrubí uložené nad nosnou částí podlahy v potěru bude chráněno plastovým povlakem proti korozi.

11. Potřeba tepla

11.1 Roční potřeba tepla pro vytápění

Výpočet roční potřeby tepla na vytápění je proveden denostupňovou metodou. Teoretická potřeba tepla je dána vztahem

$$Q_d = 24 \cdot \dot{Q} \cdot \frac{d \cdot (t_{is} - t_{es})}{t_i - t_e} \cdot e_i \cdot e_t \cdot e_d \quad [\text{Wh}] \quad (63)$$

kde

\dot{Q} [W], je celková tepelná ztráta;

d [-], je počet dnů otopného období;

t_{is} [°C], je střední teplota ve vytápěném objektu (20°C);

t_{es} [°C], je průměrná teplota za otopné období (3,3°C);

t_i [°C], je vnitřní výpočtová teplota (20°C);

t_e [°C], je venkovní výpočtová teplota (-15°C);

e_i [-], je opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty větráním a prostupem;

e_t [-], je opravný součinitel na snížení vnitřní teploty;

e_d [-], je opravný součinitel na zkrácení doby provozu.

Pro uvažovanou lokalitu je délka otopného období 232 dní a průměrná teplota v otopném období je 3,3°C. Střední teplota ve vytápěném prostoru je uvažována 20°C. Opravný součinitel e_i se volí v rozmezí 0,6 až 0,9. Bytový dům vykazuje vysoký podíl tepelné ztráty větráním na celkové tepelné ztrátě. Navíc v bytech je dle ČSN EN 12 831 uvažována poměrně vysoká hodnoty intenzity větrání, která má v bytech průměrnou

hodnotu $0,7 \text{ h}^{-1}$. Vzhledem k tomu, že byty jsou větrány přirozeně provětráváním, je pravděpodobné, že návrhové intenzity větrání nebude dosahováno v průběhu celého dne a celého otopného období. Z těchto důvodů je zvolena spíše menší hodnota součinitele $e_i = 0,7$. Hodnota opravného součinitele e_t se pro obytné budovy s nepřerušovaným vytápěním volí $0,95$. Opravný součinitel e_d má pro nepřetržitě vytápěné budovy hodnotu 1 . Po dosazení dostáváme

$$Q_d = 24 \cdot 23940 \cdot \frac{232 \cdot (20 - 3,3)}{20 - (-15)} \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot 1 = 42,3 \text{ MWh}.$$

Následně se spočítá skutečná potřeba tepla na vytápění, která je ovlivněna účinností celého systému.

$$Q_{d,skut} = \frac{Q_d}{\eta_K \cdot \eta_R \cdot \eta_o} = \frac{42,3}{0,96 \cdot 0,98 \cdot 1} = 45 \text{ MWh} \quad (64)$$

kde

η_K [-], je normovaný stupeň využití kotle vztážený ke spalnému teplu;

η_R [-], je účinnost rozvodů;

η_o [-], je účinnost regulace.

Roční potřeba paliva (zemního plynu) na vytápění je

$$U_d = \frac{Q_{d,skut}}{H_o} = \frac{45000}{11,05} = 4072 \text{ m}^3 \quad (65)$$

11.2 Měření spotřeby tepla na vytápění

Aby mohly být náklady spojené s vytápěním rozúčtovány mezi jednotlivé spotřebitele je nejdříve nutné měřit celkovou spotřebu zemního plynu na vytápění. Vzhledem k tomu, že kondenzační kotel je určen pouze pro vytápění, měření spotřeby zemního plynu na vytápění bude spolehlivě zajištěno plynoměrem osazeným na rozvodu zemního plynu za odbočkou ke kotli.

Dále je potřeba měřit spotřebu tepla jednotlivých bytů. Za odbočkou k bytovému okruhu bude na vratném potrubí v rámci instalační šachty osazen měřič tepla ENBRA

Sontec Supercal 739 ($q=0,6$) s dálkovým odečtem. Každý bytový okruh je vždy napojen pouze na jedno vertikální potrubí v instalační šachtě (přes jeden měřič tepla).

11.3 Roční potřeba tepla pro přípravu teplé vody

Výpočet denní potřeby teplé vody je proveden v Příloze 2 a je popsán v kapitole 5.1. Včetně započtení tepelných ztrát v rozvodech a zásobníku je potřeba tepla $Q_{1p} = 93,3$ kWh/den. Uvažuji stejnou denní potřebu TV po celý rok a skutečná roční potřeba tepla pro přípravu TV je pak

$$Q_{TV} = \frac{Q_{1p} \cdot 365}{\eta_{ZTV}} = \frac{93,3 \cdot 365}{0,89} = 38,3 \text{ MWh} \quad (66)$$

kde

η_{ZTV} [-], je účinnost ohříváče TV vztažená k výhřevnosti.

Roční potřeba paliva (zemního plynu) pro přípravu TV je

$$U_{TV} = \frac{Q_{TV}}{H_u} = \frac{38300}{9,96} = 3844 \text{ m}^3 \quad (67)$$

11.4 Měření spotřeby tepla na přípravu teplé vody

Měření spotřeby tepla pro přípravu TV bude zajištěno plynoměrem osazeným na rozvodu zemního plynu za odbočkou k ohříváči. Mezi jednotlivé byty a provozovnu baru bude spotřeba tepla jednoduše rozúčtována měřením spotřeby TV bytovými vodoměry.

11.5 Celková roční potřeba tepla a paliva

Celková roční potřeba tepla je dána součtem potřeby tepla na vytápění a přípravu TV

$$Q = Q_{d,skut} + Q_{TV} = 45 + 38,3 = 83,3 \text{ MWh} \quad (68)$$

Celková potřeba paliva je

$$U = U_d + U_{TV} = 4072 + 3844 = 7916 \text{ m}^3 \quad (69)$$

12. Diskuze

V rámci práce je vypracována studie vytápění zadaného bytového domu. Byl proveden návrh stavebních konstrukcí tak, aby splnily požadavky ČSN 73 0540. Tepelně technické vlastnosti navržených stavebních konstrukcí odpovídají doporučeným hodnotám až doporučeným hodnotám pro pasivní domy. Dále byl proveden výpočet tepelných ztrát podle ČSN EN 12 831. Celková návrhová tepelná ztráta vytápěných prostor je 23,9 kW. Tepelná ztráta větráním tvoří 61% celkové tepelné ztráty a pro další snižování energetické náročnosti by bylo vhodné zaměřit se na snížení tepelné ztráty větráním použitím nuceného větrání s rekuperací tepla.

Byla navržena otopná soustava s ohledem na snadné měření spotřeby tepla jednotlivých bytů. V bytech je využito jednotrubkové horizontální otopné soustavy se směšovacími armaturami. V suterénu je využito jednotrubkové otopné soustavy s jezdeckým napojením otopných těles. Při návrhu otopných ploch byl kladen důraz na tepelnou pohodu uživatel, zejména na vysoký podíl tepla sdíleného sáláním. Teplotní spád byl volen s ohledem na maximální využití kondenzační technologie a přiměřenou velikost otopných ploch. Dále byly navrženy veškeré součásti otopné soustavy a ekonomická tloušťka izolace rozvodů. Byla vypočtena potřeba teplé vody a byl navržen plynový zásobníkový ohříváč teplé vody.

V současné době ve společnosti převládá snaha šetřit na provozních nákladech. Na jednu stranu je dobře, že lidé jsou ochotni investovat do zařízení s lepšími parametry. Na druhou stranu se tak mnohdy děje pouze s ohledem na provozní parametry, bez ohledu na celkové náklady, které by měly být posuzovány maximálně v časovém horizontu životnosti zařízení. Snaha snižovat spotřebu energie z ekonomických a ekologických důvodů je správná. Otázkou zůstává jakou ekonomickou a ekologickou zátěž za sebou skrývají prostředky k tomu určené. Podle mého názoru, bychom neměli zapomínat, že prvotním důvodem, proč instalujeme technická zařízení budov, nejsou nízké provozní náklady, ale pohoda vnitřního prostředí.

13. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Vnitřní a vnější tepelný odpor při přestupu tepla dle ČSN EN ISO 6946	13
Tabulka 2 - Součinitele prostupu tepla	14
Tabulka 3 - Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla a větráním	22
Tabulka 4 - Investiční náklady různých zdrojů tepla.....	31
Tabulka 5 - Provozní náklady různých zdrojů tepla	31
Tabulka 6 - Technické parametry kotle [9]	33
Tabulka 7 - Povinnost neutralizace [9]	39

14. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Profil odběru a dodávky TV	27
Obrázek 2 - Schéma ohřívače TV [10].....	28
Obrázek 3 - Profil odběru a dodávky tepla při nepřetržitém provozu ohřívače.....	29
Obrázek 4 - Průběh celkových nákladů různých zdrojů tepla.....	32
Obrázek 5 - Rozměrové schéma kotle [9].....	33
Obrázek 6 – Typický průběh účinnosti kondenzačních kotlů	37
Obrázek 7 - Schéma odvodu kondenzátu [9].....	38
Obrázek 8 - Spalinová cesta [9].....	40
Obrázek 9 - Připojení spotřebiče typu C pomocí dvou adaptérů [11].....	41
Obrázek 10 - Výška přetlakového komínu	41
Obrázek 11 – Ohřívač TV S190 – pohled [10]	42
Obrázek 12 - Schéma napojení OT se čtyřcestnou armaturou.....	43
Obrázek 13 - Řez směšovací armaturou [13].....	44
Obrázek 14 - Schéma napojení OT jezdeckým způsobem	46
Obrázek 15 - Součinitel třecí ztráty [2]	51
Obrázek 16 - Tlaková ztráta uzlu se směšovací armaturou [13].....	53
Obrázek 17 - Poměr průměrů d/D podle Reichowa [2].....	54
Obrázek 18 - Kompaktní otopné těleso se středovým připojením [16]	55
Obrázek 19 - Charakteristika kotlového dopravního čerpadla [9]	59
Obrázek 20 - Oběhové čerpadlo s regulací na konstantní dopravní tlak [14]	61
Obrázek 21 - Oběhové čerpadlo s regulací na variabilní dopravní tlak (pro porovnání) 62	
Obrázek 22 - Oběhové čerpadlo s regulací na variabilní dopravní tlak [14].....	63
Obrázek 23 - Optimální tloušťka izolace pro potrubí 18x1 mm	65
Obrázek 24 - Optimální tloušťka izolace pro potrubí 28x1,5 mm	65
Obrázek 25 - Řídící jednotka BC10 (1) s osazenou obslužnou jednotkou RC300 (2) [9] 66	
Obrázek 26 - Umístění čidla venkovní teploty [9]	66

15. Použitá literatura

- 1) Vaverka, J. a kol.: Stavební tepelná technika a energetika budov. VUT v Brně, Brno 2006, 648s., ISBN 80-214-2910-0.
- 2) Bašta, J., Kabele, K.: Otopné soustavy teplovodní – sešit projektanta. Třetí přepracované vydání. STP 2008, ISBN 978-80-02-02064-6, 96 s.
- 3) Bašta, J.: Velkoplošné a sálavé vytápění. Grada Publishing, a.s., Praha 2010, 128s., ISBN 978-80-247-3524-5.
- 4) Brož, Karel.: Vytápění. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02536-5.
- 5) Bašta, J.: Otopné plochy. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. 328 s. ISBN 80-01-02365-6.
- 6) ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment. ASHRAE, Atlanta 2009. ISBN 1936504251
- 7) Bašta, J.: Normovaný stupeň využití v praxi. Vytápění větrání instalace , Roč. 17, č. 4 (září 2008), s. 184-186
- 8) Metody návrhu zásobníku teplé vody. VAVŘIČKA Roman. TZB -info.cz [online]. 2011 [citace 2015]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/7885-metody-navrhu-zasobniku-teple-vody>.
- 9) Firemní projekční podklady - Bosch Termotechnika s.r.o., obchodní divize Buderus. Dostupné z http://www.buderus.cz/files/PP_GB162_2016_v2_CZ_CZ.pdf.
- 10) Firemní projekční podklady - Bosch Termotechnika s.r.o., obchodní divize Junkers. Dostupné z http://junkers-cz.resource.bosch.com/media/ttcz/dokumentace/instalace_navyhody_vody_1/04_z_sobnyky/s_120-160-190_1_6720604729_cz.pdf.
- 11) Firemní projekční podklady - Schiedel s.r.o. Dostupné z <http://www.schiedel.cz/cz/projektovani-kominu>.

- 12) Firemní projekční podklady - ENBRA a.s. Dostupné z <http://www.enbra.cz/cs/produkty/merice-tepla/kompaktni-merice-tepla>.
- 13) Firemní projekční podklady - IMI Hydronic Engineering – Česká republika, značka HEIMEIER. Dostupné z <http://www.imi-hydronic.com/cs/produkty-a-eeeni/termostaticka-regulace/termostaticke-ventily-a-roubeni/armatury-pro-otopna-telesa-s-vestavnym-ventilem/vekolux/>.
- 14) Firemní projekční podklady – Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o. Dostupné z <http://net.grundfos.com/Apply/ccmsservices/public/literature/filedata/Grundfosliterature-5141011.pdf>.
- 15) Firemní projekční podklady – REGULUS spol. s. r.o. Dostupné z <http://www.regulus.cz/cz/expanzni-nadoba-hs018>.
- 16) Firemní projekční podklady – KORADO a.s. Dostupné z <https://www.korado.cz/common/downloads/radik-deskova-otopna-telesa.pdf>.

Normy:

- 17) ČSN EN 12 831. Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu. Praha: ÚNMZ, 2005.
- 18) ČSN 73 0540-2. Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky. Praha: ÚNMZ, 2011.
- 19) ČSN EN ISO 6946. Stavební prvky a stavební konstrukce - Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla - Výpočtová metoda. Praha: ÚNMZ, 2008.
- 20) ČSN EN 15 665/Z1. Větrání budov - Stanovení výkonových kritérií pro větrací systémy obytných budov. Praha: ÚNMZ, 2011.
- 21) ČSN 06 0210. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění. Praha: ÚNMZ, 1994.
- 22) ČSN 06 0320. Tepelné soustavy v budovách - Příprava teplé vody - Navrhování a projektování. Praha: ÚNMZ, 2006.

23) ČSN 73 4201. Komíny a kouřovody - Navrhování, provádění a připojování spotřebičů paliv. Praha: ÚNMZ, 2010.

Seznam elektronických příloh

Příloha 1 (xls)

Výpočet součinitelů prostupu tepla, Výpočet tepelných ztrát, Návrh a hydraulický výpočet JHOS se směšovacími armaturami, Návrh a hydraulický výpočet JHOS s jezdeckým napojením OT

Příloha 2 (xls)

Výpočet potřeby teplé vody, Návrh ohříváče teplé vody

Příloha 3 (xls)

Výpočet ekonomické tloušťky izolace

Seznam výkresové dokumentace

5 – TŽP – 2017 – 1.1	PŮDORYS 1.PP – VYTÁPĚNÍ	(3 x A4)
5 – TŽP – 2017 – 1.2	PŮDORYS 1.NP – VYTÁPĚNÍ	(3 x A4)
5 – TŽP – 2017 – 1.3	PŮDORYS 2.NP – VYTÁPĚNÍ	(3 x A4)
5 – TŽP – 2017 – 1.4	PŮDORYS 3.NP – VYTÁPĚNÍ	(3 x A4)
5 – TŽP – 2017 – 1.5	PŮDORYS 4.NP – VYTÁPĚNÍ	(3 x A4)
5 – TŽP – 2017 – 1.6	ROZVINUTÉ SCHÉMA – VYTÁPĚNÍ	(1 x A2)