

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ



DIPLOMOVÁ PRÁCE

STUDIE VYTÁPĚNÍ RODINNÉHO DOMU

SOUHRN

V této diplomové práci jsem řešil návrh otopného systému rodinného domu. Dle platných norem jsem spočetl tepelné ztráty objektu a navrhl jednotlivé prvky otopné soustavy. Pro tento řešený objekt jsem využil systému jednotrubkové horizontální soustavy. Otopná tělesa jsou připojena k potrubí přes čtyřcestnou směšovací armaturu. Pro rodinný dům jsem navrhl přípravu teplé vody pomocí solárních kolektorů. Vytápění objektu je v jedné variantě řešeno kondenzačním kotlem, přičemž druhá varianta je založena na pokrytí tepelné ztráty tepelným čerpadlem. Jednotlivé varianty následně porovnávám a hodnotím. Součástí práce je výkresová dokumentace a výpočtové programy.

SUMMARY

In this diploma thesis I dealt the draft of the heating system of the family house. According to valid standards I calculated the heat loss of the building and designed all elements of the heating system. A single-pipe system with the mixing valves are used in this diploma thesis. The hot water preparation is solved by the solar collectors located on the flat roof of the building. The heating of the family house is divided into two variants where is used the condensing boiler or the heat pump to cover the heat loss. The drawing documentation and calculation programs are included as a part of this study.

PROHLÁŠENÍ O SAMOSTATNÉM VYPRACOVÁNÍ PRÁCE

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

V Praze 30.06.2017

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D., vedoucímu diplomové práce, za odborné konzultace, trpělivé zodpovídání mých dotazů a vedení při zpracování této práce. Dále bych také chtěl poděkovat rodině a všem přátelům za podporu během celého studia na vysoké škole.

OBSAH

| | |
|---|-----------|
| Soupis použitého značení | 8 |
| Úvod | 13 |
| 1. Tepelná pohoda a tepelný komfort | 14 |
| 1.1. Faktory ovlivňující tepelný komfort..... | 14 |
| 2. Zdravotně technické instalace..... | 15 |
| 2.1. Vodovodní přípojka | 15 |
| 2.2. Plynovodní přípojka | 15 |
| 2.3. Kanalizační přípojka | 16 |
| 3. Situace, charakteristika prostředí a tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí | 17 |
| 3.1. Stavební konstrukce | 17 |
| 4. Větrání obytných a technických prostor | 20 |
| 5. Výpočet tepelných ztrát objektu | 22 |
| 6. Vytápění..... | 24 |
| 6.1. Volba zdroje tepla..... | 24 |
| 6.1.1. Varianta UT1 | 24 |
| 6.1.2. Varianta UT2 | 25 |
| 6.2. Otopná soustava | 27 |
| 6.3. Jednotrubková horizontální otopná soustava..... | 27 |
| 6.4. Volba otopných ploch..... | 29 |
| 6.5. Přepočítání výkonu otopných ploch..... | 29 |
| 6.6. Hydraulický výpočet potrubní sítě..... | 31 |
| 6.7. Vyvážení patrových okruhů | 33 |
| 6.8. Optimalizace pracovního bodu čerpadel..... | 33 |
| 6.8.1. Oběhové čerpadlo pro variantu UT1 | 34 |
| 6.8.2. Oběhové čerpadlo pro variantu UT2 | 34 |
| 6.9. Pojistná a zabezpečovací zařízení..... | 35 |
| 6.9.1. Pojistné zařízení pro variantu UT1 | 35 |
| 6.9.2. Pojistné zařízení pro variantu UT2 | 36 |
| 6.9.3. Zabezpečovací zařízení pro variantu UT1..... | 37 |
| 6.9.4. Zabezpečovací zařízení pro variantu UT2..... | 38 |

| | |
|---|-----------|
| 6.10. Potřeba tepla a paliva | 39 |
| 6.10.1. Potřeba tepla a paliva pro variantu UT1 | 39 |
| 6.10.2. Potřeba tepla pro variantu UT2 | 41 |
| 7. Příprava teplé vody pro RD | 42 |
| 7.1. Volba zdroje tepla | 42 |
| 7.1.1. Varianta TV1 | 43 |
| 7.1.2. Varianta TV2 | 43 |
| 7.2. Definování způsobu přípravy TV | 43 |
| 7.3. Potřeba tepla pro přípravu TV | 44 |
| 7.4. Výpočet velikosti zásobníku TV | 46 |
| 7.5. Volba bivalentního zásobníku TV | 47 |
| 7.6. Přednostní ohřev TV | 48 |
| 8. Ekonomické zhodnocení variant | 50 |
| 9. Regulace řízení otopné soustavy | 52 |
| 9.1. Místní regulace | 52 |
| 9.2. Ekvitermní regulace | 53 |
| 9.3. Oběhové čerpadlo | 54 |
| 10. Závěr | 55 |
| 10.1. Doporučení investorovi | 58 |
| 11. Použitá literatura | 60 |
| 12. Seznam příloh | 65 |

SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ

| ZNAČKA | VELIČINA | JEDNOTKY |
|--------------|---|-----------------------|
| H_{ζ} | Dopravní výška čerpadla | [m] |
| H_u | Výhřevnost energonositele | [kWh/m ³] |
| I_p | Intenzita výměny vzduchu | [1/h] |
| K | Konstanta syté vodní páry | [kW/mm ²] |
| L | Celková délka potrubí | [m] |
| M_o | Hmotností průtok otopné vody okruhem | [kg/s] |
| M_T | Hmotnostní průtok otopné vody tělesem | [kg/s] |
| N | Počet pracovních dní soustavy v roce | [dny] |
| O | Minimální požadovaný akumulární objem plynového potrubí | [m ³] |
| O_m | Objem místnosti | [m ³] |
| Q | Skutečný výkon otopného tělesa | [W] |
| \dot{Q} | Tepelná ztráta objektu | [W] |
| Q_{2p} | Teplo dodané ohřivačem | [kWh/den] |
| Q_{2t} | Množství teoreticky odebraného tepla ohřivačem | [kWh/den] |
| Q_{2z} | Teplo ztracené při ohřevu a distribuci | [kWh/den] |
| $Q_{2p,r}$ | Roční potřeba teplé vody dodaná ohřivačem | [kWh/rok] |
| Q_N | Jmenovitý výkon zdroje tepla | [kW] |
| Q_T | Tepelný výkon otopného tělesa | [W] |
| $Q_{K,N}$ | Jmenovitý tepelný výkon zdroje tepla | [W] |
| Q_d | Teoretická potřeba tepla na vytápění | [MWh] |
| $Q_{d,skut}$ | Skutečná potřeba tepla na vytápění | [MWh] |
| Q_i | Tepelný výkon i-tého tělesa před počítaným tělesem | [W] |
| Q_n | Normový výkon otopného tělesa | [W] |
| Q_o | Součet výkonů OT pro pokrytí tepelných ztrát v okruhu | [W] |

| ZNAČKA | VELIČINA | JEDNOTKY |
|--------------|--|---------------------------|
| Q_p | Pojistný výkon zařízení | [kW] |
| R | Měrná tlaková ztráta jednoho metru přímého potrubí | [Pa/m] |
| S | Plocha místnosti | [m ²] |
| S_o | Průřez sedla ventilu | [mm ²] |
| $U_{N,20}$ | Požadované hodnoty součinitele prostupu tepla | [W/m ² .K] |
| U_d | Potřeba paliva za měřené období | [m ³] |
| $U_{rec,20}$ | Doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla | [W/m ² .K] |
| V_{2p} | Celková potřeba teplé vody | [m ³ /perioda] |
| V_{EN} | Objem tlakové expanzní nádoby | [m ³] |
| V_{TV} | Objem zásobníku teplé vody | [m ³] |
| V_j | Potřeba teplé vody na mytí nádobí | [m ³ /perioda] |
| V_o | Potřeba teplé vody na mytí osob | [m ³ /perioda] |
| V_s | Celkový objem vody v soustavě | [m ³] |
| V_u | Potřeba teplé vody na úklid a mytí podlah | [m ³ /perioda] |
| $V_{p,h}$ | Součet objemových průtoků všech plynových spotřebičů | [m ³ /h] |
| X_p | Spínací diference pro ohřev teplé vody | [°C] |
| c | Teplotní podílový součinitel | [-] |
| c_{TV} | Měrná tepelná kapacita vody při střední teplotě zásobníku | [J/kg.K] |
| c_w | Měrná tepelná kapacita vody při střední teplotě otopné vody | [J/kg.K] |
| d | Počet dní otopného období | [dny] |
| d_i | Vnitřní průměr potrubí | [m] |
| d_v | Vnitřní průměr pojistného potrubí | [mm] |
| e_d | Opravný součinitel na zkrácení doby provozu | [-] |
| e_i | Opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty větráním a prostupem | [-] |

| ZNAČKA | VELIČINA | JEDNOTKY |
|------------------------|---|------------------------|
| e_t | Opravný součinitel snížení vnitřní teploty během dne/noci | [-] |
| $f_{\Delta t}$ | Opravný součinitel na teplotní rozdíl | [-] |
| g | Tíhové zrychlení | [m/s ²] |
| h | Výška vodního sloupce nad expanzní nádobou | [m] |
| l | Délka přímých úseků potrubí | [m] |
| l_{ekv} | Ekvivalentní délka vřazených odporů | [m] |
| n | Součinitel zvětšení objemu | [-] |
| p_2 | Tlak plynu na výstupu z regulátoru | [kPa/cm ²] |
| p_B | Barometrický tlak | [kPa] |
| $p_{d,dov,a}$ | Nejnižší dovolený absolutní tlak | [kPa] |
| $p_{h,dov,a}$ | Nevyšší dovolený absolutní tlak | [kPa] |
| t_i | Vnitřní výpočtová teplota | [°C] |
| t_{mT} | Střední teplota libovolného otopného tělesa v okruhu | [°C] |
| t_{max} | Maximální teplota v otopné soustavě | [°C] |
| t_{w1} | Vstupní teplota otopné vody | [°C] |
| t_{w2} | Výstupní teplota otopné vody | [°C] |
| w_s | Střední rychlost proudění | [m/s] |
| y | Korekční faktor odběru tepla ze zásobníku | [-] |
| z | Poměrná ztráta při ohřevu a distribuci | [-] |
| ΔQ_{max} | Maximální rozdíl tepla mezi křivkou dodávky a odběru | [kWh] |
| ΔU_{tb} | Přirážka na tepelné mosty | [W/m ² .K] |
| $\Delta p_{\check{c}}$ | Dopravní tlak čerpadla | [Pa] |
| Δp_z | Celková tlaková ztráta | [Pa] |
| Δp_{zm} | Tlaková ztráta vřazenými odpory | [Pa] |
| Δp_{zt} | Tlaková ztráta třením na dané délce potrubního úseku | [Pa] |
| Δt | Maximální rozdíl teplot v otopné soustavě | [°C] |

| ZNAČKA | VELIČINA | JEDNOTKY |
|------------------|--|---------------------|
| Δt | Aritmeticky určený rozdíl teplot | [°C] |
| Δt_{ln} | Logaritmicky určený rozdíl teplot | [°C] |
| Θ | Ochlazení vody v okruhu na jednotku výkonu | [K/W] |
| Θ_e | Oblastní výpočtová venkovní teplota | [°C] |
| Θ_{es} | Průměrná venkovní teplota za otopné období | [°C] |
| $\Theta_{int,i}$ | Vnitřní výpočtová teplota | [°C] |
| Θ_{is} | Stření teplota ve vytápěném objektu | [°C] |
| $\Theta_{m,e}$ | Průměrná venkovní teplota za otopné období | [°C] |
| Θ_{sv} | Teplota studené vody | [°C] |
| $\Theta_{sv,l}$ | Teplota studené vody v létě | [°C] |
| $\Theta_{sv,z}$ | Teplota studené vody v zimě | [°C] |
| Θ_{tv} | Teplota teplé vody | [°C] |
| Σ | Sumace prvků | [-] |
| Φ_i | Celková tepelná ztráta | [W] |
| $\Phi_{T,i}$ | Tepelná ztráta prostupem | [W] |
| $\Phi_{T,o}$ | Tepelná ztráta vztažena k objemu | [W/m ³] |
| $\Phi_{T,s}$ | Tepelná ztráta vztažena k ploše | [W/m ²] |
| $\Phi_{V,i}$ | Tepelná ztráta větráním | [W] |
| α_T | Součinitel zatékání | [-] |
| α_v | Výtokový součinitel pojistného ventilu | [-] |
| δ_{TO} | Teplotní spád (ochlazení) na okruhu | [°C] |
| η | Stupeň využití expanzní nádoby | [-] |
| η_k | Účinnost zdroje tepla | [-] |
| η_o | Účinnost regulace | [-] |
| η_r | Účinnost domovních rozvodů otopné soustavy | [-] |
| λ | Součinitel třecích ztrát | [-] |

| ZNAČKA | VELIČINA | JEDNOTKY |
|-------------|---|----------------------|
| ξ | Součinitel místního odporu | [-] |
| ρ | Hustota otopné vody | [kg/m ³] |
| ρ_{TV} | Hustota vody při střední teplotě zásobníku | [kg/m ³] |
| τ_a | Doba ohřevu TV při teplotním rozdílu pro dohřev | [s] |

| ZKRATKY | VELIČINA | JEDNOTKY |
|-------------|--|----------|
| <i>EN</i> | Expanzní nádoba | [-] |
| <i>NP</i> | Nadzemní podlaží | [-] |
| <i>OT</i> | Otopná tělesa, otopné plochy | [-] |
| <i>OS</i> | Otopná soustava | [-] |
| <i>PP</i> | Podzemní podlaží | [-] |
| <i>RD</i> | Rodinný dům | [-] |
| <i>TČ</i> | Tepelné čerpadlo | [-] |
| <i>TV</i> | Teplá voda | [-] |
| <i>UT</i> | Označení pro variantu vytápění | [-] |
| <i>JHOS</i> | Jednotrubková horizontální otopná soustava | [-] |
| <i>SCOP</i> | Sezónní topný faktor tepelného čerpadla | [-] |

Úvod

V této diplomové práci se zabývám kompletním řešením návrhu otopné soustavy, od vhodně zvolených otopných ploch, po volbu regulace zdroje tepla. Zaměřím se na zásobníkovou přípravu teplé vody různými zdroji tepla, které jsou pro dnešní dobu zcela typické. Součástí návrhu přípravy teplé vody bude i kapitola věnující se dimenzování solárního kolektorového pole, kde se budu věnovat možné akumulaci tepelné energie do vody a zodpovím otázku: „proč navrhuji pro řešený objekt solární kolektorové pole bez přebytků tepelné energie“?

V závěru práce se zaměřím na ekonomické zhodnocení variant vytápění a přípravy teplé vody přístupem – dle prosté doby návratnosti. V neposlední řadě odpovím na otázku, zdali je provoz tepelného čerpadla v daném pracovním režimu vůči jiným zdrojům tepla natolik efektivní, abychom zvažovali nákup této technologie. Úplný závěr práce je věnován dotačním programům, které mohou být jistě zajímavým řešením „snížení“ investičních nákladů do technologie pro investora budovy.

1. TEPELNÁ POHODA A TEPELNÝ KOMFORT

Mikroklima (tepelný stav prostředí) je definován vlhkostními a tepelnými veličinami, které významně ovlivňují fyzické a duševní zdraví člověka. Cílem rozboru tepelného stavu prostředí je nadefinování vnějších podmínek. Rozlišujeme optimální, únosné, přijatelné a adaptivní [2].

Dosažení tepelné pohody je nezbytnou částí projekční činnosti. Tělesné teplo produkované lidmi, tzv. metabolické teplo, se odvádí z povrchu těla člověka do okolí. Produkce metabolického tepelného toku se různí s ohledem na prováděnou činnost a pohybuje se v řádech desítek až stovek W/m^2 povrchu těla. Cílem projektu je stanovit pro řešený objekt takové teploty a způsoby distribuce tepla a větracího vzduchu, aby nedocházelo k diskomfortu v důsledku přehřívání organismu či např. k ovlivnění tepelné pohody v místě pobytu osob chladnými padajícími konvektivními proudy či distribucí větracího vzduchu.

1.1. Faktory ovlivňující tepelný komfort

Tepelnou bilanci (rovnováhu) organismu ovlivňuje řada faktorů, které dělíme do několika základních skupin [12].

- vnitřní prostředí
- osobní faktory

Doplňujícími faktory jsou potrava, schopnost aklimatizace člověka v prostředí, množství tělesného tuku, stáří a pohlaví jedince. Účelem je stanovení tepelné a vlhkostní produkce člověka pro tepelnou bilanci klimatizovaných prostor, limitních podmínek prostředí, které je člověk schopen snášet dlouhodobě bez rizika ohrožení zdraví a určení maximální doby expozice v prostředí, které není pro člověka z dlouhodobého hlediska snesitelné [13].

2. ZDRAVOTNĚ TECHNICKÉ INSTALACE

V této kapitole je cílem stanovit vstupní údaje pro technická řešení, která jsou nezbytnými vstupními parametry pro správný návrh jednotlivých technických prvků daných soustav. Pro tuto diplomovou práci postačí z množiny zdravotně technických instalací nadefinovat vstupní parametry vodovodní, kanalizační instalace a plynofikace objektu. Zbylé části profese ZTI jsou nad rámec této práce.

Rodinný dům je postaven v západní části hlavního města Prahy, v Praze-Radotíně. Řešený objekt stojící ve stávající zástavbě je připojen na veškeré inženýrské sítě z ulice Živcová.

2.1. Vodovodní přípojka

Voda je přivedena ze severozápadní strany do objektu přes obvodovou zeď v podsklepené části budovy, konkrétně do místnosti „0.01“, a je chráněna ochranou trubicí.

Vodoměrná soustava musí být umístěna dle normy ČSN 75 5411 do 2 m od obvodového zdiva na suchém, nevětraném místě s dodržáním výšky vodoměrné soustavy nad podlahou, do 1,2 m.

2.2. Plynovodní přípojka

K hranici pozemku je přivedena středotlaká část plynovodu, kde je vystavěna NIKA s umístěnou plynoměrnou soustavou s regulátorem tlaku plynu. Pro výpočetní variantu UT1 bude v objektu instalován plynový kondenzační kotel. Provedením spadá do skupiny plynových spotřebičů typu C. Akumulační objem potrubí pro dodržení minimálního množství plynu, které je potřeba pro spuštění plynového spotřebiče je dán vztahem [9].

$$O = \frac{V_{p,h}}{575 * \left(1 + \frac{p_2}{10000}\right)} \quad [m^3] \quad (2-1)$$

Kde:

- O – min. požadovaný akumulací objem plynového potrubí [m^3];
- $V_{p,h}$ – součet objemových průtoků při příkonech všech plynových spotřebičů [m^3/h];
- p_2 – tlak plynu na výstupu z regulátoru [kp/cm^2].

Celkový součet objemových průtoků k plynovým spotřebičům činí 1,53 m³/h a tlak plynu za regulátorem musí být stanoven na základně detailnějšího výpočtu domovní části plynovodu tak, abychom mohli stanovit minimální požadovaný akumulární objem potrubí, který je potřebný pro start spotřebičů.

2.3. Kanalizační přípojka

Rodinný dům je napojen na jednotnou splaškovou síť, která je vedena v ulici za hranicí pozemku. Ve strojovně objektu musí být umístěna podlahová vpust s proti zápachovou uzávěrou, která bude dimenzována na součet odvodu kondenzátu od technických zařízení. Objemové průtoky kondenzátu daných zařízení jsou součástí katalogových listů.

Z důvodu nízké produkce kondenzátu, která je typická pro nízko výkonové kondenzační kotle není potřeba kondenzát neutralizovat. Tato povinnost vzniká až od 100 kW jmenovitého výkonu kotle.

3. SITUACE, CHARAKTERISTIKA PROSTŘEDÍ A TEPELNĚ TECHNICKÉ VLASTNOSTI

STAVEBNÍCH KONSTRUKCÍ

Předmětný objekt je na území hlavního města Prahy, konkrétně v Praze-Radotíně. Budova není samostatně stojící, ani se nenachází v prostředí s intenzivními větry. Geologické podloží pro lokalitu stavby odpovídá hlinito-kamenité až balvanité skladbě [14].

Pro budovu je charakteristická jižní orientace nejvíce prosklené části fasády, nadmořská výška 251,96 m.n.m. na úrovni podlahy 1NP a střecha se sklonem menším než 5 °. Budovu tvoří celkem dvě nadzemní podlaží (1NP a 2NP) a dále jedno plně podsklepené podlaží (1PP). Výpočtová venkovní teplota Θ_e se z pohledu normy ČSN EN 12 831 volí s vazbou na nadmořskou výšku a odpovídá pro tuto lokalitu -12 °C.

3.1. Stavební konstrukce

Vodorovné i svislé stavební konstrukce byly navrženy s ohledem na platnost níže uvedené normy zohledňující součinitel prostupu tepla. Výpočet byl dále proveden dle ČSN 73 0540-2:2007 na dodržení nižšího součinitele prostupu tepla než doporučené hodnoty $U_{rec,20}$, které jsou součástí *tab. 3.1* pod textem. Vnější obvodová stěna sendvičového typu je složena z cihelného bloku cihly *Porotherm* o tl. 300 mm a dále musela být použita tepelná izolace *Isolver* o tl. 80 mm. Do výpočtů součinitelů prostupu tepla jsou zahrnuty vnější a vnitřní typy omítek.

Stavební výplně taktéž respektují požadavek na dodržení součinitele prostupu tepla a byly zvoleny následující konstrukce. Průteplivé konstrukce (okna) byly pro tento projekt zvoleny s vyšším součinitelem prostupu tepla, než udává samotný výrobce oken. Snahou je zde zvolit takový součinitel prostupu tepla, který bude typický pro průteplivé konstrukce po několika letech používání. Zvolil jsem plastová, komorová okna *Vekra Komfort Evo* se součinitelem prostupu tepla 1,2 W/m².K. Venkovní plastové dveře *Vekra Prima* disponují součinitelem prostupu tepla 1,1 W/m².K [19].

Tab. 3.1 – Souhrn normových hodnot součinitelů prostupu tepla dle ČSN 73 0540-2:2007

| Popis konstrukce | Souč. prostupu tepla [W/m ² .K] | |
|---|---|--|
| | Požadované hodnoty U _{N,20} | Doporučené hodnoty U _{rec,20} |
| Stěna vnější | 0,30 | 0,25 |
| Střecha plochá a šikmá se sklonem do 45° včetně | 0,24 | 0,16 |
| Podlaha a stěna vytápěného prostoru přilehlá k zemině | 0,45 | 0,30 |
| Strop a stěna vnitřní z vytápěného k nevytápěnému prostoru | 0,60 | 0,40 |
| Strop a stěna vnitřní z vytápěného k temperovanému prostoru | 0,75 | 0,50 |
| Výplň otvoru ve vnější stěně a strmé střeše, z vytápěného prostoru do venkovního prostředí, kromě dveří | 1,5 | 1,2 |
| Dveřní výplň otvoru z vytápěného prostoru do venkovního prostředí (včetně rámu) | 1,7 | 1,2 |
| Výplň otvoru vedoucí z vytápěného do temperovaného prostoru | 3,5 | 2,3 |

Výsledná hodnota součinitele prostupu tepla konstrukcí sestává z vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla pro dané konstrukce a přírážky na tepelné mosty, které definuje norma ČSN 73 0540-4:2007. V následující tabulce jsou uvedeny celkem 4 možné přírážky zohledňující typ stavby. Pro náš projekt jsem po konzultaci s vedoucím práce vhodně zvolil přírážku na tepelné mosty charakteristické pro běžné tepelné vazby.

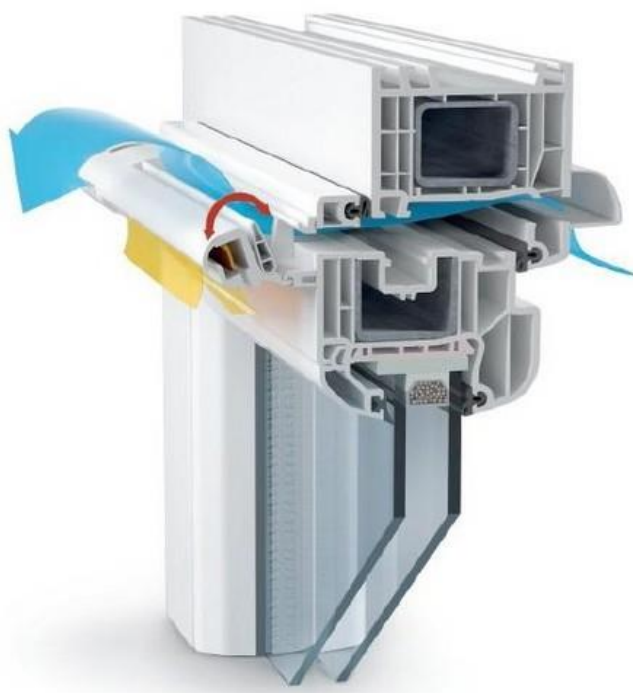
Tab. 3.2 – Normové hodnoty přírážek na tepelné mosty dle ČSN 73 0540-4:2007

| Popis konstrukce | Přirážka na tepelné mosty [W/m ² .K] |
|---|--|
| | ΔU_{tb} |
| Konstrukce s důsledně optimalizovanými tepelnými vazbami | 0,02 |
| Konstrukce s mírnými tepelnými vazbami (typové či opakované řešení) | 0,05 |
| Konstrukce s běžnými tepelnými vazbami (dříve standardní řešení) | 0,10 |
| Konstrukce s výraznými tepelnými mosty (zanedbané řešení) | 0,20 |

4. VĚTRÁNÍ OBYTNÝCH A TECHNICKÝCH PROSTOR

Pro dodržení kvality vnitřního prostředí bychom neměli zapomínat, že dnešní stavby jsou zpravidla těsné a téměř neprůvzdušné. Proto by v každém projektu měla být vyhrazena kapitola o větrání. V této kapitole budu prezentovat dílčí ustanovení z normy ČSN EN 15 665 a ČSN 73 0540. Pokud bychom chtěli znát údaje o těsnosti obálky budovy, museli bychom ji stanovit experimentálně podle ČSN EN ISO 13 829 takzvaným blower door testem, který je založen na vytvoření podtlaku, nebo přetlaku v budově o tlakové diferenci 50 Pa.

V této práci budu dále uvažovat přirozené větrání prostor. Přirozeného provětrání vnitřních prostor budovy bude docíleno zejména stěnovými štěrbinami EHT, případně akustickými okenními štěrbinami EFA, viz obrázek. V projektu se nelze spolehnout na dostatečné provětrání prostor netěsností obálky budovy, nutností provozovatele stavby otevírat okna a infiltrací. V práci se nepočítá s instalací vzduchotechnické jednotky ani jiných vzduchotechnických, či klimatizačních prvků.



Obr.4.1 - Okenní štěrbinu EFA [15]

V suterénních prostorách je požadavek na 0,3násobnou výměnu vzduchu. Pro technický prostor bude použito šachtového větrání, přičemž zbylé prostory podzemního podlaží budou provětrávány mřížkami umístěnými nad dveřmi propojující jednotlivé místnosti. Mřížky

budou navrhnuty na základě dodržení minimálního volného průřezu s respektováním průtočné rychlosti do 0,25 m/s a dodržení požadované intenzity výměny vzduchu.

Pro plynové spotřebiče typu C nejsou kladeny žádné požadavky na objem místnosti ani na přívod spalovacího vzduchu. Pokud je v objektu umístěn plynový spotřebič typu A, případně B, je potřeba respektovat ustanovení vycházející z *TPG 704 01* a provětrání daných prostor navrhnout podle požadavků technických pravidel.

5. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT OBJEKTU

Ztráty objektu byly spočteny na základě platné normy ČSN EN 12 831. Řešený objekt bude vytápěn otopnými tělesy, proto bylo v této části potřeba určit tepelnou ztrátu pro jednotlivé místnosti zvlášť. První a druhé nadzemní podlaží jednogeneračního domu můžeme považovat čistě za obytné, podzemní podlaží má spíše technický charakter užití. Nachází se zde technická místnost, dílenské a skladovací prostory.

Norma uvádí základní údaje potřebné pro detailní výpočet na obecné úrovni a dále specifické údaje, které jsou součástí národní přílohy [8]. Základními vstupními údaji jsou:

- venkovní výpočtová teplota pro uvažovanou lokalitu $\Theta_e = -12$ [°C]
- průměrná venkovní teplota za otopné období $\Theta_{m,e} = 4$ [°C]
- vnitřní výpočtová teplota - pro obytné prostory $\Theta_{int,i} = 20$ [°C]
- pro koupelny $\Theta_{int,i} = 24$ [°C]
- součinitele prostupu tepla přes konstrukce
- geometrie budovy

Součinitele prostupu tepla přes jednotlivé stavební konstrukce rodinného domu jsou součástí normy ČSN 73 0540-2:2007. V normě se setkáme se třemi údaji prostupu tepla (požadované hodnoty, doporučené hodnoty a doporučené hodnoty pro pasivní budovy) dle typu konstrukce. Pro tento projekt jsem vycházel ze splnění podmínky navrhnutí konstrukcí, které mají nižší hodnoty prostupu tepla, než udává norma v doporučených hodnotách. Pro výpočet tepelných ztrát byl vytvořen výpočtový program v tabulkovém editoru, který je součástí příloženého DVD.

V tabulce pod textem jsou uvedeny celkové tepelné ztráty místností s dalšími parametry informativního charakteru. Dle typu místností jsem v této práci počítal i s různými intenzitami výměny vzduchu což ovlivní tepelnou ztrátu větráním. Celková tepelná ztráta místnosti je dána součtem tepelné ztráty prostupem a větráním, přičemž výsledné tepelné ztráty místností jsou zaokrouhlovány na desítky. Celková tepelná ztráta budovy byla spočtena na 7 650 W.

Tab. 5.1 – Výsledky výpočtu tepelných ztrát objektu

| ČÍSLO MÍSTNOSTI | VÝPOČTOVÁ TEPLOTA | PLOCHA MÍSTNOSTI | OBJEM MÍSTNOSTI | TEP. ZTRÁTA PROSTUPEM | TEP. ZTRÁTA VĚTRÁNÍM | INT. VÝMĚNY VZDUCHU | CELKOVÁ TEP. ZTRÁTA | TEP. ZTRÁTA VZTAŽENA K PLOŠE | TEP. ZTRÁTA VZTAŽENA K OBJEMU |
|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-----------------------|----------------------|---------------------|---------------------|------------------------------|-------------------------------|
| Č.M. | $\Theta_{int,i}$ | S | O_m | $\Phi_{T,i}$ | $\Phi_{V,i}$ | l_p | Φ_i | $\Phi_{T,s}$ | $\Phi_{T,o}$ |
| [-] | [°C] | [m ²] | [m ³] | [W] | [W] | [1/h] | [W] | [W/m ²] | [W/m ³] |
| 2.01 | 18 | 5,9 | 16,5 | 133 | 84 | 0,5 | 220 | 37,4 | 13,3 |
| 2.02 | 24 | 5,0 | 14,1 | 360 | 173 | 1 | 540 | 107,1 | 38,2 |
| 2.03 | 20 | 41,1 | 115,2 | 1016 | 626 | 0,5 | 1 650 | 40,1 | 14,3 |
| 2.04 | 20 | 10,0 | 27,9 | 403 | 303 | 1 | 710 | 71,3 | 25,5 |
| 2.05 | 20 | 1,5 | 4,3 | 79 | 23 | 0,5 | 110 | 71,7 | 25,6 |
| 2.06 | 20 | 1,5 | 4,3 | 96 | 23 | 0,5 | 120 | 77,9 | 27,8 |
| 2.07 | 20 | 5,8 | 16,3 | 27 | 89 | 0,5 | 120 | 20,6 | 7,4 |
| 1.01 | 18 | 14,9 | 41,6 | 321 | 212 | 0,5 | 540 | 36,3 | 13,0 |
| 1.02 | 20 | 4,1 | 11,4 | 129 | 62 | 0,5 | 200 | 49,3 | 17,6 |
| 1.03 | 20 | 20,7 | 57,9 | 351 | 315 | 0,5 | 690 | 33,4 | 11,9 |
| 1.04 | 20 | 13,4 | 37,6 | 665 | 205 | 0,5 | 870 | 64,7 | 23,1 |
| 1.05 | NEVYTÁPĚNO | | | | | | | | |
| 1.06 | 15 | 5,9 | 13,0 | 43 | 60 | 0,5 | 110 | 18,7 | 8,5 |
| 1.07 | 20 | 20,5 | 57,4 | 350 | 312 | 0,5 | 670 | 32,7 | 11,7 |
| 0.01 | 20 | 11,4 | 31,8 | 266 | 104 | 0,3 | 370 | 32,6 | 11,6 |
| 0.02 | NEVYTÁPĚNO | | | | | | | | |
| 0.03 | 20 | 20,5 | 57,3 | 470 | 187 | 0,3 | 730 | 35,7 | 12,7 |
| 0.04 | NEVYTÁPĚNO | | | | | | | | |

6. VYTÁPĚNÍ

Jedná o proces přeměny primární energie (energie, která neprošla transformačním procesem) na energii tepelnou za účelem vytvoření tepelné pohody v řešeném objektu. K dosažení požadované teploty uvnitř budov se zpravidla využívá zdrojů tepla napojených na otopnou soustavu, které přeměňují energii obsaženou v palivu (chemickou) na tepelnou a jiné.

6.1. Volba zdroje tepla

Vstupními kritérii, podle kterých budou hodnoceny jednotlivé varianty vytápění, jsou investiční a provozní náklady. Rodinný dům (RD) podle hydrogeologických map [16, 17] není v oblasti s kvalitním podzemním zdrojem vody, ani v blízkosti povrchové vody. Z tohoto důvodu není možné použití tepelného čerpadla v provedení voda/voda a ani nebudeme uvažovat použití varianty se zaplavovanými vrty, kde by bylo zapotřebí hloubkové sondáže. Protože má RD na hranici pozemku plynovodní přípojku, bude v jedné variantě ústředního vytápění (UT1) použit plynový kondenzační kotel. Druhou variantou (UT2) je tepelné čerpadlo typu vzduch/voda, které je umístěno v technické místnosti. Varianta s použitím elektrického kotle může být velice zajímavá z hlediska porovnání provozních nákladů s jinými zdroji tepla. Nicméně tuto variantu v tomto projektu nebudu uvažovat, protože bez jakýchkoliv výpočtů, můžu s jistotou tvrdit, že se jedná o nejvíce ekonomicky zatěžující možnost vytápění příslušného objektu.

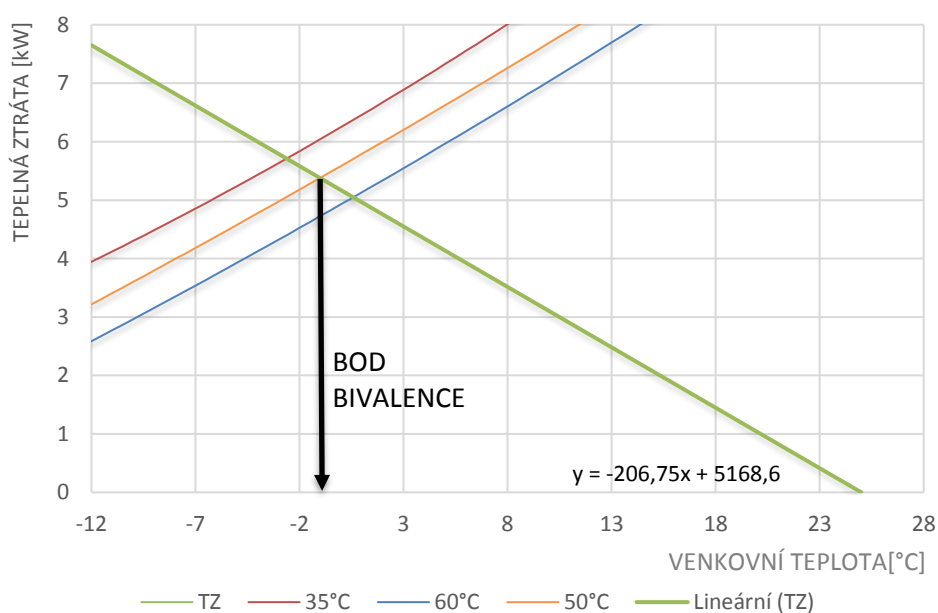
6.1.1. Varianta UT1

Cílem této podkapitoly je popsat plynový kondenzační kotel, který byl zvolen s ohledem na pokrytí tepelné ztráty budovy. V páté kapitole byl uveden hlavní parametr (tepelná ztráta objektu), podle kterého budu dále navrhovat výkon zdroje tepla. Dalším kritériem, podle kterého bude navrhnout kotel, je modulovatelnost tepelného výkonu. Zdrojem tepla pro tuto variantu byl zvolen kotel *Logamax plus GB062* firmy *Buderus* se jmenovitým tepelným výkonem 14 kW. Důvodem, proč jsem zvolil kotel v této výkonové řadě je schopnost kotle plynule modulovat již od výkonu 2,2 kW. Disponuje, pro dnešní dobu naprosto běžným, normovaným stupněm využití o hodnotě 109 %. Pro tento typ kotle je v režimu vytápění charakteristická třída energetické účinnosti A, elektrický příkon kotle je dle katalogu výrobce 85 W. Bližší informace o zařízení jsou v příloze 1 [20].

Kondenzační kotel je vybaven energeticky úsporným oběhovým čerpadlem, integrovaným 3-cestným ventilem pro přepínání mezi provozem otopná voda a teplá voda, pojistným ventilem s otevíracím přetlakem 300 kPa, tlakovou expanzní nádobou o objemu 8 l, tlakoměrem, regulačním zařízením a má instalován i automatický odvzdušňovač [20].

6.1.2. Varianta UT2

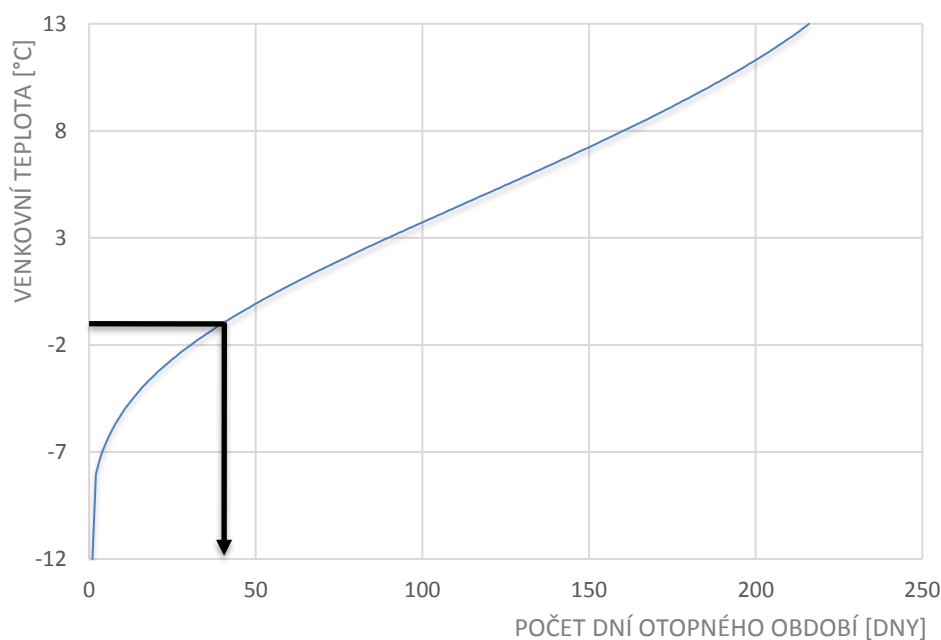
Tepelné čerpadlo (TČ) bylo zvoleno s ohledem na průběh tepelných ztrát v závislosti na venkovní výpočtové teplotě. Cílem nebylo zvolit TČ o tepelném výkonu, který by stačil k pokrytí celkové tepelné ztráty, ale snažil jsem se zvolit tento zdroj tepla s ohledem na investiční náklady. Zvolil jsem TČ firmy *Stiebel Eltron* s označením *WPL 10 I* určené k vnitřní instalaci. Technické specifikace jsou dostupné v příloze P2 na přiloženém DVD [28]. Vstupním údajem pro návrh TČ je bod bivalence, který se určí z průsečíku křivek výkonosti TČ v závislosti na teplotě otopné vody a průběhu tepelných ztrát v závislosti na oblastní výpočtové teplotě. Tímto postupem byla odečtena venkovní teplota $\Theta_e = -1^\circ\text{C}$, která nás informuje o změně pracovního režimu tepelného čerpadla. Potřeba tepla na vytápění je do této venkovní teploty hrazena TČ, zatímco při poklesu venkovní teploty pod tuto hranici dochází k odstavení činnosti TČ a potřebu tepla hradí pouze elektrická topná patrona, která je součástí zdroje tepla.



Obr. 6.1 – Stanovení bodu bivalence tepelného čerpadla *WPL 10 I*

Důvodem, proč jsem zvolil tento přístup k návrhu zdroje tepla je klesající hodnota topného faktoru se snižující se venkovní teplotou, čímž je zamezeno TČ pracovat neefektivně a neúsporně. V grafickém zobrazení, kde určujeme bod bivalence, jsou zobrazeny 3 různé teplotní úrovně otopné vody, které jsou závislé na venkovních teplotách vzduchu.

Z křivky trvání venkovních teplot pro lokalitu, ve které je budova řešena, dále odečteme počet dní otopného období, během kterých bude potřeba tepla do budovy dodávána činností TČ, případně elektrickou topnou patronou. Potřebný výkon pro pokrytí tepelné ztráty bude v délce 40 dní do otopné soustavy dodávat elektrická topná patrona, zbylých 176 dní z otopného období bude pokryto TČ, viz následující graf.



Obr. 6.2 – Četnost výskytu venkovních teplot

Pro pozdější mezi variantní srovnání je potřeba dále stanovit hodnotu sezónního topného faktoru (SCOP). Výpočet je založen na využití výkonových a příkonových parametrů od výrobce zdroje tepla a křivky četnosti výskytu venkovních teplot. Pro větší přesnost výpočtu SCOP jsem si otopné období rozdělil po 4 dnech a teploty zprůměroval. Dále jsem do výpočtu zavedl vazbu mezi tyto průměrné teploty a údaje od výrobce pro topné faktory při určitých venkovních teplotách. V závěru kapitoly budu prezentovat dílčí výsledky, ke kterým jsem došel výpočtem. Sezónní topný faktor TČ byl stanoven na 2,77,

příčemž tato hodnota bude jistě nižší, protože jsem ve výpočtu neuvažoval odmrazovací cykly. SCOP pro elektrickou topnou patronu je celoročně 1.

6.2. Otopná soustava

Termínem otopná soustava (OS) bychom měli vnímat celý otopný systém jako celek. Jedná se zpravidla o zdroj tepla, rozvody UT, jednotlivé armatury, oběhové čerpadlo a v neposlední řadě otopné plochy. Dispoziční charakter rodinného domu umožňuje využít systému horizontální jednotrubkové otopné soustavy. Předpokládá se použití deskových a trubkových otopných těles firmy *Korado*.

6.3. Jednotrubková horizontální otopná soustava

Pro tento systém úpravy vnitřního prostředí z hlediska kvality tepelné pohody je typické sériové zapojení otopných těles (OT). Střední teplota otopné vody postupně klesá od prvního tělesa k poslednímu [1]. Z tohoto důvodu se každé těleso navrhuje na jinou teplotu vstupní otopné vody, která je dána umístěním otopného tělesa v okruhu. Ochlazení okruhu se zpravidla volí 10 K, bude tomu tak i v této práci. Jednotrubková horizontální otopná soustava (JHOS) je charakteristická umístěním těles v řadě za sebou a vysokými tlakovými ztrátami. Z tohoto důvodu je tato otopná soustava navrhována jako uzavřená s nuceným oběhem otopné vody. Tento otopný systém je limitován maximálním počtem otopných těles v okruhu. Zpravidla se nevolí vyšší počet těles než 8 na okruh, z důvodu vysokých provozních nároků.

Potrubí, spojující jednotlivá tělesa v okruhu je vedeno v drážkách v podlaze, bez spádu. Potrubí vedené volně po povrchu je opatřeno izolací *Mirelon* tl. 20 mm. Pro potrubí vedené ve stavebních konstrukcích je možné použití izolace o tl. 13 mm. Jednotlivá tělesa jsou připojena na okruh přes čtyřcestnou směšovací H armaturu. Armatura umožňuje rozdělení otopné vody přednastaveným poměrem zatékání, nejčastěji 35/65 nebo 50/50. Tento poměr nám podává informaci o tom, jaké množství vody vteče do tělesa ku množství vody, které se smísí s ochlazenou vodou vystupující z tělesa. Tento poměr je v literatuře označován jako součinitel zatékání. Následující obrázek zobrazuje H armaturu s přímým připojením.



Obr. 6.3 – Čtyřcestná přímá směšovací armatura HERZ [18]

Výpočet pro JHOS se stanoví podle následujícího postupu [1]. Vstupním údajem pro výpočet je požadovaný tepelný výkon, který musí tento otopný systém dodat pro pokrytí tepelných ztrát.

$$M_o = \frac{Q_o}{c_w \cdot \delta_{TO}} \quad [\text{kg/s}] \quad (6-1)$$

kde:

- M_o – hmotnostní průtok otopné vody okruhem [kg/s];
- Q_o – součet požadovaných výkonů OT pro pokrytí tepelných ztrát v okruhu [W];
- c_w – měrná tepelná kapacita vody při střední teplotě otopné vody [J/kg.K];
- δ_{TO} – teplotní spád (ochlazení) na okruhu [°C].

Součinitel zatékání je vyjádřen následujícím vzorcem. Důležitým parametrem je pro nás množství vody vstupující do otopného tělesa. Pro řešený objekt bude součinitel zatékání nastaven pro každé těleso v poměru 35/65.

$$\alpha_T = \frac{M_T}{M_o} \quad [-] \quad (6-2)$$

kde:

- α_T – součinitel zatékání [-];
- M_T – hmotnostní průtok otopné vody otopným tělesem [kg/s].

Střední teplota otopné vody na každém tělese v okruhu se určí podle následujícího vzorce:

$$t_{mT} = t_{w1} - \Theta \cdot \Sigma Q_i - 0,5 \cdot \frac{Q_T}{c_w \cdot M_T} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6-3)$$

kde:

t_{mT} – střední teplota libovolného otopného tělesa na okruhu [$^{\circ}\text{C}$];

t_{w1} – vstupní teplota otopné vody [$^{\circ}\text{C}$];

Θ – ochlazení vody v okruhu na jednotku výkonu [K/W];

ΣQ_i – součet tepelných výkonů těles před počítaným tělesem [W];

Q_T – tepelný výkon otopného tělesa [W].

Ochlazení vody v okruhu je v literatuře popsáno následovně:

$$\theta = \frac{\delta_{TO}}{Q_o} \quad [\text{K}/\text{W}] \quad (6-4)$$

6.4. Volba otopných ploch

V objektu budou použita desková otopná tělesa *Radik Plan* se spodním pravým nebo levým připojením a dále koupelňová trubková tělesa se spodním středovým připojením. Snahou bylo navrhnout tělesa tak, aby pokryla tepelné ztráty řešených místností. Klád jsem důraz na volbu těles s velkým poměrem sálavé složky ku konvekční složce. V koupelně se počítá s instalací dvou trubkových těles, přičemž výkon těles je pro danou místnost navýšen o více než 10 % z důvodu zakrývání otopných ploch osuškami. Každé těleso bude osazeno čtyřcestnou směšovací armaturou a termostatickou hlavicí *Heimeier K 6000* pro místní regulaci teploty. Cílem bylo navrhnout délky otopných ploch po celé délce oken, pod kterými budou tělesa instalována.

6.5. Přepočet výkonu otopných ploch

Pokud je těleso do uvažovaného prostoru instalováno za jiných podmínek, než za kterých bylo těleso měřeno na zkušebně podle normových podmínek, je zapotřebí přistoupit k přepočtu výkonu otopného tělesa. Jmenovité podmínky, při kterých měříme výkony OT jsou 75/65/20 $^{\circ}\text{C}$ [3].

Následující výpočet byl proveden v souladu s postupem uvedeným v literatuře *Otopné plochy* [3]. Přepočet výkonu začneme uvedením vzorce pro teplotní podílový součinitel, tj. podíl rozdílu teplot charakterizující skutečný provoz.

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i} \quad [-] \quad (6-5)$$

Kde:

- c – teplotní podílový součinitel [-];
- t_{w2} – výstupní teplota otopné vody [°C];
- t_i – vnitřní výpočtová teplota [°C].

Pro teplotní podílový součinitel $c < 0,7$ platí následující postup výpočtu aritmeticky určeného rozdílu teplot:

$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6-6)$$

příčemž pro $c > 0,7$ je cílem stanovit logaritmicky určený rozdíl teplot:

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6-7)$$

kde:

- Δt – aritmeticky určený rozdíl teplot [°C];
- Δt_{ln} – logaritmicky určený rozdíl teplot [°C].

Přepočet výkonu otopných těles je tedy dán jednotným vzorcem:

$$Q = Q_n \cdot f_{\Delta t} \quad [W] \quad (6-8)$$

kde:

- Q – skutečný výkon otopného tělesa [W];
- Q_n – normový výkon otopného tělesa [W];
- $f_{\Delta t}$ – opravný součinitel na teplotní rozdíl [-].

V praxi se však sekáme s mnohými dalšími opravnými součiniteli. Není cílem si zde všechny opravné součinitele vyjmenovávat a popisovat za jakých podmínek se dané součinitele uvažují a jakých nabývají hodnot. Velmi často výrobci otopných ploch umožňují projektantům využít své webové rozhraní pro přepočítání těles, která zpravidla respektují způsob zapojení těles, exponenty otopných těles a dále skutečné provozní podmínky.

6.6. Hydraulický výpočet potrubní sítě

V potrubní síti vznikají hydraulické ztráty v důsledku proudění nestlačitelné viskózní kapaliny. V praxi rozlišujeme dva stavy, kterými jsou třecí a místní ztráty. Třecí ztráty vznikají na přímých úsecích v důsledku působení smykových napětí a mezimolekulárních sil daných viskozitou kapaliny. Třením dochází k maření části pohybové energie na energii tepelnou. Místní ztráty zohledňují ve výpočtech změny průřezů, armatury a změny směru.

Snahou je stanovit celkové ztráty v potrubní síti a vyvážení jednotlivých potrubních větví, abychom později mohli přistoupit k samotnému návrhu oběhového čerpadla. Projektant přitom může vhodně volit různé dimenze potrubí a armatur, přičemž dbá na hlukové, provozní, investiční a jiné kvalitativní parametry. Výpočet byl navržen metodou ekonomických rychlostí a z důvodu vysokých tlakových ztrát typických pro zapojení JHOS jsem pro bytové prostory volil rychlosti vody pod 0,4 m/s přičemž v technické místnosti je rychlost proudění vody stále pod hranicí 0,6 m/s. Následující postup výpočtu byl proveden dle [1]. Tlakovou ztrátu třením na rovném úseku bez změny průtočného průřezu potrubí stanovíme dle vzorce:

$$\Delta p_{zT} = \lambda \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{w_s^2}{2} \quad [Pa] \quad (6-9)$$

kde:

- Δp_{zt} – tlaková ztráta třením na dané délce potrubí přímého úseku [Pa];
- λ – součinitel tření [-];
- l – délka přímých úseku potrubí [m];
- d_i – vnitřní průměr potrubí [m];
- ρ – hustota otopné vody [kg/m³];
- w_s – střední rychlost proudění [m/s].

V praxi se častěji setkáváme při výpočtu třecích ztrát s měrnou tlakovou ztrátou. V tomto projektu jsem v hydraulických výpočtech potrubní sítě používal právě tento přístup. Jednotlivé hodnoty měrných tlakových ztrát pro použitý trubní materiál a dimenze jsou v příloze 6. Tlakové ztráty vřazenými odpory (kolena, shybky, oblouky apod.) jsou dány následovně:

$$\Delta p_{ZM} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{w_s^2}{2} \quad [Pa] \quad (6-10)$$

kde:

- Δp_{zm} – tlaková ztráta vřazenými odpory [Pa];
- ξ – součinitel místního odporu [-].

Celková tlaková ztráta je dána součtem třecích ztrát na rovných úsecích a vřazených odporů, případně lze použít následující přístup výpočtu:

$$\Delta p_Z = R \cdot (l + l_{ekv}) = R \cdot L \quad [Pa] \quad (6-11)$$

kde:

- Δp_z – celková tlaková ztráta okruhu [Pa];
- l_{ekv} – ekvivalentní délka vřazených odporů [m];
- L – celková výpočtová délka [m];
- R – měrná tlaková ztráta jednoho metru přímého potrubí [Pa/m].

Ve výpočtech potrubní sítě je vhodné najít ekvivalentní délku vřazených odporů, která je rovna délce přímého potrubí se stejnou tlakovou ztrátou.

$$l_{ekv} = \sum \xi \cdot \frac{d}{\lambda} \quad [m] \quad (6-12)$$

Pro určení tlakové ztráty uzlu, kterou představuje spojení čtyřcestné směšovací armatury a deskového otopného tělesa, musím vycházet z grafického zobrazení součinitele zatékání, viz příloha 5. Na svislé ose byla odečtena tlaková ztráta při daném průtoku otopné vody okruhem.

6.7. Vyvážení patrových okruhů

Objekt je rozdělen na 3 paralelní otopné okruhy, které je potřeba navzájem hydraulicky vyvážit, abych předešel nežádoucím projevům, které jsou typické pro nevyváženou otopnou soustavu (špatné zatékání otopné vody do OT, hlučnost, ...). Pro následné vzájemné vyvážení okruhů vycházím z tabulky 1 v příloze 9, ze které je patrné, že největší tlakové ztráty jsou v přízemí budovy s 8 otopnými plochami v okruhu. Suterén a nadzemní podlaží je potřeba vůči větvi s největší tlakovou ztrátou doškrtnit. Pro obě podlaží bude vždy použit vyvažovací ventil STAD firmy *IMI Hydronic Engineering*. Vyvažovací ventil bude vždy instalován na zpátečním potrubí. Pro 2NP je vyvažovací ventil umístěn na stoupacím potrubí 01, viz výkres 11-TŽP-2017-06/07. Přístup k tomuto ventilu bude fyzicky z přízemního podlaží (1NP), kde budou instalována servisní dvířka ve stěně. Pro suterén bude ventil instalován na zpátečním potrubí vedené v místnosti „0.01“ pod stropem. K vyvážení jednotlivých okruhů bylo zapotřebí grafu, do kterého jsem zakreslil potřebné doškrtnění, viz příloha 4.

6.8. Optimalizace pracovního bodu čerpadel

V kapitole o volbě zdroje tepla jsme se dozvěděli o možných variantách ústředního vytápění řešeného rodinného domu. Úkolem je zkontrolovat, zdali je čerpadlová technika schopna pokrýt dopravním tlakem hydraulické ztráty v potrubí. Pro ověření musím vycházet z následující nerovnice:

$$\Delta p_z \leq \Delta p_\zeta \quad [Pa] \quad (6-13)$$

kde:

Δp_ζ – dopravní tlak čerpadla [Pa].

Detailní výpočet tlakových ztrát je uveden v příloze P8 přístupny z DVD a kontrola platnosti předchozího vztahu je vyznačena v charakteristice oběhového čerpadla příslušné varianty. V grafu je na vodorovné ose vynesena celkový průtok otopnou soustavou a na svislé ose je zobrazena dopravní výška čerpadla, kterou vyjádříme pomocí vztahu:

$$H_\zeta = \frac{\Delta p_z}{\rho \cdot g} \quad [m] \quad (6-14)$$

kde:

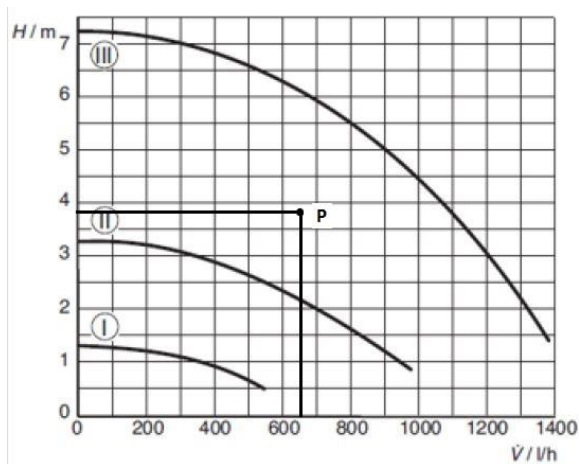
$H_{\check{c}}$ – dopravní výška čerpadla [m];

g – tíhové zrychlení [m/s^2].

6.8.1. Oběhové čerpadlo pro variantu UT1

Kondenzační kotel, který má integrované úsporné oběhové čerpadlo, je přímo napojen na otopnou soustavu. Předpokládá se, že oběhové čerpadlo bude mít dostatečnou dopravní výšku, z důvodu zvoleného přístupu výpočtu třecích ztrát v potrubí. Cílem je ověřit toto tvrzení a zjistit pracovní bod čerpadla v otopné soustavě. Charakteristika integrovaného oběhové čerpadla je součástí technického listu kondenzačního kotle, taktéž přístupný z přílohy P3 na přiloženém DVD [20]. Na následujícím obrázku je v charakteristice čerpadla vytvořen pracovní bod, který je průsečíkem průtoku otopné vody soustavou a dopravní výšky, viz vztah (6-14).

$$H_{\check{c}} = \frac{37216}{989,97 \cdot 9,81} = 3,84 \text{ m}$$

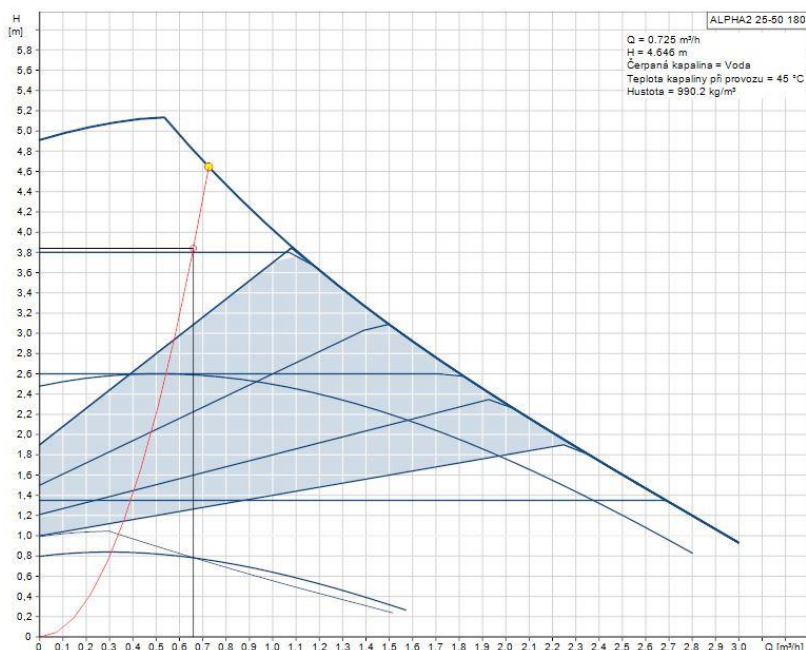


Obr. 6.4 – Charakteristika oběhového čerpadla kondenzačního kotle GB062 [20]

6.8.2. Oběhové čerpadlo pro variantu UT2

Druhým zdrojem tepla je tepelné čerpadlo ve vnitřním provedení. Tepelné čerpadlo v sobě nemá integrované oběhové čerpadlo, a tak musíme přistoupit k volbě oběhového čerpadla, které bude pokrývat třecí ztráty v potrubí. Snahou je zde navrhnout takové oběhové čerpadlo, kde se veškerá měrná energie spotřebuje na pokrytí třecích ztrát.

Zvolili jsme pro tuto variantu energeticky úsporné čerpadlo. Technický list produktu je dostupný na příloženém DVD, viz příloha P4 [21].



Obr. 6.5 – Charakteristika oběhového čerpadla Grundfos Alpha2 [21]

6.9. Pojistná a zabezpečovací zařízení

Pojistná zařízení jistí zdroj tepla proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku $p_{h,dov}$ a zabezpečovací zařízení zabezpečuje otopnou soustavu proti náhlým změnám tlaku způsobenou změnou teploty otopné vody. Z definic je patrné, že se jedná o velice důležité součásti otopných soustav, které by projektant neměl podceňovat. Pojistným zařízením je myšlen pojistný ventil, který se otevírá při překročení nejvyššího dovoleného přetlaku. Následně tak dojde k otevření pojistného zařízení a odpuštění teplotonosné kapaliny, a tím ke snížení tlaku v soustavě.

6.9.1. Pojistné zařízení pro variantu UT1

Pojistný ventil je integrován v kondenzačním kotli a je nastaven na otevírací přetlak 300 kPa. V tomto případě zodpovídá výrobce za zvolený pojistný ventil a není tak potřeba dalšího dimenzování.

6.9.2. Pojistné zařízení pro variantu UT2

Pojistné zařízení není součástí výbavy tepelného čerpadla, proto je potřeba tento pojistný prvek pro TČ navrhnout. Dimenzování pojistného ventilu bude provedeno podle platné normy ČSN 06 0830 a dle učebního materiálu [10]. Tabulky potřebné k výpočtu jsou součástí práce, viz příloha 8. Cílem výpočtu je navrhnout dimenzi pojistného ventilu a dále pojistného potrubí. Údaj o jmenovitém výkonu tepelného čerpadla jsme získali z katalogového listu, viz příloha P2 [28]. Jmenovitý výkon tepelného čerpadla činí 8,8 kW pro elektrickou topnou patronu. Dle definice skupin ve výše uvedené normě vstupujeme do výpočtu se skupinou zdroje tepla A, která je určena pro kotle. Průřez sedla ventilu je dán následovně:

$$S_o = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot K} \quad [mm^2] \quad (6-15)$$

kde:

S_o – průřez sedla ventilu [mm^2];

Q_p – pojistný výkon [kW];

α_v – výtokový součinitel pojistného ventilu [-];

K – konstanta syté vodní páry při otevíracím přetlaku pojistného ventilu [kW/ mm^2].

Do výpočtu je potřeba dosadit konstanty, které se volí dle zvoleného otevíracího přetlaku pojistného ventilu. Pro tuto variantu zdroje tepla budeme uvažovat otevírací přetlak pojistného ventilu 250 kPa, s ohledem na konstrukční pevnost tlakových hadic od zdroje tepla, ve jmenovité světlosti DN15. Pojistný výkon se určí dle vzorce:

$$Q_p = Q_N \quad [kW] \quad (6-16)$$

kde:

Q_n – jmenovitý výkon zdroje tepla [kW].

$$S_o = \frac{8,8}{0,444 \cdot 1,12} = 17,70 \text{ mm}^2$$

Při porovnání údaje průřezu sedla z tabulky 2 přílohy 8 a výsledku předchozího výpočtu je patrné, že jsem pojistný ventil navrhl správně a může být použit do otopné soustavy jako plně funkční pojistné zařízení. Zbývá navrhnout vnitřní průměr pojistného potrubí, které se určí podle vzorce:

$$d_v = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{Q_p} \quad [mm] \quad (6-17)$$

kde:

d_v – vnitřní průměr pojistného potrubí [mm].

6.9.3. Zabezpečovací zařízení pro variantu UT1

Pro uzavřenou otopnou soustavu je zdrojem přetlaku tlaková expanzní nádoba (EN). Velikost tlakové membránové expanzní nádoby je dána dle následujícího vzorce. Ve vzorci je obsažena číselná konstanta, která zohledňuje způsob připojení EN v soustavě [4].

$$V_{EN} = \frac{1,3 \cdot V_s \cdot n}{\eta} \quad [m^3] \quad (6-18)$$

kde:

V_{EN} – objem expanzní nádoby [m^3];

V_s – celkový objem vody v otopné soustavě [m^3];

n – součinitel zvětšení objemu [-];

η – stupeň využití expanzní nádoby [-].

Součinitel zvětšení objemu se odečte z tabulky, viz příloha 3, přičemž platí vztah, který je dán maximálním rozdílem teplot v otopné soustavě. Pro řešený objekt je vstupní teplota otopné vody projektována na 50 °C. Součinitel zvětšení objemu nabývá hodnoty $n = 0,01169$ pro maximální teplotní rozdíl v otopné soustavě.

$$\Delta t = t_{max} - 10 \quad [^\circ C] \quad (6-19)$$

kde:

Δt – maximální rozdíl teplot v otopné soustavě [$^\circ C$];

t_{max} – maximální teplota v otopné soustavě [$^\circ C$].

Pro stupeň využití tlakové membránové expanzní nádoby lze použít následující vztah:

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}} \quad [-] \quad (6-20)$$

kde:

$p_{h,dov,A}$ – nejvyšší dovolený absolutní tlak (otevírací přetlak pojistného ventilu) [kPa];

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

Z popisu jednotlivých vzorců je patrné, že musíme počítat v absolutních tlacích. Pro výpočet nejnižšího dovoleného absolutního tlaku použijeme vzorec:

$$p_{d,dov,A} = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} + p_B \quad [kPa] \quad (6-21)$$

kde:

h – výška vodního sloupce nad expanzní nádobou [m];

p_B – barometrický tlak [kPa].

Posledním krokem návrhu, poté co určíme minimální požadovaný objem expanzní nádoby, je výběr velikosti EN z výrobní řady či ověření splnění podmínky na velikost EN. Pro tuto práci je cílem ověřit velikost integrované EN ve zdroji tepla o objemu 8 l. Výpočtem jsem došel k minimálnímu požadovanému objemu $V_{EN} = 4,3$ l, můžu tedy použít EN z kondenzačního kotle.

$$V_{EN} = \frac{1,3 \cdot 0,15 \cdot 0,01169}{0,55} = 0,004 [m^3]$$

6.9.4. Zabezpečovací zařízení pro variantu UT2

Tlaková expanzní nádoba není součástí zdroje tepla pro tuto variantu, a tak musím přistoupit k jejímu návrhu. Zdroj tepla bude půdorysně umístěn na stejném místě jako kondenzační kotel ve variantě UT1. Z tohoto hlediska se nám prakticky nezmění vodní objem v trubkách. Předpokládá se, že objem vody ve výměníku tepelného čerpadla je menší než pro variantu s kondenzačním kotlem. Tento údaj nám výrobce tepelného

čerpadla neudává. Zůstaneme však na straně bezpečnosti a zvolíme stejný objem vody jako ve variantě UT1. Střed expanzní nádoby bude ve výšce 0,5 m nad podlahou technické místnosti.

$$V_{EN} = \frac{1,3 \cdot 0,15 \cdot 0,01169}{0,46} = 0,005 \text{ [m}^3\text{]}$$

Posledním krokem je volba expanzní nádoby z výrobní řady. V této variantě byla zvolena expanzní nádoba Reflex C o objemu 8 l.

6.10. Potřeba tepla a paliva

Potřebu tepla pro vytápění lze určit několika metodami. Jednou z nich je použití normy ČSN EN ISO 13 790. Do výpočtu z této normy vstupují údaje o orientaci budovy vůči světovým stranám, prosklená část budovy, časová konstanta budovy a kapacita budovy, ale i poměrný zisk z vnitřních zdrojů (osvětlení, technika a jiné). Údaj o vnitřních ziscích zpravidla podává norma a projektant, pokud nemá skutečné údaje o vnitřních ziscích se může dopustit poměrně velké nepřesnosti při výpočtu. Časová náročnost výpočtu je neúměrná přesnosti stanovení potřeby tepla. Z tohoto důvodu jsem se po konzultaci s vedoucím práce rozhodl v této práci zvolit výpočet potřeby tepla dle denostupňové metody [6].

6.10.1. Potřeba tepla a paliva pro variantu UT1

$$Q_d = \frac{24 \cdot \dot{Q}}{1000} \cdot \frac{d \cdot (\theta_{is} - \theta_{es})}{\theta_{is} - \theta_e} \cdot e_i \cdot e_t \cdot e_d \quad [\text{MWh}] \quad (6-22)$$

kde:

- Q_d – teoretická potřeba tepla na vytápění [MWh];
- \dot{Q} – tepelná ztráta objektu [W];
- d – počet dní otopného období [-];
- θ_{is} – střední teplota ve vytápěném objektu [°C];
- θ_{es} – průměrná venkovní teplota za otopné období [°C];
- e_i – opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty větráním a prostupem [-];
- e_t – opravný součinitel na snížení vnitřní teploty během dne/ noci [-];
- e_d – opravný součinitel na zkrácení doby provozu [-].

Venkovní výpočtová teplota a průměrná venkovní teplota za otopné období jsou parametry vycházející z normy ČSN 06 0210 pro uvažovanou oblast. Pro lokalitu Praha byla odečtena délka otopného období na 216 dní s průměrnou venkovní teplotou, s vazbou na nadmořskou výšku, 4 °C. Střední teplota ve vytápěném prostoru byla stanovena na 19,5 °C. Dále je potřeba určit skutečnou potřebu tepla, kde jsou do vzorce zaneseny účinnosti rozvodů, regulace a účinnost kotle, která představuje normovaný stupeň využití vztažený ke spalnému teplu. Podrobnější informace o volbě korekčních součinitelů a účinností jsou v příloze P5 dostupné z DVD [22].

$$Q_{d,skut} = \frac{Q_d}{\eta_R \cdot \eta_o \cdot \eta_k} \quad [MWh] \quad (6-23)$$

kde:

- $Q_{d,skut}$ – skutečná potřeba tepla na vytápění [MWh];
- η_R – účinnost rozvodů [-];
- η_o – účinnost regulace [-];
- η_k – účinnost zdroje tepla [-].

$$U_d = \frac{Q_{d,skut}}{H_u} \quad [m^3] \quad (6-24)$$

kde:

- U_d – potřeba paliva za měřené období [m³];
- H_u – výhřevnost energonositele [kWh/m³].

$$Q_d = \frac{24 \cdot 7\,650}{1\,000} \cdot \frac{216 \cdot (19,5 - 4)}{19,5 - (-12)} \cdot 0,8 \cdot 0,98 \cdot 1 = 15,3 \text{ MWh}$$

$$Q_{d,skut} = \frac{15,3}{0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,98} = 16,9 \text{ MWh}$$

$$U_d = \frac{16\,900}{10,5} = 1\,610 \text{ m}^3$$

Z dlouhodobého vyhodnocování průměrné hodnoty výhřevnosti tranzitního plynu nabývá veličina hodnoty $H_u = 10,5 \text{ kWh/m}^3$ [23].

6.10.2. Potřeba tepla pro variantu UT2

V podkapitole volby zdroje tepla pro vytápění jsem definoval způsob výpočtu sezónního topného faktoru přes celé otopné období. Při výpočtu teoretické potřeby tepla budu vycházet z vhodně zvolených opravných součinitelů pro tuto variantu, které jsou součástí přílohy P5 dostupné z DVD. Výsledné hodnoty, které byly předmětem výpočtu jsou přehledně vloženy do následující tabulky, přičemž celý výpočet je uveden v příloze P10 dostupné z DVD. Z výpočtů jsme následně schopni zjistit sezónní topný faktor zdroje tepla, který při režimu vytápění na teplotní hladinu vstupní otopné vody $50 \text{ }^\circ\text{C}$ nabývá hodnoty $\text{SCOP} = 2,77$.

Tab. 6.1 – Výsledky výpočtu potřeby tepla varianty UT2

| REŽIM PROVOZU TČ | POČET OTOPNÝCH DNÍ | TEORETICKÁ POTŘEBA TEPLA | SKUTEČNÁ POTŘEBA TEPLA |
|--|--------------------|--------------------------|------------------------|
| [-] | [dny] | [MWh] | [MWh] |
| 1* | 40 | 4,3 | 4,6 |
| 2* | 176 | 11,0 | 4,4 |
| 1* - VESTAVĚNÁ ELEKTRICKÁ TOPNÁ PATRONA | | | |
| 2* - TEPELNÉ ČERPADLO TRANSFORMUJÍCÍ NÍZKOPOTENCIÁLNÍ ZDROJ TEPLA NA VÝŠŠÍ TEPLOTNÍ ÚROVEŇ | | | |

7. PŘÍPRAVA TEPLÉ VODY PRO RD

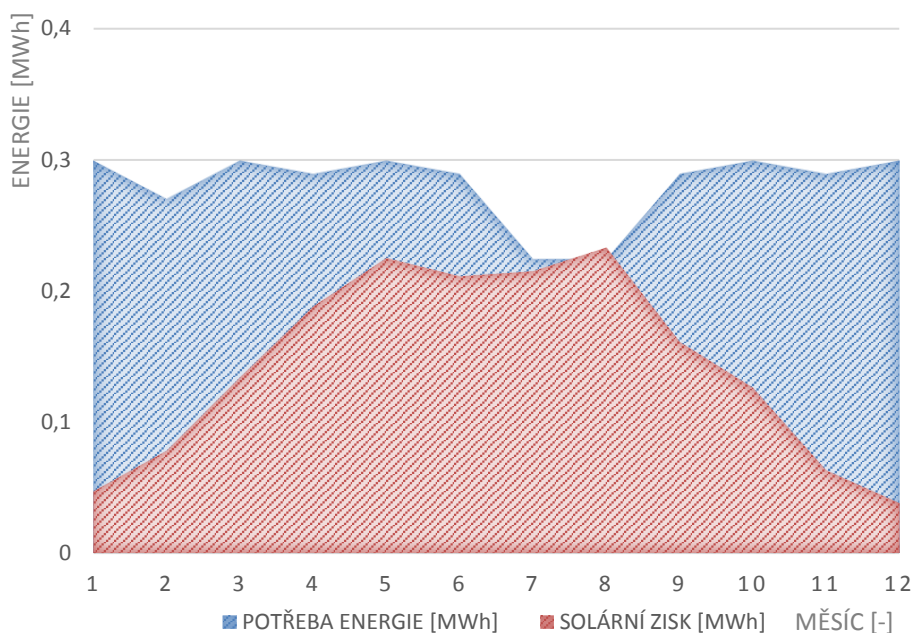
Teplá voda (TV) je zdravotně nezávadná voda, která je určena k lidské potřebě. TV není určena pro přípravu pokrmů a pití.

7.1. Volba zdroje tepla

Bivalentní zásobník umožňuje díky svým rozměrům a konstrukci využít více zdrojů tepla pro přípravu TV. V zásobníku jsou instalovány dvě teplosměnné plochy o celkové plošné výměře 2 m². Pohotovostní objemy jednotlivých částí jsou rozděleny v poměru 50/50. Pro přípravu TV může být použito tepelné čerpadlo, kondenzační kotel, topná elektrická spirála, solární kolektory atd. Snahou je dosáhnout nízkých provozních nákladů. Z tohoto důvodu bude zapotřebí přímého srovnání jednotlivých variant s důrazem na provozní náklady, jistým porovnávacím kritériem budou i investiční náklady.

Dominantním zdrojem tepla pro přípravu TV byly navrženy solární trubkové kolektory, které jsou umístěny na ploché střeše objektu. Pro nabíjení zásobníku TV solárními kolektory pracujeme s pojmy solární pokrytí, optická účinnost kolektorů, počet panelů a jiné. Pro náš případ, musíme zvážit umístění kolektorů, natočení vůči světové straně, úhel naklonění a v neposlední řadě vycházet ze skutečnosti, že se jedná o jednogenerační dům, který na svém pozemku nemá jinou možnost akumulace tepla, typicky bazén, než do zásobníku na TV. Kolektory jsou vůči horizontální rovině nakloněny pod úhlem 45° a mají jižní orientaci. Pro náš případ byly vybrány 2 solární trubkové kolektory firmy *Regulus* s označením *KTU15*. Kolektory byly navrženy s téměř nulovými letními energetickými přebytky, solární pokrytí tvoří 50,8 %. Zbývající energii je potřeba dodat jiným zdrojem tepla. Bližší informace o jednotlivých vstupních parametrech získáme z protokolu o měření, viz příloha 2 [29].

Pro výpočet solárních zisků byl použit výpočetní program *BilanceSS_2015v1*, který je v souladu s *TNI 73 0302:2014*, viz příloha P7 [11]. Výpočet velikosti solární expanzní nádoby byl proveden po konzultaci se zaměstnanci firmy *Regulus*, přičemž celý výpočet a návrh velikosti expanzní nádoby byl proveden podle přiloženého dokumentu, viz příloha P6. Následně byla z nabídky výrobce vybrána solární expanzní nádoba *SL018* o vnitřním objemu 18 l. V navazující části přistoupíme k samotné volbě zdroje tepla.



Obr. 7.1 – Grafické zobrazení solární tepelné soustavy

7.1.1. Varianta TV1

V kapitole vytápění byl zvolen zdrojem tepla kondenzační kotel, který je vybaven samostatným okruhem pro vytápění a přípravu TV. Tento zdroj tepla bude sloužit i k přípravě TV v zapojení přednostního ohřevu. Zdroj musí být zkontrolován, zdali jmenovitý výkon zdroje tepla je dostatečný. Ke kontrole požadavku na minimální jmenovitý výkon se budeme věnovat v kapitole (7.6).

7.1.2. Varianta TV2

Další možností pokrytí potřeby TV je použití elektrické topné patrony. Patrona o příkonu 4 kW je instalována ve spodní polovině zásobníku TV, viz schématické zobrazení zásobníku.

7.2. Definování způsobu přípravy TV

V této podkapitole bude kladen důraz na vhodnou volbu systému přípravy teplé vody pro rodinný dům. Popisovaný jednogenerační dům je vybaven koupelnou se sprchovým koutem s úspornou sprchovou hlavicí, kuchyní a sociálním zařízením. Je uvažována standardní obsazenost rodinného domu, 4 osoby.

Z praxe známe celkem tři typy přípravy TV (lokální, centrální a ústřední). Z pohledu volby způsobu přípravy teplé vody se zaměříme pouze na ústřední přípravu TV, která se hodí pro novostavby a je zcela žádoucí z hlediska nízkých provozních nákladů. Z definice plyne, že příprava TV je pro všechna odběrná místa z jednoho ústředního ohřevu. Pro řešený projekt byl vybrán nepřímý ohřívání typ zásobníku. V projektu se počítá s použitím bivalentního zásobníku TV, z čehož plyne, že teplo do soustavy může být dodáváno několika zdroji tepla.

Srdcem rodinného domu je technická místnost, která je v podsklepené části budovy, ve které je instalována veškerá technologie určená pro provoz objektu. Rodinný dům není členitý a z hlediska vodovodní instalace nepředstavuje problém dodávky TV k nevdálenějšímu odběrnému místu. V případě nedodržení časového limitu 30 s pro dopravu TV do nejvdálenějšího místa odběru, který se řídí normou ČSN 75 5455, bude podél vodovodní trubky nainstalován topný kabel, abychom dodrželi nařízení normy.

7.3. Potřeba tepla pro přípravu TV

Požadavek na potřebu teplé vody bychom stanovili výpočtem dle normy ČSN 06 0320. Výpočet se sestává ze součtu potřeby teplé vody na mytí osob, mytí nádobí a úklid. Česká norma je ovšem nadhodnocena a podává projektantům značně zkreslené údaje. Proto nebudeme potřebu tepla stanovovat výpočtem, ale bude určena na základě reálné hodnoty potřeby teplé vody, která vychází z dlouhodobých měření rodinných a bytových domů. Výpočet je dán následujícím vztahem a byl proveden dle dokumentu přípravy teplé vody [30].

$$V_{2p} = V_o + V_j + V_u \quad [m^3/\text{osobu.den}] \quad (7-1)$$

kde:

- V_{2p} – celková potřeba teplé vody [m^3 /perioda];
- V_o – potřeba teplé vody pro mytí osob [m^3 /perioda];
- V_j – potřeba teplé vody na mytí nádobí [m^3 /perioda];
- V_u – potřeba teplé vody pro úklid a mytí podlah [m^3 /perioda].

Každý člen rovnice je vztažený k měrné jednotce (osoba) a časové periodě (den). Výsledná hodnota potřeby TV pro tento projekt činí 0,04 m^3 /osobu.den. Potřeba tepla je

pro výše uvedené varianty přípravy TV shodná. Než přistoupíme k samotnému výpočtu velikosti zásobníku teplé vody je zapotřebí si uvědomit, že existují jisté vstupní parametry, které bych bychom neměli při návrhu přípravy TV opominout:

- potřeba teplé vody;
- způsob odběru TV;
- zdroj tepla;
- způsob nabíjení zásobníku.

Potřeba tepla, která je dodána ohřivačem TV je vyjádřena vztahem:

$$Q_{2p} = Q_{2t} + Q_{2z} \quad [kWh/den] \quad (7-2)$$

kde:

- Q_{2p} – teplo dodané ohřivačem [kWh/den];
- Q_{2t} – množství teoreticky odebraného tepla z ohřivače [kWh/den];
- Q_{2z} – teplo ztracené při ohřevu a distribuci [kWh/den].

Potřebu tepla pro přípravu teplé vody za měřenou periodu můžeme dále vyjádřit jako součin kalorimetrické rovnice se součtem členů v závorce, který reprezentuje poměrnou ztrátu při ohřevu a distribuci TV.

$$Q_{2p} = \frac{(1 + z) \cdot V_{2p} \cdot \rho_{TV} \cdot c_{TV} \cdot (\theta_{tv} - \theta_{sv})}{3600 \cdot 1000} \quad [kWh/den] \quad (7-3)$$

kde:

- z – poměrná ztráta při ohřevu a distribuci [-];
- ρ_{TV} – hustota při střední teplotě vody v zásobníku [kg/m³];
- c_{TV} – měrná tepelná kapacita vody při střední teplotě zásobníku [J/kg.K];
- θ_{tv} – teplota teplé vody [°C];
- θ_{sv} – teplota studené vody [°C].

$$Q_{2p} = \frac{(1 + 0,3) \cdot 0,16 \cdot 989,97 \cdot 4187 \cdot (55 - 10)}{3600 \cdot 1000} = 10,89 [kWh/den]$$

Doposud jsme nikde nedefinovali, jaké hodnoty bude nabývat poměrná ztráta „z“. Ztrátový součinitel se pro standardně navržené tloušťky tepelné izolace rozvodů TV volí 30 %. Stanovení roční potřeby tepla provedeme dle denostupňové metody pro přípravu TV, která respektuje délku otopného období a teploty vody během letního a zimního období. Ve vzorci je dále zohledněn i pokles potřeby TV během letních prázdnin.

$$Q_{2p,r} = Q_{2p} \cdot d + 0,8 \cdot Q_{2p} \cdot \frac{\theta_{tv} - \theta_{sv,l}}{\theta_{tv} - \theta_{sv,z}} \cdot (N - d) \quad [kWh/den] \quad (7-4)$$

kde:

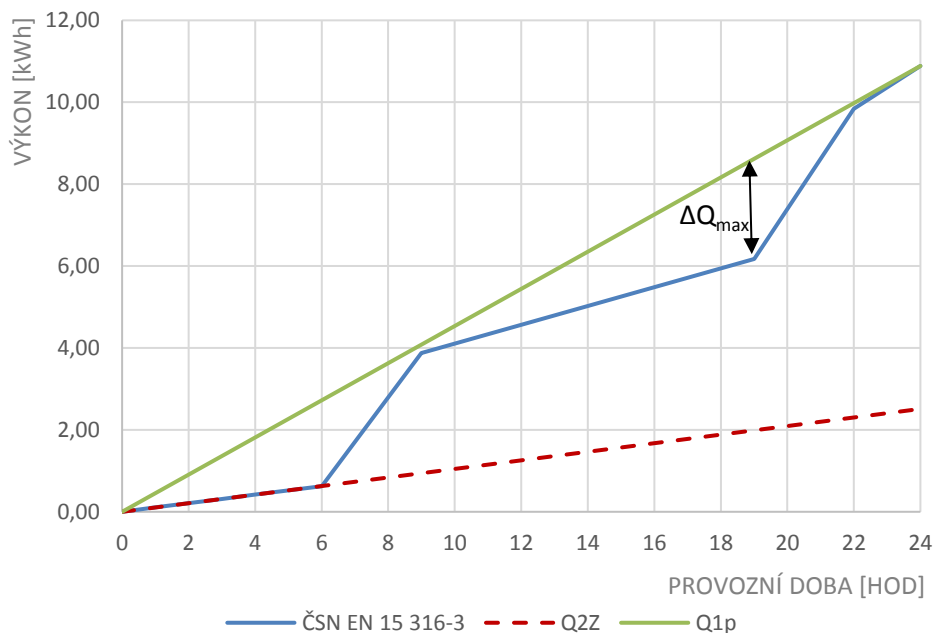
- $Q_{2p,r}$ – roční potřeba teplé vody dodaná ohřivačem [kWh/rok];
- N – počet pracovních dní soustavy v roce [dny];
- $\theta_{sv,l}$ – teplota studené vody v létě [°C];
- $\theta_{sv,z}$ – teplota studené vody v zimě [°C].

$$Q_{2p,r} = 10,89 \cdot 216 + 0,8 \cdot 10,89 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot (365 - 216) = 3389,5 \text{ [kWh/rok]}$$

7.4. Výpočet velikosti zásobníku TV

Výslednou velikost zásobníku stanovíme na základě profilu odběru teplé vody, která byla stanovena pro řešený objekt. Křivka byla sestavena na základě hodnot platných pro normu ČSN EN 15 316-3-1. Hodnoty z této normy lépe popisují průběh odběrů a dodávek tepla oproti stále platné české normě ČSN 06 0320. Výsledný graf má kumulativní charakter a zobrazuje křivku dodávky a odběru TV. Mimo jiné zobrazuje průběh tepelných ztrát zásobníku (Q_{2z}). Ve skutečnosti tato křivka nebude mít lineární charakter, tak jak je tomu v grafu. Důvodem jsou různé teploty v zásobníku během měřené periody [8].

Návrh velikosti zásobníku TV, ale i požadovaný tepelný výkon ohřivače TV lze velice snadno ovlivnit křivkou dodávky TV. Naší situaci popisujeme konstantní dodávkou teplé vody v čase, proto má lineární charakter [8]. Pokud bychom ovšem zvolili způsob dodávky TV, který by se během dne měnil, došlo by ke změně minimálního požadovaného objemu zásobníku, ale také ke změně výkonu potřebného k ohřátí odebíraného množství vody.



Obr. 7.2 – Profil odběru a dodávky TV

Minimální velikost zásobníku teplé vody se pro řešený rodinný dům stanoví následujícím vzorcem, kde ΔQ_{max} je odečtená hodnota z grafu mezi křivkami. Maxima tato hodnota nabývá v čase 19 hodin, kdy je potřeba mít energetickou rezervu před odběrovou špičkou v závěru dne [8].

$$V_{TV} = \frac{\Delta Q_{max}}{\rho \cdot c \cdot (\theta_{tv} - \theta_{sv})} \cdot 3600 \cdot 1000 \quad [m^3] \quad (7-5)$$

kde:

V_{TV} – objem zásobníku TV [m^3];

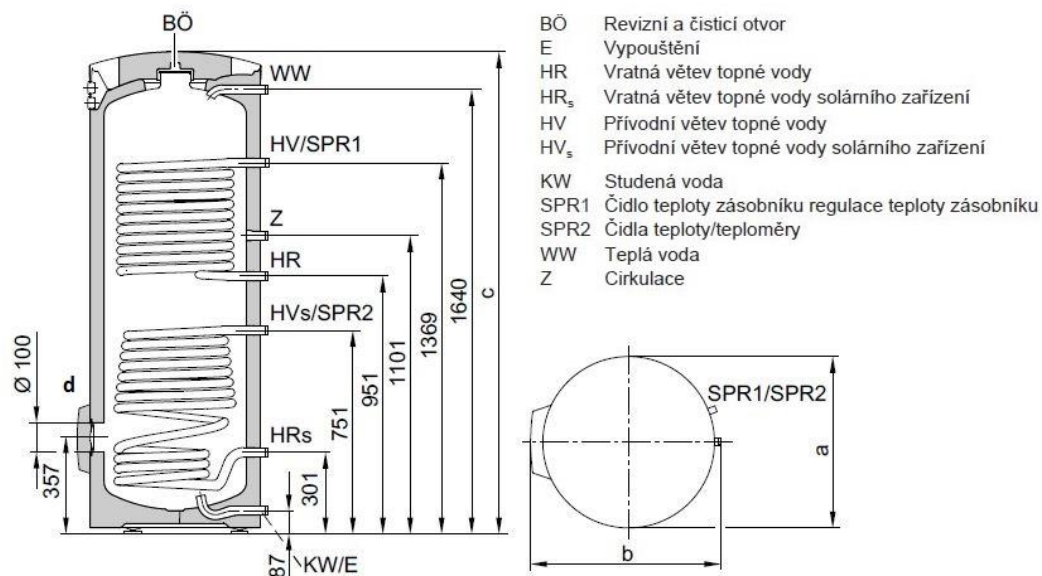
ΔQ_{max} – maximální rozdíl tepla mezi křivkou dodávky a odběru [kWh].

$$V_{TV} = \frac{2,44}{989,97 \cdot 4187 \cdot (55 - 10)} \cdot 3600 \cdot 1000 = 0,047 [m^3]$$

7.5. Volba bivalentního zásobníku TV

Na základě výsledků z předchozí kapitoly můžeme přistoupit k volbě zásobníku TV. V této práci budu uvažovat použití nepřímo ohřivaného bivalentního zásobníku TV *Vitocell 300-B*. Schéma zařízení je vidět na obrázku níže. Zásobník disponuje několikanásobně větším

objem, než ke kterému jsme došli výpočtem. Důvodem tohoto kroku je použití solárních kolektorů v projektu pro přípravu TV. Je zde snaha o zvýšení možnosti akumulovat teplo do vody a využít tak potenciál solárních kolektorů.



Obr. 7.1 - Bivalentní zásobník TV Vitocell 300-B [27]

Přívod studené vody do zásobníku z vodovodního řadu bude opatřen zpětnou klapkou a dále bude osazena expanzní nádoba s pojistným ventilem a manometrem. Zásobník disponuje dvěma topnými spirálami o minimálním jmenovitém výkonu 15 kW pro teplotu otopné vody 50 °C a při ohřevu TV z 10 °C na 45 °C. Doplnkovým zařízením, které bude nainstalováno je elektrická topná vložka (pozice d) o jmenovitém příkonu 4 kW. Zásobník je dimenzován na provozní maximální přetlak 1 MPa, nicméně bude osazen pojistným ventilem s otevíracím přetlakem 0,6 MPa.

7.6. Přednostní ohřev TV

Poměrně jednoduchou metodou stanovení velikosti zásobníku TV je použití výpočtu přednostní přípravy TV. Pro tento případ není důležitý charakter odběru TV, ale tepelný výkon zdroje, který se primárně navrhuje na pokrytí potřeby tepla na vytápění. Tento způsob přípravy TV je možné použít v rodinných domech a menších bytových zástavbách a jiné, kde se stejný zdroj tepla využívá na pokrytí tepelných ztrát a přípravu TV. Výpočet je založen na bilanci dodaného tepla určitému objemu vody, za časovou jednotku. Z hlediska bilance potřeby tepla vycházíme z předpokladu, že potřeba tepla pro otopnou soustavu je

větší než pro přípravu TV. Ve výpočtu přednostní přípravy TV vystupují pojmy jako spínací diference a čas potřebný k dohřátí vody. Spínací diference je rozdíl teplot vody v zásobníku, která postupně klesá při odběru. Čím vyšší spínací diference, tím delší doba dohřátí objemu vody. Proto se zpravidla volí spínací diference 5 K. Z hlediska kvality tepelné pohody vnitřního prostřední dělíme stavby na lehké a těžké. K těmto typům staveb dále přísluší různě dlouhé časové úseky, po který bude zdroj tepla dohřívát objem vody v zásobníku. Často se v praxi setkáváme s časy do 20 minut, bude tomu tak i pro tuto práci. Dobu ohřevu TV při teplotním rozdílu pro dohřev TV volím 10 minut. Výpočet byl proveden dle [30, 31].

$$Q_{k,N} = \frac{V_{TV} \cdot y \cdot c \cdot X_p \cdot \rho}{\tau_a} \quad [W] \quad (7-6)$$

kde:

- $Q_{k,N}$ – jmenovitý tepelný výkon zdroje tepla [W];
- τ_a – doba ohřevu TV při teplotním rozdílu pro dohřev [s];
- X_p – spínací diference pro dohřev TV [°C];
- y – korekční faktor odběru tepla ze zásobníku TV [-].

Výpočet je postaven na kontrole doby ohřevu TV, tak že si ji vyjádříme ze vzorce a dosadíme. Pokud je doba ohřevu menší, než 10 minut (případně 20 minut), je navržený objem zásobníku TV a výkon zdroje tepla dostatečný. Korekční faktor odběru tepla ze zásobníku se určí z tabulky, která je součástí práce, viz příloha 7 [31]. V technické místnosti je zásobník umístěn ve vertikálním směru.

$$\tau_a = \frac{0,3 \cdot 0,94 \cdot 4187 \cdot 5 \cdot 989,97}{14000} = 417,5 [s]$$

8. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ VARIANT

V rámci této práce jsem se rozhodl dotázat povolaných a erudovaných lidí z oboru ekonomiky na téma – přístup výpočtu doby návratnosti investic. Výsledkem této konstruktivní debaty bylo doporučení, abych zvolil výpočet metodou – prosté doby návratnosti. Důvodem k tomuto kroku je zavedení diskontní sazby a růst cen energonositelů do metody výpočtu – rozšířená doba návratnosti. Přičemž predikce vývoje cen energonositelů je v dnešní době velice nejistá.

Ekonomické zhodnocení jednotlivých variant bude po doporučení spočteno prostou dobou návratnosti. Výpočty jsou provedeny s cenou plynu 1256 Kč/MWh + 277 Kč/měsíc jako fixní měsíční poplatek a cenou elektřiny 2135 Kč/MWh + 360 Kč/měsíc jako fixní měsíční poplatek [24, 25]. Postup výpočtu byl proveden dle [7].

Tab. 8.1 – Shrnutí provozních nákladů a investic jednotlivých variant

| VARIANTA | INVESTICE | PROVOZNÍ NÁKLADY |
|----------|-----------|------------------|
| [-] | [Kč] | [Kč] |
| UT1 | 220 000 | 24 540 |
| UT2 | 420 000 | 23 590 |
| TV1 | 155 000 | 5 660 |
| TV2 | 170 000 | 8 200 |

Tab. 8.2 – Shrnutí provozních nákladů a investic kombinací variant

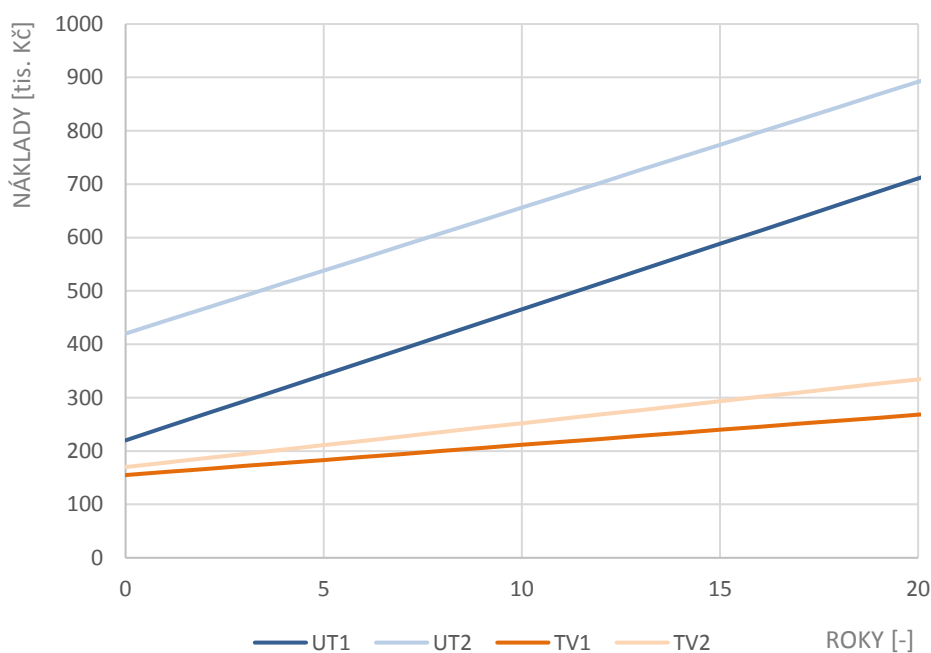
| KOMBINACE VARIANT | INVESTICE | PROVOZNÍ NÁKLADY |
|--------------------------------|-----------|------------------|
| [-] | [Kč] | [Kč] |
| 1* | 375 000 | 30 200 |
| 2* | 590 000 | 31 790 |
| 1* - kombinace variant UT1+TV1 | | |
| 2* - kombinace variant UT2+TV2 | | |

Znakem prosté doby návratnosti je lineární průběh provozních nákladů v čase, viz graf. Křivky charakteristické pro dané varianty začínají mimo počátek z důvodu vstupních investičních nákladů. Zajímavé bude sledovat průběh jednotlivých křivek v čase, zda vznikne

v horizontu 20 let (doba životnosti zařízení) protnutí křivek charakteristické pro dané varianty.

V případě porovnání kombinace variant nejsme schopni stanovit dobu návratnosti systémů z důvodu nižších provozních nákladů a investic u varianty UT1+TV1 oproti variantě UT2+TV2 (křivky se rozbíhají). Provozní náklady variant přípravy TV mají podobný trend, taktéž se rozbíhají. Pokud bychom měli porovnávat pouze systém vytápění, tedy varianty UT1 a UT2, dostaneme se k poměrně zajímavému závěru. V tabulce 8.1 jsou uvedeny vstupní investice těchto variant a dále i provozní náklady. Z těchto údajů je patrné, že doba návratnosti bude velmi dlouhá. Prostá doba návratnosti mezi variantou UT2 a UT1 nebyla vyhodnocena v době životnosti zařízení.

Z hlediska provozních a vstupních nákladů můžeme konstatovat, že varianta 1* je výhodnější pro tento řešený objekt.



Obr. 8.1 – Grafické zobrazení prosté doby návratnosti

9. REGULACE ŘÍZENÍ OTOPNÉ SOUSTAVY

Velmi důležitá část celého návrhu otopné soustavy je její zaregulování, proto se v této části budeme soustředit na popis místní regulace otopné soustavy a dále regulace zdroje tepla. Cílem je nalezení vhodných řešení regulace pro jednotrubkovou OS, která má jistá specifika a omezení. Jednou z možných variant regulace OS je využití místní regulace s použitím zónových termostatických hlavic, které jsou osazeny elektropohonem. Termostatické ventily jsou v tomto případě napárovány na čidla teploty v místnostech a všechna data jsou vyhodnocována v místním regulátoru. Pro jednotrubkovou soustavu je toto řešení zcela nevhodné, protože do soustavy neustále vnášíme poruchovou veličinu, které zpřičiňuje změnu výkonu jednotlivých OT. Co se opravdu stane, pokud uzavřu první těleso v otopném okruhu? Změní se střední teploty všech následujících těles v řadě. Následkem tohoto regulačního zásahu by byla dysbalance otopného systému.

Tato soustava se vyznačuje právě jednoduchostí z hlediska místní regulace dané soustavy. Otopná tělesa budou osazena termostatickými hlavicemi a výkon zdroje tepla bude řízen ekvitermní regulací. Dalším důležitým prvkem, který umožňuje regulaci soustavy je oběhové čerpadlo. Jednotlivé regulační prvky si popíšeme v následujících podkapitolách.

Regulace provozu tepelného čerpadla ve variantě UT2, se nebude odlišovat od níže popsaných regulačních prvků. Provoz tepelného čerpadla je závislý na venkovní teplotě a je popsán v kapitole vytápění. Je použit regulátor *Stiebel Eltron WPM 3*, který obsahuje venkovní čidlo, podle kterého se bude režim tepelného čerpadla řídit.

9.1. Místní regulace

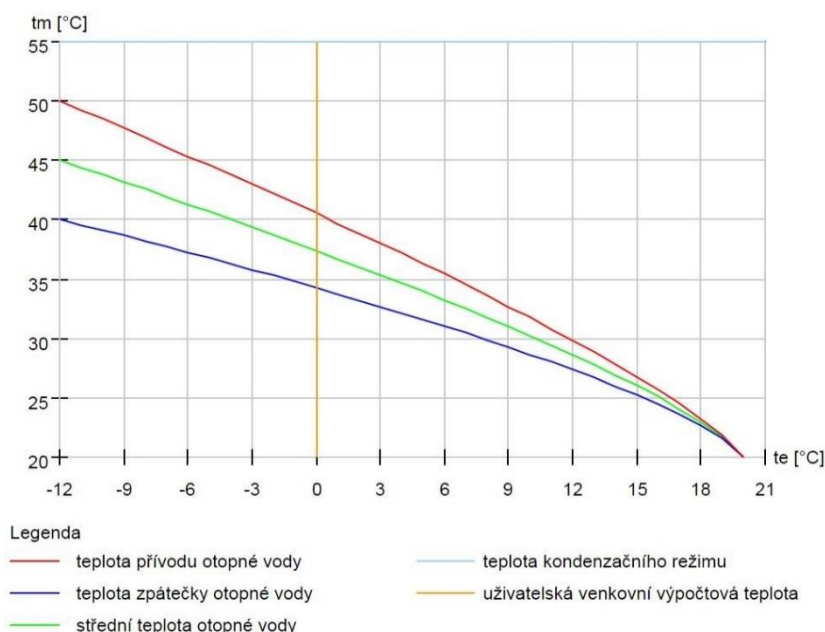
Otopná tělesa jsou koncovými prvky v otopné soustavě, které dále vnímáme jako výměníky tepla předávající teplo do vytápěného prostoru. V této práci budu přistupovat zejména k volbě kvantitativní regulace, tedy místnímu řízení průtoku otopné vody tělesem. Velikost ventilu udává k_{vs} hodnota, která je určující z hlediska vhodně zvolného regulačního prvku. Poddimenzovaný nebo předimenzovaný ventil má negativní vliv na provozní chování ventilu. Pokud není správně navržen, může tak docházet k neustálému uzavírání a otevírání, což vede ke ztrátě regulačních schopností. Ke správnému návrhu je zapotřebí diagram hydraulických vlastností ventilů, který je na svislé ose definován tlakovou ztrátou,

na vodorovné ose hmotnostním průtokem a dále zobrazuje pásmo proporcionality, tj. teplotní rozsah, ve kterém ventil pracuje. [5]

Pro náš projekt byly zvoleny, praxí prověřené, přímočinné termostatické hlavice *Heimeier K 6000*. Tyto ventily používají kapalinové čidlo s nestlačitelnou tekutinou. Disponují pásmem proporcionality 2 K a dobou uzavírání 24 min.

9.2. Ekvitermní regulace

Ekvitermní řízení otopné soustavy je založeno na snímání venkovní teploty čidlem, které je umístěno na vnější fasádě budovy, zpravidla na severní straně. Je velmi důležité se vyvarovat umístění venkovního čidla nad okna, dveře nebo nad výdechy vzduchotechniky. Signál od čidla je předán modulačnímu regulátoru a dále zdroji tepla, který upraví vstupní teplotu otopné vody do systému. Regulátor *RC 300* (pro variantu UT1) a *WPM 3* (pro variantu UT2), který signál od venkovního teplotního čidla zpracovává obsahuje přednastavené otopné křivky, tak jak zobrazuje následující obrázek pro teplotní spád 50/40 °C. Otopná křivka musí být nastavena v souladu s danou otopnou soustavou a vytápěným objektem. Regulovat lze přívodní teplotu nebo střední teplotu otopné vody [5].



Obr. 9.1 – Otopné křivky pro otopnou soustavu s teplotním spádem 50/40 °C [26]

Nastavení otopné křivky se ovšem nedá dosáhnout definováním jediného bodu, například podle aktuální venkovní teploty -12 °C , které odpovídá vstupní teplota 50 °C . Zpravidla se při prvním spuštění regulátoru nastaví vstupní teplota dle projektu, ale daná křivka musí být nadále optimalizována. Jedná se o dlouhodobý proces, který je zpravidla potřeba vysvětlit uživateli [5].

9.3. Oběhové čerpadlo

V příloze P4 dostupné z příloženého DVD, je detailní popis zvoleného oběhového čerpadla. Jednotrubková soustava řešeného objektu je pro variantu UT2 vybavena oběhovým čerpadlem *Grundfos* s moderní funkcí *AUTO_{ADAPT}*. Tato funkce bez nutnosti zásahu provozovatele soustavy nastaví optimální pracovní bod čerpadla, tak aby docházelo k maximálnímu šetření elektrické energie. Tato funkce je primárně nastavena již od výrobce a při uvedení produktu do provozu není potřeba dalšího zásahu. Pokud by bylo potřeba otopnou soustavu regulovat jinými metodami, tak zvolené čerpadlo dále umožňuje regulovat na konstantní, proporcionální tlak a dále na konstantní otáčky.

10. ZÁVĚR

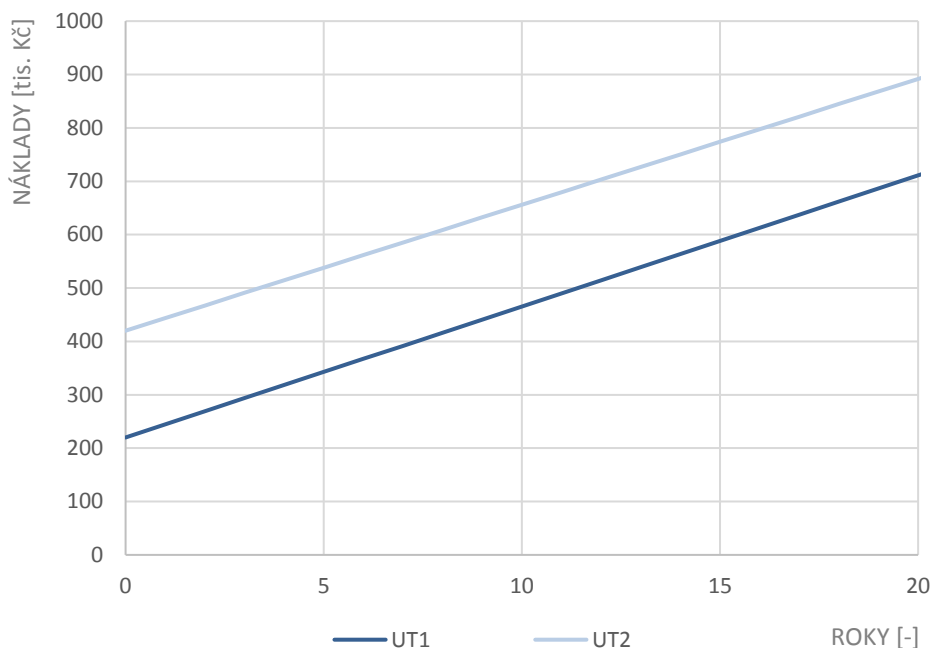
V rámci závěrečné práce byl zhotoven detailní výstup studie vytápění rodinného domu. Veškeré výpočty byly provedeny dle platných norem a legislativních nařízení, které jsou uvedeny na konci práce.

Po tepelně technických výpočtech řešeného objektu, který spadá do západní části hlavního města Prahy, jsem přistoupil k samotnému návrhu otopné soustavy. Takto dispozičně řešený rodinný dům je velmi vhodný pro aplikaci jednotrubkové horizontální otopné soustavy, která v dnešní době není často projektována. Rodinný dům s převážně jižní orientací nejvíce prosklené části fasády je rozdělen do 3 podlaží (2NP, 1NP a 1PP). V plně podsklepeném podlaží se nachází technická místnost s veškerou technologií potřebnou pro provoz objektu a nadzemní podlaží jsou obytného charakteru. Tepelnou pohodu ve vytápěných prostorách budou vytvářet vhodně zvolená otopná tělesa hygienického provedení, převážně s hladkou čelní deskou a pravým nebo levým spodním připojením. Po hydraulických výpočtech navrženého otopného systému bylo zapotřebí celou soustavu tlakově vyvážit pomocí vyvažovacích ventilů STAD. Následně jsem přistoupil k samotnému návrhu zdrojů tepla a přípravě teplé vody.

Samotný návrh regulace zdrojů tepla a přípravy teplé vody byl v této práci velmi diskutovaný. Cílem bylo poukázat na markantní rozdíly ve vstupních investicích pro varianty UT1 a UT2. Z navržených provozních stavů jednotlivých variant bylo zřejmé, že doba návratnosti pro variantu UT2 oproti variantě UT1 bude velmi dlouhá, viz grafické zobrazení. Křivky jsou prakticky rovnoběžné z důvodů nízkého rozdílu provozních nákladů.

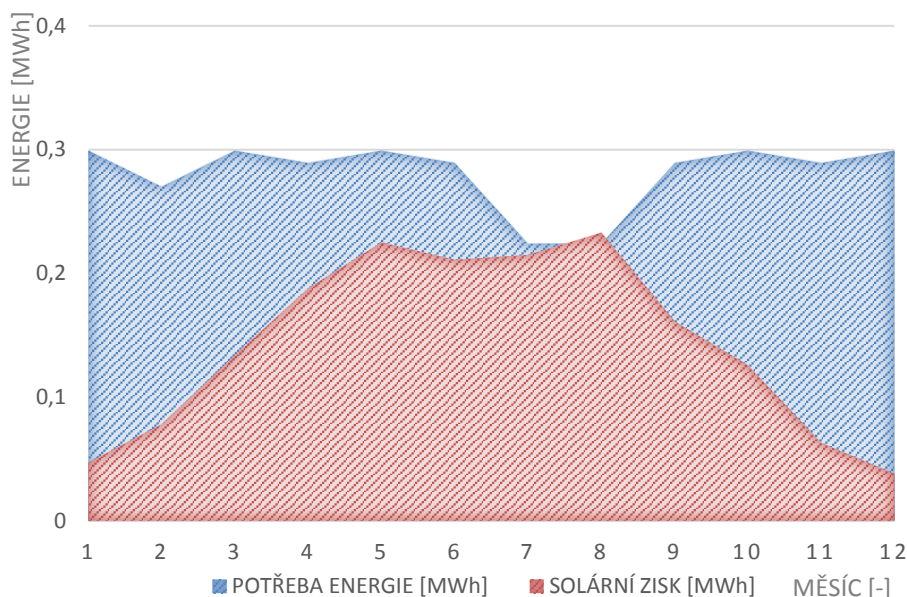
Tab. 10.1 – Shrnutí provozních nákladů a investic variant UT

| VARIANTA | INVESTICE | PROVOZNÍ NÁKLADY |
|----------|-----------|------------------|
| [-] | [Kč] | [Kč] |
| UT1 | 220 000 | 24 540 |
| UT2 | 420 000 | 23 590 |



Obr. 10.1 – Grafické zobrazení prosté doby návratnosti variant UT

Pro dnešní dobu je charakteristické snižování provozních nákladů a potřeby využití primární energie a v neposlední řadě je zde snaha využít energii obnovitelnou. V práci jsem se zabýval využitím solárních kolektorů firmy *Regulus*. Z pohledu využitelnosti solární energie, jsme musel zhodnotit možnosti akumulace této získané energie. Rodinný dům se zahradou ovšem nemá jinou možnost než získanou energii akumulovat do vody v akumulární nádrži. Z tohoto důvodu byl použit akumulární zásobník o objemu 300 l. Byl jsem ovšem nucen přizpůsobit velikost kolektorového pole, tak aby v letních měsících nevznikaly žádné přebytky energie, u kterých není možnost tuto energii mařit, například do bazénové vody. Z tohoto důvodu museli vzniknout varianty, které potřebu tepla na přípravu teplé vody doplní, viz následující obrázek. Modře šrafovaná oblast v grafu (potřeba tepla) musí být doplněna jiným zdrojem tepla, variantou TV1 nebo TV2. Solární pokrytí systému přípravy teplé vody činí 50,8 % při celkové potřebě teplé vody 3,38 MWh ročně.



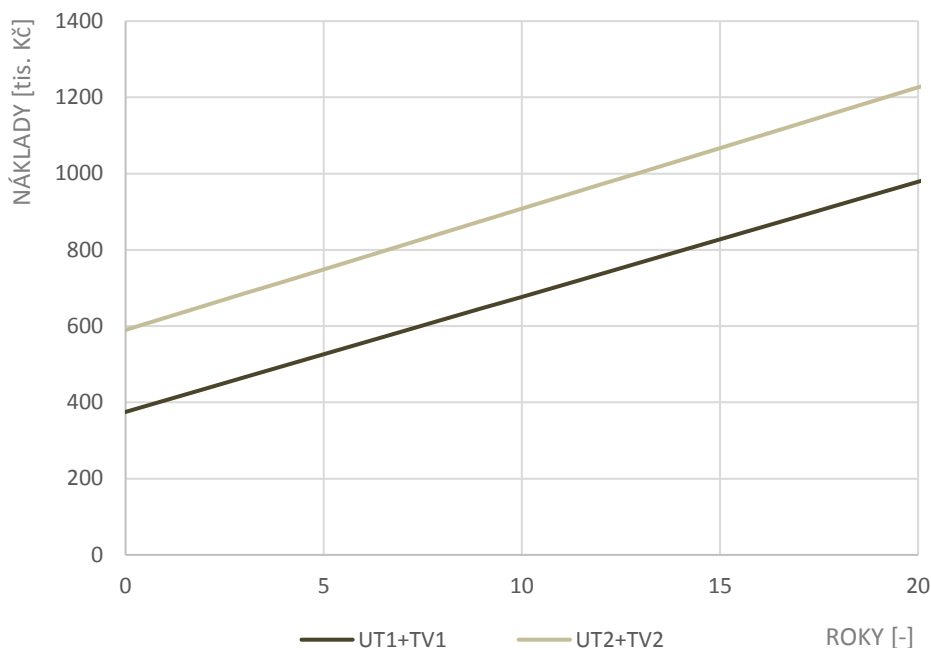
Obr. 10.2 – Grafické zobrazení solární tepelné soustavy

Součástí práce bylo i stanovení doby návratnosti kombinací variant vytápění a přípravy teplé vody. Z výpočtů je patrné, že pro řešený objekt je stanovení doby návratnosti nereálné z důvodů zvětšujícího se rozdílu provozních nákladů, viz graf (10.2).

Pro tento zvolený způsob vytápění a řešení přípravy teplé vody můžeme prezentovat dílčí výsledky pro kombinaci variant UT1 a TV1. Z hlediska vytápění je tato varianta postavena na využívání zdroje tepla spalujícího zemní plyn, přičemž příprava teplé vody je zde řešena přednostní přípravou spolu s využitím zásobníkové přípravy teplé vody pomocí solárních kolektorů.

Tab. 10.2 – Shrnutí výsledků pro kombinaci variant UT1 a TV1 v první roce provozu

| VARIANTA | POTŘEBA TEPLA | CENA ENERGIÍ | PROVOZNÍ NÁKLADY |
|---|---------------|-----------------|------------------|
| [-] | [MWh] | [Kč/MWh] | [Kč] |
| UT1 | 16,9 | 1256 + 277 měs. | 24 540 |
| TV1* | 3,38 | | 5 654 |
| TV1* - potřeba tepla dodaná do systému přípravy teplé vody solárními kolektory činí 50,8 % z celkové potřeby tepla. Zbýlá energie je dodána plynovým kotlem Buderus GB062 | | | |



Obr. 10.2 – Grafické zobrazení prosté doby návratnosti kombinací variant UT a TV

Přestože se dnešní doba snaží populaci učit novým návykům, z hlediska nakládání s energií a možnostmi, jak snížit potřebu tepla domácnosti, tak bychom jako projektanti měli mít nad danou problematikou nadhled. Je pozoruhodné, jakým způsobem jsou lidé ochotni investovat nemalé finanční prostředky do technických řešení s vidinou nízkých provozních nákladů. Na druhou stranu bychom neměli opominout skutečnost výhodnosti daného řešení z hlediska návratnosti investic. Lidé z oboru jsou obeznámeni se skutečností, že je zde v technických instalacích primárně snaha o zkvalitnění pohody vnitřního prostředí oproti vynaloženým financím, ale i přesto bychom neměli zapomínat na výhodnost daného řešení.

10.1. Doporučení investorovi

V předchozích kapitolách této práce bylo snahou poukázat na výhodnost/ nevýhodnost jednotlivých technických řešení. Z výše popsaných důvodů budou investorovi navržena jistá technická řešení, která mají za cíl zefektivnit provoz celého systému a snížit provozní náklady.

V první části se budu věnovat možnostem vytápění řešeného objektu. Za cíl si kladu snížit provozní náklady varianty (UT2). Budu-li uvažovat použití stejného zdroje tepla, tedy *Stiebel Eltron WPL 10I*, tak pro snížení provozních nákladů jsem nucen změnit ideu o provozu tohoto zdroje tepla. Jediným možným způsobem, jakým může být docíleno

vyššího využití tepelného čerpadla je posunutí bodu bivalence k nižším teplotám (např. -5 °C) za cenu nižších hodnot COP, avšak stále vyšších než 2. Je ovšem nutné respektovat fakt, že se snižující se venkovní teplotou bude klesat topný výkon tepelného čerpadla, a naopak se bude zvyšovat počet odmrazovacích cyklů.

V druhé části se budu věnovat možnosti přípravy teplé vody. Z projektu je patrné, že i částečná příprava teplé vody elektrickou topnou patronou je velice nákladná, proto se zaměřím na přípravu teplé vody pomocí tepelného čerpadla z předchozího odstavce. Zdroj tepla by byl zapojen v systému přednostního ohřevu TV. V tomto řešení přípravy TV spatřuji jistý potenciál snížení provozních nákladů.

V poslední části této práce se okrajově zmíním o možných dotačních programech. Investor může získat jisté finanční prostředky na pořízení tepelného čerpadla, kondenzačního kotle, případně na solární systémy ohřevu teplé vody ve výši až 40 % či na pořízení větracích a rekuperačních jednotek.

11. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BAŠTA, Jiří a Karel KABELE. *Otopné soustavy teplovodní*. 3., přeprac. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, odborná sekce vytápění, 2008, 96 s. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 978-800-2020-646.
- [2] DRKAL, František a Vladimír ZMRHAL. *Větrání*. V Praze: České vysoké učení technické, 2013. ISBN 978-80-01-05181-8.
- [3] BAŠTA, Jiří. *Otopné plochy - otopná tělesa*. 2. přepracované vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016. ISBN 978-80-01-05943-2.
- [4] BAŠTA, Jiří. *Otevřená versus tlaková expanzní nádoba* [online]. Praha, 2000 [cit. 2017-11]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/347-otevrena-versus-tlakova-expanzni-nadoba>
- [5] BAŠTA, Jiří. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2014. ISBN 978-800-1054-550.
- [6] MATUŠKA, Tomáš. *Alternativní zdroje energie: učební texty*. 2009/2010
- [7] DVOŘÁK, Jakub. *Optimalizace větrání a vytápění sportovní haly*. Praha, 2013, 116 s. Diplomová práce. České vysoké učení technické. Vedoucí práce Bašta Jiří.
- [8] ŠPIDLA, Luděk. *Studie vytápění rodinného domu*. Praha, 2017, 74 s. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Bašta Jiří.
- [9] VAVŘIČKA, Roman. *12 - Odběrná plynová zařízení*. Praha, 2016. Učební materiál. České vysoké učení technické v Praze.
- [10] VAVŘIČKA, Roman. *03 – Návrh pojistného a zabezpečovacího zařízení*. Praha, 2017, 7 s. Dostupné také z: http://users.fs.cvut.cz/roman.vavricka/Vytapani/003_Pojistne_a_za_bezpecovaci_zarizeni.pdf. Učební materiál. České vysoké učení technické v Praze.
- [11] MATUŠKA, Tomáš a Bořivoj ŠOUREK. *Bilance SS: Zjednodušená měsíční metoda pro bilancování solárních tepelných soustav* [online]. Praha, 2015 [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/?page_id=158
- [12] CENTNEROVÁ, Lana. *Tepelná pohoda a nepohoda*. *Www.tzb-info.cz* [online]. 2000. Dostupné také z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/404-tepelna-pohoda-a-nepohoda>

- [13] RUBINOVÁ, Olga. *Tepelná pohoda a tepelná rovnováha člověka*. Brno, 2013, 69 s. Dostupné také z: <http://www.fce.vutbr.cz/TZB/rubinova.o/prednasky/tp02.pdf>. Učební materiál. Vysoké učení technické v Brně.
- [14] BOKR, Pavel. *Geologická mapa [1:50 000]*. Dostupné také z: http://www.geology.cz/app/ciselniky/lokalizace/show_map.php?mapa=g50&y=748200&x=1053400&s=1
- [15] EFA – Akustická okenní štěrbinová pro přívod vzduchu do objektů s plynovými spotřebiči. In: <http://www.bristec.cz/> [online]. [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://www.bristec.cz/efa->
- [16] *Základní vodohospodářská mapa ČR: 14-42 Zbraslav [1: 50 000]*. 4. Praha: Český úřad zeměměřický a katastrální 1995. Dostupné také z: <http://heis.vuv.cz/data/webmap/dato-vesady/HEIS/ZVM50/mapovelistyn/1242.tif>
- [17] BOKR, Pavel. *Rastrová hydrogeologická mapa [1: 200 000]*. Dostupné také z: http://www.geology.cz/app/ciselniky/lokalizace/show_map.php?mapa=hg200rast&y=748200&x=1053400&s=1
- [18] Uzavíratelné šroubení „H“ HERZ. In: <http://www.herz.cz/> [online]. [cit. 2017-04-11]. Dostupné také z: <http://www.herz.cz/uploads/foto/130/1-3166-02.jpg>
- [19] *Vekra Prima* [online]. [cit. 2017-04-11]. Dostupné také z: <https://www.vekra.cz/produkt/dvere-prima/>
- [20] 01_Nastenne_kondenzacni_kotle_CZ. In: *Buderus* [online]. 2017 [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: http://www.buderus.cz/files/01_Nastenne_kondenzacni_kotle_CZ.pdf
- [21] Nová Alpha2: Nová definice spolehlivosti a účinnosti. In: *Grundfos* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: http://cz.grundfos.com/content/dam/GCZ/products/ALPHA2_brozura_final.pdf
- [22] Tepelná bilance - nápověda: Vytápění. In: *Tzbinfo* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: http://vytapani.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000047_vythelp.html#_ed
- [23] Přepočítání spotřeby zemního plynu na kWh - nápověda. In: *Tzbinfo* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: http://vytapani.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000095_help.html#Hs

- [24] Přehled cen zemního plynu: ceny platné od 1.1.2017. In: *Tzbinfo* [online]. 2017 [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energi/13-prehled-cen-zemniho-plynu>
- [25] Přehled cen elektrické energie: ceny platné od 1.1.2017. In: *Tzbinfo* [online]. 2017 [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energi/14-prehled-cen-elektricke-energie>
- [26] Ekvitermní křivky. In: *Tzbinfo* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/50-ekvitermni-krivky>
- [27] Vitocell 300-B. In: *Viessmann* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: <http://www.viessmann.cz/cs/obytne-budovy/zasobniky/bivalentni-zasobniky-teple-vody/vitocell-300b.html>
- [28] WPL 10 IK / WPL 10 I. In: *Tepelná-čerpadla* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: <http://www.tepelna-cerpadla.cz/cz/wpl-10-ik-wpl-10-i>
- [29] Sluneční kolektor KTU 15. In: *Regulus* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné také z: <http://www.regulus.cz/cz/slunecni-kolektor-ktu-15>
- [30] VAVŘIČKA, Roman. *04 - Příprava teplé vody*. Praha, 2017, 38 s. Dostupné také z: http://users.fs.cvut.cz/roman.vavricka/ZTI/NEW/004_TV_1.pdf. Učební materiál. České vysoké učení technické v Praze.
- [31] VAVŘIČKA, Roman. Metody návrhu zásobníku teplé vody. In: *Tzbinfo* [online]. Praha, 2011 [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/7885-metody-navrhu-zasobniku-teple-vody>

Firemní údaje:

- [32] *Stiebel Eltron spol s.r.o., Praha 5, www.tepelna-cerpadla.cz*
- [33] *Grundfos Sales Czechia and Slovakia s.r.o., Olomouc, cz.grundfos.com*
- [34] *IMI International s.r.o., Humpolec, www.imi-hydronic.com/cs*
- [35] *Styrotrade, a.s., Mratín, www.styrotrade.cz*
- [36] *Regulus spol s.r.o., Praha 4, www.regulus.cz*
- [37] *Bosch Termotechnika s.r.o., obchodní divize Buderus, Praha 4, www.buderus.cz*
- [38] *Viessmann spol s.r.o., Chrášťany, www.viessmann.cz*
- [39] *Reflex CZ s.r.o., Praha 9, www.reflexcz.cz*
- [40] *Xella CZ s.r.o., Hrušovany u Brna, www.ytong.cz*
- [41] *Wienerberger cihlářský průmysl a.s., České Budějovice, wienerberger.cz*
- [42] *Korado a.s., Česká Třebová, www.korado.cz*
- [43] *Mirel Vratimov a.s., Vrstimov, www.mirelon.com*
- [44] *Window Holding a.s., Lázně Toušeň, www.vekra.cz*

Použité normy:

- ČSN EN 12 831 Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu
- ČSN EN 15 665 Větrání budov – Stanovení výkonových kritérií pro větrací systémy obytných budov
- ČSN 73 0540-2:2007 Tepelná ochrana budov – Část 2 – Požadavky
- ČSN 73 0540-4:2007 Tepelná ochrana budov – Část 4 - Výpočtové metody
- ČSN EN ISO 13 829 Stanovení průvzdušnosti budov
- TPG 704 01 Odběrná plynová zařízení a spotřebiče na plynná paliva v budovách
- ČSN 06 0830 Tepelné soustavy v budovách – Zabezpečovací zařízení
- ČSN 75 5455 Výpočet vnitřních vodovodů
- ČSN 06 0320 Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody
- ČSN EN 15 316-1 Výpočet potřeby teplé vody
- ČSN EN ISO 13 790 Energetická náročnost budov – Výpočet spotřeby energie na vytápění a chlazení
- ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění
- ČSN 75 5411 Vodovodní přípojky

- TNI 73 0320 Energetické hodnocení solárních tepelných soustav – zjednodušený výpočtový postup
- ČSN EN ISO 9806 Solární energie – solární tepelné kolektory – zkušební metody
- Sbírka zákonů č. 193/2007 Sb.

12. SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy uvedené na konci práce:

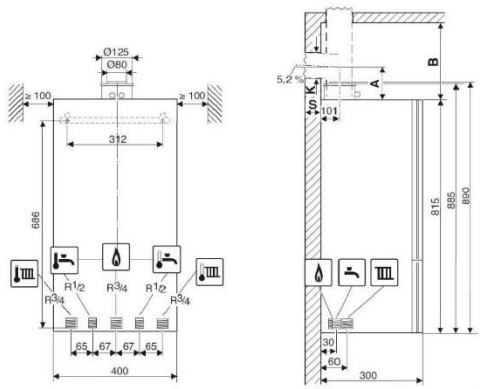
- Příloha 1 - Technické specifikace kondenzačního kotle Buderus GB062
- Příloha 2 - Technický list a protokol o změření kolektorů dle ČSN EN ISO 9806
- Příloha 3 - Tabulka hodnot pro určení součinitele zvětšení objemu expanzní nádoby
- Příloha 4 - Grafické zobrazení vyvážení patrových okruhů otopné soustavy
- Příloha 5 - Grafické zobrazení tlakové ztráty uzlu a ventilové vložky
- Příloha 6 - Tabulka s hodnotami měrné tlakové ztráty měděného potrubí pro teplotu otopné vody 45 °C
- Příloha 7 - Korekční faktor odběru tepla ze zásobníku TV
- Příloha 8 - Vstupní údaje pro výpočet pojistného ventilu UT a TV
- Příloha 9 - Výsledky hydraulických výpočtů a nastavení vyvažovacích ventilů

Přílohy uvedené na přiloženém DVD:

- P1 - Normové hodnoty součinitele prostupu tepla stavebních konstrukcí
- P2 - Technické specifikace tepelného čerpadla Stiebel Eltron WPL 10I
- P3 - Technické specifikace kondenzačního kotle Buderus GB062
- P4 - Technické specifikace oběhového čerpadla Grundfos Alpha2
- P5 - Konstanty pro denostupňovou metodu
- P6 - Technické specifikace trubicových kolektorů Regulus KTU15
- P7 - Výpočet solární soustavy dle TNI 73 0302_2014
- P8 - Výpočet tlakových ztrát
- P9 - Výpočet potřeby tepla pro variantu UT1
- P10 - Výpočet potřeby tepla pro variantu UT1

Technické specifikace kondenzačního kotle Buderus GB062 [16]

Rozměry / Technická data Logamax plus GB062 - 14/24/24 K



| Typ kotle | | | GB062-14 | GB062-24 | GB062-24 K |
|---|-------------------|-----------------------|---|----------|------------|
| Vlastnosti kotle | | | 14 | 24 | 24 K |
| Hmotnost | | kg | 36 | 36 | 36 |
| Objem vody ve výměníku tepla | | l | 7 | | |
| Maximálně nastavitelná teplota výstupu | | °C | 82 | | |
| Připustný provozní tlak | | bar | 3 | | |
| Spotřeba zemního plynu při $H_i = 9,5 \text{ kW/h}$ | | m^3/h | 1,53 | 3,18 | 3,18 |
| Klasifikace | | | B23, B33, C13, C33, C43, C53, C63, C83, C93 | | |
| CE označení | | | CE | | |
| Emisní třída | | NOx | 5 | | |
| Max. množství vody | | l/min | - | - | 12 |
| Výkon pro ohřev teplé vody | | kW | - | - | 24 |
| Max. provozní přetlak integrovaného ohříváče vody | | bar | - | - | 10 |
| Teplotní spád 80/60 °C | | | | | |
| Tepelný výkon (plynule modulační) | plné zatížení | kW | 14 | 24,1 | 24,1 |
| | částečné zatížení | kW | 2 | 3 | 3 |
| Tepelný příkon | plné zatížení | kW | 14,4 | 24,7 | 24,7 |
| | částečné zatížení | kW | 2,1 | 3,1 | 3,1 |
| Teplota spalin ¹⁾ | | °C | 75 | 87 | 87 |
| Obsah CO ₂ | plné zatížení | % | 9,4 | | |
| Hmotnostní tok spalin | plné zatížení | g/s | 11,2 | | |
| Teplotní spád 40/30 °C | | | | | |
| Tepelný výkon (plynule modulační) | plné zatížení | kW | 15,2 | 25,4 | 25,4 |
| | částečné zatížení | kW | 2,3 | 3,8 | 3,8 |
| Tepelný příkon | plné zatížení | kW | 14,4 | 24,7 | 24,7 |
| | částečné zatížení | kW | 2,1 | 3,1 | 3,1 |
| Teplota spalin ¹⁾ | | °C | 53 | 59 | 59 |
| Obsah CO ₂ | plné zatížení | % | 9,4 | | |
| Hmotnostní tok spalin | plné zatížení | g/s | 11,2 | | |
| Elektrický příkon | | W | 85 | 102 | 102 |
| Stupeň krytí | | IP | X4D | | |
| Hladina akustického tlaku | | dB(A) | 50 | | |
| Spotřeba zemního plynu | | m^3/h | 1,53 | 3,18 | 3,18 |
| Jmenovitý tepelný výkon | | kW | 14 | 24 | 24 |
| Deklarovaný zátěžový profil | | | - | - | XL |

Technické specifikace kondenzačního kotle Buderus GB062 [16]

Logamax plus GB062

• Změny vyhrazeny •

| ■ Logamax plus GB062-14/24/24 K | | | | |
|---|-------------|----------|----------|------------|
| Typ kotle | | GB062-14 | GB062-24 | GB062-24 K |
| Směrnice EU o energetické účinnosti | | | | |
| Třída energetické účinnosti | | A | A | A |
| Sezónní energetická účinnost vytápění | η_s | 93 | 93 | 93 |
| Jmenovitý tepelný výkon při 80/60 °C | kW | 14 | 24 | 24 |
| Hladina akustického tlaku ve vnitřním prostředí | dB(A) | 50 | 50 | 50 |
| Třída energetické účinnosti ohřevu vody | | - | - | A |
| Energetická účinnost ohřevu vody | η_{wh} | - | - | 83 |
| Deklarovaný zátěžový profil | | - | - | XL |

1) Měřeno na spalinovém hrdle

Technický list a protokol o změření kolektorů dle ČSN EN ISO 9806 [29]



TECHNICKÝ LIST

v1.2.0_02/2016

str. 1/1

Solární kolektor KTU 15



| | |
|----------------------|-------|
| Objednací kód | 7 127 |
|----------------------|-------|

| | |
|-----------------------|--|
| Rozměry a váhy | |
|-----------------------|--|

| | |
|--------------------------|----------------------|
| výška x šířka x tloušťka | 1970 x 1350 x 141 mm |
| stavební šířka | 1430 mm |
| celková plocha | 2,66 m ² |
| plocha apertury | 1,49 m ² |
| plocha absorberu | 1,22 m ² |
| hmotnost bez kapaliny | 60 kg |

| | |
|-----------------|--|
| Zasklení | |
|-----------------|--|

| | |
|----------|---------------------|
| materiál | borosilikátové sklo |
| tloušťka | 1,8 mm |

| | |
|-----------------|--|
| Absorbér | |
|-----------------|--|

| | |
|-------------------------------|--------------------------------------|
| materiál | borosilikátové sklo |
| povrchová úprava | AlN/Al-N/Al-N/Al-N/Al-N |
| konstrukční typ | trubicový, vakuový |
| materiál přípojovacích trubek | měď |
| rozměr přípojovacích trubek | 4 x Ø 22 mm x 1 mm |
| materiál trubek absorberu | měď |
| rozměr trubek absorberu | 15 x Ø 8 mm x 0,5 mm |
| maximální pracovní tlak | 6 bar |
| maximální pracovní teplota | 120 °C |
| stagnační teplota | 309,9 °C |
| teplonosná kapalina | vodní roztok propylenglykolu (2,4 l) |
| doporučený průtok | 60 – 120 l/h |

| | |
|------------------------|--|
| Tepelná izolace | |
|------------------------|--|

| | |
|------------------|----------------|
| materiál izolace | minerální vlna |
| tloušťka izolace | 20 mm |

| | |
|------------|--|
| Rám | |
|------------|--|

| | |
|-----------------|--------------------------------------|
| materiál rámu | hliníková slitina + ocel AISI 304 SS |
| barva rámu | stříbrná |
| materiál skříně | ocel AISI 304 SS, tl. 0,8 mm |

| | | | |
|--|--|--|--|
| Okamžitá účinnost na absorber / aperturu / celk. plochu | | | |
|--|--|--|--|

| | | | |
|---|--------|--------|--------|
| η_{0a} [-] | 0,894 | 0,733 | 0,41 |
| a_{1a} [W/m ² K] | 2,730 | 2,237 | 1,252 |
| a_{2a} [W/m ² K ²] | 0,0031 | 0,0025 | 0,0014 |

| | |
|---|--|
| Maximální výkon kolektoru při osvětlení 1000 W/m² | |
|---|--|

| | |
|-----------|--------|
| Q_{max} | 1090 W |
|-----------|--------|

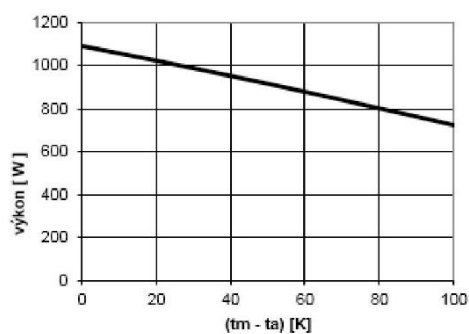
| | |
|--------------------------------|--|
| Modifikátor úhlu dopadu | |
|--------------------------------|--|

| | |
|-----------------------|------|
| $K_{\theta 50^\circ}$ | 0,96 |
|-----------------------|------|

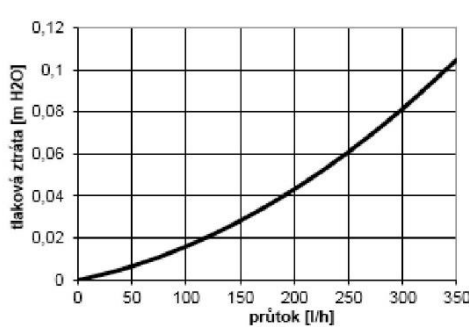
| | |
|-------------------------|--|
| Tepelná kapacita | |
|-------------------------|--|

| | |
|---|-----------|
| C | 26,6 J/kg |
|---|-----------|

| | |
|--|--|
| Testováno podle ČSN EN ISO 9806 | |
|--|--|

 Graf okamžitého výkonu kolektoru při osvětlení 1000 W/m²


Graf tlakové ztráty kolektoru


 R E G U L U S spol. s r.o.
 Dou Koutů 1897/3, 143 00 Praha 4

 Tel.: +420 241 764 506
 Fax: +420 241 763 976

 E-mail: regulus@regulus.cz
 Web: www.regulus.cz

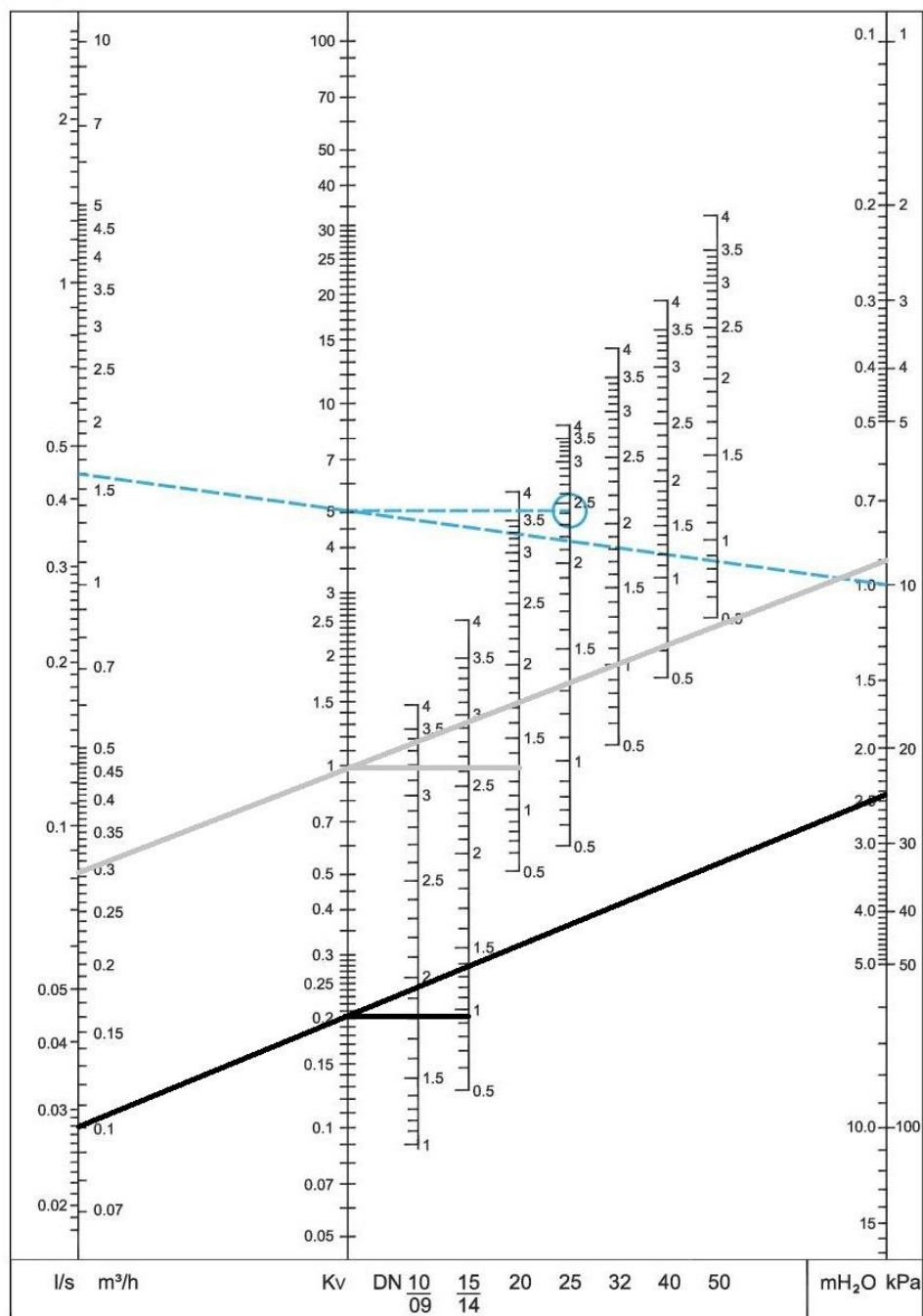
Tabulka 1 - Určení součinitele zvětšení objemu expanzní nádoby

| | | | | | | |
|-----------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $\Delta t = t_{max}-10$ [K] | 20 | 30 | 40 | 45 | 50 | 55 |
| n [-] | 0,00401 | 0,00749 | 0,01169 | 0,01413 | 0,01672 | 0,01949 |
| $\Delta t = t_{max}-10$ [K] | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 85 |
| n [-] | 0,02243 | 0,02551 | 0,02863 | 0,03198 | 0,03553 | 0,03916 |
| $\Delta t = t_{max}-10$ [K] | 90 | 95 | 100 | 105 | 110 | 115 |
| n [-] | 0,04313 | 0,04704 | 0,05112 | 0,05529 | 0,05991 | 0,06435 |

Vyvážení patrových topných okruhů ventilem STAD



Diagram



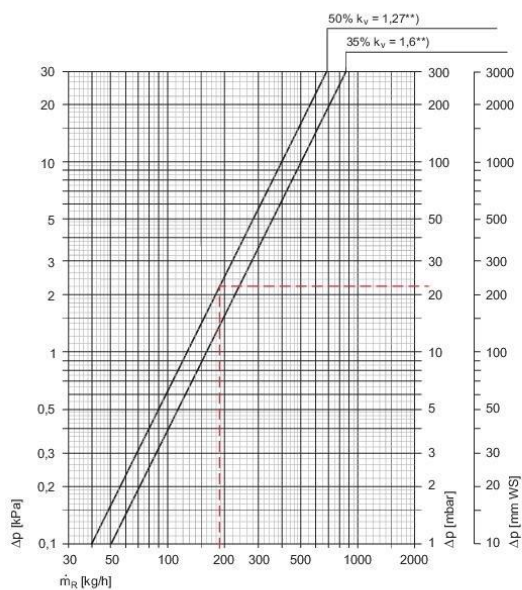
ŠEDIVÁ – 2NP

ČERNÁ – 1PP

Grafické zobrazení tlakové ztráty uzlu a ventilové vložky



Technická data – Jednotrubková soustava



Ekvivalentní délky trubek [m]

| Součinitel zatékání [%] | 12 x 1 | 14 x 1 | 15 x 1 | 16 x 1 | 18 x 1 |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 35 | 2,0 | 5,4 | 8,0 | 12,0 | 23,5 |
| 50 | 3,1 | 8,5 | 12,7 | 19,1 | 37,3 |

Otopné těleso VK s rohovým a přímým šroubením Vekolux v jednotrubkovém provedení

| Podíl zatékání [%] | Kv-hodnota | Nastavení obtoku *) [U] | Maximální provozní teplota TB [°C] | Maximální provozní tlak PB [bar] |
|---|------------|-------------------------|------------------------------------|----------------------------------|
| Ventilová vložka s přesným nastavením (tovární nastavení) a termostatickou hlavicí | | | | |
| 50 | 1,27 | max. | 120 | 10 |
| 35 | 1,60 | 3,5 | 120 | 10 |

*) Pro nastavení na 35 % uzavřít Vekolux a potom otevřít o 3,5 otáčky. Maximální otevření odpovídá 50 % zatékání do otopného tělesa.

Kv/Kvs = m³/h při tlakové ztrátě 1 bar.

Tabulka 1 - Měrná tlaková ztráta pro měděné potrubí při střední teplotě otopné vody 45 °C

| MĚDĚNÉ POTRUBÍ PRO STŘEDNÍ TEPLITU 45 °C | | | | | | | | |
|--|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|
| PRŮTOK | 12x1 | | 15x1 | | 18x1 | | 22x1 | |
| m | R | w | R | w | R | w | R | w |
| [kg/h] | [Pa/m] | [m/s] | [Pa/m] | [m/s] | [Pa/m] | [m/s] | [Pa/m] | [m/s] |
| 20 | 13,4 | 0,1 | 4,5 | 0,0 | 2,2 | 0,0 | 1,0 | 0,0 |
| 40 | 26,8 | 0,1 | 9,1 | 0,1 | 4,5 | 0,1 | 1,9 | 0,0 |
| 50 | 52,3 | 0,2 | 12,9 | 0,1 | 5,2 | 0,1 | 1,9 | 0,0 |
| 70 | 123,5 | 0,3 | 29,5 | 0,2 | 9,3 | 0,1 | 2,9 | 0,1 |
| 80 | 159,3 | 0,3 | 41,4 | 0,2 | 12,0 | 0,1 | 3,3 | 0,1 |
| 90 | 188,7 | 0,3 | 54,9 | 0,2 | 18,8 | 0,1 | 4,9 | 0,1 |
| 100 | 231,3 | 0,4 | 62,5 | 0,2 | 23,0 | 0,1 | 6,9 | 0,1 |
| 120 | 314,6 | 0,4 | 76,2 | 0,2 | 37,4 | 0,2 | 12,3 | 0,1 |
| 140 | 408,9 | 0,5 | 120,5 | 0,3 | 45,9 | 0,2 | 18,4 | 0,1 |
| 160 | 513,9 | 0,6 | 149,7 | 0,3 | 55,0 | 0,2 | 21,0 | 0,1 |
| 180 | 629,3 | 0,6 | 181,5 | 0,4 | 67,4 | 0,3 | 26,7 | 0,2 |
| 200 | 755,0 | 0,7 | 216,1 | 0,4 | 82,0 | 0,3 | 33,0 | 0,2 |
| 220 | 910,9 | 0,8 | 262,9 | 0,5 | 97,8 | 0,3 | 39,9 | 0,2 |
| 240 | 1057,9 | 0,9 | 303,3 | 0,5 | 109,1 | 0,3 | 43,6 | 0,2 |
| 260 | 1214,7 | 0,9 | 346,2 | 0,6 | 126,9 | 0,4 | 51,5 | 0,2 |
| 280 | - | - | 391,5 | 0,59 | 149,5 | 0,39 | 60 | 0,25 |
| 300 | - | - | 434,9 | 0,63 | 166,1 | 0,42 | 69,1 | 0,27 |

Pro jiné hmotnostní průtoky byl použit výpočtový program z TZB-info s uvažovanou drsností $k=0,01$ mm pro všechny dimenze.

Tabulka 1 - Korekční faktor odběru tepla ze zásobníku TV

| Zásobník TV | γ [-] | |
|--------------------------------|---------------------|---------------------|
| | $\tau_a < 20$ minut | $\tau_a > 20$ minut |
| Vertikální zásobník | 0,94 | 0,89 |
| Horizontální zásobník (< 400l) | 0,96 | 0,91 |
| Horizontální zásobník (> 400l) | 0,90 | 0,85 |

Korekční faktor odběru tepla ze zásobníku TV se volí s ohledem na dobu ohřevu TV při teplotním rozdílu pro dohřev TV, τ_a . Doba dohřevu se zpravidla nevolí větší než 20 minut, ale respektuje se tepelná kapacita budovy. Pro budovy těžké a středně těžké je doba dohřevu rovna 20 minutám a pro lehké stavby je to 10 minut. [31]

Tabulka 1 – parametry syté vodní páry v závislosti na otevíracím přetlaku pojist. ventilu [10]

| Parametry syté vodní páry v závislosti na otevíracím přetlaku pojistného ventilu | | | | |
|--|----------|-----------------------|----------|----------------------|
| p_{otv} | t_{2x} | K | r | ρ |
| [kPa] | [°C] | [kW/mm ²] | [kWh/kg] | [kg/m ³] |
| 200 | 133,5 | 0,97 | 0,601 | 1,65 |
| 250 | 138,9 | 1,12 | 0,596 | 1,91 |
| 300 | 143,6 | 1,26 | 0,593 | 2,16 |
| 350 | 147,9 | 1,41 | 0,589 | 2,42 |
| 400 | 151,8 | 1,55 | 0,585 | 2,67 |
| 500 | 158,8 | 1,83 | 0,579 | 2,92 |

- r - výparné teplo páry při otevíracím přetlaku pojistného ventilu [kWh/kg];
 t_{2x} - teplota ohřívání vody na mezi sytosti při otevíracím přetlaku pojistného ventilu [°C];
 K - konstanta syté vodní páry při otevíracím přetlaku pojistného ventilu [kW/mm²].

Tabulka 2 – volba konstant v návaznosti na zvolený pojistný ventil [10]

| Volba konstant | | | | |
|-----------------|-----------|----------------|--------------------|------------|
| Ventil | p_{otv} | Jmen. světlost | $S_{o,min}$ | α_v |
| [-] | [kPa] | [mm] | [mm ²] | [kWh/kg] |
| 1/2" x 3/4" | 150 - 550 | 15 | 113 | 0,444 |
| 3/4" x 1" | 100 - 550 | 20 | 176 | 0,565 |
| 1" x 1 1/4" | 50 - 550 | 25 | 380 | 0,684 |
| 1 1/4" x 1 1/2" | 100 - 550 | 32 | 804 | 0,693 |
| 1 1/2" x 2" | 50 - 550 | 40 | 1017 | 0,594 |
| 2" x 2 1/2" | 50 - 550 | 50 | 1589 | 0,576 |

Tabulky pro návrh výpočtu pojistného jsou součástí normy ČSN 06 0830.

Tabulka 1 – Výsledky hydraulických výpočtu okruhů jednotrubkové otopné soustavy

| PATRO RD | TLAKOVÁ ZTRÁTA | NUTNO DOŠKRTIT |
|----------|----------------|----------------|
| PATRO | Kv | ot |
| [-] | [-] | [-] |
| 2NP | 20,2 | 9,1 |
| 1NP | 29,3 | - |
| 1PP | 4,7 | 24,6 |

Tabulka 2 – Nastavení vyvažovacích ventilů STAD IMI

| PATRO RD | k _v HODNOTA | OTAČKY | DIMENZE VENTILU |
|----------|------------------------|--------|-----------------|
| PATRO | Kv | ot | DN |
| [-] | [-] | [-] | [-] |
| 2NP | 1 | 1,3 | 20 |
| 1PP | 0,2 | 1,0 | 15 |

Detailní výpočet tlakových ztrát je součástí přílohy P8 na přiloženém DVD. Jedná se o nezbytnou část, dle které jsem mohl navrhnout vyvážení paralelních okruhů jednotrubkové otopné soustavy. Soustava je vyvážena vůči okruhu s největší tlakovou ztrátou (1NP).