

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

Variantsní vytápění vily

DIPLOMOVÁ PRÁCE



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Brož** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **424822**
 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:

Variantní vytápění vily

Název diplomové práce anglicky:

Variant Heating of a Family House

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte studii vytápění dvoupodlažního rodinného domu. Uplatněte dvě varianty otopné soustavy. První jako dvourubkovou protiproudou vertikální otopnou soustavu napojenou na kondenzační kotel a druhou jako podlahové vytápění napojené na tepelné čerpadlo vzduch/voda. Zhodnoťte investiční náklady, návratnost a energetickou náročnost jednotlivých variant vytápění vily.

Seznam doporučené literatury:

Bašta, J.: Velkoplošné sálavé vytápění. Grada Publishing, a.s., Praha 2010, 128s., ISBN 978-80-247-3524-5.
 Bašta, J.: Regulace v technice prostředí staveb. Česká technika nakladatelství ČVUT. Praha 2014, 194s., ISBN 978-80-01-05455-0
 Bašta, J.: Otopné plochy - otopná tělesa. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2016. 204 s. ISBN 978-80-01-05943-2.
 Bašta, J., Kabele, K.: Otopné soustavy teplovodní sešit projektanta. Třetí přepracované vydání. STP 2008, ISBN 978-80-02-02064-6, 96 s.

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: **26.04.2018**Termín odevzdání diplomové práce: **22.06.2018**

Platnost zadání diplomové práce:

prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
 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.

16. 4. 2018

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Souhrn

Předmětem této diplomové práce je variantní řešení vytápění dvoupodlažní rodinné vily. Dle platných norem je spočtena tepelná ztráta objektu a navrženy tepelně technické vlastnosti konstrukcí. Je vypracována studie dvou variant otopných soustav. První jako dvoutrubková vertikální protiproudá soustava napojená na plynový kondenzační kotel a druhá jako podlahové vytápění s tepelným čerpadlem „vzduch-voda“. Práce obsahuje zhodnocení energetické náročnosti jednotlivých variant, jejich investiční náklady a vzájemné ekonomické porovnání na základě metody doby návratnosti.

Summary

The aim of this thesis is to find different solutions to heating of a two-storey family house. The heat loss of the building is calculated on valid norms and the thermal technical properties of the used materials are also suggested. The study contains two variations of heating systems. The first is a two-pipe system with direct return connected to a gas condensing boiler. The second is underfloor heating with a heat pump. The thesis consists of the evaluation of the energy requirements, the investment costs and the reciprocal economical investment return over time.

Prohlášení

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

V Benešově 20. 6. 2018

Bc. Tomáš Brož

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D., vedoucímu mé diplomové práce, za trpělivé zodpovídání mých dotazů, velmi cenné připomínky a čas, který věnoval při vedení mé práce. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu během studia na Fakultě strojní ČVUT v Praze.

Obsah

| | |
|---|----|
| Značky a jednotky | 8 |
| Indexy | 11 |
| 1. ÚVOD..... | 14 |
| 2. ŘEŠENÝ OBJEKT | 15 |
| 2.1. Tepelně technické vlastnosti stavby | 16 |
| 2.1.1. Skladby svislých stavebních konstrukcí..... | 17 |
| 2.1.2. Skladby vodorovných stavebních konstrukcí | 18 |
| 2.1.3. Vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla | 19 |
| 3. TEPELNÁ ZTRÁTA OBJEKTU | 21 |
| 3.1. Výpočet tepelných ztrát objektu | 21 |
| 3.2. Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla | 23 |
| 3.2.1. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí $H_{T,ie}$ | 23 |
| 3.2.2. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostoru nevytápěným prostředím $H_{T,iue}$ | 25 |
| 3.2.3. Součinitel tepelné ztráty prostupem zeminou $H_{T,ig}$ | 26 |
| 3.2.4. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně odlišnou teplotu $H_{T,ij}$ | 30 |
| 3.3. Návrhová tepelná ztráta větráním | 32 |
| 4. DVOUTRUBKOVÁ OTOPNÁ SOUSTAVA | 36 |
| 4.1. Teorie dvoutrubkové soustavy..... | 36 |
| 4.1.1. Protiproudé otopné soustavy..... | 36 |
| 4.1.2. Souproudé otopné soustavy | 36 |
| 4.1.3. Hlavní ležatý rozvod | 37 |
| 4.1.4. Rozvod otopné vody k otopným tělesům | 39 |
| 4.1.5. Oběh vody v soustavě | 40 |
| 4.2. Otopná tělesa..... | 44 |
| 4.3. Zdroj tepla..... | 48 |
| 4.4. Regulace | 50 |
| 4.4.1. Regulace zdroje tepla | 50 |
| 4.4.2. Místní regulace..... | 52 |
| 4.5. Zabezpečovací a pojistné zařízení..... | 52 |
| 4.5.1. Pojistný ventil | 52 |
| 4.5.2. Zabezpečovací zařízení | 53 |

| | | |
|----------|--|-----|
| 4.6. | Rozvod potrubí..... | 55 |
| 4.7. | Návrh potrubní sítě..... | 57 |
| 4.8. | Hydraulické vyvážení otopné soustavy..... | 61 |
| 4.9. | Návrh oběhového čerpadla..... | 63 |
| 5. | SYSTÉM PODLAHOVÉHO VYTÁPĚNÍ..... | 65 |
| 5.1. | Úvod..... | 65 |
| 5.2. | Tepelná pohoda..... | 66 |
| 5.3. | Konstrukce a provedení podlahové otopné plochy..... | 67 |
| 5.4. | Jednotlivé vrstvy..... | 70 |
| 5.4.1. | Tepelná a zvuková izolace..... | 70 |
| 5.4.2. | Podkladový beton..... | 71 |
| 5.4.3. | Kladení a přichycování trubek..... | 72 |
| 5.4.4. | Dilatační spáry..... | 72 |
| 5.4.5. | Ukládací vrstva..... | 73 |
| 5.4.6. | Podlahová krytina..... | 74 |
| 5.4.7. | Potrubí otopného hadu..... | 74 |
| 5.5. | Tepelně technický výpočet teplovodního podlahového vytápění..... | 76 |
| 5.6. | Hydraulický výpočet podlahového vytápění..... | 82 |
| 5.7. | Hydraulické vyvažování podlahové otopné soustavy..... | 85 |
| 5.8. | Zdroj tepla..... | 90 |
| 5.8.1. | COP, SCOP..... | 92 |
| 5.8.2. | Výběr tepelného čerpadla..... | 93 |
| 5.8.3. | Akumulační zásobník..... | 94 |
| 5.9. | Regulace tepelného čerpadla..... | 95 |
| 5.8.4. | Návrh oběhového čerpadla..... | 97 |
| 5.10. | Pojistné a zabezpečovací zařízení..... | 100 |
| 5.10.1. | Pojistný ventil..... | 100 |
| 5.10.2. | Zabezpečovací zařízení..... | 100 |
| 6. | POTŘEBA TEPLA..... | 102 |
| 6.1. | Výpočet teoretické potřeby tepla..... | 104 |
| 6.2. | Skutečná potřeba tepla na vytápění..... | 105 |
| 6.2.1. | Plynový kondenzační kotel..... | 106 |
| 6.2.1.1. | Tepelné čerpadlo..... | 106 |
| 7. | EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ VARIANT..... | 109 |
| 7.1. | Počáteční investiční náklady..... | 109 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 7.1.1. | Dvoutrubková vertikální soustava (KK) | 109 |
| 7.1.2. | Podlahové vytápění (TČ)..... | 110 |
| 7.1.3. | Porovnání investičních nákladů jednotlivých variant | 111 |
| 7.2. | Energetická náročnost variant vytápění..... | 112 |
| 7.2.1. | Dvoutrubková vertikální soustava (KK) | 112 |
| 7.2.2. | Podlahové vytápění (TČ)..... | 113 |
| 7.2.3. | Porovnání energetických náročností | 114 |
| 7.3. | Návratnost..... | 115 |
| 7.3.1. | Roční provozní náklady..... | 117 |
| 7.3.2. | Finanční tok z investice | 118 |
| 7.3.3. | Grafické vyjádření návratnosti..... | 119 |
| 8. | ZÁVĚR..... | 122 |
| | Seznam literatury | 126 |
| | Seznam příloh | 131 |

Značky a jednotky

| | | |
|-----------|---|-----------------------|
| A | - plocha | [m ²] |
| B' | - charakteristický parametr | [m] |
| CF | - finanční tok | [Kč] |
| COP | - jmenovitý topný faktor | [-] |
| D | - počet denostupňů | [K.den] |
| G_w | - korekční činitel pro podzemní vodu | [-] |
| H | - součinitel tepelné ztráty | [W/K] |
| | - výška otopného tělesa | [m] |
| OT | - otopné těleso | [-] |
| KK | - kondenzační kotel | [-] |
| KV | - kapitálové výdaje | [Kč] |
| L | - délka otopného tělesa | [m] |
| P | - obvod podlahy (vnější hranice A) | [m] |
| | - elektrický příkon | [W] |
| PB | - pracovní bod | [-] |
| PP | - doba návratnosti | [roky] |
| PN | - provozní náklady | [Kč] |
| Q | - tepelný výkon | [W] |
| | - tepelný příkon | [W] |
| R | - měrná tlaková ztráta | [Pa/m] |
| | - tepelný odpor | [m ² .K/W] |
| S | - plocha konstrukce | [m ²] |
| $SCOP$ | - sezónní topný faktor | [-] |
| T | - teplota spotřebiče tepla | [K] |
| T_o | - teplota nízkopotenciálního zdroje tepla | [K] |
| $TČ$ | - tepelné čerpadlo | [-] |
| U | - součinitel prostupu tepla | [W/m ² .K] |
| V | - objem | [m ³] |
| \dot{V} | - objemový průtok | [m ³ /s] |

| | | |
|-----------------|---|-----------------------|
| Z | - tlaková ztráta místními odpory | [Pa] |
| a | - tloušťka jednotlivých vrstev nad trubkami | [m] |
| b | - tloušťka jednotlivých vrstev pod trubkami | [m] |
| | - opravný součinitel | [-] |
| c | - měrná tepelná kapacita | [J/kg.K] |
| d | - vnitřní průměr potrubí | [m] |
| e | - opravné činitelé | [-] |
| f | - korekční činitelé | [-] |
| g | - tíhové zrychlení | [m ² /s] |
| h | - výška vodního sloupce | [m] |
| k | - absolutní drsnost potrubí | [m] |
| k_v | - jmenovitý průtok | [m ³ /h] |
| l | - délka potrubí | [m] |
| | - rozteč trubek | [m] |
| m | - charakteristické číslo podlahy | [1/m] |
| \dot{m} | - hmotnostní průtok | [kg/s] |
| n | - intenzita výměny vzduchu | [-] |
| | - součinitel zvětšení objemu | [-] |
| p | - tlak | [Pa] |
| q | - měrný tepelný výkon | [W/m ²] |
| r | - šířka okrajové zóny | [m] |
| s | - tloušťka stavební konstrukce | [m] |
| t | - teplota otopné vody | [°C] |
| v | - střední rychlost v potrubí | [m/s] |
| w | - rychlost proudění vzduchu | [m/s] |
| ΔT | - projektovaný teplotní spád | [K] |
| ΔU_{tb} | - korekční součinitel | [W/m ² .K] |
| Δp | - tlaková ztráta | [Pa] |
| Δt | - ochlazení na otopném hadu | [K] |
| Φ | - tepelná ztráta | [W] |

| | | |
|---------------|---|-----------------------|
| | - potřeba energie | [J] |
| Λ | - tepelná propustnost | [W/m ² .K] |
| α | - součinitel přestupu tepla | [W/m ² .K] |
| | - součinitel délkové teplotní roztažnosti | [mm/m.K] |
| ε | - opravný součinitel | [-] |
| θ | - teplota | [°C] |
| λ | - součinitel tepelné vodivosti | [W/m.K] |
| η | - účinnost | [-] |
| | - stupeň využití expanzní nádoby | [-] |
| ξ | - součinitel místního odporu | [-] |
| ρ | - hustota | [kg/m ³] |

Indexy

| | |
|------------------|---|
| <i>l</i> | - počáteční varianty „KK“ |
| <i>2</i> | - počáteční varianty „TČ“ |
| <i>a</i> | - nad trubkami |
| <i>a,min</i> | - minimální akumulčního zásobníku |
| <i>aku</i> | - minimální otopné vody |
| <i>az</i> | - akumulčního zásobníku |
| <i>b</i> | - pod trubkami - barometrický |
| <i>c</i> | - celkový |
| <i>Cu,p</i> | - měděného potrubí |
| <i>d</i> | - vodních par ve vzduchu |
| <i>d,dov,abs</i> | - nejnižší dovolený absolutní |
| <i>D,OČ</i> | - dodaná oběhovému čerpadlu |
| <i>D,TČ</i> | - dodaná tepelnému čerpadlu |
| <i>e</i> | - venkovní výpočtová |
| <i>EL</i> | - elektrický |
| <i>EN</i> | - expanzní nádoby |
| <i>equiv,k</i> | - ekvivaletní |
| <i>es</i> | - průměrná venkovní |
| <i>g</i> | - podlahová konstrukce |
| <i>h,dov</i> | - největší dovolený |
| <i>h,dov,abs</i> | - největší dovolený absolutní |
| <i>i</i> | - vnitřní - přiváděný |
| <i>i,snížená</i> | - snížená vnitřní výpočtová |
| <i>inf,i</i> | - infiltrací |
| <i>int</i> | - interní |
| <i>int,i</i> | - vnitřní výpočtová vytápěného prostoru |

| | |
|-------------------|--|
| <i>is</i> | - průměrná vnitřní výpočtová |
| <i>k</i> | - stavební část |
| | - konvekci |
| <i>kc</i> | - korigovaný |
| <i>KK,el</i> | - kondenzační kotel elektrická energie |
| <i>KK,n</i> | - kondenzační kotel v n-tém roce provozu |
| <i>m</i> | - střední |
| <i>m,e</i> | - průměrná venkovní oblastní pro otopné období |
| <i>max</i> | - maximální |
| <i>me</i> | - průměrná denní venkovní |
| <i>mech,inf,i</i> | - rozdíl mezi nuceně přiváděným a odváděným |
| <i>N,20</i> | - požadované hodnoty v ČSN 73 0540-2:2011 |
| <i>O</i> | - okrajové plochy |
| | - obsluhy |
| <i>os</i> | - otopné soustavy |
| <i>OT</i> | - otopného tělesa |
| <i>ot</i> | - otevírací |
| <i>ot.období</i> | - průměrná vážená hodnota za otopné období |
| <i>OT+TRV</i> | - otopného tělesa a termostatického ventilu |
| <i>P</i> | - podlahy |
| | - otopného hadu |
| | - povrchu |
| <i>p</i> | - potrubí |
| <i>p,p</i> | - plastového potrubí |
| <i>PC</i> | - celkový podlahové otopné plochy |
| <i>R</i> | - rozvodu |
| <i>r</i> | - střední radiační |
| <i>rec,20</i> | - doporučené hodnoty v ČSN 73 0540-2:2011 |
| <i>RŠ</i> | - regulačního šroubení |
| <i>s</i> | - sáláním |

| | |
|------------------|---|
| se | - při přestupu na vnější straně |
| si | - při přestupu tepla na vnitřní straně |
| sp | - sousedního prostoru |
| su,i | - nuceně přiváděný |
| T | - dané konstrukce |
| T,i | - prostupem tepla |
| T,g | - prostupem zeminou |
| T,ie | - prostupem z vytápěného prostoru (i) do venkovního prostředí (e) |
| T,ij | - z vytápěného prostoru (i) do sousedního prostoru (j) |
| T,iue | - z prostoru (i) do venkovního prostoru (e) nevytápěným prostorem (u) |
| $T\check{C},n$ | - tepelné čerpadlo v n-tém roce provozu |
| u | - nevytápěného prostoru |
| V,i | - větráním |
| VYT | - skutečná na vytápění |
| VYT,KK | - skutečná na vytápění v případě kondenzačního kotle |
| VYT,r | - teoretická na vytápění |
| $VYT,T\check{C}$ | - skutečná na vytápění v případě tepelného čerpadla |
| $w1$ | - přívodní |
| $w2$ | - zpátečka |
| z | - sáláním |
| Z | - zdroje |
| zc | - celková |
| zm | - místní |
| zt | - třením |
| λ | - třením |
| ξ | - místní |

1. ÚVOD

Lidé tráví v uzavřených prostorech až 90 % svého života, a tak je samozřejmé, že s neustálým technologickým vývojem se také posouvají požadavky na optimální vnitřní klima. V otopném období je úkolem otopné soustavy zajistit pro uživatele vytápěných prostor příjemné prostředí a tepelnou pohodu. Vhodný návrh otopné soustavy a volba zdroje tepla má na stav vnitřního prostředí zásadní vliv. Z důvodu rostoucích cen za tepelnou energii je volba otopné soustavy ovlivněna kromě počátečních investičních nákladů také energetickou náročností jednotlivých variant.

Tato práce obsahuje návrh dvou otopných soustav pro novou rodinnou dvoupodlažní podsklepenou vilu, jejímž základem je návrh tepelně technických konstrukcí objektu tak, aby byly splněny doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla dle normy ČSN 73 0540-2:2011, a bylo tak dosaženo nízké energetické náročnosti budovy, kterou nabízí moderní stavební materiály. Tepelná ztráta budovy je spočtena pomocí normy ČSN EN 12831. První variantu otopné soustavy představuje podlahové vytápění napojené na tepelné čerpadlo „vzduch-voda“ a druhá je navržena jako dvoutrubková vertikální protiproudá otopná soustava napojená na plynový kondenzační kotel.

Z důvodu dosažení tepelné pohody ve vytápěném prostoru za těch nejnepříznivějších venkovních podmínek, ale také v přechodovém období, je navržena regulace příkonu tepla. Návrh je proveden tak, aby bylo ideálně dosaženo rovnováhy mezi výrobou a spotřebou tepla, a byl tak zajištěn ekonomický, ale také ekologický, provoz bez zbytečného plýtvání energií, jejíž výroba vždy, ať už více nebo méně, má negativní vliv na životní prostředí.

V závěru práce jsou varianty vytápění porovnány na základě počátečních investičních nákladů a jejich energetické náročnosti. Tyto poznatky jsou dále využity k ekonomickému porovnání jednotlivých variant pomocí metody doby návratnosti.

2. ŘEŠENÝ OBJEKT

Pro návrh varietního vytápění budovy byla vybrána luxusní rodinná vila, která se nachází v Benešově u Prahy. Objekt je tvořen dvěma nadzemními podlažními, nad nimiž se nachází nevytápěná půda. Střecha je zateplená, sedlového typu. Vila je podsklepená.

V suterénu se nachází technická místnost, kde je umístěn zdroj tepla. Na přání investora budou tři podzemní místnosti využívány k pobytu osob. Účel užívání a vnitřní výpočtové teploty θ_i jednotlivých místností jsou popsány v následující tabulce.

Tab. 2.1 Účely místností a jejich vnitřní výpočtové teploty θ_i

| Číslo místnosti | Účel místnosti | Vnitřní výpočtová teplota θ_i [°C] |
|-----------------|----------------------|---|
| 001 | Sklad | - |
| 002 | Technická místnost | - |
| 003 | Posilovna | 18 |
| 004 | Chodba | - |
| 005 | Společenská místnost | 20 |
| 006 | Dílna | 18 |
| 007 | Spíž | - |
| 101 | Obývací pokoj | 20 |
| 102 | WC | 24 |
| 103 | Koupelna | 24 |
| 104 | Chodba | 18 |
| 105 | Šatna | - |
| 106 | Kuchyň + jídelna | 20 |
| 107 | Předsíň | 20 |
| 201 | Ložnice | 20 |
| 202 | WC | 24 |
| 203 | Koupelna | 24 |
| 204 | Chodba | 20 |
| 205 | Pokoj pro hosty | 20 |
| 206 | Dětský pokoj 1 | 20 |
| 207 | Dětský pokoj 2 | 20 |

2.1. Tepelně technické vlastnosti stavby

Návrh jednotlivých stavebních konstrukcí domu je zcela zásadní, neboť tepelně technické vlastnosti stavby mají přímý vliv na tepelné ztráty objektu a tím pádem i na jeho energetickou náročnost. Jedním z nejdůležitějších parametrů stavebních konstrukcí je součinitel tepelné vodivosti [W/m.K]. Tato veličina popisuje schopnost materiálu vést teplo a je přímo úměrná součiniteli prostupu tepla U [W/m².K]. Součinitel prostupu tepla U udává, kolik tepla pronikne konstrukcí o ploše 1 m² při rozdílu teplot 1 K [L1]. Z toho vyplývá snaha, aby byla hodnota U co nejnižší.

Normované hodnoty součinitele prostupu tepla U jednotlivých stavebních konstrukcí jsou uvedeny v normě ČSN 730540-2:2011. Hodnoty U pro různé stavební konstrukce jsou dále rozděleny na požadované, doporučené hodnoty a hodnoty doporučené pro pasivní domy [L2]. Návrh stavebních konstrukcí jsem provedl tak, aby vypočtené hodnoty U odpovídaly doporučeným hodnotám.

Součinitel prostupu tepla U se počítá dle normy ČSN EN ISO 6946 a je dán vztahem [L3]:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_{n=1}^m R_n + R_{se}} = \frac{1}{R_{si} + \sum_{n=1}^m \frac{s_n}{\lambda_n} + R_{se}}, \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (2 - 1)$$

kde:

| | | |
|-------------|---|-----------------------|
| U | součinitel prostupu tepla | [W/m ² .K] |
| R_{si} | tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně | [m ² .K/W] |
| R_{se} | tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně | [m ² .K/W] |
| R_n | tepelný odpor n-té stavební konstrukce | [m ² .K/W] |
| s_n | tloušťka n-té stavební konstrukce | [m] |
| λ_n | součinitel tepelné vodivosti n-té stavební konstrukce | [W/m.K] |

Odpor konstrukce při prostupu tepla R_T [m².K/W] [L4]

$$R_T = R_{si} + \sum_{n=1}^m \frac{s_n}{\lambda_n} + R_{se} = R_{si} + R + R_{se}, \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (2 - 2)$$

Z rovnic (2-1) a (2-2) vyplývá, že součinitel prostupu tepla U je převrácenou hodnotou odporu konstrukce při prostupu tepla R_T .

Hodnoty tepelného odporu při přestupu tepla na vnější a vnitřní straně stanovuje norma ČSN EN ISO 6946. Jednotlivé hodnoty jsou uvedeny v tab. 2.2 [L3].

Tab. 2.2 Hodnoty tepelného odporu při přestupu tepla

| Tepelný odpor [m ² K/W] | směr tepelného toku | | |
|---------------------------------------|---------------------|-----------|------|
| | nahoru | vodorovně | dolu |
| R_{si} | 0,1 | 0,13 | 0,17 |
| R_{se} | 0,04 | 0,04 | 0,04 |

2.1.1. Skladby svislých stavebních konstrukcí

Vnější nosné obvodové konstrukce jsou tvořeny z pórobetonových tvárnic Ytong Lambda YQ o tloušťce 375 mm. Výrobce udává dvě hodnoty součinitele tepelné vodivosti. Hodnota součinitele tepelné vodivosti λ , pokud jsou tvárnice ve vysušeném stavu, je 0,077 W/m.K [L5]. Pro výpočet součinitele prostupu tepla obvodovými konstrukcemi byla užita návrhová hodnota udávaná výrobcem, která činí 0,083 W/m.K [L5].

Na vnitřní stranu konstrukce je navržena vápenná omítka o tloušťce 15 mm, která má hodnotu součinitele tepelné vodivosti 0,88 W/m.K [L6]. Na vnější stranu konstrukce bude nanесena perlitová omítka o tloušťce 15 mm, jejíž součinitel tepelné vodivosti má hodnotu 0,1 W/m.K [L6].

Doporučená hodnota součinitele prostupu tepla U pro vnější stěny dle normy ČSN 730540-2:2011 je 0,25 W/m².K [L2]. Vypočtená hodnota U navržené konstrukce je 0,21 W/m².K, tudíž není nutné dodatečně navrhovat další tepelně izolační vrstvu konstrukce.

Dále jsou navrženy dvě vnitřní svislé konstrukce. Vnitřní nosné stěny jsou postaveny z tvárnic Ytong P3-450 tloušťky 250 mm. Výrobce udává hodnotu součinitele tepelné vodivosti $\lambda = 0,116$ W/m.K [L5]. Po obou stranách konstrukce je nanесena vápenná omítka o tloušťce 15 mm se součinitelem tepelné vodivosti o hodnotě 0,88 W/m.K [L6]. Tento typ konstrukce odděluje vytápěný prostor od prostoru vytápěného na výrazně nižší

teplotu, nebo dokonce i od nevytápěného prostoru. Normované hodnoty součinitele prostupu tepla U i pro tyto případy jsou uvedeny v tabulce 2.3.

Další vnitřní svislou konstrukcí jsou příčky složené z Ytong Klasik tloušťky 150 mm. Pro tyto tvárnice udává výrobce hodnotu součinitele tepelné vodivosti 0,137 W/m.K [L5]. Na obou stranách konstrukce je vápenná omítka o tloušťce 15 mm se součinitelem tepelné vodivosti 0,88 W/m.K [L6].

Okna byla vybrána u českého výrobce Okna Macek. Konkrétně se jedná o typ nesoucí označení Knipping 76 AD. Jedná se o pětikomorová okna s izolačním trojsklem, u kterých výrobce udává hodnotu celkového součinitele prostupu tepla 1,1 W/m².K [L7]. Balkónové dveře byly vybrány ze stejné typové řady a výrobce pro ně dokládá stejnou hodnotu součinitele prostupu tepla.

Vstupní dveře byly opět vybrány u výrobce Okna Macek. Jedná se o plastové dveře Knipping 76 AD s pětikomorovým systémem, jejichž skleněné výplně jsou tvořeny izolačním trojsklem. Výrobce udává součinitele prostupu tepla o hodnotě 1,2 W/m².K [L7].

2.1.2. Skladby vodorovných stavebních konstrukcí

Podlahová konstrukce v suterénu přiléhá k zemině a její skladba je následující. Základ konstrukce je tvořen železobetonovou konstrukcí o tloušťce 250 mm, pro kterou byl zvolen součinitel tepelné vodivosti 1,43 W/m.K [L6]. Železobetonová vrstva je pokryta hydroizolační a parotěsnou zábranou Elastek 40 Special Mineral. Následuje tepelně izolační vrstva tvořena z extrudovaného polystyrenu Synthos XPS Prime 30 o tloušťce 120 mm, u kterého výrobce udává průměrný součinitel tepelné vodivosti (při 10 °C) $\lambda = 0,033$ W/m.K [L8]. Z důvodu, že hodnoty součinitele tepelné vodivosti λ jsou pro tepelné izolace měřeny v laboratorních podmínkách a reálně tyto hodnoty nemohou nikdy dosáhnout, tak hodnoty λ pro tepelné izolace navyšují o 10 %. V tomto případě λ na hodnotu 0,036 W/m.K. Polystyren je zakryt parotěsnou fólií Arbiton z PE o síle 0,2 mm. Poslední vrstvu podlahové konstrukce tvoří betonová mazanina o tloušťce 80 mm se součinitelem tepelné vodivosti 1,23 W/m.K [L6].

Podlahová konstrukce oddělující suterén od prvního nadzemního patra je shodná jako podlahová konstrukce oddělující nevytápěnou půdu od druhého nadzemního patra. Základ je tvořen stropním systémem Ytong Ekonom 250+0 o tloušťce 250 mm. Výrobce

uvádí u tohoto stropního systému průměrný tepelný odpor o hodnotě $0,68 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ [L9]. Izolační vrstva je tvořena extrudovaným polystyrenem Synthos XPS Prime 30 o tloušťce 60 mm s průměrným součinitelem tepelné vodivosti λ (10°C) $0,03 \text{ W/m.K}$ [L8]. Pro výpočet součinitele prostupu tepla U byla tato hodnota navýšena o 10 % na hodnotu $0,036 \text{ W/m.K}$. Polystyren je zakryt parotěsnou fólií Arbiton z PE o síle 0,2 mm. Konečnou vrstvou konstrukce je betonová mazanina o tloušťce 80 mm se součinitelem tepelné vodivosti $1,23 \text{ W/m.K}$ [L6].

Podlahová konstrukce mezi jednotlivými nadzemními podlažími je tvořena stropním systémem Ytong Ekonom 250+0, který je pokryt parotěsnou fólií Arbiton z PE o síle 0,2 mm. Následuje betonová mazanina o tloušťce 80 mm se součinitelem tepelné vodivosti $1,23 \text{ W/m.K}$ [L6].

V případě podlahového vytápění bude vybraná systémová deska Gabotherm 1.2.3. 30-2 o celkové tloušťce 50 mm a tepelné vodivosti $\lambda = 0,037 \text{ W/m.K}$ [L10] uložena na tepelně-izolační vrstvu konstrukce případně na nosnou část podlahy. Systémová deska je vhodně povrchově upravena, takže odpadá použití parotěsné fólie.

Střecha vily je šikmá se sklonem 30° a je pokryta pálenými taškami od firmy Tondach. Střecha je zateplena izolačními deskami Topdek 022 PIR se systémem pero-drážka o tloušťce 100 mm a minerální vatou Dekwool DW r o tloušťce 120 mm, která je instalována mezi krokvemi.

2.1.3. Vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla

Poté, co jsou určeny skladby jednotlivých konstrukcí, tak se provede výpočet součinitele prostupu tepla U pomocí vztahu (2-1). Vypočtené hodnoty jsou následně porovnány s doporučenými normovanými hodnotami součinitele prostupu tepla uvedených v normě ČSN 730540-2:2011 pro daný typ konstrukce.

Ve vzorci (2-1) se nachází členy vyjadřující tepelný odpor při přestupu tepla na vnější R_{se} a vnitřní straně R_{si} . Hodnota těchto členů je různá pro vodorovné a svislé konstrukce, neboť závisí na směru tepelného toku. Pro svislé konstrukce je hodnota R_{si} uvažována $0,13 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ a R_{se} se rovná $0,04 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Pokud tepelný tok má směr vzhůru vzhledem k vodorovné konstrukci, tak R_{si} má hodnotu $0,1 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Je-li směr tepelného toku dolů, tak se R_{si} bere o hodnotě $0,17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně R_{se} má vždy hodnotu $0,04 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

Přehledně jsou jednotlivé hodnoty R_{si} a R_{se} uvedeny v tabulce 2.2.

Porovnání vypočtených hodnot součinitele prostupu tepla jednotlivých stavebních konstrukcí s normovanými hodnotami dle normy ČSN 730540-2:2011 popisuje následující tabulka 2.3. Výpočet hodnot U jednotlivých stavebních konstrukcí je uveden v příloze 1.

Tab. 2.3 Porovnání vypočtených hodnot U s normovanými hodnotami z normy ČSN 730540-2:2011

| Typ konstrukce | Součinitel prostupu tepla | | | Vyhodnocení | | |
|---|--|-------------------------------|---------------------------------|--------------------|-------------------|----------------|
| | Vypočtená hodnota | Požadovaná hodnota $U_{N,20}$ | Doporučená hodnota $U_{rec,20}$ | | | |
| | [W/m ² K] | [W/m ² K] | [W/m ² K] | [-] | | |
| Stěna vnější | 0,21 | 0,3 | 0,25 | 0,21 ≤ 0,25 | Splněno | |
| Vnitřní nosná stěna | z vytápěného k nevytápěnému prostoru | 0,39 | 0,6 | 0,4 | 0,39 ≤ 0,4 | Splněno |
| | mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C | | 2,7 | 1,8 | 0,39 ≤ 1,8 | Splněno |
| Vnitřní příčka | mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C | 0,73 | 2,7 | 1,8 | 0,73 ≤ 1,8 | Splněno |
| | mezi prostory s rozdílem teplot do 10 °C | | 1,3 | 0,9 | 0,73 ≤ 0,9 | Splněno |
| Podlaha vytápěného prostoru přilehlá k zemině | 0,26 | 0,45 | 0,3 | 0,26 ≤ 0,3 | Splněno | |
| Strop z vytápěného k nevytápěnému prostoru | 0,37 | 0,6 | 0,4 | 0,37 ≤ 0,4 | Splněno | |
| Strop mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C | 1 | 2,2 | 1,45 | 1 ≤ 1,45 | Splněno | |
| Výplň otvoru z vytápěného prostoru do venkovního prostředí | 1,1 | 1,5 | 1,2 | 1,1 ≤ 1,2 | Splněno | |
| Dveřní výplň otvoru z vytápěného prostoru do venkovního prostředí | 1,2 | 1,7 | 1,2 | 1,2 ≤ 1,2 | Splněno | |

3. TEPELNÁ ZTRÁTA OBJEKTU

Výpočet tepelné ztráty objektu je proveden dle normy ČSN EN 12831, která se nazývá „*Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu*“. Tato norma je aktuální od 1. 4. 2005 [L11].

ČSN EN 12831 stanovuje postup výpočtu dodávky tepla nutného k bezpečnému dosažení vnitřní výpočtové teploty. V této normě jsou uvedeny postupy pro výpočet návrhové tepelné ztráty a návrhového tepelného výkonu pro standartní případy při návrhových podmínkách.

Jako standartní případy jsou brány budovy, jejichž světlá výška místností nepřesahuje 5 m a jsou vytápěny v ustáleném stavu při návrhových podmínkách. Výpočtová metoda je založena na několika předpokladech. Například, že rozložení teplot je rovnoměrné a tepelné ztráty se počítají pro ustálený stav za předpokladu konstantních vlastností, jako jsou hodnoty teploty, vlastnosti stavebních částí atd. [L12]

Správný výpočet tepelné ztráty objektu je zcela zásadní, neboť výsledky slouží ke stanovení návrhového tepelného výkonu, návrhu otopných ploch a dimenzování otopné soustavy.

3.1. Výpočet tepelných ztrát objektu

Při výpočtu tepelných ztrát budovy dle normy ČSN EN 12831 [L12] je užitá zjednodušená metoda [L12]. Pro výpočet tepelných ztrát nebudou užity součinitele prostupu tepla U_k jednotlivých stavebních konstrukcí, ale jejich korigované hodnoty U_{kc} . Pro určení korigovaného součinitele prostupu tepla U_{kc} platí následující vztah:

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb}, \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (3 - 1)$$

kde:

ΔU_{tb} korekční součinitel [W/m².K]

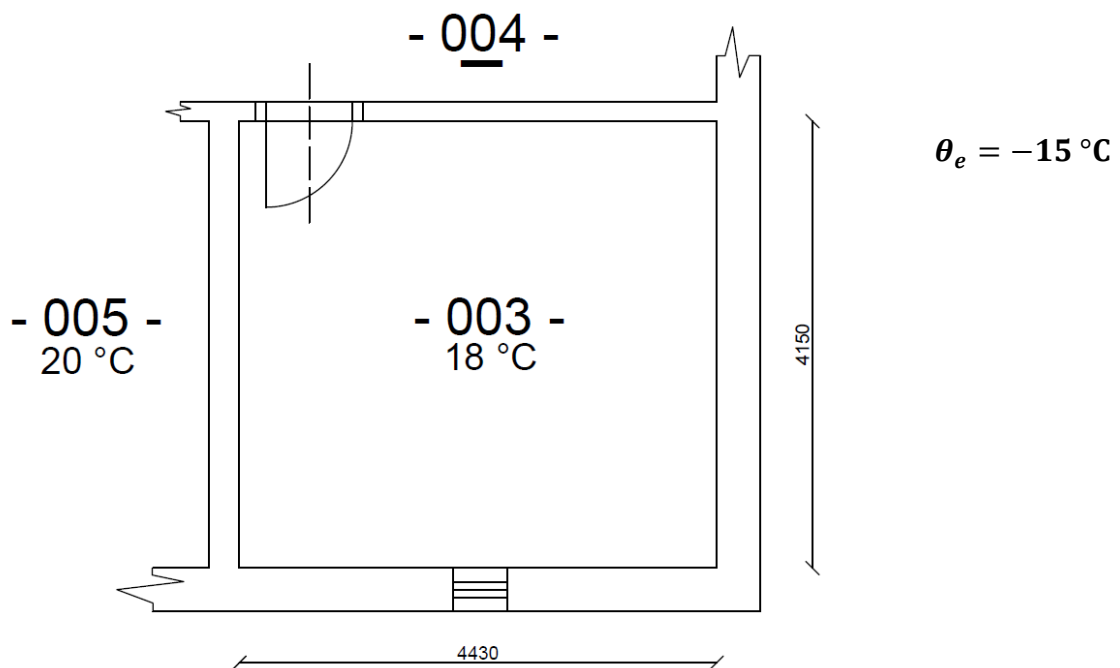
Hodnota závisí na druhu stavební části a základní údaje jsou uvedeny v příloze normy ČSN EN 12831.

Vila se nachází v Benešově u Prahy a oblastní venkovní výpočtová teplota θ_e pro tuto oblast je -15 °C a průměrná oblastní venkovní teplota pro otopné období $\theta_{m,e}$ je $3,9\text{ °C}$.

Výpočet tepelných ztrát bude názorně proveden pro místnost 003. Podrobný výpočet zbývajících místností je uveden v příloze 2.

Místnost 003 má světlou výšku 2,8 m, nachází se v suterénu a bude sloužit jako posilovna. Vnitřní výpočtová teplota t_i vybrané místnosti je 18 °C . Má dvě ochlazované stěny s jedním oknem, které jsou do výšky 1,5 m pod úroveň okolního terénu. Dále místnost sousedí s chodbou nesoucí označení 004, která je nevytápěna, a s místností 005, která má vnitřní výpočtovou teplotu 20 °C .

Následující obrázek znázorňuje rozměry a umístění místnosti vzhledem k okolním prostorům.



Obr. 3.1 Místnost 003

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

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}, \quad [\text{W}] \quad (3 - 2)$$

kde:

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

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

3.2. Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla

Návrhová tepelná ztráta prostupem se vypočte z následující rovnice:

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

kde:

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

$H_{T,iue}$ součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru (*i*)
do venkovního prostředí (*e*) nevytápěným prostorem (*u*) [W/K]

$H_{T,ig}$ součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy z vytápěného prostoru (*i*)
do zeminy (*g*) [W/K]

$H_{T,ij}$ součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru (*i*) do sousedního prostoru
(*j*) vytápěného na výrazně jinou teplotu [W/K]

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

θ_e výpočtová venkovní teplota [°C]

3.2.1. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí $H_{T,ie}$

Výpočet pomocí zjednodušené metody:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_{kc} \cdot e_k, \quad [\text{W/K}] \quad (3 - 4)$$

kde:

| | | |
|----------|--|-----------------------|
| A_k | plocha stavební části (k) | [m ²] |
| U_{kc} | korigovaný součinitel prostupu tepla stavební části (k), který zahrnuje lineární tepelné mosty | [W/m ² .K] |
| e_k | korekční čísel vystavení povětrnostním vlivům | [-] |

Výpočet pro místnost 003

Místnost 003 má dvě ochlazované konstrukce:

1. 2 ochlazované stěny

$$e_k = 1$$

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb} = 0,21 + 0,05 = 0,26 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A_k = A - A_{okno} = 11,15 - 0,25 = 10,9 \text{ m}^2$$

$$H_{T,ie} = A_k \cdot U_{kc} \cdot e_k = 10,9 \cdot 0,26 \cdot 1 = 2,79 \text{ W/K}$$

2. Okno

$$e_k = 1$$

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb} = 1,1 + 0,5 = 1,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A_k = A_{okno} = 0,25 = 0,25 \text{ m}^2$$

$$H_{T,ie} = A_k \cdot U_{kc} \cdot e_k = 0,25 \cdot 1,6 \cdot 1 = 0,4 \text{ W/K}$$

Tab. 3.1 Výpočet $H_{T,ie}$ modelové místnosti 003

| $H_{T,ie}$ | | | | | | | | |
|---------------------|-------------------------------|---|----------------------------------|------------|------------|----------------------------------|----------------------------|------------------------|
| Stavební konstrukce | U_k [W/m ² K] | ΔU_{tb} [W/m ² K] | U_{kc} [W/m ² K] | l [m] | v [m] | S_{otvor} [m ²] | S_k [m ²] | $U \cdot S_k$ [W/K] |
| Vnější stěna | 0,21 | 0,05 | 0,26 | 8,58 | 1,3 | 0,25 | 10,90 | 2,79 |
| Okno | 1,1 | 0,5 | 1,60 | 0,5 | 0,5 | 0,25 | 0,25 | 0,40 |
| Celkem [W/K] | | | | | | | | 3,20 |

Součinitel $H_{T,ie}$ pro místnost 003 má hodnotu 3,2 W/K.

3.2.2. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostoru nevytápěným prostředím $H_{T,iue}$

Výpočet se provede dle následujícího vztahu:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_{kc} \cdot b_u, \quad [\text{W/K}] \quad (3 - 5)$$

kde:

| | | |
|----------|--|-----------------------|
| A_k | plocha stavební části (k) | [m ²] |
| U_{kc} | korigovaný součinitel prostupu tepla stavební části (k), který zahrnuje lineární tepelné mosty | [W/m ² .K] |
| b_u | teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhové teploty | [-] |

Je-li teplota nevytápěného prostoru θ_u známa, b_u se vypočte následovným způsobem:

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad [-] \quad (3 - 6)$$

Výpočet pro místnost 003

2 stavební konstrukce oddělují místnost 003 od nevytápěného prostoru:

1. Strop

$$A_k = 8,5 \text{ m}^2$$

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb} = 0,37 + 0,1 = 0,47 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{18 - 12}{18 - (-15)} = 0,18$$

$$H_{T,iue} = A_k \cdot U_{kc} \cdot b_u = 8,5 \cdot 0,47 \cdot 0,18 = 0,73 \text{ W/K}$$

2. Vnitřní příčka

$$A_k = 12,4 \text{ m}^2$$

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb} = 0,73 + 0,05 = 0,78 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{18 - 13}{18 - (-15)} = 0,15$$

$$H_{T,iue} = A_k \cdot U_{kc} \cdot b_u = 12,4 \cdot 0,78 \cdot 0,15 = 1,47 \text{ W/K}$$

Tab. 3.2 Výpočet $H_{T,iue}$ modelové místnosti 003

| $H_{T,iue}$ | | | | | | | | |
|-----------------------|-------------------------------|---|-----------------------------|------------|------------|----------------------------|--------------|----------------------------------|
| Stavební prvky | U_k [W/m ² K] | ΔU_{tb} [W/m ² K] | U [W/m ² K] | l [m] | v [m] | S_k [m ²] | b_u [-] | $U \cdot S_k \cdot b_u$ [W/K] |
| Strop | 0,38 | 0,1 | 0,48 | - | - | 8,5 | 0,18 | 0,74 |
| Vnitřní příčka | 0,73 | 0,05 | 0,78 | 4,43 | 2,8 | 12,4 | 0,15 | 1,47 |
| Celkem [W/K] | | | | | | | | 2,20 |

Součinitel $H_{T,iue}$ má pro místnost 003 hodnotu 2,2 W/K.

3.2.3. Součinitel tepelné ztráty prostupem zeminou $H_{T,ig}$

Tepelná ztráta podlahami a stěnami, které jsou v kontaktu se zeminou, závisí na více činitelích. Jsou to činitele zahrnující plochu a obvod podlahové desky, hloubku podzemního podlaží vzhledem k úrovni zeminy, tepelné vlastnosti zeminy.

Výpočet pomocí zjednodušené metody je dán vztahem:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left(\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k} \right) \cdot G_w, \quad [\text{W/K}] \quad (3-7)$$

kde:

f_{g1} korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty [-]

f_{g2} teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou $\theta_{m,e}$ a výpočtovou venkovní teplotou θ_e [-]

Stanoví se dle následujícího vztahu:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad [-] \quad (3-8)$$

| | | |
|----------------|--|-----------------------|
| A_k | plocha stavebních částí (k), které se dotýkají zeminy | [m ²] |
| $U_{equiv,k}$ | ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí, závisí na typologii podlahy | [W/m ² .K] |
| G_w | korekční činitel zohledňující vliv spodní vody | [-] |
| $\theta_{m,e}$ | průměrná oblastní venkovní teplota pro otopné období | [°C] |

V normě jsou uvedeny grafy a tabulky poskytující hodnoty $U_{equiv,k}$ v závislosti na typu dané podlahy, na hodnotě součinitele prostupu tepla stavebních konstrukcí U a charakteristického parametru B' . Tyto grafy a tabulky využívají předpokladu, že součinitel tepelné vodivosti zeminy λ_g má hodnotu 2 W/m.K.

Charakteristický parametr B' se určí dle vztahu:

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P}, \quad [\text{m}] \quad (3 - 9)$$

kde:

| | | |
|-------|---|-------------------|
| A_g | plocha uvažované podlahové konstrukce | [m ²] |
| P | délka obvodových stěn oddělující vytápěný prostor od venkovního prostředí | [m] |

Výpočet pro místnost 003

Tepelná ztráta do přilehlé zeminy se uskutečňuje prostřednictvím dvou stavebních konstrukcí – podlahou a vnějšími stěnami.

1. Podlaha

$$f_{g1} = 1,45$$

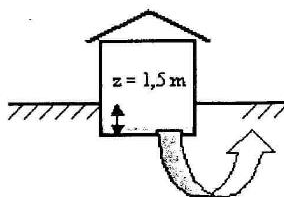
$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{18 - 3,9}{18 - (-15)} = 0,43$$

$$A_k = 18,38 \text{ m}^2$$

$$G_w = 1$$

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P} = \frac{18,38}{0,5 \cdot 8,58} = 4,3$$

Hodnotu $U_{equiv,bf}$ jsem určil z tabulky pro podlahovou desku vytápěného podzemního podlaží, která je uložena 1,5 m pod úrovní zeminy.



Obr. 3.2 Hloubka uložení podlahové desky vzhledem k okolní zemině [L12]

Tab. 3.3 Hodnoty $U_{equiv,bf}$ v závislosti na B' a $U_{podlahy}$ [L12]

| B' – hodnota m | $U_{equiv,bf}$ (pro $z = 1,5$ m) $W/m^2 \cdot K$ | | | | |
|---------------------|---|--|--|--|---|
| | bez izolace | $U_{podlahy} =$ $2,0 W/m^2 \cdot K$ | $U_{podlahy} =$ $1,0 W/m^2 \cdot K$ | $U_{podlahy} =$ $0,5 W/m^2 \cdot K$ | $U_{podlahy} =$ $0,25 W/m^2 \cdot K$ |
| 2 | 0,86 | 0,58 | 0,44 | 0,28 | 0,16 |
| 4 | 0,64 | 0,48 | 0,38 | 0,26 | 0,16 |
| 6 | 0,52 | 0,40 | 0,33 | 0,25 | 0,15 |
| 8 | 0,44 | 0,35 | 0,29 | 0,23 | 0,15 |
| 10 | 0,38 | 0,31 | 0,26 | 0,21 | 0,14 |
| 12 | 0,34 | 0,28 | 0,24 | 0,19 | 0,14 |
| 14 | 0,30 | 0,25 | 0,22 | 0,18 | 0,13 |
| 16 | 0,28 | 0,23 | 0,20 | 0,17 | 0,12 |
| 18 | 0,25 | 0,22 | 0,19 | 0,16 | 0,12 |
| 20 | 0,24 | 0,20 | 0,18 | 0,15 | 0,11 |

Na základě vypočtených hodnot B' a součinitele prostupu tepla podlahy $U_{podlaha}$ je určena hodnota $U_{equiv,bf} = 0,16 W/m^2K$

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot A_k \cdot U_{equiv,bf} \cdot G_w = 1,45 \cdot 0,43 \cdot 18,38 \cdot 0,16 \cdot 1 = 1,82 W/K$$

2. Vnější stěna

$$f_{g1} = 1,45$$

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{18 - 3,9}{18 - (-15)} = 0,43$$

$$A_k = 12,87 m^2$$

$$G_w = 1$$

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot A_k \cdot U_{equiv,bw} \cdot G_w = 1,45 \cdot 0,43 \cdot 12,87 \cdot 0,16 \cdot 1 = 1,28 W/K$$

Hodnotu $U_{equiv,bw}$ jsem určil z tabulky 3.4 pro části stěny vytápěného prostoru, které jsou v kontaktu se zeminou. Hodnota $U_{equiv,bw}$ byla určena v závislosti na součiniteli prostupu tepla stěny $U_{stěny}$ a hloubce podlahové desky pod úrovní zeminy z .

Tab. 3.4 Hodnoty $U_{equiv,bw}$ závislosti na hloubce podlahové desky pod úrovní zeminy z a $U_{stěny}$ [L12]

| $U_{stěny}$ W/m ² · K | $U_{equiv,bw}$ W/m ² · K | | | |
|-------------------------------------|--|-----------|-----------|-----------|
| | $z = 0$ m | $z = 1$ m | $z = 2$ m | $z = 3$ m |
| 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| 0,50 | 0,44 | 0,39 | 0,35 | 0,32 |
| 0,75 | 0,63 | 0,54 | 0,48 | 0,43 |
| 1,00 | 0,81 | 0,68 | 0,59 | 0,53 |
| 1,25 | 0,98 | 0,81 | 0,69 | 0,61 |
| 1,50 | 1,14 | 0,92 | 0,78 | 0,68 |
| 1,75 | 1,28 | 1,02 | 0,85 | 0,74 |
| 2,00 | 1,42 | 1,11 | 0,92 | 0,79 |
| 2,25 | 1,55 | 1,19 | 0,98 | 0,84 |
| 2,50 | 1,67 | 1,27 | 1,04 | 0,88 |
| 2,75 | 1,78 | 1,34 | 1,09 | 0,92 |
| 3,00 | 1,89 | 1,41 | 1,13 | 0,96 |

$U_{equiv,bw} = 0,16$ W/m²K byla určena interpolací hodnot:

$$z = 1,5$$

$$U_{stěny} = 0,21$$
 W/m²K

Tab. 3.5 Výpočet $H_{T,ig}$ pro místnost 003

| Stavební konstrukce | $H_{T,g}$ | | | | | | | $f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot G_w$ |
|------------------------|-----------------|-----------------|--------------|---------------------------------------|------------|------------|----------------------------|---|
| | f_{g1} [-] | f_{g2} [-] | G_w [-] | $U_{equiv,k}$ [W/m ² K] | v [m] | l [m] | A_k [m ²] | |
| Vnější stěna | 1,45 | 0,43 | 1 | 0,16 | 1,5 | 8,58 | 12,87 | 1,28 |
| Podlaha | 1,45 | 0,43 | 1,00 | 0,16 | - | - | 18,38 | 1,82 |
| Celkem [W/K] | | | | | | | | 3,10 |

Součinitel $H_{T,g}$ má pro místnost 003 hodnotu 3,1 W/K.

3.2.4. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně odlišnou teplotu $H_{T,ij}$

Výpočet se provede dle vztahu:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{i,j} \cdot A_k \cdot U_k, \quad [\text{W/K}] \quad (3 - 10)$$

kde:

$f_{i,j}$ redukční teplotní činitel korigující teplotní rozdíl mezi teplotou sousedního prostoru θ_{sp} a venkovní výpočtové teploty θ_e

$$f_{i,j} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{sp}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad [-] \quad (3 - 11)$$

θ_{sp} vnitřní výpočtová teplota sousedního prostoru [°C]

A_k plocha stavební části (k) [m²]

U_k součinitel prostupu tepla stavební části (k) [W/m².K]

Účinky tepelných mostů se v tomto výpočtu neuvažují.

Výpočet pro místnost 003

Vnitřní nosná příčka odděluje místnost 003 od místnosti 005, která je vytápěna na odlišnou teplotu $\theta_{sp} = 20$ °C.

$$A_k = 11,62 \text{ m}^2$$

$$U_k = 0,39 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$f_{i,j} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{sp}}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{18 - 20}{18 - (-15)} = -0,06$$

$$H_{T,ij} = f_{i,j} \cdot A_k \cdot U_k = -0,06 \cdot 11,62 \cdot 0,39 = -0,27 \text{ W/K}$$

Tab. 3.6 Výpočet $H_{T,ij}$ pro místnost 003

| $H_{T,ij}$ | | | | | | | | |
|----------------------|-------------------------------|---|----------------------------------|------------|------------|----------------------------|------------------|--------------------------------------|
| Stavební konstrukce | U_k [W/m ² K] | ΔU_{tb} [W/m ² K] | U_{kc} [W/m ² K] | l [m] | v [m] | S_k [m ²] | $f_{i,j}$ [-] | $U \cdot S_k \cdot f_{i,j}$ [W/K] |
| Vnitřní nosná příčka | 0,39 | - | 0,39 | 4,15 | 2,8 | 11,62 | -0,06 | -0,27 |
| Celkem [W/K] | | | | | | | | -0,30 |

Součinitel $H_{T,ij}$ má pro místnost 003 hodnotu -0,3 W/K.

Návrhová tepelná ztráta prostupem $\Phi_{T,i}$ pro místnost 003

$$\begin{aligned}\Phi_{T,i} &= (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \\ &= (3,19 + 2,2 + 3,1 - 0,27) \cdot (18 - (-15)) = 271 \text{ W} \doteq \mathbf{270 \text{ W}}\end{aligned}$$

3.3. Návrhová tepelná ztráta větráním

Výpočet tepelné ztráty větráním se liší podle toho, jestli je instalována větrací soustava. Čili výpočet se liší na základě toho, jestli je větrání přirozené nebo nucené.

V řešené vile je nainstalována větrací soustava, tím pádem je návrhová tepelná ztráta větráním řešena výpočtovým postupem pro nucené větrání. Větrací jednotku představuje Atrea Duplex 370 EC5, která disponuje protiproudým rekuperačním výměníkem. Výrobce udává, že pro vypočtený průtok 267 m³/h je účinnost rekuperace 84 %.

Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ vytápěného prostoru se vypočte:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad [\text{W}] \quad (3 - 11)$$

kde:

| | | |
|------------------|---|-------|
| $H_{V,i}$ | součinitel návrhové tepelné ztráty větráním | [W/K] |
| $\theta_{int,i}$ | vnitřní výpočtová teplota | [W/K] |
| θ_e | oblastní venkovní výpočtová tepla | [W/K] |

Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním $H_{V,i}$ se vypočte dle následujícího vztahu:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p, \quad [\text{W/K}] \quad (3 - 12)$$

kde:

| | | |
|-------------|---|----------------------|
| ρ | hustota vzduchu při $\theta_{int,i}$ | [kg/m ³] |
| c_p | měrná tepelná kapacita vzduchu při $\theta_{int,i}$ | [J/kg.K] |
| \dot{V}_i | množství přiváděného vzduchu | [m ³ /h] |

Za předpokladu, že ρ a c_p jsou konstantní, lze psát:

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i, \quad [\text{W/K}] \quad (3 - 13)$$

Výpočet množství přiváděného vzduchu \dot{V}_i při nuceném větrání:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{inf,i} + \dot{V}_{su,i} \cdot f_{v,i} + \dot{V}_{mech,inf,i}, \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3 - 14)$$

kde:

| | | |
|------------------------|--|-------------------------|
| $\dot{V}_{inf,i}$ | množství vzduchu infiltrací do vytápěné místnosti | $[\text{m}^3/\text{h}]$ |
| $\dot{V}_{su,i}$ | množství nuceně přiváděného vzduchu do vytápěné místnosti | $[\text{m}^3/\text{h}]$ |
| $\dot{V}_{mech,inf,i}$ | rozdíl množství mezi nuceně odváděným a přiváděným vzduchem z vytápěné místnosti | $[\text{m}^3/\text{h}]$ |
| $f_{v,i}$ | teplotní redukční činitel | $[-]$ |

Vzhledem k tomu, že řešená vila je novostavba s novými okny, jejichž součinitel spárové průvzdušnosti je velmi malý, tak jsem množství vzduchu přivedeného infiltrací do místnosti považoval za zanedbatelný. Rozdíl nuceně přiváděného a odváděného vzduchu pro celou budovu je roven nule, čili $\dot{V}_{mech,inf,i} = 0 \text{ m}^3/\text{h}$.

Větrací jednotka pracuje s protiproudým rekuperačním výměníkem, který nám předehřívá přiváděný venkovní vzduch o teplotě θ_e , proto musí být do výpočtu zahrnut teplotní redukční činitel $f_{v,i}$, který zohledňuje rozdíl teplot přiváděného vzduchu $\theta_{su,i}$ a vzduchu o oblastní venkovní výpočtové teplotě θ_e .

$$f_{v,i} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{su,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad [-] \quad (3 - 15)$$

kde:

| | | |
|-----------------|--|--------------------|
| $\theta_{su,i}$ | teplota přiváděného vzduchu do vytápěné místnosti; lze vypočítat z účinnosti zařízení pro zpětné získávání tepla | $[^\circ\text{C}]$ |
|-----------------|--|--------------------|

Výpočet pro místnost 003

Objem místnosti $V = 51,5 \text{ m}^3$

Množství nuceně přiváděného vzduchu větrací soustavou $\dot{V}_{su,i}$ bylo určeno jako 1,5násobná intenzita výměny vzduchu:

$$\dot{V}_{su,i} = 1,5 \cdot V = 1,5 \cdot 51,5 = 77,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Výpočet $\theta_{su,i}$:

$$\eta = \frac{\theta_{su,i} - \theta_e}{\theta_{int,i} - \theta_e} \rightarrow$$

$$\theta_{su,i} = \theta_e + \eta \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) = -15 + 0,84 \cdot (18 - (-15)) = 12,72 \text{ }^\circ\text{C}$$

kde:

η účinnost zařízení pro zpětné získávání tepla [-]

Výpočet teplotního redukčního činitele $f_{v,i}$:

$$f_{v,i} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{su,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{18 - 12,72}{18 - (-15)} = 0,16$$

Výpočet množství přiváděného vzduchu \dot{V}_i

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{inf,i} + \dot{V}_{su,i} \cdot f_{v,i} + \dot{V}_{mech,inf,i} = 0 + 77,3 \cdot 0,16 + 0 = 12,37 \text{ m}^3/\text{h}$$

Výpočet součinitele návrhové tepelné ztráty větráním $H_{V,i}$

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i = 0,34 \cdot 12,37 = 4,21 \text{ W/K}$$

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) = 4,21 \cdot (18 - (-15)) = 139 \text{ W} \doteq 140 \text{ W}$$

Návrhová tepelná ztráta větráním místnosti 003 je rovna **140 W**.

Celková tepelná ztráta místnosti 003

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} = 270 + 140 = 410 \text{ W}$$

Návrhový tepelný výkon pro tuto místnost se rovná návrhové tepelné ztrátě místnosti. Je to proto, že objekt je vytápěn nepřerušovaně a tím pádem je zátopový tepelný výkon sloužící k vyrovnání účinků přerušovaného vytápění roven nule.

V tabulce 3.7 jsou uvedeny tepelné ztráty jednotlivých místností.

Tab. 3.7 Tepelné ztráty jednotlivých místností

| Označení místnosti | Účel místnosti | Tepelná ztráta [W] |
|---|----------------------|--------------------|
| 003 | Posilovna | 410 |
| 005 | Společenská místnost | 280 |
| 006 | Dílna | 250 |
| 101 | Obývací pokoj | 710 |
| 102 | WC | 30 |
| 103 | Koupelna | 270 |
| 104 | Chodba | 630 |
| 106 | Kuchyň s jídelnou | 520 |
| 107 | Předsíň | 10 |
| 201 | Ložnice | 520 |
| 202 | WC | 70 |
| 203 | Koupelna | 310 |
| 204 | Chodba | 680 |
| 205 | Pokoj pro hosty | 580 |
| 206 | Dětský pokoj 1 | 370 |
| 207 | Dětský pokoj 2 | 540 |
| Celková tepelná ztráta Φ_c | | 6100 |

Celková tepelná ztráta objektu počítaná dle normy ČSN EN 12831 je 6100 W. Této hodnotě se rovná návrhový tepelný výkon pro celou budovu, neboť je vila vytápěna nepřerušovaně. Dle vypočtených tepelných ztrát jednotlivých místností budou navrhovány výkony otopných ploch.

U místností s označením 102, 107 a 202 vyšla velmi malá tepelná ztráta. V těchto prostorách nebude tepelná ztráta kompenzována výkony otopných ploch, ale bude s ní počítáno při návrhu otopných ploch sousedních místností. Tyto místnosti tedy nebudou přímo vytápěny a jejich vnitřních výpočtových teplot bude dosaženo prostupem tepla ze sousedních prostor.

4. DVOUSTRUBKOVÁ OTOPNÁ SOUSTAVA

Jedním z cílů této práce je navrhnout variantní vytápění pro vybranou vilu a následně různé systémy vytápění porovnat. Byly zvoleny dva typy – dvoutrubková vertikální protiproudá otopná soustava se spodním rozvodem vody a systém podlahového vytápění. Nejprve je řešena prvně jmenovaná dvoutrubková soustava.

4.1. Teorie dvoutrubkové soustavy

U dvoutrubkové otopné soustavy jsou okruhy otopných těles paralelně spojeny. Rozlišujeme potrubí přívodní, které má funkci přívodu teplotnosné látky k otopným tělesům, a vratné, které slouží k odvodu teplotnosné látky směrem od otopných těles zpět ke zdroji tepla. Uvažujeme, že všechna tělesa pracují se stejnými teplotními parametry, neboť tepelné ztráty rozvodu při návrhu nebereme v potaz. [L13]

Tento typ otopné soustavy patří k nejpoužívanějším v České republice.

4.1.1. Protiproudé otopné soustavy

Dvoutrubkové otopné soustavy dělíme na protiproudé a souproudé. Rozlišujeme je na základě směru průtoku v přívodním a vratném potrubí a vzájemného vztahu vedení přívodního a vratného potrubí.

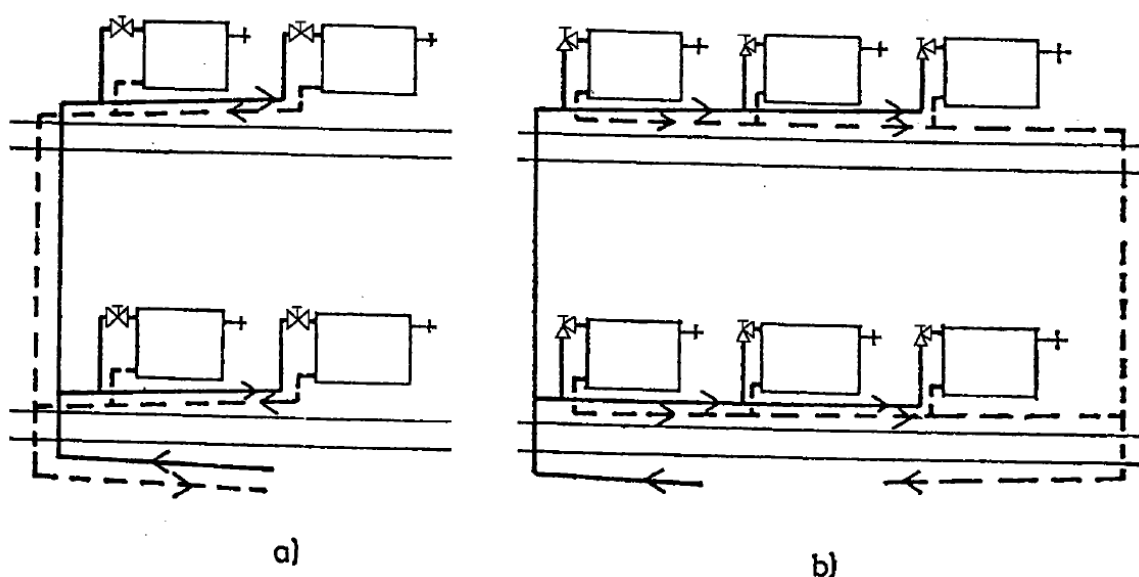
Při protiproudém zapojení je směr proudění otopné vody v přívodním potrubí opačný vzhledem k proudění otopné vody ve vratném potrubí. Délka okruhů jednotlivých otopných těles se mění v závislosti na vzdálenosti umístění otopných těles od zdroje tepla a tím pádem jsou nejvíce znevýhodněna nejvzdálenější otopná tělesa. Z této skutečnosti je patrná největší nevýhoda tohoto typu otopné soustavy a tou je statické zaregulování neboli hydraulické vyvážení potrubní sítě. Jednotlivé okruhy otopných těles jsou sice vzájemně paralelně uspořádány, a tak mají vždy stejnou tlakovou ztrátu, ale my potřebujeme, aby stejná tlaková ztráta nastala při námi požadovaných průtocích. [L13]

4.1.2. Souproudé otopné soustavy

Souproudé neboli Tichelmannovo zapojení tyto negativní hydraulické vlastnosti eliminuje. Vratné potrubí je vedeno souběžně s přívodním potrubím tak, že v každém

místě rozvodu je součet přívodního a vratného potrubí konstantní. Je to výhodné pro rozvody, které je možné zokruhovovat a nevzniká tak místo, kde by byly tři trubky vedle sebe. Nevýhodou této otopné soustavy jsou vyšší náklady na materiál (delší rozvody), ale pro její vysokou hydraulickou stabilitu je tento typ soustavy velmi rozšířený pro hlavní ležaté rozvody, propojení kotlů v kaskádě či propojení solárních kolektorů. [L13]

Souproudé zapojení se používá u otopných soustav, kde pro více míst potřebujeme zajistit rovnoměrné zásobování otopnou vodou, aniž bychom museli příliš škrtit některé hydraulické větve.



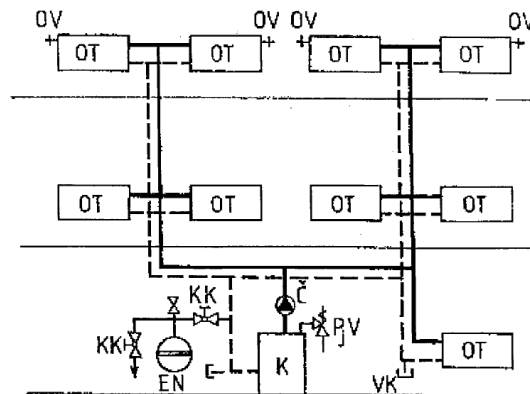
Obr. 4.1 Dvoutrubková otopná soustava s horizontálním rozvodem k otopným tělesům [L13]:

a) protiproudá b) souproudá

4.1.3. Hlavní ležatý rozvod

Dle umístění hlavního ležatého rozvodu dělíme otopné soustavy na soustavy se spodním, horním a případně i s kombinovaným rozvodem.

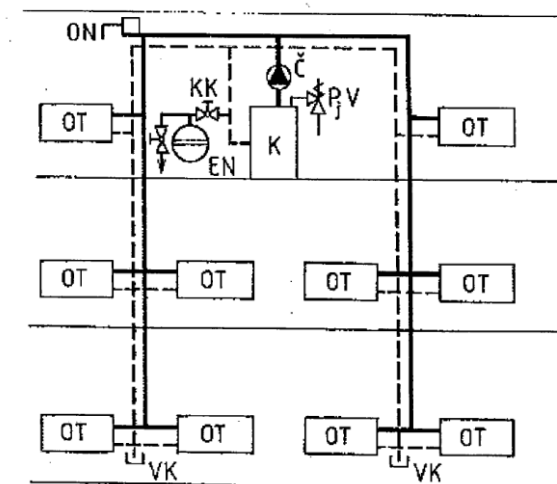
U soustav se spodním rozvodem je hlavní ležatý rozvod veden v nejnižším podlaží pod stropem nebo v kanálu v podlaze. Na něj jsou napojeny vertikální větve – stoupačky. Nejčastější užití tohoto způsobu vedení je u podsklepených budov se zdrojem tepla umístěným v nejnižším podlaží.



Obr. 4.2. Umístění hlavního ležatého rozvodu – spodní rozvod [L13]

Otopná soustava s horním rozvodem se používá tehdy, pokud není budova podsklepena a není možné (např. dispoziční důvody) vést ležaté rozvody v nejnižším podlaží. Obvykle se této soustavě využívá v objektech s tzv. „nástřešní“ kotelnou, která vznikla z části bývalých půdních prostor. Hlavní ležatý rozvod je veden nad či v podlaze bývalého půdního prostoru. Lze také použít, pokud je zdroj tepla umístěn na střeše budovy. [L13]

Soustavy s horním rozvodem se příliš nepoužívají, neboť s sebou přináší některé komplikace (zejména u budov s plochou střechou bez technického podlaží).



Obr. 4.3 Umístění hlavního ležatého rozvodu – horní rozvod [L13]

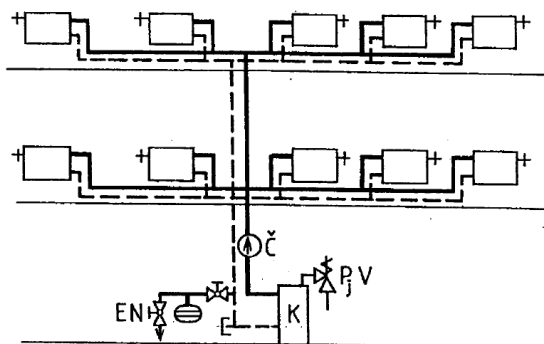
Soustavy s kombinovaným horním nebo spodním rozvodem (název říká, kde je vedeno hlavní ležaté přívodní potrubí) jsou kombinací již uvedených způsobů zapojení.

4.1.4. Rozvod otopné vody k otopným tělesům

Dle způsobu vedení rozvodu, na který jsou připojeny přípojky otopných těles, rozlišujeme soustavy horizontální a vertikální. Hvězdicové otopné soustavy jsou specifickým druhem horizontálních otopných soustav.

Horizontální soustava

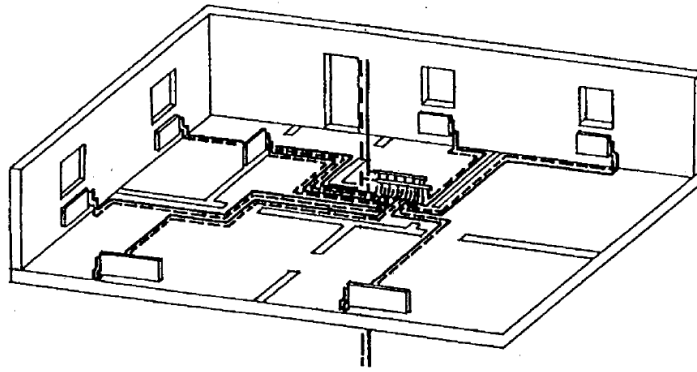
Je charakterizována minimálním počtem stoupaček, na které jsou napojeny horizontální okruhy podlažních ležatých rozvodů. Otopná tělesa se připojují vertikálními přípojkami na horizontálně vedené potrubí (Obr. 4.4). Zvláštním případem je etážová soustava, kde zdroj tepla, rozvod i otopná tělesa jsou umístěna v jednom podlaží. [L13]



Obr. 4.4 Horizontální otopná soustava vícepodlažního domu [L13]

Hvězdicová soustava

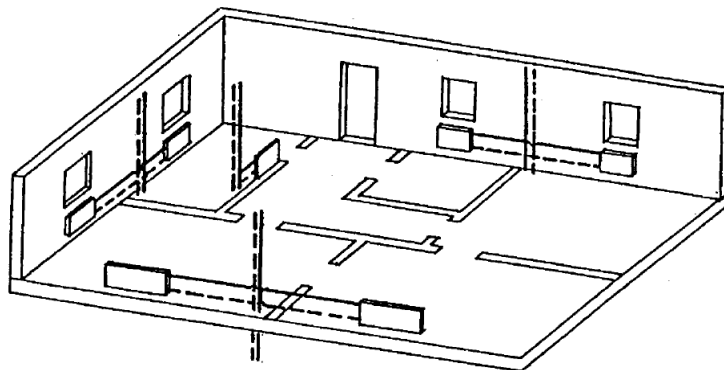
S rozvojem plastů pro rozvody vytápění se používají i jiné způsoby napojování otopných těles. Jedním z nich je hvězdicová soustava, i když v principu se jedná o horizontální dvoutrubkovou soustavu s velmi dlouhými přípojkami těles. V centru objektu je vedena stoupačka, na kterou je v každém podlaží napojen podlažní rozdělovač a sběrač se samostatným napojením každého otopného tělesa. Přípojky otopných těles jsou vedeny v betonové vrstvě podlahy. Ideálním případem jsou přípojky těles z jednoho kusu potrubí uložené v chrániče, aby je bylo možné v případě poruchy potrubí vyměnit bez nutnosti bourání podlahy. [L13]



Obr. 4.5 Hvězdicová soustava [L13]

Vertikální soustava

Vertikální soustavy jsou charakteristické tím, že otopná tělesa jsou přímo napojena na vertikální potrubí (stoupačky) pomocí krátkého přípojného potrubí (přípojky). V jednotlivých podlažích jsou na jedno vertikální potrubí napojena nejvýše dvě otopná tělesa.



Obr. 4.6 Vertikální otopná soustava

4.1.5. Oběh vody v soustavě

Oběh otopné vody potrubní sítí zajišťuje přenos tepelné energie obsažené ve vodě od zdroje tepla k otopným tělesům a dopravu ochlazené vody zpět ke zdroji tepla. Základem je vyvození dispozičního rozdílu tlaků v potrubní síti Δp_{disp} . To je rozdíl celkových tlaků vyvolaný rozdílem hustot vody působících hydrostaticky ve sloupcích o určité výšce

(přirozený oběh), nebo dopravním tlakem čerpadla, což je rozdíl celkových tlaků na výtlaku a sání čerpadla (nucený oběh). [L13]

Celkový tlak v potrubí je dán součtem tlaku statického Δp_s a dynamického Δp_d .

Oběh vody v soustavě se rozlišuje na přirozený (samotíž) a nucený.

Soustavy s přirozeným oběhem vody

Přirozený oběh otopné vody využívá principu, že hustota vody závisí na její teplotě. Voda ve vratném potrubí je chladnější, tím pádem má vyšší hustotu, takže ze strany vratné vody je v kotli vyšší hydrostatický tlak ($h \cdot \rho \cdot g$), než ze strany vody přírodní (vyšší teplota, nižší hustota). Vztlak (účinný tlak, přirozený vztlak) způsobí pohyb vody v okruhu kotel – otopné těleso – kotel, a tak dochází k přirozenému oběhu vody.

Přirozeného oběhu je výhodné využít pro soustavy menší, objekty méně rozlehlé a s vyššími výškovými rozdíly mezi otopnými tělesy a zdrojem tepla. Větší výškový rozdíl zajistí dostatečný rozdíl hydrostatických tlaků v okruhu a při malé půdorysné rozlehlosti jsou menší tlakové ztráty v jednotlivých okruzích. Potrubní síť pro rozvod teplé vody je většinou dvoutrubková se spodním nebo horním rozvodem.

Přirozený oběh se používá pro menší tepelné příkony, např. rodinné domy a rekreační objekty s nestabilní dodávkou elektrické energie. Využívá se především u kotelen na tuhá paliva do výkonu 200 kW, které mají zajištěn trvalý odběr tepla bez ohledu na elektrickou energii. Právě nezávislost na dodávce elektrické energie pro pohon čerpadla je hlavní výhodou přirozeného oběhu.

Mezi nevýhody přirozeného oběhu patří omezené možnosti napojení nepříznivě umístěných těles, velká tepelná setrvačnost soustavy, velké průměry potrubí, nutnost volit armatury s malou tlakovou ztrátou (např. nízkoodporové termostatické ventily). [L13]

Jmenovitý teplotní spád se volí 90/70 °C z důvodu dostatečného vztlaku.

Soustavy s nuceným oběhem vody

Nucený oběh vody se navrhuje pro budovy s vyšším tepelným příkonem, půdorysně rozlehlé a u budov, kde je komplikovanější potrubní síť. Nucený oběh je schopen překonat mnohonásobně větší tlakové ztráty než přirozený oběh.

Dříve neměla oběhová čerpadla dostatečnou teplotní odolnost, a tak byla instalována převážně do vratného potrubí. V současnosti jsou oběhová čerpadla konstruována na trvalou teplotní odolnost za provozu do 120 °C. Vzhledem k rozložení tlaků v soustavě je výhodnější umístit oběhové čerpadlo v přívodním potrubí.

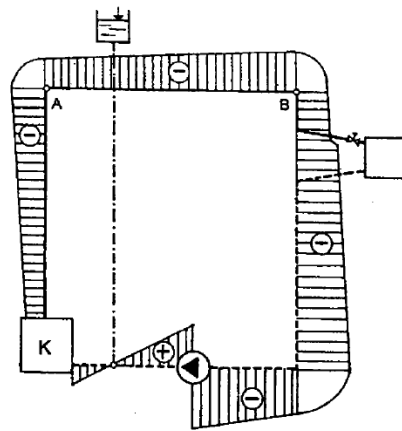
Nucený oběh má oproti přirozenému oběhu mnohé výhody. Lze volit vyšší rychlosti proudění, takže jmenovité světlosti vycházejí menší. Tlakové ztráty jsou vyšší, neboť tlaková ztráta je přímo úměrná druhé mocnině rychlosti, ale lze je překonat dopravním tlakem čerpadla. Snižují se náklady na materiál a z estetického hlediska dochází ke zlepšení při pohledu na nezakryté části potrubní sítě. Další podstatnou výhodou je, že otopná tělesa lze umístit do stejné úrovně jako je zdroj tepla či dokonce pod ni. Zároveň nucený oběh poskytuje rozsáhlé možnosti regulace a rychlý zátop. [L13]

Nevýhodou nuceného oběhu je závislost oběhového čerpadla na dodávce elektrické energie a tím pádem je soustava provozně nákladnější. Navíc čerpadla vnášejí do potrubí hluk a vibrace, a tak je nutné oddělit čerpadla od potrubní sítě pryžovými kompenzátory.

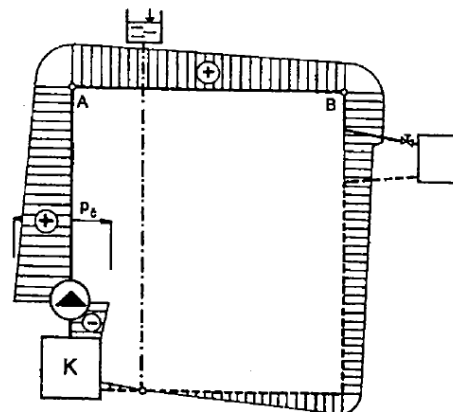
Ať už je oběhové čerpadlo zařazeno do přívodního či vratného potrubí, vždy je nutné zkontrolovat, zda v žádném místě soustavy nevzniká podtlak vůči atmosféře. Ten by vedl k pronikání vzduchu netěsnostmi do soustavy, který by způsoboval nežádoucí zvukové projevy a případně i provozní poruchy. Rozložení tlaků v otopné soustavě je schématicky znázorněno na obr. 4.7 a 4.8 a závisí na vzájemné poloze oběhového čerpadla a místa napojení expanzní nádoby. [L13]

Obr. 4.7 představuje otopnou soustavu s otevřenou expanzní nádobou (ale totéž platí i pro soustavu s tlakovou expanzní nádobou), kde expanzní nádoba je napojena na soustavu ve směru proudění za čerpadlem. Když čerpadlo není v provozu, tak v každém místě otopné soustavy působí pouze hydrostatický tlak. U soustav s tlakovou expanzní nádobou je to hydrostatický tlak a plnicí přetlak tlakové expanzní nádoby. Po zapnutí čerpadla je k úrovni hydrostatického tlaku vytvářen přídavný dopravní tlak, dílem přetlak (+) a dílem podtlak (-). V místě napojení je dynamický tlak nulový, takže v tomto bodě působí pouze hydrostatický tlak vodního sloupce (či hydrostatický tlak a plnicí přetlak tlakové expanzní nádoby). V soustavě, až po místo napojení, bude tlak vyšší než hydrostatický (relativní přetlak), dále po směru proudění bude tlak nižší než hydrostatický (relativní podtlak). Téměř celá otopná soustava pracuje v relativním podtlaku, takže je riziko, že dojde k přísávání vzduchu do soustavy a neustálému zavzdušňování soustavy.

Proto zapojení dle obr. 4.8, když téměř celá otopná soustava pracuje v relativním přetlaku, je považováno za příznivější – dobrá funkčnost, spolehlivost soustavy. [L13]



Obr. 4.7 Místo napojení expanzní nádoby za výtláčným hrdlem oběhového čerpadla [L13]



Obr. 4.8 Místo napojení expanzní nádoby na sací straně oběhového čerpadla [L13]

Jako první varianta vytápění řešené vily je dvoutrubková vertikální otopná soustava se spodním rozvodem vody a tlakovou expanzní nádobou. Oběh vody je nucený. Dle teploty teplotnosné látky lze soustavu označit za nízkoteplotní, neboť projektovaný teplotní spád je 45/35 °C.

Tento typ otopné soustavy je dobrou volbou zejména proto, že vila je podsklepená se zdrojem tepla v suterénu, takže lze hlavní ležatý rozvod vést pod stropem nejnižšího podlaží.

Rozvod má celkem 5 vertikálních potrubí (stoupaček), na která jsou krátkými přípojkami připojena otopná tělesa.

4.2. Otopná tělesa

Úkolem otopné plochy, v tomto případě otopného tělesa, je dodat takové množství tepla a takovým způsobem, aby byla ve vytápěném prostoru vytvořena tepelná pohoda. Velikostí a způsobem instalace lze ovlivnit veličiny, které mají vliv na tepelnou pohodu. Hlavní je snaha o ovlivnění:

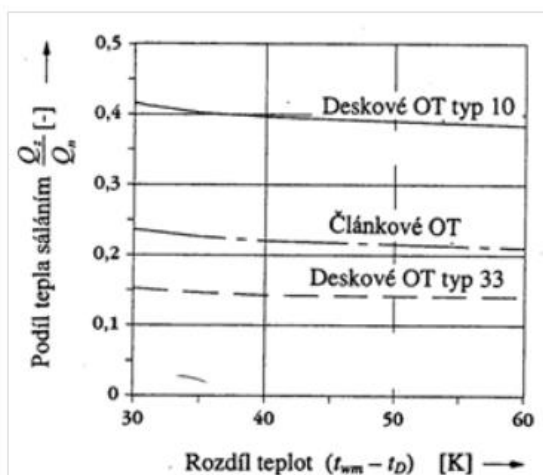
- směru a rychlosti proudění ve vytápěném prostoru
- teplotního profilu ve vytápěném prostoru
- povrchových teplot okolních ploch vzhledem k jejich sálavému účinku

Přinávrhu otopné plochy je podstatný způsob sdílení tepla do vytápěného prostoru. Vzájemný poměr mezi sáláním a konvekcí lze ovlivnit druhem a typem otopné plochy, neboť se mění způsob proudění vzduchu okolo otopné plochy. [L14]

Celkový výkon otopné plochy Q_c je dán součtem tepelného toku sdíleného do okolního prostoru sáláním Q_z a konvekcí Q_k :

$$Q_c = Q_z + Q_k \quad , \quad [W] \quad (4 - 1)$$

Tepelný výkon otopných těles je zejména ovlivněn uspořádáním teplosměnné plochy na straně vzduchu. Celkový tepelný výkon není závislý na průmětné ploše tělesa do prostoru, ale část tepelného výkonu sdílená sáláním již na ni závisí. Na obr. 4.9 je vyjádřena závislost podílu tepla sdíleného sáláním na teplotním rozdílu mezi střední teplotou otopné vody v tělese t_{wm} a teplotou okolního vzduchu v definičním bodě t_D pro různé typy otopných těles. Z obrázku je také patrný fakt, že podíl tepelného výkonu tělesa sdíleného sáláním je prakticky nezávislý na teplotě vody a v rozsahu provozních teplot by jej bylo možné považovat za konstantní, neboť se zvyšující se teplotou vody stejně rychle, nebo u některých OT dokonce rychleji, roste výkon sdílený konvekcí. [L14]



Obr. 4.9 Podíl sdíleného tepla sáláním Q_z na teplotním rozdílu ($t_{wm} - t_D$) [L14]

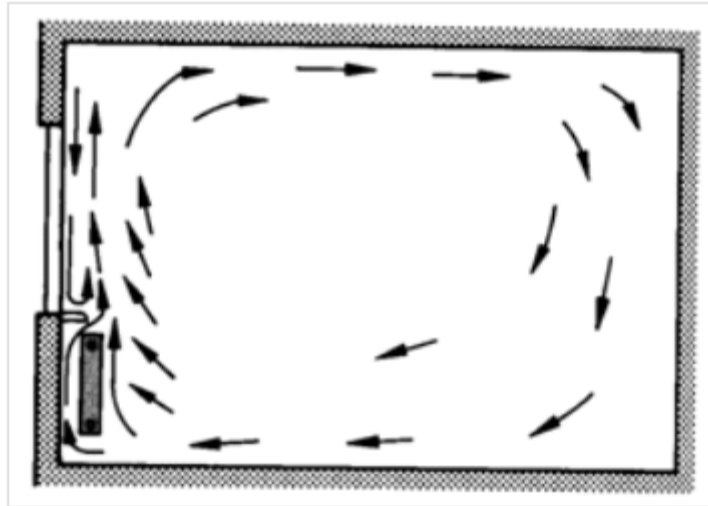
Následující tab. 4.1 názorně ukazuje, jak se mění podíl tepla sdílený sáláním na typu otopného tělesa. Např. při použití deskového tělesa typu 33, tak podíl tepla sdíleného sáláním je pouze 18 %. Jednoduché deskového těleso při stejné průmětné ploše a stejných provozních podmínkách má podíl tepla sdíleného sáláním do vytápěného prostoru téměř 50 %. Je vhodné si povšimnout, že tento typ otopného tělesa má celkový podíl tepla sdíleného sáláním 56 % dokonce vyšší než podlahová otopná plocha, kde se tento podíl uvádí o hodnotě 55 %. [L14]

Tab. 4.1 Podíl tepla sdíleného sáláním pro některá otopná tělesa [L14]

| Otopné těleso | | Podíl tepla sdílený sáláním | | |
|--|-------------|-----------------------------|----------------|---------|
| | | Do místnosti | Na zadní stěnu | Celkový |
| Deskové otopné těleso - typ První číslo - počet desek Druhé číslo - počet konvekčních plechů | 10 | 0,38 | 0,18 | 0,56 |
| | 11 | 0,25 | 0,11 | 0,36 |
| | 20 | 0,23 | 0,10 | 0,33 |
| | 21 | 0,20 | 0,08 | 0,28 |
| | 22 | 0,17 | 0,07 | 0,24 |
| | 33 | 0,14 | 0,04 | 0,18 |
| Otopné těleso článkové se sloupky | 2 sloupkové | 0,27 | 0,12 | 0,39 |
| | 3 sloupkové | 0,20 | 0,07 | 0,27 |
| | 4 sloupkové | 0,17 | 0,05 | 0,22 |
| Článekové těleso s úzkými sloupky | | 0,26 | 0,11 | 0,37 |

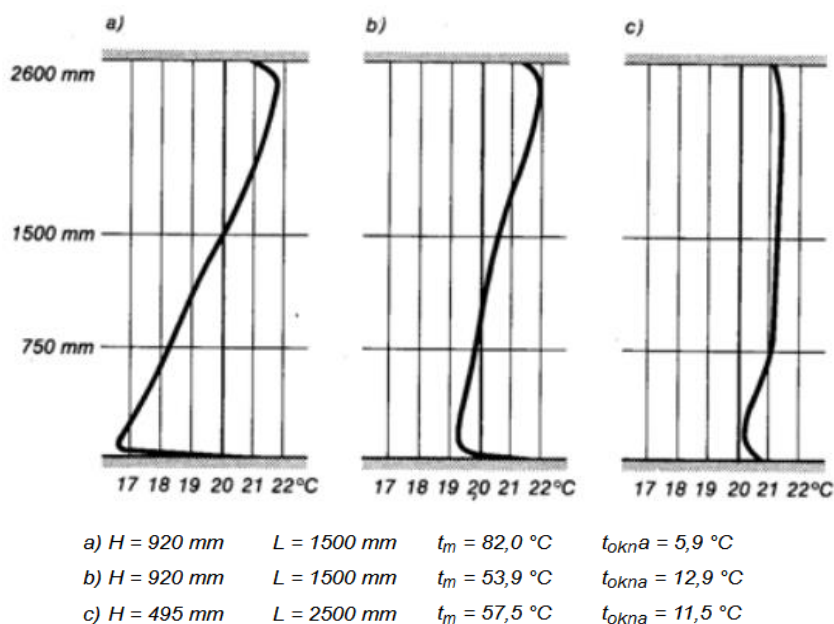
Ve vytápěném prostoru je rychlost a směr proudění ovlivněn dispozicí ochlazovaných ploch (obvodové stěny, okna) a umístěním a velikostí otopných těles. Nejvhodnější je těleso umístit pod okno u ochlazované stěny. Zabrání se tak chladným padajícím proudům dostat se až k podlaze, a vytvořit tak oblast lokální tepelné nepohody. Od otopného tělesa stoupají vzhůru teplé konvekční proudy, které narážejí na chladné padající proudy, a dochází ke směšování a obracení chladných proudů. Smíšené proudy

poté vhodnou rychlostí proudění proudí celým vytápěným prostorem. Avšak tento princip platí pouze v oblasti délky otopného tělesa, proto je třeba navrhovat délku otopného tělesa v celé délce okna. Principiální zobrazení výše popsaného děje znázorňuje obr. 4.10.



Obr. 4.10 Proudění vzduchu ve vytápěném prostoru s otopným tělesem pod oknem ochlazené konstrukce [L14]

Důležitým faktorem tepelné pohody ve vytápěném prostoru je teplotní profil. Obr. 4.11 popisuje změnu teplotního profilu v případě instalace otopného tělesa pod okno u obvodové konstrukce v závislosti na střední teplotě vody t_{wm} a různé délce L a výšce H tělesa. Z obrázku vyplývá, že nejvíce vyrovnaný – optimální – teplotní profil dosáhneme při správné volbě teplotního spádu soustavy a pokud bude těleso co nejdelší. [L14]



Obr. 4.11 Vertikální teplotní profil při vytápění deskovým otopným tělesem při podmínkách:

$$\theta_e = 15 \text{ }^\circ\text{C}, L_{okno} = 2400 \text{ mm [L14]}$$

Do řešené vily jsou projektována ocelová desková otopná tělesa od společnosti Korado, a.s. v provedení RADIK VK - ventil kompakt. Tato tělesa mohou být instalována do soustav s nejvyšším provozním přetlakem 1,0 MPa, ve kterých má voda či její roztoky maximálně 110 °C. Mají zabudovaný vnitřní propojovací rozvod a ventilovou vložku. Toto konstrukční řešení umožňuje spodní připojení otopného tělesa na otopnou soustavu s nuceným oběhem teplotnosné látky. Osová vzdálenost spodních vývodů je 50 mm a mají vnitřní závit G1/2 [L15]. Provedení otopných těles ventil kompakt se vyrábí v mnoha modelových řadách, které se konstrukčně liší polohou spodních vývodů a konstrukcí vnitřního propojovacího rozvodu. Do řešeného objektu jsou vybrána tělesa s označením RADIK VK, která mají polohu spodních vývodů jen vpravo, a tělesa RADIK VKL s polohou spodních vývodů pouze vlevo. Navržená otopná tělesa jsou v typovém provedení:

- 10 (jedna deska, bez konvekčního plechu)
- 11 (jedna deska, jeden konvekční plech)
- 20 (dvě desky, bez konvekčního plechu)
- 21 (dvě desky, jeden konvekční plech)
- 22 (dvě desky, dva konvekční plechy)

Otopná tělesa typu 32 a 33 nebyla projektována z důvodu nízkého podílu tepla sdíleného sáláním, jak vyplývá z tab. 4.1.

Barva otopných těles je bílá RAL 9016. Součástí těles jsou odvzdušňovací ventily. Otopná tělesa jsou osazena ventilem Heimeier č. 4360 [L15]. Hodnota součinitelů k_v a k_{vs} a přednastavení ventilů jednotlivých otopných těles je uvedeno a vypočteno v kapitole 4.7.

Výrobce udávané výkony otopných těles jsou určeny pro jmenovité teplotní podmínky 75/65/20 °C, proto je nutné udávané výkony přepočítat pro navržený teplotní spád 45/35 °C a vnitřní výpočtové teploty θ_i jednotlivých místností. Pro přepočet tepelných výkonů jsem použil výpočtový program určený pro desková otopná tělesa vytvořený výrobcem [L16]. Do tohoto programu uživatel zadá navržené teplotní podmínky, model tělesa a program přepočítá výkony pro všechny typy a vyráběné rozměry otopných těles. Je možné nastavit filtr výsledků v podobě rozsahu vypočtených výkonů a vybrat rozměry těles, pro které má být výpočet proveden.

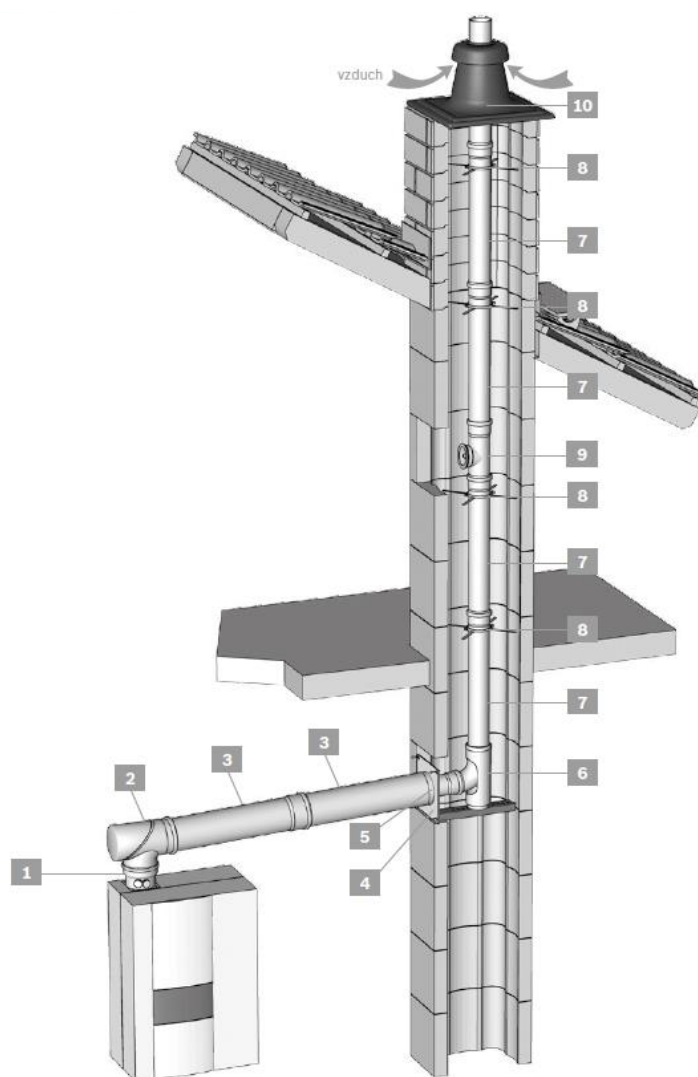
4.3. Zdroj tepla

Vypočtený návrhový tepelný výkon pro budovu je 6100 W. Vzhledem k této hodnotě a k tomu, že v této části je řešena dvoutrubková vertikální otopná soustava se zdrojem tepla v podobě plynového kondenzačního kotle, tak byl vybrán právě tento typ zdroje od společnosti Geminox nesoucí označení THRs 1-10C [L17].

Kotel pracuje ve výkonovém rozsahu 0,9 až 9,5 kW a je určen pro vytápění objektů s tepelnou ztrátou do 10 kW. Bylo zvoleno základní provedení bez ohřevu teplé vody, ale je možné rozšíření o externí zásobník teplé vody (GBS, HR) nebo o bivalentní zásobník. Výrobce uvádí rozsah modulace výkonu od 10 do 100 % [L17]. Kotel je umístěn v místnosti 002, která se nachází v suterénu.

Maximální teplota spalin udávaná výrobcem se pohybuje v rozmezí 58-67 °C [L17], proto jsem pro odkouření kotle zvolil plastový spalinový systém od společnosti Brilon, který je určen pro nízkoteplotní a kondenzační kotle s maximální teplotou na hrdle spotřebiče 120 °C. Plynový spotřebič je instalován v provedení C33, což znamená, že spotřebič má instalovaný vzduchový ventilátor před spalovací komorou a vedení kouřovodu s funkcí komína je souběžně se vzduchovým průduchem pro přívod spalovacího vzduchu a jejich vyústění je na stejném místě na střeše [L18]. Pro tento typ

provedení má být dle výrobce odkouření provedeno soustředným potrubím DN125/80 mm. Proto byla vybrána koaxiální komínová sada DN125/80 mm s kódovým označením 52100521. Přívod spalovacího vzduchu bude nasáván přes komínovou hlavu [L19]. Schéma řezu odvodu spalin komínovou vložkou v komínovém tělese a přívodu vzduchu komínovým tělesem pro uzavřený spotřebič lze vidět na obr. 4.12. Vyústění komínu musí být v minimální výšce 500 mm nad střechou [L19].



Obr. 4.12 Schéma řezu odvodu spalin [L19]

- 1) koaxiální kotlový adaptér, 2) koaxiální koleno s kontrolními otvory, 3) koaxiální trubka, 4) kryt zděře, 5) komínová zděř, 6) patní koleno s podpěrrou, 7) trubka, 8) univerzální distanční objímka, 9) kontrolní kus přímý, 10) komínová hlava

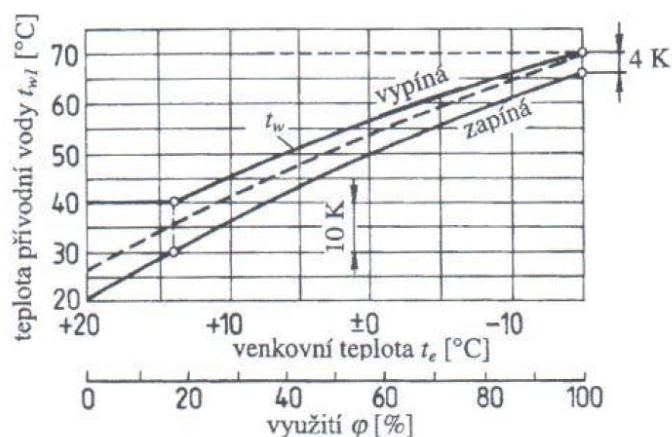
4.4. Regulace kondenzačního kotle

4.4.1. Regulace zdroje tepla

Ve většině případů regulace výkonu kotlů představuje regulaci teploty vody vystupující ze zdroje tepla. U plynových kotlů jde o regulaci množství paliva a výkon se zde reguluje změnou tlaku plynu. V závislosti na druhu hořáku kotle může být hořák provozován jednostupňově, vícestupňově (především dvoustupňově) nebo může být hořák řízen modulačně.

Při jednostupňovém provozu je regulací vypínání a zapínání hořáku. Spínací diferencí se rozumí zvýšení teploty mezi zapnutím a vypnutím hořáku. Dříve často používané malé spínací diference vedly ke krátké době provozu kotle (hořáku), což není optimální z hlediska životnosti kotle a hospodárnosti provozu. V neposlední řadě při startu hořáku dochází ke zvýšené produkci škodlivin (emisí), což pochopitelně není šetrné k životnímu prostředí. V současnosti se využívají rozšířené spínací diference, které jsou vhodné zejména v období nízkého odběru tepla. Dochází k prodloužení doby mezi jednotlivými starty hořáku a dochází k částečné eliminaci výše zmíněných negativ. [L20]

Optimálním řešením je přizpůsobit velikost spínací difference potřebě tepla. Na obr. 4.13 je znázorněn průběh spínací difference, která se mění od 4 K při venkovní teplotě $\theta_e = -15\text{ °C}$ do 10 K při $\theta_e = 14\text{ °C}$. Kvůli ochraně kotle a kouřovodů zůstává teplota vypínání od $\theta_e = 15\text{ °C}$ na 40 °C konstantní. [L20]

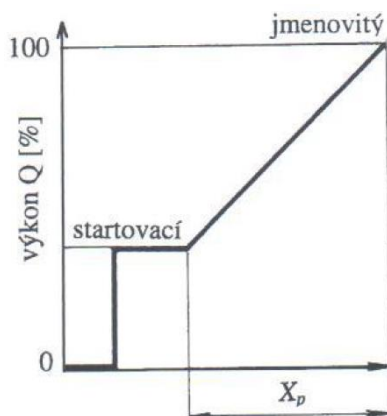


Obr. 4.13 Charakteristika spínací difference [L20]

Proměnná spínací difference umožňuje prodloužit dobu práce hořáku a snížit počet startů hořáku zhruba o 40 %, čímž dochází k prodloužení jeho životnosti.

Dvoustupňový provoz hořáku je dán dvěma nezávislými vzájemně různě nastavenými regulátory. Při nízké potřebě tepla se kotel provozuje na prvním stupni a pokud výkon nestačí a teplota kotlové vody klesá, tak spíná i druhý stupeň a první stupeň je nadále v provozu. Je vhodné nastavovat první stupeň na 50–60 % jmenovitého výkonu kotle, neboť v tomto rozsahu kotle pracují největší dobu otopného období.

Další možností jsou hořáky s modulačním provozem, které mají speciální konstrukci, aby bylo možné optimálně řídit množství přiváděného paliva a spalovacího vzduchu. Hořák s modulačním provozem musí mít nastavený základní (startovací) výkonový stupeň, ze kterého se vychází (viz obr. 4.14). Základní výkonový stupeň je dán typem hořáku a konstrukcí kotle. Regulace probíhá pomocí regulátoru s PI charakteristikou. Teplota otopné vody z kotle je snímána senzorem a měněna přes otopnou křivku v závislosti na venkovní teplotě. Hlavní výhodou je velmi nízká teplota spalin a tím pádem vysoký stupeň využití kotle. [L20]



Obr. 4.14 Regulační oblast pro hořák s modulačním provozem [L20]

Do řešeného objektu byl vybrán plynový kondenzační kotel Geminox THRs 1-10C, který je vybaven hořákem s modulačním provozem. Hořák je řízen hořákovou automatikou LMS14 od společnosti Siemens [L17]. Výkon kotle je modulován od základního výkonového stupně, který je nastaven na 10 % jmenovitého výkonu kotle, až po 100 %. Kotel je dále vybaven ekvitermní regulací se zpětnou vazbou na vnitřní teplotu. Tento systém regulace zohledňuje vliv vnějších a vnitřních tepelných zisků, neboť regulátor měří aktuální teplotu v referenční místnosti a koriguje systém ekvitermní regulace, který reguluje teplotu přívodní vody do otopné soustavy v závislosti na venkovní teplotě. Součástí kotle je tedy venkovní čidlo Siemens QAC34, které přináší informaci o venkovní teplotě, a prostorový přístroj Siemens QAA74.611/101. Informace z těchto jednotek jsou

vedeny do ovládacího panelu Siemens AVS37.294, který je integrován do kotle [L17]. Pomocí tohoto zařízení lze měnit a zjišťovat informace o skutečných a žádaných teplotách a provozních stavech technologie. Prostorový přístroj bude umístěn do místnosti 201, která byla vybrána jako referenční. Nutno jej umístit tak, aby čidlo snímající teplotu nebylo ovlivněno přímým slunečním zářením nebo jinými zdroji tepla či chladu. Přístroj by měl být instalován přibližně 1,5 m nad podlahou. Venkovní čidlo by mělo být umístěno na severní, případně severozápadní, fasádě domu tak, aby nebylo vystaveno přímému slunečnímu záření a ve výšce 2,5 m, aby čidlo nebylo terčem her dětí či jiných nepovolaných osob.

4.4.2. Místní regulace

O místní regulaci v jednotlivých vytápěných prostorech se starají termostatické regulační ventily Heimeier č. 4360, které jsou osazeny termostatickými hlavicemi Heimeier typu K. Jedná se o proporcionální regulátory prostorové teploty. Jsou vybaveny vestavěným čidlem s kapalinovou náplní a vyznačují se vysokou regulační schopností [L21]. Termostatické hlavice nesmí být instalovány do svislé pozice a nesmí být zakryty (např. závěsy), aby nedocházelo k ovlivnění čidla. Termostatickými hlavicemi budou osazena všechna otopná tělesa kromě otopných těles umístěných v místnosti 201, kde bude umístěn prostorový přístroj. V místnosti 201 budou termostatické ventily osazeny pouze krytkami.

4.5. Zabezpečovací a pojistné zařízení

4.5.1. Pojistný ventil

Pojistný ventil je pojistné zařízení, které jistí zdroj tepla proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku $p_{h,dov}$ [L22]. Pokud dojde k překročení maximálního dovoleného přetlaku $p_{h,dov}$, tak se pojistný ventil sám otevře a sníží přetlak na bezpečnou hodnotu. Pojistný ventil se instaluje na přívodní potrubí a co nejbližšímu zdroji tepla. Mezi ním a zdrojem tepla nesmí být žádná uzavírací armatura. Pojistný ventil je nutnou částí zdroje tepla. Pojistné výfukové potrubí musí být správně nadimenzováno s ohledem na to, jestli bude potrubím proudit voda, pára nebo jejich směs. Musí být svedeno nad odpad

kvůli vizuální kontrole funkčnosti pojistného ventilu. Vybraný kondenzační kotel Geminox THRs 1-10C je již od výrobce vybaven pojistným ventilem s otevíracím přetlakem 300 kPa [L17].

4.5.2. Zabezpečovací zařízení

Zabezpečuje otopnou soustavu proti náhlým změnám teploty a potažmo tlaků v rámci tepelné roztažnosti otopné vody v soustavě. Zabezpečovacím zařízením v otopné soustavě je expanzní nádoba. Ta může být buď tlaková, nebo otevřená. Otevřená expanzní nádoba je zároveň i pojistným zařízením [L22]. V současnosti jsou převážně instalovány tlakové expanzní nádoby. Nejčastěji se umísťují na vratné potrubí vzhledem menšímu teplotnímu namáhání membrány. Expanzní nádoba se odděluje uzavírací armaturou z důvodu revize či případné výměny. Uzavírací armatura musí být za provozu otevřena a zajištěna proti uzavření.

Součástí zvoleného kotle je tlaková expanzní nádoba o objemu 8 l [L17]. Výpočtem bylo zkontrolováno, jestli je tato velikost dostačující pro otopnou soustavu. Výpočet objemu tlakové expanzní nádoby se provede dle vztahu (4-2) [L22]:

$$V_{EN} = \frac{1,3 \cdot V_{os} \cdot n}{\eta}, \quad [l] \quad (4-2)$$

kde:

| | | |
|----------|--------------------------------|-------------------|
| V_{os} | objem vody v otopné soustavě | [m ³] |
| n | součinitel zvětšení objemu | [-] |
| η | stupeň využití expanzní nádoby | [-] |

Stupeň využití expanzní nádoby se vypočte dle vztahu:

$$\eta = \frac{p_{h,dov,abs} - p_{d,dov,abs}}{p_{h,dov,abs}}, \quad [-] \quad (4-3)$$

Výpočet největšího dovoleného absolutního tlaku $p_{h,dov,abs}$:

$$p_{h,dov,abs} = p_{h,dov} + p_b, \quad [kPa] \quad (4-4)$$

Výpočet nejnižšího dovoleného absolutního tlaku $p_{d,dov,abs}$:

$$p_{d,dov,abs} = 1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} + p_b, \quad [\text{kPa}] \quad (4 - 5)$$

kde:

| | | |
|-------------|---|----------------------|
| $p_{h,dov}$ | nejvyšší dovolený přetlak (roven otevíracímu přetlaku pojistného ventilu) | [kPa] |
| p_b | barometrický tlak | [kPa] |
| h | výška vodního sloupce od středu expanzní nádoby po nejvyšší bod otopné soustavy | [m] |
| g | tíhové zrychlení | [m/s ²] |
| ρ | hustota vody | [kg/m ³] |

$$\eta = \frac{p_{h,dov,abs} - p_{d,dov,abs}}{p_{h,dov,abs}} = \frac{(p_{h,dov} + p_b) - (1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} + p_b)}{(p_{h,dov} + p_b)}$$

$$= \frac{(300 + 100) - (1,1 \cdot 6,2 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} + 100)}{(300 + 100)} = 0,733$$

Součinitel zvětšení objemu n [-] se určí pomocí vztahu:

$$\Delta t_{max} = t_{max} - 10, \quad [\text{K}] \quad (4 - 6)$$

Teplotní spád otopné soustavy je 45/35 °C, čili $t_{max} = 45$ °C

$$\Delta t_{max} = t_{max} - 10 = 45 - 10 = 35 \text{ K}$$

Na základě vypočtené hodnoty Δt_{max} se určí hodnota součinitele zvětšení objemu n z tab. 4.2:

Tab. 4.2 Hodnota součinitele zvětšení objemu n v závislosti na Δt_{max} [L23]

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

Pro $\Delta t_{max} = 35 \text{ K}$ se hodnota n určí aproximací a činí 0,00959.

K dosazení do vzorce (4-2) je třeba určit množství vody v otopné soustavě V_{os} , které je dáno součtem objemu vody v potrubí $V_{potrubí}$, otopných tělesech V_{OT} a v kotli V_{kotel} .

$$V_{os} = V_{potrubí} + V_{OT} + V_{kotel} \quad [l] \quad (4 - 7)$$

$$V_{os} = V_{potrubí} + V_{OT} + V_{kotel} = 26,2 + 105,4 + 2,5 = 134,1 \text{ l}$$

$$V_{EN} = \frac{1,3 \cdot V_s \cdot n}{\eta} = \frac{1,3 \cdot 134,1 \cdot 0,00959}{0,733} = 2,28 \text{ l} < 8 \text{ l}$$

Vypočtený minimální objem tlakové expanzní nádoby V_{EN} je menší než u instalované expanzní nádoby, takže je pro otopnou soustavu vyhovující.

4.6. Rozvod potrubí

Rozvod potrubí je navržen jako dvoutrubkový, vertikální, protiproudý s nuceným oběhem vody. Je veden v drážkách ve zdi a v podlaze. Veškeré potrubí bude izolováno návlekovou izolací Mirelon Pro o tloušťce 13 mm [L24].

Volba materiálu je zásadním rozhodnutím, které ovlivňuje koncepční řešení otopné soustavy. Je nutné brát v potaz vhodnost použití pro danou aplikaci a zejména fyzikální vlastnosti materiálů, kterými jsou:

- mechanická pevnost a odolnost
- teplotní odolnost
- teplotní délková roztažnost
- odolnost vůči korozi
- montážní omezení (spojování, vedení potrubí)

Zvoleným materiálem pro rozvod potrubí je měď. Tento materiál se pro své výhodné vlastnosti stal nejrozšířenějším materiálem teplovodních otopných soustav hned po plastu. Měď je poloušlechtilý kov a vyznačuje se velkou odolností vůči korozi. I u měděných trubek dochází ke škodám způsobeným korozi, avšak dodržováním určitých zásad jim lze předejít. Na vznik koroze má vliv teplota, rychlost protékající látky atd. Vhodné je také chránit potrubí z vnější strany, protože vlhké kyselé omítky mají silný korozivní účinek, proto výrobci většinou přikazují vést potrubí v omítce v ochranném povlaku.

U měděného potrubí je možné provádět spoje rozebíratelné (závitové spoje) a nerozebíratelné. Nejrozšířenější způsob je kapilární pájení. Rozlišuje se na měkké a tvrdé. Měkké pájení se používá pro rozvody pitné vody, TV či teplovodní otopné soustavy a právě tímto způsobem budou v řešeném objektu spoje provedeny. Tvrdé pájení by se mělo používat výhradně u horkovodních otopných soustav, podlahového vytápění a rozvodů technických plynů. Pro svou jednoduchost a rychlost se v současnosti stále více rozšiřují lisované spoje.

Součinitel délkové teplotní roztažnosti dosahuje hodnoty $1,65 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$, což je hodnota vyšší než u ocelového potrubí ($1,2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$), ale podstatně nižší než u plastů, kde se tato hodnota pohybuje v rozmezí 15 až $23 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ [L13]. Vliv délkové teplotní roztažnosti je třeba brát v úvahu při návrhu trasy potrubí a v případě nutnosti instalovat kompenzační prvky.

Při hydraulických výpočtech je důležitou hodnotou měrná tlaková ztráta R [Pa/m]. Tato veličina závisí na součiniteli třecí ztráty λ , který v přechodové a turbulentní oblasti závisí na relativní drsnosti potrubí k/d , kde k je absolutní drsnost potrubí a d je vnitřní průměr potrubí. Převrácená hodnota relativní drsnosti potrubí se nazývá relativní hladkost potrubí, která je u měděného potrubí podstatně větší než u ocelového potrubí, čili měrná tlaková ztráta R měděného potrubí je nižší než u potrubí ocelového. [L13]

Další materiálové alternativy pro rozvody teplovodních otopných soustav jsou ocel a plast. Ocel je tradičním materiálem pro teplovodní rozvody. Používají se trubky závitové bezešvé (do cca 50 mm) a pro větší průměry bezešvé hladké. Ve výkresové dokumentaci se označují jmenovitou světlostí DN. Pro teplovodní otopné soustavy nejčastěji v rozsahu DN 15 až DN 50. [L13]

Mezi hlavní výhody tohoto materiálu patří nižší pořizovací cena a vysoká míra nosnosti a odolnosti. Spojují se svařováním. Hlavní nevýhodou je vysoká míra pracnosti při tvorbě otopné soustavy.

Na základě technologického zpracování a chování plastů za tepla dělíme plasty na termoplasty, duroplasty a elastomery. Termoplasty lze tepelně zpracovávat a upravovat. Duroplasty (elastomery) není možné teplem tvářet ani svařovat. Do této skupiny patří termoelasty, které si ponechávají ohebnost, ale nejde je tepelně tvarovat ani svářet. Hlavním představitelem je síťovaný polyetylén (PEX-a), který je nejvíce využívaným plastovým potrubím ve vytápění pro rozvody podlahového, stěnového či

stropního vytápění. Elastomery nelze tepelně tvarovat ani svařovat. Pod mechanickým zatížením se značně deformují a po odlehčení se vracejí do původního stavu.

Druhy plastů využívané pro rozvody teplovodních otopných soustav:

- síťovaný polyetylén (PEX)
- polybuten
- statický polypropylen (PPR-RCT)
- vícevrstvá potrubí s kovovou vložkou

Plastová potrubí se vyznačují hygienickou nezávadností, odolností proti korozi, dlouhou životností, malou drsností potrubí (nízká tlaková ztráta), rychlostí instalace, nízkou hmotností (snadná manipulace), vhodnou tvárností a elektrickou nevodivostí. Mezi negativa tohoto materiálu patří výrazně vyšší hodnoty teplotní délkové roztažnosti (10x větší než u oceli), nižší tepelná odolnost, nižší tepelná odolnost, malá pevnost a hořlavost. [L13]

4.7. Návrh potrubní sítě

Návrh potrubní sítě byl proveden pomocí metody ekonomických rychlostí, při které se dodržuje rychlost v potrubí přibližně 0,6 m/s. Rychlost závisí na hmotnostním průtoku \dot{m} , který se spočítá z instalovaného výkonu otopného tělesa Q_m užitím vztahu (4-8). [L25]

$$\dot{m} = \frac{Q_m}{c \cdot \Delta T}, \quad [\text{kg/s}] \quad (4 - 8)$$

kde:

| | | |
|------------|-----------------------------|----------|
| \dot{m} | hmotnostní průtok | [kg/s] |
| Q_m | výkon otopného tělesa | [W] |
| c | měrná tepelná kapacita vody | [J/kg.K] |
| ΔT | projektovaný teplotní spád | [K] |

Vyjádření průměru d z hmotnostního průtoku \dot{m} :

$$\dot{m} = \rho \cdot V = \rho \cdot S \cdot v = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot v}}, \quad [\text{m}] \quad (4 - 9)$$

kde:

| | | |
|--------|----------------------------|----------------------|
| v | střední rychlost v potrubí | [m/s] |
| ρ | hustota vody | [kg/m ³] |
| d | vnitřní průměr potrubí | [m] |

Při znalosti rychlosti proudění lze spočítat celkovou tlakovou ztrátu potrubí Δp_{zc} , která je dána součtem tlakové ztráty třením Δp_{zt} a místní tlakové ztráty Δp_{zm} [L25].

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zt} + \Delta p_{zm} , \quad [\text{Pa}] \quad (4 - 10)$$

$$\Delta p_{zc} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} + \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = R \cdot l + Z , \quad [\text{Pa}] \quad (4 - 11)$$

kde:

| | | |
|-----------------|----------------------------------|--------|
| Δp_{zc} | celková tlaková ztráta | [Pa] |
| Δp_{zt} | tlaková ztráta třením | [Pa] |
| Δp_{zm} | místní tlaková ztráta | [Pa] |
| λ | součinitel tlakové ztráty třením | [-] |
| l | délka potrubí | [m] |
| ζ | součinitel místního odporu | [-] |
| R | měrná tlaková ztráta | [Pa/m] |
| Z | tlaková ztráta místními odpory | [Pa] |

Ve dvoutrubkové otopné soustavě jsou okruhy otopných těles paralelně spojeny. Všechny okruhy obsahují místní tlakové ztráty, ať už ve formě kolen, redukcí, tvarovek a podobně, ale také v podobě výměníku v kotli, otopného tělesa, termostatického ventilu a regulačního šroubení. Pomocí vztahu (4-11) byly spočteny tlakové ztráty jednotlivých úseků. Určily se také místní tlakové ztráty na jednotlivých zařízeních či armaturách. Výrobce kotle udává pro výpočet tlakové ztráty výměníku hodnotu k_v . Dle technické dokumentace činí 3,6 m³/h [L17]. U otopných těles typu VK a VKL je termostatický ventil součástí otopného tělesa, a tak výrobce udává k_v hodnotu, pomocí které se spočítá tlaková ztráta otopného tělesa spolu s termostatickým ventilem. Bylo vybráno přímé

regulační šroubení VEKOLUXIVAR IVAR.DD 355 od firmy IVAR.CS [L26]. Tlaková ztráta na této armatuře se počítá pomocí k_v hodnoty pro plně otevřenou armaturu. Při zjišťování, jaký okruh má největší tlakovou ztrátu, se tlaková ztráta počítá na plně otevřených armaturách.

Výpočet tlakové ztráty pro otopné těleso spolu s termostatickým ventilem, pro přímé regulační šroubení a výměník kotle při znalosti hodnoty k_v hodnoty se počítá pomocí vztahu [L27].

$$\Delta p = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2, \quad [\text{kPa}] \quad (4 - 12)$$

kde:

| | | |
|------------|---------------------------------|---------------------|
| Δp | tlaková ztráta počítaného prvku | [kPa] |
| \dot{V} | průtok počítaným prvkem | [m ³ /h] |
| k_v | jmenovitý průtok | [m ³ /h] |

Názorný výpočet tlakové ztráty otopného tělesa s termostatickým ventilem $\Delta p_{OT,TRV}$ a přímého regulačního šroubení $\Delta p_{R\dot{S}}$ je proveden pro těleso typu 21VKL-600x1600 umístěného v místnosti 207.

- $\dot{V} = 0,052 \text{ m}^3/\text{h}$
- regulační šroubení VEKOLUXIVAR IVAR DD.355 – $k_v = 1,35 \text{ m}^3/\text{h}$
- termostatický ventil + otopné těleso – $k_v = 0,75 \text{ m}^3/\text{h}$ (ventil osazen termostatickou hlavicí) [L15]

Dosazení do vztahu (4-12):

$$\Delta p_{R\dot{S}} = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0,052}{1,35}\right)^2 = 0,144 \text{ kPa} = 144 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{OT,TRV} = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0,052}{0,75}\right)^2 = 0,465 \text{ kPa} = 465 \text{ Pa}$$

Výpočet tlakové ztráty ve výměníku kotle Δp_{kotel} :

- $\dot{V} = 0,556 \text{ m}^3/\text{h}$
- výrobcem udávaná hodnota – $k_v = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\Delta p_{kotel} = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0,556}{3,6}\right)^2 = 2,385 \text{ kPa} = 2385 \text{ Pa}$$

Byly vypočteny tlakové ztráty všech okruhů a největší tlakovou ztrátu má okruh otopného tělesa umístěného v místnosti 207. Toto těleso 21VKL-600x1600 má tepelný výkon 594 W a hmotnostní průtok 51,2 kg/h. Měrné tlakové ztráty R jednotlivých úseků byly odečteny z tabulky pro měděné potrubí [L28]. Dále byly určeny hodnoty součinitelů místních odporů pro jednotlivé místní odpory [L29].

Znázornění výpočtu tlakové ztráty okruhu otopného tělesa umístěného v místnosti 207 – okruh s největší tlakovou ztrátou – je provedeno v tab. 4.3.

Tab. 4.3 Výpočet tlakové ztráty okruhu

| úsek / prvek | Q [W] | V [l/h] | m [kg/s] | l [m] | $V_{skaceni}$ [m/s] | $d_{predelny}$ [m] | Zvolené potrubí | d [m] | $V_{skaceni}$ [m/s] | R [kPa/m] | ξ [-] | Δp_{z} [Pa] | Δp_{zc} [Pa] |
|---|-------|---------|----------|-------|---------------------|--------------------|-----------------|-------|---------------------|-----------|-----------|---------------------|----------------------|
| 1 | 6455 | 555,9 | 0,15 | 4,4 | 0,6 | 18,1 | 22x1 | 20 | 0,49 | 0,163 | 2,6 | 720 | 878 |
| 4 | 4540 | 391,0 | 0,11 | 2,7 | 0,6 | 15,2 | 18x1 | 16 | 0,54 | 0,275 | 1,5 | 743 | 852 |
| 5 | 3459 | 297,9 | 0,08 | 5,7 | 0,6 | 13,3 | 18x1 | 16 | 0,41 | 0,155 | 0,3 | 884 | 896 |
| 16 | 1873 | 161,3 | 0,04 | 2,3 | 0,6 | 9,8 | 15x1 | 13 | 0,34 | 0,123 | 2,8 | 278 | 358 |
| 24 | 1576 | 135,7 | 0,04 | 0,3 | 0,6 | 8,9 | 15x1 | 13 | 0,28 | 0,123 | 1,5 | 41 | 71 |
| 28 | 1000 | 86,1 | 0,02 | 3,5 | 0,6 | 7,1 | 15x1 | 13 | 0,18 | 0,036 | 2,9 | 126 | 150 |
| 30 | 594 | 51,2 | 0,01 | 2,1 | 0,6 | 5,5 | 15x1 | 13 | 0,11 | 0,011 | 4,1 | 23 | 35 |
| 30 | 594 | 51,2 | 0,01 | 2,2 | 0,6 | 5,5 | 15x1 | 13 | 0,11 | 0,011 | 5,6 | 24 | 40 |
| 28 | 1000 | 86,1 | 0,02 | 3,5 | 0,6 | 7,1 | 15x1 | 13 | 0,18 | 0,036 | 0,6 | 124 | 129 |
| 24 | 1576 | 135,7 | 0,04 | 0,3 | 0,6 | 8,9 | 15x1 | 13 | 0,28 | 0,123 | 3 | 41 | 101 |
| 16 | 1873 | 161,3 | 0,04 | 2,1 | 0,6 | 9,8 | 15x1 | 13 | 0,34 | 0,123 | 4,3 | 255 | 377 |
| 5 | 3459 | 297,9 | 0,08 | 5,7 | 0,6 | 13,3 | 18x1 | 16 | 0,41 | 0,155 | 0,6 | 884 | 25 |
| 4 | 4540 | 391,0 | 0,11 | 2,4 | 0,6 | 15,2 | 18x1 | 16 | 0,54 | 0,275 | 3 | 660 | 219 |
| 1 | 6455 | 555,9 | 0,15 | 4,3 | 0,6 | 18,1 | 22x1 | 20 | 0,49 | 0,163 | 2,6 | 694 | 157 |
| Kotel | | | | | | | | | | | | | 2385 |
| TRV | | | | | | | | | | | | | 465 |
| RŠ | | | | | | | | | | | | | 144 |
| OT (místnost 207) 21VKL-600x1600 | | | | | | | | | | | | | 9520 |
| Celková tlaková ztráta Δp_{zc} [Pa] | | | | | | | | | | | | | |

Otopné těleso, jehož okruh má největší tlakovou ztrátu, definuje tzv. hlavní větev. Hlavní větev má v řešeném objektu tlakovou ztrátu přibližně 9,5 kPa. Dopravní tlak oběhového čerpadla bude navržen na tlakovou ztrátu hlavní větve, ke které se doškrucují všechny ostatní paralelní větve (okruhy).

Výpočty tlakových ztrát jednotlivých okruhů jsou uvedeny v příloze 3.

4.8. Hydraulické vyvážení otopné soustavy

Ve dvoutrubkové otopné soustavě jsou okruhy OT zapojena paralelně, a tak mají stejnou tlakovou ztrátu při různých průtocích. Hydraulickým vyvážením se docílí toho, že okruhy otopných těles mají stejnou tlakovou ztrátu při požadovaných průtocích. Poté navržená otopná tělesa mají požadovaný tepelný výkon a je zajištěno dodržení vnitřní výpočtové teploty ve vytápěném prostoru. Z těchto faktů vyplývá, jak zásadní vliv na fungování otopné soustavy má správné hydraulické vyvážení.

Základem je nalézt okruh otopného tělesa, který má největší tlakovou ztrátu. Hydraulicky nejvzdálenější těleso nejčastěji bývá to, které je umístěné nejdále od zdroje tepla nebo má největší tepelný výkon (větší hmotnostní průtok, tím pádem větší místní tlaková ztráta na termostatickém ventilu a regulačním šroubení).

Největší předpoklady být hydraulicky nejvzdálenějším tělesem mají otopná tělesa umístěná v místnostech 207, 205 a 204. Těleso 22VK-600x1400 (místnost 204) pracuje s největším tepelným výkonem. Tělesa typu 21VKL-600x1600 (místnost 207) a 21VK-600x1600 (místnost 205) jsou ta nejvzdálenější od zdroje tepla a mají i stejný tepelný výkon. Největší tlakovou ztrátu má okruh otopného tělesa umístěného v místnosti 207. Tlaková ztráta na termostatickém ventilu tohoto tělesa a příslušném regulačním šroubení je díky stejnému hmotnostnímu průtoku otopné vody stejná jako u tělesa z místnosti 205, avšak tlaková ztráta třením a tlaková ztráta místními odpory je větší u okruhu otopného tělesa z místnosti 207. Hmotnostní průtok tělesem s největším tepelným výkonem je největší, čili jeho tlaková ztráta na termostatickém ventilu a regulačním šroubení je největší, ale tlaková ztráta třením vlivem bližší lokace ke zdroji tepla není tak významná.

Hydraulické vyvažování otopné soustavy je možné provést pomocí přednastavení na termostatickém ventilu nebo na regulačním šroubení. Mělo by se vyvažovat pomocí

škrcení na regulačním šroubení, protože pokud se škrtí na termostatickém ventilu, tak dochází ke snižování pásma proporcionality a tím je také omezena schopnost místní regulace pomocí termostatické hlavice. Pokud se škrtí na termostatickém ventilu a nastaví se stupeň přednastavení na hodnotu 0-2 (nízká hodnota k_v – výrazné škrcení), tak je pásmo proporcionality sníženo natolik, že termostatická hlavice pracuje s funkcí zapnuto/vypnuto. Z těchto důvodů jsem škrcení prováděl primárně pouze pomocí přednastavení na regulačním šroubení.

Požadovaná tlaková ztráta regulačního šroubení na daném tělese se spočítá pomocí vztahu (4-13). Je to rozdíl tlakové ztráty okruhu hydraulicky nejvzdálenějšího tělesa Δp_{max} a tlakové ztráty potrubí Δp_p a otopného tělesa s plně otevřeným termostatickým ventilem $\Delta p_{OT,TRV}$:

$$\Delta p_{R\dot{s}} = \Delta p_{max} - \Delta p_p - \Delta p_{OT,TRV} , \quad [\text{Pa}] \quad (4 - 13)$$

kde:

$\Delta p_{R\dot{s}}$ požadovaná tlaková ztráta regulačního šroubení [Pa]

Δp_p tlaková ztráta potrubí [Pa]

Δp_{max} největší tlaková ztráta okruhu [Pa]

$\Delta p_{OT,TRV}$ tlaková ztráta OT a TRV [Pa]

Nastavení regulačních šroubení bylo provedeno na základě vypočtených k_v hodnot. Výrobce udává nastavení regulačního šroubení v závislosti na k_v hodnotě (tab. 4.4). k_v hodnotu lze spočítat pomocí vztahu (4-14).

Tab. 4.4 k_v hodnoty a nastavení regulačního šroubení VEKOLUXIVAR IVAR.DD 355 [L26]

| | | | | | | | | | |
|--------|-------|-------|-------|------|-------|------|-------|------|------|
| pozice | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| otáčky | 1 1/4 | 1 1/2 | 1 3/4 | 2 | 2 1/2 | 3 | 3 1/2 | 4 | Ú.O. |
| K_v | 0,14 | 0,20 | 0,31 | 0,43 | 0,60 | 0,79 | 1,00 | 1,20 | 1,35 |

Ú.O. – úplné otevření armatury

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{R\dot{s}}}} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{\Delta p_{R\dot{s}}}} , \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4 - 14)$$

kde:

| | | |
|-------------------------|--|---------------------|
| k_v | jmenovitý průtok | [m ³ /h] |
| \dot{V} | průtok otopným tělesem | [m ³ /h] |
| $\Delta p_{R\check{S}}$ | požadovaná tlaková ztráta regulačního šroubení | [Pa] |

Názorný výpočet proveden pro otopné těleso typu 20VK-600x1400 z místnosti 104.

- $\dot{V} = 0,035 \text{ m}^3/\text{h}$
- $\Delta p_{R\check{S}} = 2837 \text{ Pa}$

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{R\check{S}}}} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{\Delta p_{R\check{S}}}} = 0,035 \cdot \sqrt{\frac{10^5}{2837}} = 0,21 \text{ m}^3/\text{h}$$

Na základě vypočtené hodnoty a údajů z tab. 4.4 volím pozici číslo 2 nastavení regulačního šroubení.

4.9. Návrh oběhového čerpadla

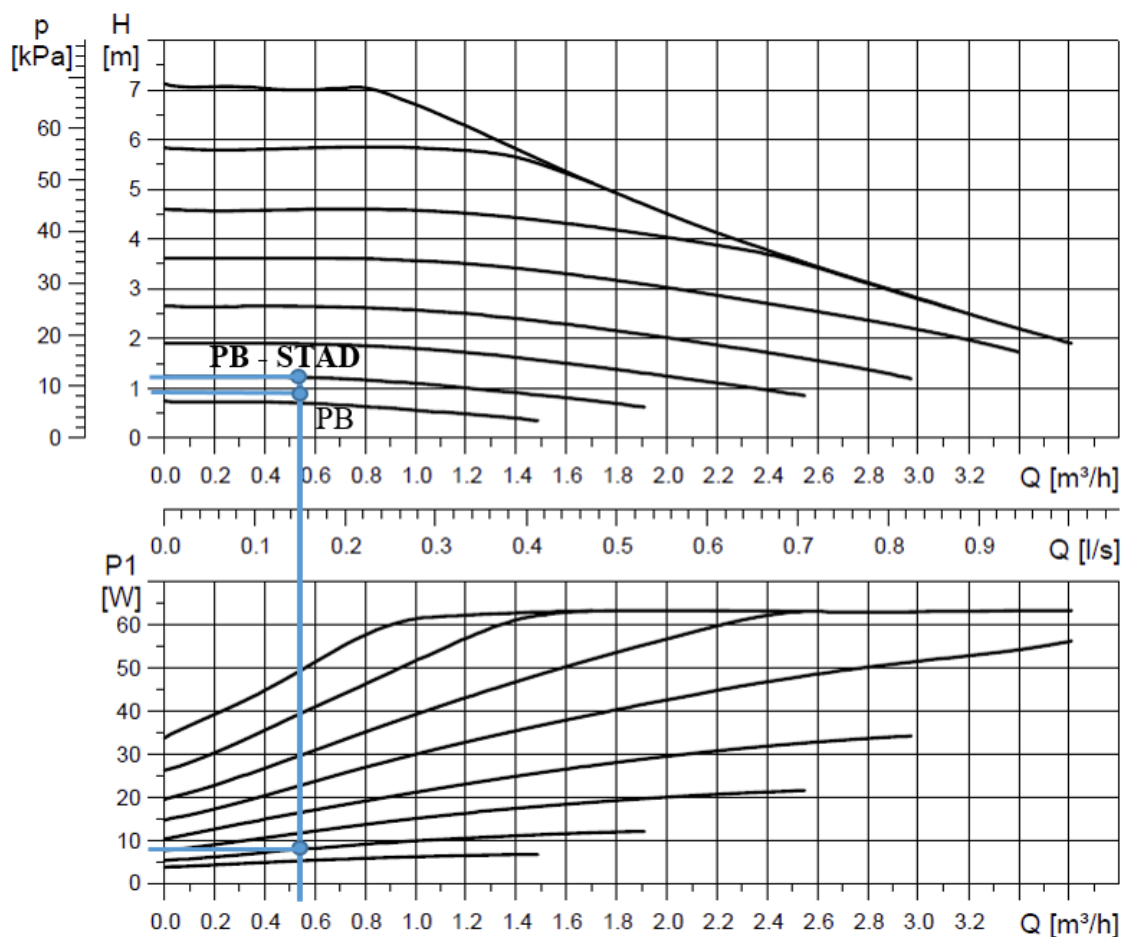
Řešená otopná soustava pracuje s nuceným oběhem vody, a tak je nutné na základě největší vypočtené tlakové ztráty navrhnout pracovní bod čerpadla. Součástí vybraného kotle Geminox THRs 1-10C je oběhové čerpadlo Grundfos UPM2 15-70, které pracuje s 8 stupni nastavení konstantních otáček. Oběhové čerpadlo bude nastaveno na pracovní bod, který je dán objemovým průtokem 0,556 m³/h a tlakovou ztrátou 9,5 kPa. Při pohledu na charakteristiku oběhového čerpadla (obr. 4.15) [L30] lze vidět, že určený pracovní bod PB leží mezi křivkami nastavitelných otáček, a tak je nutné pomocí škrcení navýšit tlakovou ztrátu na přibližně 12 kPa. Dodatečné doškrcení Δp_{STAD} se provede na vyvažovacím ventilu IMI STAD DN25 [L31], který bude na zpětném potrubí v blízkosti zdroje tepla. Výrobce opět udává nastavení ventilu na základě k_v hodnoty. Výpočet k_v hodnoty jsem provedl pomocí vztahu (4-14).

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{R\check{S}}}} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{\Delta p_{R\check{S}}}} = 0,556 \cdot \sqrt{\frac{10^5}{2500}} = 3,52 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tab. 4.5 k_v hodnoty vyvažovacího ventilu IMI STAD [L31]

| Otáčky | DN 10 | DN 15 | DN 20 | DN 25 | DN 32 | DN 40 | DN 50 |
|----------|-------|-------|-------|-------------|-------|-------|-------|
| 0.5 | - | 0.136 | 0.533 | 0.599 | 1.19 | 1.89 | 2.62 |
| 1 | 0.091 | 0.226 | 0.781 | 1.03 | 2.09 | 3.40 | 4.10 |
| 1.5 | 0.134 | 0.347 | 1.22 | 2.13 | 3.36 | 4.74 | 6.76 |
| 2 | 0.264 | 0.618 | 1.95 | 3.64 | 5.22 | 6.25 | 11.4 |
| 2.5 | 0.461 | 0.931 | 2.71 | 5.26 | 7.77 | 9.16 | 15.8 |
| 3 | 0.799 | 1.46 | 3.71 | 6.65 | 9.82 | 12.8 | 21.5 |
| 3.5 | 1.22 | 2.07 | 4.51 | 7.79 | 11.9 | 16.2 | 27.0 |
| 4 | 1.36 | 2.56 | 5.39 | 8.59 | 14.2 | 19.3 | 32.3 |

Na základě vypočtené hodnoty volím nastavení 2 na vyvažovacím ventilu IMI STAD DN25.



Obr. 4.15 Charakteristika oběhového čerpadla [L30]

5. SYSTÉM PODLAHOVÉHO VYTÁPĚNÍ

Druhou řešenou variantou vytápění vybrané rodinné vily je systém podlahového vytápění se zdrojem tepla v podobě tepelného čerpadla systému „vzduch – voda“.

Převážně sálavé vytápění

Podlahové velkoplošné vytápění je řazeno do kategorie převážně sálavého vytápění. Z otopné plochy se převážná část tepla sdílí sáláním a menší množství prouděním (konvekci). Čili od sálající plochy se ohřívají plochy osálané a teprve od sálajících a osálaných ploch se ohřívá okolní vzduch, což je konvekční složka z celkového tepelného toku.

U podlahového vytápění podíl tepelného výkonu sdíleného sáláním představuje 55 %.

Sálavé vytápění lze dělit:

- velkoplošné vytápění (podlahové, stěnové a stropní)
- celkové vytápění závěsnými panely
- lokální vytápění závěsnými panely
- vytápění tmavými a světlými plynovými zářiči (lokální zdroje tepla)

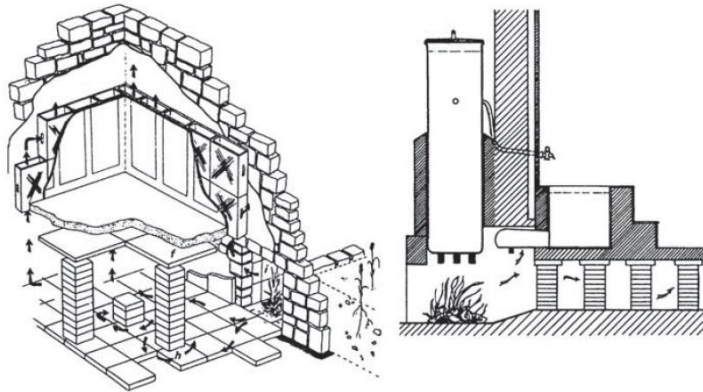
Dle rozdělení je patrné, že otopná plocha může být nedělitelnou součástí stavební konstrukce nebo vytvořena jako samostatná otopná plocha. Rozdíly jsou také u povrchových teplot otopných ploch, jejich měrných výkonů či volbě teplotonosné látky.

Například u velkoplošného vytápění je povrchová teplota poměrně nízká (stropní vytápění 40–45 °C, stěnové 25–60 °C, podlahové 25–30 °C), takže i teplota teplotonosné látky bude nízká, a tak jsou nízkoteplotní otopné plochy vhodné v kombinaci s nízkopotenciálními zdroji tepla. [L32]

5.1. Úvod

Princip podlahového vytápění poprvé využil Sergius Orata v roce 80 př. n. l., kdy ve starověkém Římě navrhl Hypokaustum tak, že v ohništi bez roštu umístěném pod objektem se spalovalo dřevo nebo dřevěné uhlí. Teplé spaliny proudily dutinami v podlahách a stěnách, a tak tyto stavební konstrukce prohřívaly, a ty sdílely teplo do vytápěného prostoru. [L32]

Přestože problematika podlahového vytápění je známa přes dva tisíce let, tak k rozmachu dochází teprve v posledních dvaceti letech.



Obr. 5.1 Schéma Hypokausta včetně přípravy teplé vody [L32]

Při rozhodování, zda je podlahové vytápění vhodný způsob pro zajištění tepelné pohody ve vytápěném prostoru, je nutné zjistit tepelně-technické vlastnosti budovy. Při volbě podlahového vytápění by tepelná ztráta objektu měla být menší než 20 W/m^3 , případně průměrná roční spotřeba tepla nižší než 70 až 80 kWh/m^2 . Z toho vyplývá nutnost minimální náročnosti objektu vzhledem ke spotřebě tepla.

5.2. Tepelná pohoda

Primárním úkolem vytápění je zajistit tepelnou pohodu ve vytápěném prostoru. To je stav, kdy sdílené tepelné toky mezi člověkem a okolím (tepelný tok sáláním, konvekcí, dýcháním, vypařováním a vedením) musí být v rovnováze s metabolickým tepelným tokem.

Faktory ovlivňující tepelnou pohodu

- faktory osob:
 - činnost vyjádřená metabolickým tepelným tokem q_m [W/m^2]
 - tepelný odpor oblečení R_{ob} [$\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$]
- faktory prostředí:
 - teplota vnitřního vzduchu θ_i [$^{\circ}\text{C}$]
 - střední radiační teplota θ_r [$^{\circ}\text{C}$]
 - rychlost proudění vzduchu w [m/s]
 - tlak vodních par ve vzduchu p_d [Pa]

Každá osoba vnímá tepelnou pohodu odlišným způsobem, ale je považováno za akceptovatelné, jestliže se stavem ve vytápěném prostoru je nespokojeno méně než 15 % osob. Zároveň musí být také zajištěna lokální tepelná pohoda, která může být narušena např. asymetrickým tepelným sáláním, nevhodným vertikálním teplotním gradientem vzduchu, příliš teplou či chladnou podlahou nebo zvýšeným prouděním vzduchu. [L32]

5.3. Konstrukce a provedení podlahové otopné plochy

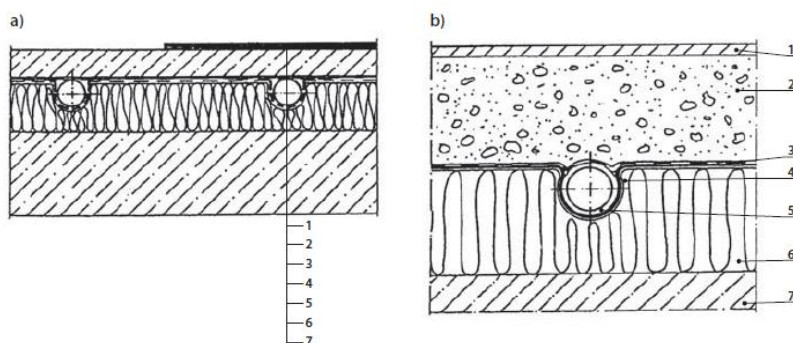
Vlastní konstrukce podlahové otopné plochy není pevně spojena s nosnou částí podlahy, aby byly umožněny veškeré dilatační změny.

Podlahové otopné plochy lze dělit na základě způsobu provedení otopné plochy a dle tvarování otopného hadu.

Dle způsobu provedení otopné plochy:

SUCHÝ ZPŮSOB

Potrubí je uloženo do izolační vrstvy a od cementové vrstvy je odděleno speciální vrstvou – plastovou fólií. Kovová lamela pod fólií zvyšuje pevnost podlahy a zajišťuje rovnoměrný rozvod tepla. Otopná plocha vytvořená tímto způsobem pracuje s vyšší teplotou otopné vody. Teplota přívodní vody se pohybuje v rozmezí 40–70 °C. Tento způsob se využívá tam, kde stačí prostor pouze temperovat nebo jako dodatková otopná plocha, neboť měrné tepelné výkony jsou nižší cca do 50 W/m². [L32]



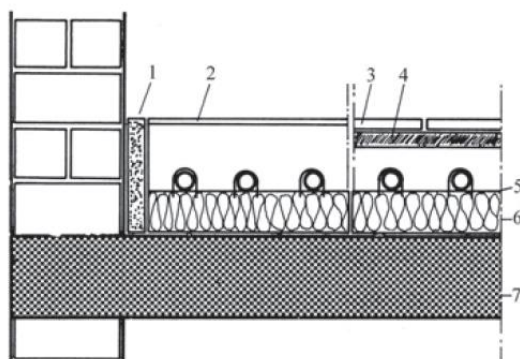
Obr. 5.2 Suchý způsob provedení otopné plochy [L32]

a) řez otopnou plochou, b) detail uložení trubky

1) podlahová krytina, 2) cementový potěr, 3) hydroizolace, 4) fólie, 5) otopný had, 6) tepelná izolace, 7) nosná podlaha

MOKRÝ ZPŮSOB

Otopný had je zabetonován do betonové vrstvy nad tepelně zvukovou izolací. Podlaha vytvořená na mokrý způsob pracuje s nižší teplotou otopné vody, teplota přívodní otopné vody je 35–55 °C. Měrný tepelný výkon otopné plochy je vyšší než 50 W/m². [L32]



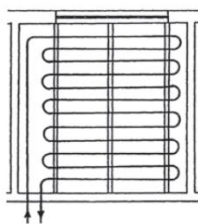
Obr. 5.3 Mokrý způsob – řez podlahou [L32]

- 1) dilatační páska, 2) podlahová krytina, 3) dlažba, 4) cementový potěr, 5) hydroizolační fólie, 6) tepelná izolace, 7) nosná konstrukce podlahy

Dle tvarování otopného hadu

MEANDROVÝ ZPŮSOB

Výhodou tohoto způsobu je rovnoměrnější rozložení teplot ve vytápěném prostoru, čehož je dosaženo tím, že teplota otopné vody klesá směrem od obvodové konstrukce. Oblouky jsou tvarovány pod úhlem 180°, což vyžaduje větší pružnost potrubí, a tak se volí potrubí menšího průměru (např. 16x2 mm).

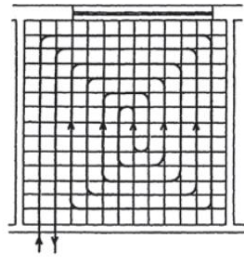


Obr. 5.4 Otopný had ve tvaru meandru [L32]

PLOŠNÁ SPIRÁLA

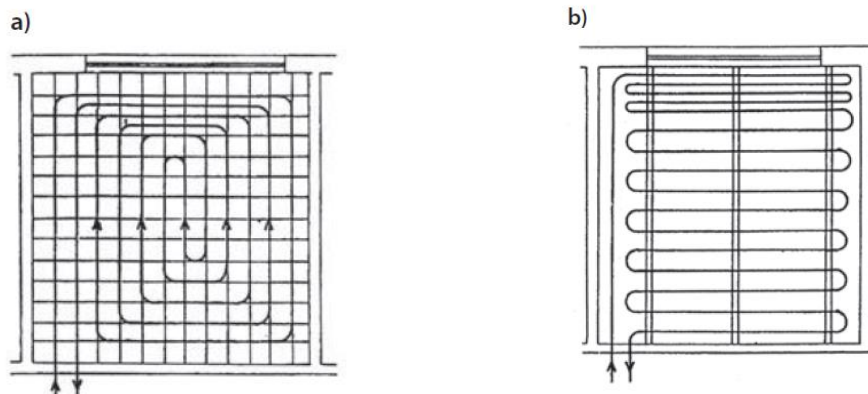
Tento způsob kladení otopného hadu se vyznačuje rovnoměrnou povrchovou teplotou podlahy po celé její ploše. Nevýhodou je pokles vnitřní teploty ve vytápěném prostoru v horizontálním směru od vnitřní k obvodové konstrukci. Tento problém se dá velmi

částečně řešit vytvořením intenzivní okrajové zóny. Nejčastěji je projektováno potrubí 18x2 mm a 20x2 mm. [L32]



Obr. 5.5 Kladení otopného hadu ve tvaru plošné spirály [L32]

Oba způsoby pokládky lze navrhnout s intenzivní okrajovou zónou (obr. 5.6). Ta pomůže alespoň částečně eliminovat negativní vliv ochlazovaných konstrukcí na vytváření místní tepelné nepohody. Okrajová zóna má šířku 0,5 až 1 m a umísťuje se k okenní stěně či do rohu u rohové místnosti objektu.



Obr. 5.6 Kladení otopného hadu s okrajovou intenzivní zónou [L32]

a) plošná spirála, b) meandr

Ve snaze dosáhnout vyrovnané povrchové teploty po celé podlaze lze využít bifilární pokládku.

V řešeném objektu jsou všechny otopné hady kladeny meandrovým způsobem za účelem dosažení rovnoměrnějšího rozložení teplot ve vytápěném prostoru. Veškeré otopné plochy jsou provedeny mokřím způsobem. Podlaha pracuje s nižší teplotou otopné vody, a tak je to vhodná kombinace s nízkopotenciálním zdrojem tepla v podobě tepelného čerpadla, které bude v řešeném objektu použito.

5.4. Jednotlivé vrstvy

Podlahová otopná plocha se pokládá až ve chvíli, kdy jsou dokončené omítky na stěnách sousedících s podlahou, jsou osazené zárubně dveří a je dokončený hydraulický okruh. Musí být již instalovány všechny sběrače, rozdělovače a ostatní zařizovací a ovládací prvky soustavy. Případně je ještě nutné odstranit nedostatky nosné podlahové konstrukce.

Nejprve se umístí tepelně izolační a dilatační pás podél všech stěn vytápěné místnosti mezi plovoucí podlahu a stěny. Nutné je klást i do dělicích dilatačních spár. Minimální tloušťka okrajových izolačních pásů je 5 mm, ale doporučují se pásy o tloušťce 10-20 mm [L32]. Vzhledem k tomu, že v objektu bude instalován systém podlahového vytápění od firmy Gabotherm, tak od stejné firmy byl vybrán dilatační pás GTF-RDS o tloušťce 8 mm [L33]. Pro snadnou montáž podél stěn je pás z jedné strany opatřen samolepicím pruhem.

5.4.1. Tepelná a zvuková izolace

Dalším krokem při provádění podlahové otopné plochy je pokládka tepelné a zvukové izolace. Může být v podobě systémových desek, samostatných desek či tzv. roll-jet a fold-jet opatřených upevňovací tkaninou. Tepelná izolace se klade směrem od krajů místnosti k jejímu středu, čím se zároveň fixuje dilatační pás na obvodu stěn.

Tepelně-akustická izolace se nejčastěji provádí z polystyrénových desek a ty musí vynikat zejména dostatečnou pevností a malou stlačitelností. Hustota izolačního materiálu by měla být 20 kg/m^3 a stlačitelnost nesmí překročit 5 mm. Tepelně-akustická izolace, skládající se z více vrstev, může obsahovat pouze jednu vrstvu akustické izolace z důvodu vysoké stlačitelnosti této vrstvy (3 až 4 mm). Izolační vrstvu je třeba překrýt hydroizolační fólií k zabránění zatékání vody do spár. Další variantou jsou systémové desky podlahového vytápění, které zároveň představují akustickou a tepelnou izolaci. Výhodou je, že není potřebné užití hydroizolační fólie, neboť vnější hrany desek jsou profilované a při instalaci desky do sebe pevně zapadají, a vytváří tak pevnou vrstvu beze spár. Zároveň je eliminován vznik zvukových mostů. [L32]

Z těchto důvodů a také z důvodu snadného pokládání otopného hadu byly vybrány dvojité systémové desky typu 30-2 s kročejevou izolací vhodné pro bytové prostory s maximálním pracovním zatížením 5 kN/m^2 od společnosti Gabotherm [L10]. Tyto desky jsou určeny pro mokrý způsob provedení otopné plochy. Otopný had může

být kladen v roztečích násobků 75 mm. Celková výška desky včetně výstupků je 50 mm. Výhodou této desky je také vyšší hodnota kročejového útlumu o hodnotě 28 dB [L10].

Konstrukce podlahy oddělující vytápěný prostor od zeminy je doplněna o přídavnou tepelnou izolaci v podobě extrudovaného polystyrenu Synthos XPS Prime 30 o tloušťce 120 mm, pod kterou je umístěna hydroizolační a parotěsná fólie Elastek 40 Special Mineral. Podlaha oddělující suterén od prvního nadzemního patra také obsahuje přídavnou tepelnou izolaci, ale v podobě extrudovaného polystyrenu Synthos XPS Prime 30 o tloušťce 60 mm. Podlaha oddělující nadzemní patra neobsahuje přídavnou tepelnou izolaci.

5.4.2. Podkladový beton

Podkladový beton je nosná část, jež tvoří podklad pro samotnou otopnou plochu. Povrch nosné části podlahy musí být vodorovný. Pokud se podlahová otopná plocha klade na podklad, který umožňuje pronikání vlhkosti do své konstrukce, musí se povrch nosné části podlahy opatřit hydroizolační fólií o tloušťce minimálně 2 mm. Nosná část podlahy smí být u obytných prostor maximálně zatížena 1,5 kN/m², u prodejních prostor do 50 m² a bytových domů maximálně 2 kN/m² [L32].

Nosnou část podlah oddělující nadzemní patra a první nadzemní patro od suterénu představuje montovaná konstrukce Ytong Ekonom 250+0. Skládá se z nosníků, pórobetonových vložek, vyztužení a monolitické zálivky. Výhoda této konstrukce vyplývá z jejího označení. 250 představuje tloušťku konstrukce v milimetrech a 0, že není potřebné další vyrovnávání před montáží dalších podlahových vrstev. Průměrný tepelný odpor konstrukce je 0,68 m²K/W. Dle normy EN 13501-1 spadá do kategorie A1 – nehořlavé [L9].

V tomto případě není riziko pronikání vlhkosti do podlahové otopné plochy, tudíž není nutné pokrývat nosnou část hydroizolační fólií. Toto ale neplatí u podlahy oddělující suterén od zeminy. Nosnou částí této podlahy je železobetonová konstrukce o tloušťce 250 mm a z důvodu rizika pronikání vlhkosti ze zeminy do konstrukce podlahy je povrch železobetonové vrstvy pokryt hydroizolačními asfaltovými pásy Elastek 40 Special Mineral o tloušťce 4 mm. Jsou to pásy z SBS modifikovaného asfaltu s nosnou vložkou z polyesterové rohože a na spodním povrchu jsou opatřeny separační PE fólií [L34].

Pro eliminaci možných nedostatků při spojování jednotlivých pásů jsou pásy položeny ve dvou vrstvách.

5.4.3. Kladení a přichycování trubek

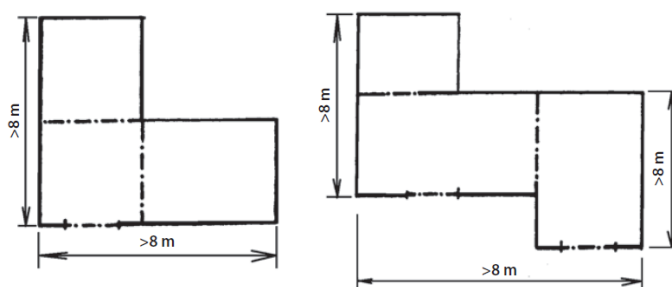
Na povrch izolačních desek se volně klade hydroizolační fólie z PVC či PE. Okraje jednotlivých pásů se musí překrývat minimálně o 30 cm a po obvodě se vytahují nad okraj obvodového izolačního pásu. Systémové desky mají povrch upraven tak, že potřeba použití hydroizolační fólie odpadá. [L32]

Ve vile jsou ve všech vytápěných místnostech užity systémové desky, a tak se potrubí vtačuje do účelově tvarovaných výstupků. Výhodou kladení otopné hadu do výstupků systémových desek je také v rychlosti a snadnosti montáže, takže v konečném důsledku dochází ke zlevnění práce.

5.4.4. Dilatační spáry

Dilatační spáry jsou z hlediska odolnosti a trvanlivosti nejdůležitější součástí plovoucí podlahy. Dilatační spára umožňuje skutečné rozpínání podlahy a její šířka by měla být 8 až 10 mm. Pokud je to možné, tak plochy vymezené dilatačními spárami by měly mít čtvercový půdorys a délka dilatačního celku by neměla přesáhnout 8 m a poměr stran 1:2. Optimální velikost dilatačních ploch je 25 m², maximálně do 40 m². [L32]

Znázornění větších dilatačních celků je na obr. 5.7.



Obr. 5.7 Dělení dilatačních celků [L32]

Dilatační spáry je nutné provést v celém průřezu od tepelné izolace až k povrchu podlahy. Přerušit se musí i nosné armatury. Povrchy spár se vyplňují trvale pružným tmelem. Je snaha vést přes dilatační spáru co nejméně potrubí. Pokud je to ale nutné, tak musí být

potrubí vedeno v chrániče s minimálním přesahem 0,5 m na každou stranu od spáry. [L32]

Provedení dilatačních spár je zakresleno ve výkresové dokumentaci. Dilatační spáry budou zhotoveny pomocí dilatačních pásů Gabotherm GTF-DFS o šířce 98 mm [L35], viz obr. 5.8.



Obr. 5.8 Provedení dilatačních spár

5.4.5. Ukládací vrstva

V řešeném objektu jsou trubky zality betonovou mazaninou. Obohacuje se plastifikátory pro lepší zatékání pod a kolem trubek, ale nezlepšuje vlastnosti mazaniny vzhledem k vedení tepla. Výrobce Gabotherm systému podlahového vytápění 1.2.3. závazně předepisuje použití plastifikátoru gabolith do potěru [L10]. Tloušťka betonové mazaniny je 80 mm, neboť minimální tloušťka pro mokrý způsob je 65 mm. Betonování je nutné provést při natlakovaném otopném hadu, protože každý pokles přetlaku může znamenat přerušování otopného hadu.

Další variantou ukládací vrstvy je anhydritová mazanina. Je to materiál na bázi samonivelačního potěru ze směsi písku, přírodního anhydritu CaSO_4 , sádry $\text{CaSO}_4 + 2\text{H}_2\text{O}$ a dalších chemických sloučenin. Do anhydritového potěru se nepřidávají plastifikátory či jiné přísady. Dostatečná tloušťka je 35 mm, což je pozitivní vzhledem k zatížení nosné části podlahy a k menšímu snížení světlé výšky místnosti. Další výhodou je, že dilatační celky mohou mít plochu až 400 m², což je desetinásobek maximálního dilatačního celku v případě použití betonové mazaniny. Je to dáno velmi malou tepelnou roztažností anhydritové směsi od 0,012 do 0,015 mm/m. Avšak i tato varianta má svá negativa. Anhydritovou směs si nelze připravit svépomocí, ale pokládku mazaniny musí provádět proškolená firma se silem a speciálním míchacím a dopravním zařízením. Anhydrit vlhkostí ztrácí pevnost, tak se nedoporučuje použití

tam, kde hrozí nebezpečí vlhkosti (koupelny, kuchyně, ...). Tyto negativní vlastnosti lze eliminovat užitím pečlivě aplikovaného hydroizolačního nátěru. Anhydritová mazanina se také nesmí použít v případě, pokud je potrubí připevněno na kari síť, neboť sádra působí na kov korozivně.

Topná zkouška by se měla provést minimálně po 21 dnech po ukončení betonování. Náběh na požadovanou povrchovou teplotu se dosahuje postupně a to z teploty okolí po 5 °C denně. [L32]

5.4.6. Podlahová krytina

Tepelný odpor použité podlahové krytiny musí splňovat požadavek $R \leq 0,15 \text{ m}^2\text{K/W}$. Tento požadavek splňují téměř všechny podlahové krytiny, ale není vhodné použití textilní krytiny s délkou vlasu delší než 10 mm, PVC s pryžovou podložkou či parket z měkkého dřeva. Naopak nejvhodnější jsou keramické nebo kamenné dlaždice do výšky 6 mm. [L32]

Do vytápěných místností byly vybrány dva druhy podlahových krytin. Keramická dlažba o výšce 10 mm a tepelné vodivosti $\lambda = 0,9 \text{ W/m.K}$ bude položena v místnostech 103 a 203 (koupelny), 104 (chodba) a vytápěné místnosti v suterénu 003, 004 a 005. Jsou to tedy místnosti, které budou provozně více namáhané a nebo se jedná o vlhké prostředí. To není příliš vhodné pro druhou zvolenou podlahovou krytinu – PVC vinylová podlahová krytina o výšce 3 mm se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda = 0,2 \text{ W/m.K}$ [L6].

K zajištění lepšího vedení tepla není dlažba kladena volně, ale do vrstvy cementového potěru.

Podlahová krytina je pevnou součástí návrhu podlahy, a tak ji nelze později libovolně změnit, neboť by došlo ke změně jejího tepelného odporu R . Čím vyšší je tepelný odpor podlahové krytiny, tím vyšší je teplota vody v podlahové otopné ploše.

5.4.7. Potrubí otopného hadu

U podlahového vytápění nachází největší použití plastové trubky. Z nich jsou použitelné především trubky ze síťovaného polyetylenu a polybutenové trubky.

Do vily byly navrženy systémové desky určené pro systém podlahového vytápění 1.2.3. od společnosti Gabotherm a jako potrubí byly zvoleny polybutenové trubky od stejného výrobce.

POLYBUTEN – trubky z tohoto materiálu jsou pružné vzhledem k malému modulu pružnosti (400 N/mm^2). Jsou zpracovatelné i za nízkých teplot (od $-5 \text{ }^\circ\text{C}$) a jsou vysoce chemicky odolné. Beztlaková teplotní odolnost přesahuje $100 \text{ }^\circ\text{C}$ a křehne při $-18 \text{ }^\circ\text{C}$ [L32]. Tento materiál má velmi malou délkovou teplotní roztažnost $\alpha = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ W/m.K}$, a proto jsou velmi vhodné k použití u svěrných, lisovaných a násuvných spojů. Lze je také spojovat svařováním natupo nebo polyfúzí, ale do vybraného projektu je projektováno spojování pomocí násuvných spojek. Polybuten má dobré mechanické vlastnosti, a tak se vyrábí s tenčími stěnami než ostatní plastová potrubí, což má za následek menší poloměry ohybu a také významného snížení hmotnosti. Všechny otopné hady jsou z potrubí stejné dimenze $15 \times 1,5 \text{ mm}$, které se vyznačuje velmi dobrou pružností s minimálním poloměrem ohybu 90° . Velmi důležité je, že trubky Gabotherm jsou v souladu s normami DIN 4726 a DIN 4727 opatřeny tzv. kyslíkovou bariérou zabráňující vnikání kyslíků difúzí přes stěnu trubky do otopné vody. Dle normy DIN 4726 je mezní hodnota prostupu kyslíku trubkami s kyslíkovou bariérou $0,1 \text{ g/m}^3$, prostup kyslíku u použitých trubek je pouze $0,0014 \text{ g/m}^3$ [L10]. Zároveň tyto trubky splňují požadavky DVGW, což je určitou zárukou spolehlivosti po celou dobu provozu, která překračuje 50 let. Dále jsou registrovány normou DIN Certo a nesou značku jakosti RAL [L10].

Mezi zásadní vlastnosti plastů patří teplotní odolnost, stárnutí, korozní odolnost, hořlavost, nasákavost, elektrická a teplotní vodivost či teplotní roztažnost. [L32]

Teplotní odolnost je dána teplotní hranicí, kdy polymer mění svou strukturu – taje a měkne. Ve vytápění je vhodné být v tomto směru více na straně bezpečnosti, protože při nesprávném svařování dochází k částečné degradaci lokálním přehřátím.

Stárnutí (někdy též koroze plastů) je proces nevratně probíhajících změn mechanických vlastností, které jsou způsobeny působením kyslíku, teploty a UV záření. Negativně mohou také působit kovové materiály (měď, kobalt a jejich slitiny), neboť dochází k termooxidaci, která je katalyzována kovovými ionty a má za následek narušení struktury plastů. Je tedy vhodné používat spojky a přechodky doporučené výrobcem plastového potrubí.

Plasty jsou nesmáčivé a jejich nasákavost a navlhavost je prakticky nulová.

Délková teplotní roztažnost materiálu je dána součinitelem délkové teplotní roztažnosti α , který udává, o kolik se prodlouží jeden metr trubky při ohřátí o jeden Kelvin. U plastů

je tato hodnota více než desetinásobně větší než u oceli (ocel 0,0115 mm/m.K, měď 0,0165 mm/m.K) [L32].

Součinitel tepelné vodivosti plastů je velmi nízký, avšak nelze kategoricky zavrhnout tepelnou izolaci u plastového potrubí. Nejsou to termoizolanty a mnohé plastové rozvody vyžadují obecnou izolační ochranu.

5.5. Tepelně technický výpočet podlahového vytápění

Výpočet podlahové otopné plochy je založen na předpokladu, že střední povrchová teplota podlahy nepřekročí hygienicky přípustné hodnoty a tepelný výkon podlahové otopné plochy bude krýt tepelné ztráty místnosti. Měrný tepelný výkon q [W/m²] při fyziologicky přípustné střední povrchové teplotě podlahové otopné plochy t_p je hlavní výkonový parametr. [L32]

Výpočet vychází z jednorozměrného vedení tepla válcovými zdroji. Názorný modelový výpočet bude proveden pro podlahovou otopnou plochu v místnosti 207. Výpočet otopných ploch ve zbývajících vytápěných místnostech je proveden analogicky a je uveden v příloze 4.

Za předpokladu, že po obou stranách stropu je stejná teplota $t_i = t'_i$, střední povrchová teplota t_p se počítá dle vztahu (5-1) [L32].

$$t_p = \theta_i + \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} \cdot (t_m - \theta_i) \cdot \frac{tgh\left(m \cdot \frac{l}{2}\right)}{m \cdot \frac{l}{2}}, \quad [\text{K}]$$

$$t_p = \theta_i + \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} \cdot \left(\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - \theta_i\right) \cdot \frac{tgh\left(m \cdot \frac{l}{2}\right)}{m \cdot \frac{l}{2}}, \quad [\text{K}] \quad (5 - 1)$$

kde:

| | | |
|-------------|---|-----------------------|
| t_m | střední teplota otopné vody | [°C] |
| θ_i | vnitřní výpočtová teplota | [°C] |
| m | charakteristické číslo podlahy | [1/m] |
| Λ_a | tepelná propustnost vrstev nad trubkami | [W/m ² .K] |

α_P celkový součinitel přestupu tepla na povrchu otopné plochy [W/m².K]

l rozteč trubek [m]

Charakteristické číslo podlahy m se vypočte dle následujícího vztahu (5-2) [L32]:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Lambda_a - \Lambda_b)}{\pi^2 \cdot \lambda_d \cdot d}}, \quad [1/m] \quad (5 - 2)$$

kde:

Λ_b tepelná propustnost vrstev pod trubkami [W/m².K]

λ_d součinitel tepelné vodivosti materiálu, do kterého jsou trubky zality [W/m.K]

Výpočet tepelné propustnosti vrstev nad trubkami Λ_a [L32]:

$$\Lambda_a = \frac{1}{\sum \frac{a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_P}}, \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (5 - 3)$$

kde:

a tloušťka jednotlivých vrstev nad trubkami [m]

λ_a součinitel tepelné vodivosti jednotlivých vrstev nad trubkami [W/m.K]

Doporučuje se součinitel přestupu tepla na povrchu otopné plochy α_P volit 12 W/m².K.

Hodnota určena pomocí vztahu (5-4). [L32]

$$\alpha_P = \alpha_{SP} + \alpha_{kP} = 5,4 + 6,6 = 12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5 - 4)$$

Tepelná propustnost vrstev pod trubkami Λ_b se určí dle vztahu:

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum \frac{b}{\lambda_b} + \frac{1}{\alpha'_P}}, \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (5 - 5)$$

b tloušťka jednotlivých vrstev pod trubkami [m]

α'_P součinitel přestupu tepla na spodní straně otopné podlahy (obvykle 8 W/m².K) [W/m².K]

Modelový výpočet – otopná plocha – místnost 207

Tepelná propustnost vrstev nad trubkami Λ_a :

Nad trubkami jsou dvě vrstvy – vrstva betonové mazaniny o tloušťce 80 mm se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda_{mazanina} = 1,23 \text{ W/m.K}$ a podlahová krytina v podobě vinylové PVC podlahy o tloušťce 3 mm, která má součinitele tepelné vodivosti $\lambda_{PVC} = 0,2 \text{ W/m.K}$. Tloušťku lepidla jsem zanedbal.

$$\Lambda_a = \frac{1}{\sum \frac{a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_p}} = \frac{1}{\frac{0,08}{1,23} + \frac{0,003}{0,2} + \frac{1}{12}} = 6,12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Tepelná propustnost vrstev pod trubkami Λ_b :

Skladba konstrukce pod trubkami je následující. Trubky jsou uloženy v systémové desce Gabotherm o tloušťce 28 mm se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda_{deska} = 0,037 \text{ W/m.K}$, která je uložena na montované konstrukci Ytong Ekonom 250+0, která je tvořena pórobetonovými vložkami. Tloušťka této vrstvy je 250 mm o součiniteli tepelné vodivosti $\lambda_{ytong} = 0,37 \text{ W/m.K}$. Tato vrstva je omítnuta vápennou omítkou o tloušťce 15 mm se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda_{omítka} = 0,88 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum \frac{b}{\lambda_b} + \frac{1}{\alpha'_p}} = \frac{1}{\frac{0,028}{0,037} + \frac{0,250}{0,37} + \frac{0,015}{0,88} + \frac{1}{8}} = 0,64 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Charakteristické číslo podlahy m :

Otopný had v místnosti 207 je tvořen potrubím o rozměru 15x1,5 mm. Potrubí stejné dimenze je projektováno pro všechny zbývající otopné plochy. Potrubí je uloženo v betonové mazanině.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Lambda_a - \Lambda_b)}{\pi^2 \cdot \lambda_a \cdot d}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (6,12 - 0,64)}{\pi^2 \cdot 1,23 \cdot 0,015}} = 8,61 \text{ 1/m}$$

Střední povrchová teplota t_p :

Vnitřní výpočtová teplota modelové místnosti je $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Teplota přívodní vody t_{w1} je $38 \text{ }^\circ\text{C}$, a teplota zpátečky je $t_{w2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_p = \theta_i + \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} \cdot \left(\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i \right) \cdot \frac{\operatorname{tgh}\left(m \cdot \frac{l}{2}\right)}{m \cdot \frac{l}{2}}$$

$$= 20 + \frac{6,12}{12} \cdot \left(\frac{38 + 30}{2} - 20 \right) \cdot \frac{\operatorname{tgh}\left(8,61 \cdot \frac{0,3}{2}\right)}{8,61 \cdot \frac{0,3}{2}}$$

$$t_p = 24,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední povrchová teplota t_p podlahové otopné plochy nemá z fyziologických důvodů překročit následující hodnoty [L32]:

| | |
|---|--|
| $t_p = 27\text{--}28 \text{ } ^\circ\text{C}$ | místnosti pro trvalý pobyt osob |
| $t_p = 30\text{--}32 \text{ } ^\circ\text{C}$ | pomocné místnosti, kde se příležitostně přechází (předsíně, chodby, ...) |
| $t_p = 32\text{--}34 \text{ } ^\circ\text{C}$ | místnosti, kde se pohybují lidé převážně bosí (plovárny, koupelny, ...) |

Střední povrchová teplota t_p závisí především na rozteči trubek l , neboť výchozí teploty t_m a t_i jsou dány a ostatní veličiny mají jen malý vliv.

Měrný tepelný výkon q [W/m²] otopné plochy modelové místnosti [L32]:

$$q = \alpha_p \cdot (t_p - \theta_i) \quad [\text{W/m}^2] \quad (5 - 6)$$

$$q = \alpha_p \cdot (t_p - \theta_i) = 12 \cdot (24,75 - 20) = 57 \text{ W/m}^2$$

Měrný tepelný tok podlahové otopné plochy směrem dolů q'_p [W/m²]

Výpočet se liší na základě toho, jestli je nebo není pod otopnou plochou stejná vnitřní teplota jako nad ní. [L32]

Stejná vnitřní teplota

$$q'_p = \Lambda_b \cdot \frac{\alpha'_p}{\Lambda_a} \cdot (t_p - \theta_i) , \quad [\text{W/m}^2] \quad (5 - 7)$$

Rozdílné teploty na obou stranách podlahy ($\theta_i \neq \theta'_i$)

$$q'_p = \Lambda_b \cdot \frac{\alpha_p}{\Lambda_a} \cdot (t_p - \theta_i) + \Lambda_b \cdot (\theta_i - \theta'_i) , \quad [\text{W/m}^2] \quad (5 - 8)$$

Pod podlahou místnosti 207 se nachází místnost 106, která je vytápěna na stejnou teplotu 20 °C, takže se pro výpočet měrného tepelného toku podlahové plochy směrem dolů použije vztah (4-7).

$$q'_P = \Lambda_b \cdot \frac{\alpha_P}{\Lambda_a} \cdot (t_p - \theta_i) = 0,64 \cdot \frac{12}{6,12} \cdot (24,75 - 20) = 5,9 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{q'_P}{q} = \frac{5,9}{57} = 10,4 \%$$

Tepelný tok směrem dolů představuje ztrátu tepla, kterou je potřeba co nejvíce omezit. Je doporučeno, aby hodnota q'_P byla nejvýše 15 % užitečného tepelného výkonu q . Pokud je pod vytápěným prostorem prostor nevytápěný tak spíše 10 %. Podmínka je splněna, a tak není nutné zvyšovat tepelný odpor vrstvy pod trubkami. Pokud by tato podmínka nebyla splněna, tak pro výpočet tepelné propustnosti vrstev pod trubkami Λ_b se použije vztah (5-9) a dále se pak spočítá potřebná tloušťka tepelné izolace $b_{izolace}$, která zajistí potřebný tepelný odpor vrstvy pod trubkami.

$$\frac{1}{\Lambda_b} = \frac{1}{n} \cdot \left(\frac{1}{\Lambda_a} + \frac{t_i - t'_i}{q} \right) \rightarrow \Lambda_b \rightarrow b_{izolace} \quad (5 - 9)$$

Potřebná podlahová otopná plocha S_P se vypočte pomocí vztahu (5-10) [L32]:

$$S_P = \frac{\Phi_i}{q + q'_P}, \quad [\text{m}^2] \quad (5 - 10)$$

kde:

q'_P tepelný tok stropem z horní vytápěné místnosti [W/m²]

Φ_i tepelná ztráta místnosti [W]

Místnost 207 se nachází ve druhém nadzemním patře a nad stropem se nachází nevytápěná půda, takže v tomto případě neexistuje žádný tepelný tok seshora a $q'_P = 0 \text{ W/m}^2$

$$S_P = \frac{\Phi_i}{q + q'_P} = \frac{540}{57 + 0} = 9,5 \text{ m}^2$$

Celkový tepelný příkon podlahové otopné plochy Q_{PC} [W] je dán vztahem (5-11):

$$Q_{PC} = S_P \cdot (q + q'_P), \quad [\text{W}] \quad (5 - 11)$$

V tomto případě q'_p [W/m²] představuje ztrátový měrný tepelný tok směrem dolů.

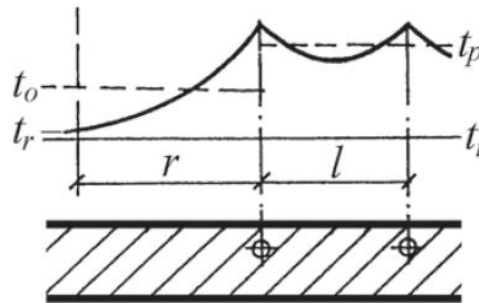
Celkový tepelný příkon podlahové otopné plochy Q_{PC} [W] v místnosti 207 má hodnotu:

$$Q_{PC} = S_P \cdot (q + q'_p) = 9,5 \cdot (57 + 5,9) = 600 \text{ W}$$

Skutečný výkon podlahové otopné plochy je ve skutečnosti větší, protože tepelný tok také sdílí okrajová plocha, v níž nejsou uloženy trubky. Vzdálenost krajní trubky otopného hadu od stěny r (šířka okraje) závisí na charakteristickém čísle podlahy m . Mezi těmito hodnotami platí empirický vztah (5-12).

$$r = \frac{2,3}{m}, \quad [\text{m}] \quad (5 - 12)$$

Průběh povrchové teploty v okrajové ploše je patrný z obr. 5.9.



Obr. 5.9 Průběh povrchové teploty v okrajové ploše [L32]

Tepelný výkon okrajové plochy Q_O se vypočítá vztahem [L32]:

$$Q_O = Q_{PC} \cdot \frac{O_P}{S_P} \cdot \frac{0,448 \cdot l}{\operatorname{tgh}\left(m \cdot \frac{l}{2}\right)}, \quad [\text{W}] \quad (5 - 13)$$

kde:

O_P obvod otopné podlahové plochy vymezený krajními trubkami [m]

S_P otopná podlahová plocha ohraničená krajní trubkou [m²]

Do výpočtu tepelného výkonu podlahové otopné plochy jsem tepelný výkon okrajové plochy Q_O nezahrnul. Vzhledem k tomu, že v místnosti 207 je po odečtení okrajové plochy k dispozici téměř 17 m² pro umístění otopného hadu a pomocí vztahu (5-10) bylo vypočteno, že potřebná podlahová otopná plocha je 9,5 m². Lze předpokládat, že

po obvodu místnosti bude umístěna většina nábytku, takže otopná plocha bude situována více na střed místnosti.

Tepelný výkon okrajové plochy Q_o je vzhledem k tepelnému příkonu otopné plochy Q_{PC} zanedbatelný.

5.6. Hydraulický výpočet podlahového vytápění

Celková tlaková ztráta Δp_{zc} je dána součtem tlakových ztrát třením Δp_λ a místními odpory Δp_ξ .

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi, \quad [\text{Pa}] \quad (5 - 14)$$

Při hydraulickém výpočtu je nutné nejdříve z celkového tepelného příkonu Q_{PC} a ochlazení teplotnosné látky v okruhu Δt spočítat hmotnostní průtok otopným hadem \dot{m} (5-15).

$$\dot{m} = \frac{Q_{PC}}{c \cdot \Delta t}, \quad [\text{kg/s}] \quad (5 - 15)$$

kde:

| | | |
|------------|--|----------|
| Q_{PC} | celkový tepelný příkon podlahové otopné plochy | [W] |
| c | měrná tepelná kapacita teplotnosné látky | [J/kg.K] |
| Δt | ochlazení na otopném hadu | [K] |

Výpočet tlakové ztráty třením Δp_λ se vypočte následovně [L32]:

$$\Delta p_\lambda = R \cdot l_p, \quad [\text{Pa}] \quad (5 - 16)$$

kde:

| | | |
|-------|--|--------|
| R | měrná tlaková ztráta třením (tlakový spád) | [Pa/m] |
| l_p | délka trubek otopného hadu | [m] |

Měrnou tlakovou ztrátu R lze odečíst z tabulek v závislosti na druhu a dimenzi potrubí a teplotě a druhu teplotnosné látky. R lze také spočítat pomocí vztahu (5-17).

$$R = \frac{\lambda}{d_i} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho, \quad [\text{Pa/m}] \quad (5 - 17)$$

kde:

| | | |
|-----------|---------------------------|----------------------|
| λ | součinitel třecí ztráty | [-] |
| d_i | vnitřní průměr potrubí | [m] |
| ρ | hustota teplotnosné látky | [kg/m ³] |

Tlaková ztráta místními odpory Δp_ξ je dána vztahem:

$$\Delta p_\xi = \sum \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho, \quad [\text{Pa}] \quad (5 - 18)$$

kde:

| | | |
|-------|----------------------------|-----|
| ξ | součinitel místního odporu | [-] |
|-------|----------------------------|-----|

Pro hodnoty úhlů 180° a větší je místní odpor v hladkých obloucích zanedbatelný a uvažuje se, že potrubí má pouze tlakovou ztrátu třením Δp_λ . [L32]

Názorný postup hydraulického výpočtu bude proveden pro podlahovou otopnou plochu v místnosti 207.

Modelový výpočet – otopná plocha – místnost 204

Výpočet hmotnostního průtoku otopným hadem \dot{m} :

Otopným hadem proudí teplotnosná látka v podobě vody, takže pro měrnou tepelnou kapacitu lze uvažovat přibližnou hodnotu 4180 J/kg.K. Projektovaný teplotní spád je 38/30 °C, čili ochlazení na otopném hadu je 8 K.

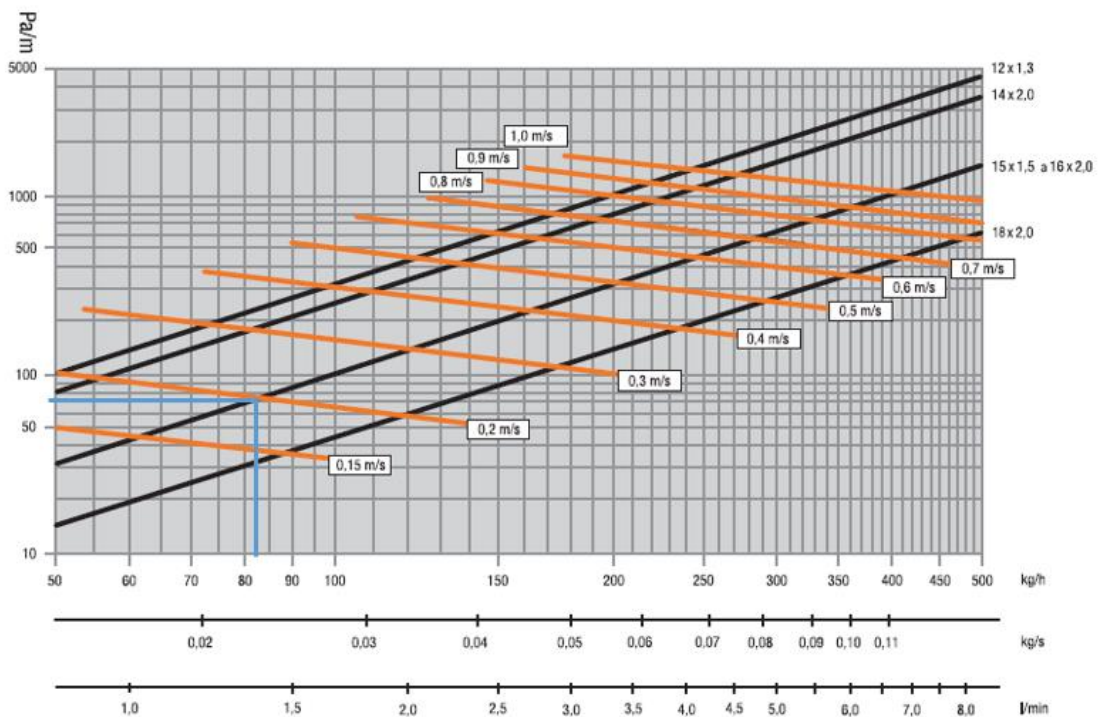
$$\dot{m} = \frac{Q_{PC}}{c \cdot \Delta t} = \frac{760}{4180 \cdot 8} = 0,023 \text{ kg/s}$$

Všechny otopné hady podlahových otopných ploch jsou z polybutenového potrubí dimenze 15x1,5 mm, takže lze ze znalosti \dot{m} snadno spočítat rychlost proudění vody v potrubí v :

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot S \cdot v \rightarrow v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} \quad [\text{m/s}] \quad (5 - 19)$$

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{0,023}{1000 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,2 \text{ m/s}$$

Délka otopného hadu l_p činí 47 m a měrná tlaková ztráta R byla určena z podkladů výrobce, kde R je závislá na hmotnostním průtoku \dot{m} a dimenzi potrubí.



Obr. 5.10 Diagram tlakových ztrát PB trubek ϕ 12-18 mm

Z diagramu na obr. 5.10 je pro potrubí 15x1,5 mm a hmotnostní průtok 0,023 kg/s odečtena měrná tlaková ztráta R o hodnotě 75 Pa/m.

Výpočet tlakové ztráty třením Δp_λ :

$$\Delta p_\lambda = R \cdot l_p = 75 \cdot 47 = 3525 \text{ Pa}$$

Místní tlakové ztráty na hladkých obloucích otopného hadu jsou promítnuty do tlakové ztráty třením, a tak celková tlaková ztráta potrubí Δp_{zc} se rovná tlakovým ztrátám třením Δp_λ .

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_\lambda = 3525 \text{ Pa}$$

Avšak tlaková ztráta místními odpory vzniká na regulačním šroubení rozdělovače a na sběrači.

Před vyvažováním jednotlivých otopných okruhů je nutné počítat tlakové ztráty na plně otevřených armaturách. Rozdělovač byl vybrán od společnosti IVAR.CS a konkrétně se jedná o typ IVAR.CS 553 VP, který je osazen regulačními šroubeními, jejichž nastavení

umožňuje 11 pozic a rozsah k_v hodnoty v rozmezí 0,05 až 1,16 m³/h [L36]. Pro plně otevřenou armaturu se $k_v = 1,16$ m³/h a tlaková ztráta na něm vznikající se určí pomocí vztahu (4-12).

$$\Delta p = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2, \quad [\text{kPa}] \quad (4 - 12)$$

$$\Delta p_{R\dot{s}} = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0,082}{1,16}\right)^2 = 0,5 \text{ kPa} = 500 \text{ Pa}$$

Armatura sběrače je stále plně otevřená a její k_{vs} hodnota je 2,5 m³/h [L36]. Tlaková ztráta na sběrači $\Delta p_{sb\dot{e}ra\dot{c}}$ se spočítá obdobně jako na rozdělovači.

$$\Delta p_{sb\dot{e}ra\dot{c}} = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0,082}{2,5}\right)^2 = 0,110 \text{ kPa} = 110 \text{ Pa}$$

Celková tlaková ztráta otopného hadu v místnosti 204 včetně tlakových ztrát vznikajících na rozdělovači $\Delta p_{R\dot{s}}$ a sběrači vody $\Delta p_{sb\dot{e}ra\dot{c}}$ je dána následujícím vztahem.

$$\Delta p_{okruh} = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{R\dot{s}} + \Delta p_{sb\dot{e}ra\dot{c}} = 3525 + 500 + 110 = 4140 \text{ Pa} \quad (5 - 20)$$

Výpočet celkových tlakových ztrát zbývajících otopných hadů je analogický a je uveden v příloze 4.

5.7. Hydraulické vyvažování podlahové otopné soustavy

V každém podlaží domu jsou místnosti, které jsou vytápěny podlahovým vytápěním. V každé úrovni domu je tedy umístěn rozdělovač (sběrač) – v suterénu rozdělovač A, 1. nadzemní patro rozdělovač B, 2. nadzemní patro rozdělovač C. Rozdělovače jsou propojeny stoupačkou 01. Z jednotlivých rozdělovačů je rozváděna voda o teplotě 38 °C do jednotlivých otopných větví představující podlahové otopné plochy v jednotlivých místnostech. Rozdělovače jsou vůči sobě spojeny paralelně, a to samé platí pro otopné větve, které tak mají stejnou tlakovou ztrátu, ale při různých průtocích. Cílem vyvažování podlahové otopné soustavy je v první řadě vyvážení otopných okruhů na jednotlivých rozdělovačích. Dalším krokem je vzájemné vyvážení rozdělovačů, jejichž celková tlaková ztráta je dána součtem největší tlakové ztráty příslušného otopného okruhu s rozdělovačem a tlakové ztráty v potrubí na přívodu (ev. zpátečce) k (od) rozdělovači.

Voda o požadované teplotě je připravena v akumulární nádrži, z níž je měděným potrubím různé dimenze (viz výkres č. 02.200 Rozvinuté schéma (2. varianta vytápění)) přiváděna k rozdělovačům.

Vyvážení otopných okruhů jednotlivých rozdělovačů se provede na regulačních šroubeních rozdělovače. Požadovaná tlaková ztráta na regulačním šroubení $\Delta p_{\text{škrcený}}$ se spočítá pomocí následujícího vztahu.

$$\Delta p_{\text{škrcený}} = \Delta p_{\text{max}} - \Delta p_{\text{okruh}} , \quad [\text{Pa}] \quad (5 - 21)$$

kde:

$\Delta p_{\text{škrcený}}$ požadované doškrcení na regulačním šroubení [Pa]

Δp_{max} největší tlaková ztráta okruhu na daném rozdělovači [Pa]

Δp_{okruh} tlaková ztráta počítaného okruhu [Pa]

Nastavení regulačních šroubení bylo provedeno na základě vypočítané k_v hodnoty [m^3/h]. Výrobce v podkladech udává závislost k_v na pozici nastavení regulačního šroubení. Pro výpočet k_v slouží vztah (5-22).

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{\text{škrcený}}}} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{\Delta p_{\text{škrcený}}}} , \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5 - 22)$$

kde:

k_v jmenovitý průtok [m^3/h]

\dot{V} objemový průtok otopným hadem [m^3/h]

$\Delta p_{\text{škrcený}}$ požadovaná tlaková ztráta regulačního šroubení [Pa]

Pro názornost je vyvažování provedeno pro otopný okruh v místnosti 207.

Modelový výpočet – místnost 207

Požadovaná tlaková ztráta na regulačním šroubení $\Delta p_{\text{škrcený}}$

Pomocí rovnice (5-20) byla spočtena tlaková ztráta otopného okruhu v místnosti 204 na hodnotu 4140 Pa a právě tento otopný okruh rozdělovače C má největší tlakovou ztrátu. Tlaková ztráta otopného okruhu v místnosti 207 činí 2270 Pa.

$$\Delta p_{\text{škrcený}} = \Delta p_{\text{max}} - \Delta p_{\text{okruh}} = 4140 - 2270 \doteq 1870 \text{ Pa}$$

Výpočet k_v hodnoty:

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{\text{škrcený}}}} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{\Delta p_{\text{škrcený}}}} = 0,064 \cdot \sqrt{\frac{10^5}{1870}} = 0,47 \text{ m}^3/\text{h}$$

Závislost nastavení regulačního šroubení na hodnotě k_v rozdělovače IVAR.CS 553 VP je zobrazena v tabulce 5.1.

Tab. 5.1 Nastavitelné pozice regulačního šroubení podle k_v [L36]

| | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|------|-------|------|-------|------|------|-------|------|------|------|------|
| # | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| otáčky | 1 | 1,125 | 1,25 | 1,375 | 1,5 | 1,75 | 1,875 | 2 | 2,25 | 2,5 | MAX |
| k_v [m ³ /h] | 0,05 | 0,15 | 0,22 | 0,32 | 0,41 | 0,51 | 0,61 | 0,71 | 0,87 | 1,02 | 1,16 |

Na základě vypočtené hodnoty bude regulační šroubení pro otopný okruh v místnosti 207 nastaveno na pozici 6.

V následující tabulce jsou zobrazeny hodnoty pro výpočet tlakových ztrát všech otopných okruhů, jejich tlakové ztráty, vypočtené k_v hodnoty a přednastavení regulačních šroubení.

Tab. 5.2 Výpočet tlakových ztrát a přednastavení regulačních šroubeních

| Místnost | Q_{pc} [W] | t_p [°C] | m [l/m] | $d_{měř}$ [m] | $d_{vnitř}$ [m] | ΔT [K] | c [J/kg·K] | S_p [m ²] | l [m] | \dot{m} [kg/s] | \dot{m} [kg/h] | s [m ²] | w [m/s] | R [Pa/m] | l_p [m] | Δp_λ [Pa] | Δp_{RIS} [Pa] | $\Delta p_{sárač}$ [Pa] | Δp_{okuh} [Pa] | $\Delta p_{žkený}$ [Pa] | k_v [m ³ /h] | Přednastavení regulačního šroubení [-] |
|----------|--------------|------------|-----------|---------------|-----------------|----------------|--------------|-------------------------|---------|------------------|------------------|-----------------------|-----------|------------|-----------|-------------------------|-----------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|---------------------------|--|
| 201 | 570 | 24,75 | 8,61 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 9,1 | 0,3 | 0,02 | 61,8 | 1,13E-04 | 0,15 | 45 | 41 | 1860 | - | 60 | 1920 | 2220 | 0,41 | 5 |
| 203 | 340 | 28,02 | 8,71 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 6,4 | 0,225 | 0,01 | 36,8 | 1,13E-04 | 0,09 | 25 | 42 | 1050 | - | 20 | 1070 | 3070 | 0,21 | 3 |
| 204 | 760 | 24,75 | 8,61 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 11,9 | 0,3 | 0,02 | 81,9 | 1,13E-04 | 0,20 | 75 | 47 | 3530 | 500 | 110 | 4140 | 0 | 1,16 | 11 |
| 205 | 670 | 24,75 | 8,61 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 10,2 | 0,3 | 0,02 | 72,3 | 1,13E-04 | 0,18 | 57 | 57 | 3250 | - | 80 | 3330 | 810 | 0,80 | 9 |
| 206 | 410 | 24,75 | 8,61 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 6,5 | 0,3 | 0,01 | 44,0 | 1,13E-04 | 0,11 | 27 | 40 | 1080 | - | 30 | 1110 | 3030 | 0,25 | 3,5 |
| 207 | 600 | 24,75 | 8,61 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 9,5 | 0,3 | 0,02 | 64,2 | 1,13E-04 | 0,16 | 44 | 50 | 2200 | - | 70 | 2270 | 1870 | 0,47 | 6 |
| 101 | 710 | 24,82 | 8,40 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 11,1 | 0,3 | 0,02 | 76,1 | 1,13E-04 | 0,19 | 61 | 58 | 3510 | - | 90 | 3600 | 2250 | 0,51 | 6 |
| 103 | 270 | 27,51 | 8,50 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 5,8 | 0,3 | 0,01 | 29,0 | 1,13E-04 | 0,07 | 23 | 36 | 830 | - | 10 | 840 | 5010 | 0,13 | 1,5 |
| 104 | 600 | 23,61 | 8,50 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 8,4 | 0,3 | 0,02 | 64,8 | 1,13E-04 | 0,16 | 50 | 54 | 2710 | - | 70 | 2780 | 3070 | 0,37 | 5 |
| 106 | 780 | 24,82 | 8,40 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 12,9 | 0,3 | 0,02 | 84,5 | 1,13E-04 | 0,21 | 79 | 66 | 5210 | 530 | 110 | 5850 | 0 | 1,16 | 11 |
| 3 | 430 | 23,63 | 8,45 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 5,9 | 0,3 | 0,01 | 46,2 | 1,13E-04 | 0,11 | 28 | 41 | 1160 | 160 | 30 | 1350 | 0 | 1,16 | 11 |
| 5 | 290 | 24,93 | 8,45 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 4,5 | 0,3 | 0,01 | 31,2 | 1,13E-04 | 0,08 | 24 | 35 | 840 | - | 20 | 860 | 490 | 0,45 | 5 |
| 6 | 260 | 23,63 | 8,45 | 0,015 | 0,0015 | 8 | 4180 | 3,5 | 0,3 | 0,01 | 27,7 | 1,13E-04 | 0,07 | 23 | 31 | 720 | - | 10 | 730 | 620 | 0,35 | 5 |

Otopné okruhy jsou na jednotlivých rozdělovačích vzájemně vyváženy a nyní je třeba vyvážit rozdělovače vůči sobě. Jsou paralelně spojeny a správným vyvážením bude zajištěn požadovaný průtok otopné vody k rozdělovačům a následně do otopných okruhů, které budou mít požadovaný tepelný výkon k zajištění tepelné pohody. Tlaková ztráta okruhu rozdělovače $\Delta p_{rozdělovač}$ je dána součtem největší tlakové ztráty okruhu pro daný rozvaděč Δp_{max} a celkovými tlakovými ztrátami vznikající v přívodním a zpětném potrubím k rozdělovači Δp_{zc} .

$$\Delta p_{rozdělovač} = \Delta p_{max} + \Delta p_{zc}, \quad [\text{Pa}] \quad (5 - 23)$$

V následující tabulce jsou spočteny tlakové ztráty okruhů rozdělovačů.

Tab. 5.3 Tlakové ztráty – okruhy rozdělovačů

| | Δp_{max} [Pa] | Δp_{zc} [Pa] | $\Delta p_{rozdělovač}$ [Pa] |
|---------------------|--------------------------|-------------------------|---------------------------------|
| Rozdělovač A | 1350 | 6960 | 8310 |
| Rozdělovač B | 5850 | 8500 | 14350 |
| Rozdělovač C | 4140 | 10360 | 14500 |

Z výsledků je patrné, že okruhy rozdělovačů B a C mají prakticky stejnou tlakovou ztrátu, ale okruh rozdělovače A nikoli. K vyvážení okruhů je na zpětné potrubí od rozdělovačů navrženo přímé regulační šroubení IMI TA STK, které bude na měděné potrubí nainstalováno pomocí svěrného šroubení KOMBI od stejného výrobce [L37]. Na zpátečku rozdělovače A je navrženo regulační šroubení pro DN15, pro které je maximální hodnota $k_v = 1,8 \text{ m}^3/\text{h}$. Na zpátečky rozdělovačů B a C budou instalována regulační šroubení pro DN20, která mají maximální hodnotu $k_v = 4,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Z tab. 5.3 je patrné, že otopný okruh rozdělovače C má největší tlakovou ztrátu, takže jemu náležící regulační šroubení bude plně otevřeno a zbylá budou nastavena na základě výpočtu. Pomocí vztahu (4-12) je spočtena tlaková ztráta vznikající na regulačním šroubení $\Delta p_{R\check{s}}$. Tlaková ztráta otopného okruhu rozdělovače C zahrnující tlakovou ztrátu na otevřeném regulačním šroubení $\Delta p_{rozdělovač+STK}$ je spočtena pomocí vztahu (5-24).

$$\Delta p_{rozdělovač+STK} = \Delta p_{rozdělovač} + \Delta p_{R\check{s}}, \quad [\text{Pa}] \quad (5 - 24)$$

$$\Delta p_{rozdělovač+STK} = 14500 + 640 = 15140 \text{ Pa}$$

Dále je využita analogie vztahu (5-21) pro výpočet škrceného tlaku $\Delta p_{škrcený}$, kde Δp_{max} je nahrazena maximální hodnotou $\Delta p_{rozdělovač+STK}$ a Δp_{okruh} je tlaková ztráta okruhu

rozdělovače, který je počítán. k_v hodnota je spočtena pomocí vztahu (5-22). Výsledky jsou uvedeny v tabulce 5.4.

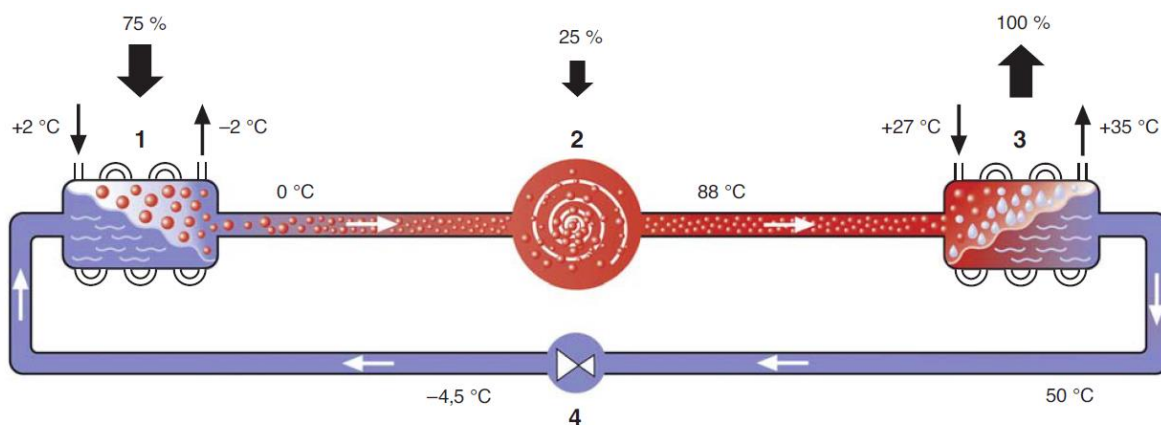
Tab. 5.4 Vyvážení okruhů rozdělovačů – nastavení regulačních šroubení IMI TA STK

| | $\Delta p_{\text{rozdělovač}}$ [Pa] | $\Delta p_{\text{rozdělovač+STK}}$ [Pa] | $\Delta p_{\text{škrcený}}$ [Pa] | k_v [m ³ /h] |
|---------------------|--|--|-------------------------------------|------------------------------|
| Rozdělovač A | 8310 | - | 6190 | 0,4 |
| Rozdělovač B | 14350 | - | 800 | 2,8 |
| Rozdělovač C | 14500 | 15140 | 0 | 4,5 |

Na základě největší vypočtené tlakové ztráty 15140 Pa a hmotnostního průtoku 720,4 kg/h je nutné navrhnout oběhové čerpadlo.

5.8. Zdroj tepla

Tepelné čerpadlo odebírá teplo z okolního vzduchu, země či podzemní nebo povrchové vody a převádí jej na vyšší teplotní úroveň využitelnou pro vytápění. Schématické zobrazení principu funkce tepelného čerpadla je na obr. 5.11.



Obr. 5.11 Princip funkce tepelného čerpadla [L38]

Chladivo s nízkým bodem varu má ve výparníku (1) nízký tlak a teplotu nižší, než je teplota nízkopotenciálního zdroje tepla (země, voda, vzduch). Teplo přirozeně přechází z teplejší strany na stranu chladnější, a tak chladivo ohřívá na teplotu vyšší, než je jeho bod varu. Odpařuje se a je nasáváno kompresorem.

Kompresor (2) stlačuje plynné chladivo na vysoký tlak. Tím dochází také k růstu teploty chladiva. Teplo chladivu dodává také hnací energie kompresoru, která se částečně přeměňuje na teplo. Tímto způsobem se zvyšuje teplota chladiva až do doby, dokud není teplota vyšší, než je požadovaná výstupní teplota vody z tepelného čerpadla. Kompresor je napájen a regulován frekvenčním měničem, který nastavuje otáčky kompresoru.

V kondenzátoru (3) odevzdává plynné chladivo o vyšší teplotě teplo do otopné soustavy. Chladivo se ochlazuje a kondenzuje. Kapalně chladivo proudí pod vysokým tlakem do expanzního ventilu.

Elektronicky řízené expanzní ventily (4) zajišťují snížení tlaku chladiva před vstupem do výparníku.

V závislosti na využívaném nízkoteplotním zdroji tepla jsou tepelná čerpadla základně dělena do těchto skupin:

- venkovní vzduch = „vzduch – voda“
- podzemní voda = „voda – voda“
- geotermální teplo = „země – voda“

Cílem této práce je navrhnout tepelné čerpadlo typu „vzduch – voda“, a tak mu budu věnovat větší pozornost. Obecně lze říci, že tento systém je nejméně účinný v porovnání s ostatními, ale za to jej lze instalovat s nejmenšími nároky. Největší nevýhodou tohoto systému je to, že účinnost tepelného čerpadla je závislá na okolní teplotě a platí, že čím nižší je teplota okolního vzduchu, tím nižší je účinnost. Většinou se proto nedimenzují tak, aby pokrývala tepelné ztráty i za těch nejnepříznivějších výpočtových podmínek. Těchto extrémních dnech je v otopném období jen pár (cca 5-10 dní), a tak je i ekonomicky výhodné místo pořízení výkonnějšího a tím pádem dražšího tepelného čerpadla zvolit jiný způsob provozu tepelného čerpadla. Jsou tři základy způsoby provozu – monoenergetický, monovalentní a bivalentní [L38].

Monoenergetický – otopná soustava využívá jeden zdroj tepla – elektrickou energii. Tepelné čerpadlo je dimenzováno na 50 až 70 % tepelných ztrát a zbylou část hradí elektrická topná vložka.

Monovalentní – celková tepelná ztráta budovy je kryta výkonem tepelného čerpadla. Pro kategorii „vzduch-voda“ neobvyklý způsob provozu. [L38]

Bivalentní způsob provozu – tepelné ztráty budovy jsou z velké části kryty výkonem tepelného čerpadla, ale při poklesu venkovní teploty pod teplotu bivalence (do této teploty tepelné čerpadlo pokrývá vypočtenou potřebu tepla) se spíná další tepelný zdroj (plyn, elektrický ohřev, olej, ...). Z normy DIN 4701 vyplývá, že pokud bod bivalence leží na teplotě $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, tak práce na vytápění je z 98 % pokryta tepelným čerpadlem a jen zbylá 2 % jsou hrazena dalším tepelným zdrojem [L38].

Výhodou systému „vzduch-voda“ jsou oproti zbývajícím systémům nejnižší pořizovací náklady a rychlost instalace. u systémů „voda-voda“ a „země – voda“ je nejenže náročnější instalace, ale také získat potřebná povolení. u systému „vzduch – voda“ stačí jen žádost o změnu tarifu elektřiny pro tepelná čerpadla a provést elektro revizi. V případě novostavby, kde tepelné čerpadlo figuruje jako zdroj tepla může být požadována hluková studie.

5.8.1. COP, SCOP

Pro vzájemné srovnání tepelných čerpadel mezi sebou nebo s jinými zdroji tepla se používá celá řada parametrů. Energetickou kvalitu tepelných čerpadel jako výrobků lze porovnat dvěma parametry – jmenovitý topný faktor COP a sezónní topný faktor SCOP.

COP se určuje pro jeden provozní bod, který je dán normou ČSN EN 14511 a velmi zhruba odpovídá nejčastějšímu provoznímu stavu. [L39]

- „vzduch – voda“ A2/W35 (A – teplota vzduchu na vstupu do výparníku,)
- „země – voda“ B0/W35 (B – teplota solanky na vstupu do výparníku)
- „voda – voda“ W10/W35 (W – teplota vody na vstupu do výparníku $10\text{ }^{\circ}\text{C}$)

(W značí teplotu otopné vody v kondenzátoru)

Výpočet topného faktoru tepelného čerpadla COP je dán normou ČSN EN 14511 a jedná se o poměr středního tepelného výkonu ke střednímu elektrickému příkonu za zkušební časový úsek. [L39]

$$COP = \frac{Q}{P_c + P_{aux}}, \quad [-] \quad (5 - 25)$$

kde:

| | | |
|-------|----------------------------------|------|
| Q | tepelný výkon tepelného čerpadla | [kW] |
| P_c | elektrický příkon kompresoru | [kW] |

P_{aux} elektrický příkon nutný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci tepelného čerpadla [kW]

COP lze také přibližně spočítat z teplotních parametrů [L38]:

$$COP = 0,5 \cdot \frac{T}{T - T_0}, \quad [-] \quad (5 - 26)$$

kde:

T teplota spotřebiče tepla [K]

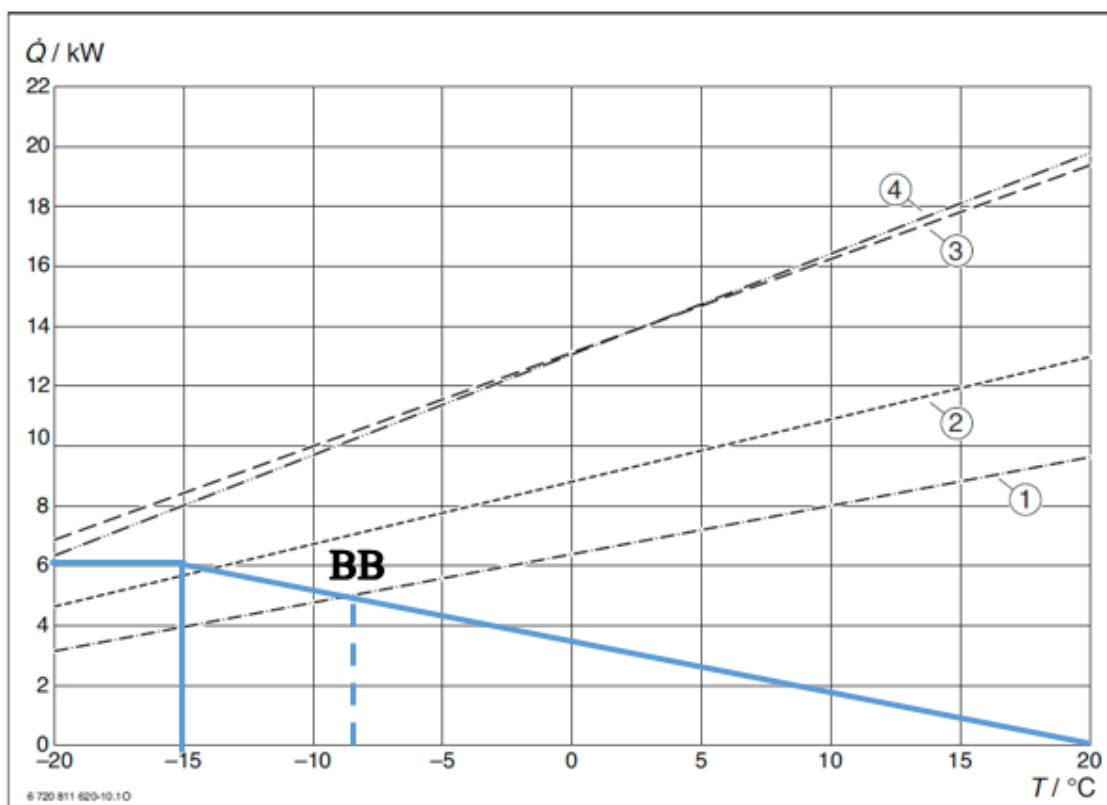
T_0 teplota nízkopotenciálního zdroje tepla [K]

Komplexnějším kritériem je sezónní topný faktor tepelného čerpadla SCOP daný normou ČSN EN 14825 a slouží k porovnání provozní efektivity dvou tepelných čerpadel od různých výrobců. Výpočet je dán celoroční produkcí tepla daného tepelného čerpadla se standardizovanými provozními a klimatickými podmínkami [L39].

5.8.2. Výběr tepelného čerpadla

Jako zdroj tepla pro budovu s tepelnou ztrátou 6,1 kW při venkovní výpočtové teplotě -15 °C jsem vybral tepelné čerpadlo systému „vzduch – voda“ Buderus Logatherm WPL 6 AR Comfort o tepelném výkonu 6 kW a topném faktoru COP 4,13 v provozním bodě A2/W35. Ve vnitřní jednotce je již instalováno oběhové čerpadlo Grundfos UPM2 25-75 PWM, regulace tepelného čerpadla HMC300, expanzní nádoba o objemu 10 l a elektrická topná tyč o výkonu 9 kW. Součástí je také pojistná skupina s pojistným ventilem o otevíracím přetlaku 300 kPa [L38].

Dimenzování výkonu tepelného čerpadla jsem provedl na základě vhodně stanoveného a výrobcem doporučeného bodu bivalence. Venkovní výpočtová teplota v Benešově je -15 °C. Výrobcem doporučené hodnoty bodu bivalence jsou pro venkovní výpočtové teploty -16, -12 a -10 °C, a tak jsem jako odpovídající uvažoval body bivalence pro venkovní výpočtovou teplotu -16 °C a to je dle výrobce rozsah od -4 °C do -7 °C. Do výkonových křivek tepelných čerpadel při teplotě vody na výstupu -55 °C jsem zakreslil charakteristiku budovy (obr. 5.12) [L38]. Tuto charakteristiku lze zjednodušeně popsat úsečkou mezi bodem, který je dán venkovní výpočtovou teplotou odpovídající tepelné ztrátě (-15 °C, 6,1 kW) a tepelným výkonem 0 kW při 20 °C.



Obr. 5.12 Výkonové křivky tepelných čerpadel WPL ... AR při výstupní teplotě 55 °C a 100% výkonu

WPL 6 AR, 2) WPL 8 AR, 3) WPL 11 AR, 4) WPL 14 AR

BB – bivalentní bod

Průsečíkem těchto křivek BB je dána bivalentní teplota, která je přibližně -7 °C a odpovídá doporučeným hodnotám výrobce. Vybrané tepelné čerpadlo má při venkovní výpočtové teplotě -15 °C tepelný výkon 4 kW. Integrovaná topná tyč bude muset dodat zbývajících 2,1 kW.

5.8.3. Akumulační zásobník

Při volbě tepelného čerpadla má instalace akumulčního zásobníku celou řadu výhod. Akumulační zásobník hydraulicky odděluje otopnou soustavu od tepelného čerpadla, a tak tepelné čerpadlo může pracovat při stálých podmínkách. Zabrání se tak častému spínání tepelného čerpadla, které by nemělo být častější než 3krát za hodinu. Časté spínání snižuje životnost kompresoru (dynamické rázy) a hnacího elektromotoru (proudové nárazy přehřívají vinutí). Akumulační zásobník zvýší objem otopné vody v soustavě, a to je pozitivní v případě reverzace chodu TČ pro odtávání výparníku. Při

nedostatečném objemu otopné vody by v systému docházelo k velkému teplotnímu ochlazení. [L40]

Velikost akumulční nádoby je závislá na celkovém objemu vody v otopné soustavě a na akumulční schopnosti stavby. Pro dodržení požadované četnosti spínání se minimální objem otopné vody v soustavě V_{aku} vypočítá pomocí vztahu (5-27) [L40].

$$V_{aku} = (15 \text{ až } 20) \cdot Q_{zdroj} \quad [l] \quad (5 - 27)$$

kde:

| | | |
|-------------|--|--------|
| V_{aku} | minimální objem otopné vody | [l] |
| Q_{zdroj} | výkon tepelného čerpadla při A2/W35 | [kW] |
| 15 až 20 | výpočtová konstanta – minimální doporučená | [l/kW] |

Pokud množství vody v otopné soustavě je menší než V_{aku} , tak je nutné otopnou soustavu doplnit akumulčním zásobníkem, který svým objemem minimálně kryje potřebný rozdíl.

Výpočet akumulčního zásobníku pro zvolený zdroj tepla

Tepelný výkon zvoleného tepelného čerpadla Logatherm WPL 6 AR Comfort je 6 kW při A2/W35. Jako výpočtovou konstantu uvažuji 20 l/kW.

$$V_{aku} = (15 \text{ až } 20) \cdot Q_{zdroj} = 20 \cdot 6 = 120 \text{ l}$$

Objem vody v otopné soustavě V_{os} je přibližně 71 l, a tak minimální objem akumulčního zásobníku $V_{a,min}$ se spočítá pomocí vzorce (5-28):

$$V_{a,min} = V_{aku} - V_{os} = 120 - 71 = 49 \text{ l} \quad (5 - 28)$$

Vypočtený minimální objem zásobníku $V_{a,min}$ je 49 l. Výrobce tepelného čerpadla Buderus dodává také akumulční zásobníky, a to v objemech 50, 120, 200 a 300 l. Z důvodu bezpečného dodržení minimálního objemu otopné vody v soustavě V_{aku} volím zásobník Logalux P120.5 W-B o objemu 120 l [L41].

5.9. Regulace tepelného čerpadla

Vnitřní jednotka zvoleného tepelného čerpadla Buderus Logatherm WPL 6 AR Comfort je vybavena integrovanou obslužnou regulační jednotkou Logamatic HMC300, která dokáže regulovat až 4 otopné (chladičí) okruhy [L38]. Regulace může být řízena venkovní teplotou nebo venkovní teplotou se zpětnou vazbou na vnitřní teplotu. Právě posledně jmenovaný druh regulace je ve vytápěném objektu použit. Navržená otopná

soustava pracuje s teplotním spádem 38/30 °C, a tak lze na ni z pohledu regulace nahlížet jako na jeden otopný okruh. Vliv vnitřní teploty vytápěného prostoru bude zprostředkováván pomocí obslužné regulační jednotky RC100. Tato jednotka měří vnitřní teplotu vytápěného prostoru a je použitelná jako dálkové ovládání jednotky HMC300 [L38]. (Nějaké funkce lze měnit pouze přes hlavní řídicí jednotku HMC300.) Obslužná jednotka RC100 bude umístěna v místnosti 201 a to na takovém místě, aby nedocházelo k ovlivnění teplotního čidla vnějšími a vnitřními tepelnými zisky, nebo aby nebyly skryta např. za závěsy. Bude instalována 1,5 m nad podlahou. Venkovní čidlo (VČ) pro měření venkovní teploty vzduchu je součástí dodávky tepelného čerpadla a bude umístěno na severní fasádě domu ve výšce 2,5 m nad zemí a to tak, aby nebylo vystaveno přímému slunečnímu záření.

Teplota výstupní vody z tepelného čerpadla je 55 °C je přiváděna do akumulárního zásobníku (AZ). Při návrhu akumulárního zásobníku do otopné soustavy je, v souladu s doporučením výrobce tepelného čerpadla, na zpětné potrubí z akumulárního zásobníku do vnitřní jednotky TČ navržen třícestný přepínací ventil (TPV) Heimeier DN 25 [L42]. Tento ventil má za úkol v případě potřeby vytvořit krátkodobě hydraulický zkrat mezi vnitřní (TČ1) a venkovní jednotkou (TČ2) tepelného čerpadla. Ventil je osazen tříbodovým servopohonem Heimeier EMO 3/230 [L43], který je ovládán regulátorem HMC300. Pro regulaci zařízení je nutné čidlo teploty výstupu (T0), které je instalováno v akumulárním zásobníku. Čidlo je přímo propojeno s obslužnou regulační jednotkou HMC300.

K dosažení navržené teploty vstupní vody bude na přívodní potrubí z akumulárního zásobníku nainstalován trojcestný směšovací ventil (TSV), který bude v kombinaci s oběhovým čerpadlem otopné soustavy sloužit jako kvalitativní regulátor. Byl vybrán trojcestný směšovací ventil ESBE VRG 131 DN 25 [L44], který je osazen servopohonem ESBE ARA 651 [L45]. Ten je ovládán přes modul otopného okruhu MM100 hlavní obslužnou jednotkou HMC300. Modul otopného okruhu MM100 v kombinaci s HMC300 slouží k regulaci směšovaného okruhu a přes tento modul řídí hlavní obslužná jednotka oběhové čerpadlo otopné soustavy (Č2) a již zmíněný trojcestný směšovací ventil [L38]. Dále jsou do tohoto modulu zaneseny informace z obslužné jednotky RC100 a z čidla teploty otopné vody na vstupu do otopné soustavy (TC1), které je součástí dodávky modulu MM100. Na základě informací z čidla teploty otopné vody řídí modul MM100 trojcestný směšovací ventil.

Vnitřní jednotka tepelného čerpadla je také vybavena IP rozhraním, a tak lze po stažení aplikace (EasyControl) sledovat či ovládat zařízení i přes internet.

5.8.4. Návrh oběhového čerpadla

Součástí zvoleného tepelného čerpadla je oběhové čerpadlo Grundfos UPM2 25-75 PWM, které pracuje s proměnnými otáčkami [L38]. Toto oběhové čerpadlo bude pokrývat tlakovou ztrátu okruhu mezi akumulacním zásobníkem a tepelným čerpadlem a tlakovou ztrátu výměníku tepelného čerpadla. Instalací akumulacní nádoby jsme také docílili toho, že tepelné čerpadlo bude pracovat za stálých podmínek při jmenovitém průtoku $1,19 \text{ m}^3/\text{h}$. Interní tlaková ztráta Δp_{int} tepelného čerpadla činí $7,8 \text{ kPa}$. Akumulacní zásobník se nachází stejně jako vnitřní jednotka tepelného čerpadla v technické místnosti a jsou vzájemně propojeny měděným potrubím dimenze $28 \times 1,5 \text{ mm}$. Měrná tlaková ztráta R potrubí při průtoku $1,19 \text{ m}^3/\text{h}$ je přibližně 240 Pa/m [L28]. Součinitel tlakových místních ztrát ξ zahrnující kolena potrubí, vtok a výtok do akumulacního zásobníku, připojení potrubí na vnitřní jednotku tepelného čerpadla je $\sum_{i=1}^n \xi = 10$. Za použití vzorce (5-14) byla spočtena tlaková ztráta v potrubí přibližně na hodnotu 2800 Pa .

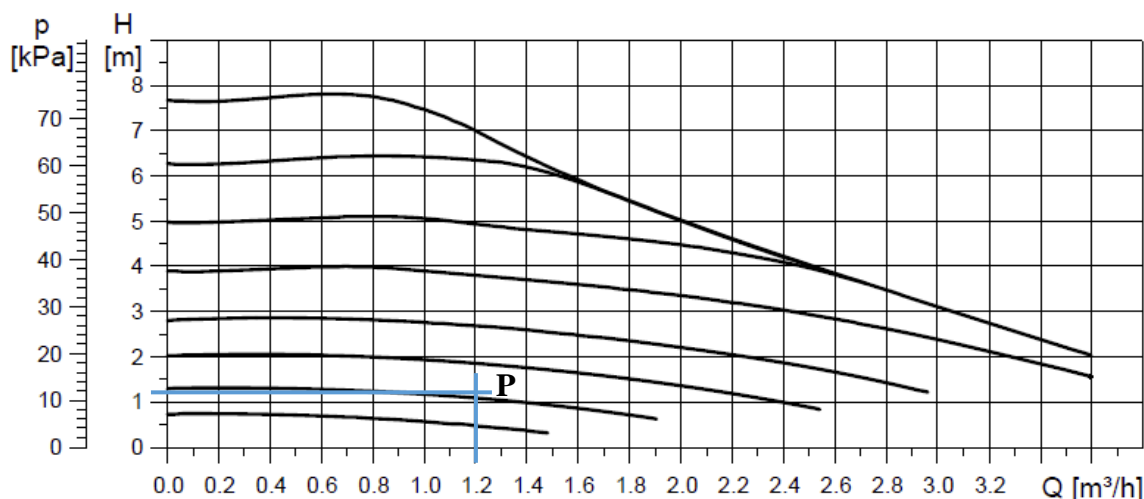
$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zt} + \Delta p_{zm}$$

$$\Delta p_{zc} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} + \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 271 \cdot 2 + 10 \cdot 1000 \cdot \frac{0,67^2}{2} = 2800 \text{ Pa}$$

Oběhové čerpadlo bude muset pokrýt tlakovou ztrátu Δp_{AN} $10,6 \text{ kPa}$.

$$\Delta p_{AN} = \Delta p_{int} + \Delta p_{zc} = 7,8 + 2,8 = 10,6 \text{ kPa}$$

Pracovní bod PB čerpadla je tedy dán tlakovou ztrátou $10,6 \text{ kPa}$ a objemovým průtokem $1,19 \text{ m}^3/\text{h}$. Při pohledu do charakteristiky oběhového čerpadla (obr. 5.13) [L30] je patrné, že pracovní bod leží na pracovní křivce oběhového čerpadla, a tak není potřeba dále doškrcovat.



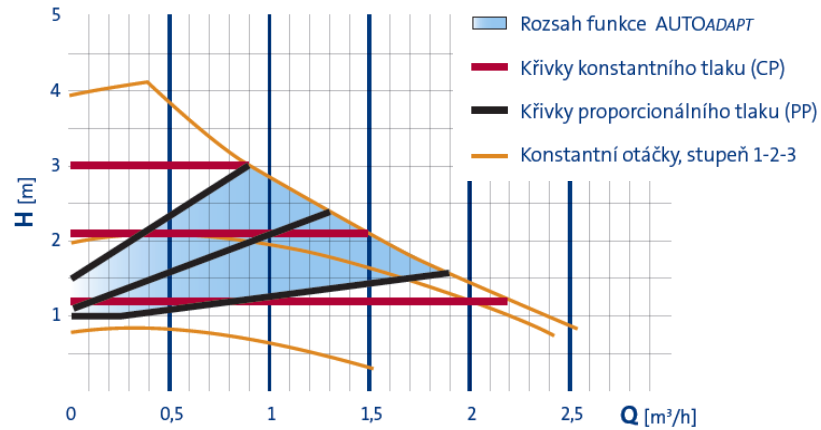
Obr. 5.13 Charakteristika oběhového čerpadla, umístění PB

Ještě je nutné navrhnout oběhové čerpadlo otopné soustavy tak, aby otopnými hady protékalo požadované množství otopné vody a otopné plochy tak poskytovaly požadovaný vypočtený výkon. Oběhové čerpadlo bude zajišťovat požadovaný objemový průtok otopnou soustavou z akumulární nádrže do jednotlivých otopných okruhů. V současné době je víceméně samozřejmostí navrhovat oběhové čerpadlo s frekvenčním měničem, který zajistí plynulou změnu otáček a regulaci na základě tlakové difference Δp . A právě tyto požadavky splňuje vybrané oběhové čerpadlo Grundfos Alpha2 25-40 180 [L46]. Toto čerpadlo umožňuje celou řadu provozních režimů (obr. 5.14):

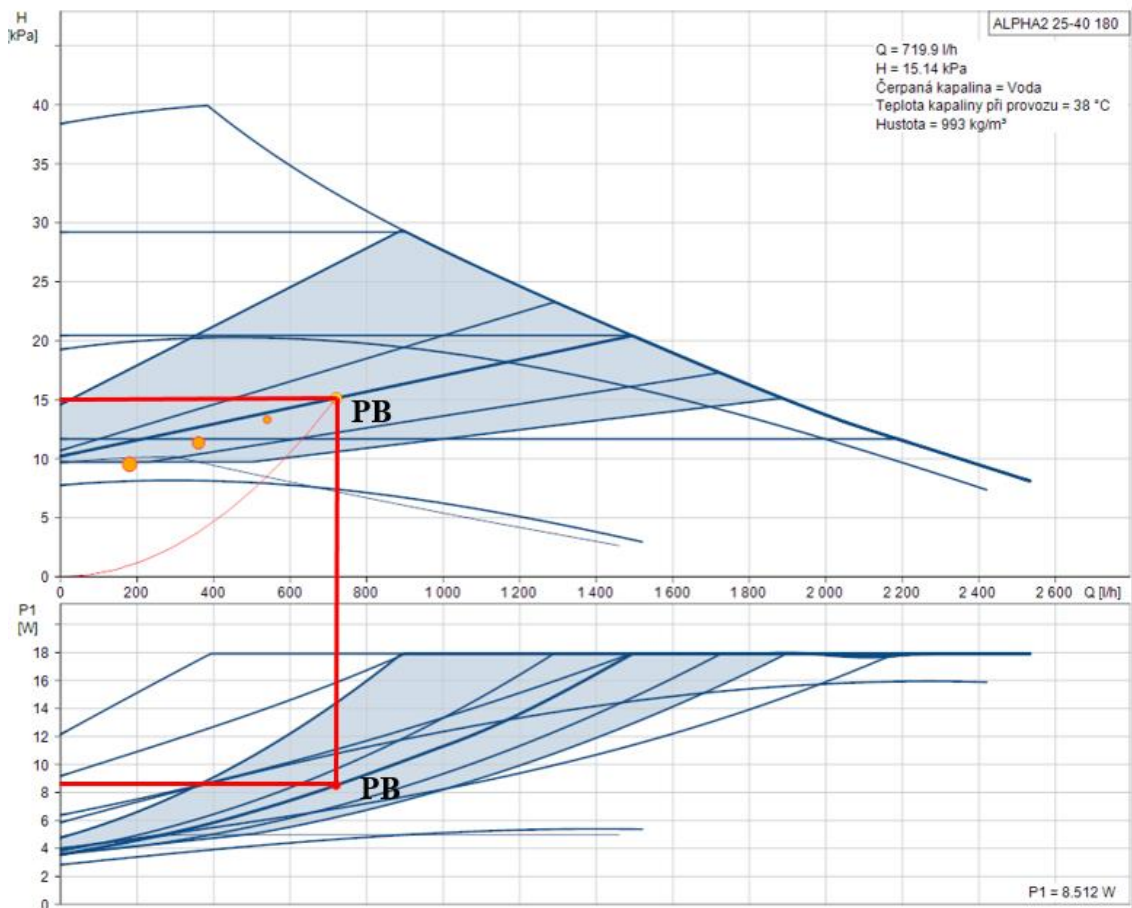
- 3 varianty regulace na konstantní dopravní tlak ($\Delta p-c$)
- 3 varianty regulace na variabilní dopravní tlak ($\Delta p-v$)
- 3 varianty konstantních otáček
- funkce AUTO_{ADAPT}

Funkce AUTO_{ADAPT} je patentovaná funkce společnosti Grundfos a zvolené čerpadlo má tuto funkci přednastavenou z výroby a výrobce tuto funkci doporučuje používat, protože tvrdí, že tato funkce vyřeší až 80 % systémových konfigurací. Funkce AUTO_{ADAPT} pracuje v určitém výkonovém rozsahu a počáteční provozní bod leží na křivce proporcionálního tlaku procházející středem výkonového rozsahu. Postupem času čerpadlo automaticky analyzuje požadavky otopné soustavy a daný provozní bod posouvá na křivku vyššího nebo nižšího proporcionálního tlaku [L46]. Vypočtený provozní bod, v tomto případě daný průtokem 720 l/h tlakovou ztrátou přibližně 15,1 kPa, musí ležet ve vymezeném výkonovém rozsahu, aby se tomuto stavu dokázalo čerpadlo správně přizpůsobit. Tato podmínka je splněna (viz obr. 5.15), a tak

vybrané oběhové čerpadlo Grundfos Alpha2 25-40 180 je v nastavení režimu $AUTO_{ADAPT}$ vhodnou volbou k pokrytí tlakových ztrát otopné soustavy a zajištění dostatečného objemového průtoku.



Obr. 5.14 Způsoby regulace zvoleného oběhového čerpadla



Obr. 5.15 Zobrazení vypočteného pracovního bodu PB do výkonového rozsahu $AUTO_{ADAPT}$

5.10. Pojistné a zabezpečovací zařízení

5.10.1. Pojistný ventil

Důvod a způsob instalace pojistného ventilu byl již popsán v kapitole 4.5.1. Součástí vnitřní jednotky zvoleného tepelného čerpadla Buderus Logatherm WPL 6 AR Comfort je pojistný ventil s otevíracím přetlakem $p_{OT} = 300$ kPa [L38]. Za správnost návrhu pojistného ventilu je zodpovědný výrobce tepelného čerpadla, a tak není nutná kontrola návrhu.

5.10.2. Zabezpečovací zařízení

Základní informace o významu a druzích zabezpečovacích zařízeních byly uvedeny v kapitole 4.5.2. Součástí vybraného tepelného čerpadla je tlaková expanzní nádoba o objemu 10 l [L38], a tak jsem analogickým postupem pomocí vzorců (4-2) až (4-7) ověřil, zda-li instalovaná tlaková expanzní nádoba vyhovuje dané otopné soustavě.

Analogický výpočet:

$$p_{h,dov,abs} = p_{h,dov} + p_b = 300 + 100 = 400 \text{ kPa}$$

$$p_{d,dov,abs} = 1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} + p_b = 1,1 \cdot 6 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} + 100$$

$$p_{d,dov,abs} = 164,7 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{p_{h,dov,abs} - p_{d,dov,abs}}{p_{h,dov,abs}} = \frac{(p_{h,dov} + p_b) - (1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} + p_b)}{(p_{h,dov} + p_b)} \\ &= \frac{(300 + 100) - (1,1 \cdot 6 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} + 100)}{(300 + 100)} = 0,59 \end{aligned}$$

Teplota otopné vody vstupující do akumulárního zásobníku je 55 °C, a tak $t_{max} = 55$ °C

$$\Delta t_{max} = t_{max} - 10 = 55 - 10 = 45 \text{ K}$$

Z tab. 3.2. jsem odečetl hodnotu součinitele zvětšení objemu $n = 0,01413$

Výpočet množství vody v otopné soustavě V_{os} je dán vzorcem (5-29).

$$V_{os} = V_{p,p} + V_{Cu,p} + V_{az} , \quad [l] \quad (5 - 29)$$

kde:

V_{os} množství vody v otopné soustavě [1]

$V_{p,p}$ množství vody v otopných hadecích [1]

$V_{Cu,p}$ množství vody v měděném potrubí [1]

V_{az} objem zvoleného akumulčního zásobníku [1]

$$V_{os} = V_{p,p} + V_{Cu,p} + V_{az} = 67 + 4 + 120 = 191 \text{ l}$$

Výpočet minimálního objemu uzavřené tlakové expanzní nádoby V_{EN} :

$$V_{EN} = \frac{1,3 \cdot V_s \cdot n}{\eta} = \frac{1,3 \cdot 191 \cdot 0,01413}{0,59} = 5,95 \text{ l} < 10 \text{ l}$$

Bylo ověřeno, že výrobcem instalovaná velikost expanzní nádoby je dostačující a pro zabezpečení otopné soustavy není nutné volit další expanzní nádobu.

6. POTŘEBA TEPLA

Pro výpočet potřeby tepla řešené rodinné vily je použita denostupňová metoda [L47]. Tato metoda je pro svou jednoduchost vhodným nástrojem k získání rychlé představy o potřebě tepla na vytápění nebo ohřev teplé vody. V této práci se nezabývám přípravou teplé vody, a tak se v další části zaměřím pouze na výpočet potřeby tepla na vytápění. Výpočet potřeby tepla na vytápění pomocí této metody přináší poněkud nadhodnocené výsledky, neboť neuvažuje vliv tepelných zisků.

Jak už název vypovídá, základem výpočtu je stanovení tzv. denostupňů D , které v sobě skrývají délku otopného období a rozdíl průměrné vnitřní výpočtové teploty θ_{is} a průměrné venkovní teploty v otopném období θ_{es} . Výpočet se provede pomocí vztahu (6-1).

$$D = d \cdot (\theta_{is} - \theta_{es}) , \quad [\text{K} \cdot \text{den}] \quad (6 - 1)$$

kde:

d počet dnů otopného období [den]

θ_{is} průměrná vnitřní výpočtová teplota [°C]

$$\theta_{is} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i \cdot \theta_i}{\sum_{i=1}^n V_i} , \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6 - 2)$$

kde:

V_i objem i -té vytápěné místnosti [m³]

θ_i vnitřní výpočtová teplota v i -té vytápěné místnosti [°C]

θ_{es} průměrná venkovní teplota v otopném období [°C]

Otopné období začíná, když průměrná denní teplota venkovního vzduchu poklesne pod 13 °C ve dvou po sobě jdoucích dnech a následující den nelze očekávat navýšení nad tuto hodnotu. Ukončení dodávky tepla nastane, pokud průměrná denní teplota venkovního vzduchu θ_{me} vystoupí nad 13 °C ve dvou po sobě jdoucích dnech a nelze očekávat pokles této teploty pro následující den.

Takto definované otopné období a zahájení, resp. ukončení dodávky tepla je dáno vyhláškou č. 194/2007 Sb., která se vztahuje na vytápění v bytových a družstevních

domech, provozních prostor a budovách nebytových. Není však závaznou pro budovy, které jsou v užívání jediné právnické nebo fyzické osoby, která je vlastníkem budovy [L48]. Jasným příkladem jsou rodinné domy. Délka otopného období tak jednoznačně závisí na vlastníkově budovy, a tak je nutné tento fakt postihnout součinitelem zkrácení doby provozu vytápění e_d , který je zahrnut ve vzorci pro výpočet potřeby tepla (6-3).

Výpočet teoretické potřeby tepla na vytápění je dán vztahem (6-3):

$$\Phi_{VYT,r} = 24 \cdot 3600 \cdot \Phi_c \cdot \frac{D}{(\theta_{is} - \theta_e)} \cdot \varepsilon, \quad [J] \quad (6-3)$$

Kde:

| | | |
|----------------|--|-----------|
| $\Phi_{VYT,r}$ | teoretická potřeba tepla na vytápění | [J] |
| Φ_c | celková tepelná ztráta objektu | [W] |
| D | počet denostupňů | [K · den] |
| θ_{is} | průměrná vnitřní výpočtová teplota | [°C] |
| θ_e | oblastní venkovní výpočtová teplota | [°C] |
| ε | opravný součinitel, který je dán vztahem (6-4) | |

$$\varepsilon = e_i \cdot e_t \cdot e_d, \quad [-] \quad (6-4)$$

kde:

e_i opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti tepelné ztráty větráním Φ_V a prostupem Φ_T se volí v rozmezí 0,8 až 0,9. Teoreticky je definován:

$$e_i = \frac{\Phi_T}{\Phi_C}, \quad [-] \quad (6-5)$$

kde:

| | | |
|----------|---------------------------------|-----|
| Φ_T | tepelná ztráta budovy prostupem | [W] |
| Φ_C | celková tepelná ztráta budovy | [W] |

e_t opravný součinitel na snížení vnitřní výpočtové teploty se rovněž volí.

Teoreticky je definován:

$$e_t = \frac{\theta_{i,\text{snížená}} - \theta_{es}}{\theta_i - \theta_e}, \quad [-] \quad (6 - 6)$$

kde:

$\theta_{i,\text{snížená}}$ snížená vnitřní výpočtová teplota [°C]

e_d opravný součinitel na zkrácení doby provozu se volí a matematicky ho lze popsat:

$$e_d = \frac{d'}{d}, \quad [-] \quad (6 - 7)$$

kde:

d' zkrácený počet dnů otopného období [den]

6.1. Výpočet teoretické potřeby tepla

Dle normy ČSN EN 12831 se celková tepelná ztráta objektu Φ_c rovná 6100 W. Budova se nachází v Benešově u Prahy a dle normy ČSN EN 12831 pro toto místo přísluší 245 dnů otopného období. Průměrná venkovní teplota v otopném období θ_{es} pro tuto oblast činí 3,9 °C [L12]. Vzhledem k tomu, že opravné součinitele e_t a e_d mají za úkol co nejvíce přiblížit vypočítanou potřebu tepla té skutečné, tak pro jejich určení je ideální znalost, jak uživatelé pracují s otopnou soustavou. To bohužel v případě novostavby bez předchozího pozorování není možné, a tak je nutné tyto součinitele zvolit.

$$e_t = 0,95$$

$$e_d = 0,95$$

Výpočet součinitele e_i :

$$e_i = \frac{\Phi_T}{\Phi_C} = \frac{5700}{6100} \doteq 0,93$$

Výpočet opravného součinitele ε :

$$\varepsilon = e_i \cdot e_t \cdot e_d = 0,93 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,84$$

Výpočet počtu denostupňů:

$$D = d \cdot (\theta_{is} - \theta_{es}) = 245 \cdot (19,5 - 3,9) \doteq 3833 \text{ K} \cdot \text{den}$$

Kde průměrná vnitřní výpočtová teplota θ_{is} byla určena váženým průměrem vnitřních výpočtových teplot v jednotlivých vytápěných místnostech θ_i pomocí vztahu (6-2).

Potřeba tepla na vytápění

$$\begin{aligned} \Phi_{VYT,r} &= 24 \cdot 3600 \cdot \Phi_c \cdot \frac{D}{(\theta_{is} - \theta_e)} \cdot \varepsilon = 24 \cdot 3600 \cdot 6100 \cdot \frac{3833}{(19,5 - (-15))} \cdot 0,84 \\ &\doteq 49,3 \text{ GJ} \doteq 13700 \text{ kWh} \end{aligned}$$

6.2. Skutečná potřeba tepla na vytápění

Pomocí vztahu (6-3) byla vypočtena teoretická potřeba tepla na vytápění objektu. K získání skutečné potřeby tepla Φ_{VYT} je nutné vypočtenou teoretickou potřebu tepla korigovat účinností rozvodu tepelné energie η_R , účinností obsluhy (resp. regulace) η_o a účinností zdroje tepla η_Z . Skutečná potřeba tepla na vytápění Φ_{VYT} se vypočte pomocí vztahu (6-8) [L47]:

$$\Phi_{VYT} = \frac{\Phi_{VYT,r}}{\eta_R \cdot \eta_o \cdot \eta_Z}, \quad [J] \quad (6-8)$$

kde:

| | | |
|----------------|-----------------------------------|-----|
| $\Phi_{VYT,r}$ | teoretická potřeba tepla | [J] |
| η_R | účinnost rozvodu tepelné energie | [-] |
| η_o | účinnost obsluhy (resp. regulace) | [-] |
| η_Z | účinnost zdroje tepla | [-] |

Z výše uvedeného vztahu je patrné, že volba zdroje tepla ovlivňuje skutečnou potřebu tepla. Volba mezi porovnávanou dvoutrubkovou vertikální soustavou s plynovým kondenzačním kotlem a podlahovým vytápěním se zdrojem tepla v podobě tepelného čerpadla bude mít tedy zásadní vliv na skutečnou potřebu tepla na vytápění. Účinnost rozvodu tepelné energie, která závisí na kvalitě provedení tepelné izolace rozvodů tepla

a na způsobu rozvodu potrubí sítě, volím pro obě otopné soustavy $\eta_R = 0,98$. Stejnou hodnotu volím pro účinnost obsluhy (resp. regulace), čili $\eta_o = 0,98$.

6.2.1. Plynový kondenzační kotel

Výrobce udává normovaný stupeň využití kotle pro teplotní spád 40/30 °C v rozmezí 106,5 – 108,5 % [L17]. Normovaný stupeň využití kotle je hodnoticí parametr celoročního provozování nízkoteplotních nebo kondenzačních kotlů pracujících s proměnnou teplotou kotlové vody a tento parametr by se měl uvažovat při posuzování energetického chování kotlů. Termická účinnost není pro hodnocení současných kotlů vyhovující, neboť je určována v laboratorních podmínkách za přesně stanovených ideálních podmínek při jmenovitém výkonu zdroje a nereflektuje chování kotle v průběhu otopného období. Hodnoty normovaného stupně využití jsou vztahovány k výhřevnosti, ale vhodnější by bylo je vztahovat ke spalnému teplu [L49]. Z podkladů výrobce kotle lze přibližně normovaný stupeň využití pro teplotní spád 45/35 °C stanovit v rozmezí 105 – 106,7 % [L17]. Po přepočtu na spalné teplo se pohybujeme v rozmezí 94,6 – 96,1 %. Ve výpočtu skutečné potřeby tepla uvažuji normovaný stupeň využití 95 % vztažený na spalné teplo.

Pomocí vzorce (6-8) lze nyní spočítat skutečnou potřebu tepla na vytápění v případě volby dvoutrubkové vertikální soustavy s plynovým kondenzačním kotlem $\Phi_{VYT, KK}$.

$$\Phi_{VYT, KK} = \frac{\Phi_{VYT, r}}{\eta_R \cdot \eta_o \cdot \eta_Z} = \frac{13700}{0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,95} \doteq 15000 \text{ kWh}$$

Skutečná potřeba tepla na vytápění vily při instalaci této otopné soustavy přibližně činí 15000 kWh. Pro přibližný přepočet potřeby tepla na objem potřebného množství zemního plynu lze uvažovat:

$$1 \text{ m}^3 = 10,5 \text{ kWh}$$

Množství paliva k pokrytí skutečné potřeby tepla na vytápění je přibližně 1430 m³ zemního plynu dodaného za otopné období.

6.2.2. Tepelné čerpadlo

Výpočet skutečné potřeby tepla na vytápění při použití zdroje tepla v podobě tepelného čerpadla se od vztahu (6-8) mírně liší. Účinnost zařízení, v tomto případě tepelného

čerpadla, je dána poměrem odevzdaného užitečného výkonu Q_N a elektrickému příkonu P_{EL} , viz vztah (6-9) [L38].

$$\eta = \frac{Q_N}{P_{EL}} \quad , \quad [-] \quad (6 - 9)$$

kde:

Q_N odevzdaný užitečný výkon [W]

P_{EL} elektrický příkon [W]

Účinnost technických procesů je vždy menší než jedna, protože jsou provázeny ztrátami. Avšak tepelná čerpadla získávají velkou část energie z okolního prostředí, a protože je zadarmo, tak není považována za přivedenou energii. Za těchto podmínek by účinnost tepelného čerpadla byla větší než 1. Technicky je taková hodnota nesprávná, a tak byl pro tepelná čerpadla zaveden topný faktor (COP), který je poměrem užitečné energie k energii vynaložené. Topný faktor COP je popsán vztahem (5-25) a blíže vysvětlen v kapitole 5.8.1.

K získání skutečné potřeby tepla na vytápění $\Phi_{VYT,T\check{c}}$, které tepelné čerpadlo musí dodat, aby pokrylo potřebu tepla na vytápění, musí být teoretická potřeba tepla $\Phi_{VYT,r}$ korigována účinností rozvodu tepelné energie η_R a účinností obsluhy (resp. regulace) η_o .

$$\Phi_{VYT,T\check{c}} = \frac{\Phi_{VYT,r}}{\eta_R \cdot \eta_o} \quad , \quad [J] \quad (6 - 10)$$

$$\Phi_{VYT,T\check{c}} = \frac{\Phi_{VYT,r}}{\eta_R \cdot \eta_o} = \frac{13700}{0,98 \cdot 0,98} \doteq 14300 \text{ kWh}$$

Mnohem zásadnější je ale znalost, kolik energie, v tomto případě elektrické energie, je nutné tepelnému čerpadlu dodat, aby poskytlo skutečné potřebné množství tepla pro vytápění objektu.

Množství elektrické energie $\Phi_{D,T\check{c}}$, které je nutno za otopné období dodat tepelnému čerpadlu, je dáno vztahem (6-11).

$$\Phi_{D,T\check{c}} = \frac{\Phi_{VYT,T\check{c}}}{COP_{ot.obdob\acute{i}}} \quad , \quad [\text{kWh}] \quad (6 - 11)$$

kde:

$\Phi_{D,T\check{c}}$ množství dodané elektrické energie [kWh/rok]

$\Phi_{VYT,T\check{c}}$ skutečná potřeba tepla na vytápění (varianta podlahového vytápění s tepelným čerpadlem) [kWh/rok]

$COP_{ot.období}$ vážená průměrná hodnota topného faktoru za otopné období [-]

Pro jednotlivé měsíce od září do května byl pomocí vztahu (5-26) spočten topný faktor, kde T_o je absolutní teplota nízkopotenciálního zdroje tepla, která byla dána průměrnou měsíční teplotou $\theta_{m,p}$ pro daný měsíc a T [K] představuje teplotu otopné vody vystupující z tepelného čerpadla.

$COP_{ot.období}$ byl dán váženým průměrem topných faktorů COP, s kterými tepelné čerpadlo pracovalo v jednotlivých měsících.

Z tabulky 6.1 je patrné, s jakými hodnotami topného faktoru tepelné čerpadlo v závislosti na jednotlivých měsících otopného období pracuje. Vážená průměrná hodnota topného faktoru v otopném období $COP_{ot.období}$ činí 3,3.

Tab. 6.1 Výpočet vážené průměrné hodnoty topného faktoru v otopném období

| | $\Phi_{m,p}$ [°C] | T [K] | T_o [K] | COP [-] |
|-----------------|-------------------|---------|------------------------------------|------------|
| <i>září</i> | 13,6 | 328,15 | 286,75 | 4,0 |
| <i>říjen</i> | 8,6 | 328,15 | 281,75 | 3,5 |
| <i>listopad</i> | 3,3 | 328,15 | 276,45 | 3,2 |
| <i>prosinec</i> | -0,2 | 328,15 | 272,95 | 3,0 |
| <i>leden</i> | -2 | 328,15 | 271,15 | 2,9 |
| <i>únor</i> | -0,4 | 328,15 | 272,75 | 3,0 |
| <i>březen</i> | 3,4 | 328,15 | 276,55 | 3,2 |
| <i>duben</i> | 8,1 | 328,15 | 281,25 | 3,5 |
| <i>květen</i> | 13 | 328,15 | 286,15 | 3,9 |
| | | | COP_{ot.období} [-] | 3,3 |

Za otopné období je nutno tepelnému čerpadlu dodat přibližně 4300 kWh.

$$\Phi_{D,T\check{c}} = \frac{\Phi_{VYT,T\check{c}}}{COP_{ot.období}} = \frac{14300}{3,3} \doteq 4300 \text{ kWh}$$

7. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ VARIANT

7.1. Počáteční investiční náklady

Počáteční investiční náklady hrají u investora při rozhodování jednu z hlavních rolí, ne-li tu nejvýznamnější. Jejich výše má také vliv na návratnost daného systému. Z ekonomického hlediska je nutné výpočtem zkontrolovat, zda bude doba návratnosti u soustavy s vyšší počáteční investicí, avšak s nižšími provozními náklady kratší, než je její životnost. Jsou samozřejmě i další faktory při volbě otopné soustavy (ekologie provozu, komfort užívání, ...), ale bezpochyby je to pro investora důležitá informace, se kterou by měl být seznámen. Čili při volbě otopné soustavy hraje podrobné sestavení počátečních investičních nákladů podstatnou roli.

7.1.1. Dvoutrubková vertikální soustava (KK)

Tato varianta vytápění vily obsahuje položky počáteční investice, které druhá varianta nezahrnuje. Jedná se o realizaci plynové přípojky a komína zahrnujícího jeho postavení a instalaci odkouření plynového kondenzačního kotle. Tímto bych rád poděkoval Kominictví Holečkovi (IČO: 88246957) za poskytnutí cenové nabídky týkající se kompletní stavby komína a odkouření kotle.

Nacenění výkazu použitého materiálu a nacenění práce, která zahrnuje zapojení otopné soustavy, instalaci otopných těles a potřebné zednické práce provedl topenář Luděk Švestka (IČO: 70719497), za což bych mu také rád poděkoval.

Podrobný výkaz použitého materiálu a nacenění jednotlivých položek je přiložen v příloze 5.

V tab. 7.1 jsou vyobrazeny ceny jednotlivých položek podílející se na počátečních investičních nákladech. Ceny jsou uvedeny včetně DPH.

Tab. 7.1 Znárodnění počátečních investičních nákladů varianty „KK“

| | [Kč] |
|---|---------------|
| <i>Plynová přípojka</i> | 30000 |
| <i>Komín (stavba + odkouření kotle)</i> | 35600 |
| <i>Otopná soustava (materiál)</i> | 155000 |
| Montáž otopné soustavy | |
| <i>Zapojení soustavy, uvedení zdroje tepla do provozu</i> | 16500 |
| <i>Instalace otopných těles, manipulace</i> | 19500 |
| <i>Zednické práce</i> | 5000 |
| Počáteční investiční náklady | 260000 |

7.1.2. Podlahové vytápění (TČ)

V případě realizace této varianty vytápění odpadá nutnost přípravy plynové přípojky a stavby komína, avšak do investičních nákladů přibudou jiné položky. Zdrojem tepla je tepelné čerpadlo Buderus WPL 6 AR Comfort, a tak je nutná správná stavební připravenost pro venkovní jednotku dle doporučení výrobce. Samotné uvedení zdroje tepla do provozu musí být provedeno společností Buderus nebo certifikovanou firmou, a tak je cena za tuto činnost vyjmuta z ceny za realizaci otopné soustavy, kterou spolu s použitým materiálem opět nacenil Luděk Švestka.

Za povšimnutí určitě stojí skutečnost, že cena zvoleného tepelného čerpadla je prakticky 227000 Kč (vč. DPH), což představuje 87 % z počáteční investice do předchozí varianty vytápění.

Složení a nacenění počátečních investičních nákladů je znázorněno v tab. 7.2 Ceny jsou uvedeny včetně DPH.

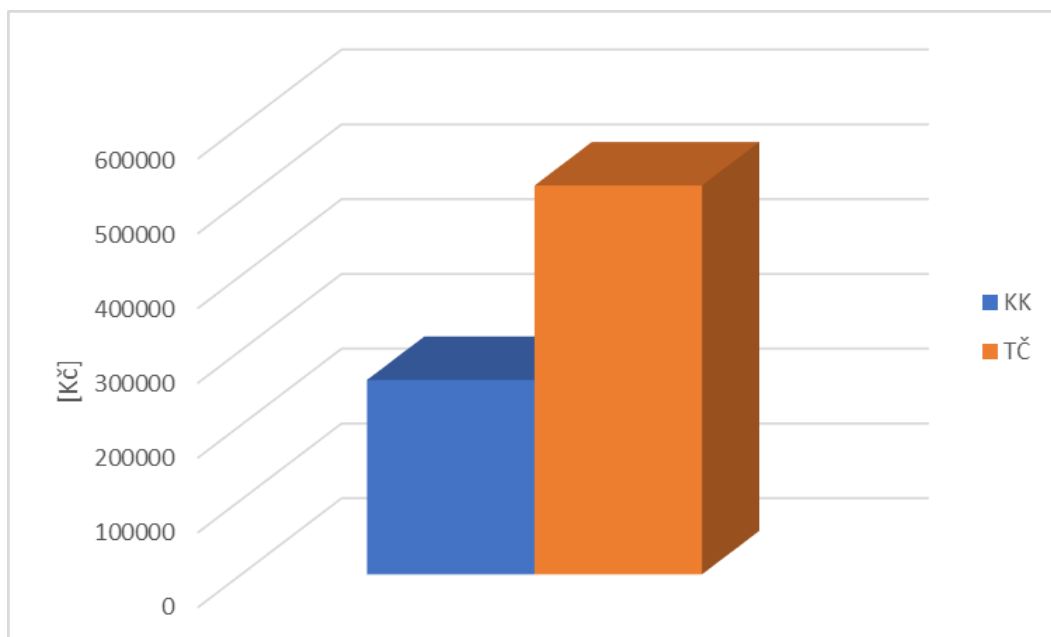
Tab. 7.2 Znárodnění počátečních investičních nákladů varianty „TČ“

| | [Kč] |
|--|---------------|
| <i>Otopná soustava (materiál)</i> | 445000 |
| Montáž otopné soustavy | |
| <i>Zapojení otopné soustavy</i> | 26000 |
| <i>Instalace rozdělovačů</i> | 9000 |
| <i>Pokládka systémových desek,</i> | 13000 |
| <i>Instalace zdroje tepla</i> | 5000 |
| <i>Uvedení do provozu zdroje tepla</i> | 15000 |
| <i>Zednické práce</i> | 3000 |
| Počáteční investiční náklady | 520000 |

7.1.3. Porovnání investičních nákladů jednotlivých variant

Při porovnání jednotlivých variant vytápění je patrné, že počáteční investiční náklady na variantu „TČ“ jsou přibližně dvojnásobné oproti druhé variantě. Cenový rozdíl je dán zejména náklady na materiál a prvky otopné soustavy. U varianty „TČ“ tyto položky činí 445000 Kč a u varianty „KK“ pouze 221000 Kč i při započítání nákladu na plynovou přípojku a komín. Cenový rozdíl je přibližně 224000 Kč a vzhledem k tomu, že počáteční investiční náklady jednotlivých variant se liší o 260000 Kč, tak lze říci, že rozdílná cena montáže porovnávaných otopných soustav nehraje velkou roli.

Vzhledem k tomu, že velká část investorů sleduje zejména počáteční investiční náklady bez většího významu na roční provozní náklady soustavy, tak může být porovnání počátečních investičních nákladů pro ně prvním a zároveň rozhodujícím důvodem k volbě té levnější varianty bez ohledu na další aspekty, jako např. ekologie provozu, potřebný prostor pro technologii či komfort při provozování otopné soustavy.



Obr. 7.1 Porovnání investičních nákladů jednotlivých variant

7.2. Energetická náročnost variant vytápění

Energetická náročnost vytápění stanovuje množství energie, které je nutno přivést do otopné soustavy během otopného období, ať už prostřednictvím použitého paliva nebo elektrické energie k zajištění chodu zdroje tepla, čerpadla a jiných elektronických zařízení.

Znalost energetické náročnosti vytápění je důležitá při porovnávání jednotlivých variant, protože finanční náklady k pokrytí energetické náročnosti vytápění objektu jsou hlavní složkou ročních provozních nákladů na vytápění, které dále zahrnují servis otopné soustavy, kontroly zdroje tepla a spalinových cest.

7.2.1. Dvoutrubková vertikální soustava (KK)

Energetická náročnost této varianty je dána zejména množstvím energie, které je nutno dodat ve formě zemního plynu. Elektrická energie připadající na provoz plynového kondenzačního kotle Geminox, jenž zahrnuje i provoz integrovaného oběhového čerpadla Grundfos UMP2 15–70, má prakticky zanedbatelný podíl na energetické náročnosti této varianty vytápění.

Pomocí vztahu (6-8) bylo spočteno, že prostřednictvím zemního plynu je nutno dodat 15000 kWh tepla za otopné období. Pomocí kalkulátoru cen energií na TZB-info jsem na základě poskytnutých nabídek vybral dodavatele plynu. Finanční náklady jsou pro vypočtenou potřebu tepla velmi rozdílné. Ceny začínají přibližně od 14500 Kč od nepříliš důvěryhodných obchodníků až po 27000 Kč. Vybral jsem nabídku od společnosti ČEZ – „ČEZ Prodej / Plyn na neurčito“. Cena za kWh činí 1,25 Kč vč. DPH a konečná cena zahrnující distribuci a dodávku zemního plynu činí 18782 Kč [L50].

Výrobce kondenzačního kotle Geminox THRs 1-10c udává maximální elektrický příkon v rozmezí 23 až 104 W. Vzhledem k tomu, že elektrický příkon integrovaného čerpadla pro vypočtený pracovní bod činí 8 W, tak pro výpočet potřeby elektrické energie kondenzačního kotle uvažuji konstantní elektrický příkon $P_{KK,EL}$ 50 W. Vzhledem k tomu, že navržené vytápění je uvažované jako nepřerušované po celou dobu otopného období, tak potřeba elektrické energie $\Phi_{KK,EL}$ je dána vztahem (7-1):

$$\Phi_{KK,EL} = P_{KK,EL} \cdot d \cdot 24 \quad , \quad [\text{Wh}] \quad (7-1)$$

$$\Phi_{KK,EL} = 50 \cdot 245 \cdot 24 = 294000 \text{ Wh} \doteq 300 \text{ kWh}$$

ČEZ prodává v distribuční sazbě Standard (D01d) 1 kWh přibližně za 4,4 Kč [L51]. Čili náklady na elektrickou energii jsou zaokrouhleně 1300 Kč.

Celkové finanční náklady na pokrytí energetické náročnosti vytápění této varianty jsou přibližně 20000 Kč.

7.2.2. Podlahové vytápění (TČ)

Pro provoz této varianty vytápění je nutno dodávat energii pouze ve formě elektrické. Elektrickou energii je nutno dodávat pro provoz tepelného čerpadla a oběhového čerpadla Grundfos Alfa2 25–40 180. Elektrický příkon při chodu servopohonů Heimeier EMO 3 a ESBE ARA 651 se pohybuje v řádu jednotek Wattů a jejich doba chodu je v rámci otopného období zanedbatelná, a tak lze potřebu elektrické energie pro chod servopohonů zanedbat.

Pomocí vztahu (6-11) bylo spočteno, že tepelnému čerpadlu je nutné za otopné období dodat $\Phi_{D,TČ} = 4300 \text{ kWh}$. Tato elektrická energie se spotřebuje na provoz kompresoru,

překonávání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru a vlastní regulaci tepelného čerpadla.

Elektrický příkon oběhového čerpadla $P_{o\check{c},EL}$ při provozu v pracovním bodě je přibližně 9 W. Pro jednoduchost uvažuji, že s tímto elektrickým příkonem oběhové čerpadlo pracuje nepřetržitě po celou dobu otopného období. Potřeba elektrické energie $Q_{D,o\check{c}}$ pro provoz oběhového čerpadla je dána vztahem (7-2):

$$\Phi_{D,o\check{c}} = P_{o\check{c},EL} \cdot d \cdot 24 \quad , \quad [\text{Wh}] \quad (7 - 2)$$

$$\Phi_{D,o\check{c}} = P_{o\check{c},EL} \cdot d \cdot 24 = 9 \cdot 245 \cdot 24 \doteq 53 \text{ kWh}$$

Oproti potřebě elektrické energie pro provoz tepelného čerpadla je tato hodnota prakticky zanedbatelná.

Celková potřeba elektrické energie přibližně činí 4350 kWh.

Pro finanční vyjádření této potřeby energie jsem od společnosti ČEZ vybral distribuční sazbu pro tepelná čerpadla (D56d). Je to dvoutarifová sazba, kdy platnost nízkého tarifu je minimálně 22 hodin denně. Pro jednoduchost uvažuji, že potřeba elektrické energie v období nízkého tarifu je $\frac{11}{12} (\Phi_{D,T\check{c}} + \Phi_{D,o\check{c}})$ a $\frac{1}{12} (\Phi_{D,T\check{c}} + \Phi_{D,o\check{c}})$ spadá do vysokého tarifu. Cena za kWh v nízkém tarifu je přibližně 1,9 Kč vč. DPH a ve vysokém tarifu 2,2 Kč vč. DPH [L51].

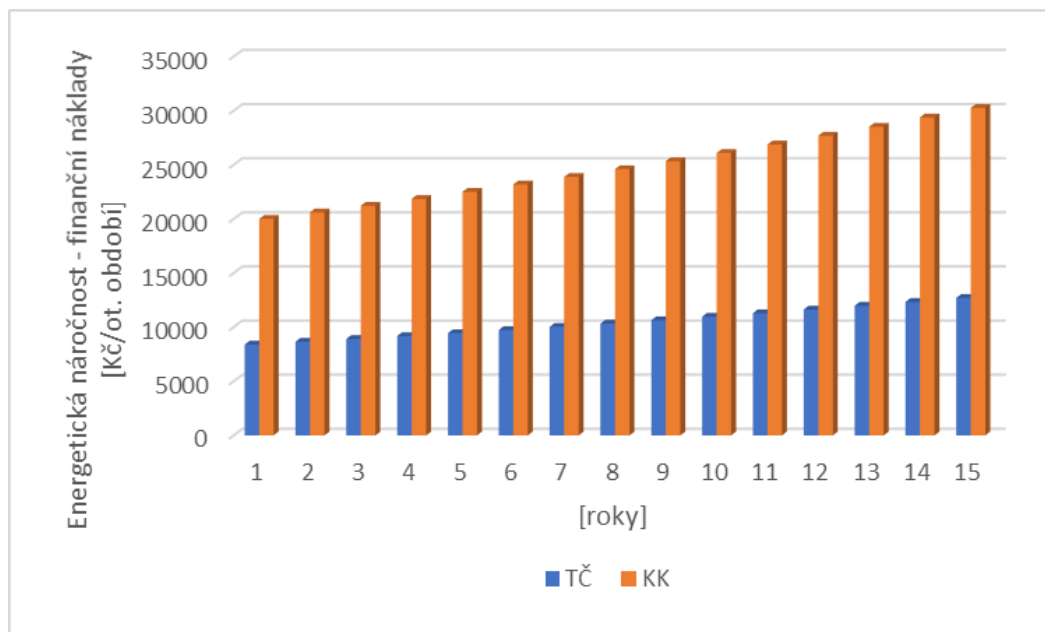
Energetická náročnost této varianty vytápění je dána potřebou elektrické energie. Finanční náklady na potřebnou elektrickou energii za otopné období přibližně činí 8500 Kč.

7.2.3. Porovnání energetických náročností

Z pohledu na finanční nároky týkající se energetické náročnosti variant vytápění vyplývá, že u varianty „TČ“ jsou finanční náklady o 11600 Kč nižší.

Bude-li uvažováno, stejně jako u výpočtu návratnosti počátečních investic, že finanční náklady na pokrytí energetické náročnosti obou variant vytápění objektu každým rokem stoupnou o 3 %, tak se rozdíl ve finančních nákladech bude nadále zvyšovat ve prospěch varianty podlahového vytápění s tepelným čerpadlem.

Na obr. 7.2 je zobrazen vývoj finančních nákladů v dalších 15 letech provozu, při uvažování výše zmíněného meziročního růstu.



Obr. 7.2 Vývoj finančních nákladů na pokrytí energetické náročnosti vytápění v dalších 15 letech provozu

7.3. Návratnost

K ekonomickému porovnání dvou systémů vytápění jsou zvoleny metody doby návratnosti. Ta je definována vztahem (7-3) [L52].

$$\sum_{n=1}^{PP} CF_n = KV, \quad [\text{Kč}] \quad (7-3)$$

kde:

| | | |
|--------|--|--------|
| CF_n | finanční toky z investice v jednotlivých letech životnosti | [Kč] |
| KV | kapitálové výdaje | [Kč] |
| PP | doba návratnosti | [roky] |

Pomocí metody návratnosti lze zjistit, za jakou dobu (počet let) se kumulované příjmy plynoucí z investice vyrovnají kapitálovým výdajům. Doba návratnosti musí být kratší, než je doba životnosti investice. V tomto případě je doba životnosti investice dána dobou životnosti zdroje tepla, neboť u obou variant zdroj tepla představuje největší část z počátečních investičních nákladů.

Pomocí této metody zjistíme, zda-li se vyplatí investovat do varianty podlahového vytápění s tepelným čerpadlem, na kterou je nutná dvakrát vyšší počáteční investice než v případě druhé varianty, avšak má výrazně nižší roční provozní náklady.

KAPITÁLOVÉ VÝDAJE

V případě porovnání dvou investic, kapitálové výdaje KV neznají výši počátečních investičních nákladů, ale rozdíl počátečních investic obou variant.

$$KV = KV_2 - KV_1, \quad [\text{Kč}] \quad (7 - 4)$$

kde:

KV kapitálové výdaje [Kč]

KV_1 počáteční investiční náklady varianty „KK“ [Kč]

KV_2 počáteční investiční náklady varianty „TČ“ [Kč]

Z tab. 5.2 vyplývá, že $KV_1 = 260000$ Kč a z tab. 5.3., že $KV_2 = 520000$ Kč.

Čili do výpočtu doby návratnosti jsou uvažované kapitálové výdaje 260000 Kč.

$$KV = KV_2 - KV_1 = 520000 - 260000 = 260000 \text{ Kč}$$

FINANČNÍ TOKY

V tomto konkrétním případě budeme finanční toky CF_n uvažovat jako rozdíl ročních provozních nákladů jednotlivých variant v jednotlivých letech provozu otopných soustav.

$$CF_n = PN_{KK,n} - PN_{TČ,n}, \quad [\text{Kč}] \quad (7 - 5)$$

kde:

CF_n finanční tok z investice v n-tém roce provozu [Kč]

$PN_{KK,n}$ provozní náklady varianty „KK“ v n-tém roce provozu [Kč]

$PN_{TČ,n}$ provozní náklady varianty „TČ“ v n-tém roce provozu [Kč]

7.3.1. Roční provozní náklady

Roční provozní náklady jsou dány součtem finančních nákladů na pokrytí energetické náročnosti vytápění a ročních nákladů zahrnující každoroční kontroly plynových spotřebičů, spalinových cest a servisní prohlídky.

Ve výpočtu návratnosti uvažuji každoroční navýšení ročních provozních nákladů o 3 % u obou variant. Tímto se snažím do výpočtu zahrnout proměnnost cen energií a služeb nutných k provozu otopné soustavy.

VARIANTA „KK“

Zdrojem tepla je plynový kondenzační kotel, a tak je na tento plynový spotřebič uložena podmínka pravidelných ročních kontrol vyplývající z paragrafu 3, vyhlášky č.85/1978 Sb. Jednou za tři roky je pravidelná kontrola nahrazena provozní revizí. [L53]

Cena za pravidelnou roční kontrolu plynového kondenzačního kotle je 1500 Kč vč. DPH. Cenovou nabídku poskytl Tomáš Zrno – Gas Blaník (IČO: 71301950).

Pravidelná kontrola spalinových cest je dána vyhláškou č. 34/2016 a stanovuje 1x ročně kontrolu spalinových cest v případě, že jsou na ně připojeny spotřebiče paliv do výkonu 50 kW. [L54]

Do provozních nákladů za tuto položku uvažuji 1500 Kč vč. DPH na základě poskytnutých informací firmou Kominiectví Holečkovi (IČO: 88246957).

Výchozí cena ročních provozních nákladů $PN_{KK,1}$ – dle současných cen energií a služeb – činí 23000 Kč.

Tab. 7.3 Roční provozní náklady varianty „KK“

| | [Kč] |
|--|--------------|
| <i>Energetická náročnost vytápění - finanční náklady</i> | 20000 |
| <i>Kontrola zdroje tepla</i> | 1500 |
| <i>Kontrola spalinových cest</i> | 1500 |
| Roční provozní náklady $PN_{KK,1}$ | 23000 |

VARIANTA „TČ“

Při zvolení této varianty vytápění odpadají finanční náklady na výše zmíněné povinné každoroční kontroly, avšak Buderus, výrobce zvoleného tepelného čerpadla, doporučuje každoroční servisní prohlídku. Není to povinnost, ale vzhledem k výši počáteční investice do tohoto zdroje tepla uvažují, že investor by toto doporučení akceptoval. Za tuto každoroční prohlídku uvažují cenu 2500 Kč vč. DPH.

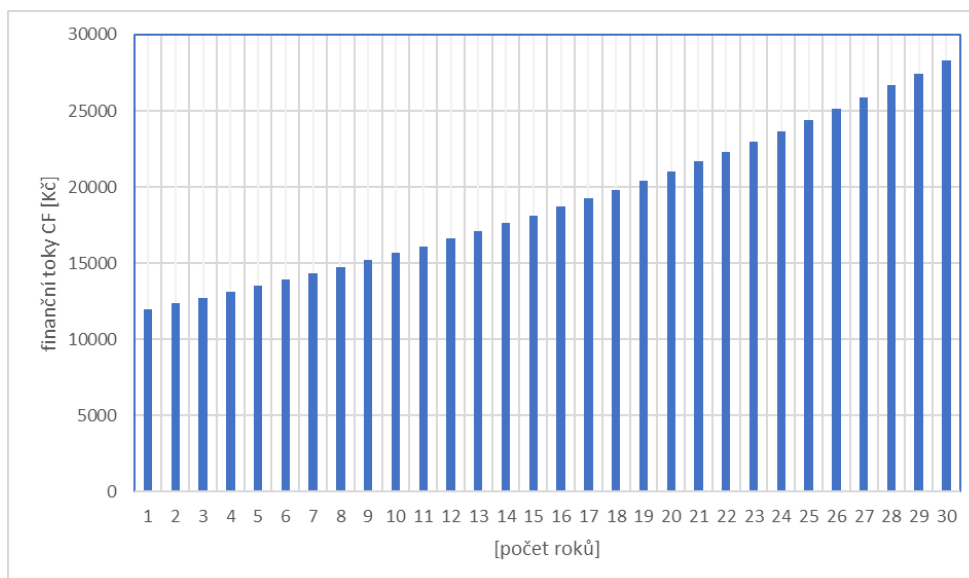
Výchozí roční provozní náklady $PN_{TČ,1}$ jsou 11000 Kč.

Tab. 7.4 Roční provozní náklady varianty „TČ“

| | [Kč] |
|--|--------------|
| <i>Energetická náročnost vytápění - finanční náklady</i> | 8500 |
| <i>Servisní prohlídka</i> | 2500 |
| Roční provozní náklady $PN_{TČ,1}$ | 11000 |

7.3.2. Finanční tok z investice

Každoroční finanční tok peněz CF_n plynoucí z investice do volby varianty „TČ“ byl spočten ze vztahu (7-5). Vzhledem k předpokladu, že roční provozní náklady u obou variant každoročně porostou o 3 %, tak se finanční tok z investice každým rokem bude navyšovat. Viz obr. 7.3.



Obr. 7.3 Finanční toky z investice CF_n v jednotlivých letech provozu

7.3.3. Grafické vyjádření návratnosti

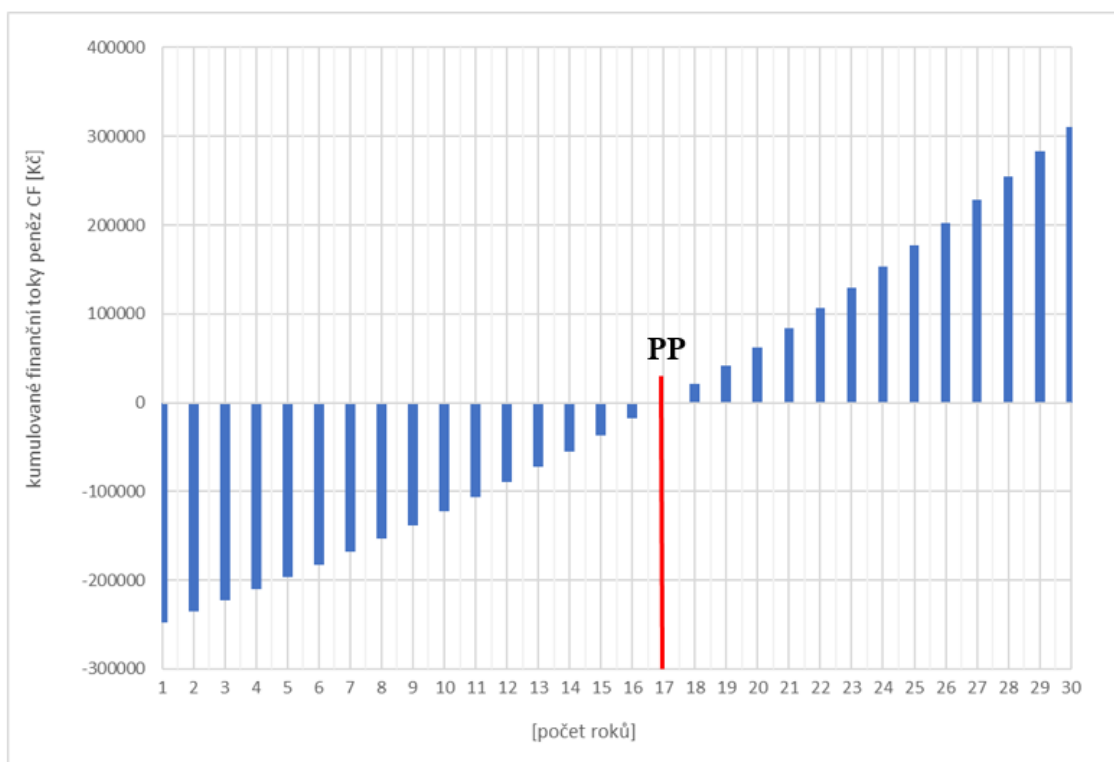
Na obr. 7.4 je vyjádřena závislost kumulovaných finančních toků $\sum_{n=1}^{30} CF_n$ na počtu let provozu, která vychází ze vztahu (6-3). Záporná hodnota vyjadřuje částku, která musí být pokryta každoročními finančními toky k návratnosti investice. Kladné hodnoty vyjadřují výnos investice v jednotlivých letech. Počet let, kdy kumulované finanční toky nabydou kladných hodnot, se nazývá doba návratnosti PP . Přechod ze záporných hodnot do kladných nastává v 17. roku provozu, což je doba návratnosti investice do podlahového vytápění s tepelným čerpadlem typu „vzduch-voda“.

Z logiky vyplývá, že doba návratnosti musí být kratší než doba životnosti jednotlivých soustav a ty jsou dány jejich nejdražšími prvky – zdroji tepla. U plynových kondenzačních kotlů se životnost pohybuje kolem 15 let a u tepelných čerpadel typu „vzduch-voda“ je životnost 15 až 18 let. U obou variant uvažuji životnost 15 let. Tím pádem vypočtená doba návratnosti investice do varianty „TČ“ je větší než doba její životnosti, a tak i přes vyšší roční provozní náklady varianty „KK“ je ekonomicky výhodnější právě tato varianta.

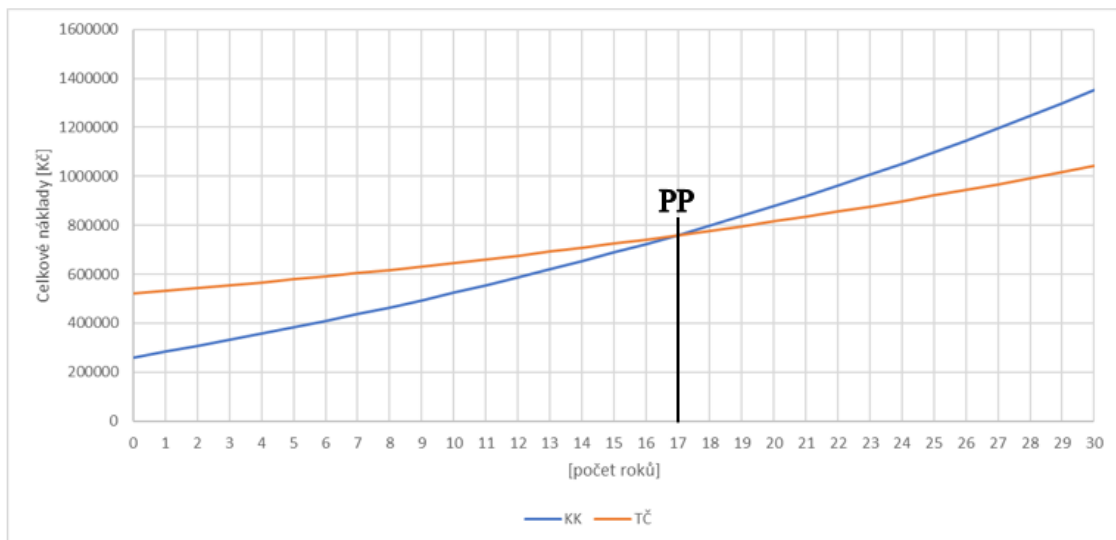
Dobu návratnosti investice do varianty „TČ“ lze také graficky nalézt jako průsečík závislosti celkových nákladů (počáteční investiční náklady + roční provozní náklady) jednotlivých variant na čase. Viz obr. 7.5.

V České republice jsou dostupné dotační programy (Nová zelená úsporám, Kotlečková dotace), ale jsou určeny na výměnu původního zdroje tepla (kotel na fosilní paliva, elektrické vytápění) za nový nízkoemisní zdroj tepla. Dotaci na nový zdroj tepla u novostavby nelze získat, neboť se nejedná o výměnu [L55].

V případě výměny zdroje tepla dochází dotací k poměrně značnému zkrácení doby návratnosti investice. Např. Nová zelená úsporám na tepelná čerpadla typu „vzduch-voda“ přispívá až 75000 Kč a na plynové kondenzační kotle 18000 Kč [L56], ale je nutné splnit celou řadu podmínek a povinností.



Obr. 7.4 Doba návratnosti – investice do varianty „TČ“



Obr. 7.5 Doba návratnosti – závislost celkových nákladů na době provozu

8. ZÁVĚR

V této práci byla vypracována projektová studie variantního vytápění nové rodinné dvoupodlažní podsklepené vily. Byly zhodnoceny a porovnány investiční náklady a energetická náročnost jednotlivých variant. Z hlediska ekonomie byly varianty porovnány pomocí metody doby návratnosti.

Byly navrženy tepelně technické vlastnosti konstrukcí tak, aby byly splněny doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla dle normy ČSN 73 0540-2:2011.

Výpočet tepelných ztrát objektu byl proveden dle normy ČSN EN 12831 a byla použita zjednodušená metoda pro stanovení lineárních tepelných ztrát. Tepelná ztráta objektu je 6,1 kW. Ke snížení tepelné ztráty větráním byla navržena větrací jednotka Atrea Duplex 370 EC5, která je vybavena protiproudým rekuperačním výměníkem tepla.

Jako první varianta otopné soustavy byla navržena dvoutrubková protiproudá vertikální soustava s nuceným oběhem vody a tlakovou expanzní nádobou. Zdrojem tepla je plynový kondenzační kotel. Na základě výpočtu tepelných ztrát objektu volba zdroje tepla připadla na plynový kondenzační kotel Geminox THRs 1-10C pracující ve výkonovém rozsahu od 0,9 do 9,5 kW. Kotel je umístěn v suterénu v místnosti 002. Odvod spalin a přívod spalovacího vzduchu je proveden pomocí koaxiální komínové sady DN125/80 od společnosti Brilon. Spalovací vzduch je přiváděn komínovým tělesem přes komínovou hlavu a koaxiálním potrubím přímo do zdroje tepla. Projektovaný teplotní spád u otopných těles je 45/35 °C. Otopná tělesa byla vybrána od společnosti KORADO, a.s. a konkrétně v provedení RADIK VK a RADIK VKL. Pro dimenzování potrubí byla použita metoda ekonomických rychlostí, která uvažuje rychlost v potrubí 0,6 m/s jako optimální. Byl proveden výpočet tlakových ztrát jednotlivých okruhů otopných těles. Po nalezení okruhu s největší tlakovou ztrátou byla otopná soustava hydraulicky vyvážena zejména pomocí přednastavení regulačních šroubeních VEKOLUXIVAR IVAR.DD 355 a pomocí přednastavení na termostatických regulačních ventilech, které jsou součástí otopných těles. Součástí kondenzačního kotle je oběhové čerpadlo Grundfos UPM2 15-70. Pracovní bod oběhového čerpadla je dán největší tlakovou ztrátou otopného okruhu 9,5 kPa a objemovým průtokem 0,556 m³/h, avšak tento bod leží mezi křivkami nastavitelných otáček oběhového čerpadla. Pomocí doškrcení na vyvažovacím

ventilu IMI STAD DN25, které je umístěno na zpátečce u zdroje tepla, je tlaková ztráta navýšena na 12 kPa, aby pracovní bod ležel na pracovní křivce oběhového čerpadla.

Kondenzační kotel je řízen ekvitermní regulací se zpětnou vazbou na vnitřní teplotu. Venkovní čidlo Siemens QAC34 je umístěno na severní fasádě domu, aby nebylo vystaveno přímému slunečnímu záření a prostorový přístroj Siemens QAA74.611/101 je umístěn v místnosti 201 ve výšce 1,5 nad podlahou. V této místnosti nebudou na otopných tělesech instalovány termostatické hlavice. Na zbývajících otopných tělesech je místní regulace zajištěna pomocí termostatických regulačních ventilů, které jsou osazeny termostatickou hlavicí Heimeier K.

Součástí zdroje tepla je pojistný ventil s otevíracím přetlakem 300 kPa. Obsahuje také tlakovou expanzní nádobu o objemu 8 l. Výpočtem bylo zkontrolováno, že toto zabezpečovací zařízení je vyhovující pro danou otopnou soustavu.

Druhou variantu otopné soustavy představuje podlahové vytápění napojené na tepelné čerpadlo „vzduch-voda“. Konstrukce podlahové otopné plochy je provedena mokrým způsobem. Otopný had je do dvojité systémové desky Gabotherm 30-2 kladen meandrovým způsobem za účelem dosažení rovnoměrnějšího rozložení teplot ve vytápěném prostoru. Všechny otopné hady jsou z polybutenu a byly navrženy v dimenzi 15x1,5 mm. Navržený projektovaný teplotní spád na otopných hadech je 38/30 °C. Tepelně technický výpočet podlahové otopné plochy byl proveden tak, aby byl splněn předpoklad, že střední povrchová teplota podlahy nepřekročí hygienicky přípustné teploty a tepelný výkon podlahové plochy kryje tepelné ztráty místnosti. Na základě vypočteného tepelného příkonu podlahové otopné plochy a ochlazení na otopném hadu byly spočteny tlakové ztráty jednotlivých otopných okruhů. V každém podlaží se nachází sestava rozdělovače a sběrače, na níž jsou napojeny otopné okruhy ze stejného podlaží. Nejprve bylo provedeno hydraulické vyvážení otopných okruhů pomocí regulačních šroubeních, kterými je osazen každý rozdělovač. Vzájemné hydraulické vyvážení rozdělovačů bylo provedeno pomocí regulačních šroubeních Heimeier IMI TA STK, které jsou instalovány na zpátečku rozdělovače v jeho těsné blízkosti. Na základě největší tlakové ztráty rozdělovače bylo navrženo oběhové čerpadlo Grundfos Alpha2 25-40 180. Pracovní bod je dán tlakovou ztrátou 15,1 kPa a objemovým průtokem 720 l/h. V režimu AUTO_{ADAPT} dokáže toto čerpadlo pokrýt tlakovou ztrátu otopné soustavy a zajistit požadovaný průtok otopné vody (viz obr. 5.15). Tepelné čerpadlo bylo vybráno od společnosti

Buderus – WPL 6 AR Comfort o výkonu 6 kW při A2/W35 a jmenovitý topný faktor COP ve stejném provozním bodě činí 4,13. Je tvořeno vnitřní nástěnnou jednotkou s integrovaným regulátorem HMC300 a venkovní jednotkou, ve které je hermeticky uzavřený chladivový okruh. Výhodou tedy je, že pro instalaci není nutná účast chladíře. Tepelné čerpadlo je určeno pro monoenergetický způsob provozu, a tak je vybaveno elektrickou topnou tyčí o výkonu 9 kW. Dimenzování výkonu tepelného čerpadla bylo provedeno na základě vhodně zvoleného bodu bivalence, který by se měl, dle doporučení výrobce, pohybovat pro vnější výpočtovou teplotu $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ v rozmezí -4 až $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Byla zakreslena charakteristika budovy do výkonových křivek tepelných čerpadel při výstupu otopné vody o teplotě $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ (viz obr. 5.12). Bod bivalence pro zvolené tepelné čerpadlo je přibližně $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, a tak je dle daných doporučení pro daný objekt vhodnou volbou. Při venkovní teplotě $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ je tepelný výkon TČ 4 kW, a tak elektrická topná tyč bude muset dodat 2,1 kW k pokrytí tepelné ztráty objektu. TČ je vybaveno oběhovým čerpadlem Grundfos UMP2 25-75 PWM, které pokrývá tlakové ztráty mezi akumulacním zásobníkem a tepelným čerpadlem a zajišťuje jmenovitý průtok tepelným čerpadlem 1,19 m³/h. Pracovní bod oběhového čerpadla je dán tlakovou ztrátou 10,6 kPa a objemovým průtokem 1,19 m³/h. Tento pracovní bod leží na pracovní křivce oběhového čerpadla (viz obr. 5.13), a tak není nutné případné doškrcování.

Do otopné soustavy byl navržen akumulacní zásobník Buderus Logalux P120.5 W-B o objemu 120 l. Hlavním důvodem bylo oddělení otopné soustavy od tepelného čerpadla, které tak může pracovat za stálých podmínek, zabránění častému spínání TČ a také zvětší objem otopné vody, což je pozitivní v případě reverzace chodu TČ pro odtávání výparníku. Dimenzování zásobníku je založeno na minimálním objemu otopné vody v soustavě, která dodrží požadovanou četnost spínání TČ.

Tepelné čerpadlo je řízeno ekvitermní regulací se zpětnou vazbou vnitřní teplotu. Venkovní čidlo je umístěno na severní fasádě domu a obslužná jednotka RC100 měřící vnitřní teplotu je umístěna v místnosti 201 ve výšce 1,5 m nad podlahou.

Součástí zdroje tepla je pojistný ventil s otevíracím přetlakem 300 kPa a tlaková expanzní nádoba o objemu 10 l. Objem zabezpečovacího zařízení byl zkontrolován výpočtem a tato tlaková expanzní nádoba je vyhovující.

Výpočet teoretické potřeby tepla na vytápění byl proveden pomocí denostupňové metody. Teoretická potřeba tepla na vytápění za otopné období činí 13700 kWh. Skutečná potřeba

tepla v případě kondenzačního kotle jako zdroje tepla činí přibližně 15000 kWh a při instalaci tepelného čerpadla 14300 kWh. Tepelné čerpadlo pracuje v otopném období s průměrným topným faktorem COP o hodnotě 3,3, takže tepelnému čerpadlu je nutné dodat 4300 kWh.

V závěru práce bylo provedeno ekonomické zhodnocení variant otopných soustav. Nejprve byly zhodnoceny a porovnány počáteční investiční náklady. Počáteční investiční náklady prvně zmíněné varianty čítají přibližně 260000 Kč. Oproti tomu varianta druhá s tepelným čerpadlem má počáteční investiční náklady dvojnásobné, tj. 520000 Kč. Roční náklady na pokrytí energetické náročnosti provozu otopné soustavy s kondenzačním kotlem (KK) činí 20000 Kč, z čehož přibližně 18800 Kč připadá na cenu za zemní plyn. Zbylá část je dána cenou za elektrickou energii, kterou je nutno dodat kondenzačnímu kotli. Energetická náročnost druhé varianty (TČ) je dána potřebou elektrické energie, za kterou je při uvažovaných současných cenách nutno zaplatit asi 8500 Kč. Do ročních provozních nákladů jednotlivých variant je také nutno uvažovat pravidelné kontroly zdroje tepla a spalinových cest, takže roční provozní náklady varianty „KK“ činí 23000 Kč a u varianty „TČ“ jsou ve výši 11000 Kč. K ekonomickému rozhodnutí, jestli se vyplatí investovat do varianty „TČ“ s nízkými provozními náklady, i přes vysoké počáteční investiční náklady, byla použita metoda doby návratnosti. Ve výpočtu je uvažováno, že roční provozní náklady u obou variant každoročně stoupnou o 3 %. Uvažovaná životnost otopných soustav činí 15 let. Výpočtem bylo zjištěno, že návratnost investice do varianty „TČ“ vůči investici do varianty „KK“ činí 17 let. Z pohledu ekonomie je investice výhodná, pokud je doba návratnosti kratší než doba životnosti systému, což v toto případě není splněno. Při rozhodování mezi vybranými variantami otopných soustav vychází z ekonomického hlediska výhodněji varianta „KK“, ale jsou i jiné faktory volby jako např. ekologie a komfort provozu, hluk zdroje tepla, prostorové nároky na technické zařízení atd.

Seznam literatury

- [L1] *Prostup tepla stavební konstrukcí* [online]. TZB-info.cz. [vid. 2. 10. 2017]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/prostup-tepla-stavebni-konstrukci/315-soucinitel-prostupu-tepla>
- [L2] *Normované hodnoty součinitele prostupu tepla $U_{N,20}$ jednotlivých konstrukcí dle ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná ochrana budov – část 2: Požadavky* [online]. TZB-info.cz. [vid. 10. 9. 2017]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/136-normove-hodnoty-soucinitele-prostupu-tepla-un-20-jednotlivych-konstrukci-dle-csn-73-0540-2-2011-tepelna-ochrana-budov-cast-2-pozadavky>
- [L3] *Vytápění* [online]. Vavříčka, Roman. [vid. 14. 10. 2017]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/Vytapeni/001_Tepelne_ztraty.pdf
- [L4] *Prostup tepla stavební konstrukcí* [online]. TZB-info.cz. [vid. 14. 10. 2017]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/prostup-tepla-stavebni-konstrukci/312-tepelny-odpor-r#odporRT>
- [L5] *Přehled materiálových vlastností a produktů 2018* [online]. Xella CZ, s.r.o. [vid. 17. 10. 2017]. Dostupné z: <https://www.ytong.cz/cs/docs/prehled-materialovych-vlastnosti-a-produktu-Ytong.pdf>
- [L6] *Hodnoty fyzikálních veličin vybraných stavebních materiálů* [online]. TZB-info.cz. [vid. 19. 10. 2017]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/58-hodnoty-fyzikalnich-velicin-vybranych-stavebnich-materialu>
- [L7] *Plastová okna a dveře Knipping 76* [online]. Okna Macek a.s. [vid. 22. 10. 2017]. Dostupné z: <https://www.oknamacek.cz/okna/plastova-okna-knipping76>
- [L8] *Synthos XPS prime* [online]. LevnéStavebniny.cz. [vid. 22.10. 2017]. Dostupné z: <http://www.levnestavebniny.cz/data/upload/ke-stazeni/tds-2015-07-01-xps-prime-cz.pdf>
- [L9] *Strop Ytong Ekonom* [online]. Xella CZ, s.r.o. [vid. 15. 10. 2017]. Dostupné z: <https://www.ytong.cz/strop-ytong-ekonom.php>
- [L10] *Systémy podlahového vytápění* [online]. Wolf Česká republika s.r.o. [vid. 1. 11. 2017]. Dostupné z: https://czech.wolf.eu/fileadmin/Wolf_Internationalisierung/Tschechien/Produkty/Gabotherm/Gabo_montazni_projekcni_podklady/07_2014_montazni_projekcni_podklady_podlahove_vytapeni-CZ.pdf
- [L11] *ČSN EN 12831 (060206)* [online]. TECHNOR print, s.r.o. [vid. 3. 11. 2017]. Dostupné z: http://www.technicke-normy-csn.cz/060206-csn-en-12831_4_72496.html
- [L12] *ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu*. Praha: ÚNMZ: březen 2005

- [L13] Bašta, J., Kabele, K. *Otopné soustavy teplovodní sešit projektanta*. Třetí přepracované vydání. STP, 2008. 96 s. ISBN 978-80-01-02064-6
- [L14] *Otopné plochy – úvod do problematiky* [online]. Bašta, Jiří. TZB-info.cz. [vid. 7. 11. 2017]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/3052-otopne-plochy-uvod-do-problematiky>
- [L15] *RADIK – desková otopná tělesa* [online]. KORADO, a.s. [vid. 7. 11. 2017]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/common/downloads/radik-deskova-otopna-telesa-1527232839.pdf>
- [L16] *Program pro přepočet tepelných výkonů RADIK* [online]. KORADO, a.s. [vid. 10. 11. 2017]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/podpora-a-nastroje/software-a-konfiguratory/radik-vyber-telesa-a-prepocet-tepelnych-vykonu.html>
- [L17] *Geminox – Projekční podklady* [online]. Brilon a.s. [vid. 11. 11. 2017]. Dostupné z: <https://www.geminox.cz/download/download/katalogy-ceniky/geminox-pp2016.pdf>
- [L18] *Zdravotně technické instalace* [online]. Vavříčka, Roman. [vid. 22. 11. 2017]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/ZTI/NEW/013_PL_3.pdf
- [L19] *Odvody spalin* [online]. Brilon a.s. [vid. 1. 12. 2017]. Dostupné z: <https://www.brilon.cz/download/katalog/2018/brilon-serio-2018.pdf>
- [L20] Bašta, J. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: Česká technika nakladatelství ČVUT, 2014. 194 s. ISBN 978-80-01-05455-0
- [L21] *Termostatická hlavice* [online]. IMI Hydronic Engineering. [vid. 7. 12. 2017]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/termostatick%C3%A11-regulace/termostatick%C3%A9-hlavice-a-ventily/termostatick%C3%A9-hlavice/pages/product.aspx?pid=d99503c3-4bdd-4a31-b45c-b6edba5d9db3&ptitle=Termostatick%C3%A11-hlavice-K>
- [L22] Bašta, Jiří. *Pojistné a zabezpečovací zařízení* [přednáška]. Praha: ČVUT, duben 2017
- [L23] *Vytápění* [online]. Vavříčka, Roman. [vid. 14. 12. 2017]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/Vytapani/003_Pojistne_a_zabezpecovaci_zarizeni.pdf
- [L24] *Termoizolační trubice MIRELON PRO* [online]. Mirel Vratimov a.s. [vid. 20. 12. 2017]. Dostupné z: <http://www.mirelon.com/c3/docs/termoizolacni-trubice-mirelon-pro-d00000107.pdf>
- [L25] Bašta, Jiří. *Dimenzování otopné soustavy* [přednáška]. Praha: ČVUT, listopad 2016
- [L26] *Regulační a uzavírací šroubení* [online]. IVAR CS spol. s.r.o. [vid. 5. 1. 2018]. Dostupné z: <https://www.ivarcs.cz/storage/File/16001-18000/17244-file-CSTL-IVAR.DD-355-1.pdf>

- [L27] Bašta, Jiří. *Armatury – návrh TRV, RŠ* [přednáška]. Praha: ČVUT, duben 2017
- [L28] *Zdravotně technické instalace* [online]. Vavříčka, Roman. [vid. 13. 1. 2018]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/ZTI/tlakove_ztraty_vodovod.pdf
- [L29] *Příručka k projektování systému z měděných trubek v TZB* [online]. Evropský institut mědi. [vid. 13. 1. 2018]. Dostupné z: https://medenerozvody.cz/sites/default/files/publication_files/7_prirucka_k_projektovani_systemu_2012.pdf
- [L30] *Grundfos Datenheft* [online]. Grundfos GMBH. [vid. 25. 1. 2018]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0ahUKEwi37qO0otXbAhVGEVAKHX_wCiMQFgguMAE&url=http%3A%2F%2Fnet.grundfos.com%2FApp1%2FWebCAPS%2FGrundfosliterature-4927111.pdf&usg=AOvVaw2dhPUdOU9spf_f9D-EWNWF
- [L31] *Vyvažovací ventily* [online]. IMI Hydronic Engineering. [vid. 3. 2. 2018]. Dostupné z: https://imisharepointstorage.blob.core.windows.net/resources/Documents/Catalogues/Czech/Low/STAD_PN25_CS_low.pdf
- [L32] Bašta, Jiří. *Velkoplošné sálavé vytápění*. Praha: Grada Publishing, a.s. 2010. 128 s. ISBN 978-80-247-3524-5
- [L33] *Příslušenství systémové Gabotherm* [online]. Ptáček – velkoobchod, a.s. [vid. 25. 2. 2018]. Dostupné z: <http://eshop.ptacek.cz/detail-produktu.aspx?wIQgymnJAcd0%2BddRlbTQglKzyiyJjvRSrSjd7FeprI%3D>
- [L34] *Elastek 40 Special Mineral* [online]. Stavebniny DEK a.s. [vid. 25. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.dek.cz/technicka-podpora/elastek-40-special-mineral>
- [L35] *Pásy dilatační* [online]. MARO, s.r.o. [vid. 25. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.expos.cz/radiatory-a-konvektory/podlahove-topeni/pasy-dilatacni/gabotherm-pas-dilatacni-z-vlnite-lepenky-gtf-dfs-100-delka-1m-sire-98-mm.html>
- [L36] *Rozdělovače a sběrače* [online]. IVAR CS spol. s.r.o. [vid. 8. 3. 2018]. Dostupné z: <https://www.ivarcs.cz/storage/File/12001-14000/12646-file-CSTL-IVAR.CS-553-VP.pdf>
- [L37] *Regulační šroubení* [online]. IMI Hydronic Engineering. [16. 3. 2018]. Dostupné z: https://imisharepointstorage.blob.core.windows.net/resources/Documents/Catalogues/Czech/Low/STK_CS_low.pdf
- [L38] *Projekční podklady – tepelná čerpadla* [online]. Robert Bosch odbytová s.r.o. [vid. 2. 4. 2018]. Dostupné z: https://www.buderus.com/cz/media/country-pool/fuer-partner/planunsdokumente/heat_pumps/pp_logatherm_wpl-ar_cz_cz_cz.pdf
- [L39] *Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP* [online]. Matuška, Tomáš. TZB-info.cz. [vid. 7. 4. 2018]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivite-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>

- [L40] *Dokumenty* [online]. Asociace pro využití tepelných čerpadel. [vid. 18. 4. 2018]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&ved=0ahUKEwjWufGX7tfbAhXEbVAKHc8nCggQFghRMAM&url=http%3A%2F%2Fwww.avtc.cz%2F%3Fdownload%3D_%2Fdokum%2Fmetodik-a-pro-navrh-tepelneho-cerpadla-vzduch-voda_28-05-2012-pracovni-verze.pdf&usg=AOvVaw1cluQkeM-3_yNTw3Noam-X
- [L41] *Technický katalog Buderus 2018* [online]. Robert Bosch odbytová s.r.o. [vid. 19. 4. 2018]. Dostupné z: https://www.buderus.com/cz/media/country_pool/service/dokumenty/2018/katalog/tepeln_erpada.pdf
- [L42] *3-cestné přepínací ventily* [online]. IMI Hydronic Engineering. [vid. 2. 5. 2018]. Dostupné z: https://imisharepointstorage.blob.core.windows.net/resources/Documents/Catalogues/Czech/Low/3-way_reversing_valve_CS_low.pdf
- [L43] *Termické pohony – EMO* [online]. IMI Hydronic Engineering. [vid. 3. 5. 2018]. Dostupné z: https://imisharepointstorage.blob.core.windows.net/resources/Documents/Catalogues/Czech/Low/EMO_CS_low.pdf
- [L44] *Trojcestní směšovací ventil ESBE VRG 131 25-10* [online]. BOLA spol. s.r.o. [vid. 11. 5. 2018]. Dostupné z: https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/0/447/VRG131_132_133_19.pdf
- [L45] *Servopohon ESBE ARA651 230 V* [online]. BOLA spol. s.r.o. [vid. 11. 5. 2018]. Dostupné z: https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/0/413/ARA_pohony_21.pdf
- [L46] *Oběhové čerpadlo nová ALPHA2* [online]. Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o. [vid. 14. 5. 2018]. Dostupné z: https://cz.grundfos.com/content/dam/GCZ/products/ALPHA2_brozura_final.pdf
- [L47] Bašta, Jiří. *Denostupňová metoda* [přednáška]. Praha: ČVUT, březen 2017
- [L48] *Denostupně – teorie k výpočetní pomůcce* [online]. Tintěra, Ladislav. TZB-info.cz. [vid. 18. 5. 2018]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/2592-denostupne-teorie-k-vypocetni-pomucce>
- [L49] *Normovaný stupeň využití v praxi* [online]. Bašta, Jiří. TZB-info.cz. [vid. 20. 5. 2018]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/5344-normovany-stupen-vyuziti-v-praxi>
- [L50] *Kalkulátor TZB-info.cz* [online]. TZB-info.cz. [vid. 25. 5. 2018]. Dostupné z: <https://kalkulator.tzb-info.cz/cz/dodavka-zemniho-plynu-porovnani-nabidek?id=1608>
- [L51] *Podpora – ceníky* [online]. ČEZ, a.s. [vid. 25. 5. 2018]. Dostupné z: https://www.cez.cz/edee/content/file/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/elektrina-2018/moo/web_cenik_elektrina_dobu_neurcitou_moo_2018_2_cezdi.pdf
- [L52] Hyršlová J., Klečka J. *Ekonomika podniku*. První vydání. Praha: Vysoká škola ekonomie a managementu, 2008. 344 s. ISBN 978-80-86730-36-3

- [L53] *Revize a kontroly plynových zařízení* [online]. Revizekontroly.cz. [vid. 27. 5. 2018]. Dostupné z: <https://revizekontroly.cz/odborne-clanky/plynova-zarizeni/revize-a-kontroly-plynovych-zarizeni>
- [L54] *Revize komínů, nebo jen kontrola?* [online]. Hodbod', Josef. TZB-info.cz. [vid. 27. 5. 2018]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/kominy-a-kourovody/14746-revize-kominu-nebo-jen-kontrola>
- [L55] *Dotace na novostavby 2015-2021* [online]. ArchEnergy s.r.o. [vid. 29. 5. 2018]. Dostupné z: <http://www.zelenausporam-dotace.cz/informace/50-dotace-na-novostavby-2015-2021.html>
- [L56] *Výše podpory* [online]. Ministerstvo životního prostředí. [vid. 29. 5. 2018]. Dostupné z: <http://www.novazelenausporam.cz/zadatele-o-dotaci/rodinne-domy/3-vyzva-rodinne-domy/vyse-podpory-3-vyzva/>

Seznam příloh

Přílohy na přiloženém CD

| | |
|---|-------|
| Příloha 1 – Výpočet součinitele prostupu tepla | (xls) |
| Příloha 2 – Výpočet tepelných ztrát | (xls) |
| Příloha 3 – Hydraulický výpočet (dvoutrubková soustava) | (xls) |
| Příloha 4 – Návrh podlahových otopných ploch | |
| Hydraulický výpočet | (xls) |
| Příloha 5 – Počáteční investiční náklady | (xls) |
| Příloha 6 – Výpočet – denostupňová metoda, doba návratnosti | (xls) |
| Příloha 7 – Výkresová dokumentace | (dwg) |
| Příloha 8 – Diplomová práce | (pdf) |

Seznam výkresové dokumentace

| | |
|--------|--|
| 00.001 | Půdorys střechy |
| 01.100 | Rozvinuté schéma (1. varianta vytápění) |
| 01.101 | Půdorys vily: 1. PP (1. varianta vytápění) |
| 01.102 | Půdorys vily: 1. NP (1. varianta vytápění) |
| 01.103 | Půdorys vily: 2. NP (1. varianta vytápění) |
| 02.200 | Rozvinuté schéma (2. varianta vytápění) |
| 02.201 | Půdorys vily: 1. PP (2. varianta vytápění) |
| 02.202 | Půdorys vily: 1. NP (2. varianta vytápění) |
| 02.203 | Půdorys vily: 2. NP (2. varianta vytápění) |