

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

**STUDIE VYTÁPĚNÍ RODINNÉHO DOMU**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



## SOUHRN

Tématem této práce je vytápění rodinného domu. Nejprve jsou posouzeny tepelně technické parametry objektu dle současných norem a stanovena případná opatření pro jejich dodržení. Dále je navržena otopná soustava a provedeno její hydraulické vyvážení. Poslední částí práce je volba a návrh vhodného zdroje tepla pro vytápění domu.

## SUMMARY

Topic of this thesis deals with heating of a family house. At first thermo-technical parameters of the building are considered according to the current standards and appropriate measures for their keeping are set. Secondly, the heating system alongside with its hydraulic balancing is designed. The final part contains choice and design of suitable heating source for the house.

## PROHLÁŠENÍ

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

V Praze dne

.....

Jakub Šimek

## PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych velice rád poděkoval panu Prof. Ing. Jiřímu Baštovi, PhD za cenné rady, trpělivé zodpovídání dotazů a vedení v průběhu tvorby této bakalářské práce.

V neposlední řadě bych chtěl také poděkovat své rodině za veškerou podporu při tvorbě této práce a při mém studiu.

# Obsah

1.	Úvod.....	13
2.	Tepelné ztráty objektu.....	14
2.1.	Skladba konstrukcí.....	14
2.1.1.	Svislé konstrukce .....	14
2.1.2.	Vodorovné konstrukce .....	15
2.1.3.	Šikmé konstrukce.....	16
2.1.4.	Výplně stavebních otvorů .....	16
2.2.	Výpočet součinitele prostupu tepla .....	17
2.2.1.	Porovnání tepelně technických vlastností.....	18
2.2.2.	Porovnání tepelně technických vlastností oken a dveří.....	20
2.3.	Výpočet tepelných ztrát objektu .....	20
2.3.1.	Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty .....	21
2.3.2.	Výpočet návrhové tepelné ztráty prostupem tepla .....	21
2.3.3.	Výpočet návrhové tepelné ztráty větráním.....	25
2.3.4.	Návrhový tepelný výkon .....	27
3.	Návrh otopné soustavy.....	30
3.1.	Typ otopné soustavy .....	30
3.2.	Teplota teplonosné látky.....	32
3.3.	Umístění otopných těles .....	32
3.4.	Materiál potrubního rozvodu.....	34
3.5.	Návrh otopných těles .....	34
3.5.1.	Přepočet výkonu otopných těles .....	35
3.6.	Popis otopné soustavy .....	39

3.7.	Návrh potrubní sítě .....	39
4.	Hydraulický výpočet potrubní sítě .....	42
4.1.	Výpočet tlakové ztráty.....	42
4.1.1.	Tlaková ztráta třením.....	42
4.1.2.	Tlaková ztráta místními odpory .....	47
4.1.3.	Celková tlaková ztráta .....	47
4.2.	Hydraulické vyvážení soustavy .....	52
5.	Návrh oběhového čerpadla .....	54
6.	Rozbor volby zdroje tepla pro vytápění.....	56
6.1.	Tepelné čerpadlo.....	58
7.	Pojistné a zabezpečovací zařízení.....	63
7.1.	Pojistné zařízení.....	63
7.2.	Návrh zabezpečovacího zařízení .....	63
8.	Závěr .....	67
9.	Seznam použité literatury.....	69
10.	Seznam obrázků.....	70
11.	Seznam tabulek.....	71
12.	Seznam příloh .....	72
13.	Seznam výkresové dokumentace .....	73

## SOUPIS POUŽITÉHO OZNAČENÍ

Označení	Název	Jednotka
$\dot{V}_i$	Výměna vzduchu ve vytápěném prostoru (objemový tok)	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$A_g$	Plocha uvažované podlahové konstrukce	$[\text{m}^2]$
$A_i$	Podlahová plocha vytápěného prostoru	$[\text{m}^2]$
$G_w$	Korekční činitel zohledňující vliv spodní vody	$[-]$
$H_{T,ie}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$
$H_{T,ig}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem od zeminy z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$
$H_{T,ij}$	Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$
$H_{T,iue}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$
$H_{V,i}$	Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	$[\text{W}]$
$U_{N,20}$	Součinitel prostupu tepla pro budovy s převažující návrhovou teplotou $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$U_{equiv,k}$	Ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$U_{kc}$	Korigovaný součinitel prostupu tepla stavební části	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$V_{aku}$	Minimální akumulovaný objem otopné vody	$[\text{l}]$
$V_{et}$	Objem tlakové expanzní nádoby	$[\text{l}, \text{m}^3]$
$V_o$	Objem vody v otopné soustavě	$[\text{l}, \text{m}^3]$
$b_u$	Redukční činitel teploty	$[-]$
$c_p$	Měrná tepelná kapacita vzduchu	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$e_k$	Korekční činitel zahrnující klimatické vlivy	$[-]$
$e_l$	Korekční činitel zahrnující klimatické vlivy	$[-]$
$f_{RH}$	Korekční součinitel závisející na době zátopy a předpokládaném poklesu vnitřní teploty v útlumové době	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$
$f_{g1}$	Korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty	$[-]$
$f_{g2}$	Teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou	$[-]$



$f_{ij}$	Teplotní redukční činitel	[-]
$l_l$	Délka lineárního tepelného mostu mezi vnitřním prostorem a venkovním prostředím	[m]
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$t_e$	Venkovní výpočtová teplota	[°C]
$t_{em}$	Střední denní venkovní teplota	[°C]
$t_{es}$	Střední venkovní teplota za otopné období	[°C]
$\Phi_{HL,i}$	Tepelný výkon pro vytápěný prostor	[W]
$\Phi_{RH,i}$	Zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{T,i}$	Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{V,i}$	Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_i$	Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru	[W]
$\psi_l$	Činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\Delta U_{tb}$	Korekční součinitel prostupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\Delta p$	Tlaková ztráta	[Pa]
$\Delta t$	Rozdíl teplot	[K]
$B$	Charakteristické číslo budovy	[Pa <sup>0,67</sup> ]
$c$	Teplotní podílový součinitel	[-]
$d$	Vnitřní průměr potrubí	[m]
$d$	Potřebný dodatečný výkon při nominálních podmínkách	[kW]
$f$	Opravný součinitel	[-]
$g$	Tíhové zrychlení	m/s <sup>2</sup>
$k$	Součinitel prostupu tepla tělesem	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ];
$k/d$	Relativní drsnost	[k/d]
$l$	Délka uvažovaného úseku potrubí	[m]

$n$	Minimální intenzita výměny venkovního vzduchu za hodinu	$[\text{h}^{-1}]$
$n$	Teplotní exponent otopného tělesa	$[-]$
$n$	Počet odporů v úseku	$[-]$
$n$	Součinitel zvětšení objemu	$[-]$
$P$	Obvod uvažované podlahové konstrukce	$[\text{m}]$
$R$	Tepelný odpor	$[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$
$R$	Měrná tlaková ztráta	$[\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1}]$
$s$	Tloušťka vrstvy materiálu	$[\text{m}]$
$U$	Součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$w$	Střední rychlost proudění	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\Delta p_v$	Tlakový rozdíl potřebný k doškrcení	$[\text{Pa}]$
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\lambda$	Součinitel tření	$[-]$
$\nu$	Kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\xi$	Příslušný součinitel místního odporu	$[-]$
$B'$	Charakteristický parametr	$[\text{m}]$
$Q$	Tepelný výkon	$[\text{W}]$
$Z$	Tlaková ztráta místními odpory	$[\text{Pa}]$
$\eta$	Stupeň využití expanzní nádoby	$[-]$
$\theta$	Teplota	$[\text{°C}]$
$\rho$	Hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

## INDEXY

1	vstupní
2	výstupní
3V	trojcestný směšovací ventil
A	absolutní
c	celkový
d,dov	nejnižší dovolený
dov	dovolený
e	venkovní
e	venkovní prostředí
ek	ekonomický
h,dov	nejvyšší dovolený
hl.v	hlavní větev
i	vytápěný prostor
int	vnitřní
k	stavební část
m	střední
max	maximální
min	minimální
N	jmenovitý
NPT	nízko-potencionální
ot	otevírací
OT	otopné těleso
RŠ	regulační šroubení

sk	skutečný
TČ	tepelné čerpadlo
TRV	termostatický ventil
u	nevytápěný prostor
ú	úsek
VV	vyvažovací ventil
výpočet	výpočtový
w	otopná voda
zdr	zdroj
zm	ztráta místními odpory
zt	ztráta třením
zu	celková ztráta
$\Delta t$	teplotní rozdíl

# 1. Úvod

V dnešní době a to především v moderních objektech je pro nás již naprostým standardem „cítit se příjemně“. Mnohdy si tak uvědomíme, že tepelná pohoda prostředí není samozřejmostí, až ve chvíli, kdy technologická zařízení, která pomáhají příjemné mikroklima vytvářet, nefungují správně. Správný návrh a technologická pokročilost těchto zařízení, tak mají bezprostřední vliv na fyzický i psychický stav člověka a vzhledem k tomu, že lidé dnes většinu svého času tráví v interiérech budov, lze očekávat, že požadavky a nároky na stav vnitřního prostředí stále porostou.

Zajistit tepelnou pohodu obyvatel domu v průběhu zimních měsíců a celého otopného období je hlavním cílem návrhu vytápění. Vhodná volba a návrh jak otopné soustavy, tak zdroje tepla mají na stav vnitřního prostředí přímý vliv.

V této práci tak postupně projdu všemi potřebnými kroky pro návrh vytápění rodinného domu. Nejprve posoudím tepelně technické parametry domu a v případě potřeby navrhnu opatření potřebné k dosažení požadavků stanovených současnými normami. Následně provedu výpočet tepelných ztrát domu, který je nutným předpokladem pro návrh otopné soustavy a následně volby a správného dimenzování zdroje tepla.

Návrh otopné soustavy a zdroje tepla budu provádět s cílem o dosažení optimálního poměru mezi investičními a provozními náklady a minimálního narušení interiéru budovy. Při volbě zdroje tepla i jednotlivých prvků otopné soustavy se budu snažit využít moderní technologie, a to s ohledem na výše zmíněná kritéria.

Při projektování vytápění se v dnešní praxi běžně využívají specializované výpočtové programy a různý software. V této práci však nebude žádný specializovaný software pro výpočet ani návrh použit, neboť cílem je porozumění jednotlivým souvislostem, vztahům a fyzikálním pochodům, na jejichž základě jsou tyto výpočtové programy vystavěny. Dílčí výpočty budou pro svou obsáhlost provedeny s pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel.

Studie vytápění bude provedena pro dvoupodlažní rodinný dům. Jedná se o novostavbu umístěnou v obci Zbraslavice. Dům je postaven na rovném terénu a jeho umístění a popis lokality, ve které se nachází, jsou charakterizovány v Tab. 1.1.

Tab. 1.1 Popis lokality a umístění budovy

Lokalita	Kutná Hora
Venkovní výpočtová teplota $t_e$	-12 °C
Střední venkovní teplota za otopné období $t_{es}$ (otopné období pro $t_{em} = 13$ °C)	4,4 °C
Poloha budovy v krajině	nechráněná
Druh budovy	osaměle stojící
Krajinná oblast se zřetelem k intenzitě větru	normální
Charakteristické číslo budovy $B$	8 Pa <sup>0,67</sup>

## 2. Tepelné ztráty objektu

Výpočet tepelných ztrát budovy je nutným předpokladem k návrhu a dimenzování tepelného výkonu vytápěcích zařízení, tak aby byla ve vytápěných místnostech zajištěna tepelná pohoda i při nejméně příznivých podmínkách, jenž mohou v zimních měsících v dané lokalitě nastat [1].

Tepelná ztráta objektu je vždy rovna součtu tepelné ztráty prostupem a tepelné ztráty větráním. Tepelná ztráta prostupem vyjadřuje množství tepla, které při nominálních podmínkách prochází stavební konstrukcí vlivem rozdílů teplot na jednotlivých stranách dané konstrukce. Její velikost je přímo úměrná velikosti plochy, kterou teplo prochází, součiniteli prostupu tepla konstrukce a rozdílu teplot na vnitřní a vnější straně. Tepelná ztráta větráním u nových domů s kvalitními okny je způsobena nutnou minimální výměnou vzduchu, která zajišťuje odvod škodlivin a vlhkosti z daného prostoru [1].

### 2.1. Skladba konstrukcí

Tepelně technické vlastnosti a rozměry jednotlivých složek stavebních konstrukcí mají na velikost tepelné ztráty objektu přímý vliv. Pro její výpočet potřebujeme znát hodnotu součinitele prostupu tepla  $U$  každé stavební konstrukce. Abychom mohli jeho hodnotu určit, je nutné znát přesnou skladbu daných konstrukcí.

#### 2.1.1. Svislé konstrukce

Obvodová stěna o celkové šířce 421 mm je složena z vápenocementové jednovrstvé omítky POROTHERM UNIVERSAL tl. 12 mm, broušených cihel POROTHERM 30 Profi

o tl. 300 mm zděných na maltu pro tenké spáry, lepícího tmelu o tl. 3 mm, zateplení fasádním polystyrenem ISOVER EPS 70F o tl. 100 mm, stěrkového tmelu o tl. 3 mm, armovací vrstvy s perlínkou a zrnitého silikonu o tl. 3 mm. Armovací vrstva s perlínkou má na výslednou hodnotu  $U$  zanedbatelnou velikost, proto ji ve výpočtu nebude uvažovat.

Vnitřní stěna 1 o celkové šířce 164 mm je zhotovena z cihel POROTHERM 14 P+D o tl. 140 mm zděných na klasickou maltu a vápenocementové jednovrstvé omítky POROTHERM UNIVERSAL tl. 12 mm, která je z obou stran cihel.

Vnitřní stěna 2 o celkové šířce 324 mm je nosná a je složena z broušených cihel POROTHERM 30 Profi o tl. 300 mm zděných na maltu pro tenké spáry. Z obou stran cihel je vápenocementová jednovrstvá omítka POROTHERM UNIVERSAL tl. 12 mm.

Vnitřní stěna 3 o celkové šířce 125 mm je sádrokartonová s jednoduchým opláštěním o tl. 12,5 mm s nosnou konstrukcí z pozinkovaných profilů a výplní z minerální izolace ISOVER UNI o tl. 100 mm.

Vnitřní stěna 4 o celkové šířce 150 mm je sádrokartonová s dvojitým opláštěním o tl. 12,5 mm s nosnou konstrukcí z pozinkovaných ocelových profilů a výplní z minerální izolace ISOVER UNI o tl. 100 mm.

### **2.1.2. Vodorovné konstrukce**

Podlaha v 1. nadzemním podlaží o celkové tl. 280 mm je složena z podlahové krytiny o tl. 10 mm, vyrovnávací samonivelační stěrky o tl. 2 mm, betonové mazaniny a kari sítě o tl. 100 mm, oddělovací asfaltové lepenky (ve výpočtu zanedbáno), podlahové izolační desky EPS 100Z o tl. 80 mm, hydroizolace o tl. 4 mm a podkladního betonu o tl. 80 mm. Pod podkladním betonem je štěrkový násyp a přibližné tloušťce 200 mm, který je na rostlém hutněném terénu.

Podlaha v 2. nadzemním podlaží o celkové tl. 330 mm je složena z podlahové krytiny o tl. 10 mm, betonové mazaniny o tl. 50 mm, separační vrstvy (ve výpočtu zanedbáno), kročejové izolace ISOVER N 5 o tl. 50 mm. Nosná část stropu je tvořena stropním systémem POROTHERM – stropní nosníky POT a stropní keramické vložky MIAKO + beton C25/30 o celkové tloušťce 210 mm. Tepelný odpor tohoto stropního systému je  $R = 0,24 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ . Tato hodnota je převzata přímo z technického listu výrobce [P11]. Ze spodní strany podlahy je vnitřní omítka POROTHERM UNIVERSAL o tl. 10 mm.

Strop v 2. nadzemním podlaží o celkové tl. 232,5 mm se skládá ze sádkartonové desky o tl. 12,5 mm a dvou vrstev tepelné izolace ISOVER UNI o tloušťkách 60 a 160 mm.

Plochá střecha o celkové tl. 550,5 mm je tvořena stropním systémem POROTHERM o celkové tl. 210 mm, spádové vrstvy z lehčeného betonu o tl. 80 mm, pojistné hydroizolace (asfaltový pás) o tl. 4 mm, tepelné izolace EPS 150 S o tl. 200 mm, střešní hydroizolační fólie o tl. 1,5 mm, na které je vrstva oblých kamenných valounků o tl. cca 45 mm. Na spodní straně konstrukce je vnitřní omítka POROTHERM UNIVERSAL o tl. 10 mm.

### **2.1.3. Šikmé konstrukce**

Šikmý strop o celkové tl. 292,5 mm je složen ze sádkartonové desky o tl. 12,5 mm, dvou vrstev tepelné izolace o tloušťkách 60 a 160 mm, vzduchové větrané mezery o tl. 40 mm a laťování o tl. 20 mm.

### **2.1.4. Výplně stavebních otvorů**

Celý dům je osazen dřevěnými okny s izolačními trojskly se součinitelem prostupu tepla celého okna  $U = 0,93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

Moderní okna mají velmi dobré tepelně technické vlastnosti a stále lepší těsnost spár, což se pozitivně projeví na snížení tepelných ztrát objektu. Negativním aspektem nízké průvzdušnosti oken, však může být pokles výměny vzduchu infiltrací pod hygienickou mez, potřebnou k zajištění odvodu vodních par a dalších škodlivin z prostoru. To se může projevit například vznikem plísní. [2]



Z těchto důvodů jsou všechna okna v domě vybavena polohou pro mikroventilaci, aby byla zajištěna dostatečná výměna vzduchu v jednotlivých místnostech.

Francouzská okna jsou ze dřeva s izolačními trojskly s celkovým součinitelem prostupu tepla  $U = 0,93 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

Všechny vchodové dveře v domě jsou dřevěné panelové se součinitelem prostupu tepla  $U = 1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

Vnitřní dveře jsou dřevěné se součinitelem prostupu tepla  $U = 2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

Stropní poklop je dřevěný se zatepleným půdním vikem a jeho součinitel prostupu tepla  $U = 2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

## 2.2. Výpočet součinitele prostupu tepla

Pro výpočet tepelných ztrát je nezbytně nutné znát součinitel prostupu tepla  $U$  jednotlivých stavebních konstrukcí. Součinitel prostupu tepla vyjadřuje množství tepla, které projde jedním metrem čtverečním z jednoho prostředí o vyšší teplotě do druhého prostředí s nižší teplotou přes stavební konstrukci při rozdílu teplot 1 K. Čím nižší je jeho hodnota, tím jsou tepelně technické vlastnosti dané konstrukce lepší. Prostup tepla je složen z přenosu tepla konvekcí a kondukcí.

Ke konvekci dochází na vnitřní a vnější straně stavební konstrukce, kde je konstrukce ve styku se vzduchem z kterého a do kterého k přestupu tepla dochází. Konvekce je určena součinitelem přestupu tepla  $\alpha$ , který vychází z kritériálních rovnic a jeho hodnota je rozdílná pro vnitřní a vnější stranu stavební konstrukce v závislosti na proudění vzduchu. [3]

Kondukcce neboli vedení tepla stavební konstrukcí je ovlivněna tloušťkou a tepelně technickými vlastnostmi daných materiálů.

Pro výpočet součinitele prostupu tepla dané stavební konstrukce platí vztah:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum R + \frac{1}{\alpha_e}}, \quad (2.1)$$

kde

$U$	součinitel prostupu tepla dané stavební konstrukce	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$
$\alpha_i$	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$ ;

$\alpha_e$	součinitel přestupu tepla na venkovní straně	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ ;
$\lambda_i$	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ ;
$s_i$	tloušťka vrstvy materiálu	$[\text{m}]$ ;
$R_i$	tepelný odpor	$[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$ .

Součinitele přestupu  $\alpha$  norma pro zjednodušení uvádí empirickými vztahy. Pro svislé stěny tak platí  $\alpha_i = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a  $\alpha_e = 23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  [4].

Výpočet součinitele prostupu tepla  $U$  pro obvodovou stěnu:

Tab. 2.1 Složení stavební konstrukce - Obvodová stěna

Označení stavebních částí	$\lambda$ [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]	$s$ [m]	$R$ [ $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ ]	$U$ [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,13	0,23
Vnitřní omítka	0,45	0,012	0,03	
POROTHERM 30 Profi	0,175	0,3	1,71	
Lepicí tmel	0,86	0,003	0,003	
ISOVER EPS 70F	0,04	0,1	2,5	
Štěrkový tmel	0,86	0,003	0,003	
Sílikon zrnitý	0,86	0,003	0,003	
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,04	

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{R_i + \frac{s_i}{\lambda_i} + R_e} = \\
 &= \frac{1}{0,13 + \frac{0,012}{0,45} + \frac{0,3}{0,175} + \frac{0,003}{0,86} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,003}{0,86} + \frac{0,003}{0,86} + 0,04} = \quad (2.2) \\
 &= 0,23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Při výpočtu součinitele prostupu tepla ostatních stavebních konstrukcí bylo postupováno stejným způsobem a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v příloze [P1].

### 2.2.1. Porovnání tepelně technických vlastností

Vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla jednotlivých stavebních konstrukcí musí vyhovovat normativním požadavkům, které definuje norma ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná

ochrana budov – Část 2: Požadavky. Tato norma stanovuje požadované a doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla pro budovy s převažující návrhovou vnitřní teplotou  $\theta_{im}$  v intervalu 18 až 22 °C [5].

V případě, že by některá hodnota součinitele prostupu tepla byla nižší než normou definovaná požadovaná hodnota  $U_{N,20}$ , bylo by nutné provést patřičné opatření pro zlepšení tepelně-technických parametrů dané stavební konstrukce. Nejčastěji se jedná o přidání tepelné izolace.

Veškeré skutečné hodnoty součinitele prostupu tepla  $U_{sk}$  jednotlivých stavebních konstrukcí budovy jsem porovnal s normativními požadovanými hodnotami a ověřil tak platnost nerovnosti  $U_{sk} < U_{N,20}$ . Vzhledem ke splnění této podmínky, nebylo třeba provádět z hlediska tepelně-technických parametrů žádné opatření.

Tab. 2.2 Porovnání tepelně technických vlastností stavebních konstrukcí s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011 [P1]

Popis konstrukce	Součinitel prostupu tepla	
	Skutečné hodnoty $U_{sk}$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Požadované hodnoty $U_{N,20}$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
Obvodová stěna	0,23	0,3
Vnitřní stěna 1 (s rozdílem teplot do 5 °C včetně)	1,23	2,7
Vnitřní stěna 2 (s rozdílem teplot do 5 °C včetně)	0,49	2,7
Vnitřní stěna 3 (z vytápěného k nevytápěnému prostoru)	0,32	0,6
Vnitřní stěna 4 (s rozdílem teplot do 5 °C včetně)	0,31	2,7
Podlaha 1NP (přílehlá k zemině)	0,42	0,45
Podlaha 2NP (z vytápěného k nevytápěnému prostoru)	0,53	0,6
Strop 2NP (pod nevytápěnou půdou)	0,15	0,3
Plochá střecha	0,15	0,24
Šikmý strop	0,15	0,24

### 2.2.2. Porovnání tepelně technických vlastností oken a dveří

V objektu jsou použita dřevěná okna, dřevěné vchodové a vnitřní dveře, dřevěný stropní poklop se zatepleným půdním víkem a dřevěná francouzská okna. Tato francouzská okna mají poměrně velkou plochu, a mají tak velký podíl na tepelné ztrátě objektu. Z důvodu minimalizace úniku tepla těmito plochami byla použita izolační trojskla. Z hlediska normou požadovaných hodnot součinitele prostupu tepla, všechna instalovaná okna i dveře vyhovují.

Tab. 2.3 Porovnání tepelně technických vlastností výplní otvorů s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011 [P1]

Popis konstrukce	Součinitel prostupu tepla	
	Skutečné hodnoty $U_{sk}$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	Požadované hodnoty $U_{N,20}$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]
Dřevěné okno s trojsklem	0,93	1,5
Francouzské okno	0,93	1,5
Dřevěné vchodové dveře	1	1,7
Dřevěné vnitřní dveře	2	-

### 2.3. Výpočet tepelných ztrát objektu

Výpočet tepelných ztrát budov se v České republice od roku 1994 do 1. 9. 2008 řídil normou ČSN 06 0210 „Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění“, která předpokládá kvazistacionární podmínky při nepřerušovaném vytápění a sloužila tak jako podklad pro dimenzování otopných soustav ústředního vytápění. V rámci vstupu do Evropské unie však bylo nutné českou normu sjednotit s evropskou normou EN 12831, která stanovuje postup výpočtu pro země evropské unie. V dubnu 2005 byla tedy v platnost uvedena norma ČSN EN 12831 „Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu“ a nahradila tak normu ČSN 06 0210 [1].

Hlavním rozdílem mezi dvěma zmíněnými normami je problematika tepelných mostů. Tepelný most je místo v konstrukci, ve kterém dochází k většímu tepelnému toku, než v bezprostředním okolí tohoto místa. Tepelné mosty se tak negativně podílejí na energetické bilanci budovy. Vzhledem k tomu, že norma ČSN 06 0210 na rozdíl od ČSN EN 12831 tepelné mosty zvláště neuvažuje, není tak schopna reagovat na nové trendy ve stavitelství a nové stavební materiály, jejichž pokrok výrazně zvyšuje podíl tepelných mostů na tepelné ztrátě objektu. To se projeví zvláště při výpočtu tepelných ztrát u moderních domů splňujících pasivní, resp. nízkoenergetický standart, u nichž je vliv tepelných mostů na tepelné ztráty nezanedbatelný. Při použití evropské normy ČSN EN 12831 pro výpočet tepelné ztráty

u starších domů, nebo domů nesplňujících nízkenergetický standart však vycházejí hodnoty tepelné ztráty oproti české normě ČSN 06 0210 vyšší o 10 až 40 %. To má za následek zbytečné předimenzování otopné soustavy a zdroje tepla pro vytápění. Z tohoto důvodu se v praxi používají souběžně obě normy, a to s ohledem na konkrétní objekt, pro který se tepelná ztráta počítá [1].

V mé práci při výpočtu tepelných ztrát postupuji dle ČSN EN 12831 [6]. Pro zahrnutí tepelných mostů do výpočtu jsem použil zjednodušenou metodu pro stanovení lineárních tepelných ztrát, která počítá s korigovaným součinitelem prostupu tepla. Ten odpovídá hodnotě součinitele prostupu tepla podle ČSN 73 0540-4 [6].

### 2.3.1. Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty

Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru dle ČSN EN 12831 [6] je složena z návrhové ztráty prostupem tepla a návrhové tepelné ztráty větráním vytápěného prostoru.

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \quad (2.3)$$

$\Phi_i$  celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru [W]

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

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

### 2.3.2. Výpočet návrhové tepelné ztráty prostupem tepla

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru se vypočítá podle následující rovnice:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (2.4)$$

kde:

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

$H_{T,ie}$  součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy [W. K<sup>-1</sup>];

$H_{T,iue}$  součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem [W. K<sup>-1</sup>];

$H_{T,ig}$	součinitel tepelné ztráty prostupem od zeminy z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu [ $W \cdot K^{-1}$ ];
$H_{T,ij}$	součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu [ $W \cdot K^{-1}$ ];
$\theta_{int,i}$	výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru [ $^{\circ}C$ ];
$\theta_e$	výpočtová venkovní teplota [ $^{\circ}C$ ].

### 2.3.2.1. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy

Tento výpočet je platný pro ty stavební části a lineární tepelné mosty budovy, které oddělují vytápěný prostor od venkovního prostředí.

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \psi_l \cdot l_l \cdot e_l, \quad (2.5)$$

kde:

$A_k$	plocha stavební části [ $m^2$ ];
$U_k$	součinitel prostupu tepla stavební části [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ];
$e_k, e_l$	korekční činitel zahrnující klimatické vlivy [-];
$l_l$	délka lineárního tepelného mostu mezi vnitřním prostorem a venkovním prostředím [m];
$\psi_l$	činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ].

Činitelé lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu mohou být dle ČSN EN 12831 [6] stanoveny dvěma způsoby. Prvním způsobem, který slouží pro hrubé stanovení jejich hodnot, je užití tabelárních hodnot uvedených v EN ISO 14683. Druhým způsobem je jejich výpočet dle EN ISO 10211-2.

Dalším způsobem jak zahrnout tepelné mosty do výpočtu je využití zjednodušené metody pro stanovení lineárních tepelných ztrát, která využívá korekční součinitel prostupu tepla.

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb}, \quad (2.6)$$

kde

$U_{kc}$  korigovaný součinitel prostupu tepla stavební části, který zahrnuje lineární tepelné mosty [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ];

$U_k$  součinitel prostupu tepla stavební části [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ];

$\Delta U_{tb}$  korekční součinitel prostupu tepla [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] závisející na druhu stavební části dle ČSN EN ISO 730540-4.

Po zavedení korigovaného součinitele prostupu tepla stavební části se výpočet součinitele tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy zjednoduší a pro výpočet bude platit vztah:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \psi_l \cdot l_l \cdot e_l = \sum_k A_k \cdot (U_{kc}) \cdot e_k \quad [W \cdot K^{-1}] \quad (2.7)$$

Jak již bylo uvedeno, v mé práci budu pro výpočet používat tuto zjednodušenou výpočtovou metodu.

### **2.3.2.2. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem**

V případě, že se mezi vytápěným prostorem a venkovním prostředím nachází nevytápěný prostor, počítá se návrhový součinitel tepelné ztráty prostupem tepla následujícím způsobem:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_l \psi_l \cdot l_l \cdot b_l = \sum_k A_k \cdot (U_{kc}) \cdot b_u, \quad [W \cdot K^{-1}] \quad (2.8)$$

kde

$b_u$  redukční činitel teploty zahrnující rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhovou teplotou [-].

Hodnota teplotního redukčního činitele může být dle normy [6] stanovena třemi způsoby. V mé práci jsem použil vztah, který stanovuje hodnotu  $b_u$  pro případ, kdy je teplota nevytápěného prostoru  $\theta_u$  stanovena, nebo navržena dle návrhových podmínek. V tomto případě pro její výpočet platí vztah:

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad (2.9)$$

kde

$\theta_u$  teplota nevytápěného prostoru [ $^{\circ}C$ ].

### 2.3.2.3. Součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu

K tepelné ztrátě do zeminy dochází přes základové stěny a podlahy, které jsou v kontaktu se zeminou. Velikost této ztráty závisí na více faktorech. Ty obsahují plochu a obvod podlahové desky, hloubku podlahy pod úrovní zeminy a tepelné vlastnosti zeminy. Dle [6] se hodnota tepelné ztráty do zeminy stanoví dle EN ISO 13370, a to podrobným výpočtem, nebo dále uvedeným zjednodušeným výpočtovým postupem.

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left( \sum_k A_k \cdot U_{equiv,k} \right) \cdot G_w, \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.10)$$

kde

$f_{g1}$  korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty [-], dle ČSN EN 12831 [6]  $f_{g1} = 1,45$ ;

$f_{g2}$  teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou [-], jeho hodnota se stanoví dle rovnice:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad (2.11)$$

kde

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

$U_{equiv,k}$  ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ];

$G_w$  korekční činitel zohledňující vliv spodní vody [-].

Hodnoty ekvivalentního součinitele prostupu tepla stanovuje ČSN EN 12831, dle typologie podlahy, a to v závislosti na součiniteli prostupu tepla podlahy a parametru  $B'$ , který je určen rovnicí:

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P}, \quad (2.12)$$

kde

$B'$  charakteristický parametr [m];

$A_g$  plocha uvažované podlahové konstrukce [ $\text{m}^2$ ];

$P$  obvod uvažované podlahové konstrukce [m] (délky ochlazovaných stěn).



Vliv spodní vody se při výpočtu uvažuje jen tehdy, pokud je vzdálenost předpokládané hladiny spodní vody menší než jeden metr od podlahové desky. V tomto případě je dle ČSN EN 12831 [6] hodnota korekčního činitele  $G_w = 1,45$ . V případě, kdy nemusíme korekci uvažovat je hodnota  $G_w = 1$ .

#### 2.3.2.4. Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru od sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu

Tento součinitel vyjadřuje tok tepla prostupem mezi dvěma prostory vytápěnými na výrazně odlišnou teplotu. Tímto prostorem může být například koupelna uvnitř funkční části budovy.

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{i,j} \cdot A_k \cdot U_k, \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.13)$$

kde

$f_{ij}$  teplotní redukční činitel [–], který koriguje rozdíl mezi teplotou sousedního prostoru a venkovní výpočtové teploty. Jeho hodnotu stanovuje rovnice:

$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{vytápěného\ souseďního\ prostoru}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad (2.14)$$

$\theta_{vytápěného\ souseďního\ prostoru}$  teplota sousedního vytápěného prostoru [°C].

Pokud hodnota teplotního redukčního činitele  $f_{ij}$  vyjde záporná, znamená to, že tepelný tok probíhá opačným směrem a celková tepelná ztráta daného prostoru je tak zmenšena o tepelné zisky ze sousedního prostoru.

#### 2.3.3. Výpočet návrhové tepelné ztráty větráním

Tepelná ztráta větráním odpovídá potřebnému výkonu na ohřev venkovního vzduchu, který vnikne do budovy z důvodu infiltrace, nebo větrání za účelem výměny vzduchu z hygienických důvodů. Pro výpočet návrhové tepelné ztráty větráním tak dle [6] platí rovnice:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (2.15)$$

kde

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

$H_{V,i}$  součinitel návrhové tepelné ztráty větráním [W].

### 2.3.3.1. Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním

Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním závisí na objemovém toku větraného vzduchu a vypočte se dle rovnice:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p, \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.16)$$

kde

$\dot{V}_i$  výměna vzduchu ve vytápěném prostoru [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ], tj. objemový průtok;

$\rho$  hustota vzduchu při  $\theta_{int,i}$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ];

$c_p$  měrná tepelná kapacita vzduchu při  $\theta_{int,i}$  [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ].

Pro zjednodušení výpočtu se uvažují konstantní hodnoty  $\rho$  a  $c_p$  a rovnice pro výpočet se tak zjednoduší na tvar:

$$H_{v,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.17)$$

V tomto zjednodušeném vztahu je nutno za  $\dot{V}_i$  dosazovat v  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ .

Výpočet výměny vzduchu závisí na způsobu, jakým je vzduch do uvažovaného prostoru přiváděn. Norma ČSN EN 12831 rozlišuje výpočtový postup pro přirozené větrání a nucené větrání. V případě budovy, která je předmětem této práce, není větrací soustava instalována a k výměně vzduchu bude docházet přirozeným větráním. Lze tak předpokládat, že přiváděný vzduch má tepelné vlastnosti vzduchu venkovního a tepelná ztráta je úměrná rozdílu teplot vnitřní a venkovní výpočtové teploty.

Pro stanovení hodnoty výměny vzduchu je třeba rozlišit výměnu vzduchu infiltrací spárami a styky obvodového pláště budovy a minimální výměnu vzduchu, které je požadovaná z hygienických důvodů. Pro výpočet měrné tepelné ztráty se pak vezme větší z těchto dvou hodnot výměny vzduchu. S ohledem na minimální hodnoty průvzdušnosti moderních oken a dveří, kterými je dům osazen, bude velikost výměny vzduchu infiltrací vždy menší než minimální výměna vzduchu požadovaná z hygienických důvodů. Hodnota výměny vzduchu tak byla v této studii vypočítána pro všechny prostory domu na základě [6] dle rovnice:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{min,i} = n_{min} \cdot V_i, \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.18)$$

kde

$\dot{V}_{min,i}$  hygienické množství vzduchu [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ];

$n_{min}$  minimální intenzita výměny venkovního vzduchu za hodinu [ $\text{h}^{-1}$ ];

$V_i$  objem vytápěné místnosti [ $\text{m}^3$ ].

### 2.3.4. Návrhový tepelný výkon

Návrhový tepelný výkon jednotlivých vytápěných prostor i celého domu je třeba vypočítat pro dimenzování otopných těles a zdroje tepla pro vytápění. Jedná se o prostý součet návrhové tepelné ztráty prostupem tepla, návrhové tepelné ztráty větráním a zátopového výkonu, jeho hodnotu pro vytápěný prostor určuje rovnice:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i}, \quad (2.19)$$

kde

$\Phi_{HL,i}$  tepelný výkon pro vytápěný prostor [W];

$\Phi_{RH,i}$  zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru [W].

Zátopový tepelný výkon slouží pro vyrovnání účinků přerušovaného vytápění. Prostory s přerušovaným vytápěním vyžadují tento tepelný výkon pro dosažení požadované výpočtové vnitřní teploty po útlumu. Zátopový tepelný výkon závisí na mnoha činitelích jako například na akumulacích vlastnostech stavebních částí, době zátoku, teplotním poklesu po dobu útlumu a dalších. Norma ČSN EN 12831 [6] stanovuje zjednodušenou metodu pro jeho výpočet:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH}, \quad (2.20)$$

kde

$A_i$  podlahová plocha vytápěného prostoru [ $\text{m}^2$ ];

$f_{RH}$  korekční součinitel, který závisí na době zátoku a předpokládaném poklesu vnitřní teploty v útlumové době [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ].

Pro funkční část budovy nebo pro celou budovu se tepelný výkon vypočte jako součet celkových návrhových tepelných ztrát jednotlivých prostor a součtu zátopových výkonů dle:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i}, \quad (2.21)$$

kde

$\Phi_{HL}$  tepelný výkon budovy nebo její funkční části [W];

$\sum \Phi_{T,i}$  suma tepelných ztrát prostupem tepla všech vytápěných prostor s výjimkou tepla sdíleného uvnitř funkčních částí budovy [W];

$\sum \Phi_{V,i}$  suma tepelných ztrát větráním všech vytápěných prostor s výjimkou tepla sdíleného uvnitř funkčních částí budovy [W];

$\sum \Phi_{RH,i}$  suma tepelných zátopových výkonů všech vytápěných prostor [W].

U rodinného domu, který je předmětem této studie, se nepředpokládá přerušované vytápění a zátopový tepelný výkon tak nebude ve výpočtu uvažován. Vztah pro výpočet tepelného výkonu potřebného pro zajištění tepelné pohody v uvažovaném domě se zjednoduší na tvar:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} \quad [\text{W}]. \quad (2.22)$$

Výpočet tepelných ztrát objektu jsem provedl v souladu s výše uvedeným postupem na základě normy ČSN EN 12831 [6]. Před samotným výpočtem bylo nejprve nutné stanovit hodnoty venkovní výpočtové teploty a průměrné venkovní teploty za otopné období pro danou lokalitu, ve které se dům nachází. Hodnoty jsou uvedeny v Tab. 1.1. Dále bylo třeba stanovit stav všech prostor v domě a rozdělit tak prostory na vytápěné a nevytápěné a pro vytápěné prostory pak stanovit vnitřní výpočtové teploty.

Tab. 2.4 s výpočtem celkové návrhové tepelné ztráty pro místnost 101 je uvedena níže. Ostatní místnosti jsou vypočteny stejným způsobem a jsou uvedeny v [P2].

Tab. 2.4 Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty místnosti 101

Místnost -101-												$\theta_{m,i}$ [°C]	20
$H_{T,je}$ - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy [W/K]													
Stavební konstrukce	Délka [m]	šířka nebo výška [m]	plocha [m <sup>2</sup> ]	plocha otvorů [m <sup>2</sup> ]	plocha bez otvorů $A_g$ [m <sup>2</sup> ]	$U_k$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$\Delta U_{th}$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$U$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$A_k \cdot U$	$H_{T,je}$ [W/K]			
SN1	8,49	2,99	25,34	2,55	22,79	0,23	0,1	0,33	7,4	10,82			
OKN	1,7	1,5	2,55	2,55		0,93	0,4	1,33	3,4				
$H_{T,ue}$ - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem [W/K]													
Stavební konstrukce	Délka [m]	šířka nebo výška [m]	plocha [m <sup>2</sup> ]	plocha otvorů [m <sup>2</sup> ]	plocha bez otvorů $A_k$ [m <sup>2</sup> ]	$U_k$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$\Delta U_{th}$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$U$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$A_k \cdot U$	$b_{0i}$	$H_{T,je}$ [W/K]		
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0		
$H_{T,ig}$ - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu [W/K]													
Stavební konstrukce	Délka [m]	šířka nebo výška [m]	plocha $A_g$ [m <sup>2</sup> ]	char. obvod $P$ [m]	parametr $B$ [m]	$U_k$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$U_{equiv,k}$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$G_w$	$f_{g2}$	$H_{T,je}$ [W/K]		
PDL2			17,57	8,49	4,1	0,42	0,3	5,27	1	0,49	3,73		
$H_{T,j}$ - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu [W/K]													
Stavební konstrukce	Délka [m]	šířka nebo výška [m]	plocha [m <sup>2</sup> ]	plocha otvorů [m <sup>2</sup> ]	plocha bez otvorů $A_k$ [m <sup>2</sup> ]	$U_k$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$A_k \cdot U_k$	$\theta_{sousedni}$ [K]	$f_{ji}$	$H_{T,je}$ [W/K]			
SN2	1,07	2,82	3,01	0	3,01	0,49	1,49	18	0,06	0,09			
$\Phi_{T,i}$ - Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla [W]													
469													
$V_{m,i}$ - Infiltrace obvodovým pláštěm budovy													
plocha podlahy [m <sup>2</sup> ]	výška [m]	$V_e$ - Objem [m <sup>3</sup> ]	$R_{ga}$	$e_e$ - střední šířka [m]	$e_i$ - výškový korekční šifitál	$V_{m,i}$ - Infiltrace obvodovým pláštěm budovy [m <sup>3</sup> /hod]							
						$\theta$							
$V_{min,i}$ - minimální hygienické množství [m <sup>3</sup> /hod]													
plocha podlahy [m <sup>2</sup> ]	výška [m]	$V_i$ - Objem [m <sup>3</sup> ]	$n_{min}$ - min. intenzita výměny venkovního vzduchu [hod <sup>-1</sup> ]	0,5		$V_{min,i}$ [m <sup>3</sup> /hod]							
17,57	2,82	49,6				24,8							
$V_i = \max(V_{m,i}; V_{min,i})$ [m <sup>3</sup> /hod]													
24,8			$p \cdot c_p$	0,34		$H_{v,i}$ [W/K]	- součinitel návrhové tepelné ztráty větráním						
$\Phi_{V,i}$ - Návrhová tepelná ztráta větráním [W]													
270													
$\Phi_i$ - Celková návrhová tepelná ztráta [W]													
740													

### **3. Návrh otopné soustavy**

Otopná soustava musí zajistit přenos tepla od zdroje do jednotlivých vytápěných místností. Prostřednictvím otopných těles, případně jiných otopných ploch, pak musí zajistit v jednotlivých místnostech předepsaný stav vnitřního prostředí. Otopná soustava je složena ze zdroje tepla, potrubní sítě, pojistného a zabezpečovacího zařízení, armatur, čerpadel, otopných ploch a regulačního zařízení. Návrh otopné soustavy by měl vycházet z požadavků pro konkrétní budovu a zohledňovat tak umístění stavby, účel objektu, provoz objektu, konstrukci budovy z hlediska tepelně technických vlastností a další kritéria. Při návrhu otopné soustavy se v podstatě jedná o volbu jednotlivých parametrů soustavy z hlediska minimalizace provozních a investičních nákladů s ohledem na specifické podmínky daného objektu a zajištění teplotního komfortu ve vytápěných prostorech [7].

#### **3.1. Typ otopné soustavy**

Každá otopná soustava je určena geometrickými, tlakovými, teplotními a materiálovými parametry. Otopné soustavy s převážně konvekčním způsobem sdílení tepla lze rozdělit dle následujících hledisek [7]:

- Zajištění oběhu otopné vody:
  - soustavy s přirozeným oběhem
  - soustavy s nuceným oběhem
  
- Provedení hlavního rozvodu otopné vody:
  - soustavy se spodním rozvodem
  - soustavy s horním rozvodem
  
- Rozvod otopné vody k jednotlivým otopným tělesům:
  - soustavy vertikální
  - soustavy horizontální
  - soustavy hvězdicové
  - soustavy smíšené

- Přívod a odvod otopné vody z/k otopným tělesům:
  - dvoutrubkové protiproudé
  - dvoutrubkové souproudé (Tichelmann)
  - jednostrubkové bez obtoků otopných těles
  - jednostrubkové s obtoky otopných těles
  
- Spojení s atmosférou:
  - teplovodní otopné soustavy otevřené
  - teplovodní otopné soustavy uzavřené
  
- Teplota teplotonosné látky:
  - otopné soustavy nízkoteplotní do 65 °C
  - otopné soustavy teplovodní do 115 °C
  - otopné soustavy horkovodní nad 115 °C
  
- Materiál potrubního rozvodu:
  - potrubní rozvod z oceli
  - potrubní rozvod z mědi
  - potrubní rozvod z plastů

Z hlediska **prostorového uspořádání** otopné soustavy je třeba dbát na délku rozvodů, umístění otopných ploch ve vytápěném prostoru, způsob regulace, hydraulickou stabilitu, míru zásahu do stavebních konstrukcí, možnosti opravy a v neposlední řadě na investiční náklady. Z hlediska provozu musí být otopná soustava uspořádána tak, aby bylo umožněno úplné odvodnění a dokonalé odvzdušnění. To se zajišťuje spádováním rozvodů k místům vypouštění a osazení odvzdušňovacích ventilů a nádobek na nejvyšší místa otopné soustavy [7].

Vhodné prostorové uspořádání otopné soustavy je základem pro její dobrou funkci a zajištění tepelné pohody obyvatelů domu při nenarušení interiéru a konstrukce budovy.

S ohledem na konstrukci domu a při zohlednění výše uvedených kritérií jsem pro rodinný dům, který je předmětem této práce, zvolil dvoutrubkovou protiproudou otopnou soustavu, nízkoteplotní, horizontální, uzavřenou a s nuceným oběhem vody.

### **3.2. Teplota teplotnosné látky**

S návrhem otopné soustavy přímo souvisí problematika správného návrhu optimálního ochlazení (teplotního spádu) na otopných tělesech. Teplotní spád je neoddělitelně svázán s velikostí průtoku teplotnosné látky a spolu tak jednoznačně určují podmínky sdílení tepla u otopných těles, která jsou ve vytápěném prostoru instalována. V principu by měly být voleny takové parametry, které zajistí, že při určité změně průtoku dojde ke stejné změně tepelného výkonu. Vzhledem k základním předpokladům jako je například požadované použití kondenzační techniky nebo tepelného čerpadla, je možnost volby teplotních parametrů otopných soustav značně omezena. Každá otopná soustava tak vzhledem ke svému zdroji tepla a každá otopná plocha s ohledem na způsob sdílení tepla do vytápěného prostoru musí být řešena individuálně. Při návrhu otopné soustavy tak volíme teplotní spád podle typu otopné soustavy, otopných ploch a zdroje tepla [7].

Vzhledem k tomu, že zdrojem tepla pro dům bylo zvoleno tepelné čerpadlo (více v kapitole 6), teplotní parametry otopné soustavy tak musí respektovat jeho možnosti a parametry se kterými pracuje. Teplotní spád tak s ohledem na zdroj tepla volím 55/45 °C.

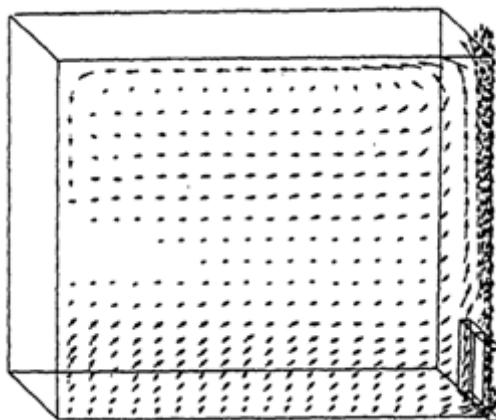
### **3.3. Umístění otopných těles**

Umístění otopných těles v prostoru má značný vliv na tepelnou pohodu ve vytápěném prostoru. Správná velikost výkonu otopných těles ještě není zárukou vytvoření tepelné pohody, neboť špatné umístění těles může ve vytápěném prostoru způsobit oblasti lokální tepelné nepohody. Otopná tělesa tedy umístíme pokud možno k ochlazované ploše, což je plocha mezi vytápěnou místností a venkovním prostředím. Dalším důležitým kritériem je umístění otopného tělesa pod okno, přičemž délka tělesa by měla být minimálně stejně dlouhá jako je délka okna. Teplý konvekční proud je pak schopen obrátit a promísit chladné padající proudy od ochlazované okenní plochy. Takto dojde k zabránění vzniku lokální tepelné nepohody způsobené chladnými padajícími proudy, které by „tekly“ po podlaze a to až ve výšce kotníků [4].

Umístění otopných těles na jiné stěny než ochlazované, nemožnost umístění tělesa pod okno, nebo zabránění volnému proudění vzduchu kolem otopné plochy nějakou překážkou (parapet) je nutno zohlednit při návrhu výkonu otopných těles. Vlivem uvedených případů může dojít ke snížení výkonu otopných těles, což by mohlo způsobit nedostatečný výkon těles pro vytvoření teplotního komfortu v daném vytápěném prostoru [4].

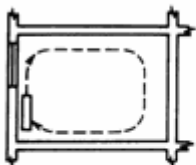
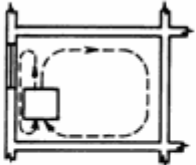
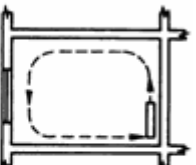
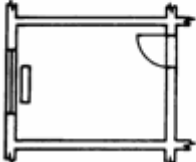
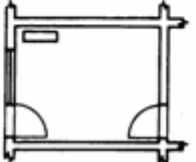
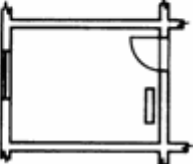


Na Obr. 3.1 je zobrazen příklad ideální kompenzace chladných proudů ve vertikální rovině řezu místnosti. Rovina řezu je vedena v poloviční délce otopného tělesa. Veškeré chladné proudy jsou obráceny vzhůru, mísí se s teplým proudem vzduchu a s vhodnou rychlostí proudění i teplotou pak „proplachují“ celý vytápěný prostor [2].



*Obr. 3.1 Zobrazení vektorů rychlostí proudění vzduchu ve vertikálním řezu místnosti uprostřed délky otopného tělesa [2]*

Pokud otopné těleso není umístěno na ochlazované stěně, změní se teplotní a rychlostní pole a stejně tak i výkon tělesa. Změna (snížení) tepelného výkonu otopného tělesa v závislosti na jeho umístění ve vytápěném prostoru je vyjádřena opravným součinitelem na umístění tělesa  $f_p$ . Obr. 3.2 zobrazuje hodnoty  $f_p$  při různém umístění otopného tělesa v prostoru [4].

OPRAVNÝ SOUČINITEL $f_p$		
$f_p = 1,00$	$f_p = 0,95$	$f_p = 0,90$
		
		

*Obr. 3.2 Opravný součinitel na umístění otopného tělesa v prostoru [4]*

### 3.4. Materiál potrubního rozvodu

Rozvodné potrubí otopné soustavy může být zhotoveno z různých materiálů. V dnešní době jsou pro rozvody rodinných domů nejčastěji používanými materiály měď a vícevrstvé materiály, dále pak plast a ocel. Každý z těchto materiálů má rozdílné mechanické vlastnosti a při návrhu otopné soustavy je na to třeba brát zřetel. Potrubí z kovových materiálů je možné vést volně stěnami, zatímco plastové rozvody je nutno chránit proti mechanickému poškození. Ocelové potrubí je samonosné a má menší teplotní délkovou roztažnost než potrubí z plastu, které nemůže být vedeno volně a vždy je třeba ho buď podepřít, nebo zabudovat do konstrukce. Každý materiál má různou teplotní odolnost, teplotní délkovou roztažnost, mechanickou pevnost a odolnost, odolnost vůči korozi, difuzní odolnost vůči kyslíku a montážní omezení. Pokud chceme s výhodou využít charakteristické vlastnosti daných materiálů, je třeba tyto vlastnosti zohlednit již při návrhu [7].

Jako materiál potrubního rozvodu otopné soustavy v této studii, jsem zvolil měď. Měď je poloušlechtilým kovem a má vysokou odolnost proti korozi, je difúzně bezpečná a odolává stárnutí. Mezi další výhody patří vysoká pevnost, umožňující používat potrubí s malou tloušťkou stěn a velmi snadné spojování pomocí kapilárního pájení nebo lisování. Na rozdíl od oceli se potrubí z mědi nemusí natírat. Pro zabránění vnější koroze při styku s omítkou a pro snížení tepelných ztrát bude potrubí opatřeno návrstkovou tepelnou izolací.

### 3.5. Návrh otopných těles

Při návrhu otopného tělesa (OT) musí být splněna podmínka, že jeho tepelný výkon, případně součet výkonů všech OT v místnosti, musí být přinejmenším roven tepelné ztrátě místnosti  $Q_{OT} \geq Q$  [4].

Všechna otopná tělesa, která jsou umístěna pod oknem, jsem se snažil navrhovat s ohledem na tepelnou pohodu uživatele a to tak, aby jejich délka byla minimálně stejně dlouhá jako délka okna. Ne vždy to však bylo možné, neboť jsem musel brát ohled na požadovaný výkon a nabídku těles od výrobce. Výška otopných těles je v celém objektu stejná a to 500 mm. Výška těles byla zvolena, tak aby tělesa mohla být umístěna nejméně 150 mm nad podlahou a nejméně 150 mm pod parapetem. Pokud by toto kritérium nebylo dodrženo, bylo by třeba v důsledku změny přestupu tepla na straně vzduchu, navyšovat výkon OT.

Pro dosažení příslušného výkonu OT, jsem volil různou hloubku tělesa resp. jeho typu. U deskových otopných těles jsem pak volil různý počet otopných desek a konvekčních plechů.

### 3.5.1. Přepočítání výkonu otopných těles

Dle zákona musí výrobce OT udávat jmenovitý výkon tělesa při jmenovitých podmínkách. Výkon OT se zkouší v kalorimetrické komoře při jmenovitém teplotním spádu 75/65 °C a jmenovité teplotě v komoře 20 °C. V případě, že je otopná soustava provozována při jiných podmínkách je třeba výkony OT přepočítat podle skutečných podmínek [4].

Tepelný výkon otopného tělesa je dán rovnicí:

$$Q = k \cdot S \cdot (t_{wm} - t_i), \quad (3.1)$$

kde

- $Q$  tepelný výkon otopného tělesa [W];
- $k$  součinitel prostupu tepla tělesem [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ];
- $S$  teplosměnná plocha tělesa na straně vzduchu [ $\text{m}^2$ ];
- $t_{wm}$  střední teplota vody v otopném tělese [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $t_i$  vnitřní výpočtová teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Jak bylo uvedeno, jmenovité (index N) podmínky jsou:

$$t_{w1N} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{w2N} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{iN} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

kde

- $t_{w1N}$  jmenovitá teplota otopné vody na vstupu do OT [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $t_{w2N}$  jmenovitá teplota otopné vody na výstupu z OT [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Případná změna velikosti výkonu OT bude dána poměrem skutečného a jmenovitého výkonu podle vztahu:

$$\frac{Q_{sk}}{Q_N} = \frac{k \cdot S_L \cdot (t_{wm} - t_i)}{k_N \cdot S_{LN} \cdot (t_{wmN} - t_{iN})}, \quad (3.2)$$

kde

- $Q_{sk}$  skutečný tepelný výkon OT [W];
- $Q_N$  jmenovitý tepelný výkon OT (naměřený při jmenovitých podmínkách) [W].

U navrženého tělesa zůstává přestupní plocha stále stejná  $S_L = S_{LN}$  a změnu součinitele prostupu tepla způsobenou změnou teplotních parametrů lze postihnout exponenciální funkcí

$$\frac{Q_{sk}}{Q_N} \approx \left[ \frac{t_{wm} - t_i}{t_{wnN} - t_{iN}} \right]^n = \left[ \frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right]^n, \quad (3.3)$$

kde

$n$  teplotní exponent OT [-] (vyjadřuje změnu součinitele prostupu tepla);

$\Delta t$  aritmeticky určený rozdíl teplot [K].

Aritmeticky určený rozdíl teplot je dán vztahem:

$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i. \quad (3.4)$$

Skutečný tepelný výkon získáme zahrnutím všech vlivů působících na změnu tepelného výkonu OT. Přepočet výkonu tělesa při odlišných okrajových podmínkách pak vychází z obecného vztahu:

$$Q_{sk} = Q_N \cdot f_{\Delta t} \cdot f_x \cdot f_o \cdot f_n \cdot f_m \cdot f_p, \quad [\text{W}] \quad (3.5)$$

kde

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

$f_x$  opravný součinitel na připojení tělesa [-];

$f_o$  opravný součinitel na úpravu okolí [-];

$f_n$  opravný součinitel na počet článků [-];

$f_m$  opravný součinitel na odlišný hmotnostní průtok [-];

$f_p$  opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru [-].

Pomocí opravného součinitele na teplotní rozdíl jsme schopni přepočítat tepelný výkon OT na teplotní podmínky odlišné od podmínek jmenovitých, při kterých je výkon OT udáván.

Přepočet výkonu závisí na teplotním podílovém součiniteli  $c$ , který je dán rovnicí:

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i}, \quad (3.6)$$

kde

$c$  teplotní podílový součinitel [-].

Pro  $c \geq 0,7$  platí:

$$Q_{sk} = Q_N \cdot \left( \frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n \quad (3.7)$$

Opravný součinitel na teplotní rozdíl je dán vztahem:

$$f_{\Delta t} = \left( \frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n \quad (3.8)$$

Pro  $c < 0,7$  platí:

$$Q_{sk} = Q_N \cdot \left( \frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{N,ln}} \right)^n = Q_N \cdot f_{\Delta t,ln}, \quad (3.9)$$

kde

$\Delta t_{ln}$  logaritmicky určený rozdíl teplot [K];

$$f_{\Delta t,ln} = \left( \frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{N,ln}} \right)^n \quad (3.10)$$

Pro výpočet  $\Delta t_{ln}$  platí vztah:

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i}} \quad (3.11)$$

Dále uvádím názorný postup návrhu a výpočet pro místnost 103. Návrhový tepelný výkon pro tuto místnost je  $\Phi_{HL,i} = 560 \text{ W}$ . Otopná soustava je provozována s teplotním spádem 55/45 °C a vnitřní výpočtová teplota v této místnosti je  $t_i = 24 \text{ °C}$ . Otopné těleso bude umístěno pod okno o šířce 1400 mm.

Nejprve jsem vypočetl teplotní podílový součinitel  $c$  pro skutečné podmínky dle vztahu (3.6):

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i} = \frac{45 - 24}{55 - 24} = 0,68. \quad (3.12)$$

Pro hodnotu  $c$  platí  $c < 0,7$  a rozdíl teplot je třeba určit logaritmicky dle vztahu (3.11):

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i}} = \frac{55 - 45}{\ln \frac{55 - 24}{45 - 24}} = 25,68 \text{ K}. \quad (3.13)$$

Pro normované podmínky pak analogicky dle rovnice:

$$\Delta t_{N,ln} = \frac{t_{w1N} - t_{w2N}}{\ln \frac{t_{w1N} - t_{iN}}{t_{w2N} - t_{iN}}} = \frac{75 - 65}{\ln \frac{75 - 20}{65 - 20}} = 49,83 \text{ K}. \quad (3.14)$$

Výsledky z rovnic (3.13) a (3.14) dosadím do vztahu (3.10) a určím tak opravný součinitel na teplotní rozdíl:

$$f_{\Delta t,ln} = \left( \frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{N,ln}} \right)^n = \left( \frac{25,68}{49,83} \right)^{1,3278} = 0,415. \quad (3.15)$$

Hodnotu teplotního exponentu otopného tělesa  $n$  jsem odečetl z technického listu výrobce [P12].

Tepelný výkon OT za jmenovitých podmínek se pak vypočte úpravou vztahu (3.9):

$$Q_{sk} = Q_N \cdot \left( \frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{N,ln}} \right)^n = Q_N \cdot f_{\Delta t,ln} \rightarrow Q_N = \frac{Q_{sk}}{f_{\Delta t,ln}} = \frac{560}{0,415} = 1351 \text{ W}. \quad (3.16)$$

Další opravné koeficienty nebylo do výpočtu třeba zahrnout, neboť OT ostatní okrajové podmínky splňuje. Dalším krokem byla volba OT z katalogu výrobce. Zvolil jsem OT, s výkonem nejbližším vyšším vypočtenému výkonu a to tak, aby těleso mělo pokud možno minimálně stejnou délku, jako je šířka okna. Výšku jsem volil u všech OT stejnou (mimo designové těleso KORATHERM VERTIKAL) a to  $H = 500 \text{ mm}$ .

Z katalogu výrobce otopných těles KORADO jsem vybral OT VK 21 – 500 x 1400 o normovaném výkonu 1564 W [P12].

Nyní mohu dle vztahu (3.9) přepočítat tepelný výkon otopného tělesa na skutečné podmínky a zjistit tak, jaký bude mít při daných teplotních parametrech výkon.

$$Q_{sk} = Q_N \cdot f_{\Delta t,ln} = 1564 \cdot 0,415 = 648 \text{ W} \quad (3.17)$$

Otopné těleso bude mít při teplotních parametrech 55/45/24 °C skutečný tepelný výkon 649 W.

Při návrhu otopných těles instalovaných v domě, které pracují při teplotních parametrech 55/45/20 °C nebylo třeba přepočítat výkon OT provádět, neboť výrobce výkony těles při těchto parametrech uvádí. Výpočet jsem provedl pouze pro kontrolu u dvou OT a vzhledem k tomu, že se mé výsledky shodovaly s hodnotami udávanými výrobcem, výkon u ostatních těles nebylo třeba přepočítávat. Přepočítání výkonu tak bylo nutné provést pouze pro OT umístěná v místnostech s jinou vnitřní výpočtovou teplotou než 20 °C, neboť pro tyto teploty již výrobce tepelný výkon OT neuvádí. Návrh otopných těles je uveden v [P3].

### 3.6. Popis otopné soustavy

S ohledem na požadavky pro tuto konkrétní budovu (konstrukce, tepelně technické vlastnosti, provoz objektu atd.) jsem do objektu navrhl horizontální, dvoutrubkovou, nízkoteplotní, protiproudou, uzavřenou otopnou soustavu se spodním rozvodem a nuceným oběhem vody. Otopná tělesa budou typu VENTIL KOMPAKT firmy KORADO [P12] a budou k otopné soustavě připojeny pomocí přímých regulačních a uzavíracích šroubení Verafix-VKE [P13]. Dále bude v domě instalováno jedno designové otopné těleso KORATHERM VERTIKAL firmy KORADO [P14], které bude připojeno přes HM armaturu [P15].

Potrubí rozvodné sítě bude zhotoveno z mědi a spojováno pomocí lisování nebo kapilárního pájení. Ležaté rozvody budou vedeny v podlaze a stoupací potrubí povede zdí. Pro snížení tepelných ztrát rozvodů bude potrubí opatřeno návlekovou tepelnou izolací MIRELON PRO z pěnového polyetyleny s uzavřenou buněčnou strukturou od firmy Mirel Vratimov [P16]. Minimální tloušťka izolace bude rovná vnějšímu průměru potrubí.

### 3.7. Návrh potrubní sítě

Při návrhu potrubní sítě můžeme postupovat podle čtyř základních metod [7].

- Metoda ekonomického tlakového spádu
- Metoda přímé volby dopravního tlaku čerpadla
- Metoda použití ekonomických rychlostí
- Metoda využití ekvivalentních délek

V této práci jsem postupoval podle metody, která využívá ekonomických (optimálních) rychlostí. Při vysokých rychlostech proudění teplotně nosné látky jsme schopni přenést požadovaný tepelný výkon menšími průměry potrubí a investiční náklady tak budou menší. Tlaková ztráta při vysokých rychlostech proudění však bude vysoká a je pak nutné použít čerpadlo s vysokým dopravním tlakem, které má vysoké provozní náklady. Pokud budou průměry potrubí větší, daný tepelný tok přeneseme za menších rychlostí proudění a můžeme pro krytí tlakové ztráty použít čerpadlo s nižším dopravním tlakem. Tímto dosáhneme nižších provozních nákladů, nicméně investiční náklady budou větší. Mezi těmito dvěma extrémními případy leží jakési optimum, podle kterého volíme ekonomickou rychlost proudění a následně optimální průměr potrubí. Ekonomická rychlost tedy vychází z minima součtu investičních

a provozních nákladů. V běžných domovních soustavách se za ekonomickou rychlost považuje rychlost mezi 0,3 až 0,9 m/s [7].

Pro výpočet průměru potrubí vycházející z metody ekonomických rychlostí použijeme vztah:

$$d_{\text{výpočet}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{w_{ek} \cdot \rho \cdot \pi}}, \quad (3.18)$$

kde

$d_{\text{výpočet}}$  vnitřní výpočtový průměr potrubí [m];

$\dot{m}$  hmotnostní průtok [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ];

$w_{ek}$  ekonomická (optimální) rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ];

$\rho$  hustota teplotnosné látky [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ].

Před samotným výpočtem je vhodné vytvořit si výpočtové schéma, které obsahuje skladbu potrubní sítě, místní odpory a otopná tělesa s jejich tepelnými výkony. Výpočtové schéma pro přehlednost zakreslené v pravoúhlé axonometrii je rozděleno na jednotlivé úseky okruhů. Úsek je část potrubní sítě s neměnným hmotnostním průtokem. Tyto úseky se očíslovají a uvede se u nich tepelný výkon, který přenášejí a případně jemu odpovídající hmotnostní průtok. [P4] Tepelný výkon, který je daným úsekem přenášen, odpovídá součtu tepelných výkonů těles, která úsek zásobuje. Skutečný tepelný výkon otopných těles je zpravidla o několik jednotek procent vyšší než tepelná ztráta místnosti a vypočtené průtoky jsou pak také vyšší. Tato odchylka tepelného výkonu OT od výpočtové tepelné ztráty místnosti přibližně vyrovnává tepelné ztráty potrubí při průchodu nevytápěnými prostory [7].

Pro názornost uvádím příklad výpočtu pro úsek č. 0, který je umístěn hned za zdrojem tepla a zásobuje tak tepelným výkonem celou otopnou soustavu.

Celkový hmotnostní průtok odpovídající tepelnému výkonu, který musí být tímto úsekem přenesen [P4]:

$$\dot{m}_{\text{ú0}} = 0,297 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tento hmotnostní průtok je dán součtem hmotnostních průtoků všemi tělesy v otopné soustavě. Hmotnostní průtok jednotlivými tělesy musí být dostatečný, aby při teplotních parametrech dané otopné soustavy byla otopná tělesa zásobena potřebným tepelným výkonem.



Jeho výpočet vychází z kalorimetrické rovnice a pro příklad uvádím výpočet hmotnostního průtoku pro OT1.

Skutečný výkon otopného tělesa č. 1 (OT1) [P3]:

$$Q_{OT1} = 1066 \text{ W.}$$

Hmotností průtok vypočteme z kalorimetrické rovnice:

$$Q_{OT1} = \dot{m}_{OT1} \cdot c_w \cdot (t_{w1} - t_{w2}), \quad [\text{W}] \quad (3.19)$$

po úpravě:

$$\dot{m}_{OT1} = \frac{Q_{OT1}}{c_w \cdot (t_{w1} - t_{w2})} = \frac{1066}{4184 \cdot (55 - 45)} = 0,025 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (3.20)$$

Hmotnostní průtoky u všech ostatních těles byly vypočítány stejným způsobem a výsledné hodnoty jsou uvedeny v [P4].

Nyní z hmotnostního průtoku, který odpovídá úseku č. 0, vypočítám dle vztahu (3.18) vnitřní výpočtový průměr potrubí. Hodnotu ekonomické rychlosti volím  $w_{ek} = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$d_{výpočet} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{ú0}}{w_{ek} \cdot \rho \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,297}{0,6 \cdot 998 \cdot \pi}} = 25,1 \text{ mm} \quad (3.21)$$

Podle vypočteného vnitřního průměru potrubí dle rovnice (3.21) vyberu normalizovaný průměr měděného potrubí. Volím měděné potrubí 28 x 1,5 mm. Vnitřní průměr potrubí  $d = 25 \text{ mm}$ . Podle tohoto průměru potrubí vypočítám skutečnou rychlost, kterou bude v daném úseku potrubí teplotonosná látka proudit.

Ve výpočtu využiji upravený vztah (3.18):

$$w_{sk} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ú0}}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 0,297}{\pi \cdot 0,025^2 \cdot 998} = 0,61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (3.22)$$

Stejným způsobem postupuji při návrhu ostatních úseků potrubní sítě. S ohledem na přípojovací rozměry OT (15x1 mm) jsem nevolil menší průměry potrubí než 15x1 mm. Pod průměr 15x1 mm výrazně roste cena potrubí a pro připojení k OT je nutno používat redukce. Z těchto důvodů se v praxi menší průměry potrubí než zmíněných 15x1 mm používají jen velmi zřídka. U úseku č. 24 a 24' jsem však byl nucen použít potrubí o průměru 12x1 mm, neboť rychlost proudění by vycházela příliš malá. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v [P4].

## 4. Hydraulický výpočet potrubní sítě

Pro dosažení požadovaných výkonových parametrů všech otopných těles musí v jednotlivých úsecích potrubní sítě proudit dané množství teplonosné látky. Pro zabezpečení požadovaných průtoků jednotlivými úseky, je nutné zajistit vyrovnání tlakových poměrů. Je tedy třeba, aby tlakové ztráty jednotlivých okruhů otopných těles byly při požadovaném průtoku stejně velké, jako je tlaková ztráta hlavní větve. Ve většině případů je to okruh tělesa nejvzdálenějšího od zdroje tepla. Doškrcení největší požadované tlakové ztráty se pak provádí většinou přímo na otopném tělese a to přednastavením termostatických ventilů a regulačních šroubení [3] [7].

Vytápěný objekt v této práci je tzv. „nizký“ (do tří pater) a oběh vody v otopné soustavě bude zajišťovat oběhové čerpadlo. Cílem hydraulického výpočtu je tedy pro navržené průměry potrubí navrhnout jmenovité světlosti armatur a nastavení regulačních orgánů tak, aby celková tlaková ztráta okruhu byla při požadovaném průtoku stejně velká jako dopravní tlak čerpadla [8] [7].

### 4.1. Výpočet tlakové ztráty

Pro určení tlakové ztráty okruhu s největší celkovou tlakovou ztrátou je třeba určit tlakové ztráty jednotlivých úseků a následně jednotlivých okruhů OT. Každý úsek přitom bude mít tlakovou ztrátu třením a tlakovou ztrátu místními odpory.

#### 4.1.1. Tlaková ztráta třením

Při proudění teplonosné látky (obecně kapalin nebo plynů) v potrubí dochází na délce potrubí  $l$  k tlakovému úbytku  $dp$  a platí tedy vztah [8]:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (4.1)$$

kde

$\lambda$	součinitel tření [-];
$w$	střední rychlost v úseku potrubí [m.s <sup>-1</sup> ];
$d$	vnitřní průměr potrubí [m];
$\rho$	hustota vody [kg.m <sup>-3</sup> ] – při výpočtu celé otopné soustavy se pracuje s hustotou odpovídající střední teplotě vody v soustavě.

Pro výpočet hustoty vody v závislosti na její teplotě jsem využil empirického vztahu:

$$\rho_{w,m} = 1003,7 - 0,17265 \cdot t_m - 0,0028136 \cdot t_m^2, \quad (4.2)$$

kde

$\rho_{w,m}$  hustota vody při střední teplotě vody v soustavě [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ];

$t_m$  střední teplota vody v soustavě [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Pro nestlačitelné kapaliny platí vztah:

$$\frac{p_2 - p_1}{l} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = R, \quad (4.3)$$

kde

$R$  tlaková ztráta třením jednoho metru přímého úseku, nazývá se měrná tlaková ztráta či tlakový spád [ $\text{Pa}\cdot\text{m}^{-1}$ ];

$l$  délka uvažovaného úseku potrubí [m].

Součinitel tření  $\lambda$  závisí na pěti proměnných: vnitřním průměru potrubí  $d$ , rychlosti proudění  $w$ , hustotě  $\rho$ , absolutní povrchové drsnosti  $k$  a dynamické viskozitě  $\eta$  [7].

$$\lambda = f(d, w, \rho, k, \eta) \quad (4.4)$$

Určení součinitele tření tak může být někdy problematické. Pro zjednodušení této závislosti se aplikuje teorie podobnosti. Zavedeme Reynoldsovo kritérium (číslo)  $Re$  a relativní drsnost  $k/d$ , čímž se celá závislost zjednoduší na vztah [8]:

$$\lambda = f(Re, k/d), \quad (4.5)$$

kde

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta}, \quad (4.6)$$

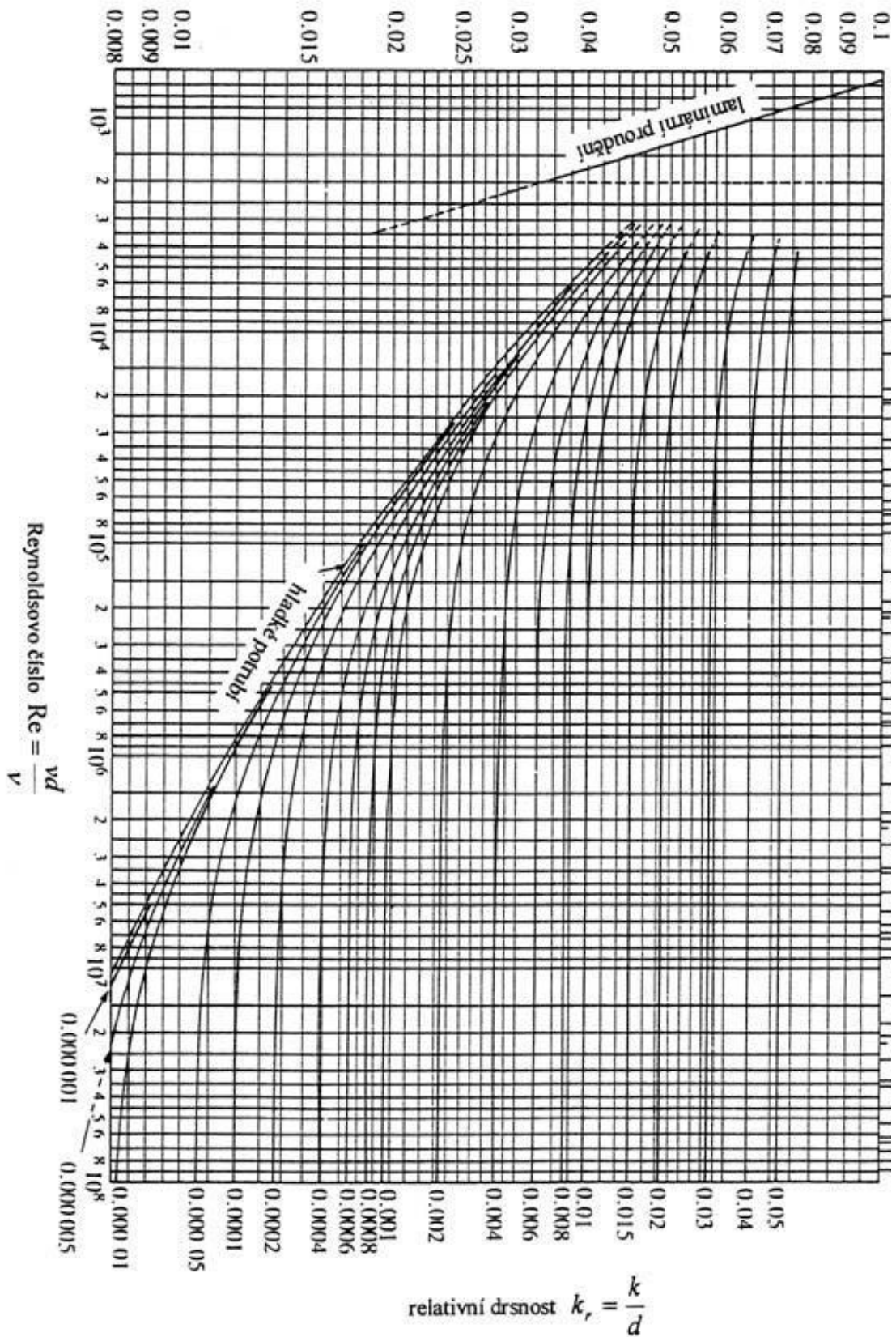
kde

$\nu$  kinematická viskozita [ $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ ].

Pro výpočet kinematické viskozity  $\nu$  závislosti na teplotě teplotnosné látky jsem využil empirický vztah [2]:

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot t_m + 0,000221 \cdot t_m^2}. \quad (4.7)$$

Závislost součinitele tření  $\lambda$  na  $Re$  a  $d/k$  znázorňuje diagram, který je zobrazen na Obr. 4.1.



Obr. 4.1 Moody-Colebrook diagram [9]

Součinitel  $\lambda$  lze určit graficky na základě uvedeného diagramu z Obr. 4.1 nebo počtetně. V oblasti laminárního proudění ( $Re < 2320$ ) lze pro newtonské tekutiny a pro potrubí s relativní drsností do  $k/d < 0,05$  pro výpočet součinitele tření s dostatečnou přesností použít vztah [9]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (4.8)$$

Rovnice pro výpočet součinitele tření v turbulentní oblasti nelze řešit analyticky a za několik posledních desítek let tak vznikla řada experimentálně stanovených vztahů. Pro hydraulicky hladké potrubí ( $k = 0$ ) odvodil v roce 1913 Paul Richard Heinrich Blasius empirický vztah [9]:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.9)$$

Pro oblast vyvinutého turbulentního proudění kde součinitel třecí ztráty již nezávisí na hodnotě  $Re$ , a je tak pouze funkcí relativní drsnosti potrubí, vyjádřil součinitel třecích ztrát Johann Nikuradse vztahem [9]:

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \log \frac{d}{k} + 1,138\right)^2}. \quad (4.10)$$

Pro oblast přechodovou, která leží mezi oblastí hydraulicky hladkých potrubí a oblastí vyvinutého turbulentního proudění, bylo odvozeno několik desítek rovnic. Nejčastěji se však používá vztah, jenž odvodil Colebrook [9]:

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}}\right) + 0,27 \frac{k}{d}\right]^2}. \quad (4.11)$$

Vzhledem k tomu, že tato rovnice se musí řešit iterací, byly pro výpočet  $\lambda$  odvozeny explicitní vzorce. Pro výpočet součinitele tření v přechodové oblasti tak lze použít např. vztah odvozený Churchillem [9]:

$$\lambda = 8 \left[ \left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}}, \quad (4.12)$$

kde

$$a = \left[ -2,457 \ln \left( \left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \frac{k}{d} \right) \right]^{16};$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16}.$$

Z Moodyho diagramu na Obr. 4.1 je patrné, že pro nízké hodnoty  $Re$  se křivky pro různé relativní drsnosti přimykají k Blasiově křivce. Pro velmi nízké hodnoty poměrné drsnosti a  $Re < 10^5$  pak křivky s Blasiovou křivkou téměř splývají. Vzhledem k tomu, že materiálem potrubního rozvodu v této práci je měď ( $k = 0,0015$  až  $0,003$ ) a maximální hodnota  $Re$  dosažená v potrubí  $Re = 27358$ , využil jsem tohoto faktu pro zjednodušení výpočtu součinitele třecích ztrát  $\lambda$ . Pro výpočet  $\lambda$  v přechodové oblasti jsem tak využil Blasiova vztahu (4.9) pro hydraulicky hladké potrubí. Výslednou hodnotu vypočtenou podle Blasiova vztahu jsem pak navýšil o 10 procent s ohledem na reálnou drsnost potrubí. Pro oblast laminárního proudění jsem pak využil vztah (4.8).

Úpravou vztahu (4.3) pak získáme ztrátu třením pro úsek potrubí:

$$\Delta p_{zt} = p_2 - p_1 = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = R \cdot l, \quad (4.13)$$

kde

$\Delta p_{zt}$  tlaková ztráta třením [Pa];

$p_2$  tlak na začátku úseku potrubí [Pa];

$p_1$  tlak na konci úseku potrubí [Pa].

Pokud potřebujeme tlakový spád  $R$  vyjádřit v závislosti na hmotnostním průtoku, za rychlost  $w$  dosadíme do vztahu (4.13):

$$w = \frac{m}{\rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (4.14)$$

a získáme tak vztah:

$$R = \frac{0,811 \cdot \lambda \cdot m^2}{\rho \cdot d^5}. \quad (4.15)$$

Z tohoto vztahu je patrné, že velmi významný vliv na tlakovou ztrátu má vnitřní průměr, dále pak hmotnostní průtok. Nepatrně se pak mění tlaková ztráta s teplotou vody a nezanedbatelně s drsností trubek [7].

#### 4.1.2. Tlaková ztráta místními odpory

V každém potrubí vznikají kromě hydraulických ztrát třením také tzv. ztráty v místních odporech. Místními odpory jsou například různé armatury, ohyby, kolena, shybky, obchozy, měřicí zařízení nebo změny průřezu potrubí. Ztráty místními odpory jsou způsobeny změnou velikosti a směru proudění, což vyvolá víření, případně odtržení proudu kapaliny spojené s disipací energie. Velikost místních ztrát je dána vztahem [9] [7]:

$$\Delta p_{zm} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = Z, \quad (4.16)$$

kde

$\Delta p_{zm}, Z$  tlaková ztráta místními odpory [Pa];

$\xi$  příslušný součinitel místního odporu [-];

$n$  počet odporů v úseku;

$w$  střední rychlost proudění v průřezu úseku [m.s<sup>-1</sup>];

$\rho$  hustota vody [kg.m<sup>-3</sup>].

Dosazením vztahu (4.14) do rovnice (4.16) získáme závislost tlakové ztráty místními odpory na hmotnostním průtoku:

$$\Delta p_{zm} = Z = \frac{0,811 \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot m^2}{\rho \cdot d^4}. \quad (4.17)$$

#### 4.1.3. Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta úseku potrubní sítě je dána součtem tlakových ztrát třením a místními odpory a celková tlaková ztráta okruhu je pak dána součtem celkových tlakových ztrát jednotlivých úseků. Pro celkovou tlakovou ztrátu úseku platí rovnice [7]:

$$\Delta p_{zu} = \Delta p_{zt} + \Delta p_{zm} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho + \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (4.18)$$

$$\Delta p_{zu} = R \cdot l + Z,$$

kde

$\Delta p_{zu}$  celková tlaková ztráta úseku [Pa].

Výpočet tlakových ztrát jednotlivých úseků je uveden v [P5]. Abychom však mohli určit celkovou tlakovou ztrátu okruhu otopného tělesa  $\Delta p_c$ , potřebujeme ještě znát tlakovou ztrátu OT s integrovaným termostatickým ventilem  $\Delta p_{TRV,OT}$  a tlakovou ztrátu regulačního šroubení  $\Delta p_{R\check{s}}$ . Toto platí pro všechny okruhy s otopnými tělesy v provedení Ventil Kompakt, která mají termostatické ventily již integrovány. Výjimku tvoří pouze okruh OT1. Designové otopné těleso v tomto okruhu (KORATHERM VERTIKAL - M) je připojeno pomocí ARMATURY HM. V těle této armatury je integrován ventil a regulační šroubení a je tedy třeba zvlášť spočítat tlakovou ztrátu OT a tlakovou ztrátu armatury. Výpočet je uveden v [P6].

Ve strojovně je na potrubí dále umístěn trojcestný směšovací ventil a vyvažovací ventil, jejichž tlakové ztráty  $\Delta p_{3V}$  a  $\Delta p_{VV}$  se vzhledem k jejich umístění projeví na každém okruhu. Pro výpočet celkové tlakové ztráty jednotlivých okruhů OT (mimo okruh OT1) tak bude platit vztah:

$$\Delta p_c = \sum \Delta p_{zu} + \Delta p_{TRV,OT} + \Delta p_{R\check{s}} + \Delta p_{3V} + \Delta p_{VV}, \quad (4.19)$$

kde

- $\sum \Delta p_{zu}$  součet celkových tlakových ztrát všech úseků v daném okruhu [Pa];
- $\Delta p_{TRV,OT}$  tlaková ztráta otopného tělesa s integrovaným termostatickým ventilem [Pa];
- $\Delta p_{R\check{s}}$  tlaková ztráta regulačního šroubení [Pa];
- $\Delta p_{3V}$  tlaková ztráta trojcestného směšovacího ventilu [Pa];
- $\Delta p_{VV}$  tlaková ztráta vyvažovacího ventilu [Pa].

Velikost tlakové ztráty termostatického ventilu závisí na průtoku teplotnosné látky ventilem a na velikosti  $k_v$  hodnoty. Tato hodnota vyčísľuje vztah mezi nastavením ventilu a protékajícím množstvím. Představuje tedy jmenovitý průtok armaturou v  $m^3 \cdot h^{-1}$  při maximálním otevření armatury a tlakové ztrátě  $\Delta p_o = 100$  kPa. Pro vodu počítáme velikost  $k_v$  hodnoty dle vztahu [8]:

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_o}{\Delta p_V}}, \quad (4.20)$$

kde



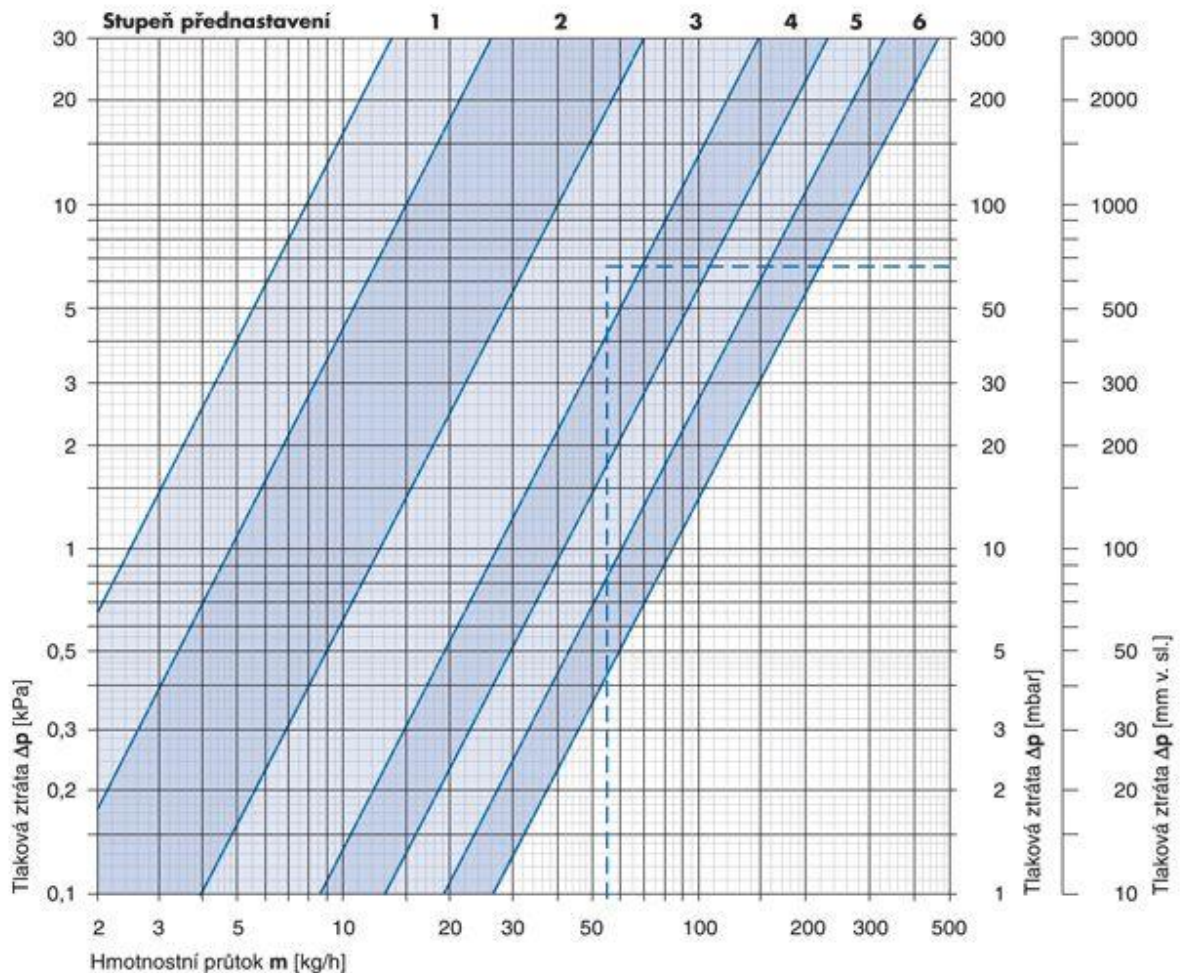
$\dot{V}$  objemový průtok armaturou [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ];

$\Delta p_V$  tlaková ztráta ventilu [kPa];

$\Delta p_o = 100 \text{ kPa}$ .

Z tohoto vztahu tak můžeme určit ze známé  $k_v$  hodnoty a pro požadovaný průtok tlakovou ztrátu ventilu, nebo z požadované tlakové ztráty na ventilu a požadovaného průtoku ventilem hodnotu  $k_v$  [8].

Dalším způsobem jak získat tlakovou ztrátu na ventilu je odečíst tuto hodnotu podle průtoku z návrhového diagramu na Obr. 4.2. Tento diagram hydraulických vlastností ventilu znázorňuje závislost hmotnostního průtoku a tlakové ztráty ventilu s vymezením pásma proporcionality [8].



Obr. 4.2 Návrhový diagram pro určení přednastavení integrovaných TRV u otopných těles RADIK VENTIL KOMPAKT [P12]

Pro příklad uvádím výpočet tlakové ztráty OT s integrovaným termostatickým ventilem a regulačního šroubení pro okruh OT5.

Výpočet tlakové ztráty  $\Delta p_{TRV,OT}$  pro otopné těleso RADIK v provedení Ventil Kompakt s integrovaným termostatickým ventilem provedu podle vztahu (4.20) na základě známé  $k_v$  hodnoty odečtené z Tab. 4.2.  $k_{vs}$  hodnota uvedená v tabulce přísluší termostatickému ventilu bez termostatické hlavice, hodnota  $k_v$  odpovídá ventilu s osazenou termostatickou hlavicí. Pro zajištění místní regulace jsem tak vždy počítal s  $k_v$  hodnotami. Výjimku tvoří pouze otopná tělesa umístěná v místnosti 206, kde je zároveň umístěn termostat a tělesa tak z důvodů správného chodu regulace nemohou být osazena termostatickými hlavicemi.

Potřebný průtok tělesem OT5 jsem vypočetl dle vztahu:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_w \cdot \Delta t} = \frac{2110}{4184 \cdot 10} = 0,05 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}, \dot{V} = 0,182 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (4.21)$$

Abych mohl vzájemně porovnat celkové tlakové ztráty jednotlivých okruhů, počítal jsem ztráty  $\Delta p_{TRV,OT}$  a  $\Delta p_{R\check{s}}$  pro všechny okruhy s plně otevřenými armaturami. Pro zcela otevřený termostatický ventil, tj. stupeň přednastavení 6 vezmu z Tab. 4.2  $k_v = 0,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ .

Dosazením do upraveného vztahu (4.20) a vypočtu tak tlakovou ztrátu ventilu a otopného tělesa  $\Delta p_{TRV,OT}$ :

$$\Delta p_{TRV,OT} = \Delta p_o \cdot \left(\frac{V}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0,182}{0,8}\right)^2 = 5,18 \text{ kPa}. \quad (4.22)$$

Výpočet tlakové ztráty na regulačním šroubení  $\Delta p_{R\check{s}}$  probíhá analogicky. Pro plně otevřené regulační šroubení odečtu z Tab. 1.1  $k_{vs} = 1,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Dosazením do upraveného vztahu (4.20) pak vypočtu tlakovou ztrátu  $\Delta p_{R\check{s}}$ :

$$\Delta p_{TRV,OT} = \Delta p_o \cdot \left(\frac{V}{k_v}\right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{0,182}{1,5}\right)^2 = 1,47 \text{ kPa}. \quad (4.23)$$

Tab. 4.1 Tabulka pro určení přednastavení regulačního šroubení Verafix-VKE [P13]

Přednastavení	0,5	1	1,5	2	3	Otevřeno
Hodnota $k_v$	0,33	0,57	0,75	0,90	1,10	1,50

Tab. 4.2 Tabulka pro určení přednastavení integrovaných TRV u otopných těles RADIK VENTIL KOMPAKT [P12]

Otopná tělesa v provedení Ventil Kompakt bez připojovacích armatur			Stupeň přednastavení ventilu						Nejvyšší připustná prov. teplota [°C]	Nejvyšší připustný prov. přetlak [MPa]
			1	2	3	4	5	6		
Ventil s přednastavením v šesti stupních	$k_v$ [m <sup>3</sup> /h]	min	0,025	>0,047	>0,126	>0,269	>0,417	>0,600	110	1,0
		÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷		
max	0,047	0,126	0,269	0,417	0,600	0,840				
a termostatickou hlavicí	$k_{vs}$ [m <sup>3</sup> /h]		0,051	0,133	0,294	0,430	0,630	0,980		

Výpočet celkové tlakové ztráty okruhu OT5 jsem následně provedl dle vztahu (4.19). Výpočet je uveden v Tab. 4.3. Výpočet ostatních okruhů OT je uveden v [P6].

Tab. 4.3 Výpočet celkové tlakové ztráty okruhu OT5

Tlaková ztráta okruhu OT5											
úsek	m [kg·h <sup>-1</sup> ]	l [m]	DN [mm]	d [mm]	$w_{sk}$ [m·s <sup>-1</sup> ]	Re	$\lambda$	$\Delta p_{zt}$ [Pa]	$\sum \xi$ [-]	$\Delta p_{zm}$ [Pa]	$\Delta p_{zu}$ [Pa]
0	1070	3,6	28x1,5	25	0,61	27429	0,027	707	9	1636	2343
1	665	0,83	22x1	20	0,59	21318	0,029	204	4,3	738	941
9	303	8,9	15x1	13	0,63	14924	0,031	4285	6,9	1373	5659
13	182	0,15	15x1	13	0,38	8951	0,036	30	7,2	516	545
13'	182	0,15	15x1	13	0,38	8951	0,036	30	1,2	86	115
9'	303	8,9	15x1	13	0,63	14924	0,031	4285	3,8	756	5042
1'	665	0,83	22x1	20	0,59	21318	0,029	205	3,1	532	737
0'	1070	3,6	28x1,5	25	0,61	27429	0,027	707	4,8	873	1580
Tlaková ztráta třením a místními odpory v potrubí okruhu OT5 - $\Sigma \Delta p_{zu}$											<b>16962</b>
Tlaková ztráta otopného tělesa a termostatického ventilu - $\Delta p_{TRV, OT}$									$k_v$	0,8	5275
Tlaková ztráta regulačního šroubení - $\Delta p_{R\check{S}}$									$k_v$	1,5	1501
Tlaková ztráta třicestného směšovacího ventilu - $\Delta p_{3V}$									$k_{vs}$	10	1172
Tlaková ztráta vyvažovacího ventilu - $\Delta p_{VV}$									$k_{vs}$	4,08	7043
<b>Celková tlaková ztráta okruhu OT5 - <math>\Delta p_c</math></b>											<b>31954</b>

## 4.2. Hydraulické vyvážení soustavy

Jak již bylo uvedeno, cílem hydraulického vyvážení soustavy je zajištění stejné tlakové ztráty na všech okruzích otopných těles při požadovaném průtoku. Jedině při správném vyvážení potrubní sítě může být dosaženo požadovaných výkonových parametrů otopných těles a správné funkce otopné soustavy [8].

Celkovou tlakovou ztrátu jednotlivých okruhů otopných těles tak bude třeba doregulovat k okruhu s největší tlakovou ztrátou tzv. hlavní větev. V případě této práce se jedná o okruh otopného tělesa OT5 s celkovou tlakovou ztrátou  $\Delta p_c = \Delta p_{hl.v} = 31,95$  kPa. Doškrcení této tlakové ztráty bude provedeno přednastavením termostatických ventilů a regulačních šroubení na jednotlivých otopných tělesech. V případě přednastavení termostatických ventilů bychom neměli používat polohy 1 a 2, neboť by tak mohlo docházet k hlukovým projevům, problémům se zanášením a ke snížení pásma proporcionality. Při návrhu jsem proto postupoval tak, že pro doškrcení tlakové ztráty jsem používal primárně regulační šroubení a zbylý rozdíl tlaků jsem doškrcoval na termostatických ventilech. V případě okruhů OT8, OT13 a OT14 však přesto vycházelo přednastavení na příliš malé hodnoty. Tento problém jsem vyřešil přidáním přímého regulačního šroubení [P17] na zpátečku otopných těles a potřebný rozdíl tlaků jsem doškrtil na něm.

Pro ukázkou uvádím příklad výpočtu pro okruh OT9.

Rozdíl tlaků, který je třeba seškrtit:

$$\begin{aligned} \Delta p_{hl.v} - \left( \sum \Delta p_{zu} + \Delta p_{3V} + \Delta p_{VV} \right) &= 31954 - (15235 + 1172 + 7043) = \\ &= 8504 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Tato tlaková diference má být doškrcena při požadovaném průtoku  $78 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ . Jak bylo uvedeno, s ohledem na správnou funkci termostatického ventilu jsem se snažil maximální rozdíl tlaků doškrtit na regulačním šroubení. V tomto případě budu na šroubení doškrcovat  $5600 \text{ Pa}$  a na termostatickém ventilu zbylý rozdíl tlaků tedy  $2904 \text{ Pa}$ . S využitím vztahů (4.25) a (4.26) získám odpovídající  $k_{vs}$  a  $k_v$  hodnoty:

$$k_{vs,R\check{s}} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_o}{\Delta p_V}} = 0,079 \cdot \sqrt{\frac{100}{5,6}} = 0,33 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}, \quad (4.25)$$

$$k_{v,TRV} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_o}{\Delta p_V}} = 0,079 \cdot \sqrt{\frac{100}{2,904}} = 0,464 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}. \quad (4.26)$$

Podle těchto hodnot nyní mohou z tabulek Tab. 4.2 a Tab. 4.1 odečíst hodnoty přednastavení termostatického ventilu a regulačního šroubení. Určené hodnotě  $k_{vS,RŠ}$  odpovídá v tabulce Tab. 4.1 přednastavení 0,5 respektive půl otáčky na regulačním šroubení. Hodnotě  $k_{v,TRV}$  odpovídá v tabulce Tab. 4.2 přednastavení 5. Hodnoty přednastavení pro armatury ostatních okruhů jsou uvedeny v Tab. 4.4 [P7].

Tab. 4.4 Hydraulické vyvážení soustavy [P7]

Hydraulické vyvážení soustavy																			
Okruh OT	$m_{OT}$ [kg·h <sup>-1</sup> ]	$\Sigma \Delta p_{su}$ [Pa]	$\Delta p_{TRV,OT}$ [Pa]	$\Delta p_{RŠ1}$ [Pa]	$\Delta p_{RŠ2}$ [Pa]	$\Delta p_{3V}$ [Pa]	$\Delta p_{VV}$ [Pa]	$\Delta p_C$ [Pa]	$\Delta p_{HIV} - (\Sigma \Delta p_{su} + \Delta p_{VV})$ [Pa]	$\Delta p_V$ [Pa] TRV, OT	$\Delta p_V$ [Pa] RŠ1	$\Delta p_V$ [Pa] RŠ2	$k_{v,TRV}$	$k_{vS,RŠ1}$	$k_{vS,RŠ2}$	Nastavení pozice TRV	Počet otáček RŠ1	Počet otáček RŠ2	
1	91,72	10 539	1532			1172	7043	20 287	13 199		11 320			0,28				1	
2	55,76	14 276	498	142		1172	7043	23 131	9 462	6 562	2 900		0,220	0,33			3	0,5	
3	113,83	19 785	2074	590		1172	7043	30 665	3 953	3 353	600		0,629	1,49			6	-	
4	101,19	20 342	1639	466		1172	7043	30 662	3 396	2 496	900		0,648	1,08			6	3	
<b>5</b>	<b>181,55</b>	<b>16 962</b>	<b>5275</b>	<b>1501</b>		<b>1172</b>	<b>7043</b>	<b>31 954</b>	<b>0</b>								<b>6</b>	<b>-</b>	
6	45,34	16 979	329	94		1172	7043	25 618	6 759	4 859	1 900		0,208	0,33			3	0,5	
7	75,80	17 605	920	262		1172	7043	27 002	6 133	1 133	5 000		0,721	0,34			6	0,5	
8	36,14	13 487	209	59	64	1172	7043	22 035	10 251	1 151	1 200	7 900	0,341	0,33	0,13		4	0,5	0,5
9	78,04	15 235	975	277		1172	7043	24 702	8 504	2 904	5 600		0,464	0,33			5	0,5	
10	52,83	16 930	447	127		1172	7043	25 720	6 808	4 208	2 600		0,261	0,33			3	0,5	
11	52,83	17 278	447	127		1172	7043	26 067	6 460	3 860	2 600		0,272	0,33			4	0,5	
12	108,93	10 067	1899	540		1172	7043	20 722	13 671	2 671	11 000		0,675	0,33			6	0,5	
13	37,94	10 830	154	66	70	1172	7043	19 335	12 908	2 858	1 350	8 700	0,227	0,33	0,13		3	0,5	0,5
14	37,94	11 000	154	66	70	1172	7043	19 505	12 738	2 688	1 350	8 700	0,234	0,33	0,13		3	0,5	0,5

## 5. Návrh oběhového čerpadla

Jak již bylo uvedeno, pro budovu která je předmětem této práce, je navržen nucený oběh vody. Soustava s nuceným oběhem nám díky dopravnímu tlaku čerpadla umožňuje volit vyšší rychlosti proudění, čímž vycházejí menší jmenovité světlosti potrubí a náklady na materiál i montáž se tak výrazně snižují. Čerpadlo je však závislé na elektrické energii a s ohledem na minimalizaci její spotřeby bychom měli dbát na správný návrh oběhového čerpadla. Obecně se volí čerpadla příliš velká, což je spojeno s promarněnou energií a s hlukovými projevy. K určení dopravního tlaku čerpadla se používá několik metod [8].

Vhodná volba čerpadla, která zajišťuje optimální provozování otopné soustavy, je pomocí pracovního bodu. Pracovní bod je určen požadovaným průtokem otopnou soustavou a tlakovou ztrátou hlavní větve potrubní sítě. Soustava čerpadlo – potrubní síť pracuje vždy s pracovním bodem, který je dán průsečíkem charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubní sítě. Charakteristika čerpadla je křivka udávající závislost dopravního tlaku čerpadla na dopravním množství čerpadla, kterou udává výrobce čerpadla. Charakteristika potrubní sítě je pak závislost tlakové ztráty na průtoku sítě vyjádřená exponenciální funkcí [8].

Naším cílem je tedy vybrat takové oběhové čerpadlo, aby pracovní bod ležel na jeho charakteristice. Přípustná odchylka od jmenovitého průtoku je  $\pm 15\%$ . Toto platí především pro oběhová čerpadla, která nejsou regulovatelná, nebo regulace není plynulá a lze nastavit zpravidla pouze 3 stupně otáček. V dnešní době hojně využívaná oběhová čerpadla obsahují frekvenční měnič a umožňují tak plynulou změnu otáček a regulaci dle tlakové diference  $\Delta p$ . Takovýto způsob regulace lze s výhodou využít v kombinaci s místní regulací termostatickými ventily na otopných tělesech. Pokud ventily zavírají, průtok se zmenšuje a pracovní bod se posouvá po charakteristice čerpadla. To u neregulovaného čerpadla zapříčiní, že pracuje s vyšším dopravním tlakem. Elektronicky řízené čerpadlo je však schopno tlakovou diferencí regulovat tak, že dopravní tlak čerpadla zůstane konstantní (případ regulace  $\Delta p - c$ ). Dle provozního bodu a typu čerpadla je tak možné s elektronicky regulovaným čerpadlem oproti čerpadlu bez elektronické regulace ušetřit až 50 % energie. Pro tato čerpadla je důležité, aby pracovní bod ležel v pracovní oblasti oběhového čerpadla. Hlavními způsoby regulace elektronicky řízených čerpadel jsou [8]:

- Regulace na konstantní dopravní tlak ( $\Delta p - c$ )
- Regulace na variabilní dopravní tlak ( $\Delta p - v$ )
- Regulace podle teploty ( $\Delta p - T$ )

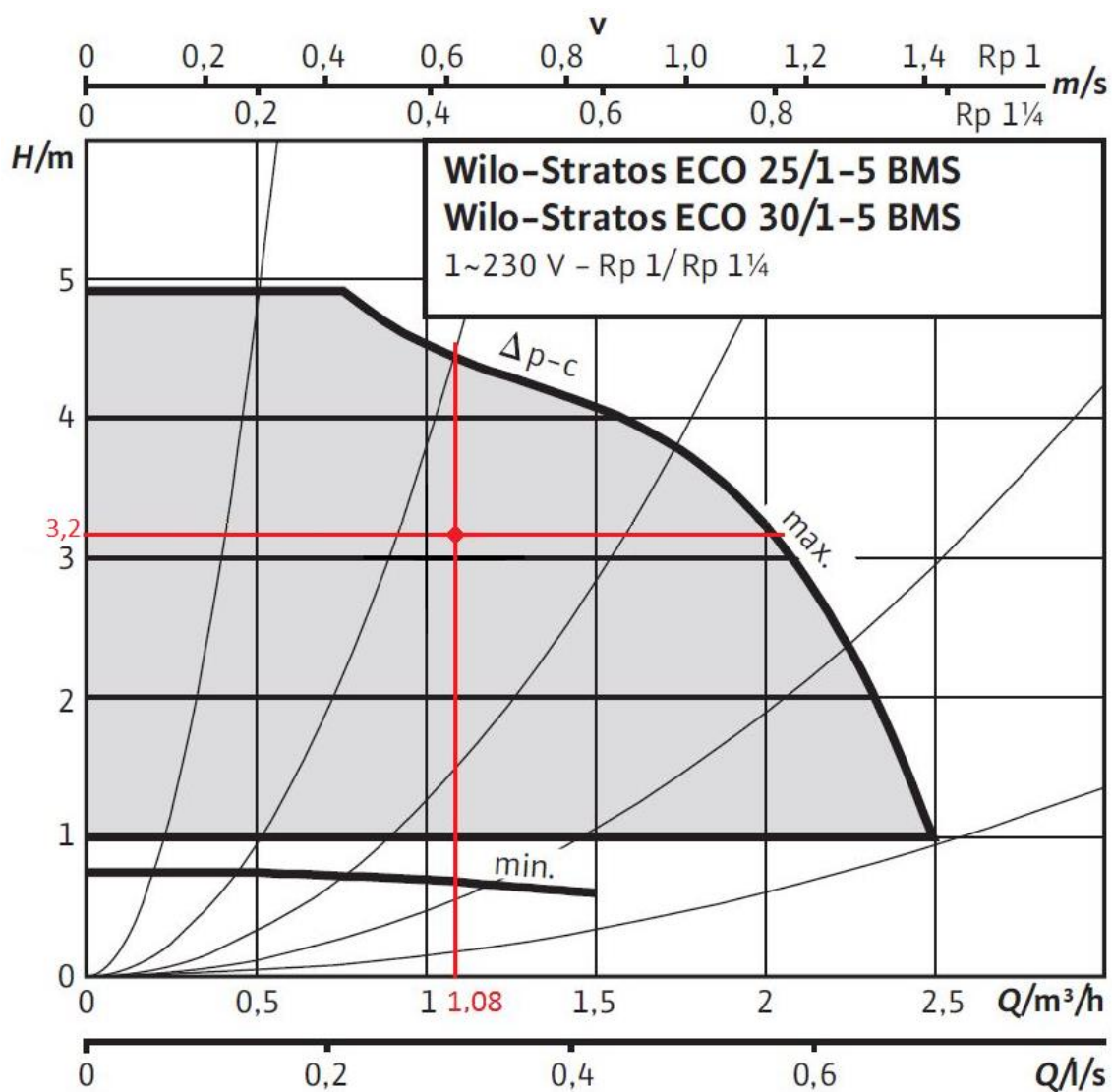
Pro otopnou soustavu jsem navrhl oběhové čerpadlo Wilo-Stratos ECO 25/1-5 BMS [P18]. Hlavními kritérii pro návrh čerpadla byla možnost regulace na konstantní dopravní tlak ( $\Delta p-c$ ) a vhodná poloha pracovního bodu v pracovní oblasti čerpadla. Charakteristika oběhového čerpadla se zakresleným pracovním bodem je na Obr. 5.1.

Pro zakreslení pracovního bodu je třeba znát tlakovou ztrátu hlavní větve  $\Delta p_{hl.v} = 3,95$  kPa a potřebné dopravní množství čerpadla  $\dot{V}$ . To jsem vypočetl z celkového potřebného přenášeného tepelného výkonu dle vztahu:

$$\dot{V} = \frac{Q}{\rho \cdot c \cdot \Delta t} = \frac{12434}{988 \cdot 4184 \cdot 10} \cdot 3600 = 1,083 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}, \quad (5.1)$$

kde

$Q$  přenášený tepelný výkon [W].



Obr. 5.1 Charakteristika  $\Delta p-c$  oběhového čerpadla Wilo-Stratos 25/1-5 BMS [P18]

## 6. Rozbor volby zdroje tepla pro vytápění

V dnešní době existuje poměrně mnoho možností, jak zajistit zásobení otopné soustavy tepelným výkonem potřebným k dosažení tepelné pohody obyvatel domu v průběhu otopného období. Pro vytápění rodinného domu dnes můžeme volit z řady zdrojů klasických a v poslední době stále častěji skloňovaných zdrojů alternativních. Při volbě zdroje tepla pro vytápění se snažíme docílit optimálního poměru mezi pořizovacími a provozními náklady. Ohled je však třeba dbát i na umístění vytápěného objektu a v neposlední řadě na požadavky investora. Mezi nejčastěji užívané zdroje tepla patří:

- Plynový kotel (plynový kondenzační kotel)
- Kotel na tuhá paliva
- Elektrokotel
- Tepelné čerpadlo

Plynový kotel, případně plynový kondenzační kotel, je pro svou vysokou účinnost a z toho plynoucí nízké provozní náklady častou volbou jako zdroj tepla pro vytápění. Další velkou výhodou je automatický provoz bez nutnosti zásahů provozovatele. Nutným předpokladem pro použití plynového kotle však je, aby u objektu byla zřízena přípojka plynu. V obci Zbraslavice, ve které je dům umístěn, však není plynofikace. Z tohoto důvodu nelze plynový kotel jako zdroj pro vytápění použít.

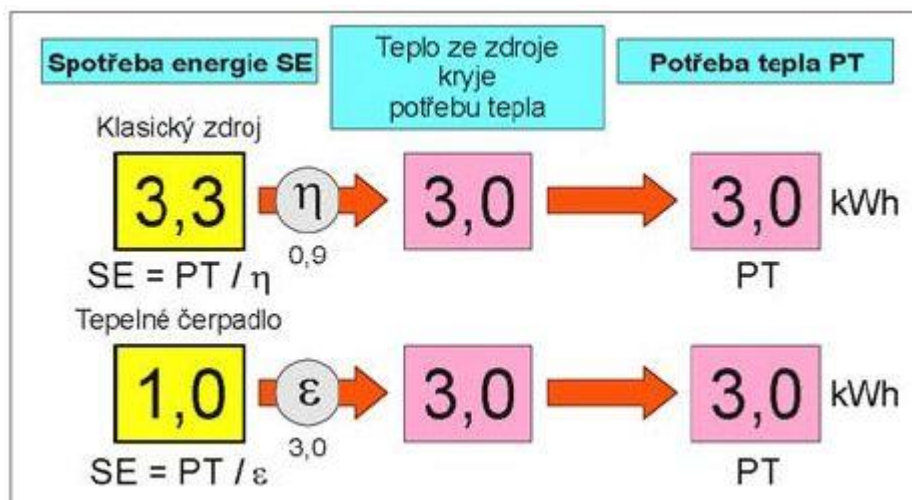
Použití elektrokotle je spojeno s mnoha výhodami. Pořizovací náklady na elektrokotel jsou nejnižší ze všech uvedených zdrojů tepla pro vytápění. Elektrokotel zajistí automatický chod a není třeba zřizovat odvod spalin. Nízké investiční náklady a ostatní výhody však sotva vynahradí vysoké provozní náklady plynoucí z ceny elektrické energie. Použití elektrokotle je tak ve většině případů ekonomicky nevýhodné řešení.

Moderní kotle na tuhá paliva se zásobníkem, podavačem a vhodnou regulací, již dokáží také zajistit částečně automatický provoz. Palivový zásobník je však třeba přesto pravidelně doplňovat a interval bez nutného zásahu provozovatele, se tak prodlouží pouze na několik dní. Nutným předpokladem pro provozování kotle na tuhá paliva je tak možnost skladování paliva a dále komín pro odvod spalin. Provoz kotle je také spojen s vynášením popela a s pravidelným čištěním prostor kotle. I v případě, že zanedbám jistý dis-komfort spojený s provozováním a údržbou kotle na tuhá paliva, nelze v případě předmětného domu tento zdroj tepla pro vytápění použít. Technická místnost, ve které bude zdroj tepla umístěn, není vybavena komínem pro odvod spalin a v domě nejsou řešeny prostory pro skladování paliva.



Poslední možností pro vytápění domu je tepelné čerpadlo. Tepelné čerpadlo (TČ) je jedním z představitelů alternativních zdrojů energie. Jeho využití jako zdroj tepla pro vytápění je zpravidla spojeno s vysokou vstupní investicí, ale velmi nízkými provozními náklady oproti klasickým zdrojům tepla. Příklad energetické relace v objektu s klasickým zdrojem tepla a tepelným čerpadlem, je zobrazena na Obr. 6.1. Tepelné čerpadlo zajišťuje plně automatický provoz a není třeba zřizovat odvod spalin. Další nespornou výhodou tohoto zdroje vytápění je jeho ekologičnost. TČ využívá nízko-potencionální teplo, které je obnovitelným a tedy ekologickým energetickým zdrojem.

S ohledem na zmíněné výhody a nevýhody jednotlivých zdrojů tepla a reálné možnosti a umístění domu, volím jako zdroj tepla pro vytápění tepelné čerpadlo.

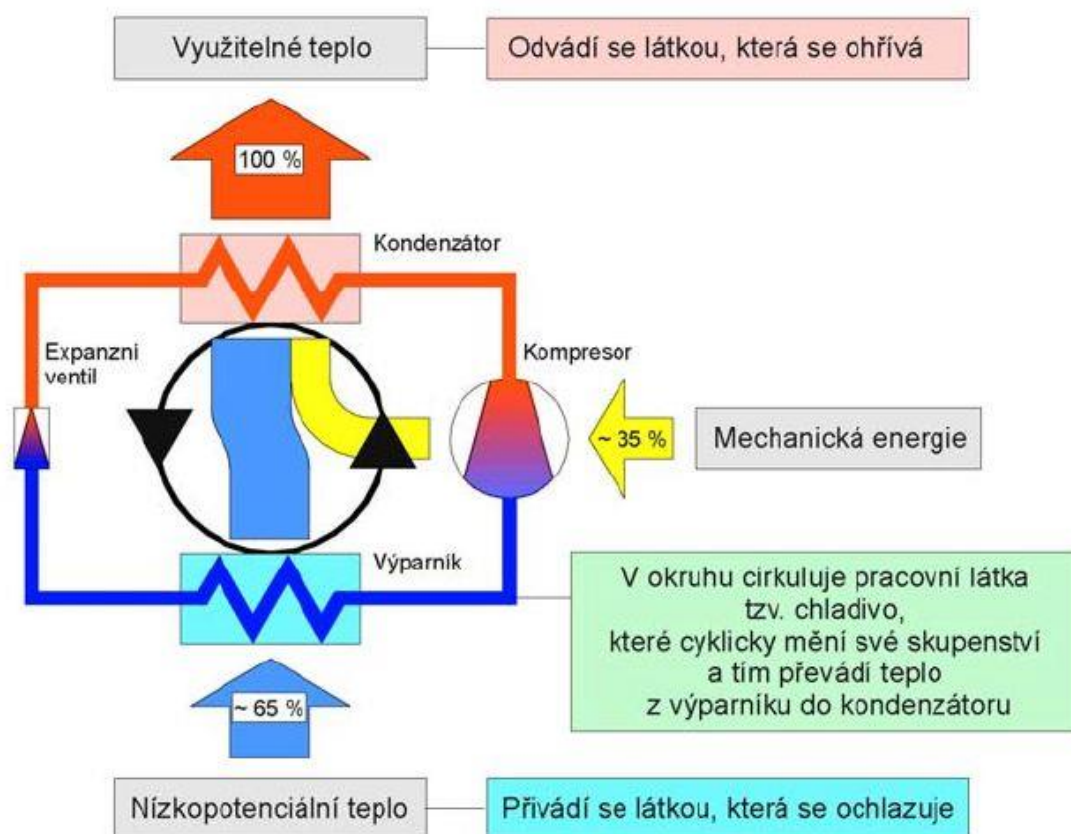


Obr. 6.1 Energetická relace v objektu s klasickým zdrojem a tepelným čerpadlem [10]

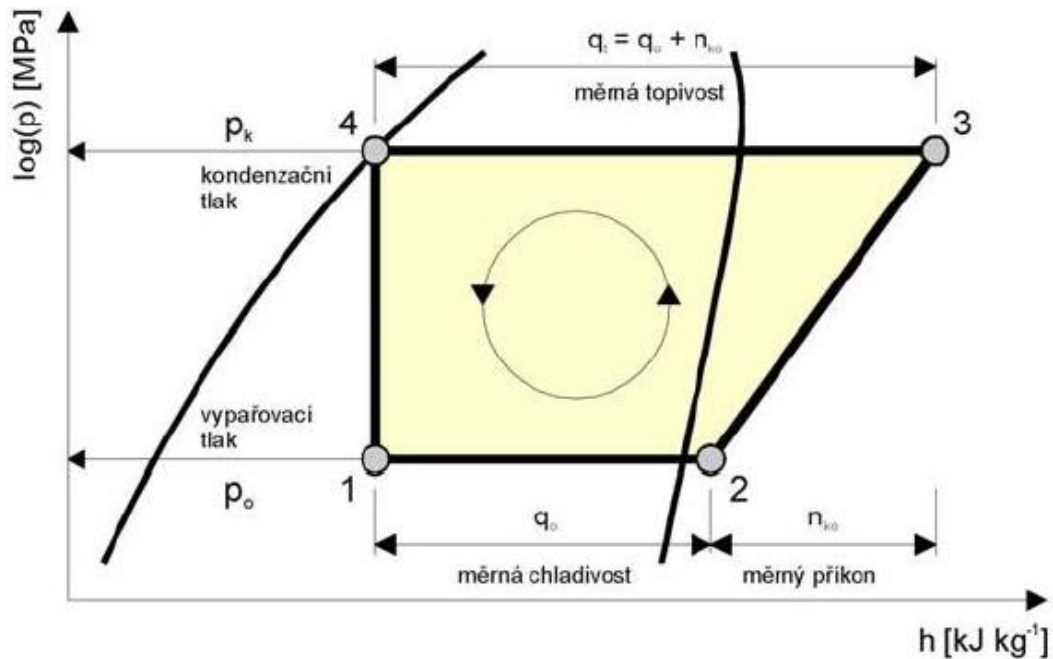
## 6.1. Tepelné čerpadlo

Tepelné čerpadlo využívá teplo obsažené v okolním vzduchu, zemi nebo podzemní či povrchové vodě. Toto teplo je vzhledem ke své nízké teplotě běžným způsobem nevyužitelné. Pomocí TČ však může být převedeno na teplo s teplotou natolik vysokou, že pak lze využít pro vytápění [10].

Tepelné čerpadlo pracuje na základě levotočivého parního oběhu, který je zobrazen v Mollierově pracovním diagramu na Obr. 6.3. Zjednodušeně TČ pracuje tak, že v jednom výměníku tepla odebírá určité množství tepelné energie z okolí na nízké teplotní úrovni a v druhém výměníku předává již „zhodnocenou“ tepelnou energii na teplotní úrovni využitelné pro konkrétní požadované účely, v našem případě pro vytápění. Energie je mezi výměníky tepla převáděna změnami skupenství cirkulující pracovní látky. Schéma tepelného čerpadla je zobrazeno na Obr. 6.2 [10].



Obr. 6.2 Schéma tepelného čerpadla [10]



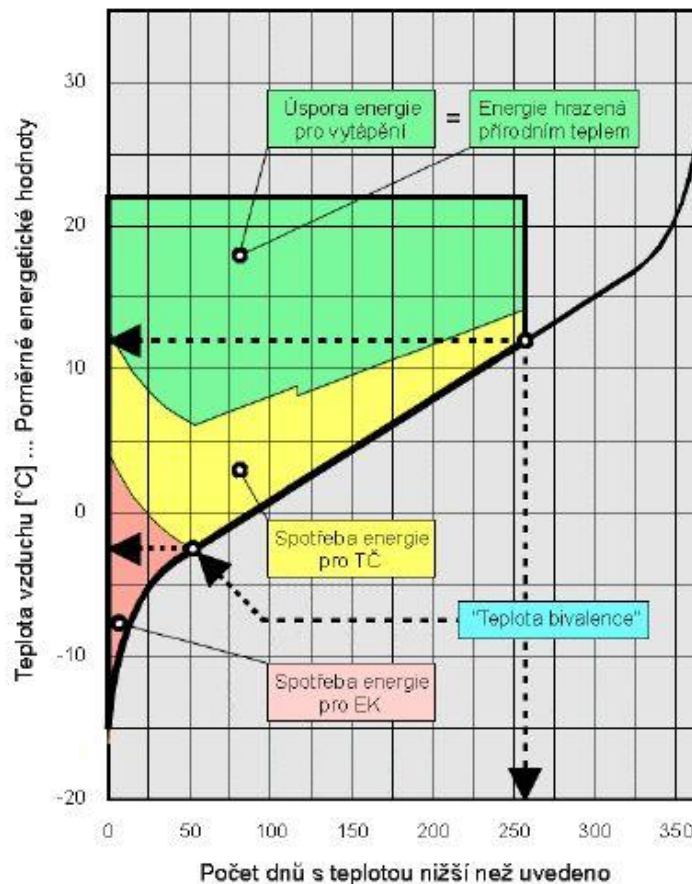
Obr. 6.3 Levotočivý parní oběh [10]

Jak již bylo uvedeno, tepelné čerpadlo dokáže využívat různé zdroje nízko-potencionálního tepla (NPT). Dle použitého zdroje NPT se tepelná čerpadla zpravidla dělí, nebo označují. Nejobvyklejší zdroje NPT jsou:

- Venkovní vzduch – čerpadla „vzduch-voda“
- Geotermální teplo – čerpadla „země-voda“
- Podzemní voda – čerpadla „voda-voda“
- Povrchová voda – zpravidla nestandardní čerpadla, nebo řešení

Jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo jsem zvolil venkovní vzduch. Tento zdroj tepla je nejsnáze přístupný a prakticky neomezený. Často uváděnou nevýhodou TČ „vzduch-voda“ je, že s poklesem teploty vzduchu v průběhu otopného období se snižuje i topný výkon a topný faktor tepelného čerpadla. Z tohoto důvodu jsou často vyzdvihována TČ „země-voda“ u kterých se mnohdy uvádí, že teplota země v dostatečné hloubce pod povrchem je podstatně vyšší než teplota okolního vzduchu a to zejména v nejchladnějším období. Toto konstatování však není objektivní. Odvod tepla ze země je spojen s vychlazováním masivu kolem kolektoru, a proto je teplota NPT odebíraného ze země vyšší než teplota okolního vzduchu jen krátkou část otopného období. Střední teplota vzduchu v průběhu otopného období je ve skutečnosti vyšší než teplota NPT odebíraného ze země. Kvalitní tepelná čerpadla „vzduch-voda“ a „země-voda“ jsou tak energeticky plně srovnatelná. Investiční náklady na TČ „vzduch-voda“ jsou však nižší, neboť odpadají náklady spojené se zemním kolektorem [10].

Jak již bylo uvedeno nevýhodou tepelného čerpadla, je vysoká vstupní investice. Pokud chceme tento nepříznivý fakt eliminovat, je třeba zdroj vhodně dimenzovat. Po většinu otopného období je potřeba menší topný výkon než výpočtový. Z tohoto důvodu se většinou používá tzv. bivalentní zapojení, kdy samotné tepelné čerpadlo hradí potřebu tepla jen do určité vnější teploty (teploty bivalence). Pod touto teplotou TČ spolupracuje s doplňkovým zdrojem tepla, zpravidla s elektrickou topnou patronou. Při bivalentním zapojení a dimenzování TČ na 60 až 75 % výpočtového topného výkonu kryje TČ více než 90 % potřeby tepla. Zbýlých 10 % pak kryje doplňkový zdroj tepla. Pro monovalentní zapojení (celou potřebu tepla kryje pouze TČ) by musel být výkon čerpadla vyšší o zhruba 50 %. Toto navýšení výkonu spojené s vysokými investičními náklady by bylo pouze kvůli krytí zbývajících 10 % potřeby tepla. Monovalentní zapojení je tak ekonomicky nevýhodné. Pro tepelné čerpadlo „vzduch-voda“ určené jako zdroj tepla pro vytápění domu jsem zvolil zapojení bivalentní-paralelní. Při tomto zapojení pod teplotou bivalence pracuje souběžně doplňkový zdroj tepla a TČ. Příklad energetické relace TČ „vzduch-voda“ při bivalentně-paralelním zapojení je uveden na Obr. 6.4 [10].



Obr. 6.4 Diagram četnosti teplot v průběhu roku - energetická relace pro TČ "vzduch-voda" [10]

Tepelné čerpadlo a otopnou soustavu je nutné hydraulicky oddělit. Toto rozdělení se realizuje prostřednictvím akumulčního zásobníku a umožňuje provozovat tepelné čerpadlo při stálých podmínkách. Díky tomu je zabráněno častému spínání, které snižuje životnost jak kompresoru (dynamické rázy), tak hnacího elektromotoru (proudové nárazy přehřívají vinutí). Četnost spouštění by neměla být větší než 3 až 4 za hodinu. Nejmenší mezní náplň teplotnosné látky v systému podílející se na převodu tepla mezi zdrojem a otopnou soustavou, tak aby byla zajištěna požadovaná četnost spínání TČ, vychází ze vztahu [2] [10]:

$$V_{aku} = cca\ 15 \cdot Q_{zdr} , \quad (6.1)$$

kde

$V_{aku}$       minimální akumulovaný objem otopné vody [l];

$Q_{zdr}$       výkon tepelného čerpadla [kW];

$cca\ 15$       výpočtová (a rozměrová) konstanta [l.kW<sup>-1</sup>].

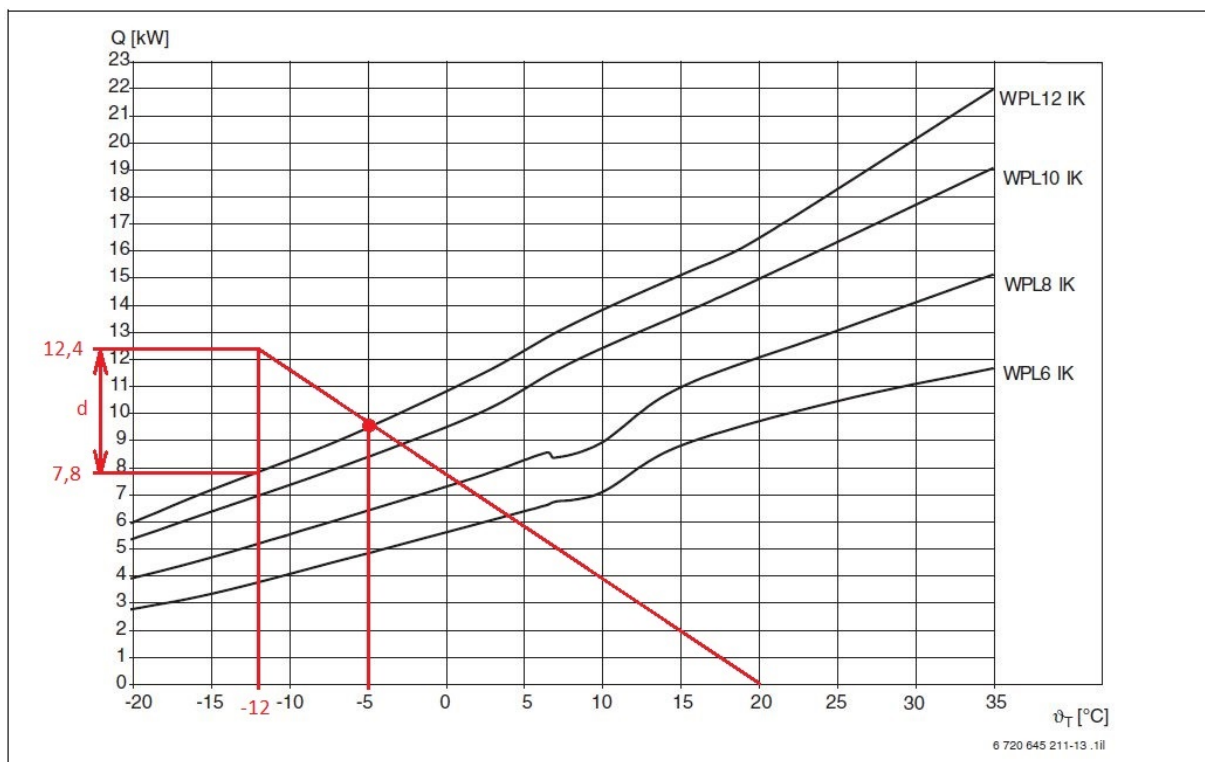
V případě nedostatečného množství vody v otopné soustavě, je nutné systém doplnit o zmiňovaný akumulční zásobník, který svým objemem kryje potřebný rozdíl.

Při použití TČ „vzduch-voda“ má dostatečné množství teplotnosné látky v soustavě své opodstatnění i z dalšího důvodu. Při teplotách vzduchu pod bodem mrazu dochází ke kondenzaci vzdušné vlhkosti na výparníku a důsledkem toho k jeho namrzání. Jednou z možností odtávání výparníku je reverzace chodu TČ. Potřebné teplo pro odtávání se tak odebírá z vytápěného objektu a v případě nedostatečného množství vody v otopné soustavě by v systému docházelo k nežádoucímu velkému ochlazení [10].

Jako zdroj vytápění jsem tak navrhl kompaktní tepelné čerpadlo pro vnitřní instalaci „vzduch-voda“ Logatherm WPL 12 IK firmy Buderus o topném výkonu 11,9 kW a topném faktoru 3,4 COP při A2/W35. Tepelné čerpadlo má integrovaný trojcestný přepínací ventil pro přípravu teplé vody, modulační oběhové čerpadlo, přepouštěcí ventil, elektrickou topnou patronu pro podporu vytápění o výkonu 9 kW, expanzní nádobu o objemu 24 litrů, tlakoměr, odvzdušňovací ventil a pojistný ventil s otevíracím přetlakem 300 kPa. Součástí tepelného čerpadla je také integrovaný akumulční zásobník o objemu 80 litrů [P19].

Při návrhu výkonu tepelného čerpadla jsem postupoval dle doporučení a podkladů [P19] výrobce TČ a to na základě bodu bivalence. Výrobce čerpadla doporučuje pro oblasti s vnější výpočtovou teplotou -12 °C body bivalence -3 až -6 °C. Dle uvedeného postupu výrobcem jsem do charakteristik tepelných čerpadel zanesl zjednodušenou charakteristiku průběhu potřeby

tepla a následně jsem zvolil tepelné čerpadlo, které nejlépe odpovídalo plánovanému bodu bivalence. V doporučeném rozsahu bodu bivalence -3 až -6 °C jsem volil mezi dvěma výkonovými stupni TČ. Vzhledem k tomu, že výrobce udává charakteristiky tepelných čerpadel pouze při výstupní teplotě vody 50 °C, reálný výkon při 55 °C výstupní teploty vody bude o něco nižší. S ohledem na tuto skutečnost jsem zvolil TČ s vyšším výkonem resp. nižším bodem bivalence odpovídajícím teplotě -5 °C. Uvedený postup je znázorněn na Obr. 6.5. Výkon označený jako  $d$  ( $d = 4,6$  kW) odpovídá potřebnému dodatečnému výkonu při nominálních podmínkách. Tento tepelný výkon bude dodávat integrovaná elektrická topná patrona o výkonu 9 kW.



Obr. 6.5 Výkonové charakteristiky tepelných čerpadel Logatherm WPL při výstupní teplotě 50 °C - návrh tepelného čerpadla [P19]

Dále bylo třeba zkontrolovat minimální akumulovaný objem otopné vody  $V_{aku}$  pro zajištění spolehlivého chodu a vysoké životnosti TČ. Kontrolu jsem provedl dle vztahu (6.1):

$$V_{aku} = cca 15 \cdot Q_{zdr} = 15 \cdot 11,9 = 178,5 \text{ l.} \quad (6.2)$$

Vzhledem k tomu, že objem vody v otopné soustavě (včetně integrovaného akumulárního zásobníku v TČ)  $V_o = 209$  l, není nutné do systému doplňovat další akumulární zásobník.

## 7. Pojistné a zabezpečovací zařízení

Pojistné a zabezpečovací zařízení slouží k ochraně zdroje tepla proti překročení maximálního dovoleného přetlaku a zabezpečení otopné soustavy proti náhlým změnám teploty, potažmo tlaku. Návrh těchto zařízení podléhá normě ČSN 06 0830 „Tepelné soustavy v budovách - Zabezpečovací zařízení“.

### 7.1. Pojistné zařízení

Pojistné zařízení jistí zdroj tepla proti překročení maximálního dovoleného přetlaku v otopné soustavě. Jako pojistné zařízení se používají především pružinové pojistné ventily. Pojistný ventil je umístěn na konci tzv. pojistného úseku, který musí být co nejkratší a nesmí v něm být žádná uzavírací armatura. Pojistným a zároveň zabezpečovacím zařízením je pak otevřená expanzní nádoba [7].

Kompaktní tepelné čerpadlo použité jako zdroj tepla pro vytápění v tomto domě má v sobě již pojistný ventil integrován. Otevírací přetlak  $p_{OT}$  pojistného ventilu jistícího toto tepelné čerpadlo je 300 kPa. Za jeho správný návrh je plně zodpovědný výrobce tepelného čerpadla a výpočet z mé strany tedy není nutný.

### 7.2. Návrh zabezpečovacího zařízení

Zabezpečovací zařízení zabezpečuje otopnou soustavu proti náhlým změnám teplot potažmo tlaků. Mezi zabezpečovací zařízení patří expanzní nádoby a automatické expanzní zařízení. Expanzní nádoby dělíme na otevřené a tlakové. Tlakové expanzní nádoby pak mohou být membránové nebo vakové [7].

Kompaktní tepelné čerpadlo má již v sobě expanzní nádobu obsaženu. Jedná se o tlakovou expanzní nádobu o objemu 24 litrů. V tomto případě je však potřeba zkontrolovat, zda pro tuto konkrétní otopnou soustavu bude expanzní nádoba o tomto objemu dostačující.

Výpočet objemu tlakové membránové expanzní nádoby vychází ze vztahu:

$$V_{et} = 1,3 \cdot V_o \cdot n \cdot \frac{1}{\eta}, \quad (7.1)$$

kde

$V_{et}$  objem tlakové expanzní nádoby [l, m<sup>3</sup>];

1,3 bezpečnostní součinitel;

$V_o$  objem vody v otopné soustavě [l, m<sup>3</sup>];

$n$  součinitel zvětšení objemu [-];

$\eta$  stupeň využití expanzní nádoby [-].

Stupeň využití expanzní nádoby je dán vztahem:

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}}, \quad (7.2)$$

kde

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

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

Příčemž platí:

$$p_{h,dov,A} = p_{ot,A}, \quad (7.3)$$

kde

$p_{ot,A}$  otevírací absolutní tlak pojistného ventilu [kPa].

Při výpočtu stupně využití expanzní nádoby musíme za tlaky dosazovat vždy v absolutních tlacích, tedy součtu přetlaku a absolutního tlaku. Nejnižší dovolený absolutní tlak je tak dán vztahem:

$$p_{d,dov,A} = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} + p_B, \quad (7.4)$$

kde

$\rho$  hustota vody = 1000 kg.m<sup>-3</sup>;

$g$  tíhové zrychlení = 10 m.s<sup>-2</sup>;

$h$  výška vodního sloupce od středu expanzní nádoby do nejvyššího místa otopné soustavy [m];

$p_B$  barometrický tlak = 100 kPa;

1,1 bezpečnostní součinitel pro plné zavodnění soustavy;

10<sup>-3</sup> přepočítání z Pa na kPa.



Při samotném návrhu expanzní nádoby jsem postupoval následujícím způsobem.

Nejprve bylo nutné určit objem vody v otopné soustavě  $V_o$ . Tento objem je roven součtu objemu vody obsažené v potrubní síti, v otopných tělesech a vody v tepelném čerpadle včetně akumulární nádoby. Objem vody v otopné soustavě tohoto rodinného domu  $V_o = 209$  litrů.

V dalším kroku jsem určil součinitel zvětšení objemu. Ten je vázán na maximální rozdíl teplot vody v otopné soustavě v průběhu otopného období. Maximální rozdíl teplot tedy vychází z projektovaných teplotních parametrů otopné soustavy dle vztahu:

$$\Delta t_{max} = t_{max} - t_{min} = 55 - 10 = 45 \text{ K}, \quad (7.5)$$

kde

$\Delta t_{max}$  maximální rozdíl teplot určující hodnotu součinitele zvětšení objemu  $n$  [K];

$t_{max}$  maximální projektovaná teplota v otopné soustavě [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$t_{min}$  minimální napouštěcí teplota otopné soustavy, u otopných soustav dosazujeme vždy  $10^{\circ}\text{C}$ .

Hodnotu součinitele zvětšení objemu  $n = 0,01413$  odpovídající hodnotě  $\Delta t_{max} = 45$  K, jsem odečetl ze závislosti součinitele zvětšení objemu („roztážnosti vody“) na rozdílu teplot [P9].

Otevírací přetlak pojistného ventilu instalovaného v tepelném čerpadle  $p_{ot} = 300$  kPa. Nejvyšší dovolený absolutní tlak jsem pak vypočetl dle vztahu (7.3) následujícím způsobem:

$$p_{h,dov,A} = p_{ot} + p_B = 300 + 100 = 400 \text{ kPa}. \quad (7.6)$$

Nejnižší dovolený absolutní tlak v otopné soustavě jsem vypočetl dle vztahu (7.4).

$$\begin{aligned} p_{d,dov,A} &= 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} + p_B = \\ &= 1,1 \cdot 1000 \cdot 10 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} + 100 = 138,5 \text{ kPa}. \end{aligned} \quad (7.7)$$

Stupeň využití expanzní nádoby  $\eta$  pak dle vztahu (7.2) vychází:

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}} = \frac{400 - 138,5}{400} = 0,654. \quad (7.8)$$

Objem expanzní nádoby se pak vypočte dle vztahu (7.1):

$$V_{et} = 1,3 \cdot V_o \cdot n \cdot \frac{1}{\eta} = 1,3 \cdot 209 \cdot 0,01413 \cdot \frac{1}{0,654} = 5,9 \text{ l}. \quad (7.9)$$

Jak bylo uvedeno výše v tepelném čerpadle použitém jako zdroj tepla pro tuto otopnou soustavu, je integrována tlaková expanzní nádoba o objemu 24 l. Z výše uvedeného kontrolního výpočtu vyplývá, že objem expanzní nádoby je dostačující a není tak třeba pro zabezpečení otopné soustavy další expanzní nádobu dodávat.

## 8. Závěr

Cílem této práce bylo posouzení tepelně-technických vlastností rodinného domu dle současných norem a návrh případných opatření při nedosažení potřebných hodnot. Dalším bodem pak bylo navržení optimální otopné soustavy a zdroje tepla.

Pro posouzení tepelně technických vlastností objektu, bylo třeba nejprve spočítat součinitele prostupu tepla všech stavebních konstrukcí, a ty následně porovnat s hodnotami, které stanovuje norma ČSN 73 0540-2. Posuzovaný objekt je postaven z kvalitních moderních materiálů s dobrými tepelně-technickými vlastnostmi. Obvodový plášť domu je zateplen fasádním polystyrenem o dostatečné tloušťce a celý dům je osazen moderními okny s izolačními trojskly. Všechny stavební konstrukce tak s dostatečnou rezervou splnily normativní požadavky a nebylo třeba provádět žádná dodatečná opatření pro zlepšení tepelně-technických parametrů tohoto rodinného domu.

Na základě vypočtených tepelně-technických vlastností jednotlivých stavebních konstrukcí, byly dle normy ČSN EN 12831 vypočteny celkové tepelné ztráty jednotlivých místností a celého objektu. Celková tepelná ztráta respektive celkový potřebný tepelný výkon pro vytápění tohoto rodinného domu činí 10990 W. Na základě výpočtu tepelných ztrát byla následně navržena otopná tělesa pro jednotlivé místnosti a vhodný zdroj tepla pro vytápění.

V objektu byla použita moderní desková otopná tělesa RADIK v provedení ventil kompakt s integrovaným termostatickým ventilem pro regulaci tepelného výkonu tělesa. Otopná tělesa byla navržena a umístěna tak, aby bylo pokud možno dosaženo vhodného mísení chladných proudů s teplými konvekčními proudy z těles, a nevznikala tak místa lokální tepelné nepohody. Dalším aspektem pro volbu a umístění otopných těles byla snaha co nejméně narušit interiér objektu. Pro obývací místnost v prvním nadzemním podlaží domu (místnost 104) bylo zvoleno moderní designové otopné těleso KORATHERM VERTIKAL – M, umístěné mezi dvě francouzská okna se vstupy na terasu. Moderní design tohoto tělesa vhodně doplňuje „reprezentativní“ účely tohoto prostoru. Jeho čelní plocha zvýrazňující sálavou složku tepla zároveň pomáhá navozovat pocit tepelné pohody. Toto otopné těleso včetně způsobu umístění je zobrazeno na Obr. 8.1. Celkový instalovaný tepelný výkon otopných těles v domě je 12430 W.

Pro rozvod otopné vody od zdroje tepla k otopným tělesům bylo zvoleno měděné potrubí příslušných dimenzí opatřené nálevkovou teplenou izolací. S ohledem na minimální narušení

interiéru bude potrubí vedeno v podlaze a otopná tělesa budou připojena pomocí regulačních šroubení v přímém provedení.

Pro správnou funkci otopné soustavy bylo třeba spočítat tlakové ztráty všech úseků potrubní sítě a celou otopnou soustavu hydraulicky vyvážit. Doregulování potřebné tlakové difference bylo provedeno pomocí přednastavení regulačních šroubení a integrovaných termostatických ventilů. Na tlakovou ztrátu hlavní větve bylo následně navrženo moderní oběhové čerpadlo Wilo-Stratos 25/1-5-BMS v režimu regulace  $\Delta p-c$ .

Jako zdroj tepla pro vytápění rodinného domu bylo zvoleno kompaktní tepelné čerpadlo vzduch-voda Logatherm WPL 12 IK pro vnitřní umístění od firmy Buderus. Tepelné čerpadlo bude svým výkonem krýt potřebný tepelný výkon pro vytápění po většinu otopného období. Při poklesu venkovní teploty pod bod bivalence, pak bude dodatečný potřebný výkon dodávat elektrická topná patrona integrovaná v tepelném čerpadle. Vzhledem k bezobslužnosti a ekonomické efektivitě bude tepelné čerpadlo vhodným a zároveň ekologickým zdrojem tepla pro vytápění tohoto moderního rodinného domu.



*Obr. 8.1 Designové otopné těleso KORATHERM VERTIKAL – M [P14]*

## 9. Seznam použité literatury

- [1] ELCNER, Jakub. *Porovnání výpočtu tepelných ztrát dle ČSN 06 0210 a ČSN EN 12831* [online]. Brno, 2008 [cit. 2015-03-24]. Dostupné z:  
[http://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=5958](http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5958).  
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.  
Vedoucí práce Ing. Jan Košner, Ph.D.
- [2] *Oborový informační portál TZB-info* [online]. 2015 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:  
<http://www.tzb-info.cz/>
- [3] NOVÝ, Richard. *Technika prostředí*. Vyd. 2., přeprac. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2006, 267 s. ISBN 80-010-3492-5.
- [4] BAŠTA, Jiří a Roman VAVŘIČKA. *Otopné plochy: cvičení*. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005, 109 s. ISBN 80-010-3344-9.
- [5] ČSN 73 0540-2: Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky, 2011
- [6] ČSN EN 12831: Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu, 2005
- [7] 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 978-80-02-02064-6.
- [8] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-010-2808-9.
- [9] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. VŠB-TU Ostrava, 2002. Dostupné také z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>
- [10] PETRÁK, Jiří a Miroslav PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: České vysoké učení technické, Fakulta strojní, 2004, 245 s. ISBN 80-010-3126-8.

## 10. Seznam obrázků

Obr. 3.1 Zobrazení vektorů rychlostí proudění vzduchu ve vertikálním řezu místností uprostřed délky otopného tělesa [2] .....	33
Obr. 3.2 Opravný součinitel na umístění otopného tělesa v prostoru [4].....	33
Obr. 4.1 Moody-Colebrook diagram [9] .....	44
Obr. 4.2 Návrhový diagram pro určení přednastavení integrovaných TRV u otopných těles RADIK VENTIL KOMPAKT [P12] .....	49
Obr. 5.1 Charakteristika $\Delta p$ -c oběhového čerpadla Wilo-Stratos 25/1-5 BMS [P18].....	55
Obr. 6.1 Energetická relace v objektu s klasickým zdrojem a tepelným čerpadlem [10] .....	57
Obr. 6.2 Schéma tepelného čerpadla [10] .....	58
Obr. 6.3 Levotočivý parní oběh [10].....	59
Obr. 6.4 Diagram četnosti teplot v průběhu roku - energetická relace pro TČ "vzduch-voda" [10] .....	60
Obr. 6.5 Výkonové charakteristiky tepelných čerpadel Logatherm WPL při výstupní teplotě 50 °C - návrh tepelného čerpadla [P19].....	62
Obr. 8.1 Designové otopné těleso KORATHERM VERTIKAL – M [P14].....	68

## 11. Seznam tabulek

Tab. 1.1 Popis lokality a umístění budovy .....	14
Tab. 2.1 Složení stavební konstrukce - Obvodová stěna.....	18
Tab. 2.2 Porovnání tepelně technických vlastností stavebních konstrukcí s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011 [P1].....	19
Tab. 2.3 Porovnání tepelně technických vlastností výplní otvorů s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011 [P1].....	20
Tab. 2.4 Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty místnosti 101 .....	29
Tab. 4.1 Tabulka pro určení přednastavení regulačního šroubení Verafix-VKE [P13].....	50
Tab. 4.2 Tabulka pro určení přednastavení integrovaných TRV u otopných těles RADIK VENTIL KOMPAKT [P12].....	51
Tab. 4.3 Výpočet celkové tlakové ztráty okruhu OT5 .....	51
Tab. 4.4 Hydraulické vyvážení soustavy [P7].....	53

## 12. Seznam příloh

Označení	Typ	Název
[P1-10]	výpočty	Výpočty BP
[P11]	technický list	Stropní systém POROTHERM
[P12]	technický list	KORADO RADIK
[P13]	technický list	Verafix - VKE
[P14]	technický list	KORATHERM VERTIKAL
[P15]	technický list	ARMATURA HM
[P16]	technický list	MIRELON PRO
[P17]	technický list	Verafix – přímé RŠ
[P18]	technický list	Oběhové čerpadlo
[P19]	technický list	TČ – Logatherm WPL - Buderus



### **13. Seznam výkresové dokumentace**

<b>Označení</b>	<b>Název</b>	<b>Číslo výkresu</b>
[V1]	1NP – Otopná soustava	10-BP-2015-1
[V2]	2NP – Otopná soustava	10-BP-2015-2
[V3]	Rozvinuté schéma	10-BP-2015-3