

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**STUDIE VYTÁPĚNÍ RODINNÉHO
DOMU**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

JAN PILNÝ

2-BS-2023

Souhrn

Tato bakalářská práce se zabývá studií vytápění rodinného domu. Obsahem této bakalářské práce je návrh tepelně technických vlastností rodinného domu v souladu s ČSN 73 0540 se splněním doporučených hodnot součinitelů prostupu tepla. Studie dále obsahuje výpočet tepelných ztrát dle ČSN EN 12831-1, návrh vytápění pomocí podlahového vytápění a zaregulování a vyvážení celého systému vytápění. Pro hrazení tepelných ztrát objektu je navrženo tepelné čerpadlo vzduch-voda s bivalentním provozem. Je proveden i výpočet potřeby tepla na vytápění a návrh nuceného rovnotlakého větrání pomocí vzduchotechnické jednotky s rekuperačním výměníkem.

Summary

This bachelor's thesis deals with the study of a family house heating. The content of this bachelor's thesis is the design of the thermal technical properties of a family house in accordance with ČSN 73 0540 with the fulfillment of the recommended values of heat transfer coefficients. The study also includes the calculation of heat losses according to ČSN EN 12831-1, the design of heating using underfloor heating and the regulation and balancing of the entire heating system. An air-water heat pump with bivalent operation is designed to cover the building's heat losses. The calculation of the need for heat for heating and the design of forced equal pressure ventilation using an air handling unit with a recovery exchanger is also included.

Prohlášení

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

V Praze 12. 6. 2023

Jan Pilný

Poděkování

Chtěl bych co nejsrdečněji poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D., za cenné a užitečné rady, za zodpovídání mých dotazů a za čas a ochotu, kterou mi věnoval při vedení mé bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat mé rodině, známým a také všem, kteří mě podporovali během studia na Fakultě strojní ČVUT v Praze.

Soupis použitého značení

Značení	Veličina	Jednotka
D	Vnější průměr potrubí	[m]
H _s	Spalné teplo paliva	[MJ/m ³]
H _u	Výhřevnost paliva	[MJ/m ³]
K	Konstanta stavu syté páry	[W/mm ²]
Q̇	Výkon	[W]
R	Tepelný odpor	[m ² ·K/W]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	Plocha	[m ²]
T	Termodynamická teplota	[K]
U	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
Ṁ	Objemový průtok	[m ³ /s]
d	Tloušťka vrstvy stavební konstrukce	[m]
d	Vnitřní průměr potrubí	[m]
d _H	Hydraulický průměr potrubí	[m]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
h	Entalpie	[J/kg]
h	Výška vodního sloupce	[m]
l	Délka úseku potrubí	[m]
m	Charakteristické číslo podlahy	[m ⁻¹]
ṁ	Hmotnostní průtok	[kg/s]
p _č	Tlak čerpadla	[Pa]
p _{disp}	Dispoziční tlak	[Pa]
p _m	Tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
p _o	Tlaková ztráta nejnepříznivějšího okruhu	[Pa]
p _t	Tlaková ztráta třením	[Pa]
p _p	Tlak přirozeným vztlakem vody	[Pa]
k _v	Průtokový součinitel	[m ³ /s]
n	Součinitel zvětšení objemu	[-]
q̇	Měrný tepelný tok	[W/m ²]
t	Teplota	[°C]
t _g	Výsledná teplota	[°C]

t_i	Vnitřní výpočtová teplota	[°C]
t_i	Teplota vzduchu	[°C]
t_o	Operativní teplota	[°C]
t_p	Povrchová teplota	[°C]
t_r	Střední radiační teplota	[°C]
t_{w1}	Teplota zpáteční vody ze soustavy	[°C]
t_{w2}	Teplota přívodní vody do soustavy	[°C]
w	Střední rychlost podle průřezu	[m/s]
Λ	Tepelná propustnost	[W/m ² ·K]
α	Součinitel přestupu tepla	[W/m ² ·K]
α	Výtokový součinitel	[-]
η	Dynamická viskozita vody	[m ² /s]
η	Stupeň využití expanzní nádoby	[-]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	[W/m·K]
λ	Součinitel tlakové ztráty třením	[-]
ν	Kinematická viskozita vody	[Pa/s]
ξ	Součinitel místní ztráty	[-]
ρ	Hustota (měrná hmotnost)	[kg/m ³]

Obsah

Úvod.....	7
TEORETICKÁ ČÁST	8
1. Vytápění	8
1.1. Výpočet tepelných ztrát (tepelně technické vlastnosti).....	13
1.2. Zdroje tepla	14
1.2.1. Kondenzační kotle na plynná paliva.....	15
1.2.2. Tepelná čerpadla vzduch-voda	15
1.3. Otopné plochy	16
1.3.1. Otopná tělesa	16
1.3.2. Vodní velkoplošné sálavé otopné plochy	17
1.4. Otopné soustavy.....	21
1.4.1. Dělení soustav podle zajištění oběhu vody.....	21
1.4.2. Dělení podle provedení hlavního rozvodu	23
1.4.3. Dělení podle rozvodu k jednotlivým otopným tělesům.....	23
1.4.4. Dělení podle přívodu a odvodu otopné vody k/od otopných těles	24
1.4.5. Dělení podle spojení otopné vody s atmosférou.....	25
1.4.6. Dělení podle teploty látky	25
1.5. Dimenzování otopné soustavy	25
1.6. Pojistné a zabezpečovacího zařízení	28
1.6.1. Pojistné zařízení.....	28
1.6.2. Zabezpečovací zřízení	29
1.7. Návrh oběhového čerpadla.....	32
1.8. Armatury	33
1.9. Výpočet potřeby tepla na vytápění.....	35
2. Vzduchotechnika.....	36
2.1. Výpočet potřeby čerstvého vzduchu	37
2.2. Návrh potrubní sítě vzduchotechniky	37
PRAKTICKÁ ČÁST	40
3. Informace o budově.....	40
4. Vytápění rodinného domu.....	40
4.1. Tepelně technické vlastnosti budovy	40
4.1.1. Obvodové stěny	40
4.1.2. Vnitřní stěny	41
4.1.3. Strop	41
4.1.4. Podlaha	41

4.1.5. Výplně otvorů	41
4.2. Výpočet tepelných ztrát	41
4.3. Návrh zdroje tepla	42
4.4. Návrh otopných ploch	43
4.5. Návrh trojcestného směšovacího ventilu	43
4.6. Návrh otopné soustavy	44
4.7. Vyvážení rozdělovačů pomocí vyvažovacích ventilů	45
4.8. Návrh oběhového čerpadla	46
4.9. Návrh pojistného a zabezpečovacího zařízení	46
4.9.1. Pojistné zařízení	46
4.9.2. Zabezpečovací zařízení	46
4.10. Výpočet potřeby tepla na vytápění	47
5. Vzduchotechnika rodinného domu	47
5.1. Výpočet potřeby čerstvého vzduchu	47
5.2. Návrh vzduchotechnické jednotky	47
5.3. Návrh potrubní sítě vzduchotechniky	48
6. Závěr	49
7. Seznam literatury	51
8. Seznam příloh	53
9. Seznam výkresové dokumentace	53

Úvod

Jednou z nejdůležitějších věcí, kterou člověk již od počátku lidské civilizace potřeboval ke snadnějšímu, bezpečnějšímu a hlavně kvalitnějšímu životu, bylo teplo a s tím související i tepelný komfort člověka. Postupem času vymýšlel nejrůznější způsoby výroby tepla od prvního zapálení ohně, přes různé středověké systémy teplovzdušného vytápění až po vytápění, jaké známe v současnosti. Nejdůležitějším faktorem pro zajištění tepelné pohody v budovách jsou hlavně vnější podmínky prostředí budov, tepelné technické vlastnosti budov, způsob vytápění a v neposlední řadě pak samozřejmě i různé vnímání jednotlivých lidí na samotnou tepelnou pohodu prostředí.

Jedním z hlavních a nejdůležitějším úkolů vytápění je již zmiňované zajištění tepelné pohody člověka neboli tepelný komfort člověka. Ze současnosti známe nejrůznější způsoby vytápění, jakými jsou např. vytápění teplovzdušné, vytápění otopnými tělesy, velkoplošné nízkoteplotní vytápění nebo sálavé vytápění pomocí zářičů.

V současné době se Evropská unie společně s vyspělými státy světa snaží o co nejefektivnější zacházení s energiemi, hlavně v důsledku snižování spotřeby energie z neobnovitelných zdrojů a tím pádem i k větší uhlíkové neutralitě jednotlivých zemí. Tento fakt má za následek i větší tlak na tepelné technické vlastnosti budov, takže dochází k většímu zateplování budov a tím pádem i k poklesu požadavků na vytápění. To znamená, že v konečném důsledku nepotřebujeme tak velké zdroje tepla, nepotřebujeme tak vysoké teploty otopné vody, a proto si můžeme dovolit používat menší a úspornější zdroje tepla a velkoplošné nízkoteplotní otopné soustavy. A právě návrhem tepelně technických vlastností budovy, návrhem otopné soustavy a výběrem zdroje tepla se budu zabývat ve své bakalářské práci.

TEORETICKÁ ČÁST

1. Vytápění

Hlavní úkol vytápění je zajištění tepelné pohody prostředí staveb. Tepelná pohoda prostředí je ovlivňována hned několika vlivy. Tyto vlivy dělíme na takové, které člověk může ovlivnit sám, na takové, které člověk ovlivňuje pomocí různých technologií v budově i mimo ni a poslední, které ovlivnit nemůže. Do první kategorie vlivů řadíme například činnost člověka nebo jeho oděv. Do druhé kategorie pak řadíme vliv okolního prostředí, jako je například teplota vzduchu, střední radiační teplota, vlhkost vzduchu či rychlost proudění vzduchu a do poslední kategorie řadíme zdravotní stav člověka a jeho aklimatizaci v daném prostředí. Tepelná pohoda prostředí je definována dvěma rovnicemi a dvěma hodnotícími ukazateli. První rovnice je rovnice tepelné rovnováhy člověka, která je definována vztahem:

$$\dot{q} = \dot{q}_m - n = \pm \dot{q}_k \pm \dot{q}_s \pm \dot{q}_v + \dot{q}_w + \dot{q}_d, \quad (1)$$

kde:

- \dot{q} měrný tepelný tok produkováný člověkem [W/m²],
- \dot{q}_m metabolický tepelný tok [W/m²],
- n měrný výkon spotřebovaný na práci svalů [W/m²],
- \dot{q}_k měrný tepelný tok konvekcí [W/m²],
- \dot{q}_s měrný tepelný tok sáláním [W/m²],
- \dot{q}_v měrný tepelný tok vedením [W/m²] – velmi malý a zanedbává se,
- \dot{q}_w měrný tepelný tok vypařováním [W/m²],
- \dot{q}_d měrný tepelný tok dýcháním [W/m²]. [1]

Metabolický tepelný tok člověk produkuje celý svůj život a je odvislý od mnoha parametrů člověka, jako je např. pohlaví, věk či zdraví člověka. Dělí se na dvě kategorie, na bazální metabolismus a svalový metabolismus. Bazální metabolismus produkuje teplo na základě biologických procesů v těle člověka a svalový metabolismus produkuje teplo na základě činnosti člověka. Pro svalový metabolický tepelný tok člověka byla následně sestavena tabulka dle práce, kterou člověk vykonává. Tabulka je sestavena i pro různé oblečení člověka, které má také vliv na jeho tepelnou pohodu. Obě tabulky jsou uvedeny níže. [2]

Tabulka 1 - Tabulka činnosti a tepelných toků

Činnost	W	W/m ²	met
Spaní	70	50	0,7
Odpočívání, ležení	80	46	0,8
Sezení, odpočívání	100	58	1,0
Stání, práce v sedě	120	70	1,2
Velmi lehká práce	160	93	1,6
Lehká práce	200	116	2,0
Středně těžká práce	300	175	3,0
Těžká práce	600	350	6,0
Velmi těžká práce	700	410	7,0

Tabulka 2 - Tabulka tepelně izolačních vlastností oděvu

Druh oděvu	Tepelný odpor R [m ² ·K/W]	Tepelně izolační schopnost [clo]
Velmi lehký letní oděv	0,05	< 0,5
Lehký pracovní oděv	0,09	0,9
Pracovní oděv, společenský oděv	0,15	1,5
Podzimní oděv, velmi těžký pracovní oděv	0,21	2,1
Zimní oděv	0,3	2,95
Velmi zimní oděv	0,35	> 3,5

Měrný tepelný tok konvekcí, který je obsažen v rovnici 1, je definován vztahem:

$$\dot{q}_k = \alpha_k \cdot f_{od} \cdot (t_p - t_i), \quad (2)$$

kde:

- \dot{q}_k měrný tepelný tok konvekcí [W/m²],
- α_k součinitel přestupu tepla konvekcí [W/m²·K],
- f_{od} poměr povrchu oblečení a lidského těla [-],
- t_p teplota povrchu oblečení [°C],
- t_i teplota vzduchu [°C]. [1]

Další člen v rovnici 1 je měrný tepelný tok sáláním a ten je dán tímto vztahem:

$$\dot{q}_s = \alpha_s \cdot f_{od} \cdot (t_p - t_r), \quad (3)$$

kde:

- \dot{q}_s měrný tepelný tok sáláním [W/m²],
- α_s součinitel přestupu tepla sáláním [W/m²·K],

f_{od} poměr povrchu oblečení a lidského těla [-],

t_p teplota povrchu oblečení [°C],

t_r střední radiační teplota [°C]. [1]

Měrný tepelný tok vypařováním je dán empirickým vzorcem:

$$\dot{q}_w = 0,42 \cdot (\dot{q}_m - n - 58,15), \quad (4)$$

kde:

\dot{q}_w měrný tepelný tok vypařováním [W/m²],

\dot{q}_m metabolický tepelný tok [W/m²·K],

n měrný výkon spotřebovaný na práci svalů [W/m²]. [1]

Měrný tepelný tok dýcháním je dán vzorcem:

$$\dot{q}_s = \frac{\dot{m}}{S} \cdot (h_{vyd} - h_{vdech}) = \frac{2,58 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{q}_m}{S} \cdot (h_{vyd} - h_{vdech}), \quad (5)$$

kde:

\dot{q}_d měrný tepelný tok dýcháním [W/m²],

\dot{m} hmotnostní průtok vydechovaného vzduchu [kg/s],

S plocha lidského těla [m²],

h_{vyd} entalpie vydechovaného vzduchu [J/kg_{s.v.}],

h_{vdech} entalpie vdechovaného vzduchu [J/kg_{s.v.}]. [1]

Druhou rovnicí pro posouzení tepelné pohody je rovnice toku tepla oděvem, která vypadá následovně:

$$\dot{q}_k + \dot{q}_s = \frac{1}{R} \cdot (t_k - t_p) = \frac{\lambda}{s} \cdot (t_k - t_p) = \Lambda \cdot (t_k - t_p), \quad (6)$$

kde:

\dot{q}_k měrný tepelný tok konvekcí [W/m²],

\dot{q}_s měrný tepelný tok sáláním [W/m²],

R tepelný odpor oděvu [m²·K/W],

t_k teplota kůže [K],

t_p teplota povrchu oděvu [K],

λ součinitel tepelné vodivosti oděvu [W/m·K],

s tloušťka oděvu [m],

Λ tepelná propustnost oděvu [W/ m²·K]. [1]

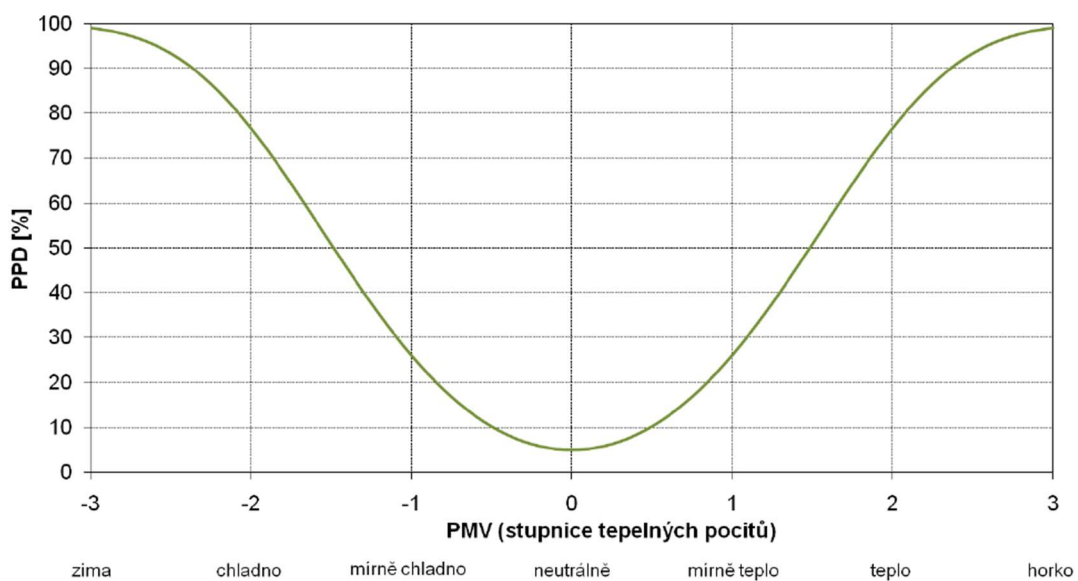
Dále pro hodnocení tepelné pohody člověka jsou potřeba dva zmíněné ukazatele. Prvním z ukazatelů je předpověď středního tepelného pocitu PMV (Predicted Mean Vote). Tento ukazatel vyjadřuje stupeň diskomfortu pomocí tabulky, kde je sedm tepelných pocitů. [1] [3]

Tabulka 3- Předpověď středního tepelného pocitu (PMV)

PMV [-]	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
Tepelný pocit	Zima	Chladno	Mírně chladno	Neutrálně	Mírně teplo	Teplo	Horko

Druhým ukazatelem je procentuální podíl nespokojených PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied), který vyjadřuje procentuální počet nespokojených osob s daným tepelným prostředím. Za tepelnou pohodu považujeme takový stav prostředí, kdy PPD je pod 15 %. Tento druhý hodnotící ukazatel má souvislost s prvním jmenovaným, protože na souřadnici x se vynášší právě ukazatel PMV. [1] [3]

PPD - Procentuální podíl nespokojených



Obrázek 1.1 - Procentuální podíl nespokojených (PPD)

Vytápění zajišťuje pouze tepelný pocit uvnitř místnosti přes teplotu vzduchu, ostatní vlivy, jako je vlhkost vzduchu a rychlost proudění vzduchu, zajišťují ostatní profese technického zařízení budov, v tomto případě větrání a klimatizace. Vytápění má vliv pouze na teplotu vnitřního vzduchu, střední radiační teplotu, operativní teplotu a výslednou teplotu. Poslední dvě jmenované se v zjednodušeném případě skládají z teploty vzduchu a střední radiační teploty. Teplota vzduchu t_i je měřena stíněným teploměrem z důvodu zabránění osálení okolními plochami. Střední radiační teplota t_r je

společná (rovnoměrná) teplota všech okolních ploch, při kterém by bylo celkové množství tepla sdílené sáláním mezi povrchem těla a okolními plochami stejné, jako v nehomogenním prostředí a stanovuje se výpočtem. Vztah je následující:

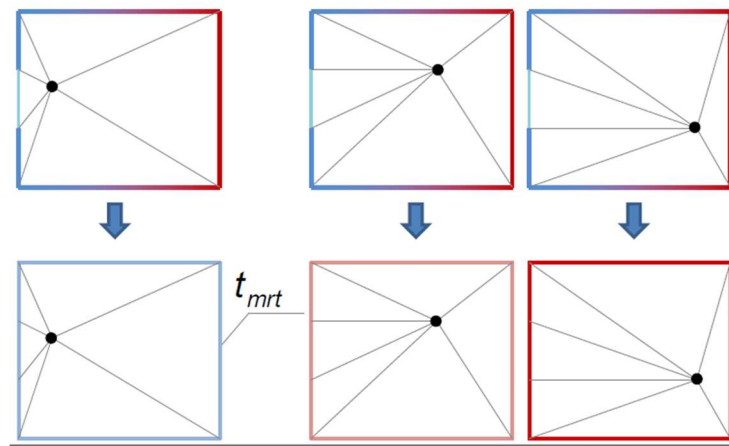
$$t_r = \sum_j t_{pj} \cdot \varphi_j, \quad (7)$$

kde:

t_r střední radiační teplota [$^{\circ}\text{C}$],

t_{pj} střední povrchová teplota dané stěny [$^{\circ}\text{C}$],

φ_j poměr osálání danou plochou [-]. [3]



Obrázek 1.2 - Střední radiační teplota t_r

Výsledná teplota t_g je jednotná teplota černého uzavřeného prostoru, ve kterém by černá koule sdílela konvekcí a sáláním stejné množství tepla jako ve skutečném teplotně nesourodém prostředí. Výsledná teplota se stanovuje měřením a definiční vzorec vypadá takto:

$$t_g = \frac{\alpha_{kg} \cdot t_i + \alpha_{sg} \cdot t_r}{\alpha_{ks} + \alpha_{sg}}, \quad (8)$$

kde:

t_g výsledná teplota [$^{\circ}\text{C}$],

α_{kg} součinitel přestupu tepla konvekcí na povrchu koule [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],

t_i teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],

α_{kg} součinitel přestupu tepla sáláním na povrchu koule [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],

t_r střední radiační teplota [$^{\circ}\text{C}$]. [1] [3]

Operativní teplota respektuje kromě teploty vzduchu a střední radiační teploty i rychlost proudění vzduchu v prostoru, avšak pro rychlosti proudění vzduchu do 0,2 m/s se může použít zjednodušený vzorec:

$$t_o = \frac{\alpha_k \cdot t_i + \alpha_s \cdot t_r}{\alpha_k + \alpha_s} = \frac{t_i + t_r}{2} \approx t_g, \quad (9)$$

kde:

t_o operativní teplota [$^{\circ}\text{C}$],

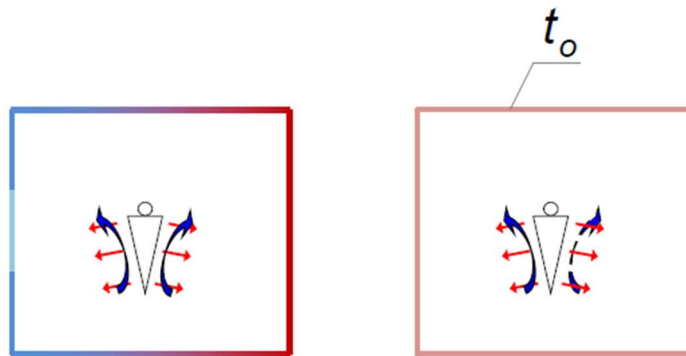
t_g výsledná teplota [$^{\circ}\text{C}$],

α_k součinitel přestupu tepla konvekcí na povrchu člověka [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$],

t_i teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],

α_s součinitel přestupu tepla sáláním pro člověka [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$],

t_r střední radiační teplota [$^{\circ}\text{C}$]. [1] [3]



Obrázek 1.3 - Operativní teplota t_o

1.1. Výpočet tepelných ztrát (tepelně technické vlastnosti)

Základem správného návrhu systému vytápění je výpočet tepelných ztrát, který souvisí s tepelně technickými vlastnostmi staveb. Základem je znát skladby stavebních konstrukcí, použité materiály v nich a tepelně technické vlastnosti materiálů jako je například součinitel tepelné vodivosti či měrná tepelná kapacita materiálů. Veličina, která vyjadřuje tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí je součinitel prostupu tepla U [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$], a je dán vztahem, který je:

$$U = \frac{1}{R_i + \sum R + R_e} = \frac{1}{R_i + \sum \frac{d_i}{\lambda_i} + R_e}, \quad (10)$$

kde:

R_i tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně stavební konstrukce [$\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$],

R tepelný odpor tepla stavební konstrukce [$\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$]

R_i tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně stavební konstrukce [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$],

d_i tloušťka „i-té“ vrstvy stavební konstrukce [m],

λ_i tepelná vodivost „i-té“ vrstvy stavební konstrukce [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$].

Tepelné odpory při přestupu tepla na vnitřní a venkovní straně stavební konstrukce jsou v normě ČSN EN 12831-1 uvedeny v tabulce.

Tabulka 4 - Tabulka tepelných odporů při přestupu tepla

Tepelný odpor při přestupu tepla [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]	Směr toku tepla		
	Nahoru	Vodorovně	Dolů
R_i	0,10	0,13	0,17
R_e	0,04	0,04	0,04

V normě ČSN EN 12831-1 je ještě uvedena přírážka na vliv tepelných vazeb ΔU_{tb} , která zhoršuje vypočítaný součinitel prostupu tepla stavební konstrukce a tudíž je výpočet na větší straně bezpečnosti z hlediska následného návrhu otopného systému. [4]

Tabulka 5 - Tabulka přírážek tepelných vazeb

Název	Popis	ΔU_{tb} [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]
1. Optimalizované řešení	Konstrukce téměř bez tepelných mostů	0,02
2. Typové řešení	Konstrukce s mírnými tepelnými mosty	0,05
3. Standartní řešení	Konstrukce s běžnými tepelnými mosty	0,10
4. Zanedbané řešení	Konst. s výraznými tepelnými mosty	0,15

Následný výpočet tepelných ztrát se provádí dle normy ČSN EN 12831-1. [4]

1.2. Zdroje tepla

Zdroj tepla je neodmyslitelnou součástí každé otopné soustavy. Jako zdroj tepla se používají kotle a v posledních letech hlavně tepelná čerpadla. Kotle můžeme rozdělit na několik typů podle různých hledisek. Můžeme je rozdělit podle teplotnosné látky (vodní, parní), podle provozních parametrů (nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké) nebo podle použitého paliva (na tuhá paliva, na kapalná paliva, na plynná paliva a elektrokotle) a i dalších hledisek. I tepelná čerpadla se dělí do typů dle zdroje tepla pro tepelné čerpadlo (země, voda, vzduch). Z tohoto rozdělení nám pak vychází tři základní typy tepelných čerpadel, země-voda, voda-voda a vzduch-voda. V této kapitole budu psát hlavně o kondenzačních kotlích na plynná paliva a teplých čerpadlech vzduch-voda, protože to jsou v současnosti asi nejpoužívanější zdroje tepla.

1.2.1. Kondenzační kotle na plynná paliva

Plynový kotel je zařízení, které spaluje plynné palivo a využívá z něho teplo, které se uvolní spálením paliva, tzv. výhřevnost paliva H_u . Plynový kondenzační kotel ale místo výhřevnosti H_u využívá spalné teplo H_s , což je teplo, které se uvolní spálením plynu a následnou kondenzací vodní páry ve spalinách na teplotu okolí. Kondenzací vodní páry ve spalinách se uvolňuje kondenzační, neboli latentní teplo, které se společně s výhřevností předává do teplotonosné látky, samozřejmě s určitou účinností.

Kondenzační kotle jsou v dnešní době nejpoužívanější a je to hlavně z toho důvodu, že jsou šetrnější k životnímu prostředí, protože mají velmi nízké emise škodlivin a tím že využívají latentní teplo spalin, mají i větší účinnost než ostatní druhy kotlů. Plynové kondenzační kotle mají další velkou výhodu v tom, že mají rychlý náběh a dají se dobře regulovat. Nevýhodou těchto kotlů je, že jsou investičně dražší než ostatní druhy kotlů, musí se u těchto kotlů řešit neutralizace kondenzátu ze spalin, který může být při velkých výkonech kotlů mírně kyselý a ještě u nich musí být osazen spalinový ventilátor, protože spaliny jsou ochlazovány téměř na teplotu okolí a tudíž nemají dostatečný přirozený tah, takže tyto kotle nefungují bez přívodu elektrické energie.

1.2.2. Tepelná čerpadla vzduch-voda

Tepelné čerpadlo je zařízení, které umí cíleně přečerpávat energii o nízké (nevyužitelné) teplotě z prostředí A a současně tuto energii o vyšší (využitelné) teplotě předávat do prostředí B. K tomuto procesu jsou v tepelném čerpadle (TČ) čtyři nezbytné prvky. Jedním je výparník, který odebírá teplo z prostředí o nižší (nevyužitelné) teplotě (země, voda, vzduch) na přeměnu chladiva z mokré páry na sytou páru. Dalším je kompresor, který jedná pohání chladivo v celém okruhu tepelného čerpadla a za druhé chladivo stlačuje, aby docílil větší teploty chladiva a tím i větší využitelné energie. Kompresor ze syté páry vytváří páru přehřátou. Třetím prvkem je kondenzátor, který slouží k předávání energie již obsažené v přehřáté páře do prostředí B, kde na kondenzátoru přehřátá pára kondenzuje na sytou kapalinu. Posledním prvkem je expanzní (škrťací) ventil, který udržuje rozdíl tlaků mezi kondenzátorem a výparníkem a vytváří ze syté kapaliny o vysokém tlaku mokrou páru a nižším tlaku. Celý proces se neustále opakuje. [5]

Tepelné čerpadlo vzduch-voda přečerpává teplo z okolního vzduchu o nízké (nevyužitelné) teplotě do vody o vyšší (využitelné) teplotě, která je součástí otopného systému. TČ vzduch-voda má v zimním období při velmi nízkých teplotách problém, že

výparník nemá dostatečný výkon na to, aby z mokré páry vytvořil sytou páru, a proto se většinou TČ vzduch-voda navrhuje s bivalentním provozem, kdy při dosažení bodu bivalence spíná doplňkový zdroj tepla, např. elektrokotel, plynový kotel, či topná patrona, která je součástí TČ, aby docílil požadované výstupní teploty na kondenzátoru. [5]

1.3. Otopné plochy

Otopné plochy předávají teplo teplonosné látky do vnitřního prostředí stavby a dělíme je do tří kategorií, na otopná tělesa (OT), vodní velkoplošné sálavé otopné plochy a plynové sálavé otopné plochy. Do otopných těles, řadíme článková OT, desková OT, trubková OT a konvektory. Do vodních velkoplošných sálavých otopných ploch řadíme podlahové vytápění, stropní vytápění a stěnové vytápění a do plynových sálavých otopných ploch řadíme světlé a tmavé plynové zářiče, které jsou spíše pro průmyslové vytápění. [6]

1.3.1. Otopná tělesa

Otopná tělesa jsou nejčastější a zároveň nejpoužívanější otopné plochy. Otopná tělesa dělíme na několik druhů. Prvním druhem jsou článková otopná tělesa, druhým druhem jsou desková otopná tělesa, do třetího druhu spadají konvektory a posledním druhem jsou trubková otopná tělesa. Otopná tělesa (OT) sdílí teplo jak konvekcí, tak i sáláním, které je ale podstatně menší než konvektivní složka sdílení tepla. [6]

Článková otopná tělesa

Jsou to nejstarší tělesa a vyrábí se buď jako ocelová, litinová nebo hliníková. Častějším typem jsou litinová, která mají sice velkou životnost, ale jsou velmi těžká. Ocelová jsou lehčí než litinová, ale nemají takovou životnost, jako litinová. Článková otopná tělesa ze slitiny hliníku jsou nejlehčí, ale mají velkou nevýhodu v tom, že se nemohou kombinovat se různými materiály, jako je například měď. Článková otopná tělesa se v dnešní době už moc nepoužívají s výjimkou anglosaských zemí. [6]

Desková otopná tělesa

Desková otopná tělesa jsou nejčastějším druhem otopných těles, která se vyrábí z ocelových, podélně svařovaných plechů. I desková OT mají několik typů a dělíme je na typ 10, 11, 21, 22 a 33. První číslo značí počet ocelových panelů a druhé číslo značí počet konvektivních plechů. Takže například typ 21 má dva panely a mezi nimi je jeden konvektivní plech. Nejznámější výrobce v České republice a možná i na světě je společnost Korado, která ocelová desková tělesa ve svém portfoliu dále dělí na další typy a podtypy. [6]

Konvektory

Konvektory jsou zvláštní druh OT, které mají uvnitř žebrovaný výměník, přes který protéká teplotonosná látka a kolem proudí vzduch, který se ohřívá. Proto jsou konvektory jediným druhem OT, který má pouze konvektivní složku sdílení tepla. Konvektory se též dělí na různé typy. Hlavní rozdělení je, jestli mají přirozenou nebo nucenou konvekci. Další rozdělení je podle způsobu provedení na zapuštěné (podlahové), soklové (podparapetní) nebo skříňové (nástěnné). [6]

Trubková otopná tělesa

Trubková otopná tělesa jsou velice jednoduchá, ale velice pohledná a můžou mít nespočet různých variant. Základní rozdělení je do dvou typů, registry a meandry. Registry mají jednu rozvodnou a jednu sběrnou trubku a několik průtokových trubek, zatímco meandr je tvořen pouze jednou trubkou, která je různě tvarována. Výhodou trubkových OT je jednoduchost a pohlednost, ale velkou nevýhodou je velká tlaková ztráta a menší výkony. [6]

1.3.2. Vodní velkoplošné sálavé otopné plochy

Velkoplošné otopné plochy dělíme na dva typy a těmi jsou zabudované a závěsné velkoplošné otopné plochy. Zabudované jsou součástí stavební konstrukce a zhotovují se společně se stavební konstrukcí, zatímco zabudované, se zhotovují až po dokončení stavební konstrukce a pouze se ke stavební konstrukci přichytávají. Zabudované otopné plochy se dále dělí na stropní, stěnové a podlahové otopné plochy a závěsné se dělí na kazetové či lamelové závěsné stropy a závěsné sálavé panely. Velkoplošné sálavé otopné plochy se z důvodu častého ohýbání navrhují z plastového potrubí, ale musí být vybaveno proti difúzi kyslíky, tzv. kyslíkovou bariérou. Takové požadavky splňuje například plastové potrubí PEX-a. Pro stropní a podlahové otopné plochy se většinou navrhují trubky 17x2,0 mm, nebo 18x2,0 mm a pro stěnové se zpravidla navrhují trubky 8x1,0 mm. Kapilární rohože jsou většinou v dimenzi 3,5x1,0 mm. [7]

Stropní sálavé otopné plochy

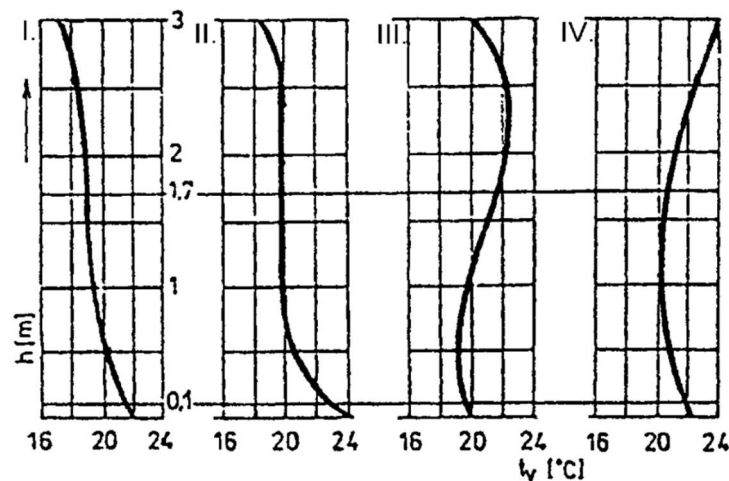
Tento druh velkoplošných sálavých otopných ploch se buď umísťuje přímo do nosné skladby konstrukce stropu např. do betonu, nebo do omítky betonu pomocí kapilárních rohoží. První jmenovaný způsob se musí zhotovovat přímo se stavební konstrukcí, kdyžto druhý jmenovaný se zhotovuje až s dokončovacími pracemi stropu, kdy je do zhotovované omítky vkládána kapilární rohož. U stropního vytápění se volí povrchová teplota stropu v rozmezí od 40 °C do 45 °C. [8]

Stěnové sálavé otopné plochy

Stěnové otopné plochy se do stavebních konstrukcí nezabudovávají (např. do betonu), protože by to bylo velmi časově i ekonomicky nákladné. Proto se používají pouze stěnové otopné plochy do omítky stěny, kdy můžeme použít normálního otopného hada, nebo kapilární rohože. Pro instalaci do omítky musí být ale použita speciální omítka pro velké teplotní dilatace. Stěnové otopné plochy se navrhují na střední povrchovou teplotu 55 °C až 60 °C. [8]

Podlahové sálavé otopné plochy

Tento druh velkoplošných sálavých otopných ploch jak už název napovídá, jsou součástí skladby podlahy. Podlahové vytápění se provádí buď jako mokrý proces, kdy jsou trubky podlahového vytápění zality do skladby podlahy nebo jako suchý proces, kdy je dokončena základní skladba podlahy, následně položen otopný had podlahového vytápění a poté je otopný had zaklopen „čistou“ podlahou, takže mezi jednotlivými trubkami otopného hadu proudí vzduch. Podlahový systém vytápění má velký tepelný komfort pro pobyt člověka, protože vertikální i horizontální teplotní profil je téměř identický s „ideálním“ teplotním profilem jak je vidět na obrázku 1.4, kde **I.** patří „ideálnímu“ teplotnímu profilu, **II.** patří podlahovému vytápění, **III.** pak článkovému OT a **IV.** patří stropnímu vytápění. [7]



Obrázek 1.4 - Vertikální teplotní profil

Jedinou nevýhodou je, že podlahové vytápění má při větších návrhových teplotách povrchu podlahy špatný vliv na chodidla a kotníky osob, kdy mohou v důsledku vyšší teplot otékat. Proto se podlahové vytápění navrhuje na maximální průměrnou povrchovou teplotu podlahy 29 °C s trvalým pobytem osob, respektive 34 °C pro krátkodobý pobyt osob s větším tepelným komfortem např. koupelny. [7]

Podlahové sálavé otopné plochy se navrhují ze znalosti skladby podlahy, kde máme podlahu pomyslně rozdělenou na dvě části od středu uložení otopného hada, na horní a spodní část podlahové plochy. Horní a spodní část vykazuje takzvanou propustnost tepla obecně značenou Λ [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]. Pro horní část podlahy platí následující vzorec:

$$\Lambda_a = \frac{1}{\sum \frac{a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_p}}, \quad (11)$$

kde:

- a tloušťka jednotlivých vrstev horní části podlahy [m],
- λ_a tepelná vodivost jednotlivých vrstev horní části podlahy [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]
- α_p součinitel přestupu tepla vnitřní části podlahy [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] – volí se 12 $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$,
- Λ_a tepelná propustnost horní části podlahy [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]. [7]

Pro spodní část podlahy platí vzorec:

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum \frac{b}{\lambda_b} + \frac{1}{\alpha'_p}}, \quad (12)$$

kde:

- b tloušťka jednotlivých vrstev spodní části podlahy [m],
- λ_b tepelná vodivost jednotlivých vrstev spodní části podlahy [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]
- α'_p součinitel přestupu tepla vnější části podlahy [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] – volí se 8 $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$,
- Λ_b tepelná propustnost spodní části podlahy [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]. [7]

Z tepelných propustností horní a spodní části podlahy vypočítáme charakteristické číslo podlahy, které má vzorec:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Lambda_a + \Lambda_b)}{\pi^2 \cdot \lambda_d \cdot D_{tr}}}, \quad (13)$$

kde:

- m charakteristické číslo podlahy [m^{-1}],
- Λ_a tepelná propustnost horní části podlahy [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$],
- Λ_b tepelná propustnost spodní části podlahy [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$],
- λ_d tepelná vodivost materiálu, v kterém jsou zalaty trubky [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$],
- D_{tr} vnější průměr potrubí [m]. [7]

Dále vypočteme povrchovou teplotu podlahy, která vychází ze vzorce:

$$t_p = t_i + \frac{\Lambda_q}{\alpha_p} \cdot (t_m - t_i) \cdot \frac{\operatorname{tgh}\left(m \cdot \frac{l}{2}\right)}{m \cdot \frac{l}{2}}, \quad (14)$$

kde:

- t_p střední povrchová teplota podlahy [°C],
- t_i vnitřní výpočtová teplota v místnosti [°C],
- Λ_a tepelná propustnost horní části podlahy [W/m²·K],
- α_p součinitel přestupu tepla vnitřní části podlahy [W/m²·K],
- t_m střední teplota teplonosné látky [°C],
- m charakteristické číslo podlahy [m⁻¹],
- l rozteč trubek [m]. [7]

Výsledný měrný výkon podlahové plochy směrem nahoru je dán vztahem:

$$\dot{q} = \alpha_p \cdot (t_p - t_i), \quad (15)$$

kde:

- \dot{q} měrný výkon podlahové plochy směrem nahoru [W/ m²],
- α_p součinitel přestupu tepla vnitřní části podlahy [W/m²·K],
- t_p střední povrchová teplota podlahy [°C],
- t_i vnitřní výpočtová teplota v místnosti [°C]. [7]

Výsledný měrný výkon podlahové plochy směrem dolů, pokud je teplota pod podlahou stejná jako vnitřní výpočtová teplota v řešené místnosti:

$$\dot{q}' = \frac{\Lambda_b}{\Lambda_a} \cdot \alpha_p \cdot (t_p - t_i), \quad (16)$$

kde:

- \dot{q}' měrný výkon podlahové plochy směrem dolů [W/ m²],
- Λ_a tepelná propustnost horní části podlahy [W/m²·K],
- Λ_b tepelná propustnost spodní části podlahy [W/m²·K],
- α_p součinitel přestupu tepla vnitřní části podlahy [W/m²·K],
- t_p střední povrchová teplota podlahy [°C],
- t_i teplota vzduchu v místnosti [°C]. [7]

A pokud je pod podlahou jiná teplota než vnitřní výpočtová teplota v řešené místnosti, platí vztah:

$$\dot{q}' = \frac{\Lambda_b}{\Lambda_a} \cdot \alpha_p \cdot (t_p - t_i) + \Lambda_b \cdot (t_i - t'), \quad (17)$$

kde:

- \dot{q}' měrný výkon podlahové plochy směrem dolů [W/ m²],
- Λ_a tepelná propustnost horní části podlahy [W/m²·K],
- Λ_b tepelná propustnost spodní části podlahy [W/m²·K],
- α_p součinitel přestupu tepla vnitřní části podlahy [W/m²·K],
- t_p střední povrchová teplota podlahy [°C],
- t_i vnitřní výpočtová teplota v místnosti [°C],
- t' teplota pod řešenou podlahou [°C].

Výsledný výkon podlahové plochy je pak dán vztahem:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S_p, \quad (18)$$

kde:

- \dot{Q} výkon podlahové plochy [W],
- \dot{q} měrný výkon podlahové plochy směrem nahoru [W/ m²],
- S_p plocha podlahy [m²]. [7]

U podlahového vytápění hraje též velkou roli povrch podlahy. Je žádoucí, aby tento povrch měl co nejlepší tepelnou vodivost. Proto se pro podlahové vytápění nejčastěji navrhuje jako čistý povrch dlažba či PVC a nikoliv koberce. [7]

1.4. Otopné soustavy

Otopné soustavy se rozdělují podle jednotlivých hledisek na několik druhů. Dělíme je na soustavy podle zajištění oběhu otopné vody, podle provedení hlavního rozvodu, podle rozvodu k jednotlivým otopným tělesům, podle přívodu a odvodu otopné vody k/od otopných těles, podle spojení otopné vody s atmosférou a podle teplot teplotonosné látky. [9] [10]

1.4.1. Dělení soustav podle zajištění oběhu vody

Dle tohoto hlediska dělíme soustavy na soustavy s přirozeným oběhem vody a s nuceným oběhem vody. U přirozeného oběhu vody zajišťuje oběh vody přirozený vztlak vody zajištěný velkým rozdílem teplot. S velkým rozdílem teplot souvisí i rozdílné hustoty média na přívodu a zpátečce. Pro otopné soustavy s přirozeným oběhem vody

jsou typické velké průměry potrubí a instalace nízkoodporových armatur. Výhodou tohoto systému je, že nepotřebujeme žádnou vnější energii v podobě elektrické energie pro chod oběhového čerpadla, ale nevýhodou jsou velké průměry potrubí, složitější výpočet potrubní sítě a hlavně vysoké teploty, které již v současné době moc nepotřebujeme, protože dochází k zlepšování tepelně technických vlastností budov. [9] [10]

U soustav s nuceným oběhem vody zajišťuje oběh oběhové čerpadlo. Bilanční rovnice nuceného oběhu vody pro nízkopodlažní objekty (do tří pater) vypadá takto:

$$\Delta p_{\check{c}} = \Delta p_{disp} \geq \Delta p_o, \quad (19)$$

Pro vysokopodlažní objekty pak bilanční rovnice vypadá takto:

$$\Delta p_{\check{c}} + (0,5 \div 0,75)\Delta p_{\rho} = \Delta p_{disp} \geq \Delta p_o, \quad (20)$$

kde:

- $\Delta p_{\check{c}}$ tlak vody který vykoná oběhové čerpadlo [Pa],
- Δp_{ρ} dispoziční tlak zapříčiněný přirozeným vztlakem vody [Pa],
- Δp_{disp} dispoziční tlak vody, který můžeme spotřebovat [Pa],
- Δp_o tlaková ztráta nejnepríznivějšího okruhu v soustavě [Pa]. [9] [10]

Pro tlakovou ztrátu nejnepríznivějšího okruhu následně platí rovnice:

$$\Delta p_o = \sum \Delta p_{z,i} = \sum (\Delta p_{t,i} + \Delta p_{m,i}), \quad (21)$$

kde:

- Δp_o tlaková ztráta nejnepríznivějšího okruhu v soustavě [Pa],
- $\Delta p_{z,i}$ tlaková ztráta jednotlivých úseků nejnepríznivějšího okruhu [Pa],
- $\Delta p_{t,i}$ tlaková ztráta třením jednotlivých úseků nejnepríznivějšího okruhu [Pa],
- $\Delta p_{m,i}$ tl. ztráta místními odpory jednotlivých úseků nejnepríznivějšího okruhu [Pa]. [9] [10]

Pro tlakovou ztrátu jednotlivých úseků platí Bernoulliho rovnice ve tvaru:

$$\Delta p_{z,i} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_i^2 \cdot \left(\lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \right) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_i^2 \cdot \sum \xi_i, \quad (22)$$

kde:

- $\Delta p_{z,i}$ tlaková ztráta jednotlivých úseků nejnepríznivějšího okruhu [Pa],
- ρ střední hustota vody [kg/m³],
- w_i rychlost kapaliny v daném úseku potrubí podle průřezu [m/s],

- l_i délka daného úseku potrubí,
 λ_i součinitel ztráty třením daného úseku potrubí [-],
 d_i vnitřní průměr potrubí daného úseku [m],
 ζ_i součinitel místní ztráty v daném úseku potrubí [-]. [9] [10]

Nejnepříznivější okruh u soustav s přirozeným oběhem vody je většinou ten, který je výškově nejnižší a zároveň nejdál od zdroje tepla. U soustav s nuceným oběhem vody to zpravidla bývá takový, který je nejvyšší a nejdál od zdroje tepla.

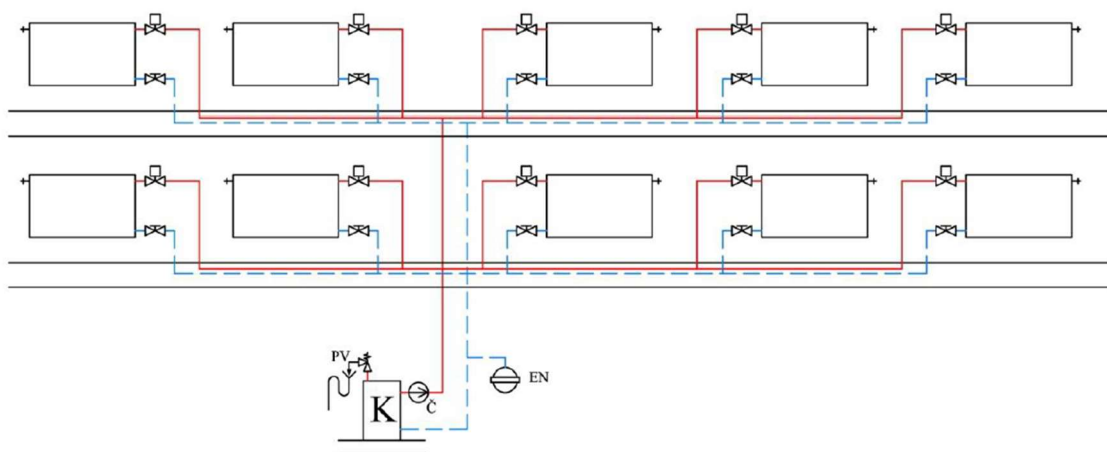
1.4.2. Dělení podle provedení hlavního rozvodu

U tohoto rozdělení máme tři provedení, soustavy se spodním rozvodem, soustavy s horním rozvodem a soustavy s kombinovaným rozvodem otopné vody.

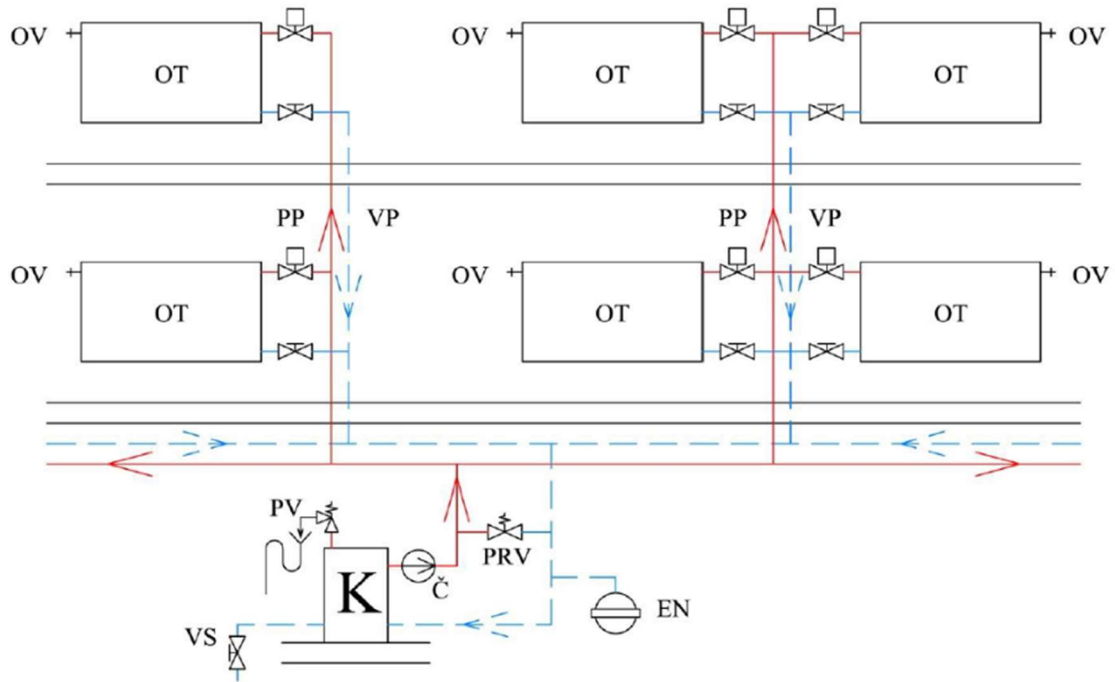
Soustavy se spodním rozvodem mají páteřní rozvod veden v nejnižším podlaží budovy, naopak soustavy s horním rozvodem mají páteřní rozvod naopak veden v nejvyšším podlaží budovy. Kombinované soustavy mají přívod v nejnižším podlaží a zpátečku v nejvyšším podlaží. [9] [10]

1.4.3. Dělení podle rozvodu k jednotlivým otopným tělesům

K jednotlivým otopným tělesům je rozvod veden buď horizontálně, nebo vertikálně. Z toho vyplývá i dělení soustav na soustavy s horizontálním rozvodem otopné vody, kde jsou otopná tělesa napojena na páteřní rozvod v daném podlaží a na soustavy s vertikálním rozvodem otopné vody, kde jsou otopná tělesa v jednotlivých podlažích napojena přímo z vertikálního potrubí, ale vždy jsou napojena maximálně dvě tělesa po obou stranách vertikálního potrubí. [9] [10]



Obrázek 1.5 - Horizontální otopná soustava



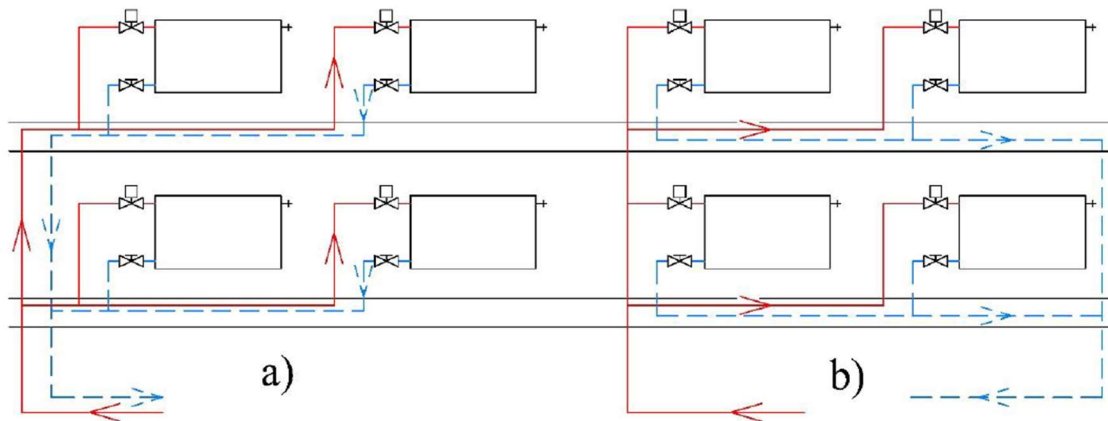
Obrázek 1.6 - Vertikální otopná soustava

1.4.4. Dělení podle přívodu a odvodu otopné vody k/od otopných těles

Dělí se na jednotrubkové a dvoutrubkové otopné soustavy.

U jednotrubkových otopných soustav je pouze jedna tzv. kmenová trubka, která vede k jednotlivým otopným tělesům a je zde potřeba počítat s ochlazováním vody v otopné soustavě. Jednotrubkové otopné soustavy dále dělíme na soustavy průtočné, kde otopná voda projde každým tělesem, na soustavy s obtokem těles tzv. jezdecké napojení, kde část vody je vedena k otopnému tělesu a druhá část je vedena dále kmenovou trubkou. [9] [10]

U dvoutrubkových otopných soustav máme dvě potrubí vedené vedle sebe, kde jedna trubka slouží k přívodu do otopných těles a druhá jako zpátečka z otopných těles. Dvoutrubkové otopné soustavy se dělí na protiproudé a souprroudé zapojení tzv. Tichelmannovo zapojení. Souprroudé zapojení má výhodu v tom, že tlakové ztráty přívodu a zpátečky jsou téměř vyrovnané. Na obrázku 1.7 je vidět na pozici **a**) protiproudé a na pozici **b**) souprroudé zapojení. [9] [10]



Obrázek 1.7 - Protiproudé a souproudé zapojení

1.4.5. Dělení podle spojení otopné vody s atmosférou

Soustavy dělíme na otevřené a uzavřené otopné soustavy. Otevřené otopné soustavy jsou spojeny s atmosférou pomocí otevřené expanzní nádoby a uzavřené otopné soustavy spojení s atmosférou nemají díky instalaci tlakové expanzní nádoby, která je oddělena od vzduchu pomocí pryžové membrány. [9] [10]

1.4.6. Dělení podle teploty látky

Podle teplot teploty látky dělíme na soustavy na horkovodní, teplovodní a nízkoteplotní otopné soustavy. Horkovodní soustavy mají střední teplotu otopné vody vyšší než 110 °C (115 °C). Teplovodní otopné soustavy mají střední teplotu otopné vody vyšší než 65 °C a nízkoteplotní otopné soustavy mají střední teplotu otopné vody do 65 °C. Do horkovodních otopných soustav patří otopné soustavy s párou jako teplotní látkou, které se v dnešní době vyskytují už jen v průmyslu. Teplovodní otopné soustavy jsou v dnešní době asi nejrozšířenější, ale pomalu se začíná přecházet na nízkoteplotní otopné soustavy, které jsou energeticky méně náročné a výhodné z hlediska možnosti instalace velkoplošných nízkoteplotních otopných ploch. [9] [10]

1.5. Dimenzování otopné soustavy

Dimenzování otopné soustavy jsem provedl pomocí metody volby optimální (ekonomické) rychlosti vody v potrubí, kde je $w_{opt} = 0,6 \text{ m/s}$. Je potřeba si soustavu rozdělit na jednotlivé potrubí úseky, kde je konstantní hmotnostní průtok otopné vody a následně tyto průtoky vypočítat při znalosti přenášeného výkonu v tomto úseku. Výpočet hmotnostního průtoku je pomocí kalorimetrické rovnice, která má následující tvar:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot (t_{w2} - t_{w1})}, \quad (23)$$

kde:

- \dot{m} hmotnostní průtok vody [kg/s],
- c měrná tepelná kapacita vody [J/kg·K],
- t_{w2} teplota přívodní vody do soustavy [°C],
- t_{w1} teplota vratné vody ze soustavy [°C]. [9] [10]

Po výpočtu průtoku otopné vody daným úsekem, je potřeba navrhnou průměr potrubí daného úseku. Průměr potrubí vychází z rovnice:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot w_{opt} \cdot \rho}}, \quad (24)$$

kde:

- d_{opt} optimální průměr potrubí [m]
- \dot{m} hmotnostní průtok vody [kg/s],
- w_{opt} optimální rychlost vody v potrubí [m/s],
- ρ střední hustota vody [kg/m³]. [9] [10]

Poté zvolíme nejbližší vyšší průměr výrobní řady potrubí d_n a přepočítáme skutečnou rychlost vody v potrubí pro zvolenou výrobní řadu potrubí pomocí vzorce 24, který jsem upravil do podoby:

$$w_{skut} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d_n^2 \cdot \rho}, \quad (25)$$

kde:

- w_{skut} skutečná rychlost vody v potrubí podle průřezu [m/s],
- \dot{m} hmotnostní průtok vody [kg/s],
- d_n zvolený průměr potrubí dle výrobní řady [m],
- ρ střední hustota vody [kg/m³]. [9] [10]

Po výpočtu rychlosti je potřeba znát také Reynoldsovo číslo, které má rovnici:

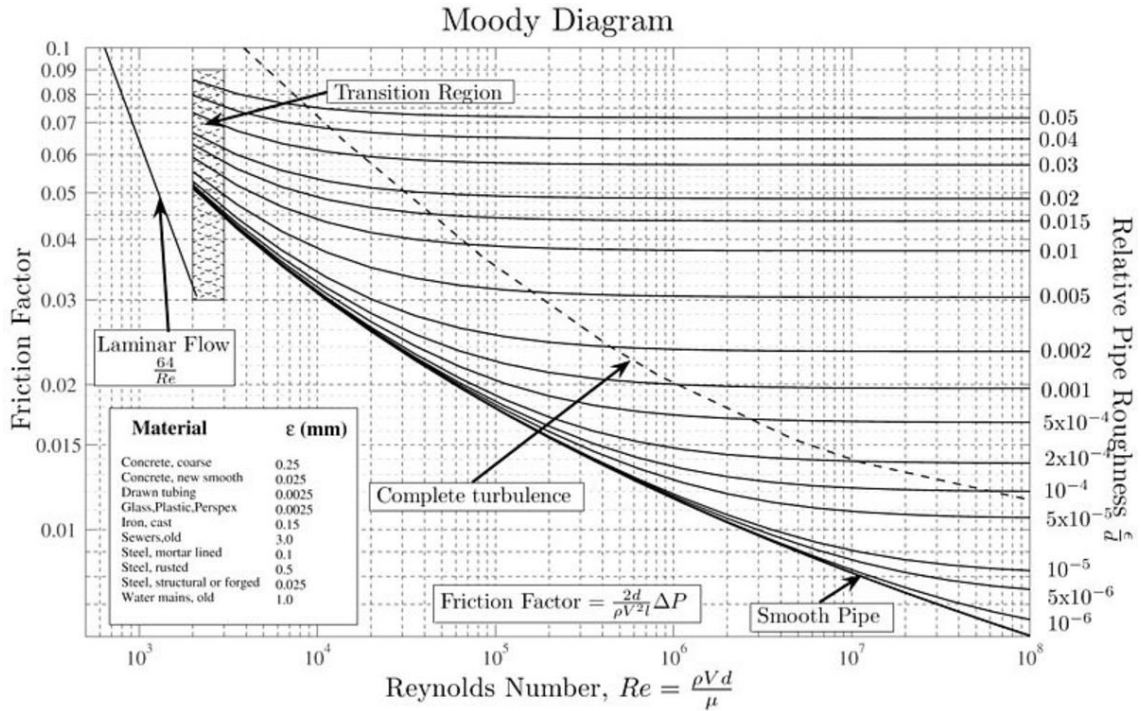
$$Re = \frac{w_{skut} \cdot d_H}{\nu} = \frac{w_{skut} \cdot d_H \cdot \rho}{\eta}, \quad (26)$$

kde:

- Re Reynoldsovo číslo [-],
- w_{skut} skutečná rychlost vody v potrubí podle průřezu [m/s],
- d_H hydraulický průměr potrubí [m] – pro kruhové potrubí je $d_H = d_n$,
- ν kinematická viskozita vody [Pa/s],

- ρ střední hustota vody [kg/m³],
 η dynamická viskozita vody [m²/s]. [9] [10]

Po výpočtu Reynoldsova čísla je další krok ve výpočtu tlakových ztrát v potrubí výpočet součinitele tření λ . Pro ten existuje hned několik experimentálních vzorců pro různé oblasti proudění, které se nachází v Moodyho diagramu.



Obrázek 1.8 - Moodyho diagram s jednotlivými oblastmi proudění

Pro výpočet součinitele tlakové ztráty třením pro zcela vyvinutého turbulentního proudění s hydraulicky hladkými trubkami je vhodný iterační vzorec dle Nikuradseho, který vypadá následovně:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_i}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda_{i+1}}) - 0,8, \quad (27)$$

kde:

- λ_i součinitel tlakové ztráty třením „i-tého“ kroku [-],
 Re Reynoldsovo číslo [-],
 λ_{i+1} součinitel tlakové ztráty třením „i+1-tého“ kroku [-].

Takto provedeme iteraci několikrát, až do doby, než se součinitel ztráty třením začne měnit minimálně. Z pravidla to bývá po třetí až čtvrté iteraci.

Z takto připravených hodnot pro jednotlivé úseky potrubí už jsme schopni dle rovnice 22 spočítat tlakovou ztrátu jednotlivých úseků potrubí.

1.6. Pojistné a zabezpečovacího zařízení

Každá otopná soustava musí být vybavena pojistným a zabezpečovacím zařízením, protože zajišťují bezpečný provoz otopných soustav. Pojistným zařízením se rozumí pojistný ventil a zabezpečovacím zařízením je expanzní nádoba, nebo automatické expanzní zařízení.

1.6.1. Pojistné zařízení

Úkolem pojistného zařízení je jištění zdroje tepla proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku v otopných soustavách. Nejvyšší dovolený přetlak je dán tlakovou odolností nejméně tlakově odolného zařízení a ve většině případů se jedná o výměník tepla ve zdroji tepla. Toto zařízení musí být také navrženo tak, aby bylo schopno odvést množství média dané výkonem zdroje tepla, které by vzniklo provozem zdroje bez odběru tepla. Pojistné zařízení se umísťuje na nejteplejší místo v soustavě, tedy hned za výstupní otvor na primární (přívodní) potrubí do pojistného úseku. Tento úsek je od výstupu z kotle až do první uzavírací armatury (např. kulový kohout, šoupě, atd.). Do pojistného úseku, se mimo pojistného zařízení (pojistného ventilu), umísťuje též tlakoměr (manometr) a teploměr. Pojistný ventil, dělíme do dvou kategorií, na pružinové a membránové, které jsou ale v současné době již zakázané. [11]

Při návrhu pojistného zařízení je důležité si uvědomit, jaký zdroj tepla musíme jistit. Podle normy ČSN 06 0830 rozeznáváme dvě skupiny. Skupina A, do které patří výměníky tepla, ohřívače TV a redukční a směšovací zařízení. A skupina B, která patří kotlům a dalším zdrojům tepla na vytápění. Jako první tedy musíme navrhnout pojistný výkon, který je pro kotle (skupina B) a výměníky tepla (skupina A) dán vztahem:

$$\dot{Q}_P = 2 \cdot \dot{Q}_N , \quad (28)$$

kde:

\dot{Q}_P pojistný výkon [W],

\dot{Q}_N nominální výkon zdroje tepla [W]. [11]

Jako druhý krok musíme vypočítat potřebný pojistný průtok pojistným ventilem. U každého zdroje tepla se vyskytne jiné výstupní médium z pojistného ventilu, např. pára, směs páry a vody, nebo pouze voda. Dle těchto médií rozdělujeme pojistný průtok pro vodu, nebo páru. Pro provozní skupinu B se uvažuje s párou a vztah je následující:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_P \cdot 10^3}{r} , \quad (29)$$

kde:

\dot{m}_p hmotnostní průtok páry [kg/s],

\dot{Q}_p pojistný výkon [W],

r výparné teplo páry při nejvyšším pracovním přetlaku [J/kg]. [11]

Po stanovení pojistného průtoku následně stanovíme průřez sedla pojistného ventilu:

$$S_o = \frac{\dot{Q}_p}{\alpha_v \cdot K}, \quad (30)$$

kde:

S_o průřez sedla pojistného ventilu [mm²],

\dot{Q}_p pojistný výkon [W],

α_v výtokový součinitel [-],

K konstanta stavu syté páry [W/mm²]. [11]

Jako další krok je výpočet pojistného potrubí pojistného ventilu, který je pro páru:

$$d_D = 15 + 1,4 \cdot \sqrt{\dot{Q}_p}. \quad (31)$$

Z těchto vypočítaných hodnot, už jsme schopni, navrhnou pojistný ventil pro danou otopnou soustavu od vybraného výrobce. Vždy bereme nejbližší vyšší hodnoty udávané výrobcem v katalogu pojistných ventilů. [11]

1.6.2. Zabezpečovací zřízení

Zabezpečuje otopnou soustavu proti náhlým změnám teploty a potažmo tlaků v rámci tepelné roztažnosti otopné vody v soustavě. Zabezpečovací zařízení rozdělujeme do tří typů. Otevřenou expanzní nádobu, tlakovou expanzní nádobu a automatické expanzní zařízení. Zabezpečovací zařízení se umísťuje na zpáteční (vrtané) potrubí do pojistného úseku a v pojistném úseku nesmí být umístěna žádná uzavírací armatura. Potrubí, které vede od expanzního zařízení do místa napojení v pojistném úseku, se nazývá expanzní potrubí. Expanzní potrubí může být vybaveno uzavírací armaturou, která musí být vybavena proti samovolnému uzavření (zaplombována). V místě napojení expanzního zařízení je též neutrální bod, který je charakteristický tím, že zde působí pouze hydrostatický tlak vodního sloupce a přetlak od tlakové expanzní nádoby. [11]

Otevřená expanzní nádoba

Umísťuje do nejvyššího místa soustavy, tj. nad všechny zařízení v otopné soustavě, nejčastěji do nevytápěné půdy. Otevřená expanzní nádoba je pouze svařená

nádobka, někdy opatřena poklopem proti pronikání nečistot, do které vedou trubky s otopného systému. Nevýhodou tohoto řešení je pronikání vzdušného kyslíku od soustavy a následná koroze různých zařízení. Výhodou je, že zároveň slouží i jako pojistné zařízení, protože při překročení tlaku v soustavě se voda může přepustit do otevřené expanzní nádoby. Do otevřené expanzní nádoby vedou dvě potrubí, jedno je pojistné a druhé je expanzní. Mezi expanzním a pojistným potrubím je potrubí zvané pevný zkrat, které slouží jako pojistka proti zamrznutí vody v otevřené expanzní nádobě. Dále pak z nádoby vede takzvané přepadové potrubí, což je potrubí, které odvádí přebytečnou vodu z nádoby. Na tomto potrubí je ještě umístěno odvzdušnění. [11]

Tlaková expanzní nádoba

Tlakové expanzní nádoby se připojují do pojistného úseku zpátečního potrubí a musí být na expanzním potrubí vybaveny uzavíratelnou armaturou pojištěnou proti samovolnému uzavření. Tlakové expanzní nádoby dělíme do dvou typů, membránové a vakuové. Výhodou tlakové expanzní nádoby je, že oproti otevřené expanzní nádobě zamezuje pronikání vzdušného kyslíku do soustavy. Nevýhodou je pak ekonomická náročnost i obtížnější montáž než u otevřené expanzní nádoby. Tlaková expanzní nádoba je uzavřená nádoba oddělená membránou na dvě poloviny, která je zhotovena z vulkanizovaného butylu. Membrána je upevněna svorným kruhem, který je součástí lemového spoje expanzní nádoby. Jedna strana je pomocí připojovacího hrdla s otopnou soustavou. Druhá strana, pokud se jedná o membránovou expanzní nádobu, je tato strana spojena se vzduchem pomocí otvoru. Pokud se jedná o vakuovou expanzní nádobu, je na této straně osazen plnicí ventil, kterým se tato strana tlakuje inertním plynem. [11]

Při návrhu tlakové expanzní nádoby je potřeba znát teplotní spád soustavy, abychom v tabulkách určili součinitel zvětšení objemu vody při maximálním teplotním spádu. Tento spád je definován takto:

$$\Delta t_{\max} = t_{\max} - t_{\min} , \quad (32)$$

kde:

Δt_{\max} maximální teplotní spád soustavy [°C],

t_{\max} maximální teplota vody v soustavě [°C],

t_{\min} minimální teplota v soustavě [°C] – tato hodnota je stanovena na 10 °C.

Při znalosti maximálního spádu soustavy můžeme najít součinitel zvětšení objemu pro daný maximální spád v tabulkách. [11]

Následně určíme stupeň využití η , který se určí ze vztahu:

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}}, \quad (33)$$

kde:

η stupeň využití tlakové expanzní nádoby [-],

$p_{h,dov,A}$ největší dovolený absolutní tlak v OS [kPa],

$p_{d,dov,A}$ nejnižší dovolený absolutní tlak v OS [kPa]. [11]

Nejvyšší dovolený absolutní tlak v OS se určí jako nejvyšší dovolený tlak + tlak barometrický. Vztah vypadá takto:

$$p_{h,dov,A} = p_{h,dov} + p_B, \quad (34)$$

kde:

$p_{h,dov,A}$ nejvyšší dovolený absolutní tlak v soustavě [kPa],

$p_{h,dov}$ nejvyšší dovolený tlak v soustavě [kPa],

p_B barometrický tlak atmosféry [kPa]. [11]

Nejnižší dovolený absolutní tlak v soustavě se určí dle vztahu:

$$p_{d,dov,A} = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} + p_B, \quad (35)$$

kde:

$p_{h,dov,A}$ nejvyšší dovolený absolutní tlak v soustavě [kPa],

ρ hustota vody [kg/m³],

g tíhové zrychlení [m/s²],

h rozdíl výšek nejnižšího a nejvyššího místa soustavy [m],

p_B barometrický tlak atmosféry [kPa]. [11]

Nebo pro nástřešní kotelny či jednopodlažní objekty se nejnižší dovolený tlak v soustavě volí v rozmezí 80 až 100 kPa. Poté už jen spočítáme celkový objem vody v soustavě a následná velikost expanzní nádoby se určí podle vztahu:

$$V_{EN-T} = 1,3 \cdot V_{OS} \cdot n \cdot \frac{1}{\eta}, \quad (36)$$

kde:

V_{EN-T} velikost expanzní nádoby [m³],

V_{OS} celkový objem vody v soustavě [m³],

n součinitel zvětšení objemu vody [-],

η stupeň využití EN [-]. [11]

Z vypočítané velikosti objemu expanzního zařízení, vždy bereme nejbližší vyšší hodnotu z katalogů výrobců.

Automatické expanzní zařízení

Automatické expanzní zařízení je vlastně tlaková expanzní nádoba, která se umísťuje do větších otopných soustav, protože mimo toho, že umožňuje expanzi vody, tak umí i automaticky doplňovat vodu do systému a zároveň umí i tuto vodu odplyňovat.

[11]

1.7. Návrh oběhového čerpadla

Oběhové čerpadlo slouží k nucenému oběhu vody v otopných soustavách. Návrh oběhového čerpadla závisí na tlakové ztrátě, kterou je potřeba hradit (dopravní výška) a na objemovém průtoku vody v soustavě. Tlaková ztráta, kterou je třeba pokrýt, je ztráta nejnepriznivějšího okruhu soustavy dle rovnice 21 a 22 a potřebný průtok vody v soustavě zjistíme z kalorimetrické rovnice, která má tvar:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c \cdot (t_{w2} - t_{w1})}, \quad (37)$$

kde:

\dot{V} potřebný objemový průtok vody [m^3/s],

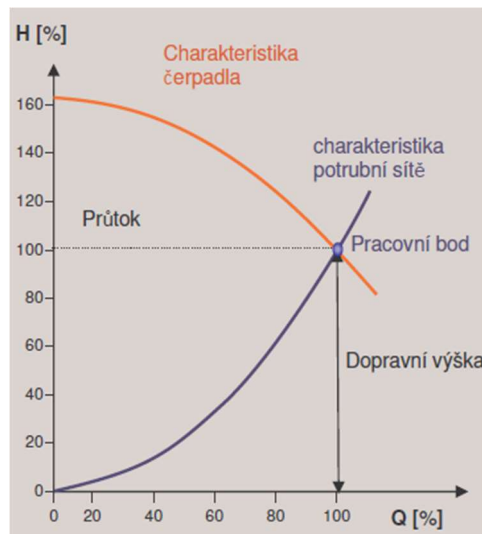
\dot{Q} celkový instalovaný výkon otopné soustavy [W],

ρ hustota vody [kg/m^3],

c měrná tepelná kapacita vody [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$],

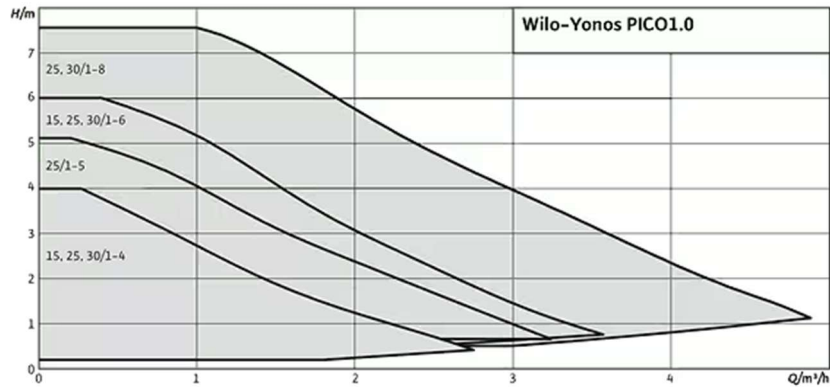
t_{w2} teplota přívodní vody do soustavy [$^{\circ}\text{C}$],

t_{w1} teplota zpáteční vody ze soustavy [$^{\circ}\text{C}$]. [12]



Obrázek 1.9 - Charakteristika čerpadla a potrubní sítě

Každé oběhové čerpadlo má jinou charakteristiku a proto je potřeba najít takové, které nám splňuje požadavky na dopravní výšku a potřebný průtok.



Obrázek 1.10 - Charakteristiky různých výkonových řad čerpadla Wilo-Yonos PICO1.0

Na obrázku 1.10 je charakteristika konkrétního produktu oběhového čerpadla a nyní je potřeba zvolit správné čerpadlo z výkonových řad pomocí známého průtoku, který potřebujeme dopravit a známe tlakové ztráty, kterou je potřeba uhradit. Tyto dvě závislosti najdeme v charakteristice čerpadla a zvolíme takové, aby se pracovní bod protínal nejlépe někde uprostřed v pravé polovině charakteristiky čerpadla, aby mohlo mít zajištěnou schopnost regulace, například otáčkami na konstantní či variabilní tlak. [12]

1.8. Armatury

Armatury jsou důležitou součástí otopné soustavy. Armatury dělíme na uzavírací (kulový kohout), regulační (trojcestný směšovací ventil, termostatický ventil), vyvažovací (vyvažovací ventil), rozdělovací (rozdělovač a sběrač), sdružené (kulový kohout s vypouštěním) a pro specifické funkce (filtr, odvzdušňovač). O regulačních armaturách, zejména o trojcestném směšovacím ventilu a termostatickém ventilu si povíme trochu více.

Termostatický ventil

Slouží k regulaci průtoku a tlakové ztráty, protože požadujeme, aby každý okruh OS měl stejnou tlakovou ztrátu jako nejnejpříznivější okruh při námi požadovaných podmínkách. Pro návrh termostatického ventilu je důležitá k_v hodnota, což je vlastně průtok daného ventilu a má vztah:

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_N}{\Delta p}}, \quad (38)$$

kde:

- k_v k_v hodnota ventilu [m^3/s],
 \dot{V} objemový průtok ventilem [m^3/s],
 Δp_N tlaková ztráta armatury při rozdílu 100 kPa,
 Δp tlaková ztráta armatury [kPa].

Následně vypočítanou k_v hodnotu nalezneme v grafu od výrobce příslušného termostatického ventilu a zjistíme nastavení (počet otáček) daného termostatického ventilu. [13] [14]

Trojcestný směšovací ventil

Trojcestný směšovací ventil slouží k regulaci teploty přívodní vody do systému vytápění. Princip regulace teploty spočívá v přimíchávání zpáteční otopné vody do přívodní „ostré“ otopné vody.

Pro výpočet velikosti trojcestného směšovacího ventilu (TSV) nejdříve použijeme vzorec pro požadovanou tlakovou ztrátu, kde vztah vypadá takto:

$$\Delta p_{vs} = P_V \cdot \frac{\Delta p_{var}}{P_V}, \quad (39)$$

kde:

- Δp_{vs} požadovaná tlaková ztráta trojcestného směšovacího ventilu [Pa],
 P_V autorita trojcestného směšovacího ventilu [-],
 Δp_{var} tlaková ztráta okruhu s trojcestným směšovacím ventilem [Pa]. [13] [14]

Po výpočtu rovnice 39 vypočítáme požadovanou k_{vs} hodnotu TSV, která je podobná jako rovnice 38 a má podobu:

$$k_{vs} = \dot{V}_{HN} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_N}{\Delta p_{vs}}}, \quad (40)$$

kde:

- k_{vs} k_v hodnota plně otevřeného trojcestného směšovacího ventilu [m^3/s],
 \dot{V}_{HN} objemový průtok „ostré“ vody ventilem [m^3/s],
 Δp_N tlaková ztráta armatury při rozdílu 100 kPa,
 Δp_{vs} požadovaná tlaková ztráta trojcestného směšovacího ventilu [kPa]. [13] [14]

Následně vypočítanou k_{vs} hodnotu dle rovnice 40 vyhledáme v katalogu výrobce a vybereme nejbližší vyšší k_{vs} hodnotu se kterou dále počítáme. Protože se nám s velkou pravděpodobností nepodaří najít stejnou k_{vs} hodnotu zvolené armatury, kterou

požadujeme, je potřeba pro zvolenou armaturu vypočítat skutečnou tlakovou ztrátu, nikoliv požadovanou, jako v rovnici 39. [13] [14]

Pro skutečnou tlakovou ztrátu trojcestného směšovacího ventilu platí rovnice:

$$\Delta p_{VT} = \frac{\dot{V}_{HN}^2}{k_{vs}^2} \cdot \Delta p_N, \quad (41)$$

kde:

Δp_{VT} skutečná tlaková ztráta trojcestného směšovacího ventilu [kPa],

\dot{V}_{HN} objemový průtok „ostré“ vody ventilem [m³/s],

k_{vs} skutečný průtokový součinitel plně otevřeného trojcestného směš. ventilu [m³/s],

Δp_N tlaková ztráta armatury při rozdílu 100 kPa. [14] [15]

1.9. Výpočet potřeby tepla na vytápění

Výpočet potřeby tepla je důležitý z hlediska provozních nákladů. Potřeba tepla pro vytápění se počítá podle denostupňové metody, která je jednoduchá a rychlá. Nejdříve se vypočítá teoretická potřeba tepla a z ní se pak vypočítá skutečná potřeba tepla na vytápění. Pro teoretickou potřebu tepla je vzorec:

$$Q_{d,teor} = 24 \cdot 3600 \cdot \dot{Q}_z \cdot \frac{d \cdot (t_{is} - t_{es})}{t_i - t_{es}} \cdot e_i \cdot e_t \cdot e_d, \quad (42)$$

kde:

$Q_{d,teor}$ teoretická potřeba tepla na vytápění [J=W·s],

\dot{Q}_z tepelná ztráta objektu [W],

d počet dnů otopného období [den],

t_{is} průměrná vnitřní výpočtová teplota vzduchu [°C],

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

t_e venkovní výpočtová teplota [°C],

e_i opravný součinitel na nesouměrnost tepelné ztráty větráním a prostupem [-],

e_t opravný součinitel na snížení vnitřní teploty [-],

e_d opravný součinitel na zkrácení doby provozu [-]. [16] [17]

Následně ze vztahu 42 vypočítáme skutečnou potřebu tepla:

$$Q_{d,skut} = \frac{Q_{d,teor}}{\eta_K \cdot \eta_R \cdot \eta_O}, \quad (43)$$

kde:

$Q_{d,skut}$ skutečná potřeba tepla na vytápění [J=W·s],

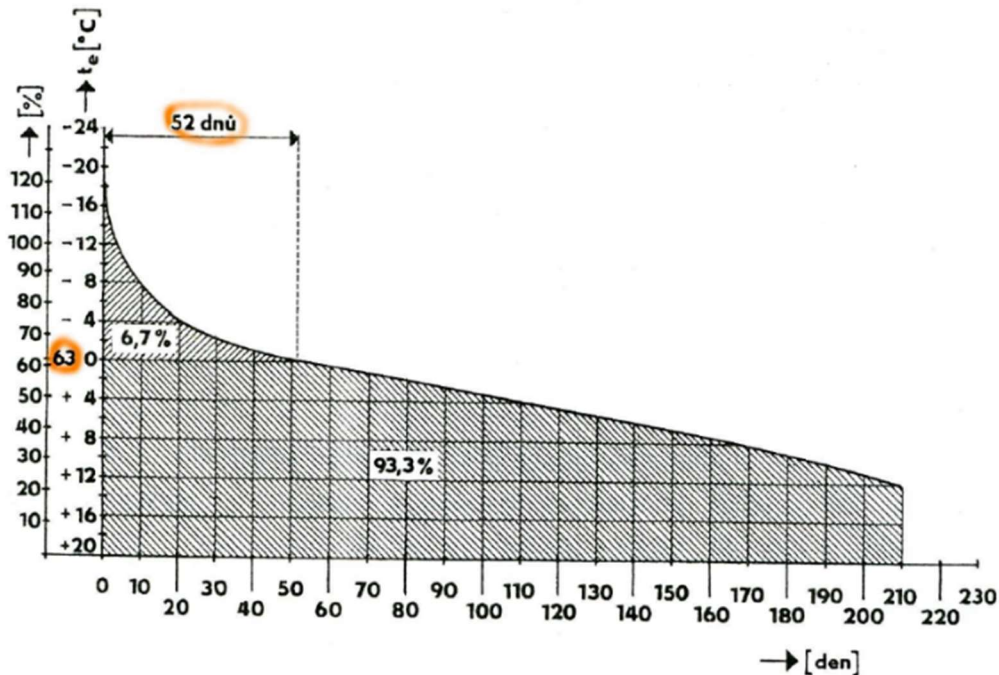
$Q_{d,teor}$ teoretická potřeba tepla na vytápění [$J=W \cdot s$],

η_K účinnost zdroje tepla [-],

η_R účinnost rozvodů [-],

η_O účinnost regulace (obsluhy) [-]. [16] [17]

Z rovnice 42 a 43 dostaneme závislost, která je zobrazena na obrázku 1.11



Obrázek 1.11 - Potřeba tepla na vytápění

2. Vzduchotechnika

Člověk ve vnitřním prostředí tráví skoro 90 % času, a proto je důležité, abychom mu ve vnitřním prostředí zajistili dostatečný komfort k jeho pobytu. Vzduchotechnika, na rozdíl od vytápění, může v budově ovlivňovat kromě teploty také vlhkost vzduchu a především kvalitu vzduchu z hlediska možnosti výskytu škodlivin. Zatěžování vnitřního prostředí nemusí být pouze znečišťující látkou (škodlivinou), ale můžeme ho zatěžovat i produkcí tepla. Zdroje škodlivin mohou být buď vnitřní, nebo venkovní. Za vnitřní zdroje považujeme osoby, zvířata, nebo technologické procesy a za venkovní zdroje řadíme venkovní znečištění a klimatické podmínky. Do škodlivin zahrnujeme např. vlhkost, oxid uhličitý (CO_2), oxid uhelnatý (CO), inertní prach, jemné tuhé částice např. z technologických provozů, kouř atd. Vzduchotechnika zajišťuje kvalitu vzduchu pomocí přívodu čerstvého venkovního vzduchu, který není výrazně znehodnocen a odvodem znehodnoceného vzduchu nejlépe hned u zdroje škodliviny. [18]

Max von Pettenkofer prokázal, že hlavními škodlivinami, který produkuje sám člověk je oxid uhličitý a vodní pára. Následně v experimentu změřil, kolik člověk produkuje množství oxidu uhličitého a z toho následně stanovil dávku čerstvého vzduchu na osobu, která je 25 m³/h. [18]

Protože v zadání mé bakalářské práce je rodinný dům, budu se z hlediska škodlivin soustředit pouze na oxid uhličitý (CO₂), a nebudu proto stanovovat průtok vzduchu pro jinou škodlivinu. Mohl bych uvažovat ještě produkci vlhkosti (vodní páry) při dýchání, či vaření, ale požadovaný průtok na odvod oxidu uhličitého je dostatečně velký na to, aby odvedl i zátěž v podobě vlhkosti. A v případě vaření je v kuchyni umístěna recirkulační digestoř. [18]

2.1. Výpočet potřeby čerstvého vzduchu

Stanovení průtoku venkovního vzduchu se stanovuje buď dle množství vzduchu na osobu, nebo dle intenzity větrání. Rovnice podle množství vzduchu na osobu vypadá následovně:

$$\dot{V}_e = D \cdot n , \quad (44)$$

kde:

- \dot{V}_e potřebný průtok venkovního vzduchu [m³/h],
- D dávka vzduchu na osobu [m³/h] – doporučená 25 m³/h, minimální 15 m³/h,
- n počet osob [-]. [19]

Rovnice dle intenzity větrání vypadá následovně:

$$\dot{V}_e = V \cdot I , \quad (45)$$

kde:

- \dot{V}_e potřebný průtok venkovního vzduchu [m³/h],
- V objem místnosti [m³],
- I intenzita větrání [h⁻¹].

Z obou vypočtených průtoků pro danou místnost následně vybereme větší z nich, která je potřeba do dané místnosti přivádět. [19]

2.2. Návrh potrubní sítě vzduchotechniky

Návrh potrubní sítě se může provádět třemi metodami. Nejjednodušší a nejrychlejší je metoda rychlostní, dále pak máme metodu stálého tlakového spádu a poslední a nejsložitější je metoda zisků statického tlaku.

Metoda rychlostní

Tato metoda je asi nejpoužívanější metodou pro dimenzování vzduchovodů. U této metody je důležité zvolit doporučenou rychlost proudění ve vzduchovodu, kterou zvolíme dle tabulky, která je na obrázku 2.1.

	Rychlost w (m/s)			
	Hlavní větve		Vedlejší větve	
Větrání a nízkotlaká klimatizace	doporučená	maximální	doporučená	maximální
- obytné budovy	3,5 - 5	6	3	5
- veřejné budovy	5 - 7	8	3 - 4,5	6,5
- průmyslové budovy	6 - 9	11	4 - 5	9
Vysokotlaká klimatizace	8 - 12	15 - 20	8 - 10	18

Obrázek 2.1 - Tabulka doporučených rychlostí vzduchovodu

Je doporučením, aby rychlost ve vzduchovodu směrem od ventilátoru postupně klesala. Pro stanovenou doporučenou rychlost se vypočítá doporučený průměr potrubí dle vztahu:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot w}}, \quad (46)$$

kde:

d doporučený průměr potrubí [m],

\dot{V} objemový průtok vzduchu vzduchovodem [m³/h],

w doporučená rychlost podle průřezu ve vzduchovodu [m/s]. [20]

Z vypočítaného doporučeného průměru, zvolíme dle výrobní řady nejbližší vyšší průměr vzduchovodu a následně přepočítáme skutečnou rychlost v potrubí dle vztahu:

$$w_{skut} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d_n^2}, \quad (47)$$

kde:

w_{skut} skutečná rychlost podle průřezu ve vzduchovodu [m/s].

\dot{V} objemový průtok vzduchu vzduchovodem [m³/h],

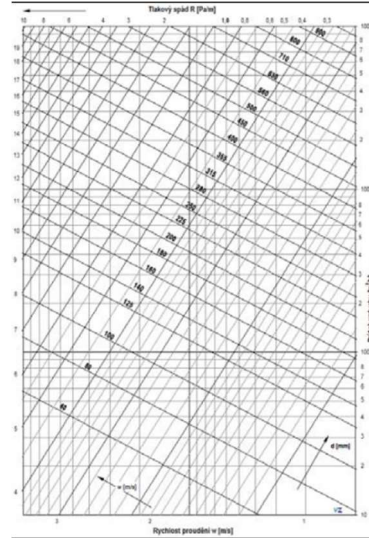
d_n průměr potrubí [m]. [20]

A následně z vypočítaného průměru vypočítáme tlakovou ztrátu hlavní větve dle rovnice 21 a 22, na kterou navrhujeme dopravní výšku ventilátoru.

Metoda stálého tlakového spádu

Tato metoda spočívá ve volbě tlakového spádu R [Pa/m] a tlaková ztráta místními odpory se neuvažuje a je nahrazena ekvivalentní délkou potrubí l_e [m]. Tato metoda se

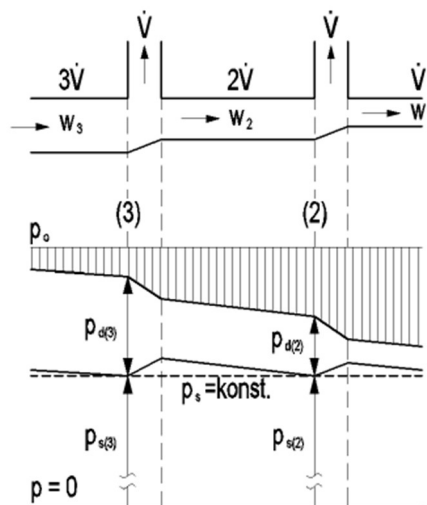
především navrhuje podle diagramů, kde na vodorovné ose je hodnota rychlosti w [m/s] a tlakového spádu R [Pa/m], na svislé ose je průtok vzduchu V [m³/h] a v diagramu se hledá výsledný průměr potrubí d [m]. Tato metoda je vhodná pro rychlý nástřel průměrů potrubní sítě. [20]



Obrázek 2.2 – Diagram tlakového spádu potrubí

Metoda zisků statického tlaku

U této metody je zásadní shodný průtok na každé vyústce, kdy je cílem dodržet stejný statický tlak před každou odbočkou a vyústkou. Princip této metody spočívá ve změně průřezu ve směru proudění za každou vyústkou a pokles dynamického tlaku vyrovnal tlakové ztráty v následujícím úseku. Metoda předpokládá s tím, že se navrhuje pouze hranaté potrubí, protože ne nutné zachovávat jeden rozměr potrubí konstantní a dopočítávat druhý rozměr iterací. Tento výpočet je však zdlouhavý takže se moc nepoužívá. Výhodou ovšem je, že se nemusí regulovat jednotlivé vyústky. [20]



Obrázek 2.3 - Grafické znázornění metody zisků statického tlaku

PRAKTICKÁ ČÁST

3. Informace o budově

Jedná se o novostavbu jednogeneračního rodinného domu se sedlovou střechou, kde se zatím neuvažuje s využíváním podkroví. Dům je nepodsklepený a je určený pro čtyř až pěti člennou rodinu. Dům obsahuje velký obývací pokoj s kuchyňským koutem, ložnici s šatnou a koupelnou, třemi pokoji, technickou místností spíží a samostatnou koupelnou. Objekt má 270 m² zastavěné plochy a 671,6 m³ vnitřního objemu a je uvažováno, že bude ležet v lokalitě hlavního města Prahy.

4. Vytápění rodinného domu

Protože v zadání mé bakalářské práce je, že mám navrhnout tepelně technické parametry rodinného domu se splněním doporučených hodnot prostupu tepla U_{dop} dle ČSN EN 12831-1, a tudíž jsou tepelné ztráty objektu malé, uvažuji vytápění pomocí podlahového vytápění a jako zdroj tepla uvažuji tepelné čerpadlo vzduch-voda, který bude obsahovat bivalentní zdroj tepla v podobě topné patrony.

4.1. Tepelně technické vlastnosti budovy

Tepelně technické vlastnosti budovy splňují doporučené hodnoty prostupu tepla U_{dop} dle ČSN 73 0540-2:2011, kde pro dané konstrukce platí následující tabulka doporučených hodnot.

Tabulka 6 – Doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla pro jednotlivé konstrukce

Konstrukce	$U_{pož}$ [W/m ² ·K]	U_{dop} [W/m ² ·K]
Stěna vnější těžká	0,30	0,25
Strop pod nevytápěnou půdou	0,30	0,20
Podlaha vytápěného prostoru přilehlá k zemině	0,45	0,30
Dveřní výplň otvoru do venkovního prostředí	1,70	1,20
Výplň otvor ve vnější stěně do venkovního prostředí	1,50	1,20

4.1.1. Obvodové stěny

Obvodová stěna je složena od vnitřní strany z vnitřní omítky tloušťky 20 mm, cihelné konstrukce POROTHERM 44 T Profi o tloušťce 440 mm a vnější omítky o tloušťce 20 mm. Celkový součinitel prostupu tepla konstrukcí je $U = 0,25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

4.1.2. Vnitřní stěny

U vnitřní stěny je uvažováno s konstrukcí POROTHERM 24 Profi o tloušťce 240 mm a z obou stran vnitřní omítka o tloušťce 20 mm. Součinitel prostupu tepla touto konstrukcí je $U = 0,97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

4.1.3. Strop

Strop je složen od vnitřní strany z vnitřní omítky tloušťky 20 mm, dřevěného podbití tloušťky 30 mm, tepelné izolace ISOVER UNI o tloušťce 350 mm a znovu dřevěným podbitím o tloušťce 30 mm. Součinitel prostupu tepla konstrukcí vykazuje hodnotu $U = 0,196 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

4.1.4. Podlaha

Konstrukce podlahy je složena z vnitřní strany z keramické dlažby tloušťky 10 mm, anhydridu tloušťky 38 mm, tepelné izolace ISOVER EPS 100F tloušťky 30 mm, tepelné izolace ISOVER EPS SOKL 3000 tloušťky 180 mm, železobetonu tloušťky 50 mm a prostého betonu tloušťky 150 mm. Celkový součinitel prostupu tepla konstrukcí je $U = 0,259 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

4.1.5. Výplně otvorů

U dveřních výplní otvorů je uvažováno se součinitelem prostupu tepla $U = 1,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a u okenních výplní je součinitel prostupu tepla $U = 1,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

4.2. Výpočet tepelných ztrát

Na výpočet tepelných ztrát jsem použil program PROTECH TV, který provádí výpočet pomocí rovnic uvedených v normě ČSN EN 12831-1. Do programu je nejprve nutné zadat základní vstupní parametry jako je třeba lokalita, ve které se objekt nachází, půdorysná plocha budovy, obvod budovy, hloubka spodní vody pod objektem ad. Dalším krokem je zadání jednotlivých konstrukcí objektu, jako je například obvodová stěna, podlaha střecha, okenní výplně, atd. Zadávání konstrukcí je pro stavební konstrukce pomocí seznamu materiálů, který program obsahuje, kde zadáváte typ materiálu a tloušťku vrstvy materiálu a po zadání celé konstrukce vám vyjde součinitel prostupu tepla stěnou. U výplní konstrukcí zadáváte přímo součinitel prostupu tepla vybraný z katalogů výrobců daných výplní.

Po zadání konstrukcí se můžeme pustit do definice jednotlivých místností objektu, kde musíme každou místnost zadat samostatně. Definujeme ji tak, že zadáváme šířku, výšku a délku místnosti a pak z jednotlivých nadefinovaných konstrukcí vybíráme ty, které se v místnosti objevují a definujeme její skutečné rozměry, popřípadě její výplně a

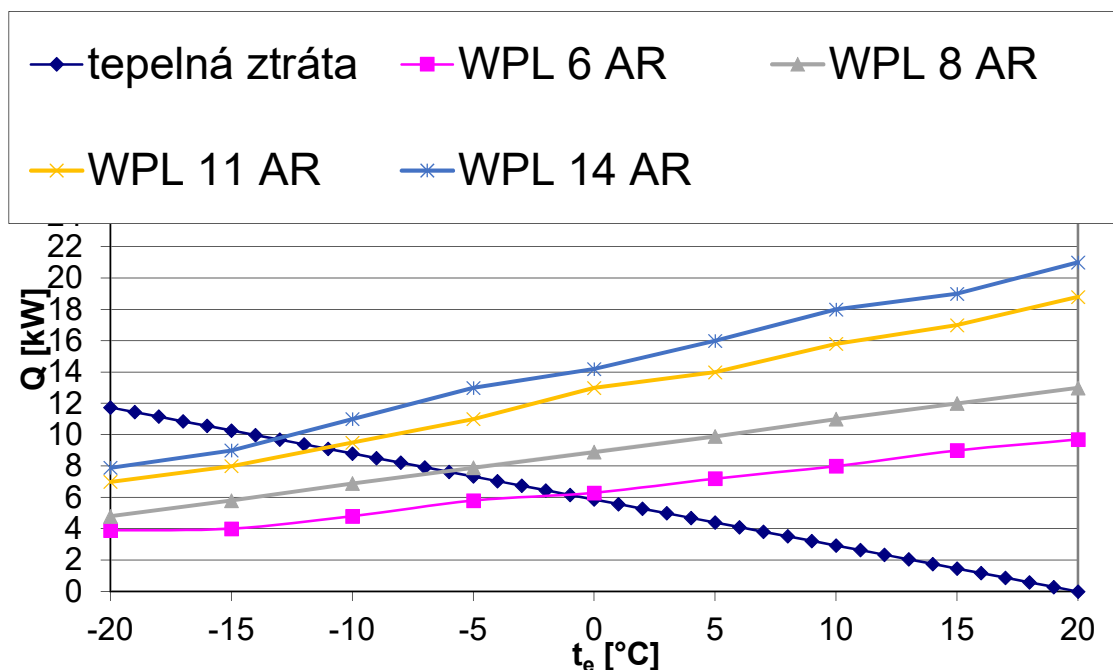
hlavně teplotu za danou konstrukcí. U každé místnosti se mimo konstrukcí definuje ještě vnitřní výpočtová teplota, výměna vzduchu buď přirozeným, nebo nuceným větráním s rekuperací popřípadě trvalé tepelné zisky místnosti.

Po definování všech místnosti nám program provede výpočet tepelných ztrát dle ČSN EN 12831-1 a vygeneruje nám buď celkovou tepelnou ztrátu a tepelnou ztrátu jednotlivých místností.

Výpočet byl proveden pro lokalitu hlavního města Prahy, kde venkovní výpočtová teplota je $t_e = -12 \text{ °C}$. Celková tepelná ztráta objektu vyšla $\phi_{HL} = 9,39 \text{ W}$. Tabulka jednotlivých místností s vypočtenou tepelnou ztrátou je součástí příloh bakalářské práce.

4.3. Návrh zdroje tepla

Návrh tepelného čerpadla vzduch-voda je proveden pro celkovou tepelnou ztrátu objektu $\phi_{HL} = 9,39 \text{ W}$ a uvažuji paralelně bivalentní provoz tepelného čerpadla, kdy jsem uvažoval teplotu bivalence $t_B = -3 \text{ až } -5 \text{ °C}$. Tepelné čerpadlo jsem volil od společnosti Buderus a jde o typ Logatherm WPL. Vypočtené tepelné ztrátě objektu a uvažování bivalentní teploty mezi $-3 \text{ až } -5 \text{ °C}$ odpovídá konkrétní typ, kterým je tepelné čerpadlo vzduch-voda Buderus Logatherm WPL 6 AR Comfort – E. Toto tepelné čerpadlo obsahuje též bivalentní zdroj tepla v podobě elektrické topné patrony, takže není potřeba uvažovat doplňkový zdroj tepla v podobě např. plynového kondenzačního kotle, či elektrokotle. Návrh tepelného čerpadla je dle následujícího grafu.



Obrázek 4.1 - Výkonové křivky jednotlivých typů tepelného čerpadla Logatherm WPL

Z obrázku 4.1 jsou vidět výkonové křivky jednotlivých výkonových řad tepelného čerpadla Buderus Logatherm WPL a tepelná ztráta objektu v závislosti na venkovní výpočtové teplotě. Z tohoto výkonového grafu jsem navrhl tepelné čerpadlo Buderus Logatherm WPL 6 AR-E. K tepelnému čerpadlu byla také nevržena z projekčních podkladů tepelného čerpadla akumulární nádoba Buderus P120/5 W o jmenovitém objemu

120 litrů. [21]

4.4. Návrh otopných ploch

Návrh podlahového vytápění proběhl také pomocí programu PROTECH konkrétně pomocí programu PROTECH Podlahy. Tento program je kompatibilní s výše uvedením programem PROTECH TV, kde si do programu PROTECH Podlahy dokážeme přetáhnout již vypočtené tepelné ztráty a vnitřní výpočtové teploty jednotlivých místností. V programu PROTECH Podlahy se následně definuje uvažovaný teplotní spád soustavy, skladba podlahového vytápění jako je např. systémová deska podlahového vytápění s dodatečnou tepelnou izolací, anhydrid, plastové PEX-a potrubí či nášlapná vrstva v podobě dlažby či PVC. Dále je v programu potřeba definovat další komponenty soustavy, jako jsou například rozdělovače a sběrače otopných hadů, regulační šroubení a další nezbytné armatury. Po zadání veškerých potřebných věcí pro správný návrh podlahového vytápění se můžeme vrhnout na jednotlivé otopné hady v daných místnostech. Zadávají se pomocí požadované plochy podlahového vytápění v určité místnosti a také délky přípojky tohoto otopného hada. Přípojky jsou zadávány tak, že definujeme, kolik metrů trubek prošlo jednotlivými místnostmi, protože program následně přepočítává podlahovou plochu těchto místností, kterou jsme těmito přípojkami (trubkami) už zabraly. V programu se následně dá předefinovat i jednotlivá rozteč trubek otopných hadů, která je v základu definována na 0,2 m. Této možnosti můžeme následně využít, pokud nám výkon podlahové plochy nepostačuje pro danou tepelnou ztrátu místnosti. Při zadávání jednotlivých otopných hadů je potřeba definovat i jednotlivé výstupy a vstupy do/z rozdělovače a sběrače, protože po zadání veškerých podlahových ploch nám program provede regulaci jednotlivých otopných hadů k nejnepríznivějšímu okruhu. Návrh otopných hadů jednotlivých místností je součástí příloh bakalářské práce.

4.5. Návrh trojcestného směšovacího ventilu

Trojcestný směšovací ventil mám umístěn hned za výstupem z akumulární nádoby o objemu 120 l. pro výpočet trojcestného směšovacího ventilu je rozhodující jakou

autoritu má směšovací ventil a jaká je tedy od něho požadována tlaková ztráta. Protože se jedná o jeden trojcestný směšovací ventil v soustavě je tedy jeho autorita $P_v = 0,5$ a tlaková ztráta okruhu s trojcestným směšovacím ventilem je $\Delta p_{var} = 3,065 \text{ kPa}$. Jedná se o rovnici 39, kde požadovaná tlaková ztráta vyšla následně $\Delta p_{vs} = 0,5 \cdot \frac{3,065}{0,5} = 3,065 \text{ kPa}$.

Po výpočtu požadované tlakové ztrátě vypočítáme k_v hodnotu plně otevřeného trojcestného směšovacího ventilu a jedná se o rovnici 40, kde průtok vody ventilem je

$$\dot{V}_{HN} = 1,152 \text{ m}^3/\text{h} \text{ a vyjde } k_{vs} = 1,152 \cdot \sqrt{\frac{100}{3,065}} = 6,58 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Po vypočítání k_v hodnoty plně otevřeného trojcestného směšovacího ventilu následně vybereme nejbližší vyšší hodnotu z katalogu výrobců, kde jsem zvolil výrobek CV316 RGA od společnosti IMI hydronic s hodnotou $k_{vs} = 6,3 \text{ m}^3/\text{h}$. [22]

Následně je nutné přepočítat skutečnou tlakovou ztrátu ventilu dle rovnice 41, kde vyšla skutečná tlaková ztráta takto $\Delta p_{VT} = \frac{1,152^2}{6,3^2} \cdot 100 = 3,343 \text{ kPa}$. S touto následnou hodnotou počítám při výpočtu tlakových ztrát v potrubí.

4.6. Návrh otopné soustavy

Návrh otopné soustavy jsem provedl pomocí programu Excel, kde jsem počítal pouze úseky k oběma rozdělovačům a sběračům a společný přívodní a zpáteční úsek, protože jednotlivé otopné hady na rozdělovačích mi zareguloval program PROTECH Podlahy. Výpočet jsem provedl ze znalosti přenášeného výkonu otopnou vodou a následný přepočet objemového průtoku pomocí kalorimetrické rovnice 23. Z hmotnostního průtoku a volby optimální rychlosti v potrubí $w_{opt} = 0,6 \text{ m/s}$ vypočítám, pomocí rovnice 24 vypočítal doporučený průměr potrubí. Z doporučeného průměru potrubí zvolím nejbližší vyšší výrobní průměr a vypočítám podle vzorce 25 skutečnou rychlost v potrubí. Ze znalosti skutečné rychlosti v potrubí a zvolené dimenze potrubí vypočítám Reynoldsovo číslo dle rovnice 26. Z Reynoldsova čísla vypočítám součinitel tlakové ztráty třením λ pomocí iterační rovnice 27. Z těchto získaných veličin jsem schopen vypočítat tlakovou ztrátu třením při znalosti rychlosti vody v potrubí, délky, průměru potrubí a součinitele tlakové ztráty třením jednotlivého úseku. Následný uvedený postup je pro úsek 1, který vede od akumulární nádoby k rozdělení. Celkový instalovaný výkon je $Q = 13,279 \text{ kW}$, ze kterého vypočítám hmotnostní průtok $\dot{m} = \frac{13429}{4187 \cdot (40-3)} = 0,318 \text{ kg/h}$. Pro tento průtok vypočteme optimální průměr $d =$

$\sqrt{\frac{4 \cdot 0,318}{\pi \cdot 0,6 \cdot 998}} = 0,0261 \text{ m}$. Zvolíme dimenzi měděného potrubí 28x1,5, která má vnitřní průměr $d_n = 25 \text{ mm}$ a vypočteme skutečnou rychlost v potrubí $w_{skut} = \frac{4 \cdot 0,318}{\pi \cdot 0,025^2 \cdot 998} = 0,65 \text{ m/s}$. Z rychlosti vody v potrubí následně vypočteme Reynoldsovo číslo $Re = \frac{0,65 \cdot 0,025}{0,725 \cdot 10^{-6}} = 22487$ a poté iteračním vztahem součinitel tlakové ztráty třením, kdy pro první iteraci volím součinitel tlakové ztráty třením $\lambda_1 = 0,02$. První iterace je $\lambda_2 = (2 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{0,02}) - 0,8)^{-2} = 0,025977$, druhá iterace je $\lambda_3 = (2 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{0,025977}) - 0,8)^{-2} = 0,025051$ a následně provedeme ještě třetí a čtvrtou iteraci, kdy při čtvrté nám vyjde součinitel ztráty třením $\lambda_4 = 0,025159$. Jako poslední krok před výpočtem samotných tlakových ztrát v potrubí musíme sečíst veškeré součinitele tlakové ztráty místních odporů v daném úseku, kde celkový součet součinitelů místních tlakových ztrát je $\zeta = 10$. Celková tlaková ztráta úseku 1 je $\Delta p_{z,1} = \frac{1}{2} \cdot 998 \cdot 0,65^2 \cdot (0,0252 \cdot \frac{2,4}{0,025} + 10) = 2622 \text{ Pa}$. Takový to postup opakujeme pro všechny úseky potrubí, kdy nám na konci vyjde celková tlaková ztráta hlavní větve $\Delta p_o = 16121 \text{ Pa}$.

4.7. Vyvážení rozdělovačů pomocí vyvažovacích ventilů

Pro vyvážení rozdělovačů otopných hadů jsem volil vyvažovací ventily také od společnosti IMI Hydronic, konkrétně o vyvažovací ventil STAD PN25. Vyvažovací ventily jsem navrhl podle projekčních podkladů od společnosti IMI, kde byl návrhový diagram nebo vzorec, který má následující tvar:

$$k_v = 36 \cdot \frac{q}{\sqrt{\Delta p}}, \quad (48)$$

kde:

k_v k_v hodnota vyvažovacího ventilu [l/s],

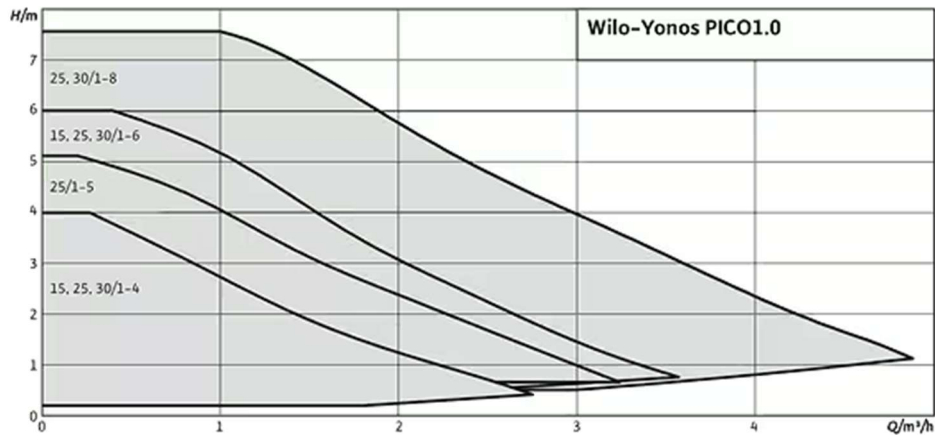
q objemový průtok vyvažovacím ventilem [l/s],

Δp známá tlaková ztráta vyvažovaného ventilu [kPa].

Pro vyvažovací ventil u rozdělovače B o známém průtoku $q = 0,144 \text{ l/s}$, známé tlakové ztrátě $\Delta p = 16,121 \text{ kPa}$ je k_v hodnota $k_v = 36 \cdot \frac{0,144}{\sqrt{16,121}} = 1,29$. Z vypočítané k_v hodnoty následně z tabulky zjistíme počet otáček vyvažovacího ventilu, které v tomto případě vychází na $n = 1,5$. [23]

4.8. Návrh oběhového čerpadla

Návrh proběhl dle rovnic 37, 21 a 22, kde objemový průtok $\dot{V} = 1,152\text{m}^3/\text{h}$ a tlakové ztrátě nejneprůzračnějšího okruhu $\Delta p_o = 16,121\text{ kPa}$. Tyto požadavky nám splňuje oběhové čerpadlo Wilo Yonos PICO 1.0 25/1-4. [24]



Obrázek 4.2 - Charakteristika oběhového čerpadla Wilo Yonos PICO 1.0

4.9. Návrh pojistného a zabezpečovacího zařízení

4.9.1. Pojistné zařízení

Pojistné zařízení jsem nemusel navrhovat, protože už je součástí navrženého tepelného čerpadla Buderus Logatherm WPL 6 AR Comfort-E. Pojistný ventil má otevírací přetlak $p_{ot} = 3\text{ bary} = 300\text{ kPa}$.

4.9.2. Zabezpečovací zařízení

Zabezpečovací zařízení jsem navrhovat také nemusel, protože expanzní nádoba je stejně jako pojistný ventil součástí navrženého tepelného čerpadla Buderus Logatherm WPL 6 AR Comfort-E a má objem 10 l. Proto je potřeba pouze velikost této expanzní nádoby ověřit, jestli je dostatečná pro navrženou otopnou soustavu. Ověření jsem nejprve začal výpočtem maximálního teplotního rozdílu v soustavě, kde jsem použil vzorec 32 $\Delta t_{max} = t_{max} - t_{min} = 40 - 10 = 30\text{ }^\circ\text{C}$.

Následně jsem pomocí tabulky vyhledal součinitel zvětšení objemu vody, který vyšel $n = 0,00749$.

Jako další krok jsem spočítal stupeň využití tlakové expanzní nádoby pomocí vzorce 33, kdy $p_{h,dov,A} = p_{ot} + p_B = 300 + 100 = 400\text{ kPa}$

a $p_{d,dov,A} = p_{d,dov} + p_B = 100 + 100 = 200\text{ kPa}$, kdy $p_{d,dov}$ se volí pro jednopodlažní objekty 100 kPa. Stupeň využití EN následně vyšel $\eta = \frac{400-200}{400} = 0,5$.

Poslední krok před samotným výpočtem expanzní nádoby je zjištění celkového objemu vody v soustavě vytápění, kde se nachází výměník tepelného čerpadla, akumulační nádoba, potrubí otopných hadů a měděné potrubí k rozdělovačům. Při součtu mi celkový objem vody v soustavě vyšel $V_{os} = 0,344 \text{ m}^3 = 344 \text{ l}$.

Po dosazení do vzorce 36 nám vyjde, že $V_{EN-T} = 1,3 \cdot 344 \cdot 0,00749 \cdot \frac{1}{0,5} = 6,7 \text{ l}$. Závěr je takový, že tlaková expanzní nádoba, která je součástí tepelného čerpadla je dostatečná.

4.10. Výpočet potřeby tepla na vytápění

Výpočet potřeby tepla je proveden podle vzorce 42 a 43, kde jsou vstupní hodnoty následující: tepelná ztráta objektu $\dot{Q}_z = 9,39 \text{ kW}$, počet dnů otopného období $d = 225 \text{ dnů}$, průměrná vnitřní výpočtová teplota vzduchu $t_{is} = 19,6 \text{ °C}$, střední venkovní teplota za otopné období $t_{es} = 4,3 \text{ °C}$, vnitřní výpočtová teplota $t_e = -12 \text{ °C}$, součinitel nesouměrnosti tepelné ztráty větráním a prostupem $e_i = 0,6$, součinitel na snížení vnitřní teploty vzduchu $e_t = 0,9$, a součinitel doby provozu $e_d = 1,0$. Z toho nám vyjde teoretická potřeba tepla $Q_{d,teor} = 24 \cdot 3600 \cdot 9390 \cdot \frac{225 \cdot (19,6+12)}{20+1} \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 1,0 = 9,73 \cdot 10^4 \text{ MJ}$. A skutečná potřeba tepla má vstupní hodnoty: sezonní účinnost zdroje tepla $\eta_K = 1,59$, účinnost rozvodů $\eta_R = 0,98$ a účinnost regulace $\eta_O = 0,99$. Celková potřeba tepla na vytápění tedy vyšla $Q_{d,skut} = Q_{d,teor} \cdot (1,59 \cdot 0,98 \cdot 0,99)^{-1} = 63075 \text{ MJ}$.

5. Vzduchotechnika rodinného domu

V zadání bakalářské práce je též zajištění větrání objektu pomocí nuceného větrání se zpětným získáváním tepla. Vzduchotechnickou jednotku budu uvažovat podstropní, která bude umístěna pod stropem v technické místnosti 1.10. Vzduchotechnická jednotka bude též obsahovat rekuperační výměník pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu. Veškeré vzduchotechnické potrubí je uvažováno v akustických podhledech, kromě technické místnosti 1.10, kde bude vedeno příznaně.

5.1. Výpočet potřeby čerstvého vzduchu

Výpočet proběhl pomocí rovnice 44 a 45, pro každou obytnou místnost s uvažováním počtu osob v dané místnosti. Výpočet je proveden v příloze 6.

5.2. Návrh vzduchotechnické jednotky

Již při výpočtu tepelných ztrát bylo potřeba uvažovat při tepelných ztrátách větráním účinnost zpětného získávání tepla. Proto bylo potřeba si orientačně zvolit

jednotku, abych věděl, s jakou účinností zpětného získávání tepla mohu počítat. Proto jsem orientačně navrhl vzduchotechnickou jednotku Atrea Duplex EC5, která má účinnost zpětného získávání tepla 85% a po výpočtu požadovaného množství vzduchu vyberu konkrétní výkonovou řadu této jednotky.

Návrh vzduchotechnické jednotky proběhl na celkový potřebný objemový průtok, který umí jednotka zajistit, který v mém případě po výpočtu potřeby čerstvého vzduchu vyšel pro nárazové větrání $\dot{V} = 415 \text{ m}^3/\text{h}$. Následně jsem od společnosti Atrea zvolil konkrétní výkonovou řadu Atrea EC5 570, která má maximální průtok $\dot{V} = 570 \text{ m}^3/\text{h}$. [25]

5.3. Návrh potrubní sítě vzduchotechniky

Výpočet potrubní sítě vzduchotechniky proběhl pomocí rovnice 46 a 47, kde jsem pouze pro daný úsek vypočítal doporučený průměr vzduchotechnického potrubí z doporučené rychlosti proudění vzduchu, zvolil nejbližší výrobní průměr vzduchotechnického potrubí a následně dopočítal skutečnou rychlost proudění vzduchu v potrubí. Výpočet tlakových ztrát nebyl v zadání mé bakalářské práce, proto jsem ho neprovedl, ale výpočet by proběhl obdobně jako výpočet pro soustavu vytápění, pouze by byly jiné vstupní hodnoty.

6. Závěr

V rámci bakalářské práce byla vypracována studie vytápění rodinného domu pro čtyř až pěti člennou rodinu, který se nachází na území hlavního města Prahy.

Stavební konstrukce rodinného domu byly navrženy tak, aby odpovídaly doporučeným hodnotám součinitele prostupu tepla dle normy ČSN 73 0540.

Tepelné ztráty byly vypočítány dle normy ČSN EN 12831-1 pomocí programu PROTECH TV a celková tepelná ztráta objektu vyšla $9,39 \text{ kW}$. Tepelná ztráta rodinného domu bude hrazena pomocí tepelného čerpadla Buderus Logatherm WPL 6 AR-E vzduch-voda, který obsahuje i bivalentní zdroj tepla v podobě elektrické topné patrony. K tepelnému čerpadlu byla navržena z katalogového listu i akumulční nádoba Buderus P120/5 W o jmenovitém objemu 120 litrů. Zdroj tepla i akumulční nádoba jsou umístěny v technické místnosti 1.10.

Otopná soustava je navržena jako nízkoteplotní, uzavřená, dvoutrubková, protiproudá, horizontální se spodním rozvodem a s nuceným oběhem vody. Uvažovaný teplotní spád soustavy je $40/30 \text{ °C}$. Jako otopné plochy je navržen mokřý systém podlahové vytápění, který je navržen ve všech místnostech rodinného domu, s výjimkou místnosti 1.10 a 1.11. V podlahovém vytápění je navržena plastová trubka PEX-a 17x2,0, která má dobrou odolnost proti pronikání vzdušného kyslíku do potrubí. Rozdělovače/sběrače otopných hadů podlahového vytápění jsou osazeny průtokoměry a regulačním šroubením, pro správné zaregulování jednotlivých otopných hadů. Rozdělovače/sběrače jsou navrženy od společnosti IVAR-CS. Jedná se o konkrétní typ IVAR-CS VP 553 v provedení osmicecstném a deseticestném a budou osazeny do stěny pomocí podomítkové skříně IVAR Klasik P3 a P4. K jednotlivým rozdělovačům/sběračům bude vedeno měděné potrubí, které povede v tepelné izolaci systémové desky podlahového vytápění s výjimkou místnosti 1.10, kde bude potrubí vedeno přiznaně po stěně. Měděné potrubí bude opatřeno tepelnou izolací např. v podobě minerální vlny. V místnostech s větším tepelným komfortem (koupelny) jsou ještě navrženy trubková otopná tělesa Korado Koralux Linear Classic-M 1820x600 mm, které jsou také napojeny na rozdělovače/sběrače otopných hadů podlahových smyček. Potrubí k nim je však vedeno v systémové desce podlahového vytápění. Na trubkových otopných tělesech je ještě osazena HM regulační šroubení pro další dozaregulování vůči podlahovým otopným hadům. Návrh potrubního systému otopné soustavy proběhl

pomocí metody optimální (doporučené) rychlosti vody v potrubí $w_{opt} = 0,6 \text{ m/s}$. Nucený oběh zajišťuje oběhové čerpadlo Wilo Yonos PICO1.0 25/1-4.

Pojistné a zabezpečovací zařízení už je součástí vnitřní jednotky tepelného čerpadla, takže byl proveden pouze kontrolní výpočet zabezpečovacího zařízení, který vyhověl.

Dále studie obsahuje výpočet potřeby tepla dle denostupňové metody, kdy potřeba tepla na vytápění vyšla $Q_{d,skut} = 63075 \text{ MJ}$.

Další částí je návrh nuceného větrání rodinného domu pomocí jednotky se zpětným získáváním tepla. Navržená vzduchotechnická jednotka je od společnosti Atrea a jde o typ EC5 570, která obsahuje i rekuperační výměník pro zpětné získávání tepla. Vzduchotechnická jednotka je umístěna pod stropem v technické místnosti 1.10. Distribuce vzduchu je provedena pomocí kruhového pozinkovaného SPIRO potrubí, které je umístěno pod stropem v akustickém pohledu. Distribuční elementy jsou talířové ventily případně trysky. Regulace jednotlivých distribučních elementů bude provedena pomocí požadovaného průtoku vzduchu. Vzduchotechnické potrubí bude opatřeno tepelnou izolací z minerální vaty.

7. Seznam literatury

- [1] BAŠTA, J. *Pohoda vnitřního prostředí a tepelná pohoda - přednáška.*
- [2] CENTNEROVÁ, L. tzbinfo: Tepelná pohoda a nepohoda. [Online] 13. prosinec 2000. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/404-tepelna-pohoda-a-nepohoda>.
- [3] BOHÁČ, J. *Tepelná pohoda - přednáška.*
- [4] ČSN EN 12831-1. *Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu - Část 1. Tepelný výkon pro vytápění.* Praha : ÚNMZ, 1. 9. 2018.
- [5] MATUŠKA, T. *Základy tepelných čerpadel - přednáška.*
- [6] BAŠTA, J. *Otopné plochy - přednáška.*
- [7] BOHÁČ, J. *Podlahová otopná plocha - přednáška.*
- [8] BOHÁČ, J. *Stropní a stěnové vytápění - přednáška.*
- [9] BAŠTA, J. *Otopné soustavy - přednáška.*
- [10] BAŠTA, J., KABELE K. *Otopné soustavy teplovodní.* Praha : Společnost pro techniku prostředí, 2008. ISBN 978-80-02-02064-6.
- [11] BAŠTA, J. *Pojistné a zabezpečovací zařízení - přednáška.*
- [12] BAŠTA, J. *Návrh čerpadla - přednáška.*
- [13] BAŠTA, J. *Armatury - přednáška.*
- [14] BAŠTA, J. *Hydraulika a řízení otopných soustav.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-01-028008-9.

[15] BAŠTA, J. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2014. ISBN 978-80-01-05455-0.

[16] MATUŠKA, T. *Potřeba tepla - přednáška*.

[17] BAŠTA, J. *Potřeba tepla na vytápění - přednáška*.

[18] ZMRHAL, V. *Bilance větrané místnosti - přednáška*.

[19] ZMRHAL, V. *Požadavky na větrání - přednáška*.

[20] ZMRHAL, V. *Vzduchovody - přednáška*.

[21] Projekční podklady – tepelné čerpadlo Buderus Logatherm WPL 6 AR [Online] buderus.com. Dostupné z:

https://www.buderus.com/cz/media/country_pool/fuer_partner/planunsdokumente/heat_pumps/pp_logatherm_wpl-ar_cz_cz_cz.pdf.

[22] Projekční podklady – trojcesný směšovací ventil IMI Hydronic CV216/316 RGA [Online] imi-hydronic.com. Dostupné z:

<https://www.imi-hydronic.com/cs/product/cv216316-rga>

[23] Projekční podklady – vyvažovací ventil STAD – PN 25 [Online] imi-hydronic.com. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/cs/product/stad-pn-25>

[24] Projekční podklady – čerpadlo Wilo Yonos PICO [Online] wilo.com/cs. Dostupné z: https://wilo.com/cz/cs/Produkty-a-aplikace/cs/vyrobky-a-expertiza/rodinne-domky-a-dvojdomky/topeni/topeni/wilo-yonos-pico1-0?t=1#c8ae2819c7977f706017989cf57c42dfaTL4_range_description

[25] Projekční podklady – vzduchotechnická jednotka Duplex EC5 [Online] atrea.cz. Dostupné z: <https://www.atrea.cz/cz/duplex-170-370-570-ec5>

8. Seznam příloh

Příloha 1 – Výpočet tepelných ztrát	(.pdf)
Příloha 2 – Návrh podlahového vytápění	(.pdf)
Příloha 3 – Návrh tepelného čerpadla vzduch-voda	(.xlsx)
Příloha 4 – Výpočet trojcestného směšovacího ventilu	(.xlsx)
Příloha 5 – Hydraulický výpočet potrubní sítě vytápění	(.xlsx)
Příloha 6 – Ověření velikosti tlakové expanzní nádoby	(.xlsx)
Příloha 7 – Výpočet potřeby čerstvého vzduchu	(.xlsx)
Příloha 8 – Výkresová dokumentace	(.dwg/.pdf)

9. Seznam výkresové dokumentace

- D.1.4.3.1 – Půdorys 1.NP – vytápění
- D.1.4.3.2 – Schéma zapojení – vytápění
- D.1.4.3.3 – Půdorys 1.NP – vzduchotechnika