



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

VELKOPLOŠNÉ SYSTÉMY VYTÁPĚNÍ A CHLAZENÍ

LARGE-AREA HEATING AND COOLING SYSTEMS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

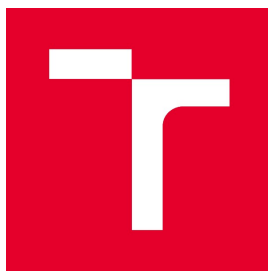
Bc. Vendula Kohlová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARCELA POČINKOVÁ, Ph.D.

BRNO 2022



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3608T001 Pozemní stavby
Pracoviště	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student	Bc. Vendula Kohlová
Název	Velkoplošné systémy vytápění a chlazení
Vedoucí práce	Ing. Marcela Počinková, Ph.D.
Datum zadání	31. 3. 2021
Datum odevzdání	14. 1. 2022

V Brně dne 31. 3. 2021

prof. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu

prof. Ing. Miroslav Bajer, CSc.
Děkan Fakulty stavební VUT

PODKLADY A LITERATURA

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

ZÁSADY PRO VYPRACOVÁNÍ

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení

Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Aktuální technická řešení v praxi

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)

Experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)

Řešení využívající výpočetní techniku a modelování

B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení

Návrh technického řešení ve 2 variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů) v rozpracovanosti projektu pro stavební povolení: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva.

Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.;

C. Experimentální řešení a zpracování výsledků - Experiment realizovaný v laboratoři nebo sledování provozu vybraného systému či prvku v reálné budově postihující dílčí část zadané problematiky.

STRUKTURA DIPLOMOVÉ PRÁCE

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část závěrečné práce zpracovaná podle platné Směrnice VUT "Úprava, odevzdávání a zveřejňování závěrečných prací" a platné Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání a zveřejňování závěrečných prací na FAST VUT" (povinná součást závěrečné práce).
2. Přílohy textové části závěrečné práce zpracované podle platné Směrnice VUT "Úprava, odevzdávání, a zveřejňování závěrečných prací" a platné Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání a zveřejňování závěrečných prací na FAST VUT" (nepovinná součást závěrečné práce v případě, že přílohy nejsou součástí textové části závěrečné práce, ale textovou část doplňují).

Ing. Marcela Počinková, Ph.D.
Vedoucí diplomové práce

Abstrakt

Cílem diplomové práce je navrhnout vytápění a chlazení v administrativní budově a předváděcí hale. Teoretická část se zabývá velkoplošnými systémy vytápění a chlazení. Jsou zde popsány druhy těchto systémů a jejich výhody a nevýhody. Praktická část je věnována návrhu vytápění a chlazení v zadané administrativní budově a předváděcí hale. V této části jsou řešeny dvě varianty návrhu. První varianta uvažuje použití tepelného čerpadla jako zdroje tepla a chladu. Ve druhé variantě řešení je použit jako zdroj tepla plynový kondenzační kotel a jako zdroj chladu chiller. Experimentální část se zabývá měřením vlastností jednoho stropního panelu. Hlavním úkolem bylo stanovení chladicího výkonu stropního panelu.

Klíčová slova

Tepelné čerpadlo, plynový kondenzační kotel, chiller, podlahové vytápění, fancoily, chladicí stropní panely, administrativní budova, předváděcí hala.

Abstract

The aim of the diploma thesis is to design heating and cooling in the office building and the showroom. The theoretical part deals with large-scale heating and cooling systems. The types of these systems and their advantages and disadvantages are described here. The practical part is devoted to the design of heating and cooling in the assigned office building and the showroom. In this part, two variants of the design are considered. The first variant considers the use of a heat pump as a source of heat and cold. In the second variant of the solution, a gas condensing boiler is used as a heat source and a chiller as a cold source. The experimental part deals with measuring the properties of one ceiling panel. The main task was to determine the cooling capacity of the ceiling panel.

Keywords

Heat pump, gas condensing boiler, chiller, underfloor heating, fan coils, cooling ceiling panels, office building, showroom.

Bibliografická citace

Bc. Vendula Kohlová *Velkoplošné systémy vytápění a chlazení*. Brno, 2021. 257 s., 81 s. příl.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických
zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Marcela Počinková, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY ZÁ- VĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané diplomové práce s názvem *Velkoplošné systémy vytápění a chlazení* je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 13. 1. 2022

Bc. Vendula Kohlová
autor práce

Poděkování

Ráda bych poděkovala paní Ing. Marcele Počinkové, PhD. za poskytnuté rady a za čas, který věnovala konzultacím. Dále bych chtěla poděkovat rodičům, kteří mě po celou dobu studia podporovali. Děkuji také Kryštofovi za podporu během dlouhých šesti let a za pomoc v \LaTeX .

Obsah

Úvod	21
Teoretická část	23
A1 Vytápění	24
A1.1 Obecné zásady návrhu při návrhu sálavých ploch	25
A1.2 Varianty provedení	25
A1.2.1 Trubky umístěné ve stropě	25
A1.2.2 Otopná plocha tvořená lamelami	26
A1.2.3 Otopná plocha ze sálavých desek	27
A1.2.4 Otopná plocha v dutém podhledu	28
A1.3 Povrchová teplota	29
A1.4 Tepelná pohoda	30
A1.4.1 Ovlivňující faktory	30
A1.4.2 Hodnocení tepelné pohody	31
A1.5 Výhody a nevýhody	33
A2 Chlazení	34
A2.1 Typy chladicích stropů	34
A2.1.1 Otevřené stropy	34
A2.1.2 Uzavřené stropy	35
A2.2 Výkony chladicích stropů	37
A2.3 Kondenzace	38
A2.4 Regulace systému	38
A2.5 Hydraulické zapojení	39
A2.5.1 Dvoutrubkový systém	39
A2.5.2 Třítrubkový systém	39
A2.5.3 Čtyřtrubkový systém	40
Praktická část	41
B1 Analýza objektu	42
B1.1 Vzduchotechnické zařízení	42
B1.2 Zdravotně technické instalace	43
B2 Výpočet součinitelů prostupu tepla	44
B3 Výpočet tepelných ztrát	54
B3.1 Tepelná ztráta prostupem	54

B3.2	Tepelná ztráta větráním	57
B3.3	Celková tepelná ztráta	58
B4	Výpočet tepelné zátěže	59
B4.1	Vnější tepelné zisky	59
B4.2	Vnitřní tepelné zisky	60
B4.3	Výpočet tepelných zisků	61
B5	Podlahové vytápění	64
B5.1	Postup návrhu podlahového vytápění	64
B5.2	Výpočet podlahového vytápění	66
B5.2.1	Podlahové vytápění v 1. NP	68
B5.2.2	Podlahové vytápění ve 2. NP	68
B5.2.3	Podlahové vytápění v předváděcí hale	70
B5.3	Ekvitemní křivky	71
B5.4	Postup hydraulického výpočtu	72
B5.5	Hydraulický výpočet	73
B5.6	Rozdělovače a sběrače pro otopné okruhy	74
B6	Materiály a uložení potrubí	77
B7	Vzduchová clona	79
	Varianta I.	82
B8	Teplá voda	83
B8.1	Potřeba teplé vody	83
B8.2	Příprava teplé vody	83
B8.3	Návrh zásobníku teplé vody	84
B9	Návrh zdroje tepla a chladu	87
B9.0.1	Návrh tepelného čerpadla	87
B9.0.2	Návrh bivalentního zdroje tepla	90
B9.0.3	Návrh akumulční nádrže	91
B10	Dimenzování potrubí pro vytápění	94
B11	Hydraulické seřízení soustavy	99
B11.1	Vyvažovací ventily	99
B11.2	Třícestné směšovací ventily	103
B11.3	Dvoucestné ventily	106
B11.4	Regulátor průtoku	107
B12	Oběhová čerpadla	109
B13	Zařízení v technické místnosti	117
B13.1	Rozdělovač a sběrač	117
B13.2	Expanzní nádoba	118
B13.2.1	Návrh expanzní nádoby	119

B13.3 Pojistné ventily	121
B13.3.1 Návrh pojistných ventilů pro variantu I.	121
B14 Větrání technické místnosti	123
B14.1 Větrání technické místnosti	123
B14.2 Tepelná bilance technické místnosti	124
B15 Roční potřeba tepla a paliva	126
B15.1 Roční potřeba tepla	126
B15.2 Roční spotřeba elektrické energie	129
Varianta II.	131
B16 Teplá voda	132
B16.1 Příprava teplé vody	132
B16.2 Návrh zásobníku teplé vody	133
B17 Návrh zdroje tepla a chladu	135
B17.1 Návrh plynových kotlů	135
B17.2 Návrh chilleru	136
B18 Dimenzování potrubí	138
B19 Hydraulické seřízení soustavy	141
B19.1 Vyvažovací ventily	141
B19.2 Třícestné směšovací a přepínací ventily	142
B20 Oběhová čerpadla	143
B21 Zařízení v technické místnosti	148
B21.1 Rozdělovač a sběrač	148
B21.2 Hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků	149
B21.3 Expanzní nádoba	150
B21.4 Pojistné ventily	151
B22 Odvod spalin	152
B23 Větrání technické místnosti	153
B23.1 Větrání technické místnosti	153
B23.2 Tepelná bilance technické místnosti	154
B24 Roční potřeba tepla a paliva	155
B24.1 Roční potřeba tepla a spotřeba energie	155
B24.2 Roční spotřeba zemního plynu	157
Chlazení	158
B25 Fancoily	159
B25.1 Posouzení odvlhčení vzduchu	161

B25.2	Regulační ventil	163
B25.3	Dimenzování rozvodů chlazení	165
B26	Chladicí stropy	169
B26.1	Zásady návrhu chladicího stropu	169
B26.2	Hydraulické vyvážení okruhů	172
B26.3	Dimenzování rozvodů	174
B26.4	Kondenzace	174
B27	Dimenzování rozvodů pro chlazení	176
B28	Izolace chladicích potrubí	178
B29	Hydraulické seřízení soustavy	180
B29.1	Vyvažovací ventily	180
B29.2	Třícestné směšovací ventily	180
B30	Oběhová čerpadla	182
B31	Zařízení pro chlazení v technické místnosti	186
B31.1	Zařízení ve variantě I.	186
B31.2	Zařízení ve variantě II.	186
B31.2.1	Expanzní nádoba pro chlazení	186
B31.2.2	Pojistný ventil pro chlazení	187
B32	Porovnání variant	189
C1	Technická zpráva - var. I.	191
Technická zpráva		191
C1.1	Úvod	191
C1.1.1	Umístění a popis objektu	191
C1.1.2	Popis provozu objektu	191
C1.2	Podklady pro zpracování	191
C1.2.1	Výkresová dokumentace	192
C1.2.2	Normy a vyhlášky	192
C1.2.3	Firemní podklady	192
C1.3	Tepelné ztráty a potřeba tepla	192
C1.3.1	Klimatické poměry	192
C1.3.2	Vnitřní návrhové teploty	193
C1.3.3	Tepelná bilance objektu	193
C1.3.4	Potřeba tepla a spotřeba elektrické energie	194
C1.4	Tepelné zisky	194
C1.4.1	Klimatické poměry	194
C1.4.2	Vnitřní návrhové teploty	194
C1.4.3	Tepelná bilance objektu	195
C1.5	Zdroj tepla a chladu	195
C1.6	Otopná soustava	195

C1.6.1	Popis otopné soustavy	195
C1.6.2	Rozvody	196
C1.6.3	Tepelná izolace	196
C1.6.4	Čerpací technika	197
C1.6.5	Plnění a vypouštění otopné soustavy	197
C1.6.6	Měření a regulace otopné soustavy	198
C1.6.7	Otopné plochy	198
C1.7	Příprava teplé vody	198
C1.8	Chladicí soustava	199
C1.8.1	Popis chladicí soustavy	199
C1.8.2	Rozvody	199
C1.8.3	Tepelná izolace	200
C1.8.4	Čerpací technika	200
C1.8.5	Měření a regulace chladicí soustavy	200
C1.8.6	Chladicí plochy	201
C1.9	Vzduchotechnika	201
C1.10	Všeobecné požadavky	201
C1.11	Požadavky na ostatní profese	202
C1.11.1	Stavební práce	202
C1.11.2	Zdravotechnika	202
C1.11.3	Elektroinstalace	202
C1.11.4	Měření a regulace	203
C1.12	Montáž a uvedení do provozu	203
C1.13	Ochrana zdraví a životního prostředí	204
C1.13.1	Vliv na životní prostředí	204
C1.13.2	Hospodaření s odpady	204
C1.14	Bezpečnost a požární ochrana	204
C1.14.1	Bezpečnost při realizaci díla	204
C1.14.2	Bezpečnost při provozu a užívání zařízení	205
C1.14.3	Požární ochrana	205
C2	Technická zpráva - var. II.	206
	Technická zpráva	206
C2.1	Úvod	206
C2.1.1	Umístění a popis objektu	206
C2.1.2	Popis provozu objektu	206
C2.2	Podklady pro zpracování	206
C2.2.1	Výkresová dokumentace	207
C2.2.2	Normy a vyhlášky	207
C2.2.3	Firemní podklady	207
C2.3	Tepelné ztráty a potřeba tepla	207
C2.3.1	Klimatické poměry	207
C2.3.2	Vnitřní návrhové teploty	208
C2.3.3	Tepelná bilance objektu	208
C2.3.4	Potřeba tepla a spotřeba zemního plynu	209
C2.4	Tepelné zisky	209

C2.4.1	Klimatické poměry	209
C2.4.2	Vnitřní návrhové teploty	209
C2.4.3	Tepelná bilance objektu	209
C2.5	Zdroj tepla a chladu	210
C2.6	Otopná soustava	210
C2.6.1	Popis otopné soustavy	210
C2.6.2	Rozvody	211
C2.6.3	Tepelná izolace	211
C2.6.4	Čerpací technika	212
C2.6.5	Plnění a vypouštění otopné soustavy	212
C2.6.6	Měření a regulace otopné soustavy	213
C2.6.7	Otopné plochy	213
C2.7	Příprava teplé vody	213
C2.8	Chladicí soustava	214
C2.8.1	Popis chladicí soustavy	214
C2.8.2	Rozvody	214
C2.8.3	Tepelná izolace	215
C2.8.4	Čerpací technika	215
C2.8.5	Měření a regulace chladicí soustavy	215
C2.8.6	Chladicí plochy	216
C2.9	Vzduchotechnika	216
C2.10	Všeobecné požadavky	216
C2.11	Požadavky na ostatní profese	217
C2.11.1	Stavební práce	217
C2.11.2	Zdravotechnika	217
C2.11.3	Elektroinstalace	217
C2.11.4	Měření a regulace	217
C2.12	Montáž a uvedení do provozu	218
C2.13	Ochrana zdraví a životního prostředí	219
C2.13.1	Vliv na životní prostředí	219
C2.13.2	Hospodaření s odpady	219
C2.14	Bezpečnost a požární ochrana	219
C2.14.1	Bezpečnost při realizaci díla	219
C2.14.2	Bezpečnost při provozu a užívání zařízení	219
C2.14.3	Požární ochrana	220

Experimentální část 221

D1 Základní informace o experimentu 222

D1.1	Cíle experimentálního měření	222
D1.2	Popis měření	222
D1.3	Průběh měření	226
D1.4	Měřicí technika	226
D1.5	Výpočetní technika	228

D2 Výsledky měření 230

D2.1	Tlaková ztráta panelu	230
------	---------------------------------	-----

D2.2	Výkon stropního panelu	231
D2.3	Účinnost panelu	232
D2.4	Náběh stropního panelu	233
D3	Zhodnocení experimentu	235
	Závěr	237
	Literatura	239
	Seznam tabulek	245
	Seznam obrázků	249
	Seznam symbolů a zkratk	253
	Seznam příloh	259

Úvod

Tématem diplomové práce jsou velkoplošné systémy vytápění a chlazení. V jednotlivých částech práce je toto téma zpracováno z hlediska teoretického, praktického a experimentálního.

První sekce je věnována teoretické rešerši velkoplošných sálavých systémů. Nejprve jsou popsány principy fungování sálavých ploch pro vytápění a varianty provedení. Jedna kapitola je pak věnována tepelné pohodě - co ji ovlivňuje a jak se tepelný komfort hodnotí. Dále se práce zaměřuje na chlazení, kde jsou rovněž popsány typy chladicích ploch a orientační výkony těchto prvků. Pozornost je zaměřena i na kondenzaci a hydraulické zapojení těchto systémů.

Druhá část se zabývá návrhem vytápění a chlazení pro zadanou budovu - administrativní budova a předváděcí hala. V projektu jsou navrženy dvě varianty řešení, přičemž se varianty liší v použitém zdroji tepla a chladu.

Obě dvě varianty jsou stejné z hlediska návrhu podlahového vytápění, které zajistí pokrytí tepelných ztrát objektu. V rámci projektu jsou navrženy dimenze potrubí, materiály, tepelná izolace a veškeré armatury potřebné pro správný chod soustavy.

Varianta I. uvažuje jako zdroj tepla i chladu dvě tepelná čerpadla vzduch-voda. Venkovní jednotky jsou umístěny na střeše administrativní budovy. Bivalentním zdrojem tepla je elektrokotel, který bude v provozu, pokud teplota venkovního vzduchu klesne pod určitou hodnotu. V letním provozu je ohřev teplé vody zajištěn v přímotopném zásobníku pomocí elektrické topné tyče a zmíněná tepelná čerpadla budou dodávat chladicí vodu. Ve variantě II. jsou zdrojem tepla dva plynové kondenzační kotle a zdrojem chladu chiller v kompaktním provedení, který je instalován na střeše. Zde je teplá voda připravována přednostně.

Poslední část projektu je věnována chlazení objektu. Opět bude toto řešení stejné pro obě varianty. V administrativní budově jsou navrženy fancoilové podstropní jednotky a v předváděcí hale bude chlazení zajištěno stropními panely. Dále jsou navrženy dimenze, materiály a tepelné izolace potrubí. A rovněž je uveden návrh dalších armatur pro správné fungování systému.

Třetí část je věnována experimentálnímu měření, které bude provedeno v laboratoři Fakulty stavební na Ústavu technického zařízení budov. Cílem měření je zjištění tlakové ztráty a chladicího výkonu stropního panelu.

Teoretická část

Teoretická část diplomové práce se zabývá velkoplošnými stropními systémy vytápění a chlazení.

První část je věnována vytápění. Zde jsou popsány možné způsoby provádění stropních systémů, jejich výhody a nevýhody. Dále je definována tepelná pohoda a faktory, které ji ovlivňují.

Druhá část pojednává o chlazení - o typech provedení a jejich výhodách a nevýhodách. Jedna kapitola je věnována riziku kondenzace.

A1 | Vytápění

Při vytápění dochází ke sdílení tepla. Toto sdílení je realizováno třemi základními způsoby - vedením, prouděním a sáláním. Platí ale, že se neuplatňuje pouze jeden druh sdílení tepla. Vždy se jedná o kombinaci. Podle typu otopné plochy se mění poměr mezi konvekční a sálavou složkou. [1, str. 18]

U velkoplošného vytápění je dominantní sálavá složka. Pokud porovnáme podlahové, stěnové a stropní vytápění, tak stropní systém disponuje 80 % sálavé složky. Vytápění stěnové je z 65 % a podlahové jen z 55 % sálavé. [2, str. 10]

Každé těleso, které má teplotu vyšší než 0 K, vyzařuje elektromagnetické vlny, jež se šíří průteplivým prostředím. Ve většině případů není radiace závislá na teplotě prostředí, ale je závislá na povrchové teplotě sálajícího a osálaného tělesa. [3, str. 32] Sálání a absorpce jsou schopny zejména tuhá tělesa a kapaliny. Pohlčené vlnění je pak proměněno v teplo. V kontextu s teplem se pohybujeme v oblasti infračervené části spektra. [1, str. 18]

Při sdílení tepla sáláním dochází k tomu, že se od vytápěné plochy (např. stropu) ohřívají okolní osálané konstrukce. A od nich se pak ohřívá vzduch. Víme tedy, že vnitřní povrchové teploty konstrukcí jsou vyšší, než je teplota vnitřního vzduchu. [4]

Sálavé vytápění dělíme na velkoplošné vytápění, celkové vytápění zavěšenými sálavými panely, lokální vytápění zavěšenými sálavými panely a vytápění infračervenými zářiči. [4]

Velkoplošné sálavé vytápění rozdělujeme na podlahové, stěnové a stropní. Daná konstrukce je ohřívána na určitou teplotu a to buď vodou, vzduchem nebo elektricky (odporově). [4]

Přestože stropní vytápění je alternativou podlahového vytápění, tak počet realizací je několikanásobně menší. Jedním z důvodů je, že tento systém u nás nemá takovou tradici. Můžeme říct, že podlahové vytápění je už jakýsi standard, ale stropní vytápění tuto pozici ještě zdaleka nezastává. Dalším rozhodujícím bodem, proč si tento systém nezvolit, je pro mnohé fakt, že se jim tento způsob zdá nepřírozený a nedůvěryhodný, protože většina populace se domnívá, že teplo stoupá vzhůru a bojí se, že by jim v místnosti byla zima. [5]

Pravdou je, že teplý vzduch vzhůru stoupá. Nicméně při sálavém vytápění dochází k tomu, že se teplo šíří všesměrně do chladnějších míst. Pod stropem se vytvoří vrstva teplejšího vzduchu, která neklesá, takže strop není ochlazován. Z toho důvodu jeho teplota začne narůstat a vzroste i sálavá složka tepelného sdílení. Jak již bylo zmíněno dříve – sálání neohřívá vzduch, ale zvyšuje teplotu předmětů, na které sálá, a vzduch se následně ohřívá od teplých předmětů. Sálání je neúčinnější kolmo na vytápěnou rovinu, což v tomto

případě znamená, že největší sálání je směřováno na podlahu a nábytek. [5]

A1.1 Obecné zásady návrhu při návrhu sálavých ploch

Platí obecné zásady, kterými bychom se při návrhu sálavých ploch měli řídit. První zásada je, že teplosměnná plocha by měla být co největší, a to z toho důvodu, abychom dosáhli požadovaného výkonu v místnosti. Co se týče volby střední teploty vody, tak rozdíl mezi ní a teplotou vzduchu v místnosti by měl být co nejnižší. [6]

Pokud navrhujeme sálavé plochy, je žádoucí, aby ztráty objektu byly eliminovány. Stavební konstrukce by tedy měly být zatepleny tak, aby splňovaly požadavky na součinitel prostupu tepla dle normy. Rovněž by se mělo dbát na těsnost obálky budovy, aby byla snížena potřeba tepla pro pokrytí ztráty infiltrací. [6]

Při návrhu stropního vytápění je nutné brát v úvahu umístění dalších elementů ve stropě - např. zapuštěná světla. [6]

A1.2 Varianty provedení

Rozlišujeme několik druhů provedení stropního vytápění: [7]

- s trubkami umístěnými ve stropě
- otopná plocha tvořená lamelami
- otopná plocha ze sálavých panelů
- otopná plocha v dutém podhledu

A1.2.1 Trubky umístěné ve stropě

Průkopníkem zmíněného systému byli Richard Godfrey Crittall a Joseph Leslie Musgrave. V roce 1929 si nechali patentovat svůj nápad stropního vytápění a chlazení, které bylo provedeno tak, že se trubky zalily do stropní konstrukce. Dnes pod pojmem Crittall označujeme právě takovýto způsob vytápění. [2, str. 92]

Vynálezci Crittall a Musgrave používali trubky ocelové, ale v současnosti se používají výhradně plastové trubky (např. PEXa). Mohou být umístěny buď v betonové desce nebo i v omítce. Přednostní používání plastových materiálů je ovlivněno několika faktory. Jedním z nich je cena, která je v porovnání například s měděným potrubím velmi nízká. Nicméně plastové materiály disponují i dlouhou životností, snadnou a rychlou montáží, odolností vůči korozi a chemikáliím, hygienickou nezávadností a dalšími. Nevýhodou je menší pevnost oproti kovům, malá odolnost vůči vysokým teplotám či malá odolnost vůči mechanickému poškození. [3, str. 92]

Při starém způsobu provádění tzv. Crittall se postupuje tak, že se trubky kladou do betonu. Otopný had se vkládá do bednění před betonáží stropu. Pozice potrubí je zajištěna distančními prvky. [2, str. 91]

Nevýhodou tohoto systému je, že je požadováno dokonalé provedení, protože při špatném provedení by mohlo dojít ke spádování trubek. To by pak vyvolávalo provozní problémy. [2, str. 92]

Z hlediska provedení je jednodušší způsob umístění otopného hadu v omítce. Nejprve se zhotoví strop a až potom se připevní potrubí na spodní líc stropní konstrukce. Otopný had se poté uzavře do vrstvy malty. Pro lepší uchycení malty se používá rabicové pletivo. Obecně tato vrstva má tloušťku 50 až 60 mm. [2, str. 92]



Obrázek A1.1: Otopný had umístěný v omítce [6]

Omítání se provádí až po propláchnutí a tlakové zkoušce potrubí. K omítání jsou vhodné vápenosádrové, vápenocementové či hliněné omítky. Omítky, které obsahují sádro, jsou výhodné, protože mají pouze malou tendenci ke smršťování a mají dobré vlastnosti spojené s regulací vlhkosti. Mají dobré tepelně vodivostní vlastnosti, takže při jejich použití dostáváme nejvyšší účinnost systému. Pozor se musí dát, aby zahřátí otopného systému proběhlo až po dokonalém vysušení omítky. Omítky se sádro nejsou vhodné, pokud je teplota přírodní vody vyšší než 50 °C. Vápenocementové omítky jsou vhodné do teplot přírodní vody 70 °C. Jejich nevýhodou je, že jsou náchylnější ke smršťování a ke vzniku trhlin. [6]

Dalším systémem je aktivace betonu. Využívá dobrých akumulacních vlastností betonové konstrukce. Tento systém je detailněji popsán v kapitole A2.1.2. [2, str. 92]

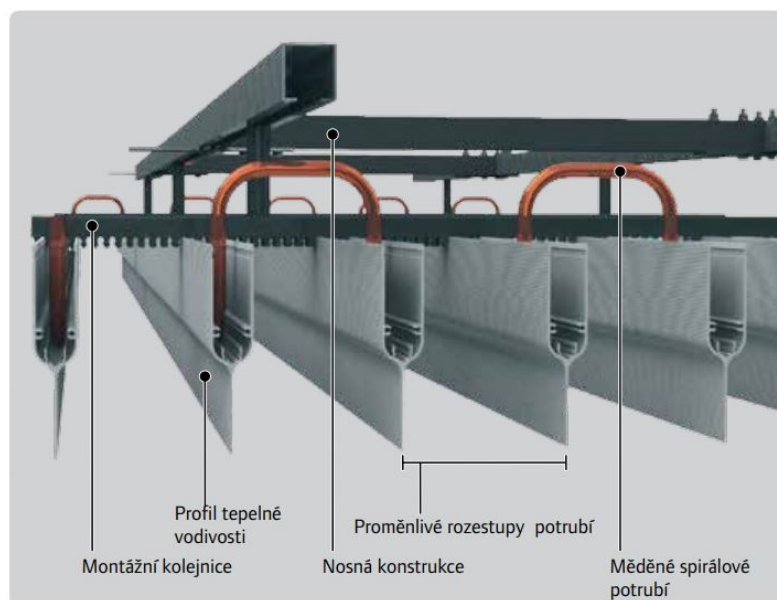
A1.2.2 Otopná plocha tvořená lamelami

Použitím lamel docílíme zvětšení přestupní plochy trubek a tím dojde k rovnoměrnějšímu tepelnému toku. Lamely se nejčastěji vyrábějí z hliníku, protože tento materiál má velký součinitel tepelné vodivosti. Dnes používáme dva lamelové systémy – Stramax-standard strop a Zent-Frengerův strop. [2, str. 97]

Stramax-standard strop je systém, který je tvořen lamelami, které jsou upevněny na trubky. Pod lamelami je instalován nosič omítky a vrstva omítky. [2, str. 97]

Naopak Zent-Frengerův strop omítku neobsahuje a pohledová vrstva je tvořena lamelami, takže tento strop není hladký. Trubky jsou zavěšeny ze stropní konstrukce. Na trubky jsou připevněny desky (lamely). Lamely jsou ze shora izolovány tak, aby bylo zamezeno úniku tepla nahoru do stropní konstrukce. [2, str. 97]

Na následujícím obrázku je zobrazena otopná plocha tvořená lamelami. Lamely jsou z hliníku a mají integrované měděné potrubí. Po určité vzdálenosti jsou lamely vybaveny měděným spirálovým potrubím. Jednotlivé prvky se pak spojují flexipotrubím. [8]



Obrázek A1.2: Detail lamelového stropu [8]

A1.2.3 Otopná plocha ze sálavých desek

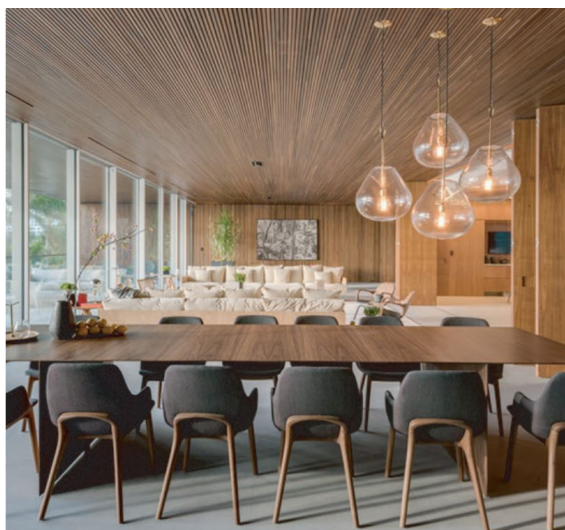
Tyto desky jsou zavěšovány na stropní konstrukce. Sálavé desky vyrábí mnoho firem, ale obecně se skládají z plechu, trubek a tepelné izolace, která je umístěna na horní straně panelu. Desky mohou být instalovány jednotlivě nebo mohou pokrývat celý strop. Výrobci nabízejí řešení podobné stavebnici – podle potřeby tepla pro danou místnost zjistíme potřebný počet panelů zvoleného výkonu. Tyto panely se pak rovnoměrně rozmístí po ploše celé místnosti a zbývající místa se doplní vzhledově podobnými panely, ale takovými, které neobsahují zařízení pro vytápění. Všechny panely se do sebe zacvaknou, a pak se provede povrchová úprava. [2, str. 99]

Výhodou panelů je jednoduchost jejich instalace.

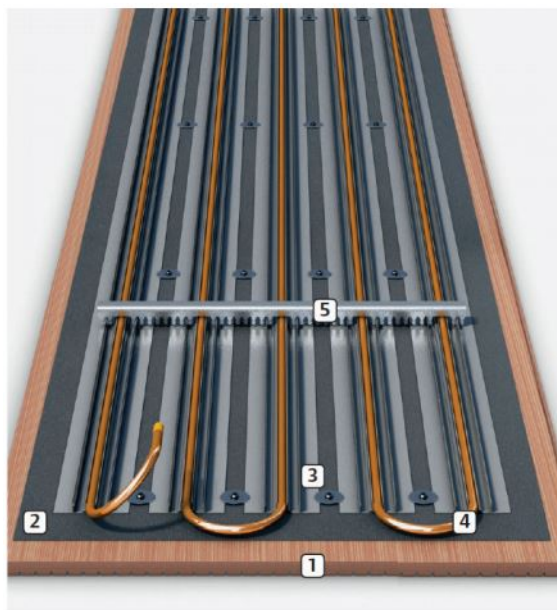
V dnešní době je na trhu velké množství různých sálavých desek a je tedy možné vybrat designově zajímavé prvky do místnosti. Na následujících obrázcích jsou ukázány sálavé panely od firmy Geocore z produktové řady Wood. Jedná se o bezesparé stropní podhledy, do kterých lze umístit vestavné stropní komponenty, jako je osvětlení.

Na detailním obrázku je pak možné vidět měděné meandry (4), které jsou uchyceny do stabilizačních kolejnic (5). Na pohledové dýhované desce (1) je umístěna akustická

vrstva (2). [9]



Obrázek A1.3: Sálavý panel Wood Geocore [9]



Obrázek A1.4: Detail sálavého panelu Wood Geocore [9]

A1.2.4 Otopná plocha v dutém pohledu

Tento systém sestává z tepelně izolovaného stropu, na kterém jsou volně zavěšeny trubky. Pod trubkami se nachází zavěšený podhled. Výhoda takového systému spočívá v tom, že je možné provádět dodatečné úpravy v instalaci. [2, str. 99]

A1.3 Povrchová teplota

Povrchová teplota je velmi důležitý parametr, který musí být sledován. Obecně se teplota u stropního vytápění pohybuje mezi 40 a 45 °C. Při vyšší teplotě by docházelo k osálení hlav osob, které se v prostoru pohybují. Jako maximální měrný tepelný sálavý tok se uvažuje hodnota 200 W/m² v místě temene hlavy. [2]

Pro výpočet výkonu, kterým sálavá plocha disponuje, je třeba znát střední povrchovou teplotu, protože teplota se mění - nad trubkami je povrch nejteplejší a uprostřed mezi trubkami nejstudenější. [10]

Průběh střední povrchové teploty je teoretický problém, kterému se odborníci věnují už od 30. let 20. století. Přesné analytické řešení by se dalo řešit Maxwellovými rovnicemi, ale tato metoda by byla pro praxi nevhodná, a proto se vytvářely zjednodušené způsoby výpočtu. [11, str. 113]

V roce 1937 Kalous vytvořil postup, který uvažoval různá zjednodušení. Předpokládal, že je teplota všech trubek stejná a řešil problém jako rovinný. Kruhová trubka byla nahrazena úsečkou v ose potrubí. Rovněž uvažoval, že teplo proudí jen rovnoběžně s povrchem ve vrstvě A a ve vrstvě B naopak jen kolmo k povrchu. Nevýhodou této metody je, že Kalous uvažoval teplotu na povrchu desky pod trubkou stejnou jako povrchovou teplotu trubky, ale ve skutečnosti je tato teplota pod trubkou menší. Další nepřesnost vzniká tím, že je uvažován exponenciální průběh teplot po celé délce mezi trubkami. [11, str. 118]

Na práci Kalouse navázal v roce 1950 Kollmar a snažil se odstranit nepřesnosti Kalousovy metody. Rozdělil úsek na část nad trubkami a na část mezi trubkami. V každé části uvažoval jiný průběh teplot, a tím dosáhl přesnějších výsledků. [11, str. 118]

Nicméně při návrhu sálavé plochy vytápění postupujeme podle následujícího zjednodušujícího výpočtu.

$$t_p = \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} \cdot (t_m - t_i) \cdot \frac{\operatorname{tgh}(m \cdot \frac{l}{2})}{m \cdot \frac{l}{2}} + t_i \quad (\text{A1.1})$$

t_m	střední teplota otopné vody	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
Λ_a	tepelná propustnost vrstev nad trubkami	[W/(m ² K)]
α_p	součinitel přestupu tepla na povrchu otopné plochy	[W/(m ² K)]
m	součinitel m neboli charakteristické číslo podlahy	[m ⁻¹]

Charakteristické číslo podlahy se stanovuje následovně.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Lambda_a - \Lambda_b)}{\pi^2 \cdot \lambda_d \cdot d_e}} \quad (\text{A1.2})$$

Λ_a	tepelná propustnost vrstev nad trubkami	[W/(m ² K)]
Λ_b	tepelná propustnost vrstev pod trubkami	[W/(m ² K)]
λ_d	součinitel tepelné vodivosti materiálu, ve kterém jsou umístěny trubky	[W/(mK)]
d_e	vnější profil potrubí	[m]

A1.4 Tepelná pohoda

Tepelná pohoda má mnoho definic. Podle ASHRAE Standard je definována jako: „condition of mind which expresses satisfaction with the thermal environment and is assessed by subjective evaluation.“ V překladu to znamená, že tepelná pohoda je stav mysli, který vyjadřuje spokojenost s tepelným prostředím a je posuzována subjektivním hodnocením. [12]

A1.4.1 Ovlivňující faktory

Mezi nejdůležitější faktory, které ovlivňují pohodu osob v řešeném prostředí, patří teplota vzduchu, vlhkost vzduchu, rychlost proudění vzduchu a účinná teplota okolních ploch. [1, str. 10]

Dalšími faktory, které mají vliv na tepelnou pohodu, jsou faktory osobní a doplňující. Zde hovoříme o hodnotě metabolismu, oblečení, pohlaví, věku, tělesné konstituci, zdravotním stavu, množství podkožního tuku, vykonávané práci aj. Tepelná pohoda je částečně subjektivní a každému může vyhovovat něco jiného. [13]

Jak již bylo zmíněno, tak tepelnou pohodu ovlivňuje několik teplot. Teplota vnitřního vzduchu t_a je teplota vzduchu v místnosti bez vlivu sálání. Je měřena teplotními čidly, které nejsou ovlivněny sáláním. [14]

Dále hovoříme o střední radiační teplotě t_r , která vyjadřuje společnou teplotu všech předmětů a ploch v dané místnosti a je určena tak, aby sálavý tepelný tok mezi člověkem a předměty byl stejný jako v realitě. Dříve se tato veličina nazývala účinnou teplotou okolních ploch. Tato teplota byla zavedena kvůli zjednodušení výpočtu, protože jinak je obtížné stanovit množství tepla, které je sdíleno sáláním mezi povrchem tepla a plochami v prostoru. [3, str. 52]

Pro výpočet střední radiační teploty v obecném případě platí:

$$T_r = \sqrt[4]{F_{r1} \cdot T_1^4 + F_{r2} \cdot T_2^4 + \dots + F_{rn} \cdot T_n^4} \quad (\text{A1.3})$$

T_n	teploty povrchů okolních ploch	[K]
F_{rn}	poměry osálání mezi plochou S_n a člověkem S_r	[-]

Hodnocení střední radiační teploty se podle normy provádí ve výšce 0,6 m a 1,1 m. Tyto hodnoty představují úroveň, ve které se nacházejí osoby sedící a stojící. Při ručním výpočtu je komplikované stanovení povrchových teplot stěn, ale dnes už je možné používat simulační softwary, díky kterým je zjištění teplot i ve složitějších místnostech možné. [3, str. 53]

Globeteplota neboli výsledná teplota t_g vyjadřuje, jak člověk teplotu vnímá. Do její hodnoty je zahrnuta jak teplota vzduchu tak střední radiační teplota. Tato veličina je měřena kulovým teploměrem. [1, str. 11] Ten se skládá z černé koule, která má ve středu umístěno teplotní čidlo. Povrch koule musí být dostatečně tmavý, protože pohlcuje záření z okolních stěn. Používá se koule o průměru 150 mm nebo 100 mm, přičemž tyto rozměry jsou standardizované, protože výpočetní vztahy závisí na průměru koule. [3, str. 58]

Vztah pro výpočet výsledné teploty vychází z rovnováhy tepelného toku mezi koulí a okolím. Úpravami pak dostáváme následující vztah:

$$t_g = \frac{\alpha_{kg} \cdot t_a + \alpha_{sg} \cdot t_r}{\alpha_{kg} + \alpha_{sg}} \quad (\text{A1.4})$$

α_{kg}	součinitel přestupu tepla konvekcí mezi povrchem koule a okolním vzduchem	[W/(m ² K)]
α_{sg}	součinitel přestupu tepla sáláním mezi povrchem koule a plochami prostoru	[W/(m ² K)]
t_a	vnitřní teplota vzduchu	[°C]
t_r	střední radiační teplota	[°C]

Operativní teplota t_o vychází z teploty vzduchu, střední radiační teploty i rychlosti proudění vzduchu. [1, str. 11] Právě operativní teplota je hodnotícím kritériem tepelné pohody.

$$t_o = A \cdot t_a + (1 - A) \cdot t_r \quad (\text{A1.5})$$

t_a	vnitřní teplota vzduchu	[°C]
t_r	střední radiační teplota	[°C]
A	součinitel vyjadřující závislost proudění vzduchu v prostoru	[-]

Součinitel A se stanoví v závislosti na rychlosti proudění vzduchu v místnosti. Pokud je rychlost proudění $w_{ar} \leq 0,2$ m/s, pak je možné vliv proudění zanedbat a použít následující vzorec:

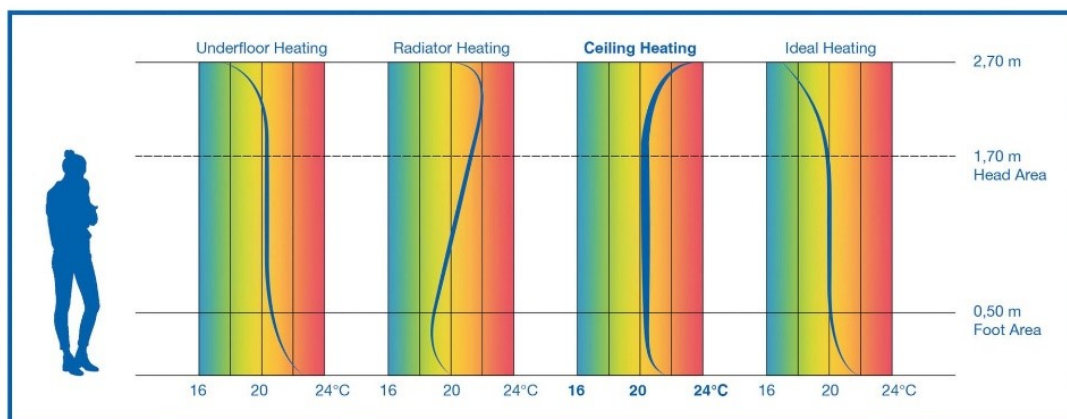
$$t_o = \frac{t_a + t_r}{2} \quad (\text{A1.6})$$

Důležitý je rozdíl mezi teplotou vzduchu a střední radiační teplotou. Člověk se cítí komfortně, když je teplota vzduchu nižší než teplota radiační. A naopak vnímá nepříjemně, když je teplota vzduchu vyšší než radiační teplota. Maximální přípustný rozdíl mezi zmíněnými veličinami jsou 3 K, ale ideální stav je, když střední radiační teplota má přibližně stejnou hodnotu jako teplota vzduchu. [15]

Na obrázku A1.5 můžeme vidět teplotní křivky pro jednotlivé typy ohřevu – podlahové vytápění, vytápění radiátory, stropní vytápění a ideální křivku vytápění. Z obrázku je jasné, že nejbližší ideálnímu tvaru křivky je podlahové vytápění, které poskytuje vyšší teplotu u podlahy a nižší teplotu u stropu. U stropního vytápění je nejvyšší teplota u stropu, ale teplota u podlahy je vyšší než teplota v poloviční výšce místnosti – je to způsobeno tím, že se podlaha ohřívá odrazem a absorpcí. U velkoplošných sálavých typů vytápění je teplota po výšce místnosti rozložena rovnoměrněji, takže by se člověk měl cítit komfortněji než v místnosti s konvekčním vytápěním. [16]

A1.4.2 Hodnocení tepelné pohody

Hodnocení tepelné pohody je zajišťováno buď dotazníky nebo měřeními v laboratořích. Dotazníky jsou subjektivní způsob hodnocení, kdy lidé odpovídají na otázky. Kromě



Obrázek A1.5: Rozložení teplot po výšce v místnosti [2]

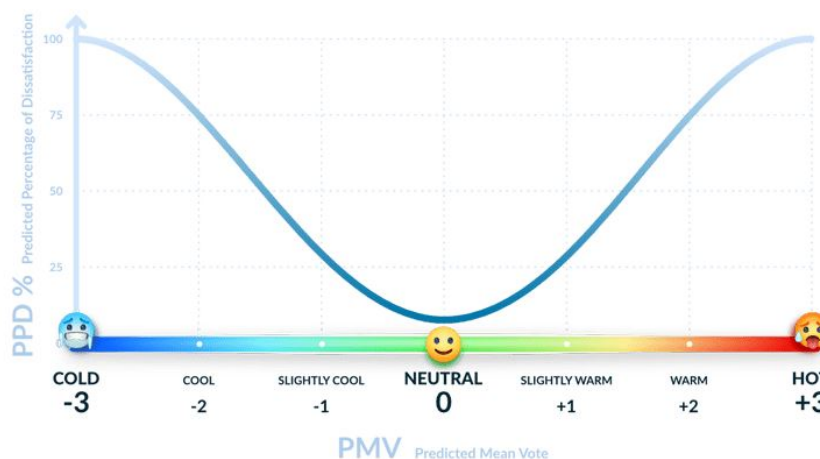
subjektivní dotazníkové části zahrnuje tato metoda i měření parametrů vzduchu v místnosti. Druhá metoda, měření v laboratoři, se zaměřuje na fyziologické změny člověka, tzn. pocení, teplotu a vlhkost pokožky. [13]

Pro hodnocení tepelné pohody jsou rozšířeny dva hlavní ukazatele - PMV a PPD. Tyto indexy vytvořil Povel Ole Fanger, který předpokládal, že tepelný komfort člověka je založen na teplotě jeho kůže a množství vylučovaného potu. Pokud jsou tyto dva faktory v přijatelných mezích, pak se člověk cítí komfortně. Na základě této hypotézy vznikla Fangerova teorie. [17]

PMV neboli Predicted Mean Vote předpovídá, jaká bude průměrná hodnota hlasů tázaných lidí. Dotazovaní mají na sedmibodové stupnici vyjádřit, jak se cítí. Pro výpočet PMV se postupuje dle metod uvedených v ASHRAE 55 a ISO 7730. Základními vstupy je simulovaná teplota a rychlost proudění vzduchu. Dále pak relativní vlhkost vzduchu, střední radiační teplota či odpor oděvu. Index PMV by měl nabývat hodnot od -0,5 do 0,5 dle ASHRAE 55. Ale dle ISO 7730 je tento limit pro stávající budovy navýšen na -0,7 až 0,7. Pro novostavby je hodnota stejná jako v ASHRAE 55. [17]

PPD neboli Predicted Percentage Dissatisfied znázorňuje procento lidí, kteří jsou nespokojeni s okolními podmínkami. PPD lze určit z PMV. Nespokojenost lidí plyne zejména z místního diskomfortu - např. průvanu, velkých rozdílů mezi teplotou hlavy a kotníků nebo teploty podlahy. Obecně tato hodnota neklesne pod 5 %, protože každý člověk preferuje něco jiného. Nicméně pokud index PPD přesáhne 20 %, tak nás upozorňuje, že v místnosti vznikají významná místa nepohodlí, která je třeba řešit. [17]

Indexy PMV a PPD jsou dobře interpretovatelné, protože jako výsledek dostaneme jedno číslo, podle kterého hned víme, jaký by byl tepelný komfort osob. Nicméně minusem je, že pro výpočet je potřeba střední radiační teplota, která při standardním projektování není k dispozici. Problém je rovněž to, že model skoro nepočítá s venkovními podmínkami, které se v čase mění. [3, str. 65]



Obrázek A1.6: Ukazatele PMV a PPD [17]

A1.5 Výhody a nevýhody

Obecně výhodou všech typů plošného vytápění je, že jejich užíváním nedochází k víření prachu zvýšenou cirkulací vzduchu. Proto jsou tyto systémy vhodné například pro alergiky. Tyto systémy zlepšují vnitřní pohodu pro osoby, a proto více a více nemocnic a dalších zdravotnických zařízení používají stropní vytápění. [16]

Výhodou stropního vytápění je fakt, že teplota konstrukce může být vyšší než teplota konstrukce u podlahového vytápění. Nevýhodou je, že největší sálavý účinek systému je v místě hlavy člověka. [15]

V porovnání s podlahovým vytápěním se u stropního systému nemusíme příliš zabývat rozložením nábytku v místnosti. U podlahového systému do návrhu vstupuje i tento faktor, protože nechceme vyhřívanou plochu zakrývat nábytkem a snižovat tak účinnost systému. Taky se vyhneme problému s volbou podlahové krytiny tak, aby byl zajištěn co největší přenos tepla. Na druhou stranu výhodné u podlahového vytápění je, že teplota podlahy je vyšší, a tak může mít uživatel pocit většího tepelného komfortu. [16]

Dalším plusem je, že tento systém vytápění napomáhá obraně proti vzniku plísní. Protože se ohřívají velké plochy místností rovnoměrně, tak se eliminují studená místa (např. rohy místností, okna), která jsou náchylná ke vzniku plísní. [16]

Pro některé investory může být benefit i to, že stropní vytápění není vidět, a tak není narušen vzhled interiéru otopnými tělesy. A protože roste poptávka po tomto typu vytápění, tak je na trhu mnoho firem, které vytváří různé designově povedené panely.

S ohledem na to, že se v posledních letech klade větší a větší důraz na energetickou náročnost budov, tak výhodné u toho systému vytápění je, že můžeme použít nízkopotenciální zdroj tepla. Systém poskytuje celkem rychlou odezvu, a tak můžeme šetřit i energii. Avšak tento poslední bod závisí na způsobu provedení (platí pro lehké systémy). [16]

Nevýhodou stropního vytápění je vyšší pořizovací cena a velká tepelná setrvačnost systému, který obsahuje trubky zabudované v konstrukci.

A2 | Chlazení

Chlazení navrhujeme pro prostory, kde se vyskytuje velká tepelná zátěž. Tepelná zátěž se skládá z vnitřních a vnějších zisků. Vnější zisky jsou způsobeny vysokou teplotou venkovního vzduchu a sluneční radiací. Hodnotíme tepelnou zátěž vstupem tepla okny konvekcí a slunečním zářením, tepelným tokem vstupem stěnami a infiltrací a větráním. Vnitřní tepelná zátěž se skládá z produkce tepla od lidí, svítidel, elektrospotřebičů atd. [1, str. 101]

Než začneme navrhovat chlazení objektu, je vhodné zvážit, zda nelze snížit tepelnou zátěž pasivními prvky. Tyto prvky po instalaci nevyžadují žádnou energii, takže z energetického hlediska hodnocení budovy jsou vítané. Pasivním prvkem mohou být žaluzie, okenice, markýzy a podobně.

Velkoplošné chlazení pracuje na stejném principu jako velkoplošné vytápění. Opět sledujeme přenos tepla konvekcí a sáláním. Teplý vzduch, který se ohřívá od počítačů, serverů, tiskáren, osob apod., stoupá ke stropu a vlivem přirozené konvekce klesá dolů. [18]

Nejrozšířenějším typem velkoplošného chlazení jsou chladicí stropy. V letních měsících je teplo z místnosti odváděno pomocí těchto systémů.

I když se zdá, že stropní chlazení je poměrně nová věc, tak tomu tak není. Už ve 30. letech 20. století byl patentován systém, který vkládal potrubí do masivní stropní konstrukce. V 50. a 60. letech 20. století pak bylo postaveno mnoho budov, kde byl tento systém aplikován. Dnešním nejčastějším způsobem provádění chlazení jsou plastové potrubní rozvody, které jsou instalovány do omítky. [18]

A2.1 Typy chladicích stropů

Chladicí stropy dělíme podle provedení na otevřené a uzavřené.

A2.1.1 Otevřené stropy

Otevřené systémy se někdy nazývají konvektivní a to z toho důvodu, že přenos tepla je realizován zejména konvektivní složkou. Ta tvoří kolem 60 % tepelného toku. [3, str. 88] Otevřené stropy jsou například protlačované profily, které obsahují vodní kanály. Dále to mohou být lamely, které jsou napojeny na potrubí tak, aby zvětšovaly přestupní plochu. Tento typ je pak opatřen ještě podhledem. V panelech jsou otvory, kterými se

pomocí přirozeného vztlaku dostane vzduch přímo na lamely a podobně. Pokud je systém opatřen podhledem, tak do materiálu může být vložena mřížka, která nahradí otvor. [19, str. 16]

A2.1.2 Uzavřené stropy

Uzavřené stropy fungují na principu převážné sálavé složky tepelného sdílení. Sálání tvoří zhruba 60 % tepelného toku. [3, str. 88] Jsou to například velkoplošné panely s vodním potrubím nebo panely s vodními kanály. U takovýchto panelů se horní plocha tepelně izoluje tak, aby se zamezilo tepelnému toku z panelu do stropu. Systém uzavřených stropů není vhodný pro budovy, které disponují velkými plochami prosklení. Tyto objekty vykazují velké tepelné zisky z oslunění a rychlé teplotní změny. Ale uzavřené stropy mají velkou tepelnou setrvačnost, a tak nejsou schopny pružně reagovat. Pro výše zmíněné objekty je lepší použít první typ chladicích stropů – systémy otevřené. [19, str. 17]

Uzavřené chladicí stropy dělíme na masivní a lehké, přičemž masivní jsou ty, u kterých je potrubí vkládáno přímo do stropní betonové konstrukce. Lehké stropy jsou instalovány v podhledu nebo samostatně. Protože lehké systémy mají velmi malou akumulaci schopnost, tak reagují na změnu tepelné zátěže velmi pružně. Naopak systémy masivní mají akumulaci schopnost vysokou, takže nejprve pohltí tepelnou zátěž do své hmoty (např. betonu) a až poté ji odvádějí. [3, str. 88]

Kapilární rohože

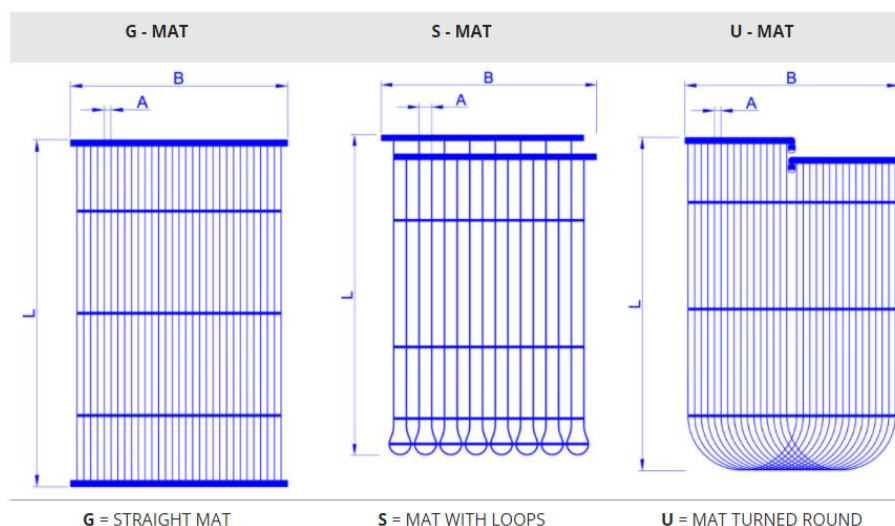
Jedním z typů masivního stropního chlazení jsou kapilární rohože. Jde o velmi tenké trubičky, do kterých je přiváděna chladicí či topná voda s malým teplotním spádem. Jednotlivé trubičky tvoří jakousi síť, jež je tak hustá, že teplota povrchu je rovnoměrná. [3, str. 99]

Nejrozšířenější materiál pro zhotovení kapilár je polypropylen PP-R. Tento materiál zajistí dlouhou životnost a flexibilitu výrobku. [20] Rohože jsou vyrobeny na zakázku a na stavbu jsou dovezeny ve svitcích. Tento systém může být umístěn buď rovnou na stropní desku nebo na sádrokartonový podhled. Rohože se ke stropu připevní sponami, talířovými terči nebo lepicí páskou. Kapilární rohože se vzájemně spojují polyfúzním svařováním. [3, str. 179]

Kapilární rohože mohou být umístěny do stropních kazet podhledu. Tyto kazety jsou pak klasicky instalovány a kapilární rohože jsou spojovány ohebnými hadicemi. Tento způsob instalace je běžný v administrativních budovách. Další metodou instalace je použití nosného rastru pro sádrokarton. Kapilární rohože se zavěsí mezi prvky rastru. Z horní strany jsou chráněny tepelnou izolací a zespodu se připevní sádrokartonová deska. Tento způsob provedení je velmi rychlý, ale za cenu snížení chladicího i topného faktoru. [3, str. 180]

Rozlišujeme několik základních typů kapilárních rohoží. Kapilární rohož typu G disponuje rozváděčem a sběračem na protilehlých stranách. Oproti tomu typ S a U mají rozváděcí a sběrné potrubí na stejné straně. Tyto typy jsou znázorněny na obrázku A2.1. [20]

Výhodou tohoto systému je, že je možné ho umístit do omítky, přičemž její tloušťka je



Obrázek A2.1: Typy kapilárních rohoží [21]

zhruba jen 10 mm. Výsledkem je systém s rychlou odezvou. [3, str. 99] Dalším pozitivem je, že je tento systém velmi flexibilní, a tak je možné ho použít i pro zakřivené povrchy. [21]

Systém s aktivací betonu

Dalším typem je systém s aktivací betonu. Tento typ je v angličtině označován jako Thermally Activated Building Systems neboli TABS. V TABS se využívá jak sálavého chlazení, tak akumulace tepla do stavební konstrukce. Teplo z místnosti je nejprve pohlceno do akumulární konstrukce, a pak je odvedeno. Akumulární hmota způsobí, že dojde k časovému posunu tepelné zátěže během dne. To například znamená, že se teplo během dne, kdy je maximální tepelná zátěž, absorbuje do konstrukce. Během noci už zpravidla tolik tepla nevzniká, a tak dochází k odvodu tepla naakumulovaného. Výhodou je, že v nočních hodinách je příznivější tarif za odběr elektrické energie. Navíc tím, že je v noci venkovní teplota nižší, tak chlazení dosáhne vyšších chladicích faktorů. [3, str. 102]

Systémy s akumulární hmotou mohou být vodní, vzduchové nebo kombinované, ale nejčastějším typem je vodní. V takovémto případě se do konstrukce zabuduje potrubí PEX-a o tloušťce 14 až 20 mm, a to buď jako spirála, meandr nebo systém překrývajících se smyček. [3, str. 103]

Jako každý systém i tento přináší výhody a nevýhody. Jak již bylo zmíněno, tak výhodná je nižší spotřeba energie a s tím související nižší náklady na provoz. Díky akumulárním schopnostem hmoty jsme schopni chladit mimo špičku. Nevýhodou je nízký chladicí výkon a také to, že je možné tento systém použít jen u novostaveb, protože je potřeba potrubí instalovat do stavební konstrukce. [3, str. 105] Největším problémem při využívání TABS je, že vše musí být komplexně navrženo. Velkou otázkou je, jak naprojektovat správnou regulaci systému. Navíc nevýhodou je, že systém má velkou tepelnou setrvačnost, takže pokud se dostaneme do oblasti tepelného diskomfortu, bude trvat delší čas, než se opět ocitneme v oblasti tepelného komfortu. [22]

Pro regulaci se běžně používá tradiční reaktivní řízení s regulátory PID. Pokud bychom hledali řešení, které bude předpovídat, jaký zásah bude v blízké době potřeba, tak můžeme použít prediktivní regulátor neboli Model Based Predictive Control (MPC). Ten používá dynamický model systému a díky tomu je schopen předvídat chování systému v budoucnosti (např. den dopředu). MPC pracuje i s vnějšími vlivy jako je venkovní teplota a sluneční osvit. Tento systém zajišťuje lepší kvalitu řízení, nicméně je složitější ho správně nastavit. Je potřeba formulovat kritériální rovnice, jaké parametry chceme řídit a také váhu jednotlivých parametrů. [22]

Chladicí panely

Chladicí panely jsou lehké uzavřené systémy, které lze rozdělit na kontaktní a sendvičové.

Kontaktní panely jsou vhodné jen pro stropní chlazení, protože chladicí prvek je položen přímo na hliníkový nebo pozinkovaný plech. Sdílení tepla je pak realizováno tím, že se plech s prvkem dotýkají. Na horní stranu panelu se umísťuje tepelná izolace. Spojování panelů je zajištěno rychlospojkami a plastovými potrubími. [3, str. 105, 106]

Sendvičový typ se může aplikovat jak na stropy, tak i na stěny. Na rozdíl od prvního typu chladicích panelů má tento typ pohledovou desku. Tou může být sádkartonová deska nebo plech s nátěrem. Chladicí prvky jsou nalepeny na spodní desku. Jsou potaženy hliníkovou fólií a pak jsou zality polyuretanovou pěnou. Tímto souvrstvím je dosaženo dobrých tepelných a akustických vlastností panelu. Tento systém se pak může instalovat na standardní konstrukci pro sádkartonové desky. [3, str. 107]

A2.2 Výkony chladicích stropů

Je důležité si uvědomit, že sálavé chladicí systémy odvádí jen citelnou tepelnou zátěž. Teplo, které je vázáné ve vodní páře, se musí odvádět větráním - a to přirozeným nebo nuceným. [23]

Chladicí výkony se liší podle typu chladicího stropu. Obecně ale lze říct, že maximální výkon se pohybuje kolem 80 W/m^2 . Výkon otevřených stropů je vyšší než u uzavřených zhruba o 50 až 100 %. Systémy s aktivním betonem se pohybují okolo výkonu 30 až 40 W/m^2 . [3, str. 112]

Abychom mohli stanovit chladicí výkon, je potřeba znát střední povrchovou teplotu. Obtížnost přesného stanovení této veličiny byla diskutována již v kapitole A1.3.

Pro stanovení celkového tepelného toku, jenž je díky chladicímu stropu odebírán z okolí, použijeme následující vztah:

$$q = q_k + q_s = \alpha_k \cdot (t_a - t_p) + \alpha_s \cdot (t_r - t_p) \quad (\text{A2.1})$$

α_k	součinitel přestupu tepla konvekcí	[W/(m ² K)]
α_s	součinitel přestupu tepla sáláním	[W/(m ² K)]
t_a	vnitřní teplota vzduchu	[°C]
t_p	střední povrchová teplota	[°C]
t_r	střední radiační teplota	[°C]

A2.3 Kondenzace

Při návrhu musí být postupováno tak, aby nedocházelo ke kondenzaci. Proto se teplota přívodní vody do chladicího stropu musí pečlivě zvolit následovně – povrchová teplota panelu musí být vyšší než teplota rosného bodu vzduchu.

Kontrolu, zda nebude docházet ke kondenzaci, lze jednoduše provádět u lehkých konstrukcí, protože takový systém má rychlou odezvu, a tak se dá dobře regulovat. Oproti tomu masivní systémy nereagují tak rychle, a proto není možné takovouto kontrolu realizovat. Běžným postupem je, že se stanoví limit pro teplotu přívodní chladicí vody. Při standardních vlhkostních podmínkách se může uvažovat, že teplota přívodní chladicí vody bude v rozmezí 16 až 20 °C. Běžně se uvažuje pokles teploty mezi přívodní a vratnou chladicí vodou o 2 až 4 K. [24]

Aby nebylo provozováno chlazení při překročení rosného bodu, tak se na přívodní potrubí instaluje čidlo rosného bodu. Umístění čidla je jednoznačně určeno tam, kde je nejnižší teplota systému. Čidlo snímá teplotu a relativní vlhkost vzduchu v místnosti a je napojeno kabelem na převodník. Ten vyhodnocuje naměřené hodnoty tak, že stanoví teplotu rosného bodu. Díky tomu systém ví, kdy hrozí riziko kondenzace. Čidlo rosného bodu předá informaci prostorovému termostatu a ten pomocí termopohonu zavře patřičný okruh. [3, str. 146] [25]

Čidlo rosného bodu je tvořeno kabelem a pružnou fólií, která je opatřena vodivou dráhou. Snímač je umístěn na přívodním potrubí na spodní straně a pomocí instalované větrací mřížky je povrch čidla v kontaktu se vzduchem místnosti. [25]

A2.4 Regulace systému

Regulace systému může být kvalitativní nebo kvantitativní. U kvalitativní regulace se mění teplota chladicí vody, zatímco průtok zůstává stejný. Teplota je regulována směřováním, nejčastěji směšovací armaturou. U regulace kvantitativní se teplota vody nemění, ale dochází ke změně průtoku. Toho dosahujeme škrcením nebo rozdělováním. K tomu slouží trojcestný ventil. [3, str. 145]

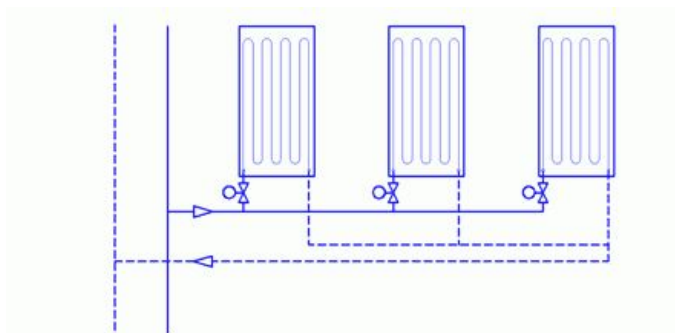
Stropní chlazení může být regulováno zónově nebo centrálně. Jednoduchá zónová regulace je vhodná pro menší objekty. Sestavu tvoří snímač rosného bodu, prostorový termostat a termopohon. Termopohon uzavírá a otevírá ventil rozdělovače příslušného okruhu. Centrální regulace se hodí pro větší objekty. Regulaci zajišťuje centrální regulační jednotka. [25]

A2.5 Hydraulické zapojení

Rozlišujeme tři základní systémy - dvoutrubkový, třítrubkový a čtyřtrubkový. Výběr systému závisí na technických a funkčních požadavcích. [3, str. 136]

A2.5.1 Dvoutrubkový systém

Tento systém se používá nejčastěji. Je vhodný jak pro režim chlazení tak vytápění či kombinaci. Zapojení panelů je realizováno souproutým Tichelmannovým způsobem. Tichelmannovo zapojení poskytuje hydraulické vyvážení okruhů. [3, str. 136]

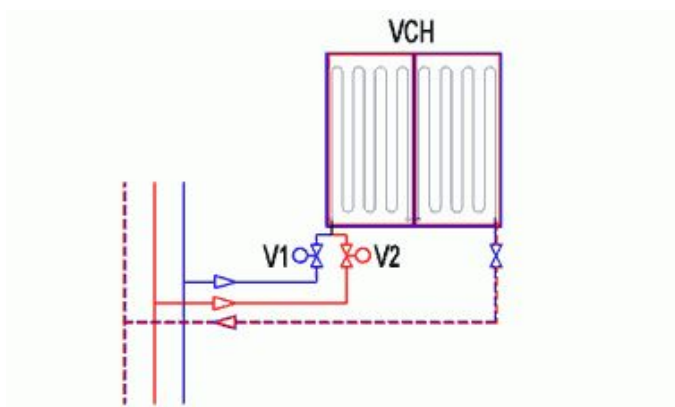


Obrázek A2.2: Dvoutrubkový systém zapojení [26]

A2.5.2 Třítrubkový systém

Tento systém se skládá z přívodu pro topnou a chladicí vodu a společného zpětného potrubí. Při použití tohoto způsobu zapojení mohou panely fungovat buď jen pro vytápění nebo chlazení. [3, str. 137]

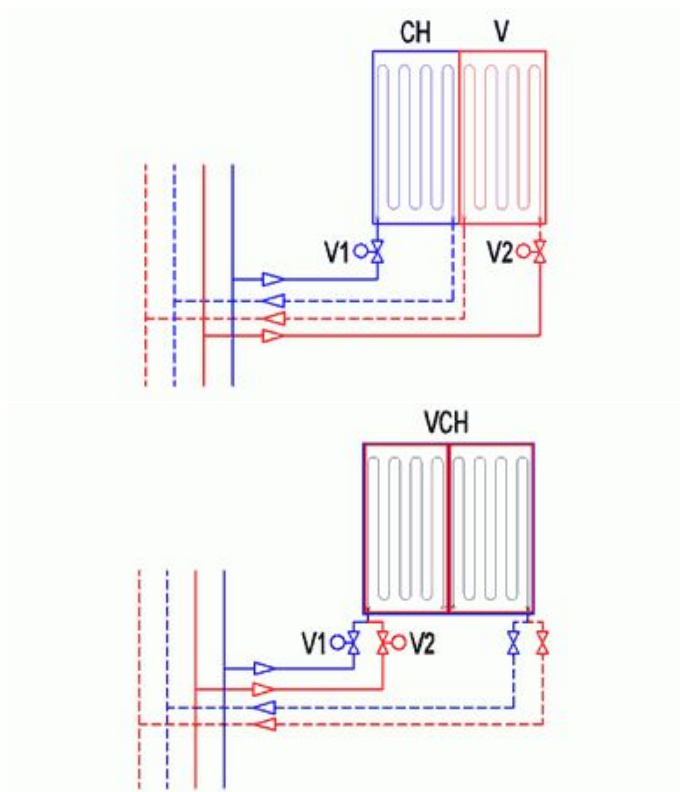
Nevýhodou systému je společné zpětné potrubí, protože se vratná voda smíchá dohromady, a pak je potřeba více energie pro ochlazení a ohřátí vody, která půjde znovu do panelu. Z tohoto důvodu se tento systém moc nepoužívá.



Obrázek A2.3: Třítrubkový systém zapojení [26]

A2.5.3 Čtyřtrubkový systém

Toto zapojení umožňuje režim, kdy část panelů je využívána pro vytápění a část pro chlazení (klasický režim). Druhým typem je přepínací režim, při kterém se přepíná mezi chlazením a vytápěním. Klasický režim se moc neuplatní, protože ve většině případů potřebujeme co největší plochu na chlazení a zde je redukována panely na vytápění. Proto volíme častěji přepínací způsob. [3, str. 137]



Obrázek A2.4: Čtyřtrubkový klasický a přepínací systém zapojení [26]

Praktická část

Praktická část se zabývá návrhem otopné a chladicí soustavy v objektu, ve kterém se nacházejí kancelářské prostory a předváděcí hala.

V projektu jsou navrženy dvě varianty řešení, přičemž se varianty liší v použitém zdroji tepla a chladu.

Nejprve jsou uvedeny tepelné ztráty a tepelná zátěž objektu, návrh podlahového vytápění a vzduchových clon. Pak je již práce dělena na variantu I. a variantu II. Po návržení všech částí pro otopnou soustavu následuje část chlazení, která je společná pro obě varianty.

B1 | Analýza objektu

Řešeným objektem je dvoupodlažní nepodsklepená budova, která se skládá ze dvou částí. Hlavní část je dvoupodlažní a je tvořena kancelářskými prostory. K této části je připojena předváděcí hala, která má jedno podlaží a bude sloužit pro prezentaci výrobků klientům.

Administrativní část budovy je vyzděna z keramických tvárnic Porotherm 40 a je zateplena kontaktním zateplovacím systémem ETICS s použitím expandovaného polystyrenu o tl. 100 mm. Severozápadní stěna v prvním podlaží je řešena jako prosklená fasáda. Podlahová konstrukce na zemině je opatřena tepelnou izolací tl. 140 mm. Budova je zastřešena plochou střechou, jejíž skladba obsahuje 160 mm tepelné izolace.

Předváděcí hala je tvořena lehkým obvodovým pláštěm Kingspan tl. 200 mm. Na severozápadní straně do haly ústí sekční vrata. Střešní konstrukce je ve sklonu 5°.

Z hlediska dispozice jsou v hlavní části objektu open-space kanceláře, zasedací místnosti, technická místnost a zázemí pro zaměstnance. V předváděcí hale je prostor pro prezentaci zboží a navíc je zde situována strojovna vzduchotechniky.

B1.1 Vzduchotechnické zařízení

Celý objekt bude větrán nuceně. Vzduchotechnická jednotka bude umístěna v místnosti č. 115 a bude vybavena výměníkem pro zpětné získávání tepla s účinností 60 %. Návrhová přívodní teplota vzduchu bude v zimním období 20 °C a v letním období 26 °C. Zdrojem tepla a chladu pro vzduchotechniku bude ve variantě I. tepelné čerpadlo, které bude dodávat otopnou vodu pro vodní ohřívač se spádem 50/40 °C a chladicí vodu pro vodní chladič se spádem 8/14 °C. V softwaru AeroCAD od firmy Remak byl zhotoven předběžný návrh vzduchotechnické jednotky, aby bylo ověřeno, že existuje výrobek ohřívače, který dokáže ohřát požadované množství vzduchu při zvoleném teplotním spádu. Výrobce nabízí vhodný výrobek, a proto může být zdrojem tepla tepelné čerpadlo. Návrh vzduchotechnické jednotky není součástí této práce.

Ve variantě II. budou zdrojem tepla plynové kondenzační kotle, které budou dodávat do vzduchotechniky otopnou vodu 50/40 °C. Zdrojem chladu bude chiller a ten bude rovněž dodávat chladicí vodu o teplotním spádu 8/14 °C.

Do místností bude přiváděn vzduch potrubím obdélníkového průřezu z pozinkované oceli, které bude vedeno viditelně pod stropem.

Co se týče zázemí kanceláří v 1. NP, tak vzduch bude přiváděn do chodby č. 111 a odtud

bude podtlakem distribuován do umýváren a na WC. Znehodnocený vzduch bude následně odváděn z místností č. 106 a 108. Hygienické zázemí ve 2. NP bude větráno tak, že vzduch bude přiváděn do umýváren a bude odváděn z WC.

B1.2 Zdravotně technické instalace

Vodovodní přípojka bude z HDPE 100 SDR 11. Pro vnitřní vodovod bude použito plastové potrubí z PPR tlakové řady PN20. Rozvody k jednotlivým zařizovací předmětům budou vedeny v předstěnách nebo ve drážkách zdiva. Veškeré rozvody teplé vody budou opatřeny tepelnou izolací.

Příprava teplé vody ve variantě I. bude realizována v přímotopném zásobníku, který bude umístěn v místnosti č. 103.

Příprava teplé vody ve variantě II. bude realizována v nepřímotopném zásobníku, který bude umístěn v místnosti č. 103.

Kanalizační přípojka pro odvod splaškových vod bude z kameninového potrubí. Svodné potrubí povede v zemi pod podlahou 1. NP a bude napojeno na kanalizační přípojku. V místě napojení bude zhotovena vstupní šachta. Svodné potrubí bude z PVC KG. Splaškové odpadní potrubí bude odvětráno potrubím, které bude vyústěno nad úroveň střechy. Připojovací potrubí budou vedeny v předstěnách a pod omítkou.

Voda ze střech bude odváděna do retenční podzemní nádrže. Tato voda bude využívána pro zalévání zeleně na pozemku.

B2

Výpočet součinitelů prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla vyjadřuje, jaké množství tepla projde plochou 1 m² konstrukce při rozdílu teplot 1 K a je definován vztahem:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{d}{\lambda} + R_{se}} = \frac{1}{R_T} \quad (\text{B2.1})$$

R_{si}	odpor při přestupu tepla na vnitřní straně	[m ² K/W]
R_{se}	odpor při přestupu tepla na vnější straně	[m ² K/W]
R_T	odpor při prostupu tepla konstrukcí	[m ² K/W]
d	tloušťka vrstvy	[m]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[W/(mK)]

Pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla konstrukce je třeba započítat i vliv tepelných vazeb a mostů. To provedeme buď přesným vyjádřením nebo konstantní přírážkou na vliv tepelných vazeb. Tuto přírážku volíme dle řešení konstrukce - jestli se v konstrukci nachází výrazné, běžné, mírné tepelné mosty nebo je daná konstrukce téměř bez tepelných mostů.

$$U_k = U + \Delta U_{ibk} \quad (\text{B2.2})$$

U_k	součinitel prostupu tepla konstrukce	[W/(m ² K)]
U	součinitel prostupu tepla	[W/(m ² K)]
ΔU_{ibk}	přirážka na vliv tepelných vazeb	[W/(m ² K)]

Součinitel prostupu tepla musí splňovat požadavky, které jsou uvedeny v ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná ochrana budov - Část 2, přičemž platí, že navržený součinitel prostupu tepla musí být menší nebo roven požadované hodnotě z normy.

Řešený objekt je navržen tak, aby splňoval doporučené hodnoty dané normou. Přesný výpočet součinitelů prostupu tepla je uveden níže. Na konci této kapitoly jsou uvedeny navržené součinitele prostupu tepla v tabulce B2.16.

Tabulka B2.1: Skladba podlahové konstrukce PDL1

PDL1						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,17	$\text{m}^2\text{K/W}$		
		R_{se}	0,00	$\text{m}^2\text{K/W}$		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$TI.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [$\text{m}^2\text{K/W}$]
1	Nášlapná	Keramická dlažba	0,008	-	-	-
2	Lepicí	Lepicí tmel na bázi cementu	0,004	-	-	-
3	Penetrační	Penetrační nátěr	-	-	-	-
4	Roznášecí	Betonová mazanina	0,050	-	1,280	0,039
5	Separáčn	PE fólie	0,001	-	-	-
6	Tepelněizolační	EPS 150	0,140	0,035	0,039	3,590
7	Hydroizolační	SBS modif. asphalt. pás	0,004	-	-	-
Posouzení			U	0,26	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	0,45	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	0,30	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

Tabulka B2.2: Skladba podlahové konstrukce PDL2

PDL2						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,17	$\text{m}^2\text{K/W}$		
		R_{se}	0,00	$\text{m}^2\text{K/W}$		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$TI.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [$\text{m}^2\text{K/W}$]
1	Nášlapná/ roznášecí	Ocelí hlazený drátkobeton	0,200	-	1,580	0,127
2	Separáčn	PE fólie	0,001	-	-	-
3	Tepelněizolační	EPS 200	0,120	0,034	0,037	3,209
4	Separáčn	PE fólie	0,001	-	-	-
5	Hydroizolační	SBS modif. asphalt. pás	0,004	-	-	-
Posouzení			U	0,29	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	0,45	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	0,30	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

Tabulka B2.3: Skladba podlahové konstrukce PDL3

PDL3						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,17	$\text{m}^2\text{K/W}$		
		R_{se}	0,04	$\text{m}^2\text{K/W}$		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	TI [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [$\text{m}^2\text{K/W}$]
1	Nášlapná	Vinyl	0,008	-	-	-
2	Vyrovnávací	Samonivelační stěrka	0,004	-	-	-
3	Roznášecí	Cementový potěr	0,040	-	1,280	0,031
4	Separáčn	PE fólie	0,001	-	-	-
5	Tepelněizolační	Desky čedičové vlny	0,070	0,039	0,043	1,628
6	Nosná	Železobeton C20/25, B500B	0,250	-	1,580	0,158
7	Penetrační	Penetrační nátěr	-	-	-	-
8	Lepicí	Lepidlo na cementové bázi	-	-	-	-
9	Tepelněizolační	EPS 100 F	0,200	0,039	0,043	4,662
10	Vyrovnávací	Stěrka na bázi cementu + sklotextilní síťovina	0,006	-	-	-
11	Penetrační	Penetrační nátěr	-	-	-	-
12	Pohledová	Silikátová tenkovrst. omítka	0,003	-	-	-
		Posouzení	U	0,15	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_N$		Vyhovuje	U_N	0,24	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_{rec}$		Vyhovuje	U_{rec}	0,16	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

Tabulka B2.4: Skladba stropní konstrukce STR1

STR1						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,17	$\text{m}^2\text{K/W}$		
		R_{se}	0,10	$\text{m}^2\text{K/W}$		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$Tl.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [$\text{m}^2\text{K/W}$]
1	Nášlapná	Vinyl	0,008	-	-	-
2	Vyrovnávací	Samonivelační stěrka	0,004	-	1,300	0,003
3	Roznášecí	Cementový potěr	0,040	-	1,280	0,031
4	Separační	PE fólie	0,001	-	-	-
5	Tepelněizolační	Desky čedičové vlny	0,070	0,039	0,043	1,628
6	Nosná	Železobeton C20/25, B500B	0,250	-	1,580	0,158
Posouzení			U	0,48	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	2,20	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	1,45	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

Tabulka B2.5: Skladba stropní konstrukce STR2

STR2						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,17	$\text{m}^2\text{K/W}$		
		R_{se}	0,10	$\text{m}^2\text{K/W}$		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$Tl.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [$\text{m}^2\text{K/W}$]
1	Nášlapná	Keramická dlažba	0,008	-	-	-
2	Lepicí	Lepicí tmel na bázi cementu	0,004	-	-	-
3	Penetrační	Penetrační nátěr	-	-	-	-
4	Roznášecí	Cementový potěr	0,040	-	1,280	0,031
5	Separační	PE fólie	0,001	-	-	-
6	Tepelněizolační	Desky čedičové vlny	0,040	0,039	0,043	0,930
7	Roznášecí	Beton	0,060	-	1,360	0,044
8	Nosná	Trapézový plech	-	-	-	-
9	Nosná	Nosná konstrukce lpe 300	0,300	-	-	-
Posouzení			U	0,78	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	2,20	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	1,45	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

Tabulka B2.6: Skladba stropní konstrukce STR3

STR3						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,17	m^2K/W		
		R_{se}	0,10	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	TI [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [m^2K/W]
1	Nášlapná	Keramická dlažba	0,008	-	-	-
2	Vyrovnávací	Lepicí tmel na bázi cementu	0,004	-	-	-
3	Roznášecí	Cementový potěr	0,040	-	1,280	0,031
4	Separáčnická	PE fólie	0,001	-	-	-
5	Tepelněizolační	Desky čedičové vlny	0,070	0,039	0,043	1,628
6	Nosná	Železobeton C20/25, B500B	0,250	-	1,580	0,158
Posouzení			U	0,48	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	2,20	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	1,45	$W/(m^2K)$	

Tabulka B2.7: Skladba střechy STŘ1

STŘ1						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,10	m^2K/W		
		R_{se}	0,04	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	TI [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [m^2K/W]
1	Nášlapná	Keramická dlažba	0,008	-	-	-
2	Vyrovnávací	Lepicí tmel na bázi cementu	0,004	-	-	-
3	Roznášecí	Cementový potěr	0,040	-	1,280	0,031
4	Separáčnická	PE fólie	0,001	-	-	-
5	Tepelněizolační	Desky čedičové vlny	0,070	0,039	0,043	1,628
6	Nosná	Železobeton C20/25, B500B	0,250	-	1,580	0,158
Posouzení			U	0,14	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	0,24	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	0,16	$W/(m^2K)$	

Tabulka B2.8: Skladba střechy STŘ2

STŘ2						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,10	$\text{m}^2\text{K/W}$		
		R_{se}	0,04	$\text{m}^2\text{K/W}$		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$tl.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [$\text{m}^2\text{K/W}$]
1	Hydroizolační	2× SBS modif. asfalt. pás	0,008	-	-	-
2	Tepelněizolační	Desky čedičové vlny	0,280	0,039	0,043	6,512
3	Parozábranná / hydroizolační	SBS modif. asfalt. pás	0,004	-	-	-
4	Nosná	Trapézový plech	-	-	-	-
5	Nosná	Nosná konstrukce lpe 300	0,300	-	-	-
		Posouzení	U	0,15	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_N$		Vyhovuje	U_N	0,24	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_{rec}$		Vyhovuje	U_{rec}	0,16	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

Tabulka B2.9: Skladba venkovní stěny SO1

SO1						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,13	$\text{m}^2\text{K/W}$		
		R_{se}	0,04	$\text{m}^2\text{K/W}$		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$tl.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [$\text{m}^2\text{K/W}$]
1	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,010	-	0,880	0,011
2	Nosná	Porotherm 44	0,440	0,140	0,154	2,857
3	Penetrační	Penetrační nátěr	-	-	-	-
4	Lepicí	Lepidlo na cementové bázi	-	-	-	-
5	Tepelněizolační	EPS 100 F	0,100	0,039	0,043	2,331
6	Vyrovnávací	Stěrka na bázi cementu + sklotextilní síťovina	0,006	-	-	-
7	Penetrační	Penetrační nátěr	-	-	-	-
8	Pohledová	Silikátová tenkovrst. omítka	0,003	-	-	-
		Posouzení	U	0,19	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_N$		Vyhovuje	U_N	0,30	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
$U \leq U_{rec}$		Vyhovuje	U_{rec}	0,25	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

Tabulka B2.10: Skladba venkovní stěny SO2

SO2						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,13	m^2K/W		
		R_{se}	0,04	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$TI.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [m^2K/W]
1	Tepelněizolační / oddělovací	LOP - Minerální panely Kingspan KS100FH	0,200	0,042	0,046	4,348
Posouzení			A_w [m^2]	A [m^2]	f_w [-]	
			25,7	322,43	0,08	
			U	0,22	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	0,30	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	0,25	$W/(m^2K)$	

Tabulka B2.11: Skladba venkovní stěny SO3

SO3						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,13	m^2K/W		
		R_{se}	0,04	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$TI.$ [m]	U_g [$W/(m^2K)$]	U_f [$W/(m^2K)$]	U [$W/(m^2K)$]
1	Tepelněizol./ oddělovací	LOP - Prosklená hliníková fasáda	-	0,640	1,450	0,89
Posouzení			A_w [m^2]	A [m^2]	f_w [-]	
			46,48	46,48	1,00	
			U_N	1,30	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_{rec}	1,20	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje					

Tabulka B2.12: Skladba vnitřní konstrukce SN1

SN1						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,13	m^2K/W		
		R_{se}	0,13	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	TL [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [m^2K/W]
1	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,010	-	0,880	0,011
2	Nosná	Porotherm 44	0,440	0,155	0,171	2,581
3	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,010	-	0,880	0,011
Posouzení			U	0,35	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	2,70	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	1,80	$W/(m^2K)$	

Tabulka B2.13: Skladba vnitřní konstrukce SN2

SN2						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,13	m^2K/W		
		R_{se}	0,13	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	TL [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [m^2K/W]
1	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,010	-	0,880	0,011
2	Nosná	Porotherm 24	0,240	0,370	0,407	0,590
3	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,010	-	0,880	0,011
Posouzení			U	1,15	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	2,70	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	1,80	$W/(m^2K)$	

Tabulka B2.14: Skladba vnitřní stěny SN3

SN3						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,13	m^2K/W		
		R_{se}	0,13	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$tl.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [m^2K/W]
1	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,010	-	0,880	0,011
2	Nosná	Porotherm 11,5	0,115	0,340	0,374	0,307
3	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,010	-	0,880	0,011
Posouzení			U	1,69	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	2,70	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	1,80	$W/(m^2K)$	

Tabulka B2.15: Skladba vnitřní stěny SN4

SN4						
Návrhové parametry:		R_{si}	0,13	m^2K/W		
		R_{se}	0,13	m^2K/W		
č.	Funkce vrstvy	Materiál	$tl.$ [m]	λ_D [W/mK]	λ_{CH} [W/mK]	R [m^2K/W]
1	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,030	-	0,250	0,120
2	Nosná/ tepelněizolační	Minerální vata s kovovými profily	0,060	-	0,080	0,750
3	Pohledová	Omítka vápenocementová	0,030	-	0,250	0,120
Posouzení			U	0,80	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_N$	Vyhovuje		U_N	2,70	$W/(m^2K)$	
$U \leq U_{rec}$	Vyhovuje		U_{rec}	1,80	$W/(m^2K)$	

Tabulka B2.16: Souhrnná tabulka součinitelů prostupu tepla U konstrukcí

Označení konstrukce	U [W/(m ² K)]	U_N [W/(m ² K)]	U_{rec} [W/(m ² K)]	Posouzení
PDL1	0,263	0,45	0,30	Vyhovuje U_{rec}
PDL2	0,285	0,45	0,30	Vyhovuje U_{rec}
PDL3	0,149	0,24	0,16	Vyhovuje U_{rec}
STR1	0,479	2,20	1,45	Vyhovuje U_{rec}
STR2	0,784	2,20	1,45	Vyhovuje U_{rec}
STR1	0,137	0,24	0,16	Vyhovuje U_{rec}
STR2	0,150	0,24	0,16	Vyhovuje U_{rec}
SO1	0,206	0,30	0,25	Vyhovuje U_{rec}
SO2	0,221	0,41	0,28	Vyhovuje U_{rec}
SO3	0,890	1,30	1,20	Vyhovuje U_{rec}
SN1	0,380	2,70	1,80	Vyhovuje U_{rec}
SN2	1,146	2,70	1,80	Vyhovuje U_{rec}
SN3	1,694	2,70	1,80	Vyhovuje U_{rec}
SN4	0,800	2,70	1,80	Vyhovuje U_{rec}
DO1	1,100	1,70	1,20	Vyhovuje U_{rec}
DO2	1,200	1,70	1,20	Vyhovuje U_{rec}
OZ1	1,100	1,50	1,20	Vyhovuje U_{rec}
OZ2	1,000	1,50	1,20	Vyhovuje U_{rec}
OZ3	1,000	1,50	1,20	Vyhovuje U_{rec}
SV1	1,100	1,40	1,10	Vyhovuje U_{rec}
DN1	2,000	-	-	-
DN2	1,400	-	-	-
ON1	1,500	2,70	1,80	Vyhovuje U_{rec}

B3

Výpočet tepelných ztrát

Postup výpočtu tepelných ztrát je stanoven v ČSN EN 12 831-1 Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu - Část 1: Tepelný výkon pro vytápění, Modul M3-3. Protože řešená budova je uvažována s nuceným větráním, je použita základní metoda výpočtu.

V následujících podkapitolách je uveden postup výpočtu dle normy. Výpočet tepelných ztrát pro řešený objekt je přiložen v příloze.

B3.1 Tepelná ztráta prostupem

Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty prostupem je uveden v následujícím vzorci.

$$Q_{T,i} = (H_{T,ie} \cdot H_{T,ia} \cdot H_{T,iae} \cdot H_{T,ig}) \cdot (\Phi_{int,i} \cdot \Phi_e) \quad (B3.1)$$

$Q_{T,i}$	celková tepelná ztráta prostupem vytápěného prostoru	[W]
$H_{T,ie}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného do venkovního prostředí	[W/K]
$H_{T,ia}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného do sousedního vytápěného prostředí	[W/K]
$H_{T,iae}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného do venkovního prostředí přes nevytápěné prostory	[W/K]
$H_{T,ig}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného prostředí do zeminy	[W/K]
$\Phi_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
Φ_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]

Měrný tepelný tok prostupem do venkovního prostředí

Tato veličina je popsána následující rovnicí.

$$H_{T,ie} = \sum [A_k \cdot (U_k + \Delta U_{ibk}) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}] \quad (B3.2)$$

$H_{T,ie}$	měrný tepelný tok prostupem do venkovního prostoru	[W/K]
A_k	plocha konstrukce	[m ²]
U_k	součinitel prostupu tepla konstrukcí	[W/(m ² K)]
ΔU_{tbk}	přirážka na vliv tepelných vazeb	[W/(m ² K)]
$f_{U,k}$	opravný činitel zohledňující další vlivy, které nejsou zohledněny v součiniteli prostupu tepla	[-]
$f_{ie,k}$	teplotní opravný činitel	[-]

Pokud zahrneme odpory při přestupu tepla, pak je $f_{U,k}$ rovno 1. Pokud je výška místnosti menší než 4 m, pak je součinitel $f_{ie,k}$ roven 1. V případě, že je výška vyšší, se stanoví hodnota součinitele následovně.

Teplotní opravný součinitel $f_{ix,k}$ je součtem f_1 a f_2 .

$$f_{ix,k} = f_1 + f_2 \quad (\text{B3.3})$$

Dále činitel f_1 zohledňuje rozdíl mezi venkovní výpočtovou teplotou a teplotou sousedního prostoru nebo prostředí. Pokud je konstrukce v kontaktu s exteriérem, pak je roven 1.

$$f_1 = \frac{\Phi_{int,i} - \Phi_x}{\Phi_{int,i} - \Phi_e} \quad (\text{B3.4})$$

$\Phi_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
Φ_x	teplota sousedního prostoru	[°C]
Φ_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]

Činitel f_2 zohledňuje rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části. Počítá se pro výšku místnosti nad 4 metry.

$$f_2 = \frac{\Phi_{int,k}^* - \Phi_{int,i}}{\Phi_{int,i} - \Phi_e} \quad (\text{B3.5})$$

$\Phi_{int,i}^*$	průměrná vnitřní povrchová teplota	[°C]
Φ_x	teplota sousedního prostoru	[°C]
Φ_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]

$$\Phi_{int,k}^* = \Phi_{int,i} + G_{\Phi,air,i} \cdot (h_k - h_{occup,i}) + \Delta\Phi_{surf,i} \quad (\text{B3.6})$$

$\Phi_{int,i}^*$	průměrná vnitřní povrchová teplota	[°C]
$\Phi_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
$G_{\Phi,air,i}$	výškový teplotní gradient	[K/m]
h_k	rozdíl střední výšky konstrukce a výšky podlahy	[m]
$h_{occup,i}$	výška uživatelské zóny	[m]
$\Delta\Phi_{surf,i}$	opravná hodnota zohledňující rozdíl mezi teplotou vzduchu a povrchovou teplotou	[K]

Výškový teplotní gradient je zvolen dle způsobu vytápění v místnosti - pro sálavé otopné plochy je roven 0,20 K/m a rozdíl mezi teplotou vzduchu a operativní teplotou je roven 1,5 K. Opravná hodnota $\Delta\Phi_{surf,i}$ je pro podlahu rovna 1,5 K.

Měrný tepelný tok prostupem do sousedního prostředí

$$H_{T,iae} = \sum (A_k \cdot U_k \cdot f_{iae,k}) \quad (B3.7)$$

$H_{T,iae}$	měrný tepelný tok prostupem do sousedního vytápěného prostoru	[W/K]
A_k	plocha konstrukce	[m ²]
U_k	součinitel prostupu tepla konstrukcí	[W/(m ² K)]
$f_{iae,k}$	teplotní opravný činitel	[-]

Měrný tepelný tok prostupem do zeminy

$$H_{T,ig} = f_{\Phi_{ann}} \cdot \sum (A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k}) \quad (B3.8)$$

$H_{T,ig}$	měrný tepelný tok prostupem do zeminy	[W/K]
$f_{\Phi_{ann}}$	opravný činitel zohledňující vliv změny venkovní teploty v průběhu roku	[-]
A_k	plocha konstrukce	[m ²]
$U_{equiv,k}$	ekvivalentní součinitel prostupu tepla konstrukcí v kontaktu se zemínou	[W/(m ² K)]
$f_{ig,k}$	teplotní opravný činitel	[-]
$f_{GW,k}$	opravný činitel zohledňující vliv spodní vody	[-]

Součinitel zohledňující vliv změny venkovní teploty v průběhu roku uvažujeme 1,45.

Ekvivalentní součinitel prostupu tepla konstrukcí na zemině stanovujeme bez hmoty zeminy, tzn. do hodnoty U zahrnujeme pouze vrstvy nad zeminou. Následující vzorec je převzat z normy. Jednotlivé hodnoty konstant vstupující do vzorce jsou rovněž uvedeny v normě v tabulce E.1.

$$U_{equiv,k} = \frac{a}{b + (c_1 + B')^{n1} + (c_2 + z)^{n2} + (c_3 + U_k + \Delta U_{TB})^{n3}} + d \quad (B3.9)$$

B'	charakteristické číslo	[m]
z	hloubka horní hrany zeminy pod úrovní terénu	[m]

Charakteristické číslo neboli geometrický parametr vyjadřuje podíl mezi podlahovou plochou a obvodem podlahy k exteriéru.

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P} \quad (B3.10)$$

A_g	podlahová plocha	[m ²]
P	obvod na hranici venkovního prostředí	[m]

B3.2 Tepelná ztráta větráním

Tepelná ztráta větráním se skládá ze ztráty z průtoku venkovního vzduchu, z průtoku vzduchu vzduchotechnikou a z průtoku vzduchu ze sousedních prostor. Celková tepelná ztráta větráním je popsána následujícím vztahem.

$$\Phi_{V,i} = \rho \cdot c_p \cdot [\max(q_{v,env,i} + q_{v,open,i}; f_{i-z} \cdot q_{v,min,i} - q_{v,techn,i}) \cdot (\Phi_{int,i}^* - \Phi_e) + q_{v,sup,i}(\Phi_{int,i}^* - \Phi_{rec,z}) + q_{v,transfer,ij}(\Phi_{int,i}^* - \Phi_{transfer})] \quad (B3.11)$$

$\Phi_{v,i}$	tepelná ztráta větráním místnosti	[W]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]
c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J/(kgK)]
f_{i-z}	poměr mezi minimálním objemovým průtokem místnosti a výsledným objemovým průtokem vzduchu zóny	[-]
$q_{v,leak,i}$	objemový průtok venkovního vzduchu přiváděného do místnosti netěsnostmi a vzduchotechnikou	[m ³ /h]
$q_{v,open,i}$	objemový průtok venkovního vzduchu přiváděného do místnosti neuzavíratelnými otvory v konstrukci	[m ³ /h]
$q_{v,min,i}$	minimální objemový průtok vzduchu v místnosti	[m ³ /h]
$q_{v,techn,i}$	objemový průtok přiváděný do místnosti pro technologii	[m ³ /h]
$q_{v,transfer}$	objemový průtok přestupující do místnosti ze sousední místnosti	[m ³ /h]
$q_{v,env,i}$	objemový průtok venkovního vzduchu přiváděného do místnosti obálkou budovy	[m ³ /h]
$\Phi_{rec,z}$	teplota přívodního vzduchu za zpětným získáváním tepla	[°C]

Minimální hodnoty objemového průtoku pro pracoviště stanovuje nařízení vlády č. 361/2007 Sb. V tomto dokumentu je stanoven objemový průtok podle třídy práce, kterou na pracovišti uvažujeme. Minimální objemové průtoky pro hygienická zařízení definuje vyhláška č. 6/2003 Sb.

B3.3 Celková tepelná ztráta

Celková tepelná ztráta je součtem tepelné ztráty prostupem a větráním. V následující tabulce jsou uvedeny obě tyto tepelné ztráty a celková tepelná ztráta pro každou místnost.

Tabulka B3.1: Tepelné ztráty objektu

Číslo místnosti	Název místnosti	$\Phi_{int,i}$ [°C]	$Q_{T,i}$ [W]	$Q_{V,i}$ [W]	Q_{celk} [W]
101	Foyer + schodiště	15	212	-16	196
102	Zasedací místnost	20	1 159	41	1 200
103	Technická místnost	15	-136	-49	-185
104	Kuchyňka	20	111	0	111
105	Bezbariérové WC	20	56	0	56
106	WC muži	20	27	0	27
107	Předsín toalet - muži	20	142	0	142
108	WC ženy	20	10	0	10
109	Předsín toalet - ženy	20	43	0	43
111	Chodba	15	-12	0	-12
112	Úklidová místnost	20	71	0	71
113	Kancelář	20	572	49	622
114	Kancelář	20	800	43	843
115	Technická místnost	15	-103	177	75
116	Předváděcí hala	18	7 452	1 064	8 517
201a	Open space kancelář	20	3 337	459	3 795
201b	Jednací místnost	20	418	75	494
203	WC muži	20	28	0	28
204	Předsín toalet - muži	20	83	0	83
205	Předsín toalet - ženy	20	13	0	13
206	WC ženy	20	29	0	29
207	Kuchyňka	20	76	0	76
208	Úklidová místnost	15	61	-85	-24
Celková tepelná ztráta					16 356 W

B4 | Výpočet tepelné zátěže

Celková tepelná zátěž objektu se skládá z mnoha složek, které dělíme na vnitřní a vnější tepelné zisky. Následující postup a vzorce byly převzaty z ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů.

B4.1 Vnější tepelné zisky

Vnější tepelné zisky mají zásadní vliv, a to zejména u lehkých a prosklených budov. Jedná se o zisky okny radiací a prostupem, prostupem tepla stěnami a přívodem venkovního vzduchu.

Prostup tepla oknem konvekcí vychází z následujícího vztahu:

$$Q_{ok} = U_{ok} \cdot S_o \cdot (t_e - t_i) \quad (\text{B4.1})$$

U_{ok}	součinitel prostupu tepla oknem	[W/(m ² K)]
S_o	plocha okna	[m ²]
t_e	venkovní teplota	[°C]
t_i	vnitřní teplota	[°C]

Prostup tepla stěnou bude stanoven stejně jako prostup tepla oknem s tím rozdílem, že budeme uvažovat rozměry a tepelné vlastnosti stěny.

Pro stanovení prostupu tepla oknem radiací se použije následující postup. Než ale budeme moci rovnici B4.2 použít, musíme zjistit polohu Slunce a jaký stín bude na zasklení vržen.

$$Q_{or} = [S_{os} \cdot I_o \cdot c_o + (S_o - S_{os} \cdot I_{o,dif})] \cdot s \quad (\text{B4.2})$$

S_{os}	osluněný povrch okna	[m ²]
I_o	celková intenzita sluneční radiace	[W/m ²]
$I_{o,dif}$	intenzita difúzní sluneční radiace	[W/m ²]
c_o	korekce na čistotu atmosféry	[-]
s	stínící součinitel	[-]

$$S_{os} = [L \cdot (e_1 - f)] \cdot [H \cdot (e_2 - g)] \quad (\text{B4.3})$$

L	šířka zasklené části okna	[m]
H	výška zasklené části okna	[m]
e_1	délka stínů od okraje slunolamu	[m]
e_2	délka stínů od okraje slunolamu	[m]
f	svislý odstup od slunolamu	[m]
g	vodorovný odstup od slunolamu	[m]

Sluneční deklinace δ vyjadřuje úhel, který svírá spojnice středu Slunce a Země s rovinou proloženou rovníkem. Nejvyšší hodnota deklinace je při letním slunovratu. [27]

$$\delta = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot M_o) \quad (\text{B4.4})$$

M_o	číslo měsíce	[-]
-------	--------------	-----

S pomocí sluneční deklinace můžeme určit výšku Slunce nad obzorem. Vztah B4.5 platí pro 50° severní šířky.

$$h = \arcsin[0,766 \cdot \sin(\delta) - 0,643 \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(15 \cdot \tau)] \quad (\text{B4.5})$$

δ	sluneční deklinace	[°]
τ	sluneční čas	[°]

Sluneční azimut je úhel, který svírá Slunce se severním směrem. Tento úhel se odečítá ve směru hodinových ručiček.

$$a = 180 - \arcsin \left[\frac{\sin(15 \cdot \tau) \cdot \cos(\delta)}{\cos(h)} \right] \quad (\text{B4.6})$$

δ	sluneční deklinace	[°]
τ	sluneční čas	[°]
h	výška Slunce nad obzorem	[°]

Po určení slunečního azimutu už můžeme určit svislý e_1 a vodorovný stín e_2 , který bude vržen na zasklení v daný čas.

$$e_1 = d_{ok} \cdot \operatorname{tg}(a - \gamma) \quad (\text{B4.7})$$

$$e_2 = c_{ok} \cdot \frac{\operatorname{tg}(h)}{\cos(a - \gamma)} \quad (\text{B4.8})$$

d_{ok}	hloubka okna	[m]
c_{ok}	hloubka okna vzhledem k horní stínící desce	[m]
a	azimut Slunce	[°]
γ	azimut kolmé stěny	[°]

B4.2 Vnitřní tepelné zisky

Vnitřní tepelné zisky zahrnují zisky od vnitřních zdrojů tepla. V tomto smyslu dle ČSN jsou zdrojem tepla lidé, svítidla, technologie, ventilátory a jiné.

Produkce tepla od lidí je spjata s prováděnou činností, teplotou vzduchu, pohlavím a stářím

osob. Norma uvažuje jako základ produkci citelného tepla muže při 26 °C okolního vzduchu a při mírně aktivní práci. Pokud uvažujeme jinou teplotu, je potřeba provést korekci. Pro ženy se uvažuje 85 % a pro děti 75 % produkce tepla muže. Podle toho, jakou činnost osoba vykonává a do které kategorie práce spadá, volíme výchozí produkci tepla.

Tepelná zátěž od svítidel vychází ze vztahu:

$$Q_{sv} = P_{sv} \cdot c_1 \cdot c_2 \quad (\text{B4.9})$$

P_{sv}	příkon svítidla	[W]
c_1	součinitel současnosti	[-]
c_2	zbytkový součinitel	[-]

Dále se započítávají zisky od technologií a jiné zisky. Může se jednat o počítače, tiskárny, stroje apod.

B4.3 Výpočet tepelných zisků

Výpočet tepelné zátěže byl proveden v softwaru Protech v souladu s ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Výpočet byl proveden pro den 21. července s časovým krokem 1 hodina. V létě je požadovaná teplota v místnosti max. 26 °C s tolerancí 2 K.

Protože je severozápadní fasáda z velké části prosklená, byly uvažovány pasivní prvky snižující tepelnou zátěž, a to konkrétně venkovní žaluzie světlé barvy. Tepelná zátěž byla stanovena pro předváděcí halu, kancelářské prostory a foyer.

Ve výpočtu byla uvažována tepelná zátěž od počítačů (100 W/ks), monitorů (35 W/ks) a tiskáren (300 W/ks).

Součástí výpočtu je i tepelná zátěž větráním s přírodním vzduchem 26 °C. Ve vzducho-technické jednotce bude chladič, který tyto zisky pokryje, proto zmíněné zisky větráním nebudou uvažovány při návrhu fancoilů a chladičích stropů. Nicméně pro návrh zdroje chladu budou započítány.

Místnost: 201a Open space kancelář

Údaje převzít z: ▼ Převzít

Zisk z oslunění čas: 15 h 932,1 W

Činnost: Sedící, odpočívající ▼ Ct: 62 W počet: Muži: 5 Ženy: 5 Děti: 0 573,5 W

Svítilna: Tepelný tok Plocha

Žárovky: 0 W/m² 120,0 m² 0,0 W

Zářivky: 0 W/m² 120,0 m² 0,0 W

Jiná: 10 W/m² 120,0 m² 1200,0 W

Výpočet zisků z přívodu venkovního vzduchu

temax zadat te: 30,0 °C ti: 26 °C 300 m³/h 400,0 W

Zisk od technologie 1350,0 W

Jiné zisky 0,0 W

Tepelná zátěž místnosti celkem 4455,6 W

Obrázek B4.1: Vnitřní tepelné zisky pro místnost č. 201a

Posuzovaná místnost

Číslo: 201a

Přípustná teplota tv: 26 °C odchylka: 2 K

Provozní doba od: 8 do: 18 h

Stupeň zadání konstrukcí: 34,6 %

Korekce na vázané tepelné zisky: 1,00

Implicitní hodnoty

T ...

Sp ...

Použít

Použít u vybraných

Zobrazené údaje platí pro zadaný Zohlednění akumulace tepla v místnosti kMm = 25,0 %

OK	ZZ	U	SR m ²	tzk °C	tzk-TV	PO	Typ	Sklon °	Azimut °	Sp	T	M kg	km %	trm °C	Sos m ²	dQ W	Qp W	Qr W	Qrm W
SCH1	Z	0,135	120,40		V	0	Vnější	90	H	0,50				33,21			117,3		
STR1	Z	0,448	102,40	26,00	20	0	Vnitřní	90				71517,18	25			1787,9	0,0		
PDL3	Z	0,149	18,00	26,00	V	0	Vnitřní	90				12477,78	25			311,9	0,0		
SO1	Z	0,186	26,20		V	1	Vnější	90	SV	0,50				27,00			4,9		
OZ1	0	1,100	9,00		V	1	Výplň	90	SV		0,126				0,00		39,6	147,4	62,6
SO1	Z	0,186	24,16		V	2	Vnější	90	SZ	0,50				27,00			4,5		
OZ7	0	1,100	36,00		V	2	Výplň	90	SZ		0,126				16,24		158,4	1044,4	423,4
SO1	Z	0,186	13,96		V	1	Vnější	90	JZ	0,50				29,02			7,8		
OZ8	0	1,100	3,00		V	1	Výplň	90	JZ		0,126				2,24		13,2	172,7	100,5
SN3	Z	1,745	19,64	26,00	15	1	Vnitřní	90				2750,58	25			68,8	0,0		
DN1	0	1,800	1,80	26,00	15	1	Vnitřní	90				0,00	0			0,0	0,0		

Zadání

Maximální zisk z oslunění: 15 h 932 W Časový průběh Výpočet zvoleného měsíce

Výpočet pro čas: max h W Výpočet ročního maxima

Obrázek B4.2: Vnější tepelné zisky pro místnost č. 201a

Výpočet tepelné zátěže podle ČSN 73 05 48

Stavba:	Administrativní budova a předváděcí hala	
Místo:	Blansko	Zadavatel:
Zpracovatel:		
Zakázka:	Diplomová práce.STV	Archiv:
Projektant:	Vendula Kohlová	Datum:
E-mail:		Telefon:

měsíc: červenec $t_{\text{max}} = 30,0^{\circ}\text{C}$ opravný činitel $c_0 = 1,00$

č.m.	název	t_v °C	Δt K	τ_{max} h	Q_{osl} W	k_{Mm} %	$Q_{\text{lidé}}$ W	$Q_{\text{osv.}}$ W	Δt_v K	Q_v W	Q_{tech} W	$Q_{\text{jiné}}$ W	$Q_{\text{citolné}}$ W	kx	Q_{celkem} W
101	Foyer + schodiště	26	2	15	371	25,0	177	534	4,0	87	0	0	1 168	1,00	1 168
102	Zasedací místnost	26	2	16	1 185	25,0	459	270	4,0	320	400	0	2 634	1,00	2 634
113	Kancelář	26	2	15	104	25,0	229	555	4,0	160	560	0	1 608	1,00	1 608
114	Kancelář	26	2	15	156	25,0	115	570	4,0	80	270	0	1 191	1,00	1 191
116	Předváděcí hala	26	2	15	3 813	25,0	1 335	3 300	4,0	1 000	270	0	9 718	1,00	9 718
201a	Open space kancelář	26	2	15	932	25,0	574	1 200	4,0	400	1 350	0	4 456	1,00	4 456
201b	Jednací místnost	26	2	15	185	25,0	177	336	4,0	240	270	0	1 208	1,00	1 208

Výpočet hodnoty Q_v je proveden pro hodnotu Δt_v

Obrázek B4.3: Tepelná zátěž pro 21. červenec

Celková tepelná zátěž budovy je 22,0 kW. Předváděcí hala bude chlazena stropními sálavými panely. V kancelářích, zasedací a jednací místnosti a ve foyer budou chlazení zajišťovat fancoily. Tento způsob byl zvolen s ohledem na rychlejší reakci systému, která je potřeba v prostředí, kde se požadavky mění, a na možnost individuální regulace výkonu v místnosti. Chladicí stropy mají větší setrvačnost a nelze si individuálně regulovat výkon.

B5 | Podlahové vytápění

V objektu bude podlahové vytápění. Potrubí bude umístěno ve vrstvě betonové mazaniny, takže zde bude použit mokrý způsob instalace.

B5.1 Postup návrhu podlahového vytápění

Při návrhu podlahového vytápění musí být dodrženy základní požadavky, které se týkají maximální povrchové teploty podlahy. Dle normy ČSN EN 1264 je maximální teplota 29 °C pro obytné prostory a 35 °C pro okrajové zóny.

Pro stanovení tepelného výkonu podlahového vytápění musíme nejprve stanovit součinitel prostupu tepla podlahové konstrukce U_A a U_B . Tyto veličiny ovlivňují tepelný tok od osy trubek podlahového vytápění směrem do místnosti a směrem z místnosti. Pro výpočet těchto součinitelů byly použity následující vztahy:

$$U_A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_A} + \sum \frac{a_n}{\lambda_n}} \quad (\text{B5.1})$$

U_A	součinitel prostupu tepla směrem do vytápěného prostoru	[kW]
α_A	součinitel přestupu tepla na příslušné straně	[W/(m ² K)]
a_n	tloušťka jednotlivých vrstev konstrukce	[m]
λ_n	tepelná vodivost materiálu příslušné vrstvy	[W/(m ² K)]

$$U_B = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{b_n}{\lambda_n}} \quad (\text{B5.2})$$

U_B	součinitel prostupu tepla směrem z vytápěného prostoru	[kW]
α_B	součinitel přestupu tepla na příslušné straně	[W/(m ² K)]
b_n	tloušťka jednotlivých vrstev konstrukce	[m]
λ_n	tepelná vodivost materiálu příslušné vrstvy	[W/(m ² K)]

Dalším krokem je stanovení součinitele m neboli charakteristické číslo podlahy. Tento součinitel se liší podle použitého typu podlahového vytápění. Pro případ desky se zabudovanými trubkami vycházíme z následujícího vztahu:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (U_A + U_B)}{\pi^2 \cdot \lambda \cdot d_e}} \quad (\text{B5.3})$$

m	součinitel m neboli charakteristické číslo podlahy	$[\text{m}^{-1}]$
U_A	součinitel prostupu tepla směrem do vytápěného prostoru	$[\text{kW}]$
U_B	součinitel prostupu tepla směrem z vytápěného prostoru	$[\text{kW}]$
λ	tepelná vodivost vrstvy, kde jsou uloženy trubky	$[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$
d_e	vnější profil potrubí	$[\text{m}]$

V dalším kroku výpočtu provedeme zjednodušení, ve kterém soustavu trubek podlahového vytápění proložíme rovinnou deskou a stanovíme střední teplotu v rovině desek. Této problematice se více věnuje kapitola A1.3. Výpočet střední teploty t_s se liší podle teplotních podmínek na spodní a vrchní straně desky. V případě, že je teplota stejná na obou stranách konstrukce, pak výpočet provádíme podle vztahu B5.4. Pokud jsou teplotní podmínky rozdílné, pak vycházíme ze vztahu B5.5.

$$t_s = (t_m - t_i) \cdot \frac{\operatorname{tgh}(m \cdot \frac{L}{2})}{m \cdot \frac{L}{2}} + t_i \quad (\text{B5.4})$$

t_s	střední teplota v proložené rovině	$[\text{°C}]$
t_m	průměrná teplota potrubí	$[\text{°C}]$
t_i	vnitřní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$
m	součinitel m neboli charakteristické číslo podlahy	$[\text{m}^{-1}]$
L	rozteč potrubí	$[\text{m}]$

$$t_s = (t_m - t_i) \cdot \frac{\operatorname{tgh}(m \cdot \frac{L}{2})}{m \cdot \frac{L}{2}} - \frac{U_B}{U_A + U_B} \left(1 - \frac{\operatorname{tgh}(m \cdot \frac{L}{2})}{m \cdot \frac{L}{2}} \right) \cdot (t_i - t_{iB}) \quad (\text{B5.5})$$

t_s	střední teplota v proložené rovině	$[\text{°C}]$
t_m	průměrná teplota potrubí	$[\text{°C}]$
t_i	vnitřní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$
t_{iB}	výpočtová teplota na druhé straně konstrukce	$[\text{°C}]$
m	součinitel m neboli charakteristické číslo podlahy	$[\text{m}^{-1}]$
L	rozteč potrubí	$[\text{m}]$

Jak již bylo zmíněno na počátku kapitoly, tak velmi důležitá pro návrh je povrchová teplota podlahy. Tu stanovujeme z následujících vztahů B5.6 a B5.7.

$$t_{pA} = \frac{U_A}{\alpha_A} \cdot (t_s - t_{iA}) + t_{iA} \quad (\text{B5.6})$$

t_{pA}	povrchová teplota na vnitřní straně konstrukce	$[\text{°C}]$
t_s	střední teplota v proložené rovině	$[\text{°C}]$
t_{iA}	výpočtová teplota v místnosti nad konstrukcí	$[\text{°C}]$

$$t_{pB} = \frac{U_B}{\alpha_B} \cdot (t_s - t_{iB}) + t_{iB} \quad (\text{B5.7})$$

t_{pB}	povrchová teplota na vnější straně konstrukce	$[\text{°C}]$
t_s	střední teplota v proložené rovině	$[\text{°C}]$
t_{iB}	výpočtová teplota v místnosti pod konstrukcí	$[\text{°C}]$

V dalším kroku výpočtu stanovíme měrný tepelný tok z otopné plochy. A to jak do místnosti (viz vztah B5.8), tak i do zeminy či sousední místnosti (viz vztah B5.9).

$$q_A = \alpha_A \cdot (t_{pA} - t_i) \quad (\text{B5.8})$$

q_A	měrný tepelný tok z povrchu konstrukce	[W/m ²]
α_A	součinitel přestupu tepla na příslušné straně	[W/(m ² K)]
t_{pA}	povrchová teplota na vnitřní straně konstrukce	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]

$$q_B = U_B \cdot (t_{pB} - t_{iB,e}) \quad (\text{B5.9})$$

q_B	měrný tepelný tok z povrchu konstrukce do nevytápěných prostor	[W/m ²]
α_B	součinitel přestupu tepla na příslušné straně	[W/(m ² K)]
t_{pB}	povrchová teplota na vnější straně konstrukce	[°C]
$t_{iB,e}$	teplota interiéru, zeminy nebo exteriéru	[°C]

Celkový měrný tepelný výkon se vypočítá následovně:

$$q = q_A + q_B \quad (\text{B5.10})$$

q_A	měrný tepelný tok z povrchu konstrukce	[W/m ²]
q_B	měrný tepelný tok z povrchu konstrukce do nevytápěných prostor	[W/m ²]

Tepelný výkon je pak vyjádřen takto:

$$Q_A = q_A \cdot A \quad (\text{B5.11})$$

Q_A	tepelný výkon podlahového vytápění	[W]
q_A	měrný tepelný tok z povrchu konstrukce	[W/m ²]
A	plocha podlahového vytápění	[m ²]

Tepelný výkon musí pokrýt tepelnou ztrátu místnosti, aby byla v místnosti zajištěna navrhovaná teplota.

Při návrhu otopné plochy bychom měli uvažovat, zda dojde k zakrytí otopné plochy nábytkem. Uvádí se, že vliv nábytku na vysokých nohách lze zanedbat. Pokud se v místnosti nachází nábytek s krátkými nohama, pak musíme výkon podlahové vytápění v dané ploše redukovat o 50 %. [28]

B5.2 Výpočet podlahového vytápění

Podlahové vytápění bude umístěno v 1. NP a 2. NP administrativní budovy a rovněž v objektu předávací haly. Teplotní spád otopné vody pro podlahové vytápění v administrativní budově bude 36/28 °C a pro předváděcí halu bude teplotní spád 44/36 °C. Parametry otopné vody se liší z důvodu rozdílných skladeb podlahových konstrukcí v hale a administrativě.

Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel podle postupu, který je uveden

v kapitole B5.1.

V následující tabulce B5.1 jsou shrnuty navržené plochy, rozteče, měrné výkony a tepelné výkony v jednotlivých místnostech. Podrobnější výpočty jsou uvedeny v podkapitolách B5.2.1, B5.2.2 a B5.2.3.

Tabulka B5.1: Souhrn navržených ploch a rozteče podlahového topení

Č.m.	Název	Φ [W]	L [m]	q_A [W/m^2]	S_p [m^2]	Q_p [W]
101	Foyer+schodiště	196,4	0,3	49,70	4,77	237
102	Zasedací místnost	1 199,7	0,1	68,71	17,76	1 220
103	Technická místnost	-185,0	-	-	-	-
104	Kuchyňka	111,3	0,3	49,70	2,48	123
105	Bezbariérové WC	55,9	-	-	-	-
106	WC muži	26,5	-	-	-	-
107	Předsíň toalet - muži	142,1	0,1	68,71	2,39	164
108	WC ženy	10,4	-	-	-	-
109	Předsíň toalet - ženy	42,5	-	-	-	-
111	Chodba	-12,5	-	-	-	-
112	Úklidová místnost	71,4	-	-	-	-
113	Kancelář	621,6	0,3	49,70	13,37	664
114	Kancelář	843,0	0,3	49,70	17,65	877
115	Technická místnost	74,9	-	-	-	-
116	Předváděcí hala	8 516,6	0,3	64,96	144,90	9 412
201a	Open space kancelář	3 795,1	0,2	55,82	71,58	3 996
201b	Jednací místnost	493,8	0,3	46,92	13,18	618
203	WC muži	28,2	-	-	-	-
204	Předsíň toalet - muži	83,2	0,3	51,65	2,01	104
205	Předsíň toalet - ženy	13,2	-	-	-	-
206	WC ženy	28,6	-	-	-	-
207	Kuchyňka	76,2	0,3	51,65	0,90	46
208	Úklidová místnost	-24,1	-	-	-	-

B5.2.1 Podlahové vytápění v 1. NP

V tabulce B5.2 je uvedena skladba podlahy v 1. NP, která přiléhá k zemině. V další tabulce B5.3 jsou uvedeny vypočítané hodnoty součinitelů prostupu tepla U_A a U_B a součinitele m .

Tabulka B5.2: Skladba podlahové konstrukce v 1. NP

Pořadí	Materiál	d [m]	λ [(W/mK)]
1	Keramická dlažba	0,008	1,010
2	Lepicí tmel na bázi cementu	0,004	-
3	Penetrační nátěr	-	-
4	Betonová mazanina	0,050	1,280
6	PE fólie	0,001	-
5	EPS 150	0,140	0,039

Tabulka B5.3: Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m

U_A	6,034	$W/(m^2K)$
U_B	0,239	$W/(m^2K)$
m	7,88	m^{-1}

Tabulka B5.4: Návrhové parametry dle rozteče L

L	[m]	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
t_s	[°C]	31,4	30,7	29,9	29,1	28,2
t_{pA}	[°C]	28,6	28,1	27,5	26,8	26,2
t_{pB}	[°C]	8,7	8,6	8,5	8,4	8,3
q_a	[W/m^2]	68,7	64,7	59,8	54,7	49,7
q_b	[W/m^2]	6,3	6,1	6,0	5,8	5,6
q	[W/m^2]	75,0	70,8	65,8	60,5	55,3

Tabulka B5.4 slouží k návrhu podlahového vytápění. Podle vybrané rozteče trubek otopného hadu můžeme pro danou podlahovou konstrukci odečíst měrný tepelný tok do místnosti q_A . Podle této hodnoty a tepelné ztráty místnosti určíme, jakou plochu musí podlahové vytápění zaujímat.

B5.2.2 Podlahové vytápění ve 2. NP

Skladba podlah ve 2. NP je dvojího druhu - rozdíl je v nášlapné vrstvě. V těchto prostorách se nachází z větší části vinylová podlaha, ale v kuchyňce a v předsínce pánských toalet je keramická dlažba.

Tabulka B5.5: Skladba podlahové konstrukce ve 2. NP

Pořadí	Materiál	d [m]	λ [(W/mK)]
1	Vinyl	0,008	0,300
2	Samonivelační stěrka	0,004	1,3
3	Cementový potěr	0,040	1,280
4	PE fólie	0,001	-
5	Desky čedičové vlny	0,070	0,043
6	Železobeton C20/25, B500B	0,250	1,580

Tabulka B5.6: Skladba podlahové konstrukce ve 2. NP

Pořadí	Materiál	d [m]	λ [(W/mK)]
1	Keramická dlažba	0,008	1,010
2	Lepicí tmel na bázi cementu	0,004	-
3	Penetrační nátěr	-	-
4	Cementový potěr	0,033	1,280
5	PE fólie	0,001	-
6	Desky čedičové vlny	0,070	0,043
7	Železobeton C20/25, B500B	0,250	1,580

Tabulka B5.7: Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m pro skladbu s vinylem

U_A	5,563	$W/(m^2K)$
U_B	0,510	$W/(m^2K)$
m	7,75	m^{-1}

Tabulka B5.8: Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m pro skladbu s keramickou dlažbou

U_A	6,332	$W/(m^2K)$
U_B	0,510	$W/(m^2K)$
m	8,23	m^{-1}

Tabulka B5.9: Návrhové parametry dle rozteče L - vinylová podlaha

L	[m]	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
t_s	[°C]	31,4	30,8	30,0	29,2	28,4
t_{pA}	[°C]	27,9	27,5	27,0	26,4	25,9
t_{pB}	[°C]	19,1	19,1	19,0	19,0	18,9
q_a	[W/m ²]	63,6	60,0	55,8	51,3	46,9
q_b	[W/m ²]	6,9	6,5	6,1	5,7	5,3
q	[W/m ²]	70,4	66,6	62,0	57,1	52,2

Tabulka B5.10: Návrhové parametry dle rozteče L - keramická dlažba

L	[m]	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
t_s	[°C]	31,4	30,7	29,8	29,0	28,2
t_{pA}	[°C]	29,0	28,4	27,8	27,1	26,5
t_{pB}	[°C]	19,1	19,1	19,0	18,9	18,9
q_a	[W/m ²]	71,9	67,5	62,3	56,9	51,7
q_b	[W/m ²]	6,8	6,5	6,0	5,6	5,2
q	[W/m ²]	78,7	74,0	68,4	62,5	56,8

B5.2.3 Podlahové vytápění v předváděcí hale

Tabulka B5.11: Skladba podlahové konstrukce v předváděcí hale

Pořadí	Materiál	d [m]	λ [(W/mK)]
1	Ocelí hlazený drátkobeton	0,200	1,580
2	PE fólie	0,001	-
3	EPS 200	0,120	0,037

Tabulka B5.12: Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m

U_A	4,056	W/(m ² K)
U_B	0,263	W/(m ² K)
m	5,88	m ⁻¹

Tabulka B5.13: Návrhové parametry dle rozteče L

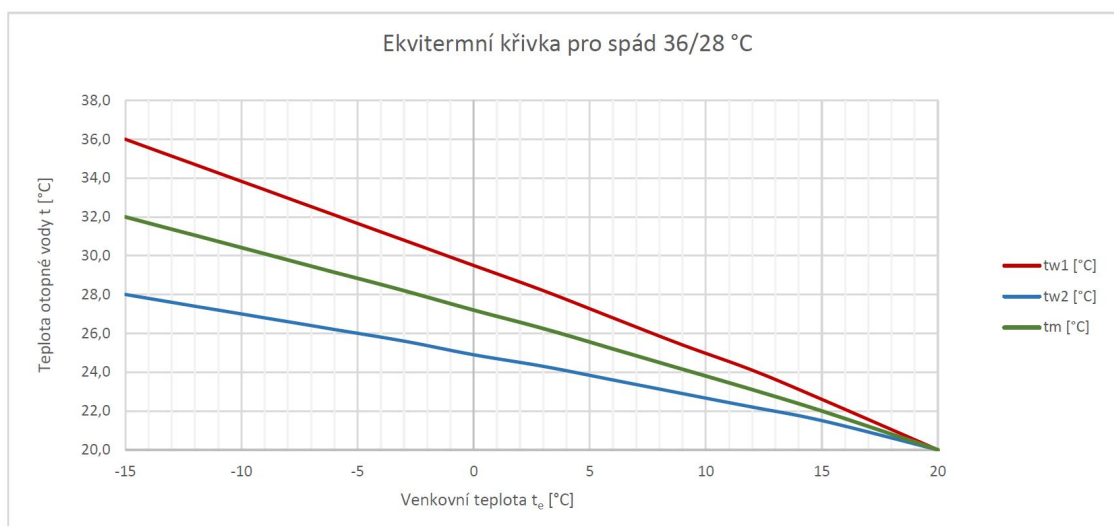
L	[m]	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
t_s	[°C]	39,4	38,8	38,0	37,0	36,0
t_{pA}	[°C]	29,9	29,5	29,1	28,6	28,1
t_{pB}	[°C]	12,9	12,7	12,4	12,2	11,9
q_a	[W/m ²]	78,9	76,2	72,9	69,0	65,0
q_b	[W/m ²]	13,4	13,1	12,6	12,2	11,8
q	[W/m ²]	92,3	89,3	85,5	81,2	76,7

Tabulka B5.13 slouží k návrhu podlahového vytápění. Podle vybrané rozteče trubek otopného hadu můžeme pro danou podlahovou konstrukci odečíst měrný tepelný tok do místnosti q_A . Podle této hodnoty a tepelné ztráty místnosti určíme, jakou plochu musí podlahové vytápění zaujímat.

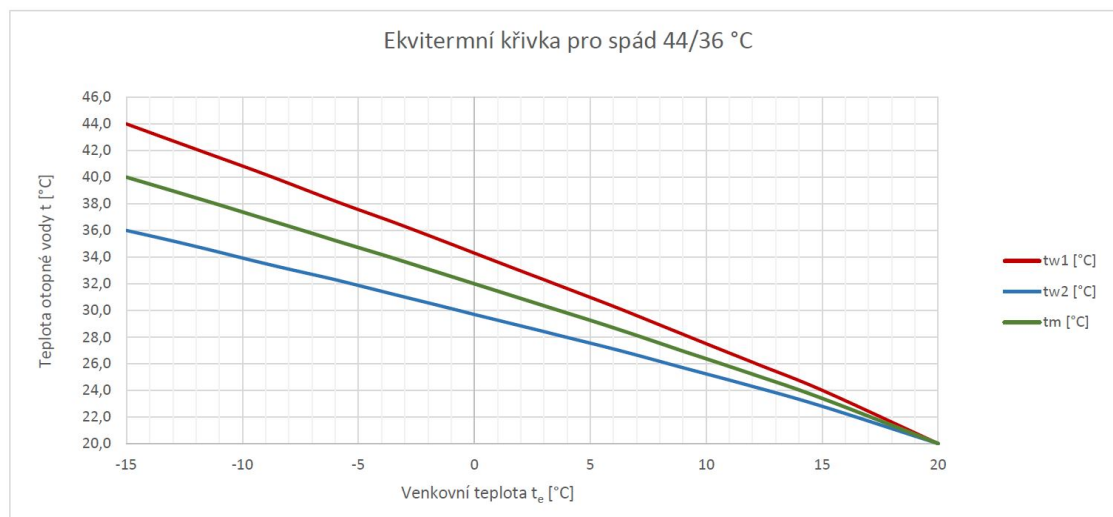
B5.3 Ekvitermní křivky

Výkon podlahového vytápění bude regulován ekvitermně, to znamená na základě venkovní teploty. Při vyšší venkovní teplotě než návrhové bude teplota otopné vody nižší.

Byly vytvořeny ekvitermní křivky pro návrhový spád otopné vody 36/28 °C a pro spád 44/36 °C.



Obrázek B5.1: Ekvitermní křivka pro spád 36/28 °C



Obrázek B5.2: Ekvitermní křivka pro spád 44/36 °C

B5.4 Postup hydraulického výpočtu

Tlakové ztráty v otopném hadu dělíme na ztráty třením a ztráty místními odpory.

Tlakové ztráty třením závisí na tvaru a rozměrech potrubí, drsnosti a délky potrubí. Dále také závisí na hustotě a kinematické viskozitě proudící tekutiny. [29]

Celková tlaková ztráta je dána vztahem:

$$\Delta p = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi \quad (\text{B5.12})$$

Δp	celková tlaková ztráta	[Pa]
Δp_λ	tlaková ztráta třením	[Pa]
Δp_ξ	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]

Jednotlivé otopné hady musí být vůči sobě hydraulicky zaregulovány. Aby bylo možné vnést do jednotlivých větví požadovanou tlakovou ztrátu p_{RV} , musí být délka potrubí přibližně stejná. Také by délka neměla přesáhnout 120 m. [30, str. 261]

Pro výpočet tlakových ztrát potrubí musíme nejprve určit hmotnostní průtok jednotlivých větví. To provedeme následovně. [30, str. 261]

$$M = \frac{Q_{celk}}{c \cdot \Delta t} \quad (\text{B5.13})$$

M	hmotnostní průtok	[kg/h]
Q_{celk}	celkový výkon tepelného okruhu	[W]
c	měrná tepelná kapacita teplotonosné látky	[J/(kgK)]
Δt	rozdíl teplot přívodu a vratu	[K]

Tlaková ztráta třením je pak vyjádřena vztahem B5.14. Pro zjištění měrné tlakové ztráty se použije rovnice B5.15.

$$\Delta p_\lambda = R \cdot l \quad (\text{B5.14})$$

Δp_λ	tlaková ztráta třením	[Pa]
R	měrná ztráta třením	[Pa/m]
l	délka otopného hadu	[m]

$$R = \frac{\lambda_R}{d_i} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{B5.15})$$

R	měrná ztráta třením	[Pa/m]
λ_R	součinitel třecí ztráty	[-]
d_i	vnitřní průměr potrubí	[m]
w	rychlost proudění teplotnosné látky	[m/s]
ρ	hustota teplotnosné látky	[kg/m ³]

Druhá tlaková ztráta, tlaková ztráta místními odpory, se stanoví vztahem B5.16.

$$\Delta p_z = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{B5.16})$$

Δp_z	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
ξ	součinitel místního odporu	[-]
w	rychlost proudění teplotnosné látky	[m/s]
ρ	hustota teplotnosné látky	[kg/m ³]

Při návrhu tlakové ztráty místními odpory u podlahového vytápění vnáší do okruhu ztráty pouze oblouky otopného hadu. Celkový součinitel místního odporu lze stanovit pomocí vztahu B5.17 pro spirálovou pokládku a pomocí vztahu B5.18 pro meandrovou pokládku.

$$\sum \xi = (n_t - 1) \cdot \xi_\phi \quad (\text{B5.17})$$

$\sum \xi$	celkový součinitel místního odporu	[-]
n_t	počet řad trubek otopného hadu	[-]
ξ_ϕ	součinitel místního odporu oblouku	[-]

$$\sum \xi = 2 \cdot (n_t - 1) \cdot \xi_\phi \quad (\text{B5.18})$$

$\sum \xi$	celkový součinitel místního odporu	[-]
n_t	počet řad trubek otopného hadu	[-]
ξ_ϕ	součinitel místního odporu oblouku	[-]

B5.5 Hydraulický výpočet

V rámci projektu jsou uvažovány tři rozdělovače a sběrače otopných okruhů. Jeden bude umístěn v předávací hale a další dva budou v administrativní budově (v 1. NP a ve 2. NP). Bližšímu návrhu rozdělovačů a sběračů se věnuje kapitola B5.6. S tímto návrhem bylo uvažováno už při výpočtu tlakových ztrát jednotlivých okruhů.

Metodika výpočtu je popsána v kapitole B5.4. V této kapitole je přiložena tabulka s vlastními hodnotami a výsledky tlakových ztrát.

Tabulka B5.14: Výpočet tlakových ztrát jednotlivých okruhů

Číslo okruhu	Délka [m]	Q [W]	M [kg/h]	w [m/s]	R [Pa/m]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_z [Pa]
1	108,2	847,2	91,1	0,19	53,1	5 745	327	6 072
2	112,3	733,4	78,8	0,17	39,1	4 391	215	4 606
3	82,0	877,2	94,3	0,20	61,2	5 021	149	5 170
4	106,7	828,7	89,1	0,19	53,1	5 666	260	5 926
5	65,3	618,4	66,5	0,14	20,8	1 358	88	1 446
6	108,0	1 053,4	113,2	0,21	62,2	6 718	241	6 959
7	111,9	1 075,1	115,6	0,24	89,5	10 015	243	10 258
8	99,2	893,7	96,1	0,19	47,3	4 692	197	4 890
9	106,5	1 123,8	120,8	0,23	79,9	8 510	289	8 799
10	93,2	1 058,8	113,8	0,24	89,5	8 341	200	8 542
11	70,7	805,4	86,6	0,18	40,9	2 892	153	3 045
12	82,1	1 312,1	141,0	0,30	131,0	10 755	537	11 292
13	86,8	1 331,6	143,1	0,30	131,0	11 371	313	11 684
14	86,3	1 331,6	143,1	0,30	131,0	11 305	425	11 730
15	75,5	1 188,7	127,8	0,27	110,0	8 305	217	8 522
16	78,5	1 201,7	129,2	0,27	110,0	8 635	217	8 852
17	71,6	1 169,2	125,7	0,26	103,0	7 375	202	7 576

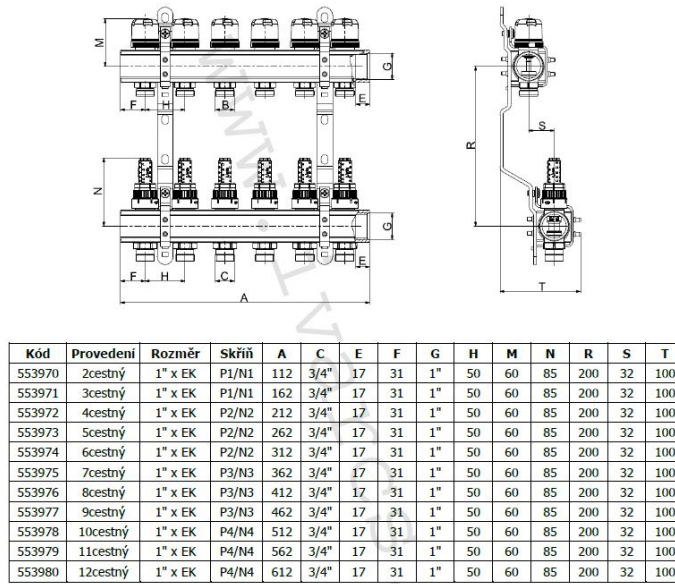
B5.6 Rozdělovače a sběrače pro otopné okruhy

Pro danou budovu jsou navrženy tři rozdělovače a sběrače pro podlahové vytápění od firmy IVAR.CS, typ 553 VP.

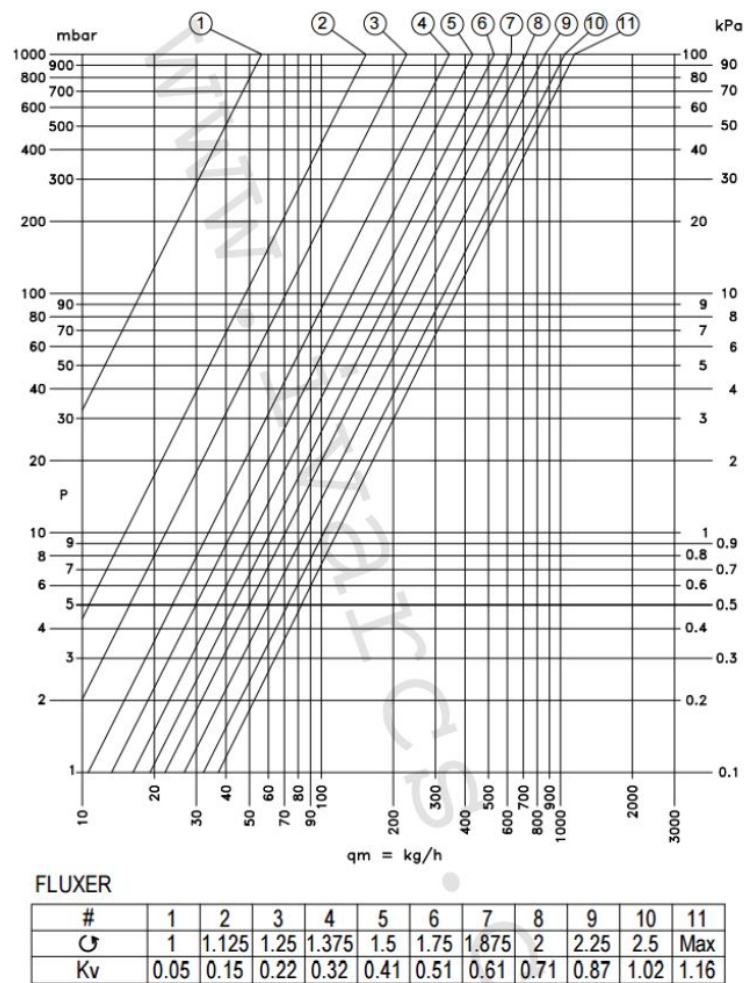
V 1. NP bude osazen tento prvek pod schody a bude mít čtyři vstupy a čtyři výstupy. Ve 2. NP bude rozdělovač a sběrač osazen v open space kanceláři a bude disponovat pěti vstupy a pěti výstupy. Poslední třetí rozdělovač a sběrač bude umístěn v předváděcí hale v blízkosti technické místnosti a bude umožňovat napojení osmi okruhů.

V tabulce B5.15 jsou vypočítány potřebné tlakové ztráty, které se musí vnést do jednotlivých okruhů pomocí regulačních armatur, které jsou součástí rozdělovače a sběrače. Této hodnotě odpovídá jejich přednastavení. Dále je zde uvedeno pootočení pro dané přednastavení. Přednastavení prvků bylo stanoveno na základě grafu hydraulických charakteristik od výrobce, viz B5.4.

Z rozdělovače a sběrače v technické místnosti povedou dvě větve pro podlahové vytápění - pro administrativní budovy a pro předváděcí halu. Tyto dvě části jsou tedy nezávislé na sobě a může být v provozu i pouze jedna z nich.



Obrázek B5.3: Rozdělovač a sběrač pro podlahové vytápění [31]



Obrázek B5.4: Hydraulické charakteristiky rozdělovače a sběrače [31]

Tabulka B5.15: Hydraulické přednastavení otopné soustavy

Číslo okruhu	Δp_z [Pa]	Přednastavení [-]	Otáčky [-]	Δp_{RV} [Pa]	Δp [Pa]
1	6 073	11	max	600	6 673
2	4 606	6	1,750	2 066	6 673
3	4 164	9	2,250	1 503	6 673
4	5 926	10	2,500	747	6 673
5	1 446	3	1,250	9 712	11 158
6	6 959	6	1,750	4 200	11 158
7	10 258	11	max	900	11 158
8	4 890	5	1,500	6 269	11 158
9	8 799	9	2,250	2 359	11 158
10	8 542	7	1,875	4 688	13 230
11	3 045	4	1,375	10 186	13 230
12	11 292	10	2,500	1 938	13 230
13	11 684	11	max	1 546	13 230
14	11 730	11	max	1 500	13 230
15	8 522	7	1,875	4 708	13 230
16	8 852	8	2,000	4 378	13 230
17	7 576	6	1,750	5 654	13 230

B6

Materiály a uložení potrubí

Pro podlahové vytápění je použito potrubí RAUTHERM S 17×2,0 mm, které je ze síťovaného polyethylenu PE-Xa. Otopné hady jsou ve tvaru spirál. Výjimkou je část otopného hadu ve foyer a v předsínce toalet, kde jsou hady kladeny ve tvaru meandru. Otopné hady při prostupu konstrukcemi a dilatačními spárami budou uloženy do chráničky. Potrubí bude umístěno ve vrstvě betonové mazaniny, takže zde bude použit mokrá způsob instalace.

Potrubí, kterými jsou tvořeny jednotlivé větve od rozdělovače a sběrače v technické místnosti, bude z mědi a bude opatřeno tepelnou izolací. Toto potrubí bude částečně uloženo v podlaze ve vrstvě tepelné izolace a částečně vedeno pod stropem. Potrubí vedené volně bude opatřeno tepelnou izolací Rockwool Pipo ALS. Potrubí uložené v podlaze bude opatřeno tepelnou izolací Mirelon a bude mít poloviční tloušťku oproti potrubí vedenému volně.

Jak již bylo zmíněno, tak měděné potrubí bude opatřeno tepelnou izolací. Návrh tloušťky tepelné izolace byl proveden v souladu s vyhláškou č. 193/2007 Sb. pomocí výpočtu na webové stránce www.tzb-info.cz. V následující tabulce B6.1 jsou uvedeny navržené tepelné izolace a na obrázku B6.1 je zobrazeno, jaké parametry byly do výpočtu zadány pro jednu zvolenou dimenzi potrubí.

Tabulka B6.1: Navržené tloušťky tepelné izolace potrubí

D×t	Materiál	Tloušťka TI [mm]	$U_{o,193/2007}$ [W/(mK)]	U_o [W/(mK)]	Posouzení
15×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,146	0,15	Vyhovuje.
18×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,164	0,18	Vyhovuje.
22×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,179	0,18	Vyhovuje.
28×1,5	Rockwool Pipo ALS	40	0,158	0,18	Vyhovuje.
35×1,5	Rockwool Pipo ALS	50	0,164	0,18	Vyhovuje.
42×1,5	Rockwool Pipo ALS	40	0,204	0,27	Vyhovuje.
54×2	Rockwool Pipo ALS	40	0,245	0,27	Vyhovuje.
57×2	Rockwool Pipo ALS	40	0,253	0,27	Vyhovuje.
64×2	Rockwool Pipo ALS	50	0,239	0,27	Vyhovuje.

Izolace - podrobně technické informace

ROCKWOOL > PIP0/PIPO ALS

Rozměry izolace - tl. 40

Tloušťka $s_{iz} = 40$ mm

Souč. tepelné vodivosti $\lambda_{iz} = 0.036$ W / m K

Trubka


Měď

Rozměry trubky - 28x1.5

Průměr $d = 28$ mm

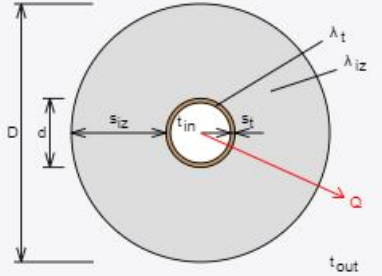
Tloušťka stěny $s_t = 1.5$ mm

Souč. tepelné vodivosti $\lambda_t = 372$ W / m K



Řezaná potrubní pouzdra z minerální vlny pro izolaci potrubních rozvodů, kaširovaná hliníkovou fólií.

Rozsah provozních teplot: od 15 °C do 250 °C



$D = d + 2 s_{iz} = 108$ mm

Potrubí	
Teplota média	$t_{in} = 32$ °C
Teplota v okolí potrubí	$t_{out} = 20$ °C
Relativní vlhkost vzduchu	rh = 65 % ???
Teplota rosného bodu	$t_w = 13.6$ °C
Součinitel přestupu tepla	
na vnějším povrchu	$\alpha_e = 10$ W / m ² K
Délka potrubí	$l = 1$ m

Určující souč. prostupu tepla (dle vyhl. 193/2007) DN 20 - DN 32 => $U_{o,193/2007} = 0.18$ W / m K

Součinitel prostupu tepla izolovaného potrubí $U_o = 0.158 \leq 0.18$ W / m K => **VYHOVUJE požadavkům vyhlášky č. 193/2007**

Povrchová teplota izolovaného potrubí $t_{p,iz} = 20.6$ °C > t_w => na povrchu potrubí nedochází ke kondenzaci

Tepelná ztráta potrubí bez izolace $q_p = 10.6$ W/m

Tepelná ztráta potrubí s izolací $q_{iz} = 1.9$ W/m

Energetická úspora izolovaného potrubí 82 %

Obrázek B6.1: Výpočet tloušťky tepelné izolace pro potrubí 28 × 1,5 mm [32]

B7 | Vzduchová clona

V předávací hale jsou umístěny sekční vrata o rozměrech 4 × 4 m. Z důvodu velkého úniku tepla při jejich otevření byla navržena dveřní clona, která eliminuje ztrátu tepla. Ze clony je vyfukován teplý vzduch o určité rychlosti. Čím je proud vzduchu silnější, tím větší má clonící účinek. Výstupní teplota ze clony by neměla překročit teplotu 35 °C, protože vyšší teploty jsou pro osoby pohybující se pod clonou nepříjemné. [33]

Sekční vrata se budou vysouvat po stěně a střeše nahoru. Byla vybrána horizontální clona. Hlavní rozhodovací faktor byl, že oproti vertikální cloně je prvek horizontální účinnější. Clona bude zavěšena na atypické konstrukci, která bude zavěšená ze střešní konstrukce.

Při návrhu průtoku vzduchu dveřmi byla nejprve stanovena hustota vzduchu v interiéru a v exteriéru pro letní a zimní období. S použitím těchto hodnot byl vypočítán průtok vzduchu otvorem v létě a v zimě. [34, str. 32]

$$\rho = \frac{1,276}{1 + 0,00366 \cdot t} \quad (\text{B7.1})$$

ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]
t	teplota vzduchu	[°C]

$$V = \mu \cdot b \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_i \cdot \rho_e \cdot h^3 \cdot (\rho_e - \rho_i)}{(\sqrt[3]{\rho_e} + \sqrt[3]{\rho_i})^3}} \quad (\text{B7.2})$$

μ	výtokový součinitel	[-]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
b	šířka dveřního otvoru	[m]
h	výška dveřního otvoru	[m]
ρ_i	hustota vzduchu v interiéru	[kg/m ³]
ρ_e	hustota vzduchu v exteriéru	[kg/m ³]

$$\rho_{i,L} = \frac{1,276}{1 + 0,00366 \cdot 26} = 1,165 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{B7.3})$$

$$\rho_{i,Z} = \frac{1,276}{1 + 0,00366 \cdot 20} = 1,189 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{B7.4})$$

$$\rho_{e,L} = \frac{1,276}{1 + 0,00366 \cdot 30} = 1,149 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{B7.5})$$

$$\rho_{e,Z} = \frac{1,276}{1 + 0,00366 \cdot (-15)} = 1,350 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{B7.6})$$

$$V_L = 0,65 \cdot 4 \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,165 \cdot 1,149 \cdot 4^3 \cdot (1,165 - 1,165)}{(\sqrt[3]{1,165} + \sqrt[3]{1,149})^3}} = 2,91 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{B7.7})$$

$$V_Z = 0,65 \cdot 4 \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,189 \cdot 1,350 \cdot 4^3 \cdot (1,350 - 1,89)}{(\sqrt[3]{1,350} + \sqrt[3]{1,189})^3}} = 9,65 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{B7.8})$$

Pomocí rovnic B7.7 a B7.8 byl stanoven průtok vzduchu otvorem v létě a v zimě. Pro výpočet je uvažováno, že sekční vrata budou otevřena 10 % celkového času (viz rovnice B7.9 a B7.10).

$$V_L = \frac{2,91 \cdot 3600}{10} = 1\,048 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B7.9})$$

$$V_Z = \frac{9,65 \cdot 3600}{10} = 3\,474 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B7.10})$$

Zvolená clona bude disponovat minimálním průtokem vzduchu $3\,500 \text{ m}^3/\text{h}$ a bude obsahovat vodní ohřívač, protože s výhodou můžeme použít otopné vody z přilehlé technické místnosti. Teplotní spád tohoto okruhu bude $40/30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Byly zvoleny dvě vzduchové clony PA 3520WLL od firmy Systemair. Jedna clona má délku 2 039 mm, maximální průtok vzduchu $3\,050 \text{ m}^3/\text{h}$ a topný výkon vodního výměníku 14,0 kW.

♠ Clony s vodním ohřevem - PA 3500WLL, výměník pro velmi nízkou vstupní teplotu vody ($<60 \text{ }^\circ\text{C}$)

Typ	Topný výkon ^{*6} [kW]	Průtok vzduchu ^{*1} [m ³ /h]	Δt ^{*3,6} [$^\circ\text{C}$]	Objem vody [l]	Hladina hluku ^{*2} [dB(A)]	Příkon motoru [W]	Napětí motoru [V]	Proud motoru [A]	Délka [mm]	Hmotnost [kg]
PA 3510WLL	7,2	830/1700	15/13	2,0	40/57	470	230V~	2,0	1039	44
PA 3515WLL	10,5	1200/2500	14/12	4,1	40,5/58,5	650	230V~	2,8	1549	63
PA 3520WLL	14,0	1460/3050	16/14	5,6	42/59,5	810	230V~	3,5	2039	78
PA 3525WLL	19,4	2200/4400	15/13	8,3	42/60,5	1140	230V~	4,9	2549	100

*1) Minimální/maximální průtok vzduchu z celkových 5 stupňů.

*2) Podmínky: Vzdálenost od clony 5 m, směrový faktor 2, ekvivalentní absorpční plocha 200 m², při minimálním/maximálním průtoku vzduchu.

*3) Δt = zvýšení teploty vzduchu při maximálním topném výkonu a minimálním/maximálním průtoku vzduchu.

*4) Platí pro teplotní spád vody 80/60 $^\circ\text{C}$

*5) Platí pro teplotní spád vody 60/40 $^\circ\text{C}$

*6) Platí pro teplotní spád vody 40/30 $^\circ\text{C}$

Obrázek B7.1: Parametry vzduchové clony PA 3520WLL



Obrázek B7.2: Vzduchová clona PA 3520WLL Systemair

Varianta vytápění I.

Dále se diplomová práce dělí na dvě varianty. Varianta I. uvažuje jako zdroje tepla a chladu tepelná čerpadla vzduch-voda a varianta II. uvažuje jako zdroj tepla plynové kondenzační kotle a jako zdroj chladu chiller.

Protože každá varianta dosáhne jiné teploty otopné vody, liší se v návrhu teplé vody, dimenzí rozvodů v technické místnosti, návrhu čerpadel atp.

B8 | Teplá voda

Následující kapitola se věnuje stanovení potřeby teplé vody v objektu a návrhu přípravy teplé vody včetně navržení zásobníku teplé vody.

B8.1 Potřeba teplé vody

Teplá voda v objektu bude využívána na mytí rukou, mytí nádobí a na úklid. Množství teplé vody je počítáno z předpokladu, že je v administrativní budově potřeba 15 l/os.den a na úklid 20 l/100 m². V objektu je uvažováno 20 osob. Podlahová plocha objektu je 640 m². Z těchto vstupů je stanoveno, že potřeba teplé vody bude 0,428 m³/den.

$$V_{TV} = 15 \cdot 20 + 20 \cdot 640 = 428 \text{ l/den} = 0,428 \text{ m}^3/\text{den} \quad (\text{B8.1})$$

B8.2 Příprava teplé vody

Příprava teplé vody bude realizována zásobníkovým ohřevem. Pro přípravu teplé vody ve variantě I. je uvažován spád 50/40 °C a to s ohledem na zvolený typ zdroje tepla (tepelné čerpallo). Uvažovaná výstupní teplota teplé vody je 45 °C.

Pro stanovení tepla odebraného Q_t , tepla ztraceného Q_z a celkového tepla Q_{celk} vycházíme z následujících vzorců.

$$Q_t = 1,163 \cdot V \cdot (t_2 - t_1) = 1,163 \cdot 0,428 \cdot (45 - 10) = 17,42 \text{ kW} \quad (\text{B8.2})$$

$$Q_z = Q_t \cdot z = 17,42 \cdot 0,3 = 5,23 \text{ kW} \quad (\text{B8.3})$$

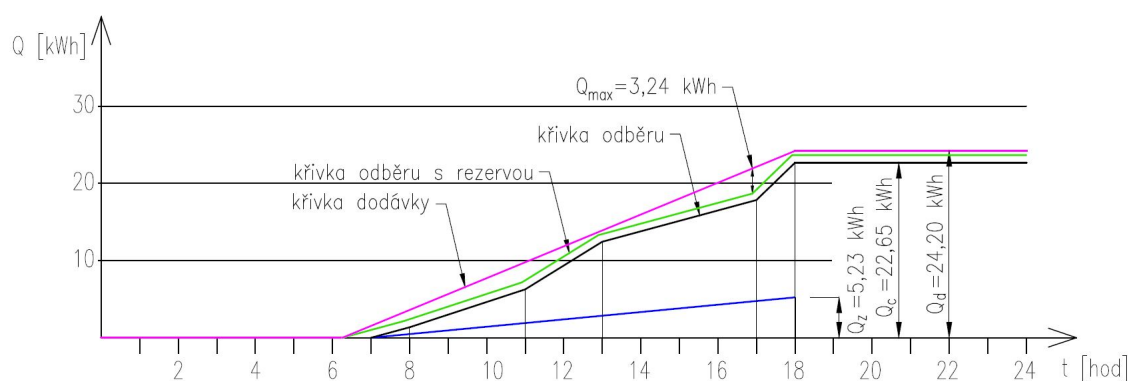
$$Q_{celk} = Q_t + Q_z = 17,42 + 5,23 = 22,65 \text{ kW} \quad (\text{B8.4})$$

Celkové teplo pro variantu I. bylo stanoveno na 22,65 kW. V objektu je uvažována pracovní doba od 8 do 17 hodin s tím, že se předpokládá, že provoz bude trvat od 7 do 18 hodin s ohledem na dřívější či pozdější odchody zaměstnanců a odpolední úklid objektu. Z těchto předpokladů byla vytvořena tabulka B8.1, která popisuje rozdělení odběru teplé vody v čase.

Tabulka B8.1: Celkové teplo - varianta I.

Časové úseky	%	$Q_{t,i}$ kWh	$Q_{celk,i}$ kWh
7 až 8 hod	5	0,87	1,13
8 až 11 hod	20	3,48	4,53
11 až 13 hod	30	5,23	6,79
13 až 17 hod	20	3,48	4,53
17 až 18 hod	25	4,36	5,66

Na základě tabulky B8.1 byla zhotovena křivka dodávky a odběru teplé vody.



Obrázek B8.1: Odběrová křivka teplé vody - varianta I.

B8.3 Návrh zásobníku teplé vody

Objem zásobníků teplé vody je stanoven pomocí následujícího vztahu:

$$V_Z = \frac{\Delta Q_{MAX}}{c \cdot \Delta t} \quad (B8.5)$$

V_Z	objem zásobníku	$[m^3]$
ΔQ_{MAX}	maximální rozdíl energie mezi dodávkou a odběrem	$[kWh]$
c	měrná tepelná kapacita vody	$[J/(kg \cdot K)]$
Δt	rozdíl teplot na vstup a výstupu zásobníku	$[K]$

$$V_Z = \frac{3,24}{1,163 \cdot (45 - 10)} = 80 \text{ l} \quad (B8.6)$$

Dále je potřeba stanovit minimální potřebnou teplosměnnou plochu.

$$\Delta t = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (B8.7)$$

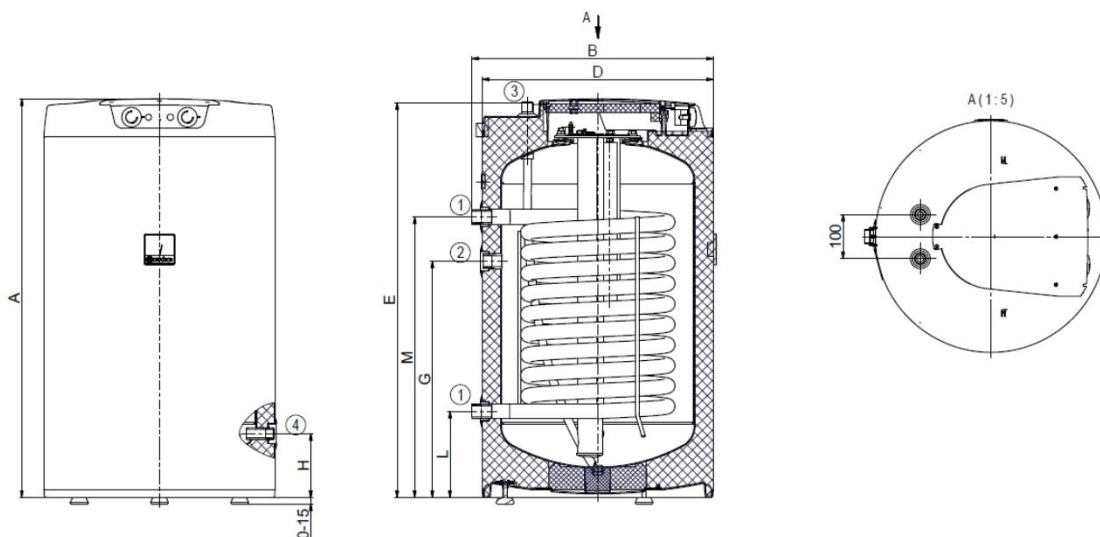
T_1	teplota přívodní otopné vody	[°C]
T_2	teplota vratné otopné vody	[°C]
t_1	teplota studené vody	[°C]
t_2	teplota teplé vody	[°C]

$$\Delta t = \frac{(50 - 45) - (40 - 10)}{\ln \left(\frac{50-45}{40-10} \right)} = 13,95 \text{ °C} \quad (\text{B8.8})$$

$$A = \frac{5560}{420 \cdot 13,95} = 0,95 \text{ m}^2 \quad (\text{B8.9})$$

Pro variantu I., kde je zdrojem tepla tepelné čerpadlo, je navržen přímotopný zásobník Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW o objemu 85 l s teplosměnnou plochou 1,08 m². Přímotopný zásobník byl zvolen z toho důvodu, že teplota vody připravená tepelným čerpadlem bude 45 °C, a proto bude voda jednou za 14 dní ohřáta přídatným zdrojem tepla na 70 °C, abychom zajistili, že nedojde ke vzniku a množení bakterie Legionella pneumophila. Elektrický ohřev pomocí tohoto zásobníku bude rovněž využíván v letních měsících, kdy bude tepelné čerpadlo používáno na chlazení objektu.

Elektrické topné těleso v zásobníku disponuje výkonem 2,2 kW, což postačí pro uvažovaný ohřev teplé vody, viz obrázek B8.1.



Obrázek B8.2: Zásobník teplé vody Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW [35]

MODEL	OKCE 100 NTR/2,2 kW	OKCE 125 NTR/2,2 kW	OKCE 100.1 NTR/HV/2,2 kW	OKCE 125.14 NTR/HV/2,2 kW
OBJEM [l]	85	110	83	107
PŘÍKON [W]			2200	
ELEKTRICKÉ PŘIPOJENÍ OVLÁDACÍCH PRVKŮ			1 PE-N ~ 230 V/50 Hz	
ELEKTRICKÉ KRYTÍ			IP 42	
MAXIMÁLNÍ PROVOZNÍ PŘETLAK V NÁDOBĚ [bar]			6	
MAXIMÁLNÍ PROVOZNÍ PŘETLAK VE VÝMĚNÍKU [bar]			10	
MAXIMÁLNÍ PROVOZNÍ TEPLOTA VE VÝMĚNÍKU [°C]			110	
MAXIMÁLNÍ PROVOZNÍ TEPLOTA V NÁDOBĚ [°C]			80	
HMOTNOST BEZ VODY [kg]	58	70	61	77
TLOUŠŤKA IZOLACE [mm]	42	42	72	72
VÝHŘEVNÁ PLOCHA SPODNÍHO VÝMĚNÍKU [m ²]	1,08	1,45	1,08	1,45
VÝKON SPODNÍHO VÝMĚNÍKU PŘI TEPLOTE TOPNÉ VODY 80 °C A PRŮTOKU 720 l/h [kW]	24	32	24	32
DOBA OHŘEVU VÝMĚNÍKEM Z 10 °C NA 60 °C [min]	13	12	13	12
DOBA OHŘEVU ELEKTR. ENERGIÍ Z 10 °C NA 60 °C [h]	2,2	2,9	2,3	2,8
TŘÍDA ENERGETICKÉ ÚČINNOSTI	B	C	A	A
STATICKÁ ZTRÁTA [W]	42	54	29	33

Obrázek B8.3: Parametry zásobníku teplé vody Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW [35]

B9 | Návrh zdroje tepla a chladu

Potřeba tepla pro daný objekt sestává z výkonu pro vzduchotechniku, z tepelných ztrát objektu, výkonu vzduchových clon a výkonu potřebného pro přípravu teplé vody. Návrhu vzduchových clon se věnuje kapitola B7.

Potřeba chladu vychází z výkonu pro vzduchotechniku, sálavé panely a fancoily.

Ve variantě I. je uvažován jako zdroj tepla tepelné čerpadlo vzduch-voda. Tento zdroj byl zvolen s ohledem na potřebu chlazení budovy v letních měsících. Tepelné čerpadlo voda-voda není možné v dané lokalitě použít a tepelné čerpadlo země-voda nebylo vybráno z důvodu vyšších pořizovacích nákladů.

Tepelné čerpadlo bude sloužit jako zdroj tepla i chladu.

B9.0.1 Návrh tepelného čerpadla

Výpočet potřebného výkonu pro tepelné čerpadlo byl proveden s použitím následujícího vzorce:

$$Q_{PRIP} = 0,95 \cdot Q_{TZ} + Q_{VZT} + Q_{TV} + Q_{TECH} \quad (B9.1)$$

Q_{TZ}	tepelný výkon pro vytápění	[kW]
Q_{VZT}	tepelný výkon pro větrání	[kW]
Q_{TV}	tepelný výkon pro přípravu teplé vody	[kW]
Q_{TECH}	tepelný výkon pro technologie	[kW]

V tabulce B9.1 jsou uvedeny vstupní údaje pro výpočet. Potřebný tepelný výkon byl stanoven na 56,8 kW.

Tabulka B9.1: Potřeba tepla

Potřeba tepla	kW
Výkon pro vzduchotechniku	11,16
Tepelná ztráta objektu	16,36
Výkon pro vzduchové clony	28,00
Příprava teplé vody	2,10
Q_{PRIP}	56,81

V letním období bude tepelné čerpadlo zajišťovat chlazení vybraných místností. Potřebu chladu znázorňuje následující tabulka B9.2.

Tabulka B9.2: Potřeba chladu

Potřeba chladu	kW
Výkon pro vzduchotechniku	1,38
Výkon pro sálavé panely	8,10
Výkon pro fancoily	16,36
Q_{celk}	25,83

Zvolené tepelné čerpadlo musí mít topný výkon min. 56 kW a chladicí výkon 26 kW.

Byla navržena dvě tepelná čerpadla vzduch-voda HP3AW 30 SBR od PZP Heating a.s. Každý zdroj má topný výkon 30,3 kW při teplotě vnějšího vzduchu 7 °C a teplotě výstupní vody 50 °C. Chladicí výkon je 23,5 kW při teplotě vnějšího vzduchu 35 °C a teplotě výstupní vody 7 °C. Bližší specifikace je uvedena na obrázku B9.2.

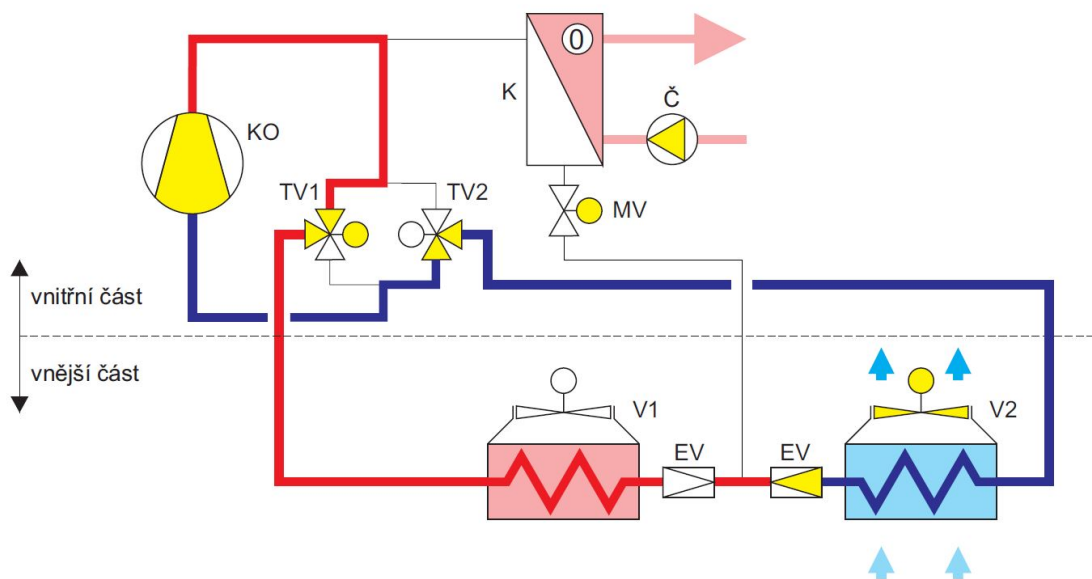


Obrázek B9.1: Tepelné čerpadlo HP3AW 30 SBR [36]

Technické parametry			Typ HP3AW									
			06 SE	08 SE	10 SE	12 SE	14 SE	18 SE	22 SB	30 SB	36 SB	
Hydraulické parametry	průtok doporučený	m ³ /h	0,9	1,3	1,6	1,9	2,4	2,8	3,4	4,8	5,8	
	tlaková ztráta na TČ	kPa	15	18	21	25	31	37	15	17	14	
Sekundární okruh	disponibilní tlak cirkul. čerpadla	kPa	35	27	20	39	30	21	–	–	–	
	min/max pracovní přetlak TČ	bar	0,3/3,0						0,3/6,0			
	objem okruhu v TČ	l	11,2	11,5	11,8	12,0	12,4	12,9	5,8	7,7	8,4	
	počet kompresorů	ks	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Další údaje	počet ventilátorů	ks	1	1	1	2	2	2	4	4	4	
	otáčky ventilátorů	1/min	430	450	450	430	430	450	430	430	450	
	příkon ventilátorů celkem	kW	0,13	0,15	0,15	0,26	0,26	0,30	0,52	0,52	0,60	
	Kompresor	-	Scroll									
Chladivo	druh	-	R404 A									
	hmotnost náplně	kg	2,9	4,0	5,3	6,5	7,7	9,0	10,5	11,5	18,0	
Rozsah teplot primárního zdroje tepla (vzduchu)		°C	-25 až +35									
Maximální výstupní teplota		°C	58									
Dimenze potrubí	sání de × t	mm	18 × 1	18 × 1	22 × 1	22 × 1	28 × 1	28 × 1	22 × 1	28 × 1	28 × 1	
	počet trubek	ks	1	1	1	1	1	1	2	2	2	
	kapalina de × t	mm	10 × 1	10 × 1	12 × 1	12 × 1	16 × 1	16 × 1	18 × 1	18 × 1	22 × 1	
	počet trubek	ks	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
	topná voda de × t	mm	28 × 1						42 × 1,5			
	počet trubek	ks	3						2			
Rozměry a hmotnost	vnitřní díl											
	šířka	mm	580						700			
	hloubka	mm	600						750			
	výška	mm	1500						1500			
	hmotnost	kg	150	155	160	175	175	180	265	275	290	

Obrázek B9.2: Parametry tepelného čerpadla HP3AW 30 SBR [36]

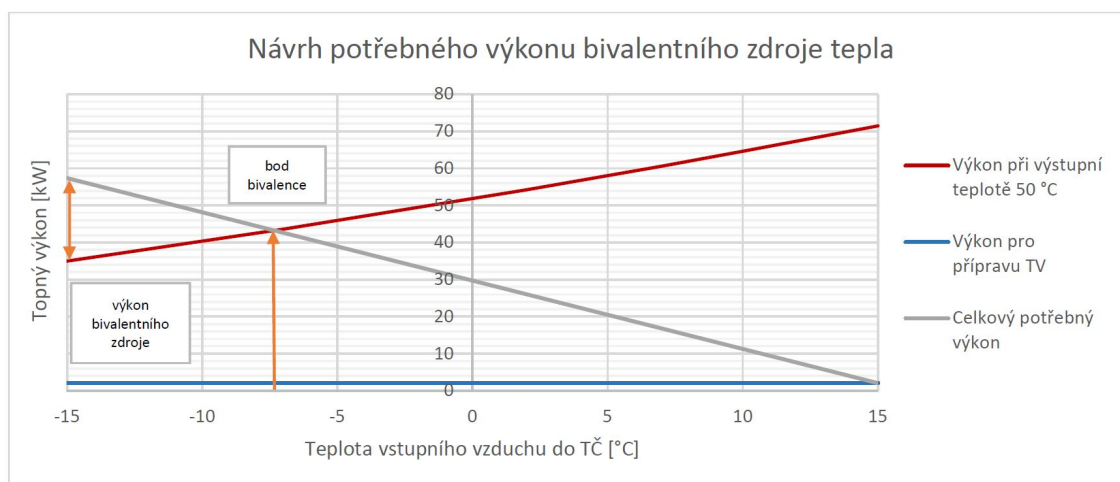
Zvolený typ tepelného čerpadla disponuje dvěma výparníky. Jejich odtávání je zajištěno reverzační chodu pomocí dvou čtyřcestných ventilů, pokud je povrchová teplota výparníků nižší než 0 °C. Jeden výparník se stane kondenzátorem a pomocí tepla, které mu je dodáváno z druhého výparníku, dojde k odtávání. Po dokončení odtávání prvního výparníku se stane kondenzátorem druhý výparník a první výparník mu dodává teplo. Tento proces je řízen automaticky. Schéma odtávání výparníků je zobrazeno na obrázku B9.3.



Obrázek B9.3: Proces odtávání tepelného čerpadla [36]

B9.0.2 Návrh bivalentního zdroje tepla

Z hodnot uvedených v technickém listu daného výrobku byly vytvořeny křivky chladičího a topného výkonu při změně teploty vstupního vzduchu. Následující obrázek B9.4 zobrazuje stanovení bodu bivalence. Od tohoto bodu budou tepelná čerpadla dodávat teplo společně s bivalentním zdrojem.



Obrázek B9.4: Návrh výkonu bivalentního zdroje

Bod bivalence je stanoven na -7 °C . Při -15 °C požadují výkon $55,5\text{ kW}$, ale při této venkovní teplotě mají tepelná čerpadla výkon $35,0\text{ kW}$, proto navrhuji bivalentní zdroj s minimálním výkonem $20,5\text{ kW}$.

Bivalentním zdrojem tepla bude elektrický kotel THERM EL 23 od firmy Thermona s výkonem 22,5 kW.



Obrázek B9.5: Elektrokotel THERM EL 23 [37]

Technické údaje	Jednotky	THERM EL 23
Třída sezonní energetické účinnosti vytápění	-	D
Jmenovitý tepelný výkon	kW	22,5
Minimální regulační stupeň výkonu	W	2 500
Jmenovitý proud (jednofázové připojení)	A	33
Stupeň elektrického krytí	-	IP 40
Napájecí napětí / frekvence	V/Hz	3 x 400 + N + PE/50 ~
Maximální jmenovitý proud	A	3 x 36
Hlavní jistič elektroinstalace	A	40
Jmenovitý proud pojistky ovládání	A	1,25
Elektrická životnost relé	-	1.10 ⁵ cyklů (16 A, 250 V/50 Hz)
Mechanická životnost relé	-	10.10 ⁶ cyklů
Vstup - výstup topné vody	-	G 3/4" vnější
Min. - max. pracovní přetlak otopné soustavy	bar	0,5 - 3,0
Maximální teplota otopné vody	°C	80
Vodní objem kotle	l	14,5
Účinnost při jmenovitém výkonu	%	99,5
Objem expanzní nádoby	l	7
Rozměry: výška / šířka / hloubka	mm	805 / 475 / 235
Hmotnost kotle bez vody	kg	39

Obrázek B9.6: Technické parametry elektrokotle THERM EL 23 [37]

B9.0.3 Návrh akumulční nádrže

Akumulační nádoba bude mít vyrovnávací funkci. V technické místnosti budou umístěny dvě akumulční nádrže - na teplo a na chlad. Uvažují 15 - 20 l na kW výkonu.

Jako akumuláční nádrž na teplo navrhují akumuláční nádrž Dražice NAD 1000v1 s objemem 999 l. A akumuláční nádrž na chlad navrhují akumuláční nádrž Dražice NAD 500v1 s objemem 475 l.

Obě akumuláční nádrže budou opatřeny tepelnou izolací NEODUL LB PP o tloušťce 80 mm.



Obrázek B9.7: Akumuláční nádrž Dražice NAD [38]

Typ zásobníku	NAD 500v1	NAD 750v1	NAD 1000v1	NAD 1500v1	NAD 2000v1
Celkový objem nádrže	475	772	999	1507	2007
Hmotnost (kg) (Netto)	85	109	126	204	247
Tloušťka izolace (mm) (Neodul LB PP)	80			100	120
Tepelná vodivost izolace (WmK) (Neodul LB PP)	0,032				
Max. provozní teplota/přetlak v nádobě (°C)/(bar)	90/3				
Objednací číslo izolace (Neodul LB PP)	6231902	6231904	6231905	6231710	6231711
Max. počet x výkon TJ 6/4" (ks)x(kW)	1x9				
Max. počet x výkon TPK 210-12 (ks)x(kW)	1x12				
Energetická třída (Neodul LB PP)	C				
Statická ztráta (W) (Neodul LB PP)	83	122	135	165	185

Obrázek B9.8: Technické parametry akumuláčních nádrží Dražice NAD [38]



Obrázek B9.9: Tepelná izolace pro akumulční nádrž Dražice NAD [39]

B10

Dimenzování potrubí pro vytápění

Dimenzování potrubí bylo provedeno postupně pro všechny větve z rozdělovačů a sběračů, které jsou umístěny v technické místnosti. Výpočet tlakových ztrát třením Δp_λ a tlakových ztrát místními odpory Δp_ξ je detailně popsán v kapitole B5.4. V následujících tabulkách se v předposledním sloupci nachází veličina Δp_{VV} , která reprezentuje tlakovou ztrátu, jež musí vnášet vyvažovací ventil a to proto, aby tlaková ztráta mezi hlavním úsekem a odbočkou byla stejná. Pokud sloupec není vyplněn, tak není potřeba úseky vyvažovat. Konkrétnímu návrhu vyvažovacích ventilů je věnována kapitola B11.1.

V následující tabulce je uvedeno označení jednotlivých větví, které bude dále používáno. U každé větve je uveden výkon a odpovídající hmotnostní průtok.

Tabulka B10.1: Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS1

Označení	Název	Q [W]	M [kg/h]
V1	Větev vzduchových clon	28 000	2 408
V2	Větev podlahového vytápění v hale	9 412	1 010
V3	Větev teplé vody	2 100	181
V4	Větev vzduchotechniky	11 160	997
V5	Větev podlahového vytápění v administrativní budově	8 051	865

Po návrhu jednotlivých větví z rozdělovače a sběrače následuje stanovení dimenze rozvodů v technické místnosti, tzn. rozvody mezi tepelnými čerpadly, akumulární nádrží a rozdělovačem a sběračem.

Z technického listu zvoleného tepelného čerpadla vyplývá, že doporučená hodnota pro průtok je $4,8 \text{ m}^3/\text{h}$. Potrubí bylo dimenzováno na tento průtok, kterého je dosaženo při teplotním spádu $50/43 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabulka B10.2: Dimenzování větve V1

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{CLONA} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1a	14 000	1 204	4,6	35×1,5	74	0,42	9,2	341	811	3 200		4 352
2	28 000	2 408	8,0	42×1,5	97	0,56	15,2	777	2 383			7 512

Tabulka B10.3: Dimenzování odbočky větve V1

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{CLONA} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1b	14 000	1 204	0,5	35×1,5	74	0,42	6,6	37	582	3 200	533	4 352

Tabulka B10.4: Dimenzování větve V2

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{PDL} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	9 412	1 010	23,9	35×1,5	54	0,35	34	1 279	2 083	13 230		16 591

Tabulka B10.5: Dimenzování větve V3

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	2 100	181	10,5	15×1	191	0,38	20,8	2 006	1 502		3 507

Tabulka B10.6: Dimenzování větve V4

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	11 600	997	41,9	35×1,5	52	0,35	35,5	2 179	2 174		4 353

Tabulka B10.7: Dimenzování větve V5

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{PDL} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1a	4 764	512	23,9	22×1	145	0,43	19,7	3 466	1 821	11 158		16 445
2	8 051	865	18,4	28×1,5	128	0,47	34,4	2 354	3 800			22 599

Tabulka B10.8: Dimenzování odbočky větve V5

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{DL} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1b	3 287	353	3,2	22×1	82	0,31	10,1	261	485	6 673	9 026	16 445

Tabulka B10.9: Dimenzování úseku AN - RaS

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	59 150	3 391	11,2	54×2,0	53	0,48	30,5	591	3 514		4 105

Tabulka B10.10: Dimenzování úseku TČ - AN

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1a	39 700	4 877	4,0	54×2,0	103	0,70	16,2	408	3 969		4 377
2	79 400	9 753	9,2	76×2,0	62	0,67	20,1	570	4 511		9 458

Tabulka B10.11: Dimenzování odbočky k TČ

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1b	39 700	4 877	4,0	54×2,0	103	0,70	16,2	408	3 969		4 377

Tabulka B10.12: Dimenzování úseku ELK - AN

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	22 500	967	4,0	28×1,5	158	0,55	16,2	626	2 450		3 076

B11 | **Hydraulické seřazení soustavy**

Následující kapitola se věnuje návrhu vyvažovacích ventilů, třicestných směšovacích ventilů a regulátoru průtoku.

B11.1 Vyvažovací ventily

Navrhuji vyvažovací ventily TacoSetter Bypass 100 od firmy Taconova a STAD od firmy IMI Hydronic Engineering, viz obrázek B11.1 a B11.2. Výrobkem STAD by nebylo dosaženo požadované tlakové ztráty u vzduchové clony č. 1, a proto zde je použit ventil TacoSetter Bypass.



Obrázek B11.1: Vyvažovací ventil STAD [40]



Obrázek B11.2: Vyvažovací ventil TacoSetter Bypass [41]

Návrh vyvažovacích ventilů vychází ze stanovení hodnot průtokového součinitele k_v .

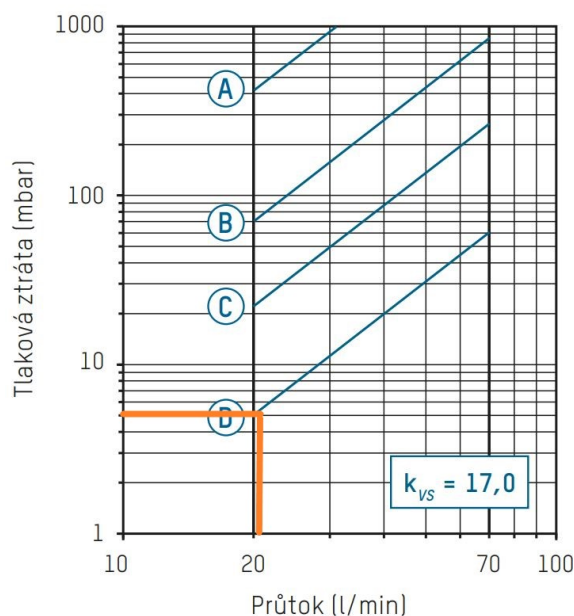
$$k_v = 0,01 \cdot \frac{V}{\sqrt{\Delta p}} \quad (\text{B11.1})$$

k_v	průtokový součinitel	$[\text{m}^3/\text{h}]$
V	objemový průtok	$[\text{l}/\text{h}]$
Δp	tlaková ztráta	$[\text{kPa}]$

Vyvažovací ventil VV-1 bude osazen u vzduchové clony č. 1.

Tabulka B11.1: Vstupní údaje pro VV-1 u vzduchové clony

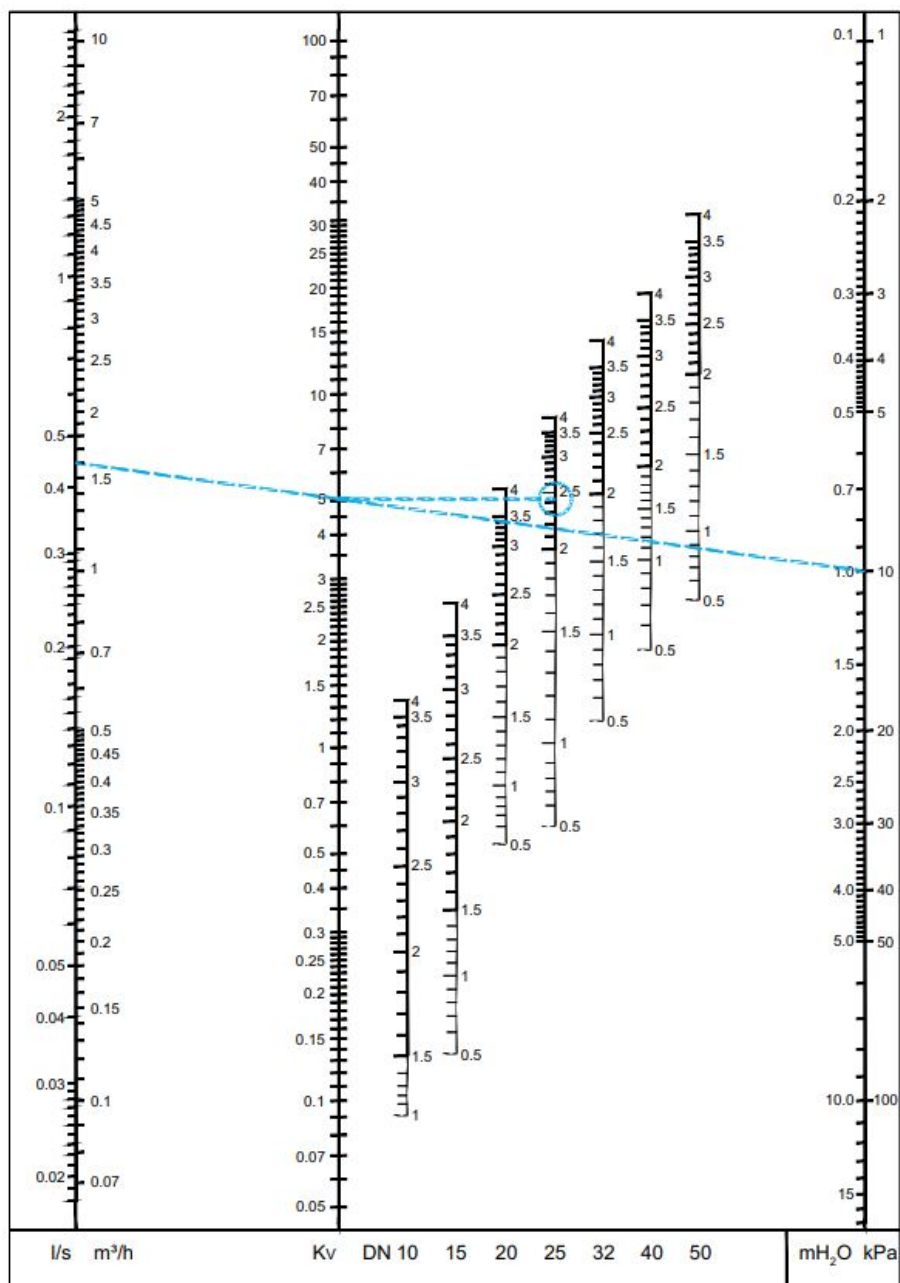
M [kg/h]	V [m^3/h]	V [l/min]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{VV} [mbar]	k_v [m^3/h]
1 204	1,21	20,17	533	5,3	16,6



Obrázek B11.3: Diagram tlakové ztráty VV-1, $k_v = 17,0$ [41]

Navrhuji vyvažovací ventil TacoSetter Bypass 100 DN 32, pozice D.

Dále budou navrženy vyvažovací ventily STAD od firmy IMI Hydronic Engineering. Parametry těchto armatur jsou uvedeny na obrázku B11.5. Návrh byl proveden pomocí diagramu od výrobce podle průtoku a požadované tlakové ztráty ventilu.



Obrázek B11.4: Návrhový diagram vyvažovacího ventilu STAD [40]

Kv hodnoty

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

Obrázek B11.5: Parametry vyvažovacího ventilu STAD [40]

Vyvažovací ventil VV-2 bude osazen v části podlahového vytápění v administrativní budově u RaS-1.

Tabulka B11.2: Vstupní údaje pro VV-2 u RaS-1

M [kg/h]	V [m ³ /h]	V [l/min]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{VV} [mbar]	k_v [m ³ /h]
353	0,36	5,89	9 026	90	1,18

Navrhuji vyvažovací ventil STAD DN 15, $k_v = 1,2$, otáčky 2,75. Tento prvek vnese tlakovou ztrátu 9,0 kPa.

Další vyvažovací ventily budou osazeny na patách z rozdělovače a sběrače v technické místnosti na větvi V1 a V3, protože tyto okruhy mají velmi malé tlakové ztráty a nebylo by dosaženo potřebné autority třicestných směšovacích ventilů.

Tabulka B11.3: Vstupní údaje pro VV-3 na V1

M [kg/h]	V [m ³ /h]	V [l/min]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{VV} [mbar]	k_v [m ³ /h]
2 408	2,42	40,37	9 000	90	6,0

Pro větev V1 navrhuji vyvažovací ventil STAD DN 32, $k_v = 7,77$, otáčky 2,5. Tento prvek vnese tlakovou ztrátu 9,7 kPa.

Tabulka B11.4: Vstupní údaje pro VV-4 na V3

M [kg/h]	V [m ³ /h]	V [l/min]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{VV} [mbar]	k_v [m ³ /h]
181	0,18	3,02	12 000	120	0,62

Pro větev V3 navrhuji vyvažovací ventil STAD DN 15, $k_v = 0,618$, otáčky 2. Tento prvek vnese tlakovou ztrátu 8,48 kPa.

Poslední vyvažovací ventil musí být osazen u elektrokotle. Tento okruh má malou tlakovou ztrátu a oběhové čerpadlo, které je součástí kotle, by nefungovalo správně.

Tabulka B11.5: Vstupní údaje pro VV-5 u elektrokotle

M [kg/h]	V [m ³ /h]	V [l/min]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{VV} [mbar]	k_v [m ³ /h]
967	0,97	16,12	7 920	79,2	3,44

Pro větev elektrokotle navrhuji vyvažovací ventil STAD DN 25, $k_v = 3,64$, otáčky 2. Tento prvek vnese tlakovou ztrátu 7,9 kPa.

Následující tabulka B11.6 shrnuje všechny navržené vyvažovací ventily pro část vytápění.

Tabulka B11.6: Nastavení vyvažovacích ventilů

Název	Umístění	Typ	Δp_{VV} [kPa]	k_v [m ³ /h]	Dimenze	Otáčky
VV-1	Odbočka ke cloně	TacoSetter 100	0,5	17,0	DN 32	D
VV-2	Odbočka k RaS-1	STAD	9,0	1,20	DN 15	2,75
VV-3	Pata větve V1	STAD	9,70	7,77	DN 32	2,5
VV-4	Pata větve V3	STAD	8,48	0,618	DN 15	2
VV-5	Elektrokotel	STAD	7,90	3,64	DN 25	2

B11.2 Třicestné směšovací ventily

Třicestné směšovací ventily slouží k přimíchání vratné otopné vody do přívodní tak, aby daná větev pracovala s požadovaným teplotním spádem. Tyto ventily budou osazeny za rozdělovačem a sběračem v technické místnosti na větví vzduchových clon, podlahového vytápění v hale a podlahového vytápění v administrativní budově. Dále bude třicestný směšovací ventil umístěn u uzlu vzduchových clon a u uzlu vzduchotechniky.

Každý navržený ventil bude doplněn servopohonem ARA 661.



Obrázek B11.6: Servopohon ARA 661 [42]

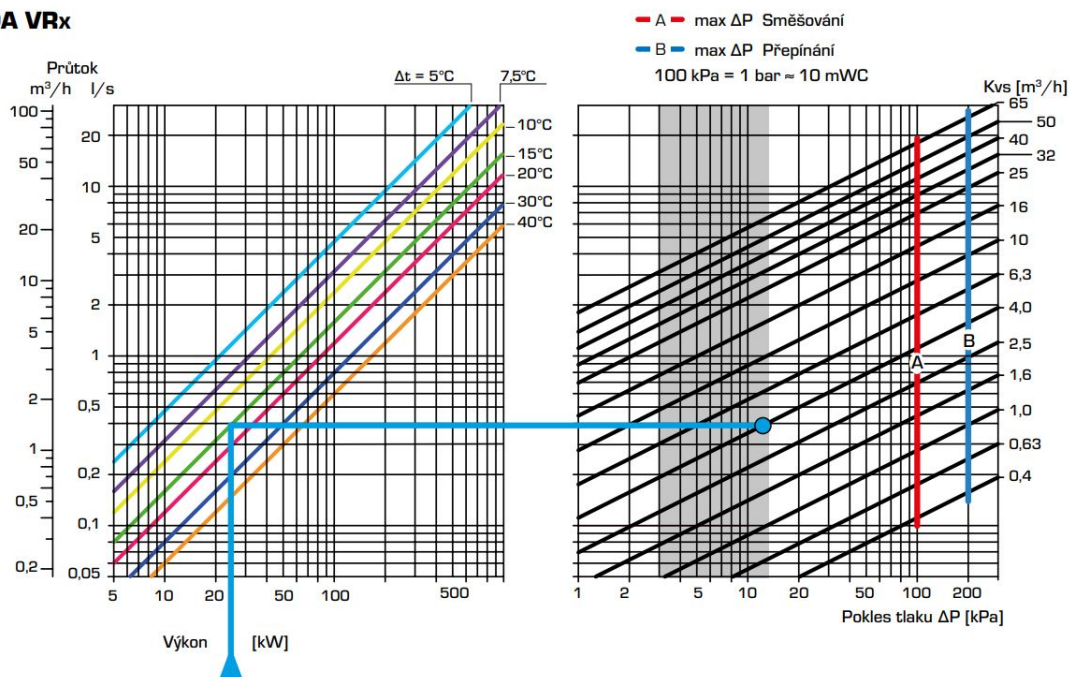
Návrh třicestných směšovacích ventilů vychází ze stanovení průtokového součinitele k_v a následného určení tlakové ztráty, kterou prvek vnese do soustavy. Tlaková ztráta se stanovuje z diagramů pro konkrétní výrobek.

Vztah pro určení k_v popisuje rovnice B11.2.

$$k_v = 10 \cdot \frac{V}{\sqrt{a \cdot \Delta p_{dis}}} \quad (B11.2)$$

k_v	průtokový součinitel	[m ³ /h]
V	objemový průtok	[m ³ /h]
a	autorita ventilu	[-]
Δp_{dis}	dispoziční přetlak větve	[kPa]

ŘADA VRx



Obrázek B11.7: Návrhový diagram pro třícestný směšovací ventil VRx [43]

VRG131 vnitřní závit

Č. vyr.	Označení	DN	Kvs	Připojení	A	B	C	D	E	Hmotnost [kg]	Poznámka
11600100	VRG131	15	0,4	Rp 1/2"	36	72	32	50	36	0,40	
11600200			0,63								
11600300			1								
11600400			1,6								
11600500			2,5								
11600600			4								
11600700		20	2,5	Rp 3/4"	36	72	32	50	36	0,43	
11600800			4								
11600900			6,3								
11601000			6,3								
11601100			10								
11601200			32								
11603400		40	25	Rp 1 1/2"	53	106	44	62	53	1,68	
11603600		50	40	Rp 2"	60	120	46	64	60	2,30	

Obrázek B11.8: Parametry třícestného směšovacího ventilu VRG131 [43]

Na větvi V1 požadují teplotní spád 40/30 °C, a proto navrhuji třícestný směšovací ventil.

Tabulka B11.7: Vstupní údaje pro V1

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [Pa]	a [-]	k_v [m ³ /h]
2 408	2,42	17 212	0,5	8,2

$$k_v = 10 \cdot \frac{2,42}{\sqrt{0,5 \cdot 17,21}} = 8,2 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B11.3})$$

Na větvi V1 bude osazen VRG131 DN32, $k_v = 10 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 6,0 \text{ kPa}$.

Na větvi V2 požadují teplotní spád 44/36 °C, a proto navrhuji třicestný směšovací ventil.

Tabulka B11.8: Vstupní údaje pro V2

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [Pa]	a [-]	k_v [m ³ /h]
1 010	1,02	16 591	0,5	3,5

$$k_v = 10 \cdot \frac{1,02}{\sqrt{0,5 \cdot 16,59}} = 3,5 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B11.4})$$

Na větvi V2 bude osazen VRG131 DN 20, $k_v = 4,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 6,0 \text{ kPa}$.

Na větvi V5 požadují teplotní spád 36/28 °C, a proto navrhuji třicestný směšovací ventil

Tabulka B11.9: Vstupní údaje pro V5

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [Pa]	a [-]	k_v [m ³ /h]
865	0,87	22 599	0,5	2,6

$$k_v = 10 \cdot \frac{0,87}{\sqrt{0,5 \cdot 22,60}} = 2,6 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B11.5})$$

Na větvi V5 bude osazen VRG131 DN 20, $k_v = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 11,0 \text{ kPa}$.

Další třicestný ventil bude u ohřívače vzduchotechnické jednotky. Tento prvek bude součástí dodávky vzduchotechniky.

Následující tabulka shrnuje všechny navržené třicestné směšovací ventily, které budou instalovány v řešeném objektu. Označení se shoduje s označením na výkresech.

Tabulka B11.10: Seznam navržených třicestných směšovacích ventilů

Označení	Umístění	Název	k_v [m ³ /h]	Δp [kPa]
TSV1	pata větve V1	VRG131 DN32	10,0	6,0
TSV2	pata větve V2	VRG131 DN20	4,0	6,0
TSV3	pata větve V5	VRG131 DN20	2,5	11,0

B11.3 Dvoucestné ventily

Dva dvoucestné ventily budou umístěny v technické místnosti na větvi z tepelných čerpadel. Ventily budou zajišťovat přepínání mezi akumulací chladu a tepla. Součástí těchto armatur bude servopohon.

Pro větev vytápění bude platit:

$$k_v = 10 \cdot \frac{9,80}{\sqrt{23,46}} = 20,2 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B11.6})$$

Navrhuji dvoucestný ventil CV216 RGA DN 40, $k_v = 20$ se servopohonem TA-MC55/230 s časem přestavění 70 s. Ventil bude vnášet tlakovou ztrátu 0,54 kPa při plném otevření.

Pro větev chlazení bude platit:

$$k_v = 10 \cdot \frac{4,97}{\sqrt{16,16}} = 12,4 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B11.7})$$

Navrhuji dvoucestný ventil CV216 RGA DN 32, $k_v = 12,5$ se servopohonem TA-MC55/230 s časem přestavění 70 s. Ventil bude vnášet tlakovou ztrátu 0,45 kPa při plném otevření.



Obrázek B11.9: Dvoucestný regulační ventil CV216 RGA se servopohonem [44]

DN			15		20	25	32	40	50	
Kvs			4	1,6	6,3	10	16	25	40	
			2,5	1,25 0,63	5	8	12,5	20	31,5	
Zdvih		mm	12			14				
TA-MC55/24 TA-MC55/230 TA-MC55Y	Čas přestavění ¹⁾	s	105 60*			125 70*				
	Uzavírací tlak	kPa	1500	1500	1250	750	450	250	150	
TA-MC100/24 TA-MC100/230	Čas přestavění ¹⁾	s	145 105* 45 20			170 125* 55 30				
	Uzavírací tlak	kPa	1600	1600	1600	1500	900	550	350	
TA-MC161/24 TA-MC161/230	Čas přestavění ¹⁾	s					85 55*			
	Uzavírací tlak	kPa					1500	950	600	
TA-MC100FSE/24 TA-MC100FSR/24	Čas přestavění	s	25			30				
	Havarijní uzavření	s	~15							
	Uzavírací tlak	kPa	1600	1600	1600	1500	900	550	350	
TA-MC100FSE/230 TA-MC100FSR/230	Čas přestavění	s	110			130				
	Havarijní uzavření	s	~15							
	Uzavírací tlak	kPa	1600	1600	1600	1500	900	550	350	

1) Čas pro přestavění pohonu je volně nastavitelný, přednastavená hodnota je označena *

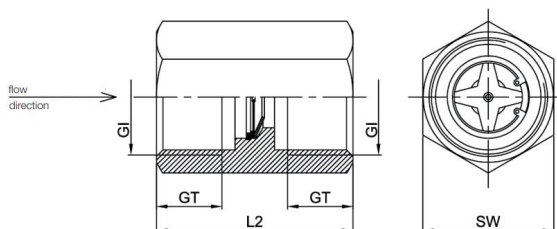
Obrázek B11.10: Technické parametry dvoucestného regulačního ventilu CV216 RGA a servopohonu [44]

B11.4 Regulátor průtoku

Regulátor průtoku bude osazen ve zkratu u ohřívače vzduchotechnické jednotky. Hydraulický zkrat je zde navržen proto, aby byla možná okamžitá dodávka tepla ohřívači. Regulátor průtoku omezí průtok na 10 %.

Větev V4 má navržený hmotnostní průtok 997 kg/h a objemový průtok 16,8 l/min. Regulátor průtoku tedy musí umožnit uzavření na 1,7 l/min.

Navrhují omezovač průtoku BA 3/4" od firmy Hennlich s.r.o.



Obrázek B11.11: Regulátor průtoku BA Hennlich s.r.o. [45]

Type	Flow for H ₂ O at 20 °C	
	Q _{min}	Q _{max}
	l/min	l/min
BA [1/2"]	1	30
BA [3/4"]	1	30
BB [1/2"]	1	30
BB [3/4"]	1	30
BC [3/4"]	1	30
BC [1 1/2"]	3	90
BC [2"]	5	150
BC [2 1/2"]	7	210
BC [3"]	9	270

Obrázek B11.12: Technické parametry regulátoru průtoku BA Hennlich s.r.o. [45]

B12 | Oběhová čerpadla

Oběhová čerpadla budou umístěna na patách jednotlivých větví z rozdělovače a sběrače v technické místnosti.

Pro variantu I. dále budou navržena oběhová čerpadla u tepelných čerpadel.

Pro návrh každého čerpadla byla sestavena tabulka se vstupními veličinami - hmotnostní průtok, tlaková ztráta a dopravní výška.

Přehled všech navržených oběhových čerpadel je umístěn na konci této kapitoly.



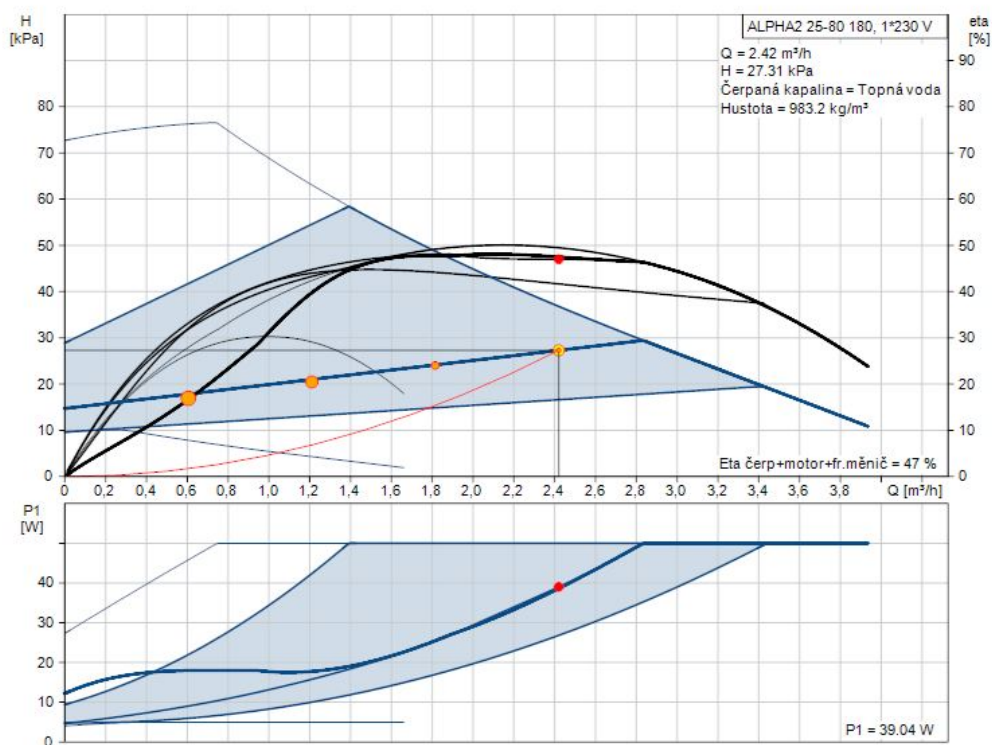
Obrázek B12.1: Oběhové čerpadlo Grundfoss ALPHA2 [46]



Obrázek B12.2: Oběhové čerpadlo Grundfoss MAGNA3 [47]

Tabulka B12.1: Vstupní údaje pro V1

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
2 408	2,42	7,51	9,70	6,00	4,11	27,32

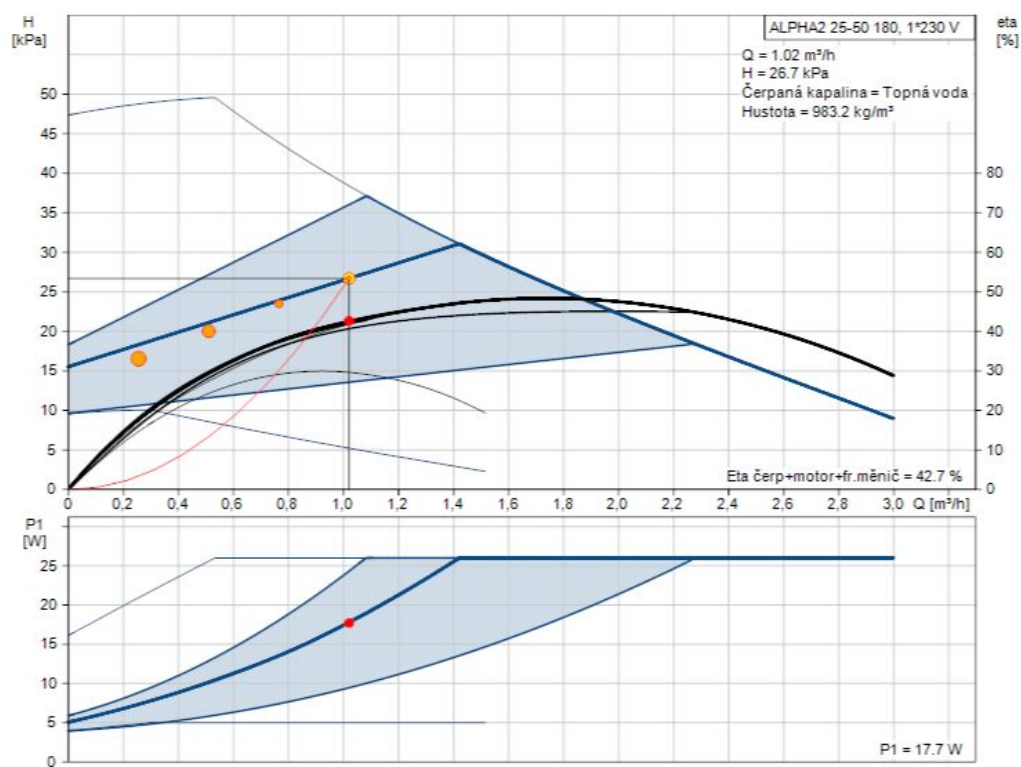


Obrázek B12.3: Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-80 180 pro V1 [48]

Pro větev V1 (vzduchové clony) navrhuj oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-80 180.

Tabulka B12.2: Vstupní údaje pro V2

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
1 010	1,02	16,59	-	6,00	4,11	26,70

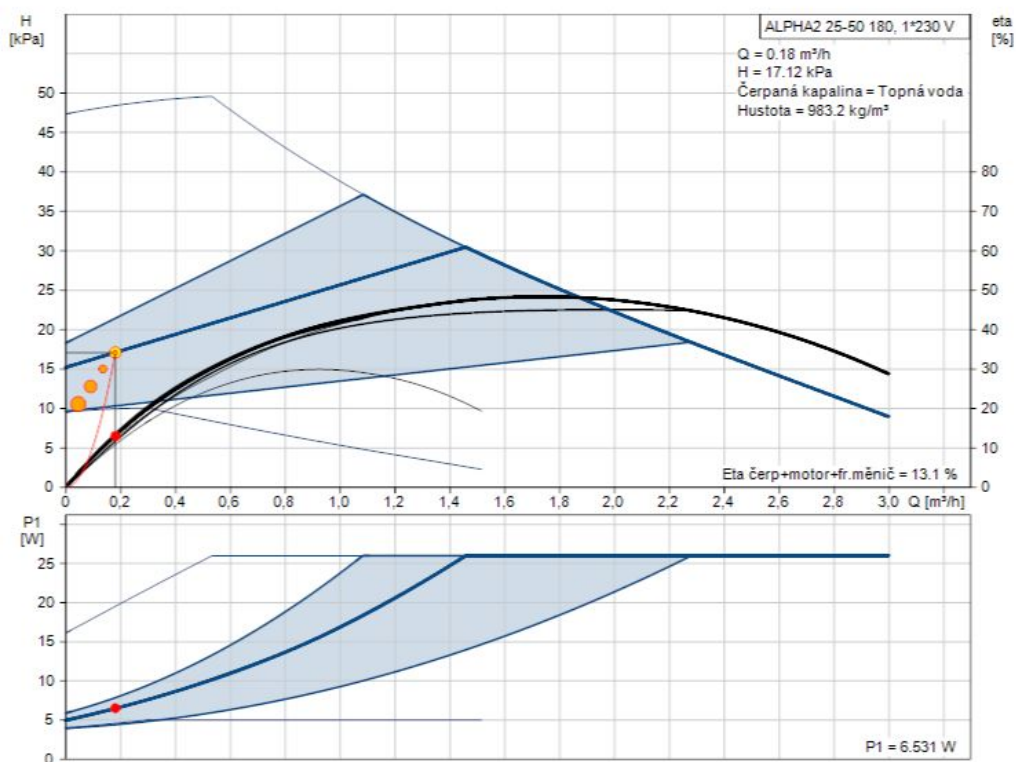


Obrázek B12.4: Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V2 [48]

Pro větev V2 (podlahové vytápění v hale) navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-50 180.

Tabulka B12.3: Vstupní údaje pro V3

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{TV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
181	0,18	3,51	8,48	1,0	4,11	17,09

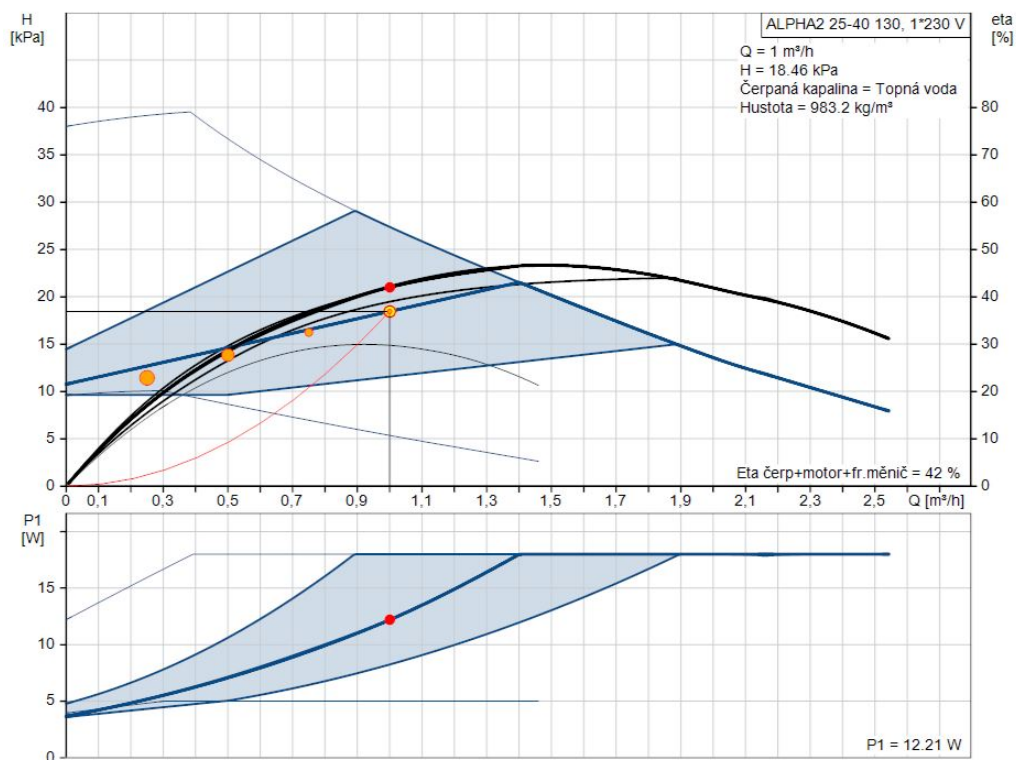


Obrázek B12.5: Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V3 [48]

Pro větev V3 (teplá voda) navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-50 180.

Tabulka B12.4: Vstupní údaje pro V4

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VZT} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
997	1,01	4,35	10,0	-	4,11	18,45

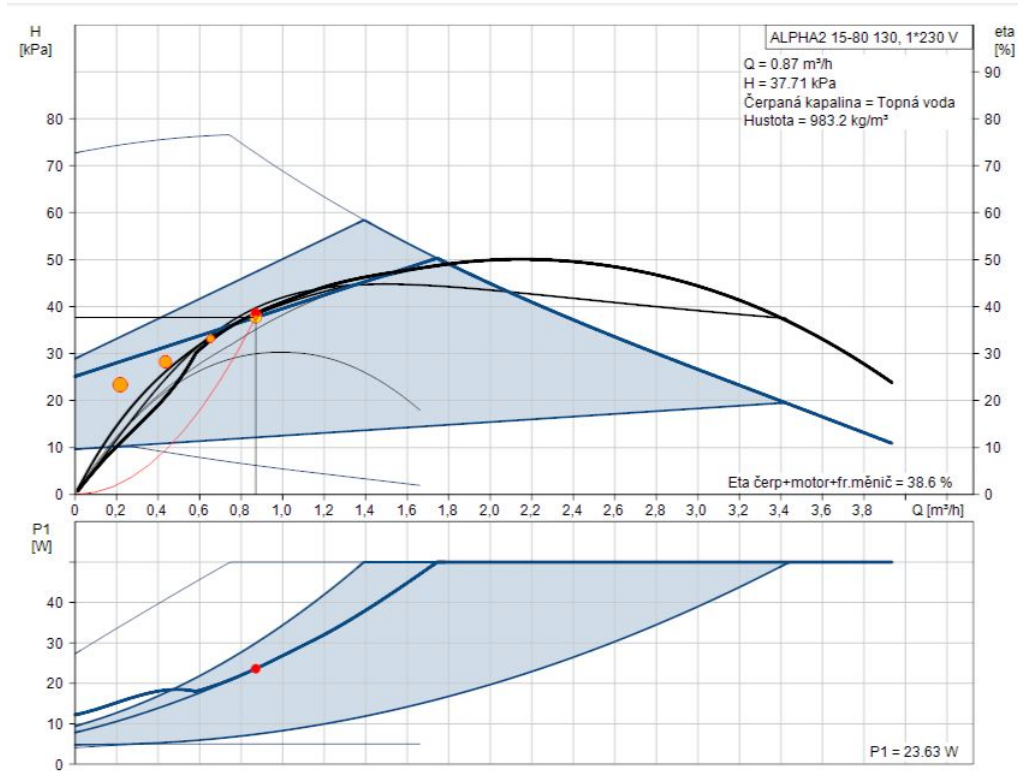


Obrázek B12.6: Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V4 [48]

Pro větev V4 (vzduchotechnika) navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-50 180.

Tabulka B12.5: Vstupní údaje pro V5

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
865	0,87	22,60	-	11,00	4,11	37,70

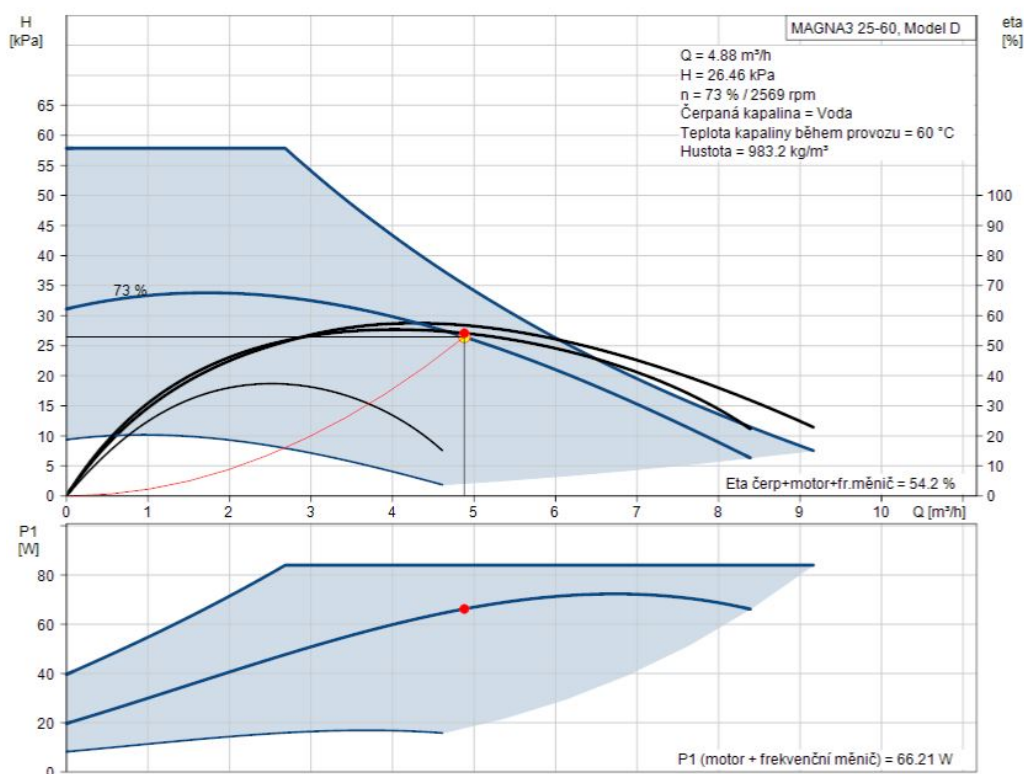


Obrázek B12.7: Křivka oběhového čerpadla ALPHA2 15-80 130 pro V5 [48]

Pro větev V5 (podlahové vytápění v administrativní budově) navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 15-80 130.

Tabulka B12.6: Vstupní údaje okruh TČ - AN

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	$\Delta p_{TČ}$ [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
4 877	4,88	9,46	17,00	26,46



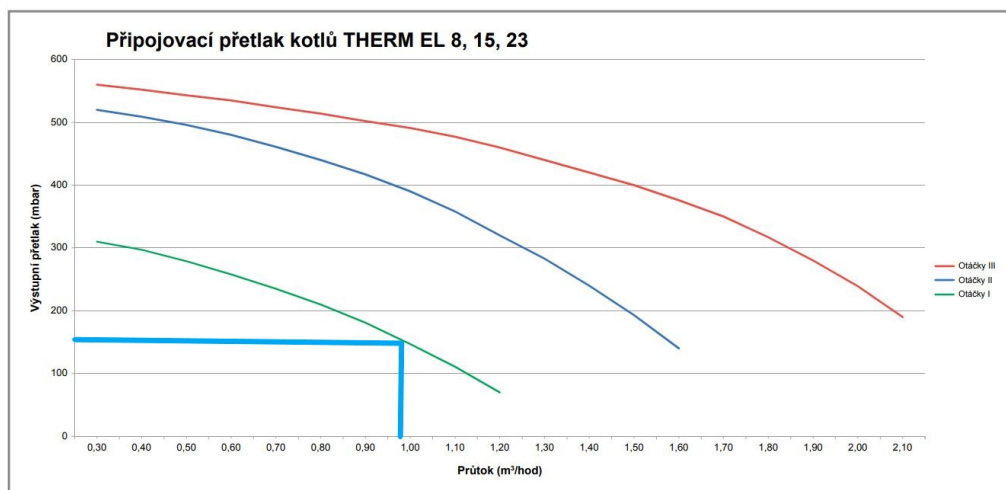
Obrázek B12.8: Křivka oběhového čerpadla Grundfos MAGNA3 25-60 D pro tepelné čerpadlo [48]

Pro každé tepelné čerpadlo navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos MAGNA3 25-60 D.

Součástí elektrokotle je oběhové čerpadlo Wilo. K tomuto zdroji tepla bude instalován seřizovací ventil TacoSetter Bypass od firmy Taconova, aby byl zajištěn správný chod s oběhovým čerpadlem. Podrobný postup návrhu je uveden v kapitole B11.1. Navržený ventil musí vnést tlakovou ztrátu 7,92 kPa.

Tabulka B12.7: Vstupní údaje okruh ELK - AN

M	V	Δp_{dis}	Δp_{elk}	Δp_{VV}	Δp_{celk}
[kg/h]	[m ³ /h]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]
967	0,98	3,08	4,00	7,90	14,98



Obrázek B12.9: Křivka oběhového čerpadla elektrokotle

Tabulka B12.8: Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění - varianta I.

Označení	Umístění	Typ čerpadla Grundfoss
Č1	větev V1	ALPHA2 25-80 180
Č2	větev V2	ALPHA2 25-50 180
Č3	větev V3	ALPHA2 25-50 180
Č4	větev V4	ALPHA2 25-40 130
Č5	větev V5	ALPHA2 15-80 130
Č6	okruh tepelných čerpadel	2 × MAGNA3 25-60 D

B13

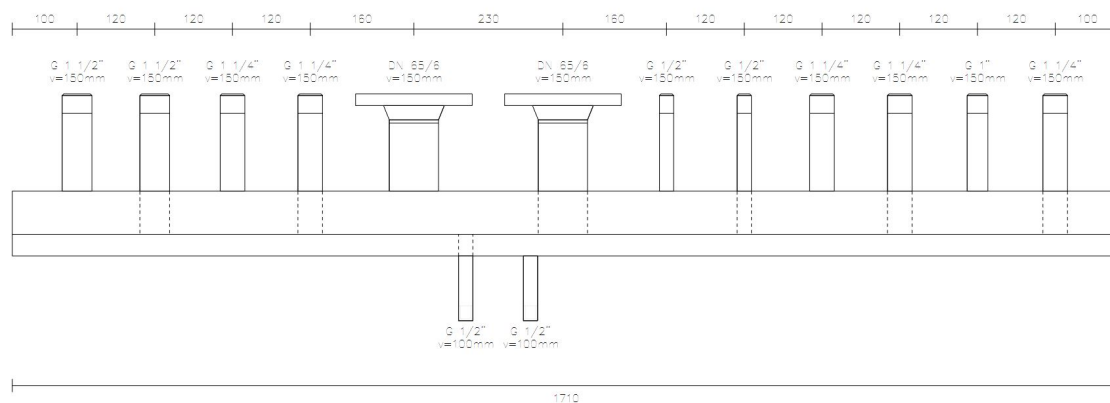
Zařízení v technické místnosti

Tato kapitola se věnuje návrhu rozdělovače a sběrače, expanzní nádoby a pojistných ventilů.

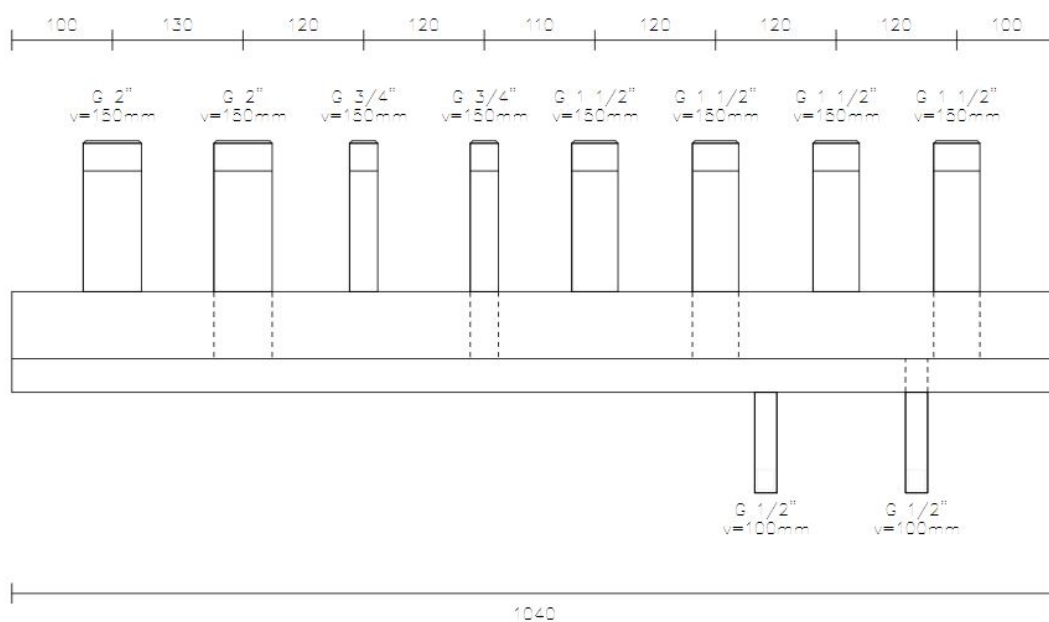
B13.1 Rozdělovač a sběrač

V technické místnosti budou dva rozdělovače a sběrače. První bude mít pět okruhů, a to pro dveřní clonu, podlahové vytápění v administrativní budově, teplou vodu, vzduchotechniku a podlahové vytápění v hale. Druhý rozdělovač a sběrač bude mít tři větve, a to pro vzduchotechniku, fancoily a chladicí panely.

Kombinované rozdělovače a sběrače byly navrženy v online konfigurátoru ETL Designer. Rozdělovače a sběrače budou opatřeny tepelnou izolací.



Obrázek B13.1: Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro vytápění - varianta I.



Obrázek B13.2: Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro chlazení - varianta I.

B13.2 Expanzní nádoba

Tato kapitola se věnuje návrhu expanzní nádoby pro variantu I. Nejprve je podrobně popsán postup návrhu těchto zařízení a poté následuje konkrétní návrh.

Expanzní nádoby zajišťují vyrovnání tlakových změn v soustavě způsobených vlivem změn teplot proudící kapaliny.

Základem pro návrh tohoto zabezpečovacího zařízení je stanovení expanzního objemu, viz B13.1.

$$V_e = 1,3 \cdot V_o \cdot n \quad (\text{B13.1})$$

V_e	expanzní objem	$[\text{m}^3]$
V_o	objem vody v soustavě	$[\text{m}^3]$
n	koeficient tepelné roztažnosti	$[-]$

Koeficient tepelné roztažnosti n vychází z hustoty vody při nejnižší a nejvyšší teplotě otopné vody.

Dále se stanoví nejnižší a nejvyšší provozní přetlak.

$$p_{ddov} \leq p_d \quad (\text{B13.2})$$

p_{ddov}	nejnižší dovolený provozní přetlak	$[\text{kPa}]$
p_d	nejnižší provozní přetlak	$[\text{kPa}]$

$$p_{ddov} = 1,1 \cdot h \cdot \rho_v \cdot g \cdot 10^{-3} \quad (\text{B13.3})$$

h	výška mezi neutrálním bodem a nejvyšším bodem soustavy	[m]
ρ_v	hustota vody	[kg/m ³]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]

$$p_{hdov} \geq p_h \quad (\text{B13.4})$$

p_{hdov}	nejvyšší dovolený provozní přetlak	[kPa]
p_h	nejvyšší provozní přetlak	[kPa]

$$p_{hdov} = p_k - (h_{MR} \cdot \rho_v \cdot g \cdot 10^{-3}) \quad (\text{B13.5})$$

h_{MR}	výška manometrické roviny	[m]
ρ_v	hustota vody	[kg/m ³]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]

Po určení všech výše uvedených veličin můžeme určit předběžný objem expanzní nádoby.

$$V_{ep} = \frac{V_e \cdot (p_h + 100)}{p_h - p_d} \quad (\text{B13.6})$$

Posledním krokem je určení průměru expanzního potrubí. Zde vycházíme z pojistného výkonu, viz B13.7.

$$d_e = 10 + 0,6 \cdot Q_p^{0,5} \quad (\text{B13.7})$$

d_e	průměr expanzního potrubí	[mm]
Q_p	pojistný výkon	[kW]

B13.2.1 Návrh expanzní nádoby

Při návrhu expanzní nádoby byl brán v úvahu jak zimní, tak letní provoz soustavy. Zásadní rozdíly obou provozů způsobil koeficient tepelné roztažnosti n . Pro letní období má hodnotu 0,001 a pro zimní 0,022. V letním provozu bude teplotní roztažnost výrazně menší, a proto vycházím z návrhu expanzní nádoby pro zimu.

Celkový objem soustavy sestává z objemu rozvodů, podlahového vytápění, tepelných čerpadel, zásobníku teplé vody a akumulací nádrže na teplo.

Tabulka B13.1: Stanovení objemu vody v soustavě - zima, varianta I.

$V_{rozvody}$	0,089	[m ³]
V_{PDL}	0,205	[m ³]
$V_{TČ}$	0,015	[m ³]
V_{TV}	0,087	[m ³]
V_{AN}	0,999	[m ³]
V_{celkem}	1,395	[m ³]

$$V_e = 1,3 \cdot 1,395 \cdot 0,0224 = 0,041 \text{ m}^3 \quad (\text{B13.8})$$

$$p_{ddov} = 3,07 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 30,12 \text{ kPa} \quad (\text{B13.9})$$

S ohledem na předchozí výpočet volím $p_d = 50 \text{ kPa}$.

Minimální konstrukční přetlak v soustavě je 300 kPa.


$$p_{hdov} = 300 - (1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3}) = 290 \text{ kPa} \quad (\text{B13.10})$$

S ohledem na předchozí výpočet volím $p_h = 250 \text{ kPa}$.

$$V_{ep} = \frac{0,041 \cdot (250 + 100)}{250 - 50} = 0,071 \text{ m}^3 = 71 \text{ l} \quad (\text{B13.11})$$

Navrhuji tlakovou nádobu AQUAFILL HS080 o objemu 80 l s maximálním tlakem 6 barů.

Rozměry a typy



ZÁVĚSNÉ PŘEVĚDĚNÍ		HS005	HS008	HS012	HS018	HS025	HS040
OBJEM	l	5	8	12	18	25	40
PRŮMĚR	mm	160	200	270	270	290	320
VÝŠKA	mm	325	330	310	425	468	580
PŘIPOJENÍ	--	3/4" M	3/4" M	3/4" M	3/4" M	3/4" M	3/4" M
MAX.PRACOVNÍ TLAK	bar	6	6	6	6	6	6
OBJEDNACÍ KÓD	--	13731	13732	13734	13735	13736	13737

PROVEDĚNÍ NA NOHÁCH S VÝMĚNNÝM VAKEM*		HS 035	HS 050	HS 060	HS 080	HS 100	HS 150	HS 200	HS 250	HS 300	HS 400	HS 500	HS 600	HS 700
OBJEM	l	35	50	60	80	100	150	200	250	300	400	500	600	700
PRŮMĚR	mm	320	380	380	450	450	554	554	624	630	624	775	775	775
VÝŠKA	mm	525	620	670	662	730	807	988	1006	1160	1520	1250	1525	1635
PŘIPOJENÍ	--	3/4" M	3/4" M	1" M	1" M	1" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M
MAX.PRACOVNÍ TLAK	bar	5	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
OBJEDNACÍ KÓD	--	13738	13739	13740	13741	13742	13743	13744	13745	13746	13747	13748	13749	13750

* Expanzní nádoba HS035 nemá výměnný vak.

Obrázek B13.3: Expanzní nádoba AQUAFILL HS080 [49]

Dimenze expanzního potrubí je stanovena následovně.

$$d_e = 10 + 0,6 \cdot 79,4^{0,5} = 15,4 \text{ mm} \quad (\text{B13.12})$$

Navrhuji expanzní potrubí 18 × 1 mm.

B13.3 Pojistné ventily

V této kapitole je popsán obecný postup návrhu pojistných ventilů. Návrh pro řešenou soustavu je uveden v podkapitole B13.3.1.

Průřez sedla pojistného ventilu se vypočítá z následujícího vztahu.

$$A_0 = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot k} \quad (\text{B13.13})$$

A_0	plocha sedla pojistného ventilu	[mm ²]
Q_p	pojistný výkon	[kW]
α_v	výtokový součinitel pojistného ventilu	[-]
k	konstanta závislá na stavu syté vodní páry	[kW/mm ²]

Dále se stanoví ideální průměr sedla pojistného ventilu.

$$d_i = 2 \cdot \left(\frac{A_0}{\pi} \right)^{0,5} \quad (\text{B13.14})$$

A_0	plocha sedla pojistného ventilu	[mm ²]
-------	---------------------------------	--------------------

Pro skutečný pojistný ventil se stanoví průměr d_0 .

$$d_0 = a \cdot d_i \quad (\text{B13.15})$$

d_i	ideální průměr pojistného ventilu	[mm]
-------	-----------------------------------	------

Posledním krokem je stanovení vnitřního průměru pojistného potrubí.

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot Q_p^{0,5} \quad (\text{B13.16})$$

d_p	vnitřní průměr pojistného potrubí	[mm]
-------	-----------------------------------	------

B13.3.1 Návrh pojistných ventilů pro variantu I.

Ve variantě I. budou pojistné ventily osazeny na tepelných čerpadlech, na elektrokotli a na přímotopném zásobníku teplé vody.

Dříve vypočítaný otevírací přetlak je 250 kPa, takže konstanta K je 1,12 kW/mm². Pojistný výkon jednoho tepelného čerpadla je 39,7 kW.

$$A_0 = \frac{39,7}{0,684 \cdot 1,12} = 51,8 \text{ mm}^2 \quad (\text{B13.17})$$

$$d_i = 2 \cdot \left(\frac{51,8}{\pi} \right)^{0,5} = 8,1 \text{ mm} \quad (\text{B13.18})$$

$$d_0 = 1,28 \cdot 8,1 = 10,4 \text{ mm} \quad (\text{B13.19})$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot 39,7^{0,5} = 23,8 \text{ mm} \quad (\text{B13.20})$$

Navrhuji na tepelné čerpadlo pojistný ventil IVAR.PV KD DN 25 s otevíracím přetlakem 250 kPa s pojistným potrubím $28 \times 1,5$ mm.

Součástí elektrokotle je pojistný ventil. Maximální provozní přetlak zdroje tepla je 3 bary. Maximální provozní přetlak soustavy je rovněž 3 bary, takže bude pojistný ventil vyhovující.

Na výstupu teplé vody z přímotopného zásobníku TUV bude osazen pojistný ventil.

$$A_0 = \frac{2,2}{0,580 \cdot 1,12} = 3,4 \text{ mm}^2 \quad (\text{B13.21})$$

$$d_i = 2 \cdot \left(\frac{3,4}{\pi} \right)^{0,5} = 2,1 \text{ mm} \quad (\text{B13.22})$$

$$d_0 = 1,28 \cdot 2,1 = 2,66 \text{ mm} \quad (\text{B13.23})$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot 2,2^{0,5} = 17,1 \text{ mm} \quad (\text{B13.24})$$

Na zásobník TUV navrhuji pojistný ventil IVAR.PV KD DN 20 s otevíracím přetlakem 250 kPa s pojistným potrubím 20×1 mm.

B14 | Větrání technické místnosti

Následující kapitola řeší větrání a tepelnou bilanci v technické místnosti.

B14.1 Větrání technické místnosti

Ve variantě I. se v místnosti nacházejí tepelná čerpadla, elektrokotel a přímotopný zásobník teplé vody. V této místnosti musí být z hygienických důvodů zajištěna $0,5 \text{ h}^{-1}$ výměna vzduchu. Větrání bude zajištěno lokální větrací jednotkou s rekuperací, která bude vyústěna vedle sekčních vrat v hale.

Objem místnosti je $87,7 \text{ m}^3$, a proto průtok vzduchu do místnosti musí být minimálně $43,8 \text{ m}^3$.

Navrhuji lokální větrací jednotku KORASMART 1300 s třístupňovou regulací vzduchového výkonu. Maximální průtok vzduchu bude $60 \text{ m}^3/\text{h}$.



Obrázek B14.1: Lokální větrací jednotka KORASMART 1300 [50]

B14.2 Tepelná bilance technické místnosti

Pro výpočet tepelné bilance v zimě uvažují, že se do místnosti uvolní 1 % tepla z instalovaného výkonu zdrojů tepla.

$$Q_{Z,Z} = p \cdot Q_Z \quad (\text{B14.1})$$

$Q_{Z,Z}$	produkce tepla do okolí v zimě	[kW]
p	tepelná produkce do okolí, uvažují 1 %	[-]
Q_Z	výkon zdrojů tepla	[kW]

$$Q_{Z,Z} = 0,01 \cdot 56,8 = 0,57 \text{ kW} \quad (\text{B14.2})$$

Dalším krokem je stanovení teploty vzduchu v místnosti pro zimní období.

$$t_{i,Z} = t_e + \frac{Q_{Z,Z}}{H_T + H_V} \quad (\text{B14.3})$$

$t_{e,Z}$	teplota venkovního vzduchu v zimě	[°C]
H_T	měrná ztráta prostupem	[W/K]
H_V	měrná ztráta větráním	[W/K]

Teplota v místnosti v zimním období bude vyšší než 15 °C, a to z toho důvodu, že měrná ztráta prostupem je -4,68 W/K a měrná ztráta větráním je 14,9 W/K, protože se do místnosti bude přivádět vzduch o objemu 43,8 m³/h z lokální větrací jednotky s účinností zpětného získávání tepla 60 %. Místnost nemá žádnou tepelnou ztrátu, protože nemá žádnou venkovní stěnu, tudíž ani okno, a je obklopena místnostmi o teplotě 20 °C.

$$t_{i,Z} = -15 + \frac{570}{0 + 14,9} = 22,6 \text{ °C} \quad (\text{B14.4})$$

Při daném průtoku vzduchu je teplota v zimě v technické místnosti 22,6 °C, což je vyhovující a není potřeba v místnosti navrhovat otopné těleso.

Pro letní období vycházíme ze vztahu, který zohledňuje i oslunění a produkci chladu do okolí.

$$Q_{Z,L} = p \cdot Q_Z + I \cdot S_0 - p \cdot Q_{CH} \quad (\text{B14.5})$$

$Q_{Z,L}$	produkce tepla do okolí v létě	[kW]
p	tepelná produkce do okolí, uvažují 1 %	[-]
Q_Z	výkon zdrojů tepla	[kW]
I	oslunění okna	[W/m ²]
S_0	plocha okna	[m ²]
Q_{CH}	produkce chladu do okolí v létě	[kW]

$$Q_{Z,L} = 0,01 \cdot 2,1 + 0 - 0,01 \cdot 25,8 = -0,24 \text{ kW} \quad (\text{B14.6})$$

$$t_{i,L} = t_e + \frac{Q_{Z,L}}{H_V} \quad (\text{B14.7})$$

$t_{e,L}$ teplota venkovního vzduchu v létě [°C]
 H_V měrná ztráta větráním [W/K]

$$t_{i,L} = 30 + \frac{-240}{14,3} = 15,3 \text{ °C} \quad (\text{B14.8})$$

$$t_{i,L} = 30 + \frac{21}{14,3} = 31,5 \text{ °C} \quad (\text{B14.9})$$

V případě, že bude objekt chlazen, budou rozvody pro chlazení snižovat teplotu i v technické místnosti a nebude překročena limitní hodnota teploty místnosti. Horší varianta by nastala, pokud by chlazení nebylo v provozu. Pak by produkce tepla do okolí od přípravy teplé vody byla 21 W a teplota v místnosti by byla 31,5 °C.

B15

Roční potřeba tepla a paliva

V první části této kapitoly je stanovena potřeba tepla pro vytápění, přípravu teplé vody, pro vzduchotechniku a pro vzduchové clony. V druhé části kapitoly je pak stanovena spotřeba elektrické energie na vytápění za rok.

B15.1 Roční potřeba tepla

Potřeba tepla pro přípravu teplé vody

Denní potřeba tepla na přípravu teplé vody $E_{TV,d}$ vychází z následujícího vztahu.

$$E_{TV,d} = V \cdot c \cdot t_2 - t_1 \quad (\text{B15.1})$$

V	denní spotřeba teplé vody	$[\text{m}^3/\text{den}]$
t_1	teplota vstupní vody	$[\text{°C}]$
t_2	teplota výstupní vody	$[\text{°C}]$

$$E_{TV,d} = 0,43 \cdot 1,163 \cdot 45 - 10 = 24,5 \text{ kWh/den} \quad (\text{B15.2})$$

Do výpočtu vstupuje proměnlivost teploty vstupní vody během roku, a to následovně:

$$k_t = \frac{t_{tv} - t_{sv,L}}{t_{tv} - t_{sv,Z}} \quad (\text{B15.3})$$

t_{tv}	teplota výstupní vody	$[\text{°C}]$
$t_{sv,Z}$	teplota vstupní vody v zimě	$[\text{°C}]$
$t_{sv,L}$	teplota vstupní vody v létě	$[\text{°C}]$

$$k_t = \frac{45 - 15}{45 - 10} = 0,86 \quad (\text{B15.4})$$

Denní potřeba tepla za rok E_{TV} se stanoví z dříve vypočítaných veličin.

$$E_{TV} = E_{TV,d} \cdot d + k_t \cdot E_{TV,d} \cdot (350 - d) \quad (\text{B15.5})$$

d	počet dnů otopného období; objekt bude v provozu pouze v pracovní dny	[-]
k_t	korekce proměnlivosti vstupní teploty vody	[-]

$$E_{TV} = 24,5 \cdot 180 + 0,86 \cdot 24,5 \cdot (350 - 180) = 7992 \text{ kWh/rok} = 8,0 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B15.6})$$

Roční potřeba tepla pro přípravu teplé vody je 8,0 MWh/rok.

Potřeba tepla pro vytápění

Následuje postup pro stanovení potřeby tepla pro vytápění.

$$COP_{rok, VYT} = f_{H, COP} \cdot COP_n = 0,88 \cdot 3,0 = 2,64 \quad (\text{B15.7})$$

$$E_{VYT} = h \cdot e \cdot \epsilon \cdot D \cdot H_T \quad (\text{B15.8})$$

h	počet hodin vytápění za den	[h]
e	součinitel vlivu přerušovaného vytápění	[-]
ϵ	součinitel nesoučasnosti infiltrace	[-]
D	počet denostupňů	[-]
H_T	měrná tepelná ztráta prostupem a infiltrací	[W/K]

$$e = e_t \cdot e_d \quad (\text{B15.9})$$

e_t	pro pětidenní provoz uvažují 0,8	[-]
e_d	pro přerušované vytápění v noci uvažují 0,8	[-]

$$e = 0,8 \cdot 0,8 = 0,64 \quad (\text{B15.10})$$

$$D = d \cdot (t_{is} - t_{es}) \quad (\text{B15.11})$$

d	počet dnů otopného období	[-]
t_{is}	průměrná teplota vytápěných místností	[°C]
t_{es}	průměrná teplota v exteriéru během otopného období	[°C]

$$D = 241 \cdot (19 - 3,7) = 3687 \text{ denostupňů} \quad (\text{B15.12})$$

$$E_{VYT} = 14 \cdot 0,64 \cdot 0,85 \cdot 3687 \cdot 487,7 = 13,69 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B15.13})$$

Roční potřeba tepla pro vytápění je 13,69 MWh/rok.

Potřeba tepla pro vzduchotechniku

Následuje postup pro stanovení potřeby tepla pro dodávku tepla vzduchotechnice.

$$E_{VZT} = e \cdot h \cdot D_V \cdot H_V \quad (\text{B15.14})$$

e	součinitel vlivu přerušovaného provozu	[-]
h	počet provozních hodin	[-]
D_V	počet větracích denostupňů	[-]
H_V	měrná tepelná ztráta větráním	[W/K]

$$D_V = Z \cdot (t_{iv} - t_{es}) \quad (\text{B15.15})$$

Z	počet dnů s $t < t_{es}$ v interiéru	[-]
t_{iv}	průměrná teplota větraných místností	[°C]
t_{es}	průměrná teplota v exteriéru během období s ohřevem vzduchu	[°C]

$$D_V = 250 \cdot (20 - 5) = 3750 \text{ denostupňů} \quad (\text{B15.16})$$

$$E_{VZT} = 0,7 \cdot 8 \cdot 3750 \cdot 578 = 12,1 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B15.17})$$

Roční potřeba tepla pro vzduchotechniku je 12,1 MWh/rok.

Potřeba tepla pro bivalentní zdroj tepla

Elektrokotel bude v provozu, pokud venkovní teplota klesne pod bod bivalence. Pro stanovení spotřeby tepla uvažují, že kotel bude v provozu 350 hodin s průměrným výkonem 11 kW.

$$E_{ELK} = 11 \cdot 1000 \cdot 350 = 3,85 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B15.18})$$

Roční potřeba tepla z bivalentního zdroje je 3,85 MWh/rok.

Potřeba tepla pro vzduchové clony

Jak již bylo dříve zmíněno, uvažují, že dveřní clony budou v provozu 10 % provozní doby - tj. zhruba 1 hodina denně. Uvažují pouze pracovní dny v otopném období.

$$E_{CLONY} = 28 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 180 = 5,04 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B15.19})$$

Roční potřeba tepla pro vzduchové clony je 5,04 MWh/rok.

Celková potřeba tepla

Následující tabulka shrnuje všechny vypočítané potřeby tepla objektu. Celková potřeba tepla je 43 MWh/rok.

Tabulka B15.1: Souhrnná tabulka roční potřeby tepla

Využití tepla	Roční potřeba tepla [MWh/rok]
Příprava teplé vody	8,00
Vytápění	13,69
Vzduchotechnika	12,10
Elektrokotel	3,85
Vzduchové clony	5,04
Celkem	42,68

B15.2 Roční spotřeba elektrické energie

Roční spotřeba elektrické energie na dodávku tepla pro objekt je uvedena v následující kapitole.

Spotřeba elektrické energie pro přípravu teplé vody

$$E_{TV,sk} = \frac{E_{TV}}{COP_{r,TV} \cdot \eta_{distribuce}} \quad (B15.20)$$

$$COP_{r,TV} \text{ účinnost zdroje} \quad [-]$$

$$\eta_{distribuce} \text{ účinnost rozvodů} \quad [-]$$

Ve variantě I. jsou zdrojem tepla tepelná čerpadla, pro které stanovují roční provozní faktor dle TNI 73 0351.

$$COP_{r,TV} = f_{H,COP} \cdot COP_n = 0,86 \cdot 3,0 = 2,58 \quad (B15.21)$$

$$E_{TV,sk} = \frac{8,0}{2,58 \cdot 0,5} = 6,20 \text{ MWh/rok} \quad (B15.22)$$

Spotřeba elektrické energie pro přípravu teplé vody byla stanovena na 6,20 MWh/rok.

Spotřeba elektrické energie pro přípravu teplé vody

$$E_{VYT,sk} = \frac{E_{VYT}}{COP_{rok,VYT} \cdot \eta_{distribuce}} \quad (B15.23)$$

$$COP_{rok,VYT} \text{ účinnost zdroje pro vytápění} \quad [-]$$

$$\eta_{distribuce} \text{ účinnost rozvodů} \quad [-]$$

$$E_{VYT,sk} = \frac{13,69}{2,64 \cdot 0,9} = 5,76 \text{ MWh/rok} \quad (B15.24)$$

Skutečná spotřeba elektrické energie pro vytápění byla stanovena na 5,76 MWh/rok.

Spotřeba elektrické energie pro vzduchotechniku

$$E_{VZT,sk} = \frac{E_{VZT}}{COP_{r,VZT} \cdot \eta_{distribuce}} \quad (B15.25)$$

$COP_{r,VZT}$ účinnost zdroje pro vzduchotechniku [-]
 $\eta_{distribuce}$ účinnost rozvodů [-]

$$COP_{r,VZT} = f_{H,COP} \cdot COP_n = 0,88 \cdot 3,0 = 2,64 \quad (B15.26)$$

$$E_{VZT,sk} = \frac{12,1}{2,64 \cdot 0,9} = 5,09 \text{ MWh/rok} \quad (B15.27)$$

Spotřeba elektrické energie pro vzduchotechniku byla stanovena na 6,20 MWh/rok.

Spotřeba energie pro bivalentní zdroj tepla

$$E_{ELK,sk} = \frac{3,85}{0,99 \cdot 0,9} = 4,32 \text{ MWh/rok} \quad (B15.28)$$

Roční spotřeba elektrické energie elektrokotle je 4,32 MWh/rok.

Spotřeba energie pro vzduchové clony

$$COP_{r,VZT} = f_{H,COP} \cdot COP_n = 0,88 \cdot 3,0 = 2,64 \quad (B15.29)$$

$$E_{CLONY} = \frac{5,04}{2,64 \cdot 0,9} = 2,12 \text{ MWh/rok} \quad (B15.30)$$

Roční spotřeba elektrické energie pro vzduchové clony je 2,12 MWh/rok.

Celková spotřeba elektrické energie

Následující tabulka shrnuje celkovou spotřebu elektrické energie pro vytápění daného objektu. Celková spotřeba elektrické energie byla stanovena na 24 MWh/rok.

Tabulka B15.2: Souhrnná tabulka roční spotřeby elektrické energie

Využití tepla	Roční spotřeba elektrické energie [MWh/rok]
Příprava teplé vody	6,20
Vytápění	5,76
Vzduchotechnika	5,09
Elektrokotel	4,32
Vzduchové clony	2,12
Celkem	23,49

Varianta vytápění II.

Jak již bylo zmíněno dříve, tak varianta II. uvažuje jako zdroj tepla plynové kondenzační kotle a jako zdroj chladu chiller.

V této variantě už není popisován přesný postup výpočtů, protože vše bylo podrobně popsáno ve variantě I. Některé hodnoty jsou převzaty z dřívějších výpočtů, protože jsou pro obě varianty stejné.

B16 | Teplá voda

Potřeba teplé vody je stejná jako ve variantě I. V kapitole B8.1 byla stanovena na $0,43 \text{ m}^3/\text{den}$.

B16.1 Příprava teplé vody

Pro přípravu teplé vody ve variantě II. je uvažován teplotní spád $70/45 \text{ }^\circ\text{C}$ (plynový kotel) a výstupní teplota teplé vody je navržena na $55 \text{ }^\circ\text{C}$.

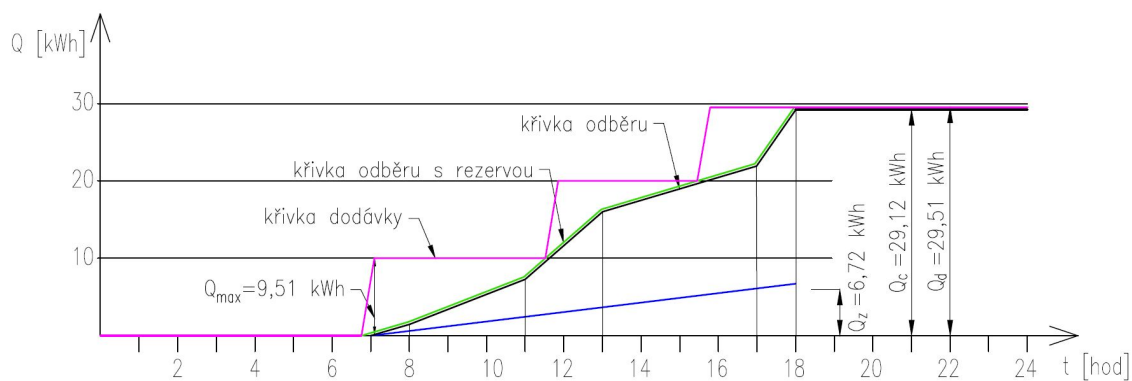
Celkové teplo pro přípravu teplé vody je $29,12 \text{ kW}$. Provoz objektu je uvažován stejný jako ve variantě I.

Tabulka B16.1: Celkové teplo - varianta II.

Časové úseky	%	$Q_{t,i}$ [kWh]	$Q_{celk,i}$ [kWh]
7 až 8 hod	5	1,12	1,46
8 až 11 hod	20	4,48	5,82
11 až 13 hod	30	6,72	8,74
13 až 17 hod	20	4,48	5,82
17 až 18 hod	25	5,60	7,28

Na základě tabulky B16.1 byla vytvořena křivka dodávky a odběru teplé vody.

Navrhuji přednostní přípravu teplé vody. Protože v objektu budou instalovány dva plynové kondenzační kotle, tak jeden bude neustále dodávat teplo otopné soustavě a druhý kotel 3× za den na 20 minut bude ohřívat teplou vodu, viz obrázek B16.1.



Obrázek B16.1: Odběrová křivka teplé vody - varianta II.

B16.2 Návrh zásobníku teplé vody

Potřebná teplosměnná plocha pro uvažovaný provoz je $2,8 \text{ m}^2$, viz následující výpočet.

$$\Delta t = \frac{(70 - 55) - (50 - 10)}{\ln\left(\frac{70-55}{50-10}\right)} = 25,49 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{B16.1})$$

$$A = \frac{30 \cdot 1000}{420 \cdot 25,49} = 2,8 \text{ m}^2 \quad (\text{B16.2})$$

Pro variantu II. je navržen nepřímotopný zásobník Regulus RBC 200 HP s objemem 192 l a s teplosměnnou plochou $3,0 \text{ m}^2$.



Obrázek B16.2: Zásobník teplé vody Regulus RBC 200 HP [51]

Technické údaje	
Celkový objem zásobníku	205 l
Objem kapaliny v zásobníku	192 l
Objem kapaliny ve výměníku	13 l
Plocha výměníku	3 m ²
Max. teplota v zásobníku	95 °C
Max. teplota ve výměníku	110 °C
Max. tlak v zásobníku	10 bar
Max. tlak ve výměníku	10 bar
Průměr zásobníku	500 mm
Průměr zásobníku s izolací	610 mm
Celková výška zásobníku	1265 mm
Klopná výška	1410 mm
Hmotnost prázdného zásobníku	128 kg

Obrázek B16.3: Parametry zásobníku teplé vody Regulus RBC 200 HP [52]

B17

Návrh zdroje tepla a chladu

Ve variantě II. jsou zdrojem tepla plynové kondenzační kotle a zdrojem chladu chiller.

B17.1 Návrh plynových kotlů

Potřebný tepelný výkon byl stanoven jako maximum z rovnic B17.1 a B17.2.

$$Q_{PRIP} = 0,7 \cdot Q_{TZ} + 0,7 \cdot Q_{VZT} + Q_{TV} + Q_{TECH} \quad (\text{B17.1})$$

$$Q_{PRIP} = Q_{TZ} + Q_{VZT} + Q_{TECH} \quad (\text{B17.2})$$

Q_{TZ}	tepelný výkon pro vytápění	[kW]
Q_{VZT}	tepelný výkon pro větrání	[kW]
Q_{TV}	tepelný výkon pro přípravu teplé vody	[kW]
Q_{TECH}	tepelný výkon pro technologie	[kW]

Tabulka B17.1: Potřeba tepla

Potřeba tepla	kW
Výkon pro vzduchotechniku	11,16
Tepelná ztráta objektu	16,36
Výkon pro vzduchové clony	28,00
Příprava teplé vody	2,10
$Q_{PRIP,1}$	40,97
$Q_{PRIP,2}$	55,52
Q_{PRIP}	55,52

Zvolený plynový kotel musí disponovat výkonem větším než 56,0 kW, viz tabulka B17.1.

Byly navrženy dva závěsné plynové kondenzační kotle Panther Condens 30 KKO, jejichž jmenovitý výkon je 8,5 až 30,0 kW. Podrobnější technické parametry převzaté z technického listu jsou uvedeny na obrázku B17.2.



Obrázek B17.1: Plynový kotel Panther Condens 30 KKO [53]

Popis	Jednotka	12 KKO - A	25 KKV - A	25 KKO - A	30 KKO - A
Kategorie plynu (I2H - zemní plyn, IIH3P - zemní plyn nebo propan)		I _{2H}	II _{2H3P}	II _{2H3P}	II _{2H3P}
Topení					
Min. tepelný výkon při 80°C/60°C (P min.)	kW	3.9	4.9	5.9	8.5
Max. tepelný výkon při 80°C/60°C (P max.)	kW	12	18.1	24.5	30
Min. tepelný výkon při 50°C/30°C (P min.)	kW	4.4	5.4	6.6	9.3
Max. tepelný výkon při 50°C/30°C (P max.)	kW	13.2	19.6	26.7	32.8
Účinnost při 80°C/60°C	%	97.7	97.7	97.7	98.33
Účinnost při 50°C/30°C	%	107.6	106.2	106.8	107.1
Účinnost při 40°C/30°C	%	109.5	108.4	109.2	109.2
Min. výstupní teplota otopné vody	°C	10	10	10	10
Max. výstupní teplota otopné vody	°C	80	80	80	80
Objem expanzní nádoby	l	8	8	8	8
Tlak expanzní nádoby	bar	0.75	0.75	0.75	0.75
Pojišťovací ventil, maximální tlak	bar	3	3	3	3

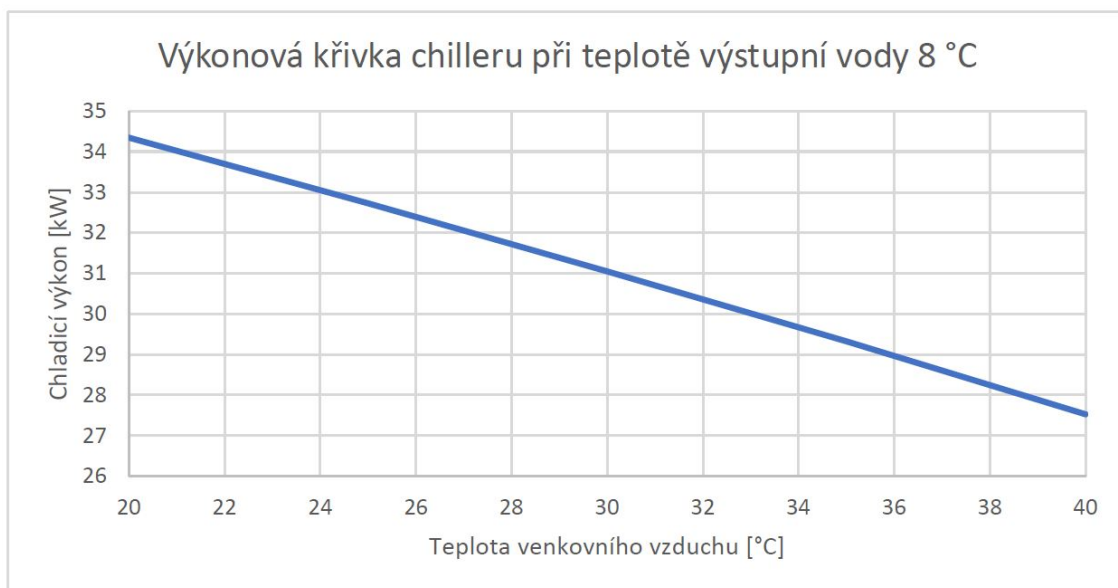
Obrázek B17.2: Technické parametry plynového kotle Panther Condens 30 KKO [54]

B17.2 Návrh chilleru

Jak již bylo zmíněno, v této variantě je zdrojem chladu chiller. Potřeba chladu je stejná jako pro variantu I., viz tabulka B9.2.

Byl navržen chiller od firmy REMKO, typ KWE 300. Jde o vzduchem chlazený zdroj studené vody určený pro venkovní instalaci. Zvolený chiller má chladicí výkon 31,2 kW při okolní teplotě 30 °C a při teplotě výstupní vody 8 °C. Z hodnot v technickém listě byla sestavena výkonová křivka v závislosti na venkovní teplotě pro výstupní vodu 8 °C.

Součástí chilleru je expanzní nádoba o objemu 6 l a pojistný ventil. Ověření dostatečnosti expanzní nádoby je uvedeno v následujících kapitolách.



Obrázek B17.3: Výkonová křivka pro chiller KWE 300 [55]



Obrázek B17.4: Chiller KWE 300 od firmy REMKO [55]

B18

Dimenzování potrubí

V této kapitole je uveden návrh dimenzí pro rozvody tepla ve variantě II.

V této variantě je teplá voda připravována přednostně pomocí jednoho plynového kotle. Větev teplé vody V3 nebude tedy součástí rozdělovače a sběrače. Rozdíl je v zapojení v technické místnosti.

Také jsou zde uvažovány jiné teplotní spády pro přípravu teplé vody a pro vzduchotechniku. U těchto větví se proto liší dimenze a následné vyvážení. Ostatní větve V1, V2 a V5 jsou stejné jako ve variantě I.

Návrh byl proveden tak, aby průtok přes HVDT byl v kotlovém okruhu zhruba o 10 % vyšší než na straně odběru.

Do rozdělovače bude přiváděna otopná voda o teplotě 60 °C. Na větve V1, V2 a V5 budou instalovány třicestné směšovací ventily, takže odběr přívodní 60 °C vody bude menší. V tabulce B18.1 jsou zobrazeny hmotnostní průtoky přívodní vody m_1 a vody vratné m_2 , která se přimíchá přes třicestný ventil do přívodu. Bude tedy potřeba přívod do rozdělovače 1 854 kg/h.

Tabulka B18.1: Potřebný průtok přívodní 60 °C otopné vody

Větev	Spád	m [kg/h]	m_1 [kg/h]	m_2 [kg/h]
V1	40/30	2 408	803	1 605
V2	44/36	1 010	337	673
V4	60/40	499	499	0
V5	36/28	865	216	649
celkem	60/32	-	1 854	-

V kotlovém okruhu budou kotle pracovat při teplotním spádu 70/45 °C.

U plynového kotle č. 2 bude instalován prepínací ventil pro zajištění přednostní přípravy teplé vody. Jeho návrh je proveden v kapitole B19.2. Tento ventil vnese tlakovou ztrátu 7,1 kPa. U kotle č. 1 bude tedy navržen vyvažovací ventil, který zajistí hydraulické vyvážení soustavy, viz kapitola B19.1.

Tabulka B18.2: Dimenzování úseku HVDT - RaS-1

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	59 150	1 854	11,4	35×1,5	157	0,58	30,4	1 790	5 113	-	6 903

Tabulka B18.3: Dimenzování úseku plynový kotel - HVDT

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{TPV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1a	30 300	1 042	1,1	28×1,5	124	0,50	9,9	136	1 238	7 100	8 474
2	60 600	2 084	4,6	35×1,5	131	0,61	14,6	603	2 716		11 793

Tabulka B18.4: Dimenzování odbočky k plynovému kotli

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1b	30 300	1 042	2,2	28×1,5	124	0,50	9,9	273	1 238	6 964	8 474

Tabulka B18.5: Dimenzování větve přípravy teplé vody od plynového kotle

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{TPV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	30 300	1 042	18,6	28×1,5	124	0,5	16,8	2 301	2 100	7 100	11 501

Tabulka B18.6: Dimenzování větve V4 - vzduchotechnika

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	11 600	499	41,9	22×1	140	0,45	35,5	5 866	3 594		9 460

B19

Hydraulické seřízení soustavy

Následující kapitola se věnuje návrhu vyvažovacích ventilů a třicestných směšovacích a přepínacích ventilů.

B19.1 Vyvažovací ventily

Podrobný postup je popsán v podkapitole B11.1. Ve variantě II. jsou vyvažovací ventily pro větev V1, V2 a V5 stejné, protože se pracuje se stejnými průtoky a teplotními spády.

Rozdíl bude u větve V3, která nebude napojena z rozdělovače a sběrače, ale od plynového kotle (přednostní příprava teplé vody), a proto zde vyvažovací ventil nebude. Ale bude zde instalován přepínací ventil, který je navržen v další podkapitole.

Další rozdíl bude, že u plynového kotle č. 1 musí být instalovaný vyvažovací ventil, který zajistí hydraulické vyvážení dvou plynových kotlů.

Tabulka B19.1: Vstupní údaje pro VV-3 u plynového kotle

M [kg/h]	V [m ³ /h]	V [l/min]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{VV} [mbar]	k_v [m ³ /h]
1 042	1,05	17,37	6 964	70,0	3,2

U plynového kotle č. 1 bude umístěn vyvažovací ventil VV-3 STAD DN 25, $k_v = 3,64 \text{ m}^3/\text{h}$, otáčky 2.

Uvažované vyvažovací ventily jsou shrnuty v následující tabulce B19.2.

Tabulka B19.2: Nastavení vyvažovacích ventilů - varianta II.

Název	Umístění	Typ	Δp_{VV} [kPa]	k_v [m ³ /h]	Dimenze	Otáčky
VV-1	Odbočka ke cloně	TacoSetter 100	0,5	17,0	DN 32	D
VV-2	Odbočka k RaS-1	STAD	9,0	1,20	DN15	2,75
VV-3	Pata větve V1	STAD	9,70	7,77	DN 32	2,5
VV-4	Odbočka PK	STAD	7,8	3,64	DN 25	2

B19.2 Třícestné směšovací a přepínací ventily

Třícestné směšovací ventily budou osazeny na patách větve V1, V2 a V5. Dále u zkratu vzduchotechnické jednotky, ale tento prvek není součástí dodávky vytápění.

Ve variantě II. je navíc třícestný rozdělovací (přepínací) ventil u plynového kotle pro přípravu teplé vody. Navrhuji přepínací ventil VRG230 od firmy ESBE.



Obrázek B19.1: Přepínací ventil VRG230 ESBE [43]

Ventilem bude protékat otopná voda o hmotnosti 1 042 kg/h. Hodnota k_v se má pohybovat při autoritě 0,5 obou režimů kolem 5,25 m³/h. Podle návrhového diagramu volím $k_v = 4,0 \text{ m}^3/\text{h}$ s tlakovou ztrátou 7,1 kPa. Navrhuji přepínací ventil VRG233 DN 20, $k_v = 4,0 \text{ m}^3/\text{h}$ a servopohon ARA 661.

Následující tabulka shrnuje navržené třícestné směšovací a přepínací ventily pro variantu II.

Tabulka B19.3: Seznam navržených třícestných ventilů - varianta II.

Označení	Umístění	Název	k_v [m ³ /h]	Δp [kPa]
TSV1	pata větve V1	VRG131 DN32	10,0	6,0
TSV2	pata větve V2	VRG131 DN20	4,0	6,0
TSV3	pata větve V5	VRG131 DN20	2,5	11,0
TPV1	příprava teplé vody	VRG233 DN20	4,0	7,1

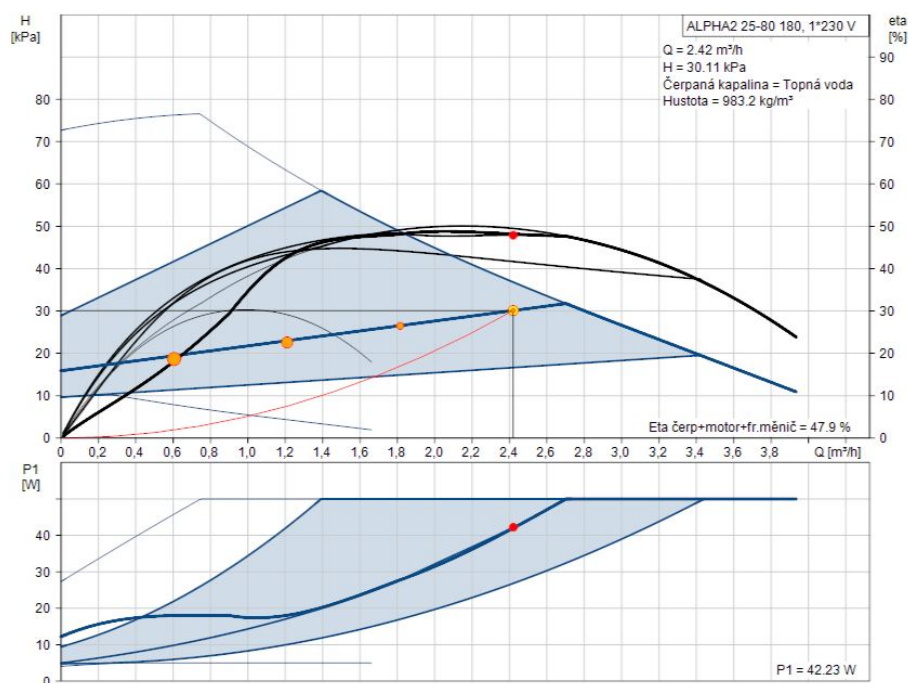
B20 | Oběhová čerpadla

Oběhová čerpadla budou navržena na patách jednotlivých větví z rozdělovače a sběrače v technické místnosti. V této variantě II. jsou oběhová čerpadla součástí plynových kondenzačních kotlů. Zde je ověřeno, že daná čerpadla vyhoví uvažovanému provozu.

Pro návrh čerpadel byly sestaveny tabulky se vstupními veličinami - hmotnostní průtok a tlaková ztráta.

Tabulka B20.1: Vstupní údaje pro V1

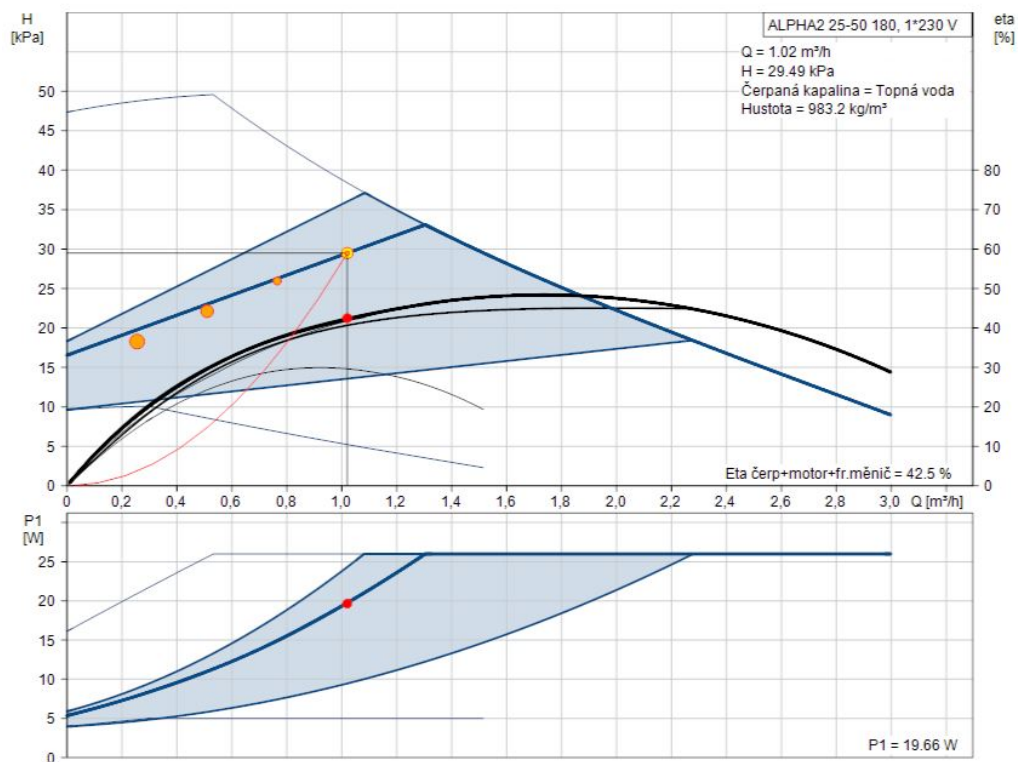
M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
2 408	2,42	7,51	9,70	6,00	6,90	30,12



Obrázek B20.1: Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-80 180 pro V1 [48]

Tabulka B20.2: Vstupní údaje pro V2

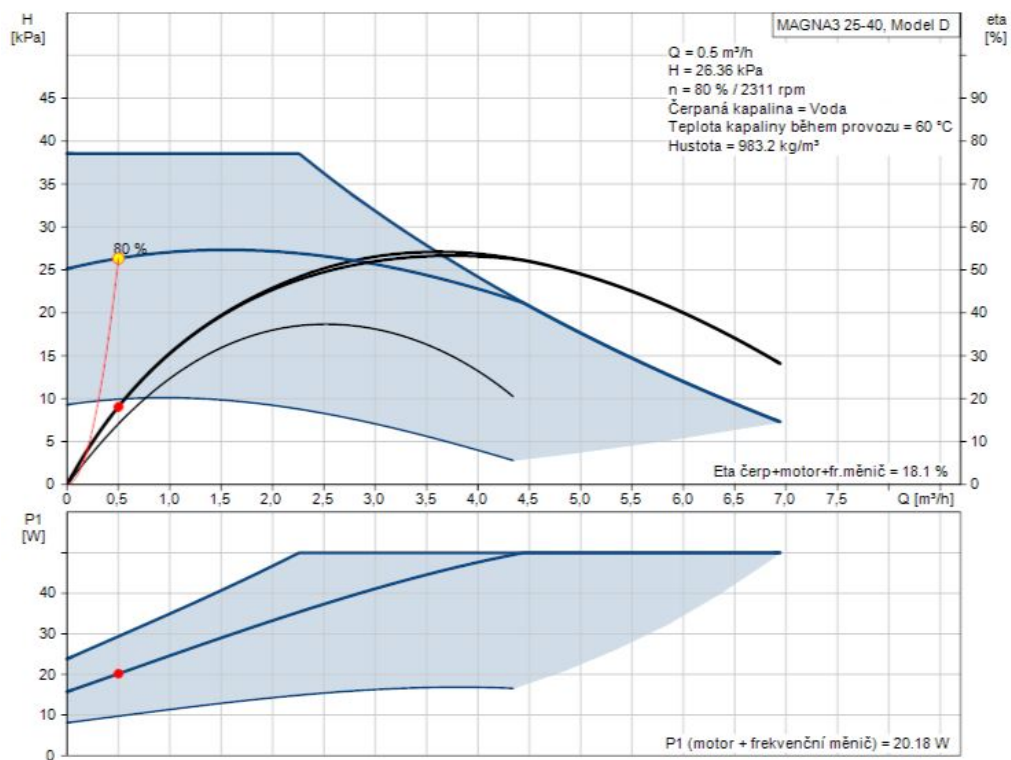
M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
1 010	1,02	16,59	-	6,00	6,90	29,49



Obrázek B20.2: Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V2 [48]

Tabulka B20.3: Vstupní údaje pro V4

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{disp} [kPa]	Δp_{VZT} [kPa]	$\Delta p_{HVDT-RaS}$ [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
499	0,50	9,46	10,00	6,90	26,36

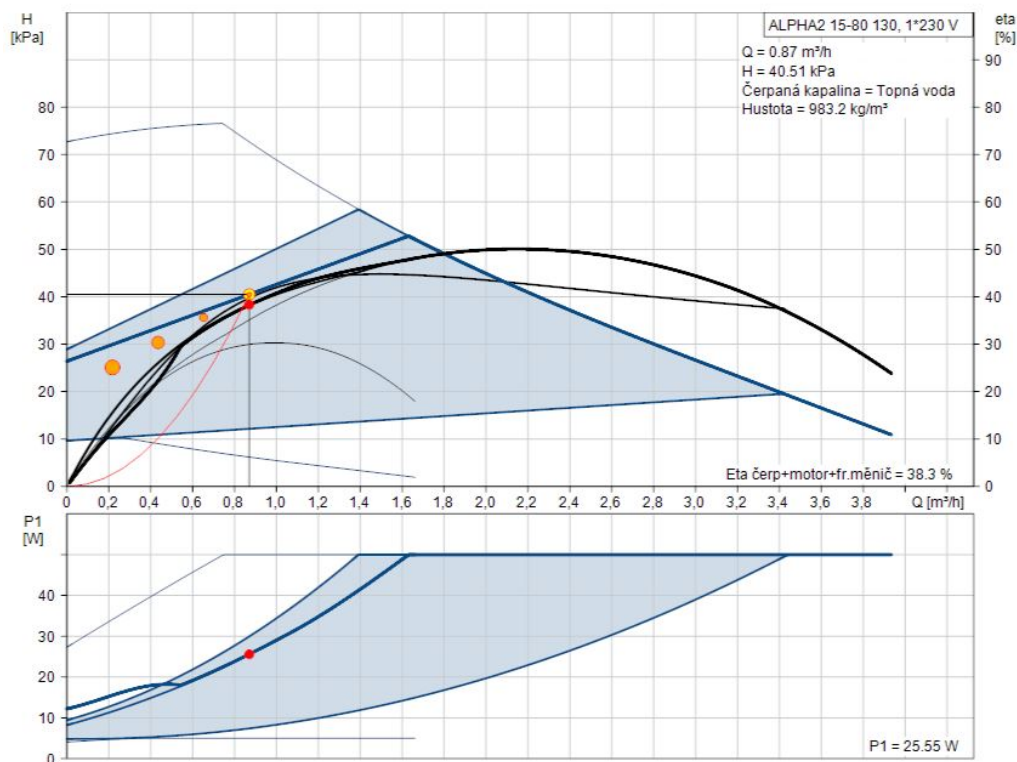


Obrázek B20.3: Křivka oběhového čerpadla Grundfos MAGNA3 25-40, D pro V4

Pro větev V4 (vzduchotechnika) navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos MAGNA3 25-40 D.

Tabulka B20.4: Vstupní údaje pro V5

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{RaS-AN} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
865	0,87	22,60	-	11,00	6,90	40,50



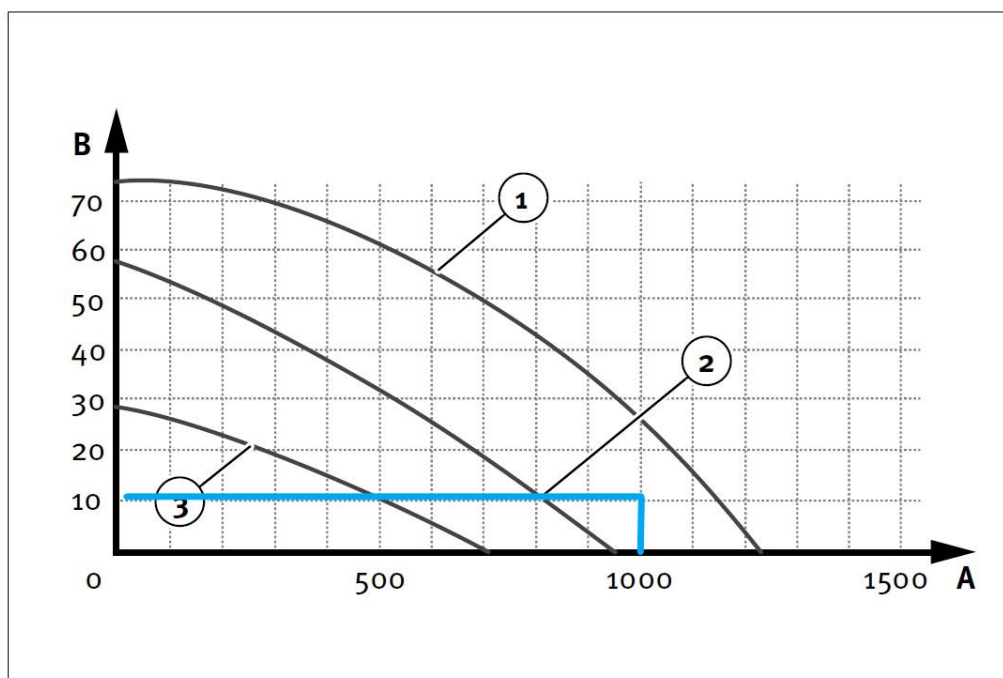
Obrázek B20.4: Křivka oběhového čerpadla ALPHA2 15-80 130 pro V5 [48]

Pro větev V5 (podlahové vytápění v administrativní budově) navrhují oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 15-80 130.

Součástí kotlů je oběhové čerpadlo. Toto oběhové čerpadlo je pro uvažovaný provoz dostačující.

Tabulka B20.5: Vstupní údaje okruh PK - HVDT

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{disp} [kPa]	Δp_{PK} [kPa]	Δp_{TPV} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
1 042	1,04	1,37	2,00	7,10	10,47



Obrázek B20.5: Křivka oběhového čerpadla plynového kotle Panther Condens 30 KKO

Tabulka B20.6: Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění variantu II.

Označení	Umístění	Typ čerpadla Grundfoss
Č1	větev V1	ALPHA2 25-80 180
Č2	větev V2	ALPHA2 25-50 180
Č3	větev V4	MAGNA3 25-40 D
Č4	větev V5	ALPHA2 15-80 130

B21

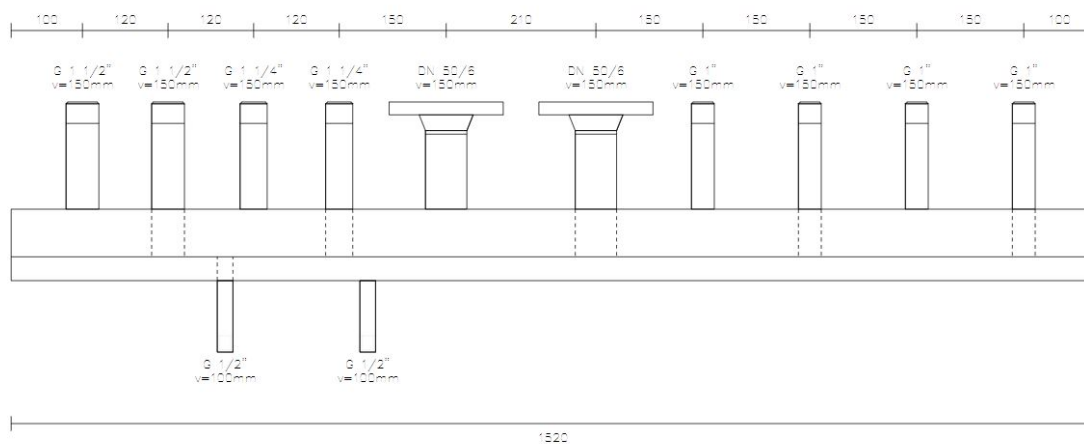
Zařízení v technické místnosti

Tato kapitola se věnuje návrhu rozdělovače a sběrače, hydraulického vyrovnávače dynamických tlaků, expanzní nádoby a pojistných ventilů.

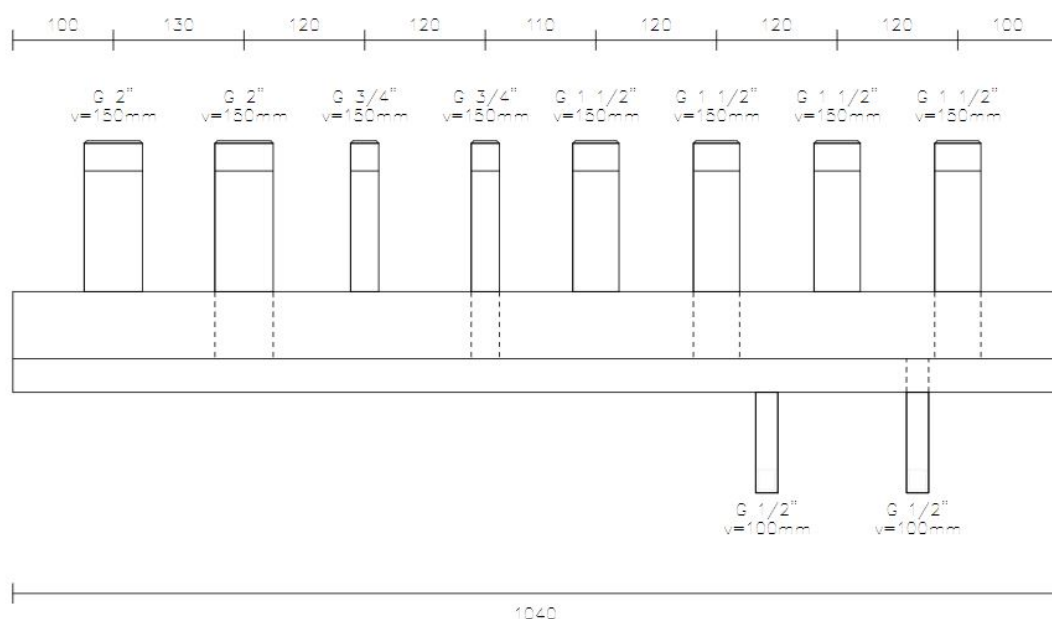
B21.1 Rozdělovač a sběrač

V technické místnosti budou dva rozdělovače a sběrače. První bude mít čtyři okruhy, a to pro dveřní clonu, podlahové vytápění v hale, vzduchotechniku a podlahové vytápění v administrativní budově. Druhý rozdělovač a sběrač bude mít tři větve, a to pro vzduchotechniku, fancoily a chladicí panely.

Kombinované rozdělovače a sběrače byly navrženy v online konfigurátoru ETL Designer. Rozdělovače a sběrače budou opatřeny tepelnou izolací.



Obrázek B21.1: Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro vytápění - varianta II.



Obrázek B21.2: Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro chlazení - varianta II.

B21.2 Hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků

HVDT je navržen pouze pro variantu II., kde bude sloužit k oddělení kotlového okruhu od topné soustavy.

Maximální výkon zdrojů je 60,6 kW, což odpovídá průtoku 2,1 m³/h, a proto navrhuji HVDT od společnosti ETL typ 63B s maximálním průtokem 2,5 m³/h.

Typ HVDT	Max. průtok (m ³ /hod)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	S (mm)	d (mm)	e	f	Hmotnost (kg)
24B	1,8	100	300	65	89	200	5/4"	-	-	5
63B	2,5	110	380	80	108	230	6/4"	-	-	9
1B	4,0	110	400	100	108	240	2"	-	-	9,5
I	4,0	100	400	100	108	385	57	1"	5/4"	33
II	8,0	150	500	100	159	400	76	1"	5/4"	43
III	12,0	200	700	200	219	500	89	1"	5/4"	80
IV	20,0	200	700	200	219	500	108	5/4"	5/4"	86
V	30,0	250	900	200	273	560	133	6/4"	6/4"	145
VI	50,0	300	1000	200	324	620	159	6/4"	6/4"	191
Vla	80,0	350	1300	300	406	750	219	2"	6/4"	239
VII	100,0	400	1500	300	508	800	219	2 1/2"	6/4"	305

HVDT 24B, 63B a 1B nemají stojny, jsou určeny k uchycení na zeď (součástí HVDT je konzola pro uchycení) a mají vnější závit; povrchová úprava: vrchní syntetický nátěr.

Obrázek B21.3: HVDT ETL typ 63B [56]



Obrázek B21.4: HVDT ETL typ 63B [56]

B21.3 Expanzní nádoba

Teoretický postup návrhu expanzní nádoby byl stanoven v kapitole B13.2. Tato kapitola se věnuje konkrétnímu návrhu expanzní nádoby pro variantu II.

Celkový objem soustavy sestává z objemu rozvodů, podlahového vytápění, plynových kotlů a zásobníku teplé vody.

Tabulka B21.1: Stanovení objemu vody v soustavě - zima, varianta II.

$V_{rozvody}$	0,089	[m ³]
V_{PDL}	0,205	[m ³]
V_{PK}	0,012	[m ³]
V_{TV}	0,117	[m ³]
V_{celkem}	0,423	[m ³]

$$V_e = 1,3 \cdot 0,423 \cdot 0,0224 = 0,012 \text{ m}^3 \quad (\text{B21.1})$$

$$p_{dov} = 3,07 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 30,12 \text{ kPa} \quad (\text{B21.2})$$

S ohledem na předchozí výpočet volím $p_d = 50 \text{ kPa}$.

Minimální konstrukční přetlak v soustavě je 300 kPa.

$$p_{hdov} = 300 - (1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3}) = 290 \text{ kPa} \quad (\text{B21.3})$$

S ohledem na předchozí výpočet volím $p_h = 250 \text{ kPa}$.

$$V_{ep} = \frac{0,012 \cdot (250 + 100)}{250 - 50} = 0,022 \text{ m}^3 = 22 \text{ l} \quad (\text{B21.4})$$

Navrhuji tlakovou nádobu AQUAFILL HS025 o objemu 25 l s maximálním tlakem 6 barů.

Rozměry a typy



ZÁVĚSNÉ PŘÍPOJENÍ		HS005	HS008	HS012	HS018	HS025	HS040
OBJEM	l	5	8	12	18	25	40
PRŮMĚR	mm	160	200	270	270	290	320
VÝŠKA	mm	325	330	310	425	468	580
PŘÍPOJENÍ	--	3/4" M	3/4" M	3/4" M	3/4" M	3/4" M	3/4" M
MAX.PRACOVNÍ TLAK	bar	6	6	6	6	6	6
OBJEDNACÍ KÓD	--	13731	13732	13734	13735	13736	13737

PROVEDENÍ NA NOHÁCH S VÝMĚNNÝM VAKEM*

		HS 035	HS 050	HS 060	HS 080	HS 100	HS 150	HS 200	HS 250	HS 300	HS 400	HS 500	HS 600	HS 700
OBJEM	l	35	50	60	80	100	150	200	250	300	400	500	600	700
PRŮMĚR	mm	320	380	380	450	450	554	554	624	630	624	775	775	775
VÝŠKA	mm	525	620	670	662	730	807	988	1006	1160	1520	1250	1525	1635
PŘÍPOJENÍ	--	3/4" M	3/4" M	1" M	1" M	1" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M	6/4" M
MAX.PRACOVNÍ TLAK	bar	5	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
OBJEDNACÍ KÓD	--	13738	13739	13740	13741	13742	13743	13744	13745	13746	13747	13748	13749	13750

* Expanzní nádoba HS035 nemá výměnný vak.

Obrázek B21.5: Expanzní nádoba AQUAFILL HS025 [49]

Dimenze expanzního potrubí je stanovena následovně.

$$d_e = 10 + 0,6 \cdot 60,6^{0,5} = 14,7 \text{ mm} \quad (\text{B21.5})$$

Navrhuji expanzní potrubí 18 × 1 mm.

B21.4 Pojistné ventily

Ve variantě II. budou pojistné ventily osazeny na plynových kotlích a na chilleru. Teoretický postup je podrobně popsán v kapitole B13.3.

Dříve vypočítaný otevírací přetlak je 250 kPa, takže konstanta K je 1,12 kW/mm². Pojistný výkon jednoho plynového kotle je 30,3 kW.

$$A_0 = \frac{30,3}{0,684 \cdot 1,12} = 39,6 \text{ mm}^2 \quad (\text{B21.6})$$

$$d_i = 2 \cdot \left(\frac{39,6}{\pi} \right)^{0,5} = 7,1 \text{ mm} \quad (\text{B21.7})$$

$$d_0 = 1,28 \cdot 7,1 = 22,7 \text{ mm} \quad (\text{B21.8})$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot 39,6^{0,5} = 23,8 \text{ mm} \quad (\text{B21.9})$$

Navrhuji na plynový kotel pojistný ventil IVAR.PV KD DN 25 s otevíracím přetlakem 250 kPa s pojistným potrubím 28 × 1,5 mm.

B22

Odvod spalin

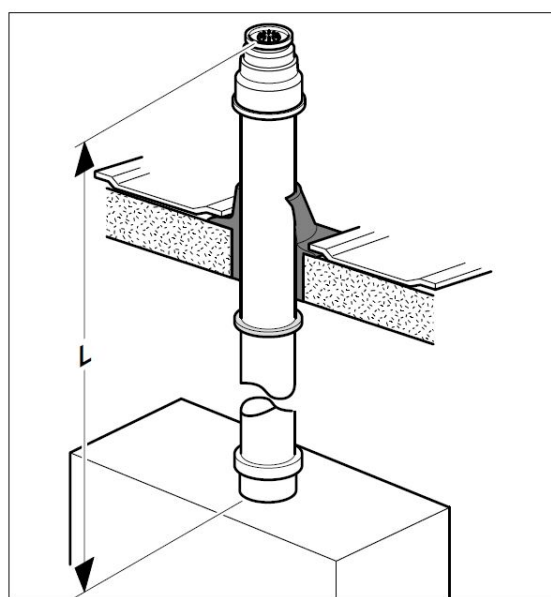
Ve variantě II. je řešen odvod spalin od plynových kondenzačních kotlů. Jejich výkon je 2×30 kW.

Plynové kondenzační kotle jsou v provedení C, což znamená, že spalovací vzduch odebírají z exteriéru a spaliny odvádí rovněž do exteriéru.

Každý kotel bude mít svůj vlastní koaxialní kouřovod, který bude zaústěn do komínového průduchu. Komín bude vyveden 1 m nad úroveň atiky ploché střechy.

Horizontální části kouřovodu budou ve sklonu 5 % směrem ke kotli tak, aby se kondenzát vracel do kotle a odtud byl odveden do podlahové vpusti.

Podle podkladů výrobce byl navržen předběžný průměr odkouření na 80/125 mm. Přesný návrh bude proveden specialistou dle platných vyhlášek a norem.



Typ	Max. délka
Ø 60/100	10 m
Ø 80/125	26 m (21 m - 12 KKO)

Na každé koleno 90° (nebo 2 o 45°) se musí zkrátit délka (L) o 1 m.

Obrázek B22.1: Předběžný návrh odvodu spalin [54]

B23

Větrání technické místnosti

Následující kapitola řeší větrání a tepelnou bilanci v technické místnosti.

B23.1 Větrání technické místnosti

Ve variantě II. jsou v technické místnosti umístěny dva plynové kondenzační kotle v provedení C a chiller. V této místnosti musí být z hygienických důvodů zajištěna $0,5 \text{ h}^{-1}$ výměna vzduchu. Větrání bude zajištěno nuceným větráním pomocí vzduchotechnické jednotky.

Objem místnosti je $87,7 \text{ m}^3$, a proto průtok vzduchu do místnosti musí být minimálně $43,8 \text{ m}^3$.

Navrhuji lokální větrací jednotku KORASMART 1300 s třístupňovou regulací vzduchového výkonu. Maximální průtok vzduchu bude $60 \text{ m}^3/\text{h}$.



Obrázek B23.1: Lokální větrací jednotka KORASMART 1300 [50]

B23.2 Tepelná bilance technické místnosti

Podrobně byl postup popsán v kapitole B14.2. V této kapitole je provedeno pouze dosazení do dříve zmíněných vzorců.

$$Q_{Z,Z} = 0,01 \cdot 55,5 = 0,56 \text{ kW} \quad (\text{B23.1})$$

$$t_{i,Z} = -15 + \frac{560}{0 + 14,9} = 22,6 \text{ °C} \quad (\text{B23.2})$$

Při daném průtoku vzduchu je teplota v zimě v technické místnosti 22,6 °C, a proto není potřeba navrhovat otopné těleso.

Dále následuje výpočet tepelné bilance pro letní provoz.

$$Q_{Z,L} = 0,01 \cdot 30,0 + 0 - 0,01 \cdot 25,8 = 0,04 \text{ kW} \quad (\text{B23.3})$$

$$t_{i,L} = 30 + \frac{40}{0 + 14,9} = 32,7 \text{ °C} \quad (\text{B23.4})$$

Výkon produkce tepla do okolí bude 40 W a teplota v technické místnosti bude nižší než 35 °C.

B24 | Roční potřeba tepla a paliva

V této kapitole je stanovena potřeba tepla pro vytápění, přípravu teplé vody, pro vzduchotechniku a dveřní clony. V druhé části kapitoly je pak stanovena spotřeba zemního plynu za rok.

B24.1 Roční potřeba tepla a spotřeba energie

Potřeba tepla a spotřeba energie pro přípravu teplé vody

$$E_{TV,d} = 0,43 \cdot 1,163 \cdot 55 - 10 = 22,5 \text{ kWh/den} \quad (\text{B24.1})$$

$$k_t = \frac{55 - 15}{55 - 10} = 0,89 \quad (\text{B24.2})$$

$$E_{TV} = 22,5 \cdot 180 + 0,89 \cdot 22,5 \cdot (350 - 180) = 7454 \text{ kWh/rok} = 7,5 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.3})$$

$$E_{TV,sk} = \frac{7,5}{0,98 \cdot 0,5} = 15,3 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.4})$$

Spotřeba energie pro přípravu teplé vody byla stanovena na 15,3 MWh/rok.

Potřeba tepla a spotřeba energie pro vytápění

Pro vytápění je v obou variantách uvažován stejný teplotní spád a stejný provoz, proto jsou hodnoty pro roční potřebu tepla převzaté z dřívějšího výpočtu. Liší se ale spotřeba energie, protože účinnost zdrojů tepla je jiná.

$$E_{VYT} = 14 \cdot 0,64 \cdot 0,85 \cdot 3687 \cdot 487,7 = 13,69 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.5})$$

$$E_{VYT,sk} = \frac{13,69}{0,98 \cdot 0,9} = 15,52 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.6})$$

Spotřeba energie pro vytápění byla stanovena na 15,5 MWh/rok.

Potřeba tepla a spotřeba energie pro vzduchotechniku

Teplu pro vzduchotechniku bude rovněž stejné jako variantě I., ale bude se lišit spotřeba energie.

$$E_{VZT} = 0,7 \cdot 8 \cdot 3750 \cdot 578 = 12,1 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.7})$$

$$E_{VZT,sk} = \frac{12,1}{0,98 \cdot 0,9} = 13,7 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.8})$$

Spotřeba energie pro vzduchotechniku byla stanovena na 13,7 MWh/rok.

Potřeba tepla a spotřeba energie pro vzduchové clony

Teplu pro vzduchové clony je rovněž stejné jako ve variantě I.

$$E_{CLONY} = 28 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 180 = 5,04 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.9})$$

Roční potřeba tepla pro vzduchové clony je 5,04 MWh/rok.

$$E_{VYT,sk} = \frac{5,04}{0,98 \cdot 0,9} = 5,71 \text{ MWh/rok} \quad (\text{B24.10})$$

Spotřeba energie pro vzduchové clony byla stanovena na 5,71 MWh/rok.

Celková potřeba tepla a spotřeba energie

Následující tabulka shrnuje všechny vypočítané potřeby tepla objektu. Celková potřeba tepla je 38 MWh/rok.

Tabulka B24.1: Souhrnná tabulka roční potřeby tepla

Využití tepla	Roční potřeba tepla MWh/rok
Příprava teplé vody	7,45
Vytápění	13,69
Vzduchotechnika	12,10
Vzduchové clony	5,04
Celkem	38,28

Následující tabulka shrnuje všechny vypočítané spotřeby energie. Celková spotřeba energie je 50 MWh/rok.

Tabulka B24.2: Souhrnná tabulka roční spotřeby energie

Využití tepla	Roční spotřeba energie MWh/rok
Příprava teplé vody	15,30
Vytápění	15,52
Vzduchotechnika	13,70
Vzduchové clony	5,71
Celkem	50,23

B24.2 Roční spotřeba zemního plynu

Roční spotřeba zemního plynu se stanoví následovně. Výhřevnost pro zemní plyn uvažují 35 MJ/m³.

$$E = 3600 \cdot \frac{E_{TV,sk} + E_{VYT,sk} + E_{VZT,sk} + E_{CLONY,sk}}{H} \quad (\text{B24.11})$$

$E_{TV,sk}$	spotřeba energie na přípravu teplé vody	[MWh/rok]
$E_{VYT,sk}$	spotřeba energie pro vytápění	[MWh/rok]
$E_{VZT,sk}$	spotřeba energie pro vzduchotechniku	[MWh/rok]
$E_{CLONY,sk}$	spotřeba energie pro vzduchové clony	[MWh/rok]
H	výhřevnost paliva	[MJ/m ³]

$$E = 3600 \cdot \frac{50,23}{35} = 5\,167 \text{ m}^3/\text{rok} \quad (\text{B24.12})$$

Ve variantě II. bude pro roční provoz potřeba 5 167 m³ zemního plynu.

Chlazení

Další kapitoly této práce se týkají chlazení objektu. Administrativní budova je chlazená fancoily a předváděcí hala je chlazená stropními panely. Fancoily se hodí do kancelářských prostor, protože umožňují rychlou odezvu systému a individuální regulaci.

Již dříve v kapitole B4 byla stanovena tepelná zátěž pro daný objekt.

Další kapitoly popisující návrh chlazení jsou stejné pro variantu I. i II.

B25 | Fancoily

V části administrativní budovy bude chlazení zajištěno podstrovními fancoilovými jednotkami. Tyto jednotky obsahují teplovodní výměník a pracují pouze se vzduchem z dané místnosti. Je uvažováno s teplotou v místnosti 26 °C a teplotním spádem chladicí vody 8/14 °C.

Oproti podkladům výrobce je potřeba zohlednit návrhové parametry. Přepoččet se provede následujícími vztahy B25.1 a B25.2.

$$\Delta t = \frac{(t_{m1} - t_1) - (t_{m2} - t_2)}{\ln \frac{t_{m1} - t_1}{t_{m2} - t_2}} \quad (\text{B25.1})$$

Δt	rozdíl středních teplot	[°C]
t_{m1}	teplota přívodní chladicí vody	[°C]
t_{m2}	teplota vratné chladicí vody	[°C]
t_1	teplota vstupního vzduchu	[°C]
t_2	teplota výstupního vzduchu	[°C]

$$\Delta t_{\text{produkt}} = k \cdot \Delta t_{\text{objekt}} \quad (\text{B25.2})$$

Navrhuji jednotky YHK Hydro Cassette od firmy YORK. V technickém listu je uvedeno, že parametry jsou uvedeny pro teplotu v interiéru 27/19 °C a pro spád chladicí vody 7/12 °C.

*Cooling capacities based on 7/12°C EWT - Indoor temperature 27°C DB / 19°C WB
Heating capacities based on 50°C EWT at nominal flow rate Indoor temperature 20°C*

Obrázek B25.1: Návrhové parametry fancoilové jednotky YHK Hydro Cassette [57]

Po dosazení do vzorců B25.1 a B25.2 bylo zjištěno, že musíme navýšit tepelnou zátěž 1,13×, aby navržené prvky dokázaly ochladit místnost na požadovanou hodnotu.

Model		YHK 20-2	YHK 25-2	YHK 40-2	YHK 50-2	YHK 65-2
Cooling capacity	kW	13/16/20	18/23/27	23/33/43	29/39/50	42/49/62
Sensible cooling capacity	kW	10/13/16	14/18/20	16/24/32	21/28/37	30/36/46
Heating capacity	kW	16/21/26	22/29/34	26/39/52	34/46/62	51/60/78
Power supply	V/Ph/Hz	230/1/50 + E				
Airflow	m ³ /h	310/420/610	310/420/520	320/500/710	430/610/880	630/820/1140
Fan	W	25/32/57	25/32/44	25/44/68	32/57/90	33/48/77
	A	0.11/0.15/0.27	0.11/0.15/0.20	0.11/0.20/0.32	0.15/0.27/0.45	0.15/0.23/0.36
Water flow	l/h	219/280/340	316/402/461	387/574/745	506/667/863	724/845/1060
Water content	l	0.8	1.4	2.1	2.1	3.0
Pressure drop in cooling	kPa	4.5/7.0/10.0	4.9/7.6/9.7	4.6/9.4/15.1	7.5/12.4/19.7	10.9/14.3/21.6
Pressure drop in heating	kPa	4.0/6.0/9.0	4.1/6.3/8.2	3.5/7.3/11.4	6.7/11.2/17.7	6.7/9.9/15.1
Sound power level	dB(A)	33/40/49	33/40/45	33/45/53	41/49/59	33/40/48
Sound pressure level *	dB(A)	24/31/40	24/31/36	24/36/44	32/40/50	24/31/39
Dimensions (H x W x D)	mm	275 x 575 x 575				
Panel (W x D)	mm	670 x 670				
Net weight	kg	28	28	30	30	44

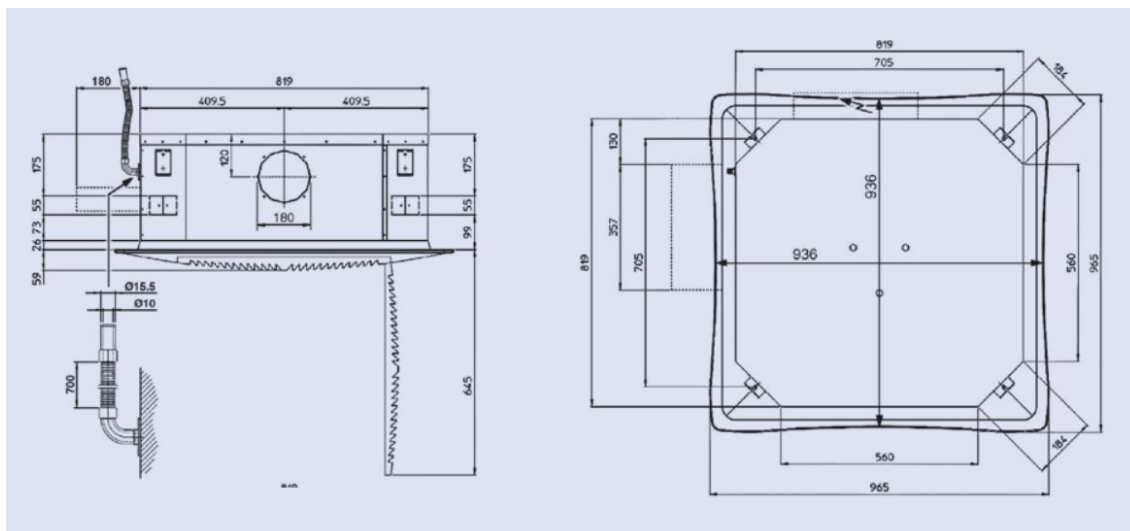
Obrázek B25.2: Výkonové parametry fancoilové jednotky YHK Hydro Cassette [57]

Tabulka B25.1: Parametry zvolených fancoilů

Číslo místnosti	Tepelná zátěž [kW]	Navýšená tepelná zátěž [kW]	Název fancoilu	Počet jednotek	Výkon [kW]		
					min	med	max
101	1,08	1,23	YHK 20-2	1	1,25	1,60	1,92
102	2,31	2,62	YHK 40-2	1	2,23	3,30	4,26
113	1,45	1,64	YHK 20-2	1	1,25	1,60	1,92
114	1,11	1,26	YHK 20-2	1	1,25	1,60	1,92
201a	4,06	4,60	YHK 20-2	3	1,25	1,60	1,92
201b	0,97	1,10	YHK 20-2	1	1,25	1,60	1,92

Tabulka B25.2: Hladiny akustického výkonu fancoilů

Název	Výkon [kW]	Hladina akustického výkonu [dB]
YHK 20-2	min 1,25	33
	med 1,60	40
	max 1,92	49
YHK 40-2	min 2,23	33
	med 3,30	45
	max 4,26	53



Obrázek B25.3: Fancoilová jednotka YHK Hydro Cassette [57]

B25.1 Posouzení odvlhčení vzduchu

Posouzení odvlhčení bylo provedeno pro místnost č. 102 - zasedací místnost.

V této místnosti je uvažováno 8 osob, které sedí a jsou mírně aktivní. Při teplotě vzduchu 26 °C pak každá osoba vyprodukuje 116 g/h vodní páry. Celkově je pro tuto místnost vlhkostní zátěž 928 g/h.

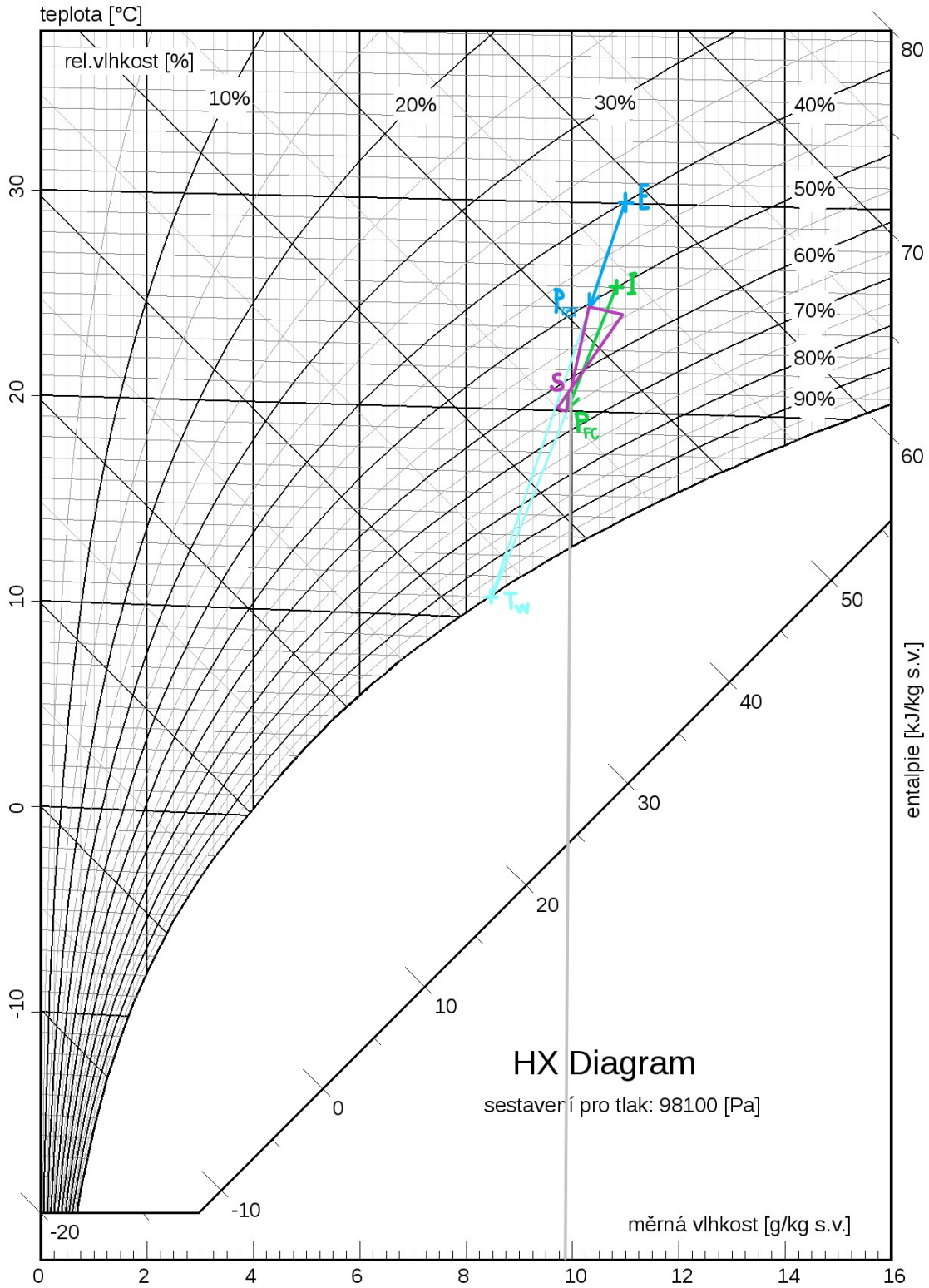
$$x_s = x_i - \frac{M_w}{V_{pr} \cdot \rho + V_{fc} \cdot \rho} \quad (\text{B25.3})$$

x_i	měrná vlhkost vzduchu v interiéru	[g/kg]
M_w	vlhkostní zátěž	[g/h]
V_{pr}	průtok vzduchu ze vzduchotechniky	[m ³ /h]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]
V_{fc}	průtok vzduchu fancoilem	[m ³ /h]

$$V_{fc} = \frac{Q_{fc}}{c \cdot \rho \cdot \Delta t} = \frac{2620}{1010 \cdot 1,2 \cdot (26 - 20)} = 1299 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{B25.4})$$

$$x_s = 10,6 - \frac{928}{240 \cdot 1,2 + 1299 \cdot 1,2} = 10,1 \text{ g/kg} \quad (\text{B25.5})$$

Požadovaná vlhkost v místnosti je 10,1 g/kg. Skutečná vlhkost vzduchu byla stanovena pomocí hx-diagramu na 9,8 g/kg, viz obrázek B25.4. Skutečný stav má menší měrnou vlhkost než limitní hodnota. Není proto potřeba navrhovat dodatečné odvlhčování vzduchu.



Obrázek B25.4: Posouzení vlhkosti v m. č. 102

B25.2 Regulační ventil

Na výstupu z fancoilu bude umístěn regulační ventil, který bude tlakově nezávislý, protože v řešené soustavě bude docházet ke změně průtoku v čase. Ventily budou řízené elektronicky.

Tlaková ztráta ventilu se vypočítá následovně:

$$\Delta p_v = 100 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 \quad (\text{B25.6})$$

Δp_v	tlaková ztráta ventilu	[Pa]
q_v	objemový průtok fancoilem	[m ³ /h]
k_{vs}	průtokový součinitel otevřeného ventilu	[m ³ /h]

Byl navržen kombinovaný regulační a vyvažovací ventil TA-COMPACT-P od firmy IMI Hydronic. Vyvažovací ventil bude doplněn pohonem EMO TM od stejného výrobce. Tento prvek má minimální tlakovou diferenci pro DN 10-20 15 kPa.

Autorita ventilu se pro správnou funkci musí pohybovat v rozmezí 0,3 až 0,7. Navržené ventily jsou rozepsány v tabulce B25.3. Jejich autorita je 0,43 a 0,52.

Tabulka B25.3: Návrh regulačních ventilů u fancoilů

Typ fancoilu	Q [kW]	q_v [m ³ /h]	k_v [m ³ /h]	$\Delta p_{v,max}$ [kPa]	$\Delta p_{v,min}$ [kPa]	DN	autorita	přednastavení
YHK 20-2	1,92	0,278	0,47	34,9	15	15	0,43	5
YHK 40-2	4,26	0,616	1,15	28,7	15	20	0,52	5



Obrázek B25.5: Regulační ventil TA-COMPACT-P [58]

Technický popis

Oblast použití:

Soustavy vytápění a chlazení.

Funkce:

Regulace
Nastavení (max. průtok)
Regulace tlakové difference na regulačním ventilu
Měření (ΔH , T, q)
Uzavírání (uzavírací ventil pro údržbu zařízení – viz. Třída netěsnosti)

Rozměry:

DN 10-32

Tlaková třída:

PN 16

Tlakové difference (ΔpV):

Max. tlaková difference (ΔpV_{max}):
400 kPa = 4 bar
Min. tlaková difference (ΔpV_{min}):
DN 10-20: 15 kPa = 0,15 bar
DN 25-32: 23 kPa = 0,23 bar
(Stanoveno pro hodnotu nastavení 10.
Ostatní pozice nastavení vyžadují menší hodnoty tlakové difference, kontrolu lze provést pomocí programu HySelect).
 ΔpV_{max} = maximální povolená tlaková ztráta přes ventil, platí pro všechny uvedené průtoky.
 ΔpV_{min} = minimální doporučená tlaková ztráta ventilu, pro správnou regulaci tlakové difference.

Rozsah průtoků:

Průtok (q_{max}) lze nastavit v rozmezí:
DN 10: 21,5 - 120 l/h
DN 15 LF: 44 - 245 l/h
DN 15: 88 - 470 l/h
DN 20: 210 - 1150 l/h
DN 25: 370 - 2150 l/h
DN 32: 800 - 3700 l/h
 q_{max} = l/h pro každé nastavení při zcela otevřené regulační kuželce.
LF = snížený průtok

Teploty:

Max. pracovní teplota: 90 °C
Min. pracovní teplota: -10 °C

Kapaliny:

Voda a neutrální kapaliny, nemrznoucí směsi na bázi glykolu.

Zdvih:

4 mm

Třída netěsnosti:

Netěsnost $\leq 0,01\%$ z max. q_{max} (nastavení 10) a správný směr proudění. (Třída IV podle EN 60534-4).

Charakteristika:

Lineární, doporučená pro řízení ON/OFF.

Materiál:

Těleso ventilu: AMETAL®
Těleso kuželky: AMETAL®
Kuželka: nerezová ocel
Dřík: nerezová ocel
Těsnění sedla: EPDM O-kroužek
Regulátor tlaku: PPS
Membrána: EPDM a HNBR
Pružina: nerezová ocel
O-kroužek: EPDM

AMETAL® je slitina mosazi od IMI Hydronic Engineering odolná odzinkování.

Označení:

TA, IMI, PN 16, DN v palcích a směr průtoku.
Šedá hlavice: TA-COMPACT-P a DN. Pro verzi se sníženým průtokem také LF.

Připojení:

Vnější závity dle ISO 228.

Připojovací závit pohonu:

M30x1,5

Pohony:

Viz. samostatný technický katalog pro pohony EMO T.

Obrázek B25.6: Technický popis regulačního ventilu TA-COMPACT-P [58]

 q_{max} hodnoty

	Nastavení									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DN 10	21,5	39,5	54,0	68,5	80,0	91,0	99,0	107	113	120
DN 15 LF	44,0	71,0	97,0	123	148	170	190	210	227	245
DN 15	88,0	150	200	248	295	340	380	420	450	470
DN 20	210	335	460	575	680	780	890	990	1080	1150
DN 25	370	610	830	1050	1270	1490	1720	1870	2050	2150
DN 32	800	1220	1620	2060	2450	2790	3080	3350	3550	3700

q_{max} = l/h pro každé nastavení při zcela otevřené regulační kuželce.
LF = snížený průtok

Obrázek B25.7: Technický popis regulačního ventilu TA-COMPACT-P [58]

B25.3 Dimenzování rozvodů chlazení

Postup dimenzování byl popsán v kapitole B10.

Tlaková ztráta fancoilu YHK 20-2 je 10 kPa a fancoilu YHK 40-2 je 15 kPa. U větve V1 (fancoily) je hlavní větví rozvod do místnosti č. 102 - zasedací místnost. Odbočky potrubí jsou vyváženy pomocí kombinovaného vyvažovacího a regulačního tlakově nezávislého ventilu, který byl navržen v předchozí podkapitole.

Tabulka B25.4: Dimenzování hlavní větve rozvodů do místnosti č. 102

č. ú.	Q [kW]	M [kg/h]	I [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	Δp_λ [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{FC} [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.I+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1a	4,26	610	4,6	28×1,5	86	0,35	397	6,9	422,6	15 100	15 000	30 920	30 920
2a	8,10	1161	6,3	35×1,5	80	0,40	498	5,6	448,0			946	31 865
3a	15,78	2261	9,4	42×1,5	123	0,59	1156	13	2262,7			3 419	35 284

Tabulka B25.5: Dimenzování větve do místnosti č. 113

č. ú.	Q [kW]	M [kg/h]	I [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	Δp_λ [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{FC} [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.I+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1k	1,92	275	8,9	22×1	56	0,24	500	6,9	198,7	10 000	18 523	29 221	29 221
1b	3,84	550	21,3	28×1,5	70	0,31	1492	4,3	206,6			1 698	30 920

Tabulka B25.6: Dimenzování větve do místnosti č. 114

č. ú.	Q [kW]	M [kg/h]	I [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	Δp_{λ} [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Δp_{ξ} [Pa]	Δp_{FC} [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.I+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1l	1,92	275	1,7	22×1	56	0,24	95	6,9	198,7	10 000	18 927	29 221	29 221

Tabulka B25.7: Dimenzování větve do místnosti č. 113

č. ú.	Q [kW]	M [kg/h]	I [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	Δp_{λ} [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Δp_{ξ} [Pa]	Δp_{FC} [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.I+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1x	1,92	275	12,2	22×1	56	0,24	683	9,5	273,6	10 000	16 450	27 407	27 407
2x	3,84	550	11,6	28×1,5	70	0,31	811	3,1	149,0			960	28 367
3x	5,76	825	7,3	28×1,5	145	0,47	1059	4,3	474,9			1 533	29 901
3b	7,68	1101	16,3	35×1,5	73	0,38	1185	10,8	779,8			1 965	31 865

Tabulka B25.8: Dimenzování odbočky v místnosti č. 201a

č. ú.	Q [kW]	M [kg/h]	I [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	Δp_{λ} [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Δp_{ξ} [Pa]	Δp_{FC} [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.l+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
2y	1,92	275	1,0	22×1	56	0,24	56	6,9	198,7	10 000	18 112	28 367	28 367

Tabulka B25.9: Dimenzování odbočky v místnosti č. 201b

č. ú.	Q [kW]	M [kg/h]	I [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	Δp_{λ} [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Δp_{ξ} [Pa]	Δp_{FC} [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.l+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
3y	1,92	275	3,5	22×1	56	0,24	197	9,5	273,6	10 000	19 430	29 901	29 901

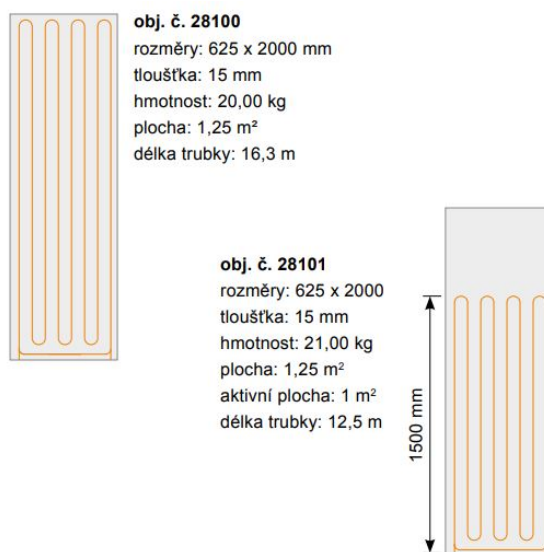
B26 | Chladicí stropy

V předváděcí hale bude chlazení zajištěno chladicími stropy Gabotherm KPI10. Jedná se o suchý systém pokládky.

B26.1 Zásady návrhu chladicího stropu

Panely jsou tvořeny sádkartonovou deskou s drážkami pro polybutenové trubky 10 × 1,3 mm. Tloušťka desky je 15 mm.

Aktivní panely (ty, které budou zajišťovat chlazení) jsou v rozměrech 625 × 2 000 mm, 310 × 2 000 mm a 625 × 1 000 mm.

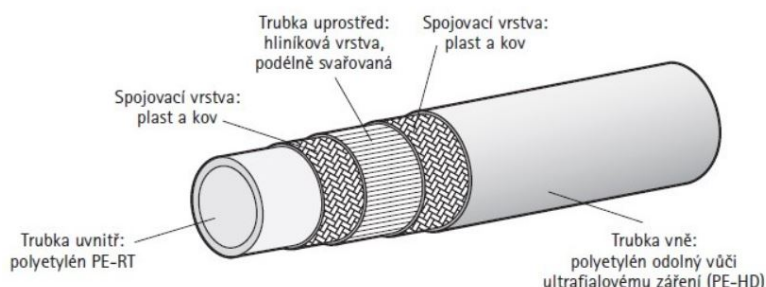


Obrázek B26.1: Parametry chladicích panelů KPI10 [59]

Dle podkladů výrobce mohou být v jednom okruhu napojeny maximálně čtyři topné segmenty. Topný segment je označení pro zapojení více panelů za sebou (průtočně). Maximální délka topného segmentu je 33 m.

V projektu je uvažován topný segment jako dva spojené panely 625 × 2 000 mm, což vyhoví požadavkům výrobce. Bude navrženo zapojení takové, že v jednom okruhu budou tři nebo čtyři topné segmenty - což odpovídá šesti nebo osmi jednotlivým panelům.

Jednotlivé segmenty budou zapojeny Tichelmannovým zapojením použitím vícevrstvé trubky Gabotherm MV $16 \times 2,0$ mm. Díky tomuto zapojení nebude potřeba jednotlivé panely mezi sebou v rámci jednoho okruhu vyvažovat. Bude potřeba vyvážit okruhy mezi sebou, což zajistí armatury na patrových rozdělovačích a sběračích.

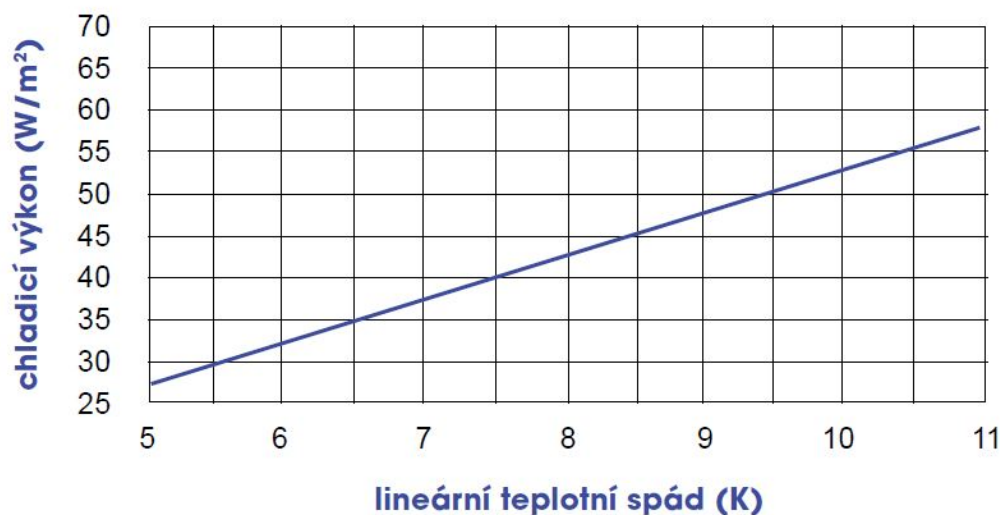


Obrázek B26.2: Vícevrstvá GT-MV trubka Gabotherm [60]

Pro počítanou místnost uvažují teplotu interiéru 26 °C a spád chladicí vody $17/20\text{ °C}$. Dosazením do následujícího vzorce stanovují $\Delta T = 7,5\text{ °C}$.

$$\Delta t = T_i - \frac{T_{vrat} + T_{vstup}}{2} = 26 - \frac{17 + 20}{2} = 7,5\text{ °C} \quad (\text{B26.1})$$

Z následujícího grafu odečteme chladicí výkon 40 W/m^2 .



Obrázek B26.3: Diagram výkonů pro systém KPI10 [59]

Tabulka B26.1: Technické parametry panelu 625 × 2 000 mm KPI10

Panel 625 × 2 000 mm		
A	[m]	0,65
B	[m]	2,00
S	[m ²]	1,3
dl. trubky	[m]	16,3
počet řad trubek	[-]	8
ξ_{180}	[-]	2,5
$\sum \xi$	[-]	20,0
rozteč	[m]	0,075
trubka	[mm]	10×1
d_h	[m]	0,008

Tabulka B26.2: Návrhové parametry panelu 625 × 2 000 mm KPI10

Panel 625 × 2 000 mm		
Q	[W/m ²]	40,0
Q	[W]	52,0
c	[J/(kgK)]	4 180
Δt	[K]	3
m	[kg/h]	14,93
w	[m/s]	0,1
Δp_ξ	[Pa]	93,09
R	[Pa/m]	26,3
Δp_λ	[Pa]	428,73
Δp	[Pa]	521,85

Tabulka B26.3: Návrhové parametry jednoho segmentu

1 segment = 2 panely		
Q	[W/m ²]	40,0
Q	[W]	104
c	[J/(kgK)]	4 180
Δt	[K]	3
m	[kg/h]	29,86
w	[m/s]	0,19
Δp_ξ	[Pa]	744,75
R	[Pa/m]	105,2
Δp_λ	[Pa]	3 430,0
Δp	[Pa]	4 174,8

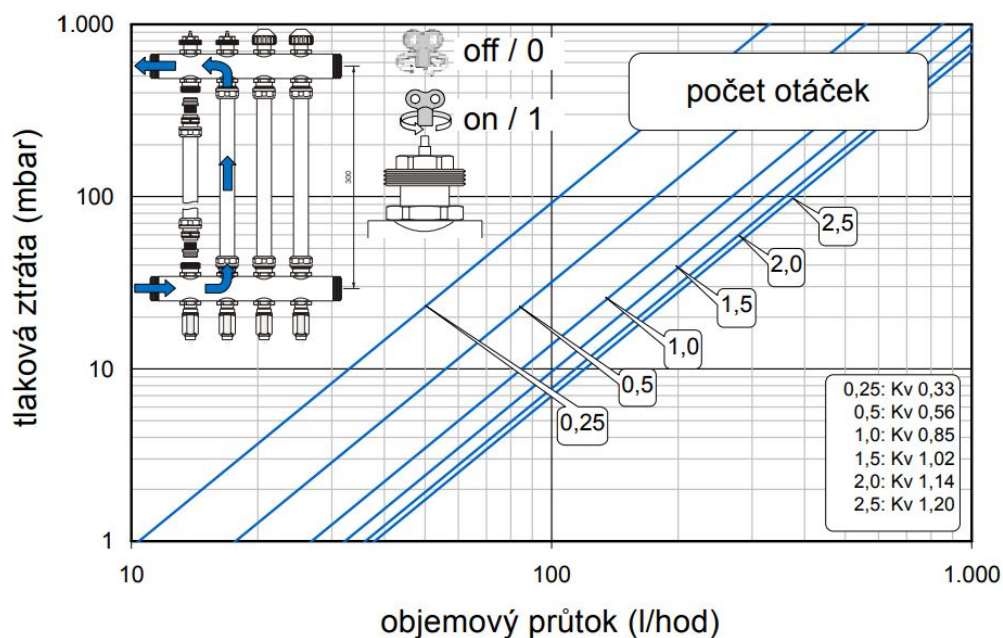
Pro uvažovanou tepelnou zátěž haly 8,72 kW je potřeba navrhnout chlazení na plochu 218 m², což odpovídá 168 kusů panelů, respektive 84 kusům dvojitých panelů.

V hale jsou navrženy tři rozdělovače a sběrače, které dohromady zajistí chod 22 chladicích okruhů.

Navrhují rozdělovače a sběrače od firmy Gabotherm s napojením z boku typ 2 × GT-VKM 10 a 1 × GT-VKM 4. Rozdělovač a sběrač RaS1 bude mít napojení pro 10 chladicích okruhů, RaS2 bude pro 8 chladicích okruhů a RaS3 umožní napojení 4 okruhů.

B26.2 Hydraulické vyvážení okruhů

Nastavení regulačních ventilů a odpovídající tlakové ztráty jsou uvedeny v následujícím grafu. Konkrétní navržené nastavení je uvedeno v tabulkách dimenzování rozvodů.



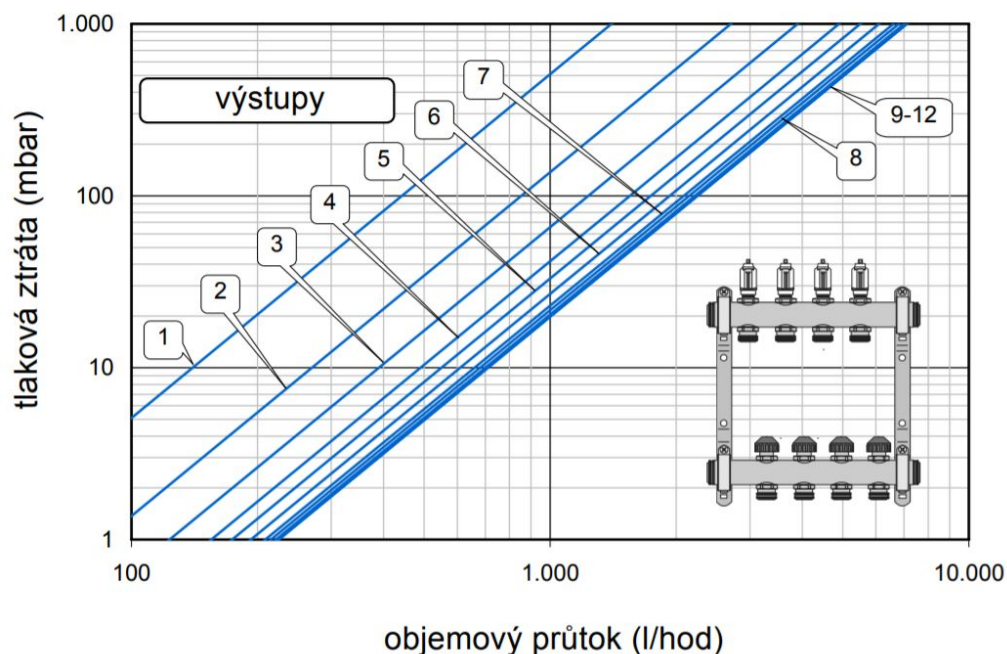
Obrázek B26.4: Rozdělovač a sběrač Gabotherm - nastavení regulačního ventilu [61]

Následující tabulka shrnuje, které okruhy jsou zapojené do kterého rozdělovače, jaké mají průtoky a nastavení regulačního ventilu na rozdělovači a sběrači.

Tabulka B26.4: Souhrnná tabulka chladicích okruhů

Číslo okruhu	Označení RaS	Počet segmentů	Počet panelů	M [kg/h]	Otáčky na RV
1	1	4	8	119,4	0,75
2	1	4	8	119,4	1,5
3	1	3	6	89,6	0,5
4	1	4	8	119,4	0,75
5	1	4	8	119,4	2,0
6	1	3	6	89,6	0,75
7	1	4	8	119,4	1,0
8	1	4	8	119,4	2,0
9	1	4	8	119,4	1,0
10	1	4	8	119,4	2,5
11	2	4	8	119,4	0,75
12	2	4	8	119,4	1,5
13	2	4	8	119,4	0,75
14	2	3	6	89,6	0,5
15	2	4	8	119,4	0,75
16	2	4	8	119,4	2,0
17	2	4	8	119,4	1,0
18	2	4	8	119,4	2,5
19	3	4	8	119,4	1,0
20	3	4	8	119,4	2,5
21	3	4	8	119,4	1,0
22	3	3	6	89,6	0,5

Na následujícím obrázku B26.5 je zobrazeno, jakou tlakovou ztrátu vnáší patrový rozdělovač a sběrač při určitém průtoku.



Obrázek B26.5: Rozdělovač a sběrač Gabotherm - tlaková ztráta [61]

B26.3 Dimenzování rozvodů

Pro okruh chladicích stropů je hlavním okruhem větev k RaS1. Tento okruh má největší tlakovou ztrátu.

Rozvod k RaS2 by bylo obtížné vyvážit, protože je potřeba vnést tlakovou ztrátu 265 Pa. Je tedy navrženo, že v tomto vedení budou přidány dva oblouky, které způsobí pokles tlaku o 253 Pa.

Rozvod k RaS3 bude opatřen vyvažovacím ventilem STAD od firmy IMI Engineering, viz kapitola B29.1.

Tabulky dimenzování jsou přiloženy v příloze B: Dimenzování potrubí chladicích stropů. Pro lepší přehlednost byly použity barvy - pro okruhy z rozdělovače a sběrače RaS1 byla zvolena modrá barva, pro okruhy RaS2 zelená barva a pro okruhy RaS3 oranžová barva.

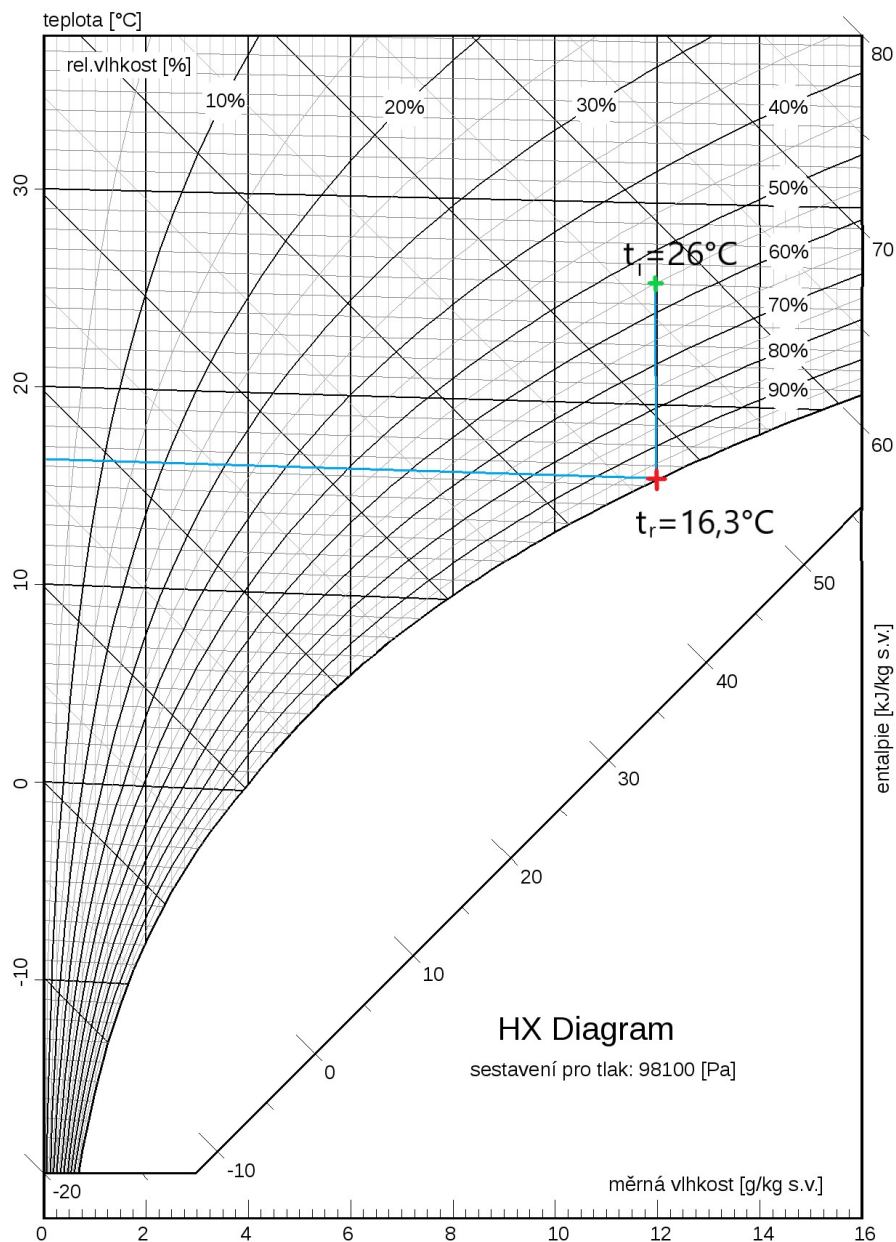
B26.4 Kondenzace

Větev chladicích stropů pracuje s teplotním spádem 17/20 °C. V této kapitole je ověřeno, že při návrhových podmínkách nedojde ke kondenzaci této soustavy. Nejrizikovější jsou místa s nejchladnější vodou, tedy vstupy do rozdělovačů a sběračů. Proto bude u vstupu

do RaS1 instalováno čidlo rosného bodu, které bude snímat teplotu a vlhkost vzduchu v místnosti, a z těchto hodnot stanoví teplotu rosného bodu.

Pro návrhové podmínky $t_i = 26\text{-}C$ a $\phi_i = \text{max. } 55\%$ byla stanovena teplota rosného bodu na $16,3\text{ }^\circ\text{C}$, viz obrázek B26.6. Pokud by vlhkost v interiéru byla vyšší než 55% , pak by došlo ke kondenzaci. Z tohoto důvodu je stanoven požadavek na vzduchotechniku, aby zajistila úpravu vzduchu na stanovené hodnoty.

V případě, že by byla podkročena teplota rosného bodu, došlo by ke zvýšení teploty v okruhu chladicích stropů tak, aby ke kondenzaci nedocházelo. Zvýšení teploty bude zajišťovat třicestný směšovací ventil na patě větve V3 v technické místnosti č. 103.



Obrázek B26.6: Stanovení teploty rosného bodu

B27

Dimenzování rozvodů pro chlazení

V této kapitole je proveden návrh dimenzí rozvodů pro chlazení v technické místnosti č. 103. Dimenzování jednotlivých větví V2 - fancoily a V3 - chladicí stropy bylo provedeno v kapitolách B25.3 a B26.3.

Tabulka B27.1: Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS2

Označení	Název	Q [W]	M [kg/h]
V1	Větev vzduchotechniky	1 380	198
V2	Větev fancoilů	15 780	2 261
V3	Větev chladicích stropů	8 736	2 508

Tabulka B27.2: Dimenzování chiller - AN

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	31 200	5 365	24,4	54×2,0	139	0,76	19,6	3 392	5 660	9 052

Tabulka B27.3: Dimenzování AN - RaS2

Číslo úseku	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	4 967	5,4	57×2,0	92	0,63	8,4	492	1 667		2 159

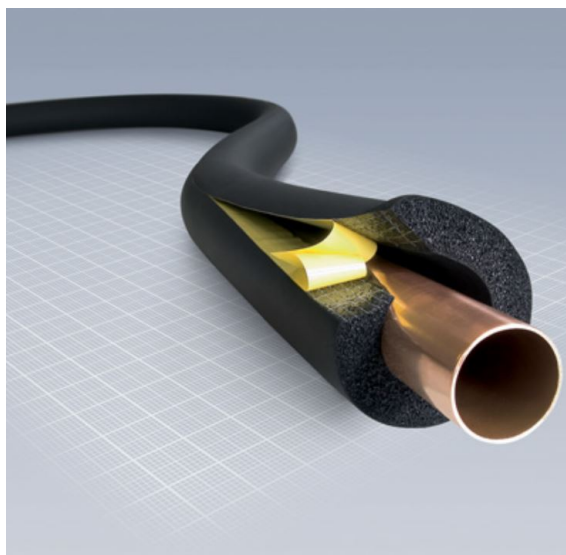
Tabulka B27.4: Dimenzování větve V1

Číslo úseku	Q [W]	M [kg/h]	l [m]	$D \times t$ [-]	R [Pa/m]	w [m/s]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_λ [Pa]	Δp_ξ [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	1 380	198	28,6	18×1,0	87	0,27	35,5	2 497	1 294	3 791

B28

Izolace chladicích potrubí

Rozvody chladicí vody budou tepelně izolovány tepelnou izolací Armaflex AF, která disponuje vysokým odporem proti difúzi vody a má uzavřenou mikrobuněčnou strukturu. Potrubí, které bude vedené v konstrukci, bude opatřeno poloviční tloušťkou tepelné izolace oproti potrubí volně vedenému.



Obrázek B28.1: Tepelná izolace Armaflex AF [62]

Tabulka B28.1: Navržené tloušťky tepelné izolace chladicího potrubí

Materiál	D×t [mm]	Materiál	Tloušťka TI [mm]	$U_{o,193/2007}$ [W/(mK)]	U_o [W/(mK)]	Posouzení
Měď	18×1	Armaflex AF-5	25	0,154	0,18	Vyhovuje.
Měď	22×1	Armaflex AF-5	25	0,171	0,18	Vyhovuje.
Měď	28×1,5	Armaflex AF-6	35	0,158	0,18	Vyhovuje.
Měď	35×1,5	Armaflex AF-6	35	0,189	0,27	Vyhovuje.
Měď	42×1,5	Armaflex AF-6	35	0,211	0,27	Vyhovuje.
Měď	54×2	Armaflex AF-6	38	0,236	0,27	Vyhovuje.
GT-MV	16×2,0	Armaflex AF-4	25	0,139	0,15	Vyhovuje.

B29

Hydraulické seřízení soustavy

Následující kapitola se věnuje návrhu vyvažovacích ventilů a třicestných směšovacích ventilů pro část chlazení.

B29.1 Vyvažovací ventily

Pro část chlazení budou navrženy vyvažovací ventily STAD od firmy IMI Hydronic Engineering. Návrhu těchto armatur se věnovala již kapitola B11.1.

Vyvažovací ventil bude umístěn u patrového rozdělovače a sběrače RaS3 pro chladicí stropy.

Tabulka B29.1: Vstupní údaje pro VV-1 u RaS3

M [kg/h]	V [m ³ /h]	V [l/min]	Δp_{VV} [Pa]	Δp_{VV} [mbar]	k_v [m ³ /h]
448	0,45	7,5	1 035	10,4	4,4

Navrhuji vyvažovací ventil STAD DN 20, $k_v = 4,51$, otáčky 3,5. Tento prvek vnese tlakovou ztrátu 1,04 kPa.

B29.2 Třicestné směšovací ventily

Pro část chlazení budou navrženy třicestné směšovací ventily od firmy ESBE, viz kapitola B11.2. Tento prvek bude osazen na větvi V3 - chladicí stropy.

Tabulka B29.2: Vstupní údaje pro TSV1

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [Pa]	a [-]	k_v [m ³ /h]
2 508	2,51	15 891	0,5	8,9

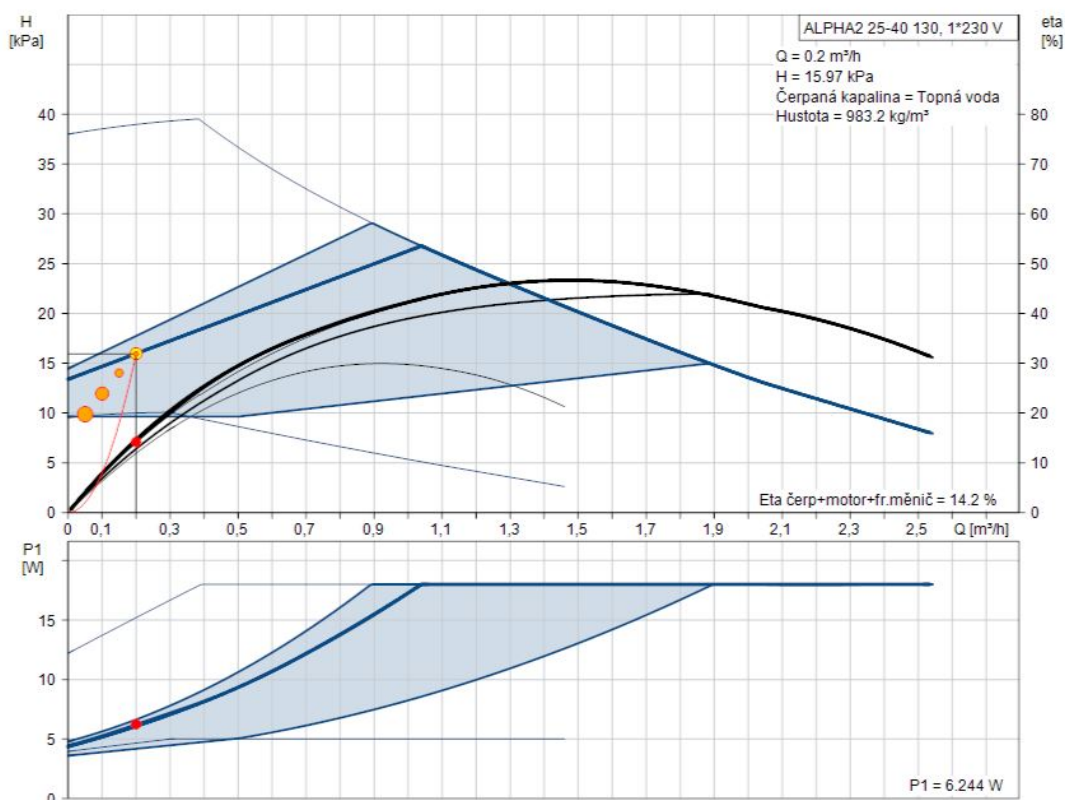
Na větev V3 - chladičí stropy navrhuji třícestný směšovací ventil VRG131 DN25, $k_v = 10,0 \text{ m}^3/h$, který vnese tlakovou ztrátu 5 kPa.

B30 | Oběhová čerpadla

V této kapitole jsou navržena oběhová čerpadla pro větve V1 - vzduchotechnika, V2 - fancoily, V3 - chladičí stropy a pro okruh chilleru.

Tabulka B30.1: Vstupní údaje pro V1

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{VZT} [kPa]	Δp_{RAS} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
198	0,20	3,79	-	10,00	2,16	15,95

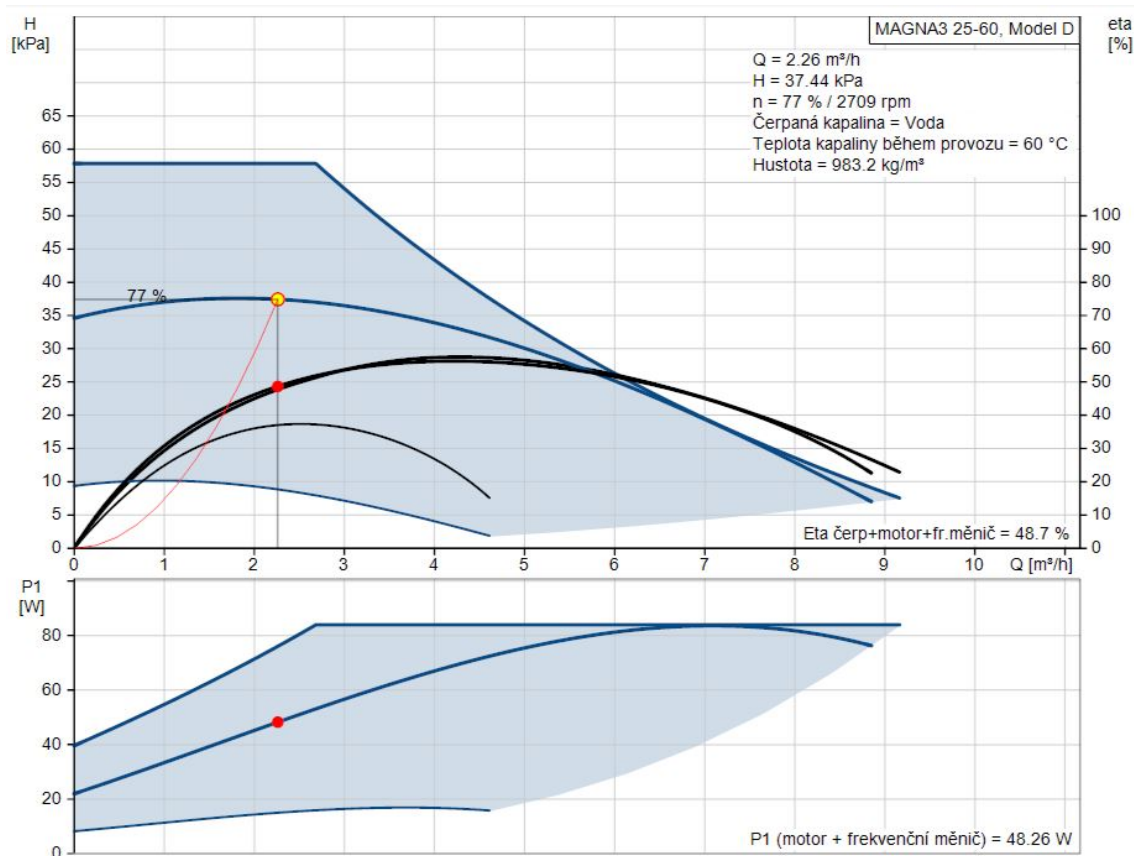


Obrázek B30.1: Oběhové čerpadlo ALPHA2 25-40 130 pro V1 [63]

Pro větev V1 navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-40 130.

Tabulka B30.2: Vstupní údaje pro V2

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{RaS} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
2 261	2,26	35,28		2,16	37,44

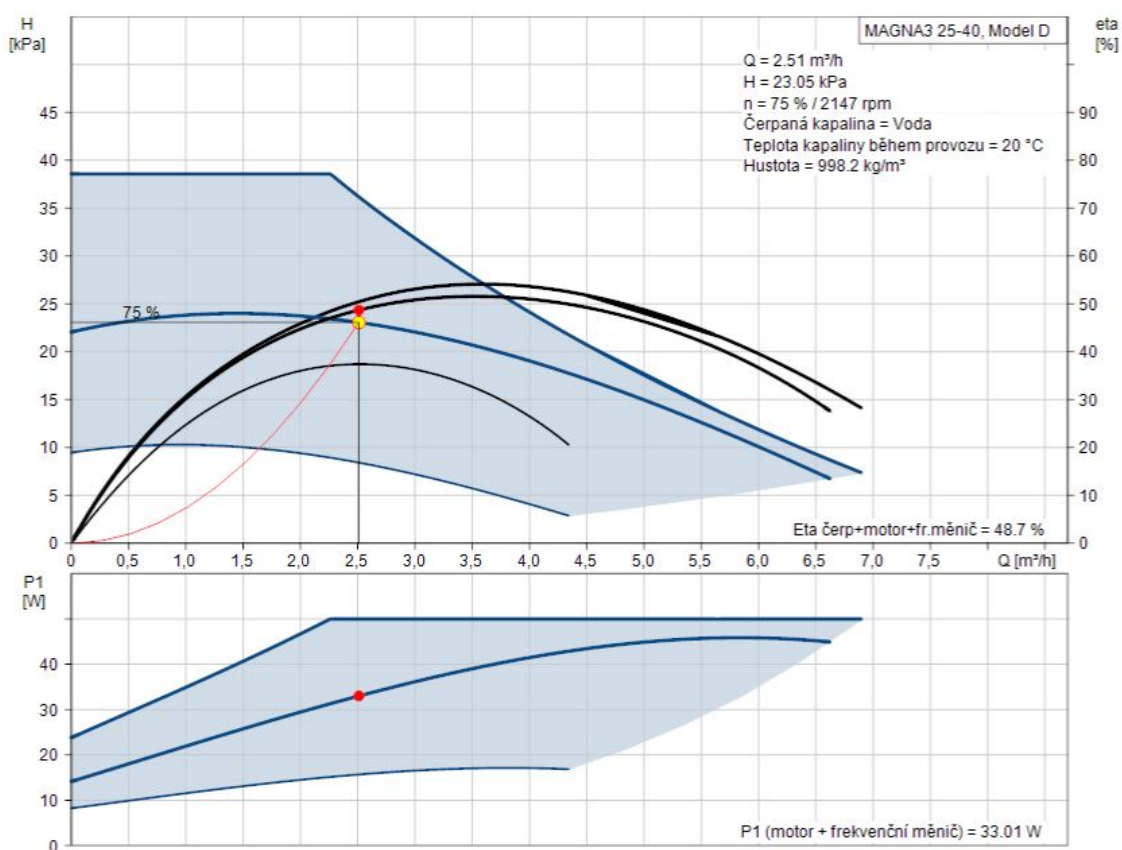


Obrázek B30.2: Oběhové čerpadlo MAGNA3 25-60 D pro V2 [63]

Pro větev V2 navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos MAGNA3 25-60 D.

Tabulka B30.3: Vstupní údaje pro V3

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	Δp_{VV} [kPa]	Δp_{RAS} [kPa]	Δp_{TSV} [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
2 508	2,51	15,89	-	2,16	5,00	23,05

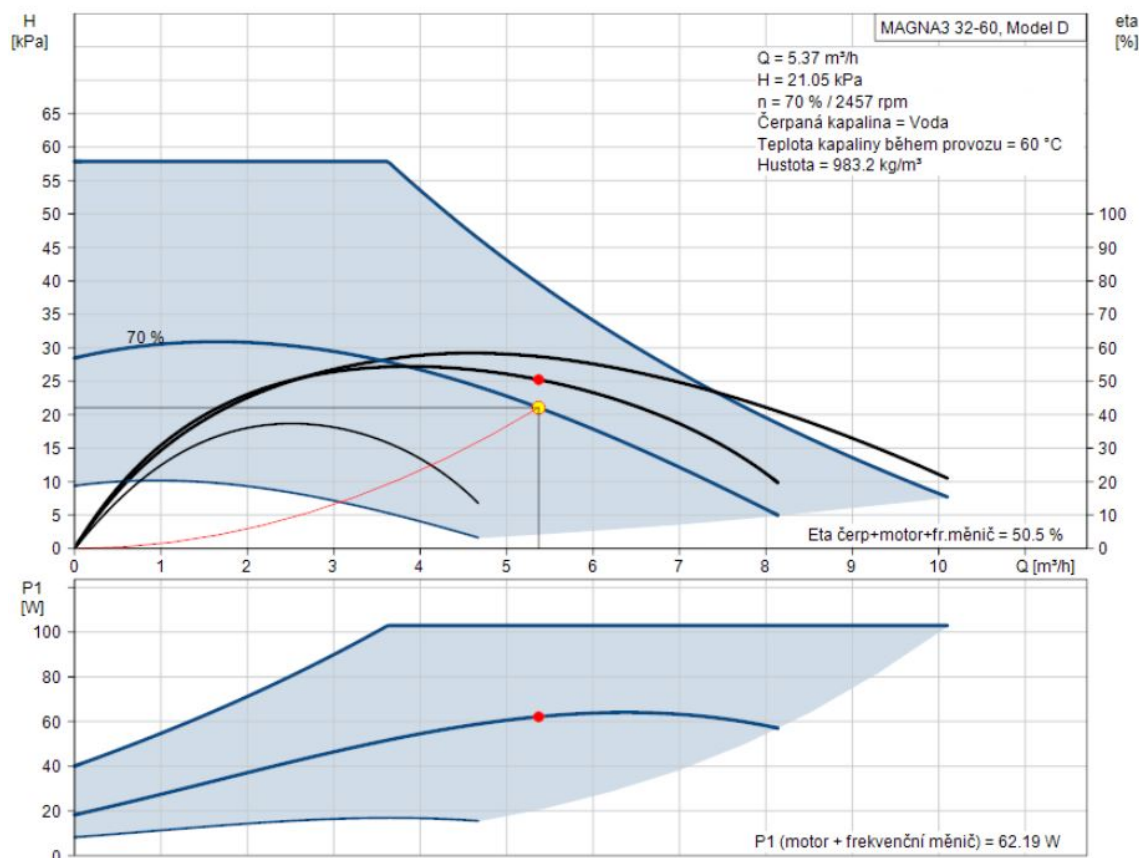


Obrázek B30.3: Oběhové čerpadlo MAGNA3 25-40 D pro V3 [63]

Pro větev V3 navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos MAGNA3 25-40 D.

Tabulka B30.4: Vstupní údaje pro okruh chilleru

M [kg/h]	V [m ³ /h]	Δp_{dis} [kPa]	$\Delta p_{chiller}$ [kPa]	Δp_{celk} [kPa]
31 200	5,37	9,05	12,0	21,05



Obrázek B30.4: Oběhové čerpadlo MAGNA3 32-60 D pro okruh chilleru [63]

Pro okruh chilleru navrhuji oběhové čerpadlo Grundfos MAGNA3 32-60 D.

Tabulka B30.5: Seznam navržených oběhových čerpadel pro chlazení

Označení	Umístění	Typ čerpadla Grundfos
Č1	větev V1	ALPHA2 25-40 130
Č2	větev V2	MAGNA3 25-60 D
Č3	větev V3	MAGNA3 25-40 D
Č4	okruh chilleru	MAGNA3 32-60 D

B31

Zařízení pro chlazení v technické místnosti

B31.1 Zařízení ve variantě I.

Návrh rozdělovače a sběrače byl proveden v kapitole B13.1. Návrh akumulární nádoby je sepsán v kapitole B9.0.3. Expanzní nádoba byla navržena v kapitole B13.2.1. Tento bezpečnostní prvek umístěný u tepelných čerpadel bude dostatečný i pro režim chlazení, viz zmíněná kapitola. To samé platí pro pojistné ventily. Pro variantu I. není tedy potřeba navrhovat další prvek soustavy.

B31.2 Zařízení ve variantě II.

Ve variantě II. je chlazení zcela oddělené od soustavy chlazení. Návrh rozdělovače a sběrače byl proveden v kapitole B21.1. Velikost akumulární nádoby bude převzata z varianty I., protože se jedná o stejnou soustavu chlazení, viz kapitola B9.0.3.

Součástí chilleru je expanzní nádoba o objemu 6 litrů. Dále bude ověřeno, že tato expanzní nádoba je dostatečná.

B31.2.1 Expanzní nádoba pro chlazení

Teoretický postup návrhu expanzní nádoby byl stanoven v kapitole B13.2. Tato kapitola se věnuje konkrétnímu návrhu expanzní nádoby pro chlazení - varianta II.

Celkový objem soustavy sestává z objemu rozvodů, fancoilů, chladicích stropů, akumulární nádoby a chilleru.

Tabulka B31.1: Stanovení objemu vody v soustavě - léto, varianta II.

$V_{rozvody}$	0,096	[m ³]
V_{FC}	0,007	[m ³]
V_{STROPY}	0,169	[m ³]
V_{AN}	0,500	[m ³]
$V_{chiller}$	0,006	[m ³]
V_{celkem}	0,778	[m ³]

$$V_e = 1,3 \cdot 0,778 \cdot 0,0012 = 0,001 \text{ m}^3 \quad (\text{B31.1})$$

$$p_{ddov} = 7,03 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 71,61 \text{ kPa} \quad (\text{B31.2})$$

S ohledem na předchozí výpočet volím $p_d = 100 \text{ kPa}$.

Minimální konstrukční přetlak v soustavě je 300 kPa.

$$p_{hdov} = 300 - (1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3}) = 290 \text{ kPa} \quad (\text{B31.3})$$

S ohledem na předchozí výpočet volím $p_h = 250 \text{ kPa}$.

$$V_{ep} = \frac{0,001 \cdot (250 + 100)}{250 - 100} = 0,003 \text{ m}^3 = 3 \text{ l} \quad (\text{B31.4})$$

Pro tuto soustavu je potřeba expanzní nádoba o objemu 3 litry. Součástí chilleru je expanzní nádoba o objemu 6 litrů, takže bude pro toto použití dostačující.

B31.2.2 Pojistný ventil pro chlazení

Součástí chilleru je pojistný ventil s otevíracím přetlakem 6 barů. Nejvyšší dovolený přetlak je ale 250 kPa, proto navrhuji dodatečný pojistný ventil.

Teoretický postup je podrobně popsán v kapitole B13.3.

Dříve vypočítaný otevírací přetlak je 250 kPa, takže konstanta K je 1,12 kW/mm². Pojistný výkon chilleru je 31,2 kW.

$$A_0 = \frac{31,2}{0,684 \cdot 1,12} = 40,7 \text{ mm}^2 \quad (\text{B31.5})$$

$$d_i = 2 \cdot \left(\frac{40,7}{\pi} \right)^{0,5} = 7,2 \text{ mm} \quad (\text{B31.6})$$

$$d_0 = 1,28 \cdot 7,2 = 9,2 \text{ mm} \quad (\text{B31.7})$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot 31,2^{0,5} = 22,8 \text{ mm} \quad (\text{B31.8})$$

Navrhuji na chiller pojistný ventil IVAR.PV KD DN 25 s otevíracím přetlakem 250 kPa s pojistným potrubím 28 × 1,5 mm.

B32

Porovnání variant

V předchozích kapitolách byly navrženy dvě varianty řešení návrhu zdrojů tepla a chladu.

Pro uživatele objektu nebudou rozdíly těchto variant patrné, protože způsob vytápění a chlazení je pro obě varianty stejný. Vnitřní prostředí, komfort a tepelná pohoda tedy nebudou rozhodujícími faktory.

Co se týče prostorových nároků, tak varianta I. vyžaduje více prostoru, protože jsou zde dvě akumulční nádoby a dvě vnitřní jednotky tepelného čerpadla. Ve variantě II. jsou sice dva plynové kotle, ale ty mohou být instalovány na stěnu a je zde pouze jedna akumulční nádoba. Nicméně obě varianty byly umístěny do stejné technické místnosti, takže z hlediska prostorových nároků jsou varianty srovnatelné.

Dále je možné provést porovnání z ekologického hlediska. Ve variantě II. je palivem zemní plyn. Jedná se tedy o neobnovitelný zdroj energie. Z pohledu udržitelné výstavby nejde o uspokojivou variantu zdroje tepla. Na druhou stranu ve variantě I. jsou umístěna tepelná čerpadla, která využívají energii okolního prostředí. Tyto zdroje disponují vysokým COP a jsou kategorizovány jako obnovitelné zdroje. Pravdou ale je, že takovými zdroji je potřeba dodávat elektrickou energii. Pokud by byla elektrická energie vyráběna například fotovoltaickými panely instalovanými na střeše objektu, pak by tato varianta byla z hlediska obnovitelných energií velmi přívětivá. Ovšem pokud bude elektřina brána ze sítě, ve které je v České republice elektrická energie dle ENTSO-E Transparency Platform z 32 % získávána z hnědého uhlí, pak je otázka, zda můžeme hovořit o tepelném čerpadlu jako o obnovitelném zdroji energie. Nicméně v současné době je v celé Evropské unii velký tlak na snižování podílu fosilních paliv pro výrobu elektřiny, takže můžeme předpokládat, že elektrická energie bude s postupem času „zelenější“.

Pro komplexní posouzení, která varianta je z ekologického hlediska lepší, by bylo potřeba provést LCA (Life Cycle Assessment neboli posouzení životního cyklu). Při této metodě se hodnotí nejen spotřeba energie, ale také produkce znečišťujících látek a vznik odpadů při konečném zpracování výrobku jako odpadu.

Výhodou varianty II. je, že chiller je kompaktní a tudíž nebudou chladivové rozvody vedeny v objektu. Můžeme tedy říct, že je zde značně snižené riziko úniku chladiva oproti variantě I., kde jsou tepelná čerpadla typu split, a proto budou chladivová potrubí vedena objektem. Nevýhodou varianty II. ale je, že musí být zřízena přípojka plynu a zhotoven komín.

Obě varianty by mohly být porovnány z ekonomického hlediska - a to jak z hlediska investičních nákladů, tak z hlediska provozních nákladů. Přesný výpočet ekonomiky

nebyl v rámci této práce proveden. V následující tabulce B32.1 je uveden pouze hrubý odhad pořizovacích cen jednotlivých zařízení, kterými se varianty liší. Pro přesný výpočet by bylo potřeba započítat i cenu za provedení a za přípojku zemního plynu ve variantě II. Z tabulky vyplývá, že varianta I. bude dražší zhruba o 380 00 Kč.

Hrubé provozní náklady na vytápění za rok by při ceně elektřiny 5,2 Kč/kWh ve variantě I. vyšly na 122 148 Kč. Při ceně zemního plynu 30 Kč/m³ by roční provoz vytápění ve variantě II. vyšel na 155 010 Kč. Hrubý odhad provozních nákladů na chlazení vychází z EER tepelného čerpadla a chilleru. Chiller disponuje vyšším koeficientem energetické účinnosti. Na základě této skutečnosti bylo odhadnuto, že náklady na chlazení ve variantě I. budou o 20 % vyšší než ve variantě II.

Tabulka B32.1: Pořizovací náklady - varianta I. a II.

Název položky	Varianta I.	Varianta II.
Tepelné čerpadlo	2 × 499 900 Kč	-
Elektrokotel	31 339 Kč	-
Plynový kotel	-	2 × 40 000 Kč
Chiller	-	464 000 Kč
Zásobník teplé vody	13 800 Kč	32 800 Kč
Akumulační nádoba 1 000 l	13 860 Kč	-
Akumulační nádoba 500 l	7 900 Kč	7 900 Kč
Expanzní nádoba	3 400 Kč	1 170 Kč
HVDT	-	7 820 Kč
Komín	-	98 000 Kč
Cena celkem	1 070 099 Kč	691 690 Kč

Celkově tedy můžeme říct, že z hlediska vnitřního prostředí a prostorové náročnosti jsou obě varianty srovnatelné. Pro přesné stanovení varianty, která bude z hlediska vztahu k životnímu prostředí přívětivější, by bylo potřeba provést komplexnější metodu posouzení - Life Cycle Assessment. Odhaduji, že z hlediska investičních nákladů bude varianta II. výhodnější. Z pohledu provozních nákladů na vytápění bude varianta I. pravděpodobně levnější, ale náklady na chlazení budou nižší u varianty II. Protože stanovení roční potřeby chladu je komplexnější problém, pro jehož vyřešení by bylo potřeba provést simulace, které nebyly předmětem této práce, nelze přesně určit, jaká je potřeba chladu a tedy jaké jsou náklady na provoz chlazení. Není proto možné říct, která varianta je ekonomicky výhodnější bez provedení podrobnější analýzy.

Osobně bych doporučila variantu II., která disponuje otopnou a chladicí soustavou, které jsou zcela oddělené. Teoreticky takový systém dokáže v přechodném období část budovy chladit a část vytápět. Výhodou rovněž je, že v případě plánované rekonstrukce jedné soustavy je možné provádět práce na odstavené části bez toho, aniž by uživatelé budovy zaznamenali odstávku.

C1 | Technická zpráva - var. I.

Následující část diplomové práce je věnována technické zprávě k řešenému objektu, a to z hlediska vytápění a chlazení pro variantu I.

C1.1 Úvod

Technická zpráva obsahuje informace o vytápění a chlazení objektu administrativní budovy a předváděcí haly.

C1.1.1 Umístění a popis objektu

Řešený objekt se nachází v Ústí nad Orlicí v Pardubickém kraji. Jde o novou stavbu administrativní budovy a předváděcí haly. Administrativní budova má dvě nadzemní podlaží a není podsklepená. Halový objekt je jednopodlažní.

Hlavní budova má plochou střechu. Stěny jsou z keramických tvárnic Porotherm zatepleny tepelnou izolací EPS. Stropní konstrukce jsou železobetonové.

Hala má šikmou střechu se sklonem 5°. Tato část je tvořena z lehkého obvodového pláště Kingspan.

C1.1.2 Popis provozu objektu

Objekt bude sloužit jako zázemí pro firmu. Je uvažováno, že do objektu budou chodit klienti dívat se na nabízené produkty firmy.

V prvním podlaží administrativní budovy jsou umístěny dvě kanceláře, zasedací místnost, foyer, technická místnost, kuchyňka a zázemí pro zaměstnance. Ve druhém podlaží je openspace kancelář, jednacích místnost a rovněž zázemí pro zaměstnance.

Je uvažován provoz pět dní v týdnu od 7:00 do 18:00.

C1.2 Podklady pro zpracování

Pro návrh části vytápění a chlazení byly použity následující podklady.

C1.2.1 Výkresová dokumentace

Podkladem byla výkresová dokumentace stavby.

C1.2.2 Normy a vyhlášky

ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky

ČSN 73 0540-3:2011 Tepelná ochrana budov - Část 3: Návrhové hodnoty veličin

ČSN EN 12831-1:2018 Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu

ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů

Vyhláška č. 193/2007 Sb., kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu energie a chladu

ČSN 06 0320 Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody

Vyhláška č. 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby

Vyhláška č. 499/2006 Sb., o dokumentaci staveb

C1.2.3 Firemní podklady

Pro návrh byly použity podklady od firmy IMI Hydronic Engineering, Grundfos s.r.o., IVAR CS spol. s r.o., ETL-Ekotherm a.s., ESBE s.r.o., Taconova Production, s.r.o., THERMONA, spol. s r.o., Systemair a.s., Družstevní závody Dražice-strojírna s.r.o., PZP Heating a.s., Regulus spol. s.r.o., Vaillant Group Czech s.r.o., KORADO a.s., YORK, Gabotherm, Wolf Česká republika s.r.o.

C1.3 Tepelné ztráty a potřeba tepla

V následujících podkapitolách jsou uvedeny vnitřní návrhové teploty, klimatická data řešené lokality, tepelná bilance objektu a potřeba tepla a spotřeba elektrické energie.

C1.3.1 Klimatické poměry

Tabulka C1.1: Klimatické poměry

Lokalita	Ústí nad Orlicí
Nadmořská výška	325 m n. m.
Výpočtová venkovní teplota	-15 °C

C1.3.2 Vnitřní návrhové teploty

Tabulka C1.2: Vnitřní návrhové teploty v zimním období

Číslo místnosti	Název	Vnitřní návrhová teplota
101	Foyer+schodiště	15 °C
102	Zasedací místnost	20 °C
103	Technická místnost	15 °C
104	Kuchyňka	20 °C
105	Bezbariérové WC	20 °C
106	WC muži	20 °C
107	Předsíň toalet - muži	20 °C
108	WC ženy	20 °C
109	Předsíň toalet - ženy	20 °C
111	Chodba	15 °C
112	Úklidová místnost	20 °C
113	Kancelář	20 °C
114	Kancelář	20 °C
115	Technická místnost	15 °C
116	Předváděcí hala	20 °C
201a	Open space kancelář	20 °C
201b	Jednací místnost	20 °C
203	WC muži	20 °C
204	Předsíň toalet - muži	20 °C
205	Předsíň toalet - ženy	20 °C
206	WC ženy	20 °C
207	Kuchyňka	20 °C
208	Úklidová místnost	15 °C

C1.3.3 Tepelná bilance objektu

Všechny konstrukce musí splňovat požadavky stanovené v normě ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky. V řešeném objektu všechny konstrukce splňují doporučené hodnoty součinitelů prostupu tepla.

Tepelná ztráta objektu je 16,5 kW. Tato celková ztráta sestává ze ztráty prostupem 14,6 kW a větráním 1,9 kW.

Příprava teplé vody je zajištěna nepřímým ohřevem. Pro zajištění teplé vody je potřeba výkon 2,1 kW.

Teplo je dále dodáváno vzduchotechnické jednotce. Potřebný výkon je 11,2 kW.

Pro vzduchové clony je potřeba dodat teplo 28,0 kW.

C1.3.4 Potřeba tepla a spotřeba elektrické energie

Tabulka C1.3: Souhrnná tabulka roční potřeby tepla

Využití tepla	Roční potřeba tepla [MWh/rok]
Příprava teplé vody	8,00
Vytápění	13,69
Vzduchotechnika	12,10
Elektrokotel	3,85
Vzduchové clony	5,04
Celkem	42,68

Tabulka C1.4: Souhrnná tabulka roční spotřeby elektrické energie

Využití tepla	Roční spotřeba elektrické energie [MWh/rok]
Příprava teplé vody	6,20
Vytápění	5,76
Vzduchotechnika	5,09
Elektrokotel	4,32
Vzduchové clony	2,12
Celkem	23,49

C1.4 Tepelné zisky

C1.4.1 Klimatické poměry

Tabulka C1.5: Klimatické poměry

Lokalita	Ústí nad Orlicí
Nadmořská výška	325 m n. m.
Výpočtová venkovní teplota	30 °C

C1.4.2 Vnitřní návrhové teploty

V letním období budou chlazeny prostory kanceláří, zasedací místnost, jednací místnost a předváděcí hala. Prostory chodeb apod. klimatizovány nebudou.

Vnitřní návrhová teplota klimatizovaných místností bude 26 °C.

C1.4.3 Tepelná bilance objektu

Tepelná zátěž objektu je 22,0 kW. Tato celková zátěž sestává ze zisků od prostupu, oslunění, osvětlení a lidí 19,7 kW a větrání 2,3 kW.

Chlad bude dodáván jednak systému fancoilů a chladicích stropů a dále do chladiče ve vzduchotechnické jednotce. Potřebný chladicí výkon pro fancoily bude 11,0 kW, pro chladicí stropy 8,7 kW a pro vzduchotechniku bude 2,3 kW.

C1.5 Zdroj tepla a chladu

Pro řešený objekt jsou zdrojem tepla dvě tepelná čerpadla vzduch-voda, elektrokotel a elektrická topná tyč umístěná v zásobníku teplé vody. Zdrojem chladu jsou rovněž tepelná čerpadla.

Tepelná čerpadla HP3AW-30SB od společnosti PZP Heating a.s. jsou v provedení split. Dvě vnitřní jednotky budou umístěny v technické místnosti. Čtyři venkovní jednotky budou situovány na střeše administrativní budovy. Propojení vnitřních a venkovních jednotek je zajištěno předizolovaným potrubím, které je vedeno v šachtě. V exteriéru je potrubí navíc oplechované, aby bylo chráněno před účinky vnějšího prostředí.

Tepelná čerpadla budou od venkovní teploty $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ v režimu paralelně-bivalentního provozu. Při bodu bivalence $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ je výkon tepelných čerpadel dohromady 42 kW při výstupní teplotě $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Bivalentním zdrojem tepla je elektrokotel THERM EL 23 o výkonu 22,5 kW.

V zásobníku teplé vody Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW o objemu 85 l je umístěno elektrické topné těleso s výkonem 2,2 kW. Tímto zdrojem bude zajištěna příprava teplé vody v letních měsících. V zimním období bude 1× za 14 dní zajišťovat ohřátí teplé vody na teplotu $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, aby nedošlo ke vzniku a množení bakterie Legionelly pneumophily.

C1.6 Otopná soustava

C1.6.1 Popis otopné soustavy

V objektu je navržena dvoutrubková, uzavřená soustava s nuceným oběhem. V řešeném objektu je navrženo pět otopných větví - větev pro vzduchové clony, pro podlahové vytápění v hale, pro přípravu teplé vody, pro vzduchotechniku a pro podlahové vytápění v administrativní budově.

Tyto větve vycházejí z kombinovaného rozdělovače a sběrače od firmy ETL-Ekotherm modul 100. Rozdělovač a sběrač je umístěn v technické místnosti č. 103.

Topná voda z tepelného čerpadla je akumulována v akumulární nádrži o objemu 999 l. Toto zařízení je opatřeno tepelnou izolací. Akumulační nádoba je propojena se zmiňovaným rozdělovačem a sběračem.

Na větvi z tepelného čerpadla do akumulární nádoby jsou instalovány dva dvoucestné ventily, které slouží pro přepínání akumulace tepla či chladu. V zimním období dochází

k akumulaci tepla v nádobě č. 1, v letním období dochází k akumulaci chladu v nádobě č. 2.

Větev podlahového vytápění v administrativní budově obsahuje dva rozdělovače a sběrače pro podlahové vytápění. Tyto prvky budou umístěny ve skříni od výrobce. Další rozdělovač a sběrač je umístěn v předváděcí hale pro větev příslušného podlahového vytápění.

Teplotní spády jednotlivých větví z rozdělovače a sběrače jsou uvedeny v tabulce. Větve V1, V2 a V5 budou opatřeny třicestnými směšovacími ventily, které zajistí požadovanou teplotu otopné vody.

Tabulka C1.6: Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS1

Označení	Název	Teplotní spád
V1	Větev vzduchových clon	40/30 °C
V2	Větev podlahového vytápění v hale	44/36 °C
V3	Větev teplé vody	50/40 °C
V4	Větev vzduchotechniky	50/40 °C
V5	Větev podlahového vytápění v administrativní budově	36/28 °C

C1.6.2 Rozvody

Rozvody otopné soustavy jsou zhotoveny z měděných trubek pájených natvrdo. Rozvody k rozdělovačům a sběračům podlahového vytápění jsou vedeny v podlaze ve vrstvě tepelné izolace a v šachtě. Potrubí ke vzduchotechnické jednotce je rovněž vedeno v podlaze ve vrstvě tepelné izolace. Rozvody k zásobníku teplé vody jsou vedeny pod stropem v technické místnosti. Horizontální úseky jsou vedeny ve spádu 0,5 %.

Stoupační potrubí S1 je umístěno v šachtě a je připevněno na stěnu pomocí kovových objímek.

C1.6.3 Tepelná izolace

V objektu budou rozvody teplé vody tepelně izolovány tepelnou izolací Rockwool Pipo ALS a Mirelon. Potrubí v konstrukcích bude opatřené tepelnou izolací Mirelon, která bude mít poloviční tloušťku oproti potrubí vedenému volně. Navržené tloušťky jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka C1.7: Navržené tloušťky tepelné izolace potrubí

D×t	Materiál	Tloušťka TI [mm]	$U_{o,193/2007}$ [W/(mK)]	U_o [W/(mK)]	Posouzení
15×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,146	0,15	Vyhovuje.
18×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,164	0,18	Vyhovuje.
22×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,179	0,18	Vyhovuje.
28×1,5	Rockwool Pipo ALS	40	0,158	0,18	Vyhovuje.
35×1,5	Rockwool Pipo ALS	50	0,164	0,18	Vyhovuje.
42×1,5	Rockwool Pipo ALS	40	0,204	0,27	Vyhovuje.
54×2	Rockwool Pipo ALS	40	0,245	0,27	Vyhovuje.
57×2	Rockwool Pipo ALS	40	0,253	0,27	Vyhovuje.
64×2	Rockwool Pipo ALS	50	0,239	0,27	Vyhovuje.

C1.6.4 Čerpací technika

Jak již bylo zmíněno, jedná se o soustavu s nuceným oběhem vody. Tento oběh zajišťují oběhová čerpadla od firmy Grundfoss. V části vytápění jsou navržena čerpadla řady ALPHA2 a MAGNA3. Součástí elektrokotle je čerpadlo, které je pro uvažovaný provoz dostatečné.

Tabulka C1.8: Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění

Označení	Umístění	Typ čerpadla Grundfoss
Č1	větev V1	ALPHA2 25-80 180
Č2	větev V2	ALPHA2 25-50 180
Č3	větev V3	ALPHA2 25-50 130
Č4	větev V4	ALPHA2 25-40 130
Č5	větev V5	ALPHA2 15-80 130
Č6	okruh tepelných čerpadel	2× MAGNA3 25-60 D

C1.6.5 Plnění a vypouštění otopné soustavy

První plnění soustavy proběhne upravenou vodou. Další doplňování vody bude realizováno ručně, a to pomocí kohoutu v technické místnosti. Vypouštění bude zajišťováno vypouštěcími a kulovými kohouty, které jsou umístěny v nejnižších místech soustavy, aby se rozvody daly vypustit.

Odvzdušnění soustavy bude provedeno automatickými odvzdušňovacími ventily, které jsou umístěny v nejvyšších místech rozvodů. Rozvody podlahového vytápění budou odvzdušněny přes patrové rozdělovače a sběrače.

C1.6.6 Měření a regulace otopné soustavy

Regulace podlahového vytápění bude ekvitermní podle venkovní teploty. Protože podlahové vytápění v administrativní budově a v hale má každé svou větev, mohou být tyto dva celky řízeny nezávisle na sobě.

Systém měření a regulace bude ovládat servopohony třicestných směšovacích ventilů a oběhových čerpadel. Zapojení a řešení regulace není součástí tohoto projektu.

Před patrovým rozdělovačem a sběračem v 1. NP na větvi V5 je instalován vyvažovací ventil, který zajistí hydraulické vyvážení zmíněné větve V5.

C1.6.7 Otopné plochy

V objektu je navrženo podlahové vytápění.

Podlahové vytápění

Podlahové vytápění bude z potrubí PEX-a RAUTHERM 17 × 2,0 mm. Pro větev V2 podlahového vytápění je navržen patrový rozdělovač a sběrač umístění v místnosti č. 116. Pro větev V5 podlahového vytápění jsou navrženy dva patrové rozdělovače a sběrače umístěné v místnosti č. 101 a 201a. Jedná se o rozdělovače a sběrače IVAR.CS 533 VP. Více informací k podlahovému vytápění, jako jsou délky okruhů a rozteče, je uvedeno v projektové dokumentaci.

Potrubí bude vedeno zejména ve spirále. Výjimku tvoří místnost č. 101 a 107, kde je potrubí kladeno ve tvaru meandru.

Větev V2 podlahového vytápění pro předváděcí halu má teplotní spád 44/36 °C. Větev V5 pro podlahové vytápění v administrativní hale pracuje s teplotním spádem 36/28 °C.

Potrubí je v kritických místech, jako je vedení pod dveřním otvorem či přechod z rozdělovače a sběrače do podlahy nebo průchod přes dilatační celky, vedeno v chrániče.

C1.7 Příprava teplé vody

Teplá voda je v objektu připravována v zimním období pomocí tepelných čerpadel. Otopná voda o teplotě 50 °C vstupuje do zásobníku teplé vody Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW. V zimním období bude 1× za 14 dní teplá voda ohřata pomocí elektrické topné tyče na teplotu 70 °C, aby nedošlo ke vzniku a množení bakterie Legionelly pneumophily.

V letním období je teplá voda připravována v přímotopném zásobníku teplé vody pomocí elektrické topné tyče, která disponuje výkonem 2,2 kW. Zásobník má objem 85 litrů.

C1.8 Chladicí soustava

C1.8.1 Popis chladicí soustavy

V objektu je navržena dvoutrubková, uzavřená soustava s nuceným oběhem. V řešeném objektu jsou navrženy tři otopné větve - větev pro vzduchotechniku, pro fancoily v administrativní budově a pro chladicí stropy v předváděcí hale.

Tyto větve vycházejí z kombinovaného rozdělovače a sběrače od firmy ETL-Ekotherm modul 100. Rozdělovač a sběrač je umístěn v technické místnosti č. 103.

Chladicí voda z tepelného čerpadla je akumulována v akumulární nádrži o objemu 475 l. Tento prvek je opatřen tepelnou izolací. Akumulační nádoba je propojena se zmiňovaným rozdělovačem a sběračem.

Na větvi z tepelného čerpadla do akumulární nádoby jsou instalovány dva dvoucestné ventily, které slouží pro přepínání akumulace tepla či chladu. V zimním období dochází k akumulaci tepla v nádobě č. 1, v letním období dochází k akumulaci chladu v nádobě č. 2.

Větev V3 - chladicí stropy obsahuje tři patrové rozdělovače a sběrače umístěné v horní části místnosti. Tyto prvky budou umístěny ve skříni od výrobce.

Teplotní spády jednotlivých větví z rozdělovače a sběrače jsou uvedeny v tabulce. Větev V3 bude opatřena třícestným směšovacím ventilem, který zajistí požadovanou teplotu chladicí vody.

Tabulka C1.9: Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS2

Označení	Název	Teplotní spád
V1	Větev vzduchotechniky	8/14 °C
V2	Větev fancoilů v administrativní budově	8/14 °C
V3	Větev chladicích stropů	17/20 °C

C1.8.2 Rozvody

Rozvody chladicí soustavy jsou zhotoveny z měděných trubek pájených natvrdo. Měděné rozvody k rozdělovačům a sběračům chladicích stropů jsou vedeny pod stropem a nad chladicími panely. Potrubí z patrových rozdělovačů a sběračů do jednotlivých panelů je vícevrstvé MV od firmy Gabotherm.

Potrubí ke vzduchotechnické jednotce je vedeno v podlaze ve vrstvě tepelné izolace společně s rozvody tepla pro vzduchotechnickou jednotku. Horizontální úseky jsou vedeny ve spádu 0,5 %.

Stoupací potrubí S3 je umístěno v šachtě místnosti č. 203 a je připevněno na stěnu pomocí kovových objímek.

C1.8.3 Tepelná izolace

V objektu budou rozvody chladicí vody tepelně izolovány tepelnou izolací Armaflex AF. Navržené tloušťky jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka C1.10: Navržené tloušťky tepelné izolace chladicího potrubí

Materiál	D×t [mm]	Materiál	Tloušťka TI [mm]	$U_{o,193/2007}$ [W/(mK)]	U_o [W/(mK)]	Posouzení
Měď	18×1	Armaflex AF-5	25	0,154	0,18	Vyhovuje.
Měď	22×1	Armaflex AF-5	25	0,171	0,18	Vyhovuje.
Měď	28×1,5	Armaflex AF-6	35	0,158	0,18	Vyhovuje.
Měď	35×1,5	Armaflex AF-6	35	0,189	0,27	Vyhovuje.
Měď	42×1,5	Armaflex AF-6	35	0,211	0,27	Vyhovuje.
Měď	54×2	Armaflex AF-6	38	0,236	0,27	Vyhovuje.
GT-MV	16×2,0	Armaflex AF-4	25	0,139	0,15	Vyhovuje.

C1.8.4 Čerpací technika

Jak již bylo zmíněno, jedná se o soustavu s nuceným oběhem vody. Tento oběh zajišťují oběhová čerpadla od firmy Grundfoss. V části chlazení jsou navržena čerpadla řady ALPHA2 a MAGNA3. V okruhu tepelných čerpadel jsou umístěna oběhová čerpadla 2× MAGNA3 25-60 D, která byla zmíněna již v kapitole C2.6.4.

Tabulka C1.11: Seznam navržených oběhových čerpadel pro chlazení

Označení	Umístění	Typ čerpadla Grundfos
Č1	větev V1	ALPHA2 25-40 130
Č2	větev V2	MAGNA3 25-60 D
Č3	větev V3	MAGNA3 25-40 D

C1.8.5 Měření a regulace chladicí soustavy

Fancoilové jednotky budou regulovány individuálně na základě požadavků uživatele místnosti. U každého fancoilu je umístěn kombinovaný regulační a tlakově nezávislý vyvažovací ventil pro hydraulické vyvážení soustavy.

Regulace chladicích stropů bude ekvitermní podle venkovní teploty. Chladicí panely v předváděcí hale budou řízeny všechny společně na základě vnitřní teploty v místnosti na patě větve V3 z rozdělovače.

Před patrovými rozdělovači RaS2 a RaS3 budou umístěny vyvažovací ventily, které zajistí hydraulické zareglování větve V3.

C1.8.6 Chladicí plochy

Fancoily

V řešeném objektu bude v administrativní části chlazení zajištěno fancoilovými podstropními jednotkami typu Hydro Cassette YHK, které jsou v dvoutrubkovém provedení. Celkově v budově dojde k osazení sedmi kusů fancoilů.

Montáž bude provedena dle pokynů výrobce s použitím upevňovacích konzol, které budou připevněny do železobetonové stropní konstrukce.

Každý fancoil bude možné uzavřít pomocí kulových kohoutů a odstavit. Regulaci bude zajišťovat kombinovaný regulační a vyvažovací ventil, který zajistí změnu průtoku chladicí vody jednotkou dle požadavků uživatele.

Chladicí stropy

Chladicí stropní panely budou instalovány v předváděcí hale. Plochy, kde není navržen chladicí panel, budou vyplněny neaktivními panely tak, aby vznikla celistvá podhledová vrstva.

Chladicí panely Gabotherm typu KPI10 budou použity v rozměru 625 × 2 000 mm. Dojde k osazení 168 kusů panelů o uvedeném rozměru 625 × 2 000 mm.

Montáž bude provedena dle pokynů výrobce s použitím kovových nosných konstrukcí z pozinkovaných ocelových CD-profilů a tuhých závěsů Nonius. Nosná konstrukce bude navržena dle hmotnosti panelů statikem.

C1.9 Vzduchotechnika

Návrh vzduchotechniky není součástí tohoto projektu. V rámci tohoto projektu byl stanoven požadovaný výkon vzduchotechnické jednotky pro ohřev vzduchu 11,2 kW. Teplo do vzduchotechnické jednotky bude dodávat větev V4 z rozdělovače a sběrače č. 1. Větev V4 pracuje s teplotním spádem 50/40 °C.

Požadovaný dodávaný výkon do vzduchotechnické jednotky pro chlazení vzduchu je 2,3 kW. Chlad bude dodávat větev V1 z rozdělovače a sběrače č. 2. Tato větev pracuje s teplotním spádem 8/14 °C.

C1.10 Všeobecné požadavky

Realizace otopné a chladicí soustavy v objektu bude zajištěna odbornou firmou, a to v souladu s podklady a pokyny výrobců.

C1.11 Požadavky na ostatní profese

C1.11.1 Stavební práce

Rozvody potrubí v konstrukcích podlah uložené ve vrstvě tepelné izolace budou provedeny před zhotovením roznášecí vrstvy podlahy. Potrubí vedené pod stropem bude zavěšeno pomocí ocelových úchytnů se zvukovou izolační vložkou do stropní konstrukce. Pro instalaci je nezbytné zřízení prostupů a drážek ve stěnách pro vedení potrubí a pro umístění skříní patrových rozdělovačů a sběračů.

Dále je požadováno dodržení dilatačních celků dle projektové dokumentace. V těchto místech bude potrubí vedeno v chrániče.

Střešní konstrukce administrativní budovy bude vyspádovaná od venkovních jednotek tepelných čerpadel ke střešním vpustím. Plocha ve směru toku kondenzátu od tepelných čerpadel bude opatřena elektrickým topným kabelem, který zajistí, že na střeše nedojde k zamrznutí vody a k tvorbě ledových ploch. Střešní vpust' bude omotána elektrickým topným kabelem, aby nedošlo k jejímu zamrznutí.

Tepelná čerpadla umístěná na střeše administrativní budovy budou osazena tak, aby nedocházelo k přenosu vibrací do konstrukcí. Toho bude dosaženo použitím silent-bloků. Střešní konstrukce musí být navržena statikem na únosnost těchto strojů.

Bude statikem nadimenzována nosná konstrukce pro zavěšení dvou vzduchových clon nad sekčními vraty v předváděcí hale. Dále statik ověří únosnost nosné konstrukce pro stropní panely.

C1.11.2 Zdravotechnika

Do technické místnosti musí být zaveden rozvod studené vody. Zásobník teplé vody je třeba připojit na rozvod studené vody, teplé vody a cirkulace.

V technické místnosti musí být vybudována podlahová vpust', která bude napojena na kanalizaci.

Úkapy pojistných ventilů budou svedeny nálevkami a následně potrubím, které bude napojeno na kanalizaci.

Profese ZTI zajistí odvod kondenzátu od podstropních fancoilových jednotek v 1. NP a 2. NP v administrativní budově.

C1.11.3 Elektroinstalace

Bude zajištěno připojení všech elektrických zařízení do elektrické sítě podle požadavků dle jednotlivých zařízení.

C1.11.4 Měření a regulace

Profese MaR zajistí instalaci a zapojení systému měření a regulace. Konkrétně zajistí protimrazovou ochranu tepelných čerpadel v zimním období, blokaci chodu tepelných čerpadel v letním období, pokud bude teplota v exteriéru menší než 18 °C. Dále zajistí ekvitermní regulaci otopné vody a chladicí vody.

C1.12 Montáž a uvedení do provozu

Zdroj

Instalaci a uvedení do provozu zdroje tepla zajistí kvalifikovaná osoba s požadovaným oprávněním. Při montáži bude postupováno podle pokynů výrobce uvedených v technickém listě.

Otopná soustava

Při uvádění soustavy do provozu musí být postupováno v souladu s ČSN 06 0310 Tepelné soustavy v budovách - Projektování a montáž z roku 2014. Montáž zajistí kvalifikovaná osoba s patřičným osvědčením. Budou nastaveny všechny seřizovací armatury dle projektové dokumentace. Uvedení do provozu musí předcházet požadované zkoušky instalovaných zařízení.

Podlahové vytápění

U podlahového vytápění musí být respektovány požadované minimální doby pro zatopení. První nahřátí soustavy bude provedeno až po 21 dnech po vylití betonu. Toto zatopení bude prováděno od 20 °C, přičemž teplota 20 - 25 °C bude udržována po dobu tří dnů. Až poté bude teplota zvyšována s rychlostí 5 °C za 48 hodin. Nahřívání bude prováděno do 45 °C a při této teplotě bude soustava udržována po čtyři dny.

Chladicí soustava

Montáž zajistí kvalifikovaná osoba s patřičným osvědčením. Budou nastaveny všechny seřizovací armatury dle projektové dokumentace. Uvedení do provozu musí předcházet požadované zkoušky instalovaných zařízení.

Stropní chlazení

Montáž a uvedení do provozu stropních chladicích panelů bude provedena v souladu s podklady a pokyny výrobce.

Nejprve se každý otopný okruh proplachuje po dobu cca 3 – 5 minut a poté se provedou zkoušky těsnosti a tlaková zkouška.

Zkoušky

Dle ČSN 06 0310 Tepelné soustavy v budovách - Projektování a montáž budou provedeny zkoušky těsnosti a topná zkouška. O všech provedených zkouškách bude zhotoven zápis do stavebního deníku. Při provádění zkoušek bude přítomen jak dodavatel tak i investor.

Zkouška těsnosti bude provedena před zakrytím rozvodů. Po naplnění soustavy na max. dovolený přetlak dle projektu a řádném odvodu soustavy se po šesti hodinách provede prohlídka soustavy. Pokud se neobjeví viditelné netěsnosti a nedojde k poklesu tlaku v soustavě, pak se zkouška považuje za úspěšnou.

Po tlakové zkoušce se provede zkouška topná, která trvá 24 hodin. Zkouška zahrnuje hydraulické vyvážení, zaregulování celé soustavy a ověření funkce automatické regulace.

Způsob obsluhy a ovládání soustavy

Provozovatel musí zajistit obsluhu, která bude seznámena s bezpečnostními a provozními podmínkami zařízení. Obsluha musí být zacvičena k obsluze a bude mít k dispozici návody a pokyny k obsluze zařízení od výrobců. Obsluha řešené soustavy bude pouze občasná. Úkolem obsluhy bude kontrola funkce soustavy a případná korekce nastavených uživatelských parametrů.

C1.13 Ochrana zdraví a životního prostředí

Provozem ani instalací nebude docházet k poškozování životního prostředí.

C1.13.1 Vliv na životní prostředí

Instalací a provozem otopné soustavy nedojde ke zhoršení vlivů na životní prostředí.

C1.13.2 Hospodaření s odpady

Během instalace a provozu se musí dodržovat zákon o odpadech č. 541/2020 Sb.

C1.14 Bezpečnost a požární ochrana

C1.14.1 Bezpečnost při realizaci díla

Bezpečnost při realizaci díla bude zajištěna respektováním zákona č. 262/2006 Sb. a zákona č. 309/2006 Sb., kterým se upravují další požadavky bezpečnosti a ochrany zdraví při práci v pracovněprávních vztazích a o zajištění bezpečnosti a ochrany zdraví při činnosti nebo poskytování služeb mimo pracovněprávní vztahy.

C1.14.2 Bezpečnost při provozu a užívání zařízení

Obsluhu zařízení bude provádět pouze osoba k tomu určená. Tato osoba bude patřičně zaškolená a poučena o nutnosti respektování pokynů v návodech zařízení a pokynech pro obsluhu.

C1.14.3 Požární ochrana

Během instalace a provozu je nezbytné řídit se požadavky normy ČSN 06 1008 – Požární bezpečnost tepelných zařízení.

C2 | Technická zpráva - var. II.

Následující část diplomové práce je věnována technické zprávě k řešenému objektu, a to z hlediska vytápění a chlazení pro variantu II.

C2.1 Úvod

Technická zpráva obsahuje informace o vytápění a chlazení objektu administrativní budovy a předváděcí haly.

C2.1.1 Umístění a popis objektu

Řešený objekt se nachází v Ústí nad Orlicí v Pardubickém kraji. Jde o novou stavbu administrativní budovy a předváděcí haly. Administrativní budova má dvě nadzemní podlaží a není podsklepená. Halový objekt je jednopodlažní.

Hlavní budova má plochou střechu. Stěny jsou z keramických tvárnic Porotherm zatepleny tepelnou izolací EPS. Stropní konstrukce jsou železobetonové.

Hala má šikmou střechu se sklonem 5°. Tato část je tvořena z lehkého obvodového pláště Kingspan.

C2.1.2 Popis provozu objektu

Objekt bude sloužit jako zázemí pro firmu. Je uvažováno, že do objektu budou chodit klienti dívat se na nabízené produkty firmy.

V prvním podlaží administrativní budovy jsou umístěny dvě kanceláře, zasedací místnost, foyer, technická místnost, kuchyňka a zázemí pro zaměstnance. Ve druhém podlaží je openspace kancelář, jednací místnost a rovněž zázemí pro zaměstnance.

Je uvažován provoz pět dní v týdnu od 7:00 do 18:00.

C2.2 Podklady pro zpracování

Pro návrh části vytápění a chlazení byly použity následující podklady.

C2.2.1 Výkresová dokumentace

Podkladem byla výkresová dokumentace stavby.

C2.2.2 Normy a vyhlášky

ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky

ČSN 73 0540-3:2011 Tepelná ochrana budov - Část 3: Návrhové hodnoty veličin

ČSN EN 12831-1:2018 Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu

ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů

Vyhláška č. 193/2007 Sb., kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu energie a chladu

ČSN 06 0320 Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody

Vyhláška č. 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby

Vyhláška č. 499/2006 Sb., o dokumentaci staveb

C2.2.3 Firemní podklady

Pro návrh byly použity podklady od firmy IMI Hydronic Engineering, Grundfos s.r.o., IVAR CS spol. s r.o., ETL-Ekotherm a.s., ESBE s.r.o., Taconova Production, s.r.o., THERMONA, spol. s r.o., Systemair a.s., Družstevní závody Dražice-strojírna s.r.o., PZP Heating a.s., Regulus spol. s.r.o., Vaillant Group Czech s.r.o., KORADO a.s., YORK, Gabotherm, Wolf Česká republika s.r.o.

C2.3 Tepelné ztráty a potřeba tepla

V následujících podkapitolách jsou uvedeny vnitřní návrhové teploty, klimatická data řešené lokality, tepelná bilance objektu a potřeba tepla a spotřeba elektrické energie.

C2.3.1 Klimatické poměry

Tabulka C2.1: Klimatické poměry

Lokalita	Ústí nad Orlicí
Nadmořská výška	325 m n. m.
Výpočtová venkovní teplota	-15 °C

C2.3.2 Vnitřní návrhové teploty

Tabulka C2.2: Vnitřní návrhové teploty v zimním období

Číslo místnosti	Název	Vnitřní návrhová teplota
101	Foyer+schodiště	15 °C
102	Zasedací místnost	20 °C
103	Technická místnost	15 °C
104	Kuchyňka	20 °C
105	Bezbariérové WC	20 °C
106	WC muži	20 °C
107	Předsíň toalet - muži	20 °C
108	WC ženy	20 °C
109	Předsíň toalet - ženy	20 °C
111	Chodba	15 °C
112	Úklidová místnost	20 °C
113	Kancelář	20 °C
114	Kancelář	20 °C
115	Technická místnost	15 °C
116	Předváděcí hala	20 °C
201a	Open space kancelář	20 °C
201b	Jednací místnost	20 °C
203	WC muži	20 °C
204	Předsíň toalet - muži	20 °C
205	Předsíň toalet - ženy	20 °C
206	WC ženy	20 °C
207	Kuchyňka	20 °C
208	Úklidová místnost	15 °C

C2.3.3 Tepelná bilance objektu

Všechny konstrukce musí splňovat požadavky stanovené v normě ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky. V řešeném objektu všechny konstrukce splňují doporučené hodnoty součinitelů prostupu tepla.

Tepelná ztráta objektu je 16,5 kW. Tato celková ztráta sestává ze ztráty prostupem 14,6 kW a větráním 1,9 kW.

Příprava teplé vody je zajištěna nepřímým ohřevem. Pro zajištění teplé vody je potřeba výkon 2,1 kW.

Teplu je dále dodáváno vzduchotechnické jednotce. Potřebný výkon je 11,2 kW.

Pro vzduchové clony je potřeba dodat teplo 28,0 kW.

C2.3.4 Potřeba tepla a spotřeba zemního plynu

Tabulka C2.3: Souhrnná tabulka roční spotřeby energie

Využití tepla	Roční spotřeba energie MWh/rok
Příprava teplé vody	15,30
Vytápění	15,52
Vzduchotechnika	13,70
Vzduchové clony	5,71
Celkem	50,23

$$E = 3600 \cdot \frac{50,23}{35} = 5\,167 \text{ m}^3/\text{rok} \quad (\text{C2.1})$$

Ve variantě II. bude pro roční provoz spotřeba 5 167 m³ zemního plynu.

C2.4 Tepelné zisky

C2.4.1 Klimatické poměry

Tabulka C2.4: Klimatické poměry

Lokalita	Ústí nad Orlicí
Nadmořská výška	325 m n. m.
Výpočtová venkovní teplota	30 °C

C2.4.2 Vnitřní návrhové teploty

V letním období budou chlazeny prostory kanceláří, zasedací místnost, jednací místnost a předváděcí hala. Prostory chodeb apod. klimatizovány nebudou.

Vnitřní návrhová teplota klimatizovaných místností bude 26 °C.

C2.4.3 Tepelná bilance objektu

Tepelná zátěž objektu je 22,0 kW. Tato celková zátěž sestává ze zisků od prostupu, oslunění, osvětlení a lidí 19,7 kW a větrání 2,3 kW.

Chlad bude dodáván jednak systému fancoilů a chladičích stropů a dále do chladiče ve vzduchotechnické jednotce. Potřebný chladič výkon pro fancoily bude 11,0 kW, pro chladič stropy 8,7 kW a pro vzduchotechniku bude 2,3 kW.

C2.5 Zdroj tepla a chladu

Pro řešený objekt jsou zdrojem tepla dva plynové kondenzační kotle. Zdrojem chladu je kompaktní chiller.

Plynové kondenzační kotle Panther Condens 30 KKO od společnosti Protherm mají výkon 8,5 až 30,0 kW. Budou instalovány na stěnu v technické místnosti č. 103. Příprava teplé vody bude zajištěna přednostní přípravou. Jeden z kotlů bude na výstupu opatřen třicestným přepínacím ventilem, který bude sloužit pro přepínání mezi režimem vytápění a režimem přípravy teplé vody. V technické místnosti bude umístěn nepřímotopný zásobník teplé vody Regulus RBC 200 HP s objemem 192 l. Z odběrové křivky teplé vody bylo stanoveno, že se kotel 3× za den na 20 minut přepne do režimu přípravy teplé vody.

Zdrojem chladu je chiller od firmy REMKO, typ KWE 300. Je to vzduchem chlazený zdroj, který bude umístěn na střeše administrativní budovy. Chiller disponuje výkonem 31,2 kW při okolní teplotě 30 °C a teplotě výstupní vody 8 °C. Zvolený chiller je v kompaktním provedení, takže chladivový okruh je pouze v chilleru a ze zdroje už vystupuje chladicí voda. Potrubí chladicí vody bude opatřeno tepelnou izolací a oplechováno tak, aby bylo chráněno před účinky vnějšího prostředí. Před chillerem bude umístěn filtr, a to z důvodu požadavku výrobce chilleru a záruky výrobku. Před filtrem i za filtrem bude osazen manometr pro zjištění tlakové ztráty prvku. V místě filtru bude plechové potrubí tvořeno plechem, který dosedne na pevné potrubí a tento kus bude stažen plechovými sponami.

C2.6 Otopná soustava

C2.6.1 Popis otopné soustavy

V objektu je navržena dvoutrubková, uzavřená soustava s nuceným oběhem. V řešeném objektu jsou navrženy čtyři otopné větve - větev pro vzduchové clony, pro podlahové vytápění v hale, pro vzduchotechniku a pro podlahové vytápění v administrativní budově.

Tyto větve vycházejí z kombinovaného rozdělovače a sběrače od firmy ETL-Ekotherm modul 100. Rozdělovač a sběrač je umístěn v technické místnosti č. 103.

Kotlový okruh je od soustavy oddělen hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků od společnosti ETL, typ 63 B.

Větev podlahového vytápění v administrativní budově obsahuje dva rozdělovače a sběrače pro podlahové vytápění. Tyto prvky budou umístěny ve skříni od výrobce. Další rozdělovač a sběrač je umístěn v předváděcí hale pro větev příslušného podlahového vytápění.

Teplotní spády jednotlivých větví z rozdělovače a sběrače jsou uvedeny v tabulce. Větvě V1, V2 a V5 budou opatřeny třicestnými směšovacími ventily, které zajistí požadovanou teplotu otopné vody.

Tabulka C2.5: Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS1

Označení	Název	Teplotní spád
V1	Větev vzduchových clon	40/30 °C
V2	Větev podlahového vytápění v hale	44/36 °C
V4	Větev vzduchotechniky	60/40 °C
V5	Větev podlahového vytápění v administrativní budově	36/28 °C

Kotlový okruh bude pracovat při teplotním spádu 70/45 °C. Spád byl zvolen s ohledem na to, aby průtok přes HVDT byl zhruba o 10 % vyšší.

C2.6.2 Rozvody

Rozvody otopné soustavy jsou zhotoveny z měděných trubek pájených natvrdo. Rozvody k rozdělovačům a sběračům podlahového vytápění jsou vedeny v podlaze ve vrstvě tepelné izolace a v šachtě. Potrubí ke vzduchotechnické jednotce je rovněž vedeno v podlaze ve vrstvě tepelné izolace. Rozvody k zásobníku teplé vody jsou vedeny pod stropem v technické místnosti. Horizontální úseky jsou vedeny ve spádu 0,5 %.

Stoupací potrubí S1 je umístěno v šachtě a je připevněno na stěnu pomocí kovových objímek.

C2.6.3 Tepelná izolace

V objektu budou rozvody teplé vody tepelně izolovány tepelnou izolací Rockwool Pipo ALS a Mirelon. Potrubí v konstrukcích bude opatřené tepelnou izolací Mirelon, která bude mít poloviční tloušťku oproti potrubí vedenému volně. Navržené tloušťky jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka C2.6: Navržené tloušťky tepelné izolace potrubí

D×t	Materiál	Tloušťka TI [mm]	$U_{0,193/2007}$ [W/(mK)]	U_0 [W/(mK)]	Posouzení
15×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,146	0,15	Vyhovuje.
18×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,164	0,18	Vyhovuje.
22×1	Rockwool Pipo ALS	25	0,179	0,18	Vyhovuje.
28×1,5	Rockwool Pipo ALS	40	0,158	0,18	Vyhovuje.
35×1,5	Rockwool Pipo ALS	50	0,164	0,18	Vyhovuje.
42×1,5	Rockwool Pipo ALS	40	0,204	0,27	Vyhovuje.
54×2	Rockwool Pipo ALS	40	0,245	0,27	Vyhovuje.
57×2	Rockwool Pipo ALS	40	0,253	0,27	Vyhovuje.
64×2	Rockwool Pipo ALS	50	0,239	0,27	Vyhovuje.
22×1	Mirelon	25	0,176	0,18	Vyhovuje.
28×1,5	Mirelon	40	0,160	0,18	Vyhovuje.
35×1,5	Mirelon	50	0,161	0,18	Vyhovuje.

C2.6.4 Čerpací technika

Jak již bylo zmíněno, jedná se o soustavu s nuceným oběhem vody. Tento oběh zajišťují oběhová čerpadla od firmy Grundfoss. V části vytápění jsou navržena čerpadla řady ALPHA2 a MAGNA3. Součástí plynových kotlů jsou oběhová čerpadla, která jsou pro uvažovaný provoz vyhovující.

Tabulka C2.7: Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění

Označení	Umístění	Typ čerpadla Grundfoss
Č1	větev V1	ALPHA2 25-80 180
Č2	větev V2	ALPHA2 25-50 180
Č3	větev V4	MAGNA3 25-40 D
Č4	větev V5	ALPHA2 15-80 130

C2.6.5 Plnění a vypouštění otopné soustavy

První plnění soustavy proběhne upravenou vodou. Další doplňování vody bude realizováno ručně, a to pomocí kohoutu v technické místnosti. Vypouštění bude zajišťováno vypouštěcími a kulovými kohouty, které jsou umístěny v nejnižších místech soustavy, aby se rozvody daly vypustit.

Odvzdušnění soustavy bude provedeno automatickými odvzdušňovacími ventily, které jsou umístěny v nejvyšších místech rozvodů. Rozvody podlahového vytápění budou odvzdušněny přes patrové rozdělovače a sběrače.

C2.6.6 Měření a regulace otopné soustavy

Regulace podlahového vytápění bude ekvitermní podle venkovní teploty. Protože podlahové vytápění v administrativní budově a v hale má každé svou větev, mohou být tyto dva celky řízeny nezávisle na sobě.

System měření a regulace bude ovládat servopohony třicestných směšovacích ventilů a oběhových čerpadel. Zapojení a řešení regulace není součástí tohoto projektu.

Před patrovým rozdělovačem a sběračem v 1. NP na větvi V5 je instalován vyvažovací ventil, který zajistí hydraulické vyvážení zmíněné větve V5.

C2.6.7 Otopné plochy

V objektu je navrženo podlahové vytápění.

Podlahové vytápění

Podlahové vytápění bude z potrubí PEX-a RAUTHERM 17 × 2,0 mm. Pro větev V2 podlahového vytápění je navržen patrový rozdělovač a sběrač umístění v místnosti č. 116. Pro větev V5 podlahového vytápění jsou navrženy dva patrové rozdělovače a sběrače umístěné v místnosti č. 101 a 201a. Jedná se o rozdělovače a sběrače IVAR.CS 533 VP. Více informací k podlahovému vytápění, jako jsou délky okruhů a rozteče, je uvedeno v projektové dokumentaci.

Potrubí bude vedeno zejména ve spirále. Výjimku tvoří místnost č. 101 a 107, kde je potrubí kladeno ve tvaru meandru.

Větev V2 podlahového vytápění pro předváděcí halu má teplotní spád 44/36 °C. Větev V5 pro podlahové vytápění v administrativní hale pracuje s teplotním spádem 36/28 °C.

Potrubí je v kritických místech, jako je vedení pod dveřním otvorem či přechod z rozdělovače a sběrače do podlahy nebo průchod přes dilatační celky, vedeno v chrániče.

C2.7 Příprava teplé vody

Teplá voda je v objektu připravována pomocí plynového kondenzačního kotle Panther Condens 30 KKO, který bude zajišťovat přednostní přípravu teplé vody. V technické místnosti č. 103 bude umístěn nepřímotopný zásobník teplé vody Regulus RBC 200 HP s objemem 192 l. Z odběrové křivky teplé vody bylo stanoveno, že se kotel 3× za den na 20 minut přepne do režimu přípravy teplé vody.

C2.8 Chladicí soustava

C2.8.1 Popis chladicí soustavy

V objektu je navržena dvoutrubková, uzavřená soustava s nuceným oběhem. V řešeném objektu jsou navrženy tři otopné větve - větev pro vzduchotechniku, pro fancoily v administrativní budově a pro chladicí stropy v předváděcí hale.

Tyto větve vycházejí z kombinovaného rozdělovače a sběrače od firmy ETL-Ekotherm modul 100. Rozdělovač a sběrač je umístěn v technické místnosti č. 103.

Chladicí voda z chilleru je akumulována v akumulární nádrži o objemu 475 l. Tento prvek je opatřen tepelnou izolací. Akumulační nádoba je propojena se zmiňovaným rozdělovačem a sběračem.

Na okruhu mezi chillerem a akumulární nádobou je osazeno oběhové čerpadlo MAGNA3 32-60 D, Grundfos. Před oběhovým čerpadlem bude umístěn filtr dle požadavků výrobce. Další filtr bude umístěn před vstupem do chilleru z důvodu požadavků výrobce a uplatnění záruky na výrobek.

Větev V3 - chladicí stropy obsahuje tři patrové rozdělovače a sběrače umístěné v horní části místnosti. Tyto prvky budou umístěny ve skříni od výrobce.

Teplotní spády jednotlivých větví z rozdělovače a sběrače jsou uvedeny v tabulce. Větev V3 bude opatřena třicestným směšovacím ventilem, který zajistí požadovanou teplotu chladicí vody.

Tabulka C2.8: Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS2

Označení	Název	Teplotní spád
V1	Větev vzduchotechniky	8/14 °C
V2	Větev fancoilů v administrativní budově	8/14 °C
V3	Větev chladicích stropů	17/20 °C

C2.8.2 Rozvody

Rozvody chladicí soustavy jsou zhotoveny z měděných trubek pájených natvrdo. Měděné rozvody k rozdělovačům a sběračům chladicích stropů jsou vedeny pod stropem a nad chladicími panely. Potrubí z patrových rozdělovačů a sběračů do jednotlivých panelů je vícevrstvé MV od firmy Gabotherm.

Potrubí ke vzduchotechnické jednotce je vedeno v podlaze ve vrstvě tepelné izolace společně s rozvody tepla pro vzduchotechnickou jednotku. Horizontální úseky jsou vedeny ve spádu 0,5 %.

Stoupací potrubí S3 je umístěno v šachtě místnosti č. 203 a je připevněno na stěnu pomocí kovových objímek.

C2.8.3 Tepelná izolace

V objektu budou rozvody chladicí vody tepelně izolovány tepelnou izolací Armaflex AF. Navržené tloušťky jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka C2.9: Navržené tloušťky tepelné izolace chladicího potrubí

Materiál	D×t [mm]	Materiál	Tloušťka TI [mm]	$U_{o,193/2007}$ [W/(mK)]	U_o [W/(mK)]	Posouzení
Měď	18×1	Armaflex AF-5	25	0,154	0,18	Vyhovuje.
Měď	22×1	Armaflex AF-5	25	0,171	0,18	Vyhovuje.
Měď	28×1,5	Armaflex AF-6	35	0,158	0,18	Vyhovuje.
Měď	35×1,5	Armaflex AF-6	35	0,189	0,27	Vyhovuje.
Měď	42×1,5	Armaflex AF-6	35	0,211	0,27	Vyhovuje.
Měď	54×2	Armaflex AF-6	38	0,236	0,27	Vyhovuje.
GT-MV	16×2,0	Armaflex AF-4	25	0,139	0,15	Vyhovuje.

C2.8.4 Čerpací technika

Jak již bylo zmíněno, jedná se o soustavu s nuceným oběhem vody. Tento oběh zajišťují oběhová čerpadla od firmy Grundfos. V části chlazení jsou navržena čerpadla řady ALPHA2 a MAGNA3. V okruhu tepelných čerpadel jsou umístěna oběhová čerpadla 2 × MAGNA3 25-60 D, která byla zmíněna již v kapitole C2.6.4.

Tabulka C2.10: Seznam navržených oběhových čerpadel pro chlazení

Označení	Umístění	Typ čerpadla Grundfos
Č1	větev V1	ALPHA2 25-40 130
Č2	větev V2	MAGNA3 25-60 D
Č3	větev V3	MAGNA3 25-40 D
Č4	okruh chilleru	MAGNA3 32-60 D

C2.8.5 Měření a regulace chladicí soustavy

Fancoilové jednotky budou regulovány individuálně na základě požadavků uživatele místnosti. U každého fancoilu je umístěn kombinovaný regulační a tlakově nezávislý vyvažovací ventil pro hydraulické vyvážení soustavy.

Regulace chladicích stropů bude ekvitermní podle venkovní teploty. Chladicí panely v předváděcí hale budou řízeny všechny společně na základě vnitřní teploty v místnosti na patě větve V3 z rozdělovače.

Před patrovými rozdělovači RaS2 a RaS3 budou umístěny vyvažovací ventily, které zajistí hydraulické zaregulování větve V3.

C2.8.6 Chladicí plochy

Fancoily

V řešeném objektu bude v administrativní části chlazení zajištěno fancoilovými podstropními jednotkami typu Hydro Cassette YHK, které jsou v dvoutrubkovém provedení. Celkově v budově dojde k osazení sedmi kusů fancoilů.

Montáž bude provedena dle pokynů výrobce s použitím upevňovacích konzol, které budou připevněny do železobetonové stropní konstrukce.

Každý fancoil bude možné uzavřít pomocí kulových kohoutů a odstavit. Regulaci bude zajišťovat kombinovaný regulační a vyvažovací ventil, který zajistí změnu průtoku chladicí vody jednotkou dle požadavků uživatele.

Chladicí stropy

Chladicí stropní panely budou instalovány v předváděcí hale. Plochy, kde není navržen chladicí panel, budou vyplněny neaktivními panely tak, aby vznikla celistvá podhledová vrstva.

Chladicí panely Gabotherm typu KPI10 budou použity v rozměru 625 × 2 000 mm. Dojde k osazení 168 kusů panelů o uvedeném rozměru 625 × 2 000 mm.

Montáž bude provedena dle pokynů výrobce s použitím kovových nosných konstrukcí z pozinkovaných ocelových CD-profilů a tuhých závěsů Nonius. Nosná konstrukce bude navržena dle hmotnosti panelů statikem.

C2.9 Vzduchotechnika

Návrh vzduchotechniky není součástí tohoto projektu. V rámci tohoto projektu byl stanoven požadovaný výkon vzduchotechnické jednotky pro ohřev vzduchu 11,2 kW. Teplo do vzduchotechnické jednotky bude dodávat větev V4 z rozdělovače a sběrače č. 1. Větev V4 pracuje s teplotním spádem 60/40 °C.

Požadovaný dodávaný výkon do vzduchotechnické jednotky pro chlazení vzduchu je 2,3 kW. Chlad bude dodávat větev V1 z rozdělovače a sběrače č. 2. Tato větev pracuje s teplotním spádem 8/14 °C.

C2.10 Všeobecné požadavky

Realizace otopné a chladicí soustavy v objektu bude zajištěna odbornou firmou, a to v souladu s podklady a pokyny výrobců.

C2.11 Požadavky na ostatní profese

C2.11.1 Stavební práce

Rozvody potrubí v konstrukcích podlah uložené ve vrstvě tepelné izolace budou provedeny před zhotovením roznášecí vrstvy podlahy. Potrubí vedené pod stropem bude zavěšeno pomocí ocelových úchytů se zvukovou izolační vložkou do stropní konstrukce. Pro instalaci je nezbytné zřízení prostupů a drážek ve stěnách pro vedení potrubí a pro umístění skříní patrových rozdělovačů a sběračů.

Dále je požadováno dodržení dilatačních celků dle projektové dokumentace. V těchto místech bude potrubí vedeno v chrániče.

Chiller na střeše bude osazen tak, aby nedocházelo k přenosu vibrací do konstrukcí. Toho bude dosaženo použitím silent-bloků. Střešní konstrukce musí být navržena statikem na únosnost tohoto zařízení.

Bude statikem nadimenzována nosná konstrukce pro zavěšení dvou vzduchových clon nad sekčními vraty v předváděcí hale. Dále statik ověří únosnost nosné konstrukce pro stropní panely.

C2.11.2 Zdravotechnika

Do technické místnosti musí být zaveden rozvod studené vody. Zásobník teplé vody je třeba připojit na rozvod studené vody, teplé vody a cirkulace.

V technické místnosti musí být vybudována podlahová vpusť, která bude napojena na kanalizaci.

Úkapy pojistných ventilů budou svedeny nálevkami a následně potrubím, které bude napojeno na kanalizaci.

Profese ZTI zajistí odvod kondenzátu od podstropních fancoilových jednotek v 1. NP a 2. NP v administrativní budově.

C2.11.3 Elektroinstalace

Bude zajištěno připojení všech elektrických zařízení do elektrické sítě podle požadavků dle jednotlivých zařízení.

C2.11.4 Měření a regulace

Profese MaR zajistí instalaci a zapojení systému měření a regulace. Konkrétně zajistí ekvitermní regulaci otopné vody a chladicí vody.

C2.12 Montáž a uvedení do provozu

Zdroj

Instalaci a uvedení do provozu zdroje tepla zajistí kvalifikovaná osoba s požadovaným oprávněním. Při montáži bude postupováno podle pokynů výrobce uvedených v technickém listě.

Otopná soustava

Při uvádění soustavy do provozu musí být postupováno v souladu s ČSN 06 0310 Tepelné soustavy v budovách - Projektování a montáž z roku 2014. Montáž zajistí kvalifikovaná osoba s patřičným osvědčením. Budou nastaveny všechny seřizovací armatury dle projektové dokumentace. Uvedení do provozu musí předcházet požadované zkoušky instalovaných zařízení.

Podlahové vytápění

U podlahového vytápění musí být respektovány požadované minimální doby pro zatopení. První nahřátí soustavy bude provedeno až po 21 dnech po vylití betonu. Toto zatopení bude prováděno od 20 °C, přičemž teplota 20 - 25 °C bude udržována po dobu tří dnů. Až poté bude teplota zvyšována s rychlostí 5 °C za 48 hodin. Nahřívání bude prováděno do 45 °C a při této teplotě bude soustava udržována po čtyři dny.

Chladicí soustava

Montáž zajistí kvalifikovaná osoba s patřičným osvědčením. Budou nastaveny všechny seřizovací armatury dle projektové dokumentace. Uvedení do provozu musí předcházet požadované zkoušky instalovaných zařízení.

Stropní chlazení

Montáž a uvedení do provozu stropních chladicích panelů bude provedena v souladu s podklady a pokyny výrobce.

Nejprve se každý otopný okruh proplachuje po dobu cca 3 – 5 minut a poté se provedou zkoušky těsnosti a tlaková zkouška.

Zkoušky

Dle ČSN 06 0310 Tepelné soustavy v budovách - Projektování a montáž budou provedeny zkoušky těsnosti a topná zkouška. O všech provedených zkouškách bude zhotoven zápis do stavebního deníku. Při provádění zkoušek bude přítomen jak dodavatel tak i investor.

Zkouška těsnosti bude provedena před zakrytím rozvodů. Po naplnění soustavy na max. dovolený přetlak dle projektu a řádném odvzdušnění soustavy se po šesti hodinách provede prohlídka soustavy. Pokud se neobjeví viditelné netěsnosti a nedojde k poklesu tlaku v soustavě, pak se zkouška považuje za úspěšnou.

Po tlakové zkoušce se provede zkouška topná, která trvá 24 hodin. Zkouška zahrnuje hydraulické vyvážení, zeregulování celé soustavy a ověření funkce automatické regulace.

Způsob obsluhy a ovládání soustavy

Provozovatel musí zajistit obsluhu, která bude seznámena s bezpečnostními a provozními podmínkami zařízení. Obsluha musí být zacvičena k obsluze a bude mít k dispozici návody a pokyny k obsluze zařízení od výrobců. Obsluha řešené soustavy bude pouze občasná. Úkolem obsluhy bude kontrola funkce soustavy a případná korekce nastavených uživatelských parametrů.

C2.13 Ochrana zdraví a životního prostředí

Provozem ani instalací nebude docházet k poškozování životního prostředí.

C2.13.1 Vliv na životní prostředí

Instalací a provozem otopné soustavy nedojde ke zhoršení vlivů na životní prostředí.

C2.13.2 Hospodaření s odpady

Během instalace a provozu se musí dodržovat zákon o odpadech č. 541/2020 Sb.

C2.14 Bezpečnost a požární ochrana

C2.14.1 Bezpečnost při realizaci díla

Bezpečnost při realizaci díla bude zajištěna respektováním zákona č. 262/2006 Sb. a zákona č. 309/2006 Sb., kterým se upravují další požadavky bezpečnosti a ochrany zdraví při práci v pracovněprávních vztazích a o zajištění bezpečnosti a ochrany zdraví při činnosti nebo poskytování služeb mimo pracovněprávní vztahy.

C2.14.2 Bezpečnost při provozu a užívání zařízení

Obsluhu zařízení bude provádět pouze osoba k tomu určená. Tato osoba bude patřičně zaškolená a poučena o nutnosti respektování pokynů v návodech zařízení a pokynech pro obsluhu.

C2.14.3 Požární ochrana

Během instalace a provozu je nezbytné řídit se požadavky normy ČSN 06 1008 – Požární bezpečnost tepelných zařízení.

Experimentální část

Experimentální část se zaměřuje na stropní panel, který slouží k chlazení a k vytápění. Stropní panel byl instalován ve školní laboratoři a cílem měření bylo zjistit, jak se prvek chová při určitých podmínkách.

Měření probíhalo od srpna roku 2021 do října 2021. V letním období byl panel měřen v chladicím režimu. Model byl instalován v laboratoři na Ústavu technických zařízení budov Fakulty stavební.

D1 | Základní informace o experimentu

Následující kapitola popisuje cíle měření a způsob, kterým bylo měření prováděno. Dále je zde uvedena použitá měřicí technika.

D1.1 Cíle experimentálního měření

Cílem měření bylo zjistit, jak se stropní panel chová za různých podmínek. Zajímalo nás, jakým chladicím výkonem panel disponuje a jak velkou dodávku chladu bude panel potřebovat.

Dále bylo cílem zjistit, jakou má stropní panel tlakovou ztrátu při různých průtocích.

D1.2 Popis měření

Jako zdroj chladu bylo použito tepelné čerpadlo vzduch - voda. Chlad byl ukládán do tepelně izolované akumulární nádoby. Během měření nebylo tepelné čerpadlo v chodu, takže docházelo k vybíjení akumulární nádoby.

V rozdělovači a sběrači byla instalována samostatná větev pro chladicí panel. Tato větev byla osazena oběhovým čerpadlem Aquart 25/4G/180. Čerpadlo bylo tříotáčkové a poskytovalo maximální dopravní výšku 4,5 m.

Model v laboratoři obsahoval jeden stropní panel pro chlazení či vytápění. Stropní panel byl tvořen sádkokartonovou deskou s drážkami, ve kterých byla instalována trubička ve tvaru meandru. Stropní panel nebyl shora tepelně izolován. Měřený panel je zobrazen na obrázku D1.1.

Tento panel byl zavěšen ze stropní konstrukce. Instalaci panelu zobrazuje obrázek D1.2.



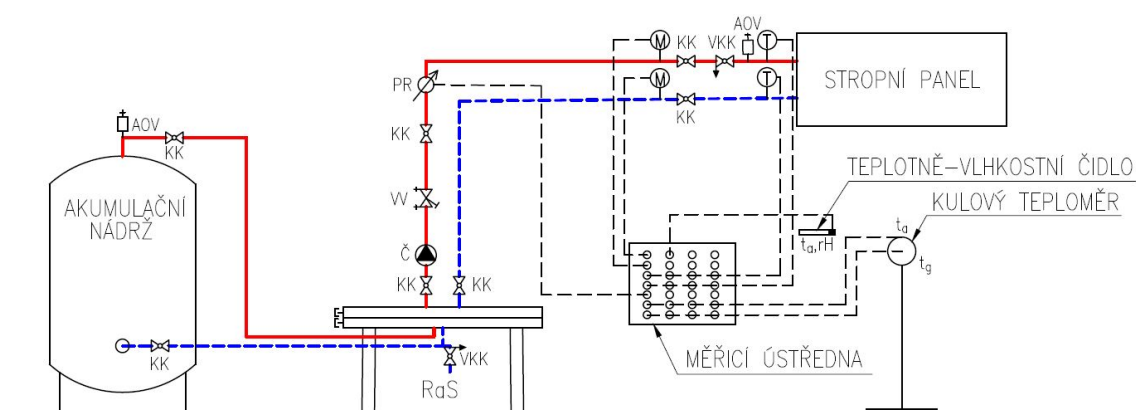
Obrázek D1.1: Pohled na stropní panel shora



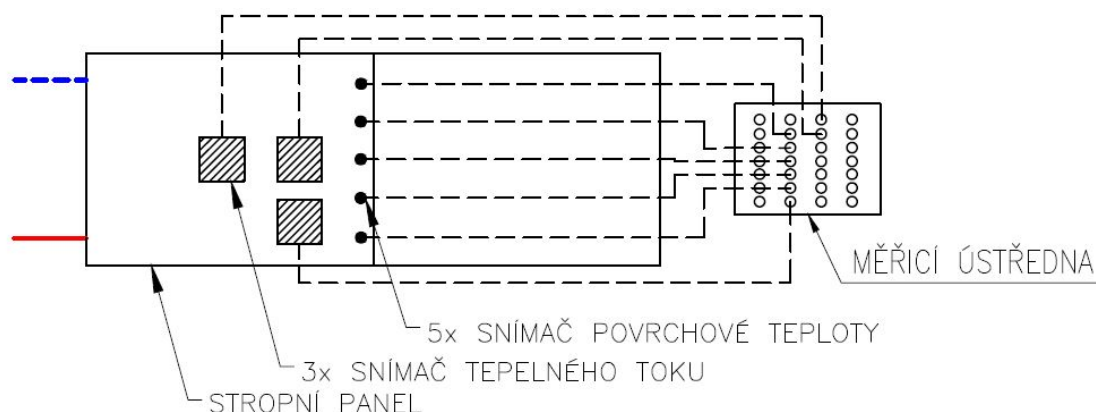
Obrázek D1.2: Instalace stropního panelu

Obrázek D1.3 vyobrazuje schéma zapojení stropního panelu od akumulární nádoby. Je zde vidět, že byl snímán průtok na přívodní větvi do panelu, teplota a tlak na vstupu do panelu a na výstupu z panelu. Dále byla zaznamenávána teplota vzduchu a teplota výsledná, která byla měřena pomocí kulového teploměru, který byl umístěn pod stropním panelem ve výšce 1,5 m nad podlahou. Další zaznamenávané veličiny byly získávány z teplotně-vlhkostního čidla a šlo konkrétně o relativní vlhkost a teplotu vzduchu. Čidlo z těchto vstupů dopočítávalo měrnou vlhkost a teplotu rosného bodu.

Na obrázku D1.4 můžeme vidět veličiny, které byly sledovány na spodní straně stropního panelu. Na panelu byly instalovány tři snímače tepelných toků a pět snímačů povrchové teploty.



Obrázek D1.3: Schéma zapojení a snímání veličiny soustavy



Obrázek D1.4: Schéma snímání veličin na povrchu panelu



Obrázek D1.5: Zapojení v laboratoři



Obrázek D1.6: Snímané veličiny na stropním panelu

D1.3 Průběh měření

Pomocí softwaru DesigoInsight byl zdroj zapnut a došlo k nachlazení vody v akumulární nádobě. Po dosažení požadované teploty chladicí vody v akumulární nádobě bylo tepelné čerpadlo vypnuto.

Během měření docházelo k vybíjení akumulární nádoby, a proto v průběhu experimentu byl teplotní spád proměnný.

Byla provedena měření při různé teplotě oběhové vody tak, aby výsledkem byly chladicí výkony při jiných teplotních spádech.

Experiment byl rovněž prováděn při odlišných teplotách v interiéru. Při všech měření byla teplota v interiéru udržována konstantní pomocí elektrického přímotopu s ventilátorem, který byl umístěn tak, aby se vyfukovaný vzduch rozprostřel po místnosti přes co nejvíce překážek tak, aby neovlivnil výkon stropního panelu. Při měření bylo dosaženo požadované teploty s odchylkou $\pm 0,5$ K. Po celou dobu měření musela být místnost uzavřena, protože otevírání dveří způsobovalo velké výkyvy v naměřených hodnotách.

Data byla měřena v 2,5 minutových krocích.

Při měření tlakové ztráty panelu byl postup takový, že byly měněny otáčky oběhového čerpadla. Tím došlo ke změně průtoku. Další změny průtoku bylo dosaženo měněním otáček na vyvažovacím ventilu. Při určitém průtoku byl zaznamenán tlak na vstupu a na výstupu panelu. Z těchto naměřených hodnot byl sestaven graf.

D1.4 Měřicí technika

K měření experimentu byla použita následující technika.

Měřicí ústředna

Byla použita měřicí ústředna Almemo 5690-2 od firmy Ahlborn, která zajistila čtení a ukládání naměřených dat v průběhu experimentu.



Obrázek D1.7: Ústředna Almemo 5690-2 Ahlborn [64]

Snímač průtoku

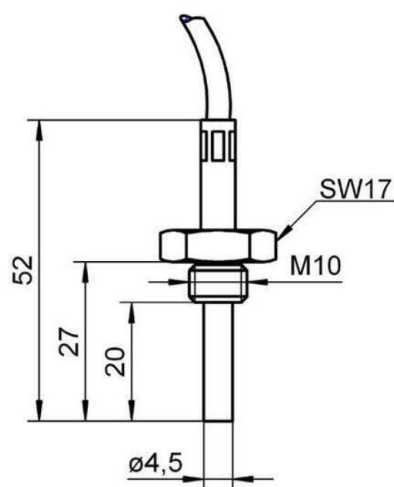
Snímač průtoku, který byl instalován na přívodní větvi do panelu, byl od společnosti Grundfos, typ VSF.



Obrázek D1.8: Snímač průtoku VSF Grundfos [65]

Teplotní čidlo

Na vstupu a na výstupu z chladicího stropního panelu byla instalována teplotní čidla FPA 710 L27M10 od společnosti Ahlborn.



Obrázek D1.9: Teplotní čidlo FPA 710 L27M10 Ahlborn [66]

Snímač tlaku

Na vstupu a na výstupu z chladicího stropního panelu byly instalovány snímače tlaku FDA 602-L od společnosti Ahlborn.



Obrázek D1.10: Snímač tlaku FDA 602-L Ahlborn [67]

Kulový teploměr

V rámci experimentu byl použit kulový teploměr pro měření výsledné teploty. Tato teplota v sobě zahrnuje teplotu vzduchu a teplotu okolních ploch.

Snímač tepelného toku

Na spodní stranu stropního panelu byly instalovány tři snímače tepelného toku FQA018C od společnosti Ahlborn.

Teplotní čidlo s termočláňkovým drátem

Na spodní stranu stropního panelu bylo instalováno pět teplotních čidel s termočláňkovým drátem různého typu od společnosti Ahlborn.

Teplotně-vlhkostní čidlo

Teplotně-vlhkostní čidlo umožňující komunikaci s ústřednou Almemo od firmy Ahlborn bylo umístěno ve výšce 1 m od podlahy pod stropním panelem.

D1.5 Výpočetní technika

Následuje výčet použitých programů pro měření a zpracování výsledků.

AutoCAD

Zkratka CAD znamená computer-aided design. V překladu jde tedy počítačem podporované projektování. Tento software byl využit pro kreslení schémat ve 2D.

AMR-Control

Software AMR-Control je program německé společnosti AHLBORN, která se specializuje na měřicí techniku. Software slouží pro zaznamenávání, ukládání a stahování dat z použité měřicí ústředny od stejné firmy.

Microsoft Excel

Microsoft Excel byl použit pro zpracování naměřených výsledků. Jeho prostřednictvím byly vytvořeny tabulky a následně grafy, které jsou vloženy do této práce.

LaTeX

Jde o balíček programu TeX. LaTeX je program, který umožňuje sázet texty a je určen pro díla, kde se očekává velká typografická kvalita.

D2 | Výsledky měření

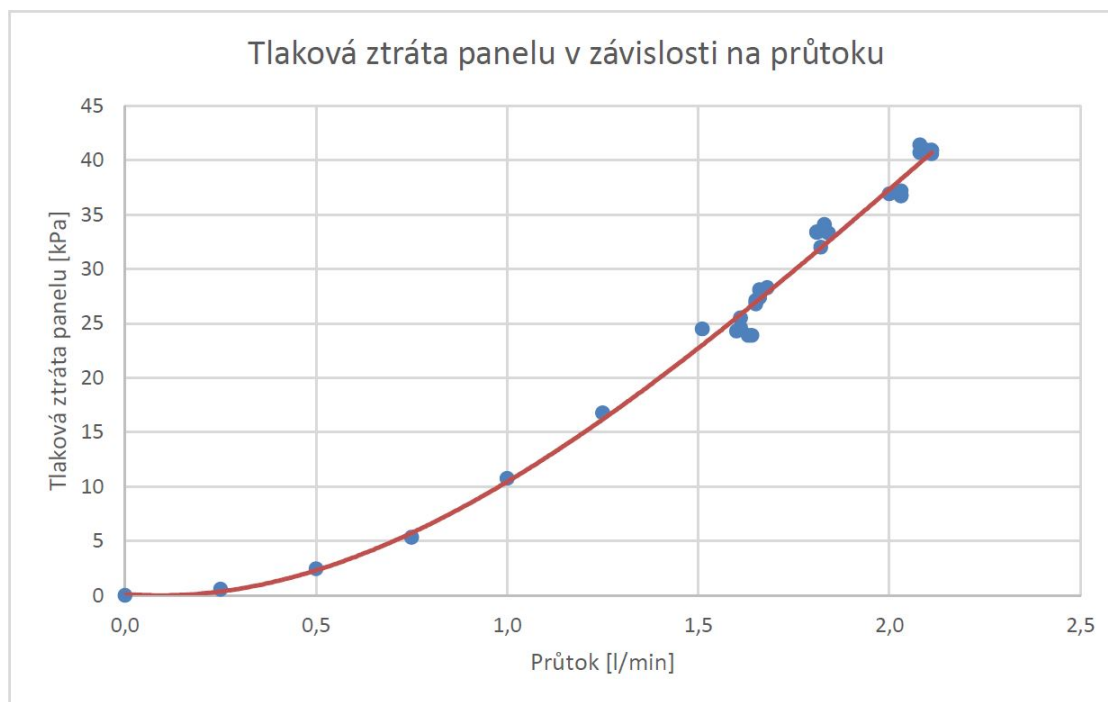
Následující kapitola je věnována naměřeným výstupům během experimentu.

D2.1 Tlaková ztráta panelu

Nejprve byla naměřena tlaková ztráta panelu. Měření probíhalo pro různé průtoky, které byly řízeny změnou otáček oběhového čerpadla.

Maximální průtok, které instalované čerpadlo dokázalo zajistit, byl 2,2 l/min. Pro výsledky s větším průtokem by bylo potřeba instalovat jiné čerpadlo s větší dopravní výškou.

Graf tlakové ztráty provedeného měření je uveden níže. Můžeme konstatovat, že tlaková ztráta jednoho panelu je výrazná - pohybujeme se v desítkách kilopascalů. Při průtočném zapojení více panelů by tato tlaková ztráta samozřejmě narůstala a bylo by potřeba instalovat výkonné oběhové čerpadlo.



Obrázek D2.1: Tlaková ztráta měřeného panelu

D2.2 Výkon stropního panelu

Dalším cílem měření bylo stanovení výkonu instalovaného stropního panelu.

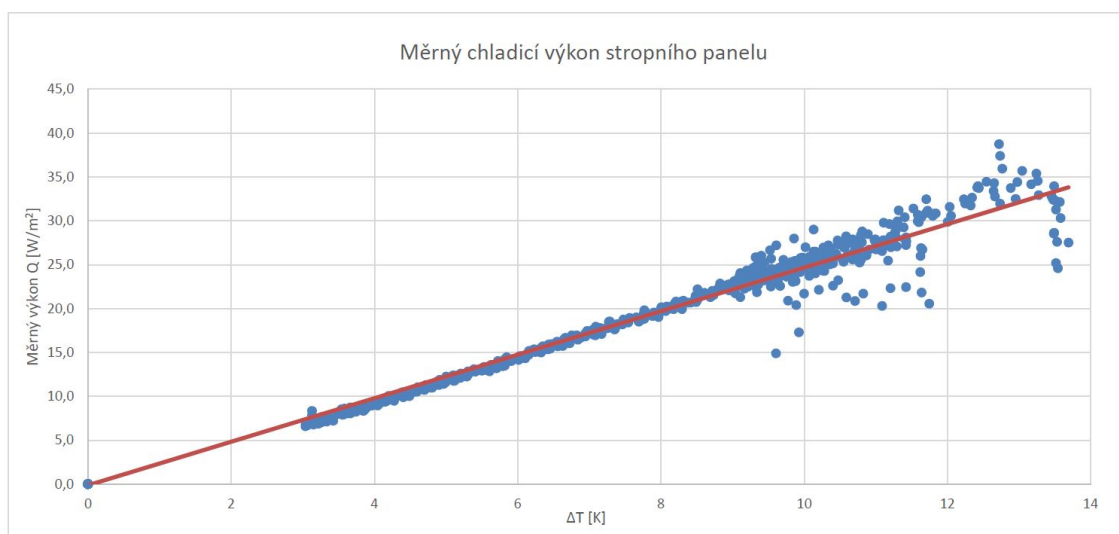
Výrobci shodně uvádějí měrný chladicí výkon panelů vztažený k rozdílu teplot. Rozdíl teplot ΔT je v tomto případě uvažován jako rozdíl teploty vzduchu a střední teploty chladicí vody.

$$\Delta T = t_a - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (\text{D2.1})$$

t_a	teplota vzduchu v interiéru	[°C]
t_1	teplota přívodní vody	[°C]
t_2	teplota vratné vody	[°C]

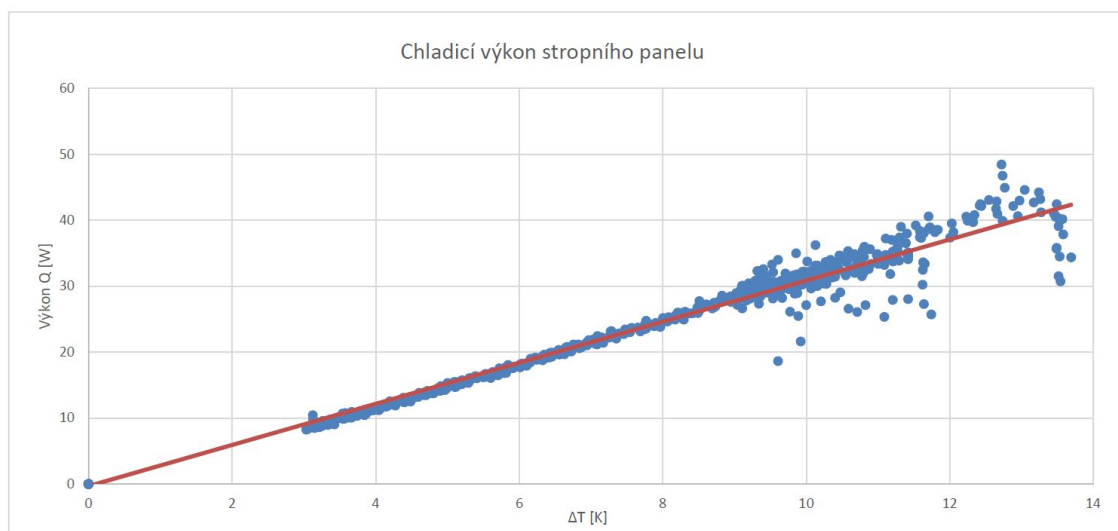
Výsledné stanovení měrného výkonu stropního panelu sestávalo ze série jednotlivých provedených měření, která byla prováděna za odlišných okrajových podmínek a s jinou teplotou chladicí vody. Byla provedena měření při teplotě v interiéru 25 °C, 26 °C a 27 °C. Dále se měření lišila v teplotě chladicí vody. Akumulační nádoba byla nachlazená na 13 °C, 14 °C a 17 °C a v průběhu experimentu se tato voda oteplevala vlivem odvodu tepelné zátěže z místnosti.

Data z jednotlivých měření byla použita pro sestavení výsledného grafu, který popisuje měrný chladicí výkon v závislosti na rozdílu teplot. Tento graf je uveden níže.



Obrázek D2.2: Měrný chladicí výkon stropního panelu

Z naměřených hodnot měrného chladicího výkonu byl dále stanoven chladicí výkon jednoho konkrétního typu stropního panelu.



Obrázek D2.3: Chladicí výkon stropního panelu

D2.3 Účinnost panelu

Dále bylo stanoveno množství chladu, které bylo dodáno do panelu. Výpočet těchto hodnot byl proveden na základě následující rovnice.

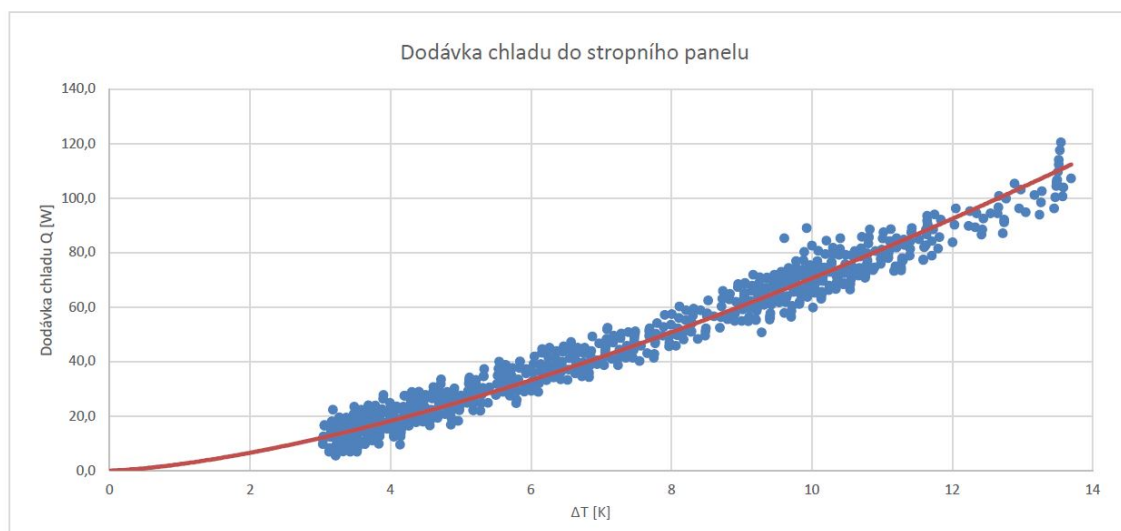
$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t \quad (\text{D2.2})$$

m	hmotnostní průtok chladicí vody	[kg/h]
c	měrná tepelná kapacita vody	[kJ/(kgK)]
Δt	rozdíl teploty na vstupu a na vratu	[°C]

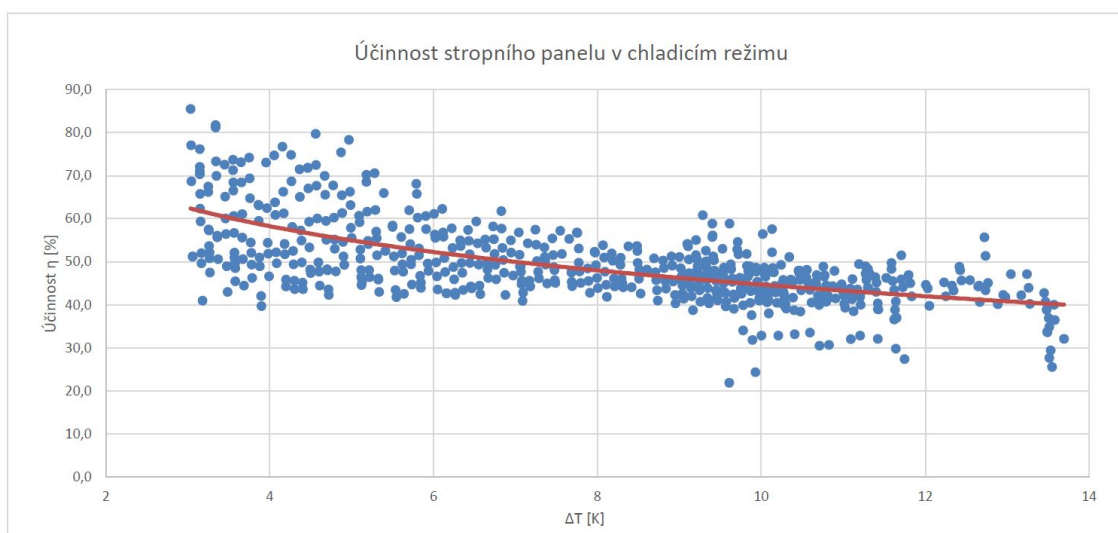
Dodávku chladu do stropního panelu v závislosti na rozdílu teploty interiéru a teploty chladicí vody zobrazuje obrázek D2.4.

Účinnost panelu, viz obrázek D2.5, pak byla stanovena na základě znalosti výkonu stropního panelu a dodávky chladu do stropního panelu. Účinnost se pohybuje v rozmezí 40 až 60 %.

Účinnost panelu by se zvýšila, pokud by se horní strana panelu opatřila vrstvou tepelné izolace. Pak by byl omezen tok chladu z panelu směrem nahoru a byl by větší chladicí tok směrem do místnosti.



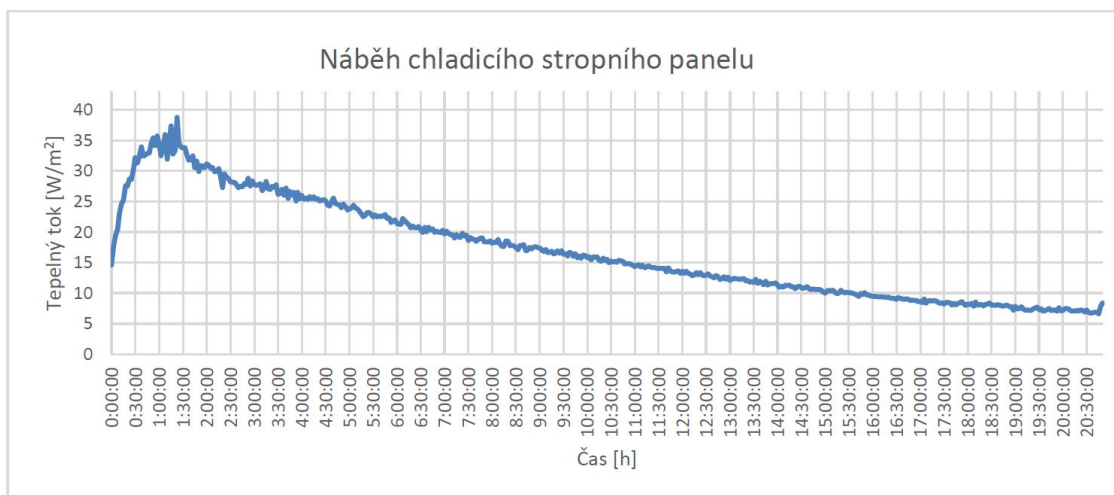
Obrázek D2.4: Dodávka chladu do stropního panelu



Obrázek D2.5: Účinnost stropního panelu v režimu chlazení

D2.4 Náběh stropního panelu

Dalším cílem experimentu bylo zjištění doby náběhu chladicího stropního panelu. Měření probíhalo při teplotě v místnosti 26 °C a při teplotě chladicí vody 13 °C. Při těchto podmínkách dojde k dosažení maximálního výkonu panelu zhruba po 75 minutách.



Obrázek D2.6: Náběh chladicího stropního panelu

D3 | Zhodnocení experimentu

Při návrhových podmínkách teploty interiéru 26 °C a teplotě chladicí vody 17/20 °C, byl stanoven chladicí výkon stropního panelu v laboratoři na 19 W/m².

Pro porovnání s podobnými výrobky na trhu byla sestavena tabulka, kde jsou uvedeny měrné chladicí výkony a zda je panel shora opatřen tepelnou izolací. Jedná se o aktivní panely tvořené sádrokartonovou deskou s drážkou, do které je vložena trubička pro chladicí vodu. Z tabulky plyne, že v porovnání s ostatními produkty jiných výrobců má měřený panel daleko menší chladicí výkon - o více než 50 %.

Tabulka D3.1: Měrné chladicí výkony stropních panelů při 26 °C a chladicí vodě 17/20 °C

Společnost	Typ	Tepelná izolace	Výkon [W/m ²]
FV-plast	CoolPLATE	-	53
UNIVENTA	DELGADO	-	53
Gabotherm	-	-	40
BEKA Klima-Komfort	SinglePipe	-	38
REHAU	Rautherm	35 mm	49
CARLIEUKLIMA	BLife	40 mm	50
Giacomini	GKCS	30 mm	39

Největší vliv na takto malý chladicí výkon měl pravděpodobně způsob instalace. Stropní panel byl instalován tak, že byl zavěšen zhruba metr ze stropní konstrukce. Protože byl osazen pouze jeden panel, tak ho okolní vzduch obklopoval ze všech stran. Při instalaci v reálné místnosti může být stropní panel rovněž zavěšen, ale tvoří pak souvislý podhled. Tudíž proudění vzduchu kolem panelu je minimální. V laboratoři ale naopak proudění vzduchu bylo velké. Navíc stropní panel je konstruován tak, že meadr potrubí je pouze vložen do drážky v sádrokartonové desce, takže na horní straně panelu byl menší tepelný odpor než na straně spodní, kde byl měrný tepelný tok měřen.

Pro zvýšení výkonu stropního panelu by bylo vhodné stropní panel shora opatřit tepelnou izolací. Dále hraje roli tepelná vodivost sádrokartonové desky. Čím větší bude vodivost, tím větší bude přestup chladu do okolí. Někteří výrobci nabízejí produkty, které se liší pouze vlastností tepelné vodivosti sádrokartonu.

Pro další měření by bylo potřeba zajistit panel tak, aby byl snížen energetický tok z panelu směrem nahoru, a to buď vhodnější instalací nebo opatřením tepelnou izolací.

Závěr

Tématem diplomové práce byly velkoplošné systémy vytápění a chlazení. V jednotlivých částech práce bylo toto téma zpracováno z hlediska teoretického, praktického a experimentálního.

První sekce byla věnována teoretické řešení velkoplošných sálavých systémů. Nejprve byly popsány principy fungování sálavých ploch pro vytápění. Pak byly detailně probrány varianty provedení těchto otopných ploch. Byla představena problematika tepelné pohody a teploty, které můžeme v interiéru sledovat. Dále se práce zaměřila na chlazení, kde byly rovněž popsány typy chladicích ploch a orientační výkony těchto prvků. Pozornost byla zaměřena i na kondenzaci a hydraulické zapojení těchto systémů.

Druhá část popsala návrh otopné a chladicí soustavy v řešeném objektu. Vytápění bude realizováno podlahovým vytápěním. Chlazení bude zajištěno chladicími stropními panely v předváděcí hale a fancoilovými jednotkami v administrativní budově. Rozvody byly navrženy z měděného potrubí a byly opatřeny tepelnou izolací Rockwool Pipo ALS pro vytápění a Armaflex AF pro chlazení. Podlahové vytápění bylo navrženo z trubek PEX-a RAUTHERM. Stropní panely byly propojeny potrubím MV Gabotherm.

Varianta I. uvažovala jako zdroj tepla i chladu dvě tepelná čerpadla vzduchu-voda, HP3AW-30SB PZP Heating a.s. Venkovní jednotky byly umístěny na střeše administrativní budovy. Bivalentním zdrojem tepla byl navržen elektrokotel THERM EL 23 o výkonu 22,5 kW, který bude v provozu, pokud teplota venkovního vzduchu klesne pod $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$. V letním provozu bude ohřev teplé vody zajištěn v přímotopném zásobníku Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW pomocí elektrické topné tyče a zmíněná tepelná čerpadla budou dodávat chladicí vodu.

Ve variantě II. byly navrženy zdrojem tepla dva plynové kondenzační kotle Panther Condens 30 KKO a zdrojem chladu chiller REMKO KWE 300 v kompaktním provedení, který bude instalován na střechu. Zde bude teplá voda připravována přednostně pomocí plynových kotlů. Bylo stanoveno, že jeden kotel bude 3× za den na 20 minut přepnut do režimu přípravy teplé vody. Po nahřátí zásobníku teplé vody bude opět v režimu dodávky otopné vody otopné soustavě.

Dále byly navrženy dimenze, materiály a tepelné izolace potrubí. Bylo provedeno hydraulické vyvážení soustavy vytápění i chlazení. Byly dále navrženy další komponenty, které musí být osazeny v technické místnosti.

Třetí část byla zaměřena na experimentální měření. Cílem měření, které bylo provedeno v laboratoři Fakulty stavební na Ústavu technického zařízení budov, bylo zjištění tlakové ztráty a chladicího výkonu stropního panelu. Bylo zjištěno, že tlaková ztráta panelu roste

exponenciálně s průtokem média panelem. Tato tlaková ztráta se při průtoku 2,0 l/min pohybuje kolem 37 kPa. Dále bylo zjištěno, že měrný chladicí výkon měřeného stropního panelu je při rozdílu střední teploty chladicí vody a teploty interiéru 10 K 25 W/m^2 . Tento výrobek v porovnání s ostatními podobnými výrobky na trhu disponuje menšími měrnými chladicími výkony. Pravděpodobně by panel dosahoval vyšších chladicích výkonů, kdyby byl instalován tak, aby se chlad nepředával do okolí horní stranou panelu v takové míře. Dá se očekávat, že v při instalaci v podhledu by panel dosahoval lepších výsledků. Pro zvýšení chladicího výkonu by bylo vhodné horní stranu panelu opatřit tepelnou izolací.

Literatura

1. POČINKOVÁ, Marcela. *Podlahové a Stěnové Vytápění, Stropní Chlazení*. 2. vydání. Brno: Computer Press, 2009. ISBN 978-80-251-2746-9.
2. BAŠTA, Jiří. *Velkoplošné Sálavé Vytápění*. Grada Publishing, a.s., 2010. ISBN 978-80-247-3524-5.
3. ZMRHAL, Vladimír. *Sálavé Chladicí Systémy*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04318-9.
4. *Velkoplošné vytápění (I)* [online] [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/3383-velkoplosne-vytapani-i>.
5. *Velkoplošné Sálavé Vytápění – Historie a Vývoj | FENIX* [online] [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://www.fenixgroup.cz/cs/aktuality/velkoplosne-salave-vytapani-historie-vyvoj>.
6. *Stěnové a stropní vytápění a chlazení - Gabotherm CZ* [online] [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.podlahovetopeni.cz/o-systemu-gabotherm/stenove-vytapani-a-chlazení/>.
7. *Velkoplošné vytápění (III)* [online] [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/3396-velkoplosne-vytapani-iii>.
8. CZECH, Uponor. *Uponor Zent Frenger Panely Prehled*. 2018. Dostupné také z: https://issuu.com/cz_uponor/docs/uponor-zent-frenger-panely-prehled.
9. GEOCORE. *Katalog – WOOD*. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.geocore.cz/usporne-chlazení-rodinne-domy/katalog-wood/>.
10. BAŠTA, Jiří; HOJER, Ondřej. *SÁLAVÉ A PRŮMYSLOVÉ VYTÁPĚNÍ PRO IB*. 2009. Dostupné také z: http://users.fs.cvut.cz/~bastajir/Basta_Hojer_Salave_a_prumyslove_vytapani.pdf.
11. CIHELKA, Jaromír. *Sálavé Vytápění* [online]. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1961 [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: <https://ndk.cz/view/uuid:3c820630-c3fb-11e5-b93e-005056827e52?page=uuid:0fbd6500-d4f3-11e5-964f-005056825209>.
12. RAMSPECK, Claire B; JAKOB, Frank E; KENNEDY, Stephen D; KNEBEL, David E; KOHLOSS, Frederick H; MCBRIDE, Merle F; MODERA, Mark P; NASSERI, Cyrus H; SHAVIT, Gideon; TREE, David R; WILLIAMS, Thomas H; WOODS, James E; MONTGOMERY, Ross D; PETERSON, Kent W. *ASHRAE STANDARDS COMMITTEE 2003-2004*. [N.d.], s. 30.
13. *Tepelná pohoda a nepohoda* [online] [cit. 2021-02-14]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/404-tepelna-pohoda-a-nepohoda>.

14. RUBINA, Aleš; BLASINSKI, Petr. *Okrajové Podmínky Návrhu Vzduchotechnických Systémů, Psychrometrie*. 2021.
15. FICKER, Tomáš. *Sálavé Otopné Systémy*. 2019.
16. *5 Benefits of Retrofitting a Radiant Ceiling Heating | FLEXIRO* [online] [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://flexiro.de/en/service/ceiling-heating/>.
17. *What Is PMV? What Is PPD? The Basics of Thermal Comfort* [online]. 2019-09-03 [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/blog/2019/09/what-is-pmv-ppd/>.
18. *Sálavé Chladicí Systémy | Národní Digitální Knihovna | Digitální Knihovna Kramerius* [online] [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: <https://ndk.cz/view/uuid:05bab9a0-f222-11e3-a2c6-005056827e51?page=uuid:1a7423f0-ff37-11e3-97de-5ef3fc9ae867>.
19. *Sálavé Systémy Vytápění a Chlazení - Operativní Te | Národní Digitální Knihovna | Digitální Knihovna Kramerius* [online] [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://ndk.cz/view/uuid:b031d480-705b-11e7-aab4-005056827e52?page=uuid:9f969f30-9210-11e7-a9a4-005056827e51>.
20. ZMRHAL, Vladimír. *Kapilární rohože v praktických aplikacích* [online] [cit. 2021-03-13]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/5574-kapilarni-rohoze-v-praktickych-aplikacich>.
21. HEIZ, Clina. *Capillary Tube Mats | Clina Heiz- Und Kühlelemente GmbH* [online] [cit. 2021-03-13]. Dostupné z: <https://www.clina.de/en/capillary-tube-mats>.
22. KOHOUT, Jan; CIGLER, Jiří; ŠIROKÝ, Jan; KOPECKÝ, Pavel. *Systémy tepelné aktivace betonového jádra a jejich využití pro zvýšení uživatelského komfortu budov* [online]. 2017-04-17 [cit. 2021-03-13]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/15628-systemy-tepelne-aktivace-betonoveho-jadra-a-jejich-vyuziti-pro-zvyseni-uzivatelskeho-komfortu-budov>.
23. ZMRHAL, Vladimír. *Sálavé chladicí systémy 2*. [Online]. 2009-06-02 [cit. 2021-03-13]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/technicka-zarizeni-budov/vetrani-a-klimatizace/salave-chladici-systemy-2>.
24. ZMRHAL, Vladimír. *Sálavé chladicí systémy (I)* [online] [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/3251-salave-chladici-systemy-i>.
25. FV - PLAST, a.s. *Stropní Chlazení - Technický Manuál*. 2019. Dostupné také z: <https://www.fv-plast.cz/media/cache/file/be/technical-manual-CZ.pdf>.
26. ZMRHAL, Vladimír. *Sálavé chladicí systémy (II)* [online] [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/3284-salave-chladici-systemy-ii>.
27. *Deklinace slunce v průběhu desetiletí* [online] [cit. 2021-11-06]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/denni-osvetleni-a-osluneni/8381-deklinace-slunce-v-prubehu-desetileti>.
28. BAŠTA, Jiří. *Podlahové vytápění (III)* [online] [cit. 2021-07-31]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/podlahove-vytapani/3449-podlahove-vytapani-iii>.
29. REINBERK, Zdeněk. *Výpočet tlakové ztráty třením v potrubí* [online] [cit. 2021-07-31]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/87-vypocet-tlakove-ztraty-trenim-v-potrubi>.

30. BAŠTA, Jiří. *Otopné Plochy*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02365-6.
31. IVAR.CS. *Technický List 59129-File-CSTL-IVAR.CS-553-VP*. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.ivarcs.cz/katalog/vytapeni-ivartrio/sestava-rozdelovac-sberac-pro-podlahove-vytapeni-vcetne-skrine-p140064/>.
32. *Výpočet tepelné ztráty potrubí s izolací* [online] [cit. 2021-10-03]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/44-vypocet-tepelne-ztraty-potrubu-s-izolaci>.
33. MULTIVAC. *Vzduchové Clony 2014*. 2014. Dostupné také z: www.multivac.cz.
34. RUBINA, Aleš; RUBINOVÁ, Olga; UHER, Pavel. *BT02 - TZB III Vzduchotechnika, Sbírka Příkladů*. Brno: Litera Brno, 2013. ISBN 80-903586-6-7.
35. DRAŽICE-STROJÍRNA S.R.O., Družstevní závody. *Návod k Obsluze a Instalaci - Zásobníkový Ohříváč Vody pro Svislou Montáž*. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.dzd.cz/ohrivace-a-zasobniky-teple-vody/elektricke/zavesne/okce#vice-informaci>.
36. PZP HEATING, a.s. *Split-Systémy Vzduch-Voda HPAW, Technické Informace – Projektový Podklad*. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.tepelna-cerpadla-pzp.cz/userfiles/files/06062019145946-PP-HPAW-26-CS-lq.pdf>.
37. *THERM EL 23 - Thermona* [online] [cit. 2021-10-10]. Dostupné z: <https://www.thermona.cz/elektrokotle/elektrokotle-standardni-rada/kotel-therm-el-23>.
38. DRAŽICE-STROJÍRNA S.R.O., Družstevní závody. *Dražice NAD 1000 v1* [online] [cit. 2021-10-10]. Dostupné z: <https://www.topenilevne.cz/drazice-nad-1000-v1-p19847/>.
39. DRAŽICE-STROJÍRNA S.R.O., Družstevní závody. *Dražice NAD 1000 v2 Izolace NE-ODUL LB PP 80mm* [online] [cit. 2021-10-10]. Dostupné z: <https://www.topenilevne.cz/drazice-nad-1000-v2-izolace-neodul-lb-pp-80mm-p43893/>.
40. *STAD – PN 25* [online] [cit. 2021-12-03]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/cs/product/stad-pn-25>.
41. TACONOVA. *TACOSSETTER BYPASS 100 - Vyvažovací Ventil*. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.taconova.com/cs/hydraulicke-vy vazovani/c/vy vazovaci-ventily/v/tacosetter-bypass>.
42. *VRG130 + ARA600 3-Point* [online] [cit. 2021-10-16]. Dostupné z: <https://www.esbe.eu/group/products/rotary-units/vrg130-ara600-3-point>.
43. ESBE. *Katalog - Výrobky pro Řízení Systémů Teplovodního Vytápění pro Každodenní Práci*. 2018. Dostupné také z: <https://www.esbe.cz/produkty/>.
44. IMI HYDRONIC, Engineering. *CV216/316 RGA - Standardní Regulační Ventily*. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www3.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/vyva%c5%beov%c3%a1n%c3%ad-regulace-a-pohony/regula%c4%8dn%c3%ad-ventily/standardn%c3%ad-regula%c4%8dn%c3%ad-ventily/CV216316-RGA/6ad3591c-35e3-4246-b50c-4cdae2ac1309>.
45. HENNLICH, s.r.o. *Katalogový List - Omezovače Průtoku BA, BB, BC (ENG)*. [N.d.]. Dostupné také z: <https://meres.hennlich.cz/produkty/mereni-a-regulace-prutoku-regulatory-omezovace-prutoku-1728/regulatory-prutoku-ba-bb-bc.html>.

46. ALPHA2 [online] [cit. 2021-12-02]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/cz/products/alpha/alpha2>.
47. MAGNA3 [online] [cit. 2021-12-02]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/cz/products/magna/magna3>.
48. Grundfos Product Center. Dimenzování a výběr čerpadel a čerpacích řešení [online] [cit. 2021-12-03]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/cz>.
49. REGULUS. Produktový List Expanzní Nádoby Aquafill HS. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.regulus.cz/cz/expanzni-nadoba-hs080>.
50. KORASMART 1300 - KORADO, a.s. - KORADO, a.s. [Online] [cit. 2021-10-23]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/produkty/vetraci-jednotky/korasmart-1300.html>.
51. REGULUS. Zásobník RBC 200 HP [online] [cit. 2021-10-23]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/zasobnik-rbc-200-hp>.
52. REGULUS. Technický List RBC 200 HP. 2021. Dostupné také z: <https://www.regulus.cz/cz/zasobnik-rbc-200-hp>.
53. Panther Condens: Závěsný plynový kondenzační kotel >> Protherm [online] [cit. 2021-10-23]. Dostupné z: <http://www.protherm.cz/pro-nase-zakazniky/produkty/kondenzacni-kotel-panther-condens-0.html>.
54. PROTHERM. Závěsné Plynové Kondenzační Kotle PantherCondens. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.protherm.cz/pro-nase-zakazniky/produkty/kondenzacni-kotel-panther-condens-0.html>.
55. REMKO. REMKO KWE 180 ASSEMBLY AND OPERATING INSTRUCTIONS MANUAL Pdf Download | ManualsLib [online] [cit. 2021-12-04]. Dostupné z: <https://www.manualslib.com/manual/1681957/Remko-Kwe-180.html>.
56. ETL-EKOTHERM, a.s. Hydraulický Vyrovnávač Dynamických Tlaků HVDT. ETL-Ekotherm a.s., [n.d.]. Dostupné také z: <https://www.etl.cz/katalog-vyrobku>.
57. YORK, Air-Conditioning Products. YHK Hydro Cassette. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.frigro.be/en/products/york-chillers/york-fan-coil-units/>.
58. IMI HYDRONIC, Engineering. TA-COMPACT-P - Kombinované Regulační a Vyvažovací Ventily pro Malé Koncové Jednotky. 2017. Dostupné také z: <https://www.imi-hydronic.com/cs/product/ta-compact-p>.
59. GABOTHERM. Stěnové a Stropní Vytápění/Chlazení. [N.d.]. Dostupné také z: <https://www.podlahovetopeni.cz/o-systemu-gabotherm/stenove-vytapeni-a-chlazení/>.
60. GABOTHERM Vícevrstvá Trubka 16x2 GT-MV | LIKOST [online] [cit. 2021-12-26]. Dostupné z: <https://www.likost.cz/trubky-pro-teplovodni-podlahove-vyta-gabotherm-vicevrstva-trubka-16x2-gt-mv-1m>.
61. GABOTHERM. Projekční a Montážní Dokumentace Gabotherm. 2021. Dostupné také z: <https://www.podlahovetopeni.cz/dokumenty-ke-stazeni/>.
62. AF Armaflex - Hadice | Technické Izolace | AZ FLEX [online] [cit. 2021-12-11]. Dostupné z: <https://www.azflex.cz/cs/eshop/kaucuk/af-hadice-af-armaflex-hadice>.
63. MAGNA3 25-40 N [online] [cit. 2021-11-11]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/cz/products/magna/magna3-n/magna3-25-40-n-97924336>.

64. *Data Logger ALMEMO® 5690 - Ahlborn Mess- Und Regelungstechnik GmbH* [online] [cit. 2022-01-01]. Dostupné z: https://www.ahlborn.com/en_UK/products/data-logger-almemo-5690.
65. *VFS - St.Steel* [online] [cit. 2022-01-01]. Dostupné z: https://www.grundfos.com/directsensors/products/flow_temperature/vfs/vfss.html.
66. *Teplotní Čidlo - Ponorné AHLBORN ALMEMO FPA710L27M10 - Ahlborn.Cz* [online] [cit. 2022-01-01]. Dostupné z: <https://www.ahlborn.cz/cidla-a-snimace/teplotni-cidlo-ponorne-ahlborn-almemo-fpa710l27m10.html>.
67. *Snímač tlaku FDA 602 L - Ahlborn Mess- und Regelstechnik GmbH* [online] [cit. 2022-01-01]. Dostupné z: https://www.ahlborn.com/de_DE/produkte/druckaufnehmer-fda-602-l.

Seznam tabulek

B2.1	Skladba podlahové konstrukce PDL1	45
B2.2	Skladba podlahové konstrukce PDL2	45
B2.3	Skladba podlahové konstrukce PDL3	46
B2.4	Skladba stropní konstrukce STR1	47
B2.5	Skladba stropní konstrukce STR2	47
B2.6	Skladba stropní konstrukce STR3	48
B2.7	Skladba střechy STR1	48
B2.8	Skladba střechy STR2	49
B2.9	Skladba venkovní stěny SO1	49
B2.10	Skladba venkovní stěny SO2	50
B2.11	Skladba venkovní stěny SO3	50
B2.12	Skladba vnitřní konstrukce SN1	51
B2.13	Skladba vnitřní konstrukce SN2	51
B2.14	Skladba vnitřní stěny SN3	52
B2.15	Skladba vnitřní stěny SN4	52
B2.16	Souhrnná tabulka součinitelů prostupu tepla U konstrukcí	53
B3.1	Tepelné ztráty objektu	58
B5.1	Souhrn navržených ploch a rozteče podlahového topení	67
B5.2	Skladba podlahové konstrukce v 1. NP	68
B5.3	Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m	68
B5.4	Návrhové parametry dle rozteče L	68
B5.5	Skladba podlahové konstrukce ve 2. NP	69
B5.6	Skladba podlahové konstrukce ve 2. NP	69
B5.7	Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m pro skladbu s vinylem	69
B5.8	Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m pro skladbu s keramickou dlažbou	69
B5.9	Návrhové parametry dle rozteče L - vinylová podlaha	70
B5.10	Návrhové parametry dle rozteče L - keramická dlažba	70
B5.11	Skladba podlahové konstrukce v předváděcí hale	70
B5.12	Vypočtené hodnoty U_A , U_B a m	70
B5.13	Návrhové parametry dle rozteče L	71
B5.14	Výpočet tlakových ztrát jednotlivých okruhů	74
B5.15	Hydraulické přednastavení otopné soustavy	76
B6.1	Navržené tloušťky tepelné izolace potrubí	77
B8.1	Celkové teplo - varianta I.	84
B9.1	Potřeba tepla	87

B9.2	Potřeba chladu	88
B10.1	Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS1	94
B10.2	Dimenzování větve V1	95
B10.3	Dimenzování odbočky větve V1	95
B10.4	Dimenzování větve V2	95
B10.5	Dimenzování větve V3	96
B10.6	Dimenzování větve V4	96
B10.7	Dimenzování větve V5	96
B10.8	Dimenzování odbočky větve V5	97
B10.9	Dimenzování úseku AN - RaS	97
B10.10	Dimenzování úseku TČ - AN	97
B10.11	Dimenzování odbočky k TČ	98
B10.12	Dimenzování úseku ELK - AN	98
B11.1	Vstupní údaje pro VV-1 u vzduchové clony	100
B11.2	Vstupní údaje pro VV-2 u RaS-1	102
B11.3	Vstupní údaje pro VV-3 na V1	102
B11.4	Vstupní údaje pro VV-4 na V3	102
B11.5	Vstupní údaje pro VV-5 u elektrokotle	103
B11.6	Nastavení vyvažovacích ventilů	103
B11.7	Vstupní údaje pro V1	105
B11.8	Vstupní údaje pro V2	105
B11.9	Vstupní údaje pro V5	105
B11.10	Seznam navržených třicestných směšovacích ventilů	106
B12.1	Vstupní údaje pro V1	110
B12.2	Vstupní údaje pro V2	111
B12.3	Vstupní údaje pro V3	112
B12.4	Vstupní údaje pro V4	113
B12.5	Vstupní údaje pro V5	114
B12.6	Vstupní údaje okruh TČ - AN	115
B12.7	Vstupní údaje okruh ELK - AN	116
B12.8	Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění - varianta I.	116
B13.1	Stanovení objemu vody v soustavě - zima, varianta I.	120
B15.1	Souhrnná tabulka roční potřeby tepla	129
B15.2	Souhrnná tabulka roční spotřeby elektrické energie	130
B16.1	Celkové teplo - varianta II.	132
B17.1	Potřeba tepla	135
B18.1	Potřebný průtok přírodní 60 °C otopné vody	138
B18.2	Dimenzování úseku HVDT - RaS-1	139
B18.3	Dimenzování úseku plynový kotel - HVDT	139
B18.4	Dimenzování odbočky k plynovému kotli	139
B18.5	Dimenzování větve přípravy teplé vody od plynového kotle	140

B18.6	Dimenzování větve V4 - vzduchotechnika	140
B19.1	Vstupní údaje pro VV-3 u plynového kotle	141
B19.2	Nastavení vyvažovacích ventilů - varianta II.	142
B19.3	Seznam navržených třicestných ventilů - varianta II.	142
B20.1	Vstupní údaje pro V1	143
B20.2	Vstupní údaje pro V2	144
B20.3	Vstupní údaje pro V4	145
B20.4	Vstupní údaje pro V5	146
B20.5	Vstupní údaje okruh PK - HVDT	146
B20.6	Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění variantu II.	147
B21.1	Stanovení objemu vody v soustavě - zima, varianta II.	150
B24.1	Souhrnná tabulka roční potřeby tepla	156
B24.2	Souhrnná tabulka roční spotřeby energie	157
B25.1	Parametry zvolených fancoilů	160
B25.2	Hladiny akustického výkonu fancoilů	160
B25.3	Návrh regulačních ventilů u fancoilů	163
B25.4	Dimenzování hlavní větve rozvodů do místnosti č. 102	166
B25.5	Dimenzování větve do místnosti č. 113	166
B25.6	Dimenzování větve do místnosti č. 114	167
B25.7	Dimenzování větve do místnosti č. 113	167
B25.8	Dimenzování odbočky v místnosti č. 201a	168
B25.9	Dimenzování odbočky v místnosti č. 201b	168
B26.1	Technické parametry panelu 625 × 2 000 mm KPI10	171
B26.2	Návrhové parametry panelu 625 × 2 000 mm KPI10	171
B26.3	Návrhové parametry jednoho segmentu	171
B26.4	Souhrnná tabulka chladicích okruhů	173
B27.1	Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS2	176
B27.2	Dimenzování chiller - AN	177
B27.3	Dimenzování AN - RaS2	177
B27.4	Dimenzování větve V1	177
B28.1	Navržené tloušťky tepelné izolace chladicího potrubí	179
B29.1	Vstupní údaje pro VV-1 u RaS3	180
B29.2	Vstupní údaje pro TSV1	180
B30.1	Vstupní údaje pro V1	182
B30.2	Vstupní údaje pro V2	183
B30.3	Vstupní údaje pro V3	184
B30.4	Vstupní údaje pro okruh chilleru	185
B30.5	Seznam navržených oběhových čerpadel pro chlazení	185
B31.1	Stanovení objemu vody v soustavě - léto, varianta II.	187

B32.1	Požizovací náklady - varianta I. a II.	190
C1.1	Klimatické poměry	192
C1.2	Vnitřní návrhové teploty v zimním období	193
C1.3	Souhrnná tabulka roční potřeby tepla	194
C1.4	Souhrnná tabulka roční spotřeby elektrické energie	194
C1.5	Klimatické poměry	194
C1.6	Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS1	196
C1.7	Navržené tloušťky tepelné izolace potrubí	197
C1.8	Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění	197
C1.9	Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS2	199
C1.10	Navržené tloušťky tepelné izolace chladicího potrubí	200
C1.11	Seznam navržených oběhových čerpadel pro chlazení	200
C2.1	Klimatické poměry	207
C2.2	Vnitřní návrhové teploty v zimním období	208
C2.3	Souhrnná tabulka roční spotřeby energie	209
C2.4	Klimatické poměry	209
C2.5	Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS1	211
C2.6	Navržené tloušťky tepelné izolace potrubí	212
C2.7	Seznam navržených oběhových čerpadel pro vytápění	212
C2.8	Seznam větví z rozdělovače a sběrače RaS2	214
C2.9	Navržené tloušťky tepelné izolace chladicího potrubí	215
C2.10	Seznam navržených oběhových čerpadel pro chlazení	215
D3.1	Měrné chladicí výkony stropních panelů při 26 °C a chladicí vodě 17/20 °C	235

Seznam obrázků

A1.1	Otopný had umístěný v omítce [6]	26
A1.2	Detail lamelového stropu [8]	27
A1.3	Sálavý panel Wood Geocore [9]	28
A1.4	Detail sálavého panelu Wood Geocore [9]	28
A1.5	Rozložení teplot po výšce v místnosti [2]	32
A1.6	Ukazatele PMV a PPD [17]	33
A2.1	Typy kapilárních rohoží [21]	36
A2.2	Dvoutrubkový systém zapojení [26]	39
A2.3	Třítrubkový systém zapojení [26]	39
A2.4	Čtyřtrubkový klasický a přepínací systém zapojení [26]	40
B4.1	Vnitřní tepelné zisky pro místnost č. 201a	62
B4.2	Vnější tepelné zisky pro místnost č. 201a	62
B4.3	Tepelná zátěž pro 21. červenec	63
B5.1	Ekvitermní křivka pro spád 36/28 °C	71
B5.2	Ekvitermní křivka pro spád 44/36 °C	72
B5.3	Rozdělovač a sběrač pro podlahové vytápění [31]	75
B5.4	Hydraulické charakteristiky rozdělovače a sběrače [31]	75
B6.1	Výpočet tloušťky tepelné izolace pro potrubí 28 × 1,5 mm [32]	78
B7.1	Parametry vzduchové clony PA 3520WLL	80
B7.2	Vzduchová clona PA 3520WLL Systemair	81
B8.1	Odběrová křivka teplé vody - varianta I.	84
B8.2	Zásobník teplé vody Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW [35]	85
B8.3	Parametry zásobníku teplé vody Dražice OKCE 100 NTR/2,2 kW [35]	86
B9.1	Tepelné čerpadlo HP3AW 30 SBR [36]	88
B9.2	Parametry tepelného čerpadla HP3AW 30 SBR [36]	89
B9.3	Proces odtávání tepelného čerpadla [36]	90
B9.4	Návrh výkonu bivalentního zdroje	90
B9.5	Elektrokotel THERM EL 23 [37]	91
B9.6	Technické parametry elektrokotle THERM EL 23 [37]	91
B9.7	Akumulační nádrž Dražice NAD [38]	92
B9.8	Technické parametry akumulčních nádrží Dražice NAD [38]	92
B9.9	Tepelná izolace pro akumulční nádrž Dražice NAD [39]	93
B11.1	Vyvažovací ventil STAD [40]	99

B11.2	Vyvažovací ventil TacoSetter Bypass [41]	99
B11.3	Diagram tlakové ztráty VV-1, $k_v = 17,0$ [41]	100
B11.4	Návrhový diagram vyvažovacího ventilu STAD [40]	101
B11.5	Parametry vyvažovacího ventilu STAD [40]	102
B11.6	Servopohon ARA 661 [42]	103
B11.7	Návrhový diagram pro třicestný směšovací ventil VRx [43]	104
B11.8	Parametry třicestného směšovacího ventilu VRG131 [43]	104
B11.9	Dvoucestný regulační ventil CV216 RGA se servopohonem [44]	106
B11.10	Technické parametry dvoucestného regulačního ventilu CV216 RGA a servopohonu [44]	107
B11.11	Regulátor průtoku BA Hennlich s.r.o. [45]	107
B11.12	Technické parametry regulátoru průtoku BA Hennlich s.r.o. [45]	108
B12.1	Oběhové čerpadlo Grundfoss ALPHA2 [46]	109
B12.2	Oběhové čerpadlo Grundfoss MAGNA3 [47]	109
B12.3	Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-80 180 pro V1 [48]	110
B12.4	Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V2 [48]	111
B12.5	Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V3 [48]	112
B12.6	Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V4 [48]	113
B12.7	Křivka oběhového čerpadla ALPHA2 15-80 130 pro V5 [48]	114
B12.8	Křivka oběhového čerpadla Grundfos MAGNA3 25-60 D pro tepelné čerpadlo [48]	115
B12.9	Křivka oběhového čerpadla elektrokotle	116
B13.1	Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro vytápění - varianta I.	117
B13.2	Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro chlazení - varianta I.	118
B13.3	Expanzní nádoba AQUAFILL HS080 [49]	120
B14.1	Lokální větrací jednotka KORASMART 1300 [50]	123
B16.1	Odběrová křivka teplé vody - varianta II.	133
B16.2	Zásobník teplé vody Regulus RBC 200 HP [51]	133
B16.3	Parametry zásobníku teplé vody Regulus RBC 200 HP [52]	134
B17.1	Plynový kotel Panther Condens 30 KKO [53]	136
B17.2	Technické parametry plynového kotle Panther Condens 30 KKO [54]	136
B17.3	Výkonová křivka pro chiller KWE 300 [55]	137
B17.4	Chiller KWE 300 od firmy REMKO [55]	137
B19.1	Přepínací ventil VRG230 ESBE [43]	142
B20.1	Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-80 180 pro V1 [48]	143
B20.2	Křivka oběhového čerpadla Grundfos ALPHA2 25-50 180 pro V2 [48]	144
B20.3	Křivka oběhového čerpadla Grundfos MAGNA3 25-40, D pro V4	145
B20.4	Křivka oběhového čerpadla ALPHA2 15-80 130 pro V5 [48]	146
B20.5	Křivka oběhového čerpadla plynového kotle Panther Condens 30 KKO	147
B21.1	Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro vytápění - varianta II.	148
B21.2	Kombinovaný rozdělovač a sběrač pro chlazení - varianta II.	149

B21.3	HVDT ETL typ 63B [56]	149
B21.4	HVDT ETL typ 63B [56]	150
B21.5	Expanzní nádoba AQUAFILL HS025 [49]	151
B22.1	Předběžný návrh odvodu spalin [54]	152
B23.1	Lokální větrací jednotka KORASMART 1300 [50]	153
B25.1	Návrhové parametry fancoilové jednotky YHK Hydro Cassette [57] . . .	159
B25.2	Výkonové parametry fancoilové jednotky YHK Hydro Cassette [57] . .	160
B25.3	Fancoilová jednotka YHK Hydro Cassette [57]	161
B25.4	Posouzení vlhkosti v m. č. 102	162
B25.5	Regulační ventil TA-COMPACT-P [58]	163
B25.6	Technický popis regulačního ventilu TA-COMPACT-P [58]	164
B25.7	Technický popis regulačního ventilu TA-COMPACT-P [58]	164
B26.1	Parametry chladicích panelů KPI10 [59]	169
B26.2	Vícevrstvá GT-MV trubka Gabotherm [60]	170
B26.3	Diagram výkonů pro systém KPI10 [59]	170
B26.4	Rozdělovač a sběrač Gabotherm - nastavení regulačního ventilu [61] . .	172
B26.5	Rozdělovač a sběrač Gabotherm - tlaková ztráta [61]	174
B26.6	Stanovení teploty rosného bodu	175
B28.1	Tepelná izolace Armaflex AF [62]	178
B30.1	Oběhové čerpadlo ALPHA2 25-40 130 pro V1 [63]	182
B30.2	Oběhové čerpadlo MAGNA3 25-60 D pro V2 [63]	183
B30.3	Oběhové čerpadlo MAGNA3 25-40 D pro V3 [63]	184
B30.4	Oběhové čerpadlo MAGNA3 32-60 D pro okruh chilleru [63]	185
D1.1	Pohled na stropní panel shora	223
D1.2	Instalace stropního panelu	223
D1.3	Schéma zapojení a snímané veličiny soustavy	224
D1.4	Schéma snímaných veličin na povrchu panelu	224
D1.5	Zapojení v laboratoři	225
D1.6	Snímané veličiny na stropním panelu	225
D1.7	Ústředna Almemo 5690-2 Ahlborn [64]	226
D1.8	Snímač průtoku VSF Grundfos [65]	227
D1.9	Teplotní čidlo FPA 710 L27M10 Ahlborn [66]	227
D1.10	Snímač tlaku FDA 602-L Ahlborn [67]	228
D2.1	Tlaková ztráta měřeného panelu	230
D2.2	Měrný chladicí výkon stropního panelu	231
D2.3	Chladicí výkon stropního panelu	232
D2.4	Dodávka chladu do stropního panelu	233
D2.5	Účinnost stropního panelu v režimu chlazení	233
D2.6	Náběh chladicího stropního panelu	234

Seznam symbolů a zkratek

Symbol	Význam	Jednotka
a	azimut Slunce	$^{\circ}$
A	plocha podlahového vytápění	m^2
A_g	podlahová plocha	m^2
A_k	plocha konstrukce	m^2
a_n	tloušťka jednotlivých vrstev konstrukce	m
A_0	plocha sedla pojistného ventilu	mm^2
b_n	tloušťka jednotlivých vrstev konstrukce	m
B'	charakteristické číslo	m
c	měrná tepelná kapacita teplonosné látky	$J/(kgK)$
c_o	korekce na čistotu atmosféry	–
c_{ok}	hloubka okna vzhledem k horní stínící desce	m
c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu	$J/(kgK)$
c_1	součinitel současnosti	–
c_2	zbytkový součinitel	–
d	tloušťka vrstvy	m
D	počet denostupňů	–
d_e	vnější profil potrubí	m
d_i	vnitřní průměr potrubí	m
d_{ok}	hloubka okna	m
e	součinitel vlivu přerušovaného vytápění	–
E_{CLONY}	roční potřeba tepla pro vzduchové clony	MWh/rok
$E_{CLONY,sk}$	roční spotřeba elektrické energie pro vzduchové clony	MWh/rok
E_{ELK}	roční potřeba tepla pro bivalentní zdroj	MWh/rok
$E_{ELK,sk}$	roční spotřeba elektrické energie pro bivalentní zdroj	MWh/rok
E_{TV}	roční potřeba tepla pro přípravu teplé vody	MWh/rok
$E_{TV,sk}$	roční spotřeba elektrické energie pro přípravu teplé vody	MWh/rok
E_{VYT}	roční potřeba tepla pro vytápění	MWh/rok
$E_{VYT,sk}$	roční spotřeba elektrické energie pro vytápění	MWh/rok
E_{VZT}	roční potřeba tepla pro vzduchotechniku	MWh/rok
$E_{VZT,sk}$	roční spotřeba elektrické energie pro vzduchotechniku	MWh/rok
e_1	délka stínů od okraje slunolamu	m
e_2	délka stínů od okraje slunolamu	m
f	svislý odstup od slunolamu	m
$f_{iae,k}$	teplotní opravný činitel	–

$f_{ie,k}$	teplotní opravný činitel	–
$f_{ig,k}$	teplotní opravný činitel	–
f_{i-z}	poměr mezi minimálním objemovým průtokem místnosti a výsledným objemovým průtokem vzduchu zóny	–
$f_{GW,k}$	opravný činitel zohledňující vliv spodní vody	–
F_{rn}	poměry osálení mezi plochou S_n a člověkem S_r	–
$f_{U,k}$	opravný činitel zohledňující další vlivy, které nejsou zohledněny v součiniteli prostupu tepla	–
$f_{\Phi_{ann}}$	opravný činitel zohledňující vliv změny venkovní teploty v průběhu roku	–
g	vodorovný odstup od slunolamu	m
$G_{\Phi,air,i}$	výškový teplotní gradient	K/m
h	výška Slunce nad obzorem	°
H	výška zasklené části okna	m
h_k	rozdíl střední výšky konstrukce a výšky podlahy	m
$h_{occup,i}$	výška uživatelské zóny	m
H_T	měrná ztráta prostupem	W/K
$H_{T,ie}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného do venkovního prostředí	W/K
$H_{T,ia}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného do sousedního vytápěného prostředí	W/K
$H_{T,iae}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného do venkovního prostředí přes nevytápěné prostory	W/K
$H_{T,ig}$	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného prostředí do zeminy	W/K
H_V	měrná ztráta větráním	W/K
I_o	celková intenzita sluneční radiace	W/m ²
$I_{o,dif}$	intenzita difúzní sluneční radiace	W/m ²
k	konstanta závislá na stavu syté vodní páry	kW/mm ²
k_v	průtokový součinitel	m ³ /h
l	délka otopného hadu	m
L	šířka zasklené části okna	m
m	součinitel m neboli charakteristické číslo podlahy	m ⁻¹
M	hmotnostní průtok	kg/h
M_o	číslo měsíce	–
n_t	počet řad trubek otopného hadu	–
n	koeficient tepelné roztažnosti	–
p	tepelná produkce do okolí	–
P	obvod na hranici venkovního prostředí	m
p_d	nejnižší provozní přetlak	kPa
p_{ddov}	nejnižší dovolený provozní přetlak	kPa
p_h	nejvyšší provozní přetlak	kPa
p_{hdov}	nejvyšší dovolený provozní přetlak	kPa
P_{sv}	příkon svítidla	W
q_A	měrný tepelný tok z povrchu konstrukce	W/m ²
Q_A	tepelný výkon podlahového vytápění	W

q_B	měrný tepelný tok z povrchu konstrukce do nevytápěných prostor	W/m^2
Q_{celk}	celková tepelná ztráta prostupem a větráním	W
Q_p	pojistný výkon	kW
Q_t	teplo odebrané	W
Q_{TECH}	tepelný výkon pro technologie	kW
Q_{TV}	tepelný výkon pro přípravu teplé vody	kW
Q_{TZ}	tepelný výkon pro vytápění	kW
$Q_{T,i}$	celková tepelná ztráta prostupem vytápěného prostoru	W
$q_{v,env,i}$	objemový průtok venkovního vzduchu přiváděného do místnosti obálkou budovy	m^3/h
$Q_{v,i}$	celková tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	W
$q_{v,leak,i}$	objemový průtok venkovního vzduchu přiváděného do místnosti netěsnostmi a vzduchotechnikou	m^3/h
$q_{v,min,i}$	minimální objemový průtok vzduchu v místnosti	m^3/h
$q_{v,open,i}$	objemový průtok venkovního vzduchu přiváděného do místnosti neuzavíratelnými otvory v konstrukci	m^3/h
$q_{v,techn,i}$	objemový průtok přiváděný do místnosti pro technologii	m^3/h
$q_{v,transfer}$	objemový průtok přestupující do místnosti ze sousední místnosti	m^3/h
Q_{VZT}	tepelný výkon pro větrání	kW
Q_z	teplo ztracené	W
$Q_{Z,Z}$	produkce tepla do okolí v zimě	kW
R	měrná ztráta třením	Pa/m
R_{se}	odpor při přestupu tepla na vnější straně	m^2K/W
R_{si}	odpor při přestupu tepla na vnitřní straně	m^2K/W
R_T	odpor při prostupu tepla konstrukcí	m^2K/W
s	stínící součinitel	-
S_o	plocha okna	m^2
S_{os}	osluněný povrch okna	$[m^2]$
t_a	vnitřní teplota vzduchu	$^{\circ}C$
t_e	venkovní teplota	$^{\circ}C$
t_i	vnitřní výpočtová teplota	$^{\circ}C$
t_{iA}	výpočtová teplota v místnosti nad konstrukcí	$^{\circ}C$
t_{iB}	výpočtová teplota na druhé straně konstrukce	$^{\circ}C$
t_m	střední teplota otopné vody	$^{\circ}C$
T_n	teploty povrchů okolních ploch	K
t_p	střední povrchová teplota	$^{\circ}C$
t_{pA}	povrchová teplota na vnitřní straně konstrukce	$^{\circ}C$
t_{pB}	povrchová teplota na vnější straně konstrukce	$^{\circ}C$
t_r	střední radiační teplota	$^{\circ}C$
t_s	střední teplota v proložené rovině	$^{\circ}C$
t_1	teplota studené vody	$^{\circ}C$
T_1	teplota přívodní otopné vody	$^{\circ}C$
t_2	teplota teplé vody	$^{\circ}C$
T_2	teplota vratné otopné vody	$^{\circ}C$
U	součinitel prostupu tepla	$W/(m^2K)$

U_A	součinitel prostupu tepla směrem do vytápěného prostoru	kW
U_B	součinitel prostupu tepla směrem z vytápěného prostoru	kW
$U_{equiv,k}$	ekvivalentní součinitel prostupu tepla konstrukcí v kontaktu se zemínou	W/(m ² K)
U_k	součinitel prostupu tepla konstrukce	W/(m ² K)
U_o	součinitel prostupu tepla izolovaného potrubí	W/(m ² K)
U_{ok}	součinitel prostupu tepla oknem	W/(m ² K)
$U_{o,193/2007}$	součinitel prostupu tepla izolovaného potrubí dle vyhlášky 193/2007 Sb.	W/(m ² K)
V	objemový průtok	l/h
V_e	expanzní objem	m ³
V_o	objem vody v soustavě	m ³
V_Z	objem zásobníku	m ³
w	rychlost proudění teplonosné látky	m/s
z	hloubka horní hrany zeminy pod úroveň terénu	m
α_A	součinitel přestupu tepla na příslušné straně	W/(m ² K)
α_B	součinitel přestupu tepla na příslušné straně	W/(m ² K)
α_k	součinitel přestupu tepla konvekce	W/(m ² K)
α_p	součinitel přestupu tepla na povrchu otopné plochy	W/(m ² K)
α_s	součinitel přestupu tepla sáláním	W/(m ² K)
α_v	výtokový součinitel pojistného ventilu	–
γ	azimut kolmé stěny	°
δ	sluneční deklinace	°
Δt	rozdíl teplot přívodu a vratu	K
Δp	celková tlaková ztráta	Pa
Δp_{dis}	dispoziční přetlak větve	kPa
Δp_λ	tlaková ztráta třením	Pa
Δp_ξ	tlaková ztráta místními odpory	Pa
ΔU_{tbk}	přirážka na vliv tepelných vazeb	W/(m ² K)
ϵ	součinitel nesoučasnosti infiltrace	–
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/(mK)
Λ_a	tepelná propustnost vrstev nad trubkami	W/(m ² K)
Λ_b	tepelná propustnost vrstev pod trubkami	W/(m ² K)
λ_d	součinitel tepelné vodivosti materiálu, ve kterém jsou umístěny trubky	W/(mK)
λ_n	tepelná vodivost materiálu příslušné vrstvy	W/(m ² K)
λ_R	součinitel třecí ztráty	–
μ	výtokový součinitel	–
ρ	hustota vzduchu	kg/m ³
ρ_e	hustota vzduchu v exteriéru	kg/m ³
ρ_i	hustota vzduchu v interiéru	kg/m ³
τ	sluneční čas	°
$\Phi_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota	°C
$\Phi_{int,i}^*$	průměrná vnitřní povrchová teplota	°C
Φ_e	venkovní výpočtová teplota	°C
$\Phi_{rec,z}$	teplota přívodního vzduchu za zpětným získáváním tepla	°C

$\Delta\Phi_{surf,i}$	opravná hodnota zohledňující rozdíl mezi teplotou vzduchu a povrchovou teplotou	K
$\Phi_{v,i}$	tepelná ztráta větráním místnosti	W
Φ_x	teplota sousedního prostoru	°C
ξ	součinitel místního odporu	–
ξ_ϕ	součinitel místního odporu oblouku	–

Zkratka **Význam**

<i>AN</i>	<i>Akumulační nádoba</i>
<i>ELK</i>	<i>Elektrokotel</i>
<i>EN</i>	<i>Expanzní nádoba</i>
<i>PK</i>	<i>Plynový kotel</i>
<i>RaS</i>	<i>Rozdělovač a sběrač</i>
<i>TČ</i>	<i>Tepelné čerpadlo</i>

Seznam příloh

Příloha A: Výpočet tepelné ztráty prostupem

Příloha B: Dimenzování potrubí chladicích stropů

Příloha C: Projektová dokumentace



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

PŘÍLOHA A

VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT OBJEKTU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vendula Kohlová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARCELA POČINKOVÁ, Ph.D.

BRNO 2022

Ozn. místnosti	Název místnosti	$\theta_{int,i}$						
		[°C]						
101	Foyer + schodiště	15						
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	53,42	0,18	9,55	1,45	0,37	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						5,07		
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k	U_k	ΔU_B	$f_{U,k}$	$f_{ie,k}$	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[-]	[-]	[W/K]	
S03	Venkovní stěna	23,85	0,89	0,02	1,00	1,00	21,70	
$H_{T,ie} = \sum\{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]						21,70		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	63,33	1,15	-0,17	-12,10			
DN1	Vnitřní dveře	9,60	2,00	-0,17	-3,20			
SN1	Vnitřní nosná stěna	1,80	1,40	-0,17	-0,42			
DN2	Vnitřní dveře	3,00	1,40	-0,17	-0,70			
STR1	Stropní konstrukce	53,42	0,37	-0,17	-3,29			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					-19,71			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]		[W]			
15	-15	30	7,07		212,0			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	θ_{priv}	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
15	-15	20	156,4	65,5	9,4	1	0,03	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						95,7		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						-111,3		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						-15,6		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
102	Zasedací místnost		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k [m ²]	$U_{equiv,k}$ [W/(m ² .K)]	$A_k \cdot U_{equiv,k}$ [W/K]	$f_{\theta_{ann}}$ [-]	$f_{ig,k}$ [-]	$f_{GW,k}$ [-]	
PDL1	Podlaha na zemině	17,76	0,18	3,17	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						2,10		
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	ΔU_B	$f_{U,k}$ [-]	$f_{ie,k}$ [-]	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$ [W/K]	
SO3	Venkovní stěna	28,46	0,89	0,02	1,00	1,00	25,90	
$H_{T,ie} = \sum\{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]						25,90		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	$f_{ia,k}$ [-]	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$ [W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	27,73	1,15	0,14	4,54			
DN1	Vnitřní dveře	2,00	2,00	0,14	0,57			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					5,11			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]		[W]			
20	-15	35	33,12		1159,1			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	56,8	240,0	3,4	1	0,03	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						40,6		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						40,6		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
103	Technická místnost		15					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	20,92	0,18	3,74	1,45	0,37	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]							1,99	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN1	Vnitřní nosná stěna	31,04	0,35	-0,17	-1,81			
SN2	Vnitřní nosná stěna	15,88	1,15	-0,17	-3,03			
STR1	Stropní konstrukce	20,92	0,48	-0,17	-1,67			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					-6,51			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$				
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]	[W]				
15	-15	30	-4,52	-135,6				
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
15	-15	20	58,1	29,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						-49,4		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						-49,4		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
104	Kuchyňka		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	4,84	0,18	0,86	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						0,57		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	14,00	1,15	0,14	2,29			
DN1	Vnitřní dveře	2,00	1,10	0,14	0,31			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]						2,61		
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		3,18	111,3			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	15,5	7,7	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\Theta_{int,i}$					
			[°C]					
105	Bezbariérové WC		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta ann}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	3,98	0,18	0,71	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta ann} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]							0,47	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílne teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	3,92	1,15	0,14	0,64			
DN1	Vnitřní dveře	2,00	1,69	0,14	0,48			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					1,13			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\Theta_{int,i}$	Θ_e	$\Theta_{int,i} - \Theta_e$	$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]		[W]			
20	-15	35	1,60		55,9			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\Theta_{int,i}$	Θ_e	$\Theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	11,1	75,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]							0,0	
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]							0,0	
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]							0,0	

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
106	WC muži		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	1,98	0,18	0,35	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						0,23		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	3,20	1,15	0,14	0,52			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					0,52			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		0,76	26,5			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	5,5	50,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
107	Předstřň toalet - muži		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	6,23	0,18	1,11	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]							0,74	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílne teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN3	Vnitřní nenosná stěna	5,05	1,69	0,14	1,22			
DN1	Vnitřní dveře	1,60	2,00	0,14	0,46			
SN2	Vnitřní nosná stěna	10,04	1,15	0,14	1,64			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					3,32			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]		[W]			
20	-15	35	4,06		142,1			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	θ_{priv}	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	17,4	55,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti	$\theta_{int,i}$						
		[°C]						
108	WC ženy	20						
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	2,50	0,18	0,45	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						0,30		
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		0,30	10,4			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	7,0	50,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
109	Předsín toalet - ženy		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta ann}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	2,69	0,18	0,48	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta ann} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						0,32		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN3	Vnitřní nenosná stěna	1,81	1,69	0,14	0,44			
DN1	Vnitřní dveře	1,60	2,00	0,14	0,46			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					0,90			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$				
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]	[W]				
20	-15	35	1,21	42,5				
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	7,5	25,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
111	Chodba		15					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	2,22	0,18	0,40	1,45	0,37	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]							0,21	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	1,61	1,15	-0,17	-0,42			
DN1	Vnitřní dveře	6,60	2,00	-0,17	-2,20			
SN3	Vnitřní nenosná stěna	11,91	1,69	-0,17	-3,36			
STR1	Stropní konstrukce	2,22	1,69	-0,17	-0,63			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]							-0,63	
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
15	-15	30		-0,42	-12,5			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
15	-15	20	6,2	2,9	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\phi_{inf,i}$ [W]							0,0	
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\phi_{nv,i}$ [W]							-4,8	
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\phi_{v,i}$ [W]							-4,8	

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
112	Úklidová místnost		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta ann}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	3,05	0,18	0,55	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta ann} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]							0,36	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis		A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$		
			[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]		
DN1	Vnitřní dveře		1,60	2,00	0,14	0,46		
SN3	Vnitřní nenosná stěna		5,05	1,69	0,14	1,22		
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]						1,68		
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		2,04	71,4			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	8,5	50,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
113	Kancelář		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k [m ²]	$U_{equiv,k}$ [W/(m ² ·K)]	$A_k \cdot U_{equiv,k}$ [W/K]	$f_{\theta ann}$ [-]	$f_{ig,k}$ [-]	$f_{GW,k}$ [-]	
PDL1	Podlaha na zemině	36,78	0,18	6,57	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta ann} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						4,36		
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² ·K)]	ΔU_B [W/K]	$f_{U,k}$ [-]	$f_{ie,k}$ [-]	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$ [W/K]	
SO1	Venkovní stěna	8,76	0,19	0,02	1,00	1,00	1,81	
OZ2	Okno plastové	9,00	1,00		1,00	1,00	9,00	
$H_{T,ie} = \sum\{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]						10,81		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² ·K)]	$f_{ia,k}$ [-]	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$ [W/K]			
SN1	Vnitřní nosná stěna	5,45	0,35	0,06	0,11			
SN2	Vnitřní nosná stěna	1,98	1,15	0,14	0,33			
DN1	Vnitřní dveře	3,80	1,10	0,14	0,60			
DN2	Vnitřní dveře	2,00	1,40	0,06	0,16			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]						1,19		
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		16,35	572,4			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	103,3	120,0	4,1	1	0,02	1
Návrhová tepelná ztráta infilrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						49,2		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						49,2		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
114	Kancelář		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta ann}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	35,19	0,18	6,29	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta ann} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]							4,17	
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k	U_k	ΔU_B	$f_{U,k}$	$f_{ie,k}$	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]		[-]	[-]	[W/K]	
SO1	Venkovní stěna	35,74	0,19	0,02	1,00	1,00	7,37	
OZ2	Okno plastové	9,00	1,00		1,00	1,00	9,00	
$H_{T,ie} = \sum\{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							16,37	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	10,66	1,15	0,14	1,75			
DN1	Vnitřní dveře	2,00	2,00	0,14	0,57			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					2,32			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$				
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]	[W]				
20	-15	35	22,85	799,9				
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	θ_{priv}	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	90,6	60,0	3,6	1	0,02	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]							43,1	
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]							0,0	
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]							43,1	

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
115	Technická místnost		15					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta_{ann}}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL1	Podlaha na zemině	33,36	0,18	6,09	1,45	0,37	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						3,24		
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k	U_k	ΔU_B	$f_{U,k}$	$f_{ie,k}$	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]		[-]	[-]	[W/K]	
SO2	Venkovní stěna	13,21	0,22	0,02	1,00	1,00	3,19	
$H_{T,ie} = \sum\{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]						3,19		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
SN1	Vnitřní nosná stěna	15,78	0,35	-0,17	-0,92			
SN4	Vnitřní nenosná stěna	29,76	0,80	-0,17	-3,97			
DN1	Vnitřní dveře	1,80	2,00	-0,17	-0,60			
STR2	Stropní konstrukce	33,36	0,78	-0,17	-4,36			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					-9,85			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]		[W]			
15	-15	30	-3,42		-102,5			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
15	-15	3	87,7	43,5	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infilrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						177,5		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						177,5		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
116	Předváděcí hala		20					
Stanovení vstupních veličin pro výšku místnosti nad 5 m k exteriéru								
Označení	f_1	f_2	$f_{ix,k}$	$\theta_{int,k}^*$	θ_{int}	$G_{\theta air,i}$	h_k	$\Delta\theta_{surf,k}$
	[-]	[-]	[-]	[°C]	[°C]	[K/m]	[m]	[°C]
SO2	1,00	0,06	1,06	22,1	20	0,2	2,7	1,5
OZ3	1,00	0,05	1,05	21,7	20	0,2	1,7	1,5
DO2	1,00	0,06	1,06	21,9	20	0,2	2,0	1,5
STR2	1,00	0,09	1,09	23,0	20	0,2	5,3	1,5
Stanovení vstupních veličin pro výšku místnosti nad 5 m k sousední místnosti								
Označení	f_1	f_2	$f_{ix,k}$	$\theta_{int,k}^*$	θ_{int}	$G_{\theta air,i}$	h_k	$\Delta\theta_{surf,k}$
	[-]	[-]	[-]	[°C]	[°C]	[K/m]	[m]	[°C]
SN1	0,14	0,06	0,21	22,1	20	0,2	2,7	1,5
DN2	0,14	0,06	0,20	21,9	20	0,2	2,0	1,5
SN4	0,14	0,05	0,19	21,5	20	0,2	1,1	1,5
DN1	0,14	0,05	0,19	21,5	20	0,2	1,0	1,5
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty zeminou								
Označení	Popis	A_k	$U_{equiv,k}$	$A_k \cdot U_{equiv,k}$	$f_{\theta ann}$	$f_{ig,k}$	$f_{GW,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² .K)]	[W/K]	[-]	[-]	[-]	
PDL2	Podlaha na zemině	280,95	0,18	51,33	1,45	0,46	1,00	
$H_{T,ig} = f_{\theta ann} \cdot \sum(A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$ [W/K]						34,02		
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k	U_k	ΔU_B	$f_{U,k}$	$f_{ie,k}$	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² .K)]	[W/K]	[-]	[-]	[W/K]	
SO2	Venkovní stěna	262,58	0,22	0,02	1,00	1,06	67,49	
OZ3	Okno plastové	22,35	1,00		1,00	1,05	23,56	
DO2	Sekční vrata	16,00	1,20		1,00	1,06	20,31	
STR2	Střešní kce	294,03	0,15	0,02	1,00	0,09	4,71	
$H_{T,ie} = \sum\{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]						116,06		
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² .K)]	[-]	[W/K]			
SN1	Vnitřní nosná stěna	22,65	0,35	0,21	1,64			
DN2	Vnitřní dveře	3,00	1,40	0,20	0,84			
SN4	Vnitřní nenosná stěna	29,76	0,80	0,19	4,54			
DN1	Vnitřní dveře	1,80	2,00	0,19	0,68			
STR2	Stropní konstrukce	33,36	0,78	0,19	4,96			
$H_{T,ia} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					12,67			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]		[W]			
20	-15	35	162,76		5696,5			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	θ_{priv}	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	1490,4	750,0	89,4	1	0,03	1
Návrhová tepelná ztráta infilrací $\Phi_{inf,i}$ [W]					1064,2			
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]					0,0			
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]					1064,2			

Ozn. místnosti	Název místnosti	$\theta_{int,i}$						
		[°C]						
201a	Open space kancelář	20						
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	ΔU_B	$f_{U,k}$ [-]	$f_{ie,k}$ [-]	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$ [W/K]	
S01	Venkovní stěna	74,39	0,19	0,02	1,00	1,00	15,34	
OZ1	Okno plastové	3,18	1,10		1,00	1,00	3,50	
OZ2	Okno plastové	48,00	1,00		1,00	1,00	48,00	
PDL3	Podlaha nad ext.	18,00	0,15	0,02	1,00	1,00	3,05	
STR1	Střecha plochá	120,41	0,14	0,02	1,00	1,00	18,85	
$H_{T,ie} = \sum \{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							88,75	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílne teploty								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	$f_{ia,k}$ [-]	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$ [W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	21,44	1,15	0,14	3,51			
DN1	Vnitřní dveře	2,00	2,00	0,14	0,57			
STR1	Stropní konstrukce	36,64	0,48	0,14	2,50			
$H_{T,ia} = \sum (A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]							6,59	
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]		[W]			
20	-15	35	95,33		3336,6			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	385,3	300,0	38,5	1	0,05	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						458,5		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						458,5		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
201b	Jednací místnost		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k	U_k	ΔU_B	$f_{U,k}$	$f_{ie,k}$	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]		[-]	[-]	[W/K]	
SO1	Venkovní stěna	19,68	0,19	0,02	1,00	1,00	4,06	
STR1	Střecha plochá	33,00	0,14	0,02	1,00	1,00	5,17	
$H_{T,ie} = \sum \{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							9,23	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k	U_k	$f_{ia,k}$	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$			
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[-]	[W/K]			
ON1	Okno vnitřní plastové	3,84	1,50	0,14	0,82			
STR1	Stropní konstrukce	27,88	0,48	0,14	1,90			
$H_{T,ia} = \sum (A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]					2,73			
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$				
[°C]	[°C]	[°C]	[W/K]	[W]				
20	-15	35	11,95	418,4				
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	θ_{priv}	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	105,6	180,0	6,3	1	0,03	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\phi_{inf,i}$ [W]							75,4	
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\phi_{nv,i}$ [W]							0,0	
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\phi_{v,i}$ [W]							75,4	

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
203	WC muži		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	ΔU_B	$f_{U,k}$ [-]	$f_{ie,k}$ [-]	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$ [W/K]	
STR1	Střecha plochá	1,80	0,14	0,02	1,00	1,00	0,28	
$H_{T,ie} = \sum \{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							0,28	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	$f_{ia,k}$ [-]	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$ [W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	3,20	1,15	0,14	0,52			
$H_{T,ia} = \sum (A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]							0,52	
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		0,81	28,2			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	5,0	50,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]							0,0	
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]							0,0	
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]							0,0	

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
204	Předsíň toalet - muži		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	ΔU_B	$f_{U,k}$ [-]	$f_{ie,k}$ [-]	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$ [W/K]	
STR1	Střecha plochá	5,31	0,14	0,02	1,00	1,00	0,83	
$H_{T,ie} = \sum \{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							0,83	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	$f_{ia,k}$ [-]	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$ [W/K]			
SN2	Vnitřní nosná stěna	9,44	1,15	0,14	1,55			
$H_{T,ia} = \sum (A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]							1,55	
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		2,38	83,2			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	14,9	55,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\phi_{inf,i}$ [W]							0,0	
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\phi_{nv,i}$ [W]							0,0	
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\phi_{v,i}$ [W]							0,0	

Ozn. místnosti		Název místnosti					$\theta_{int,i}$	
205		Předsíň toalet - ženy					[°C]	
							20	
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k	U_k	ΔU_B	$f_{U,k}$	$f_{ie,k}$	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$	
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]		[-]	[-]	[W/K]	
STŘ1	Střecha plochá	2,41	0,14	0,02	1,00	1,00	0,38	
$H_{T,ie} = \sum \{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							0,38	
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$		$\Phi_{T,i}$		
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]		[W]		
20	-15	35		0,38		13,18		
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	6,7	25,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\Theta_{int,i}$					
			[°C]					
206	WC ženy		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² ·K)]	ΔU_B [W/K]	$f_{U,k}$ [-]	$f_{ie,k}$ [-]	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$ [W/K]	
SN1	Venkovní stěna	2,70	0,19	0,02	1,00	1,00	0,56	
STR1	Střecha plochá	1,67	0,14	0,02	1,00	1,00	0,26	
$H_{T,ie} = \sum \{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							0,82	
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\Theta_{int,i}$	Θ_e	$\Theta_{int,i} - \Theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		0,82	28,6			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\Theta_{int,i}$	Θ_e	$\Theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ϵ
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	4,7	50,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]						0,0		
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]						0,0		
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]						0,0		

Ozn. místnosti	Název místnosti		$\theta_{int,i}$					
			[°C]					
207	Kuchyňka		20					
Výpočet tepelné ztráty prostupem								
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	ΔU_B [-]	$f_{U,k}$ [-]	$f_{ie,k}$ [-]	$A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$ [W/K]	
STR1	Střecha plochá	7,55	0,14	0,02	1,00	1,00	1,18	
$H_{T,ie} = \sum \{A_k \cdot (U_k + \Delta U_B) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k}\}$ [W/K]							1,18	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěné na rozdílné teploty								
Označení	Popis	A_k [m ²]	U_k [W/(m ² .K)]	$f_{ia,k}$ [-]	$A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k}$ [W/K]			
STR1	Stropní konstrukce	2,20	0,48	0,14	0,15			
SN2	Vnitřní nosná stěna	6,08	1,15	0,14	1,00			
$H_{T,ia} = \sum (A_k \cdot U_k \cdot f_{ia,k})$ [W/K]							1,00	
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,ig}$								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$		$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$			
[°C]	[°C]	[°C]		[W/K]	[W]			
20	-15	35		2,18	76,2			
Výpočet tepelné ztráty větráním								
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{přiv}$	$V_{místnost}$	V_{VZT}	V_{inf}	n_{50}	e	ε
[°C]	[°C]	[°C]	[m ³]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[h ⁻¹]	[-]	[-]
20	-15	20	24,0	12,0	0,0	1	0	1
Návrhová tepelná ztráta infiltrací $\Phi_{inf,i}$ [W]							0,0	
Návrhová tepelná ztráta nuceným větráním $\Phi_{nv,i}$ [W]							0,0	
Celková návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{v,i}$ [W]							0,0	



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

PŘÍLOHA B

DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ CHLADICÍCH STROPŮ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vendula Kohlová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARCELA POČINKOVÁ, Ph.D.

BRNO 2022

RaS1 - okruh 1												
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	3 018 ot. 0,75	7 224	7 224
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6			56	7 280
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5			102	7 382
4	119,4	14,1	16×2	124,0	0,29	1742	5,5	231,3			1 973	9 356
Celková ztráta okruhu												9 356

RaS1 - okruh 2												
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	1 679 ot. 1,5	5 892	5 892
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6			56	5 948
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5			102	6 050
4	119,4	24,8	16×2	124,0	0,29	3074	5,5	231,3			3 305	9 356
Celková ztráta okruhu												9 356

RaS1 - okruh 3												
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	2,3	16×2	16,1	0,07	37	3,3	8,1	4 175	2 927 ot. 0,5	7 147	7 147
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6			56	7 203
3	89,6	34,3	16×2	58,9	0,22	2020	5,5	133,1			2 153	9 356
Celková ztráta okruhu												9 356

RaS1 - okruh 4												
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	3 255 ot.0,75	7 461	7 461
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6			56	7 517
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5			102	7 619
4	119,4	12,1	16×2	124,0	0,29	1505	5,5	231,3			1 737	9 356
Celková ztráta okruhu												9 356

RaS1 - okruh 5												
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	1 926 ot. 2	6 139	6 139
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6			56	6 195
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5			102	6 297
4	119,4	22,6	16×2	124,0	0,29	2806	6	252,3			3 058	9 356
Celková ztráta okruhu												9 356

RaS1 - okruh 6												
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	2,3	16×2	16,1	0,07	37	3,3	8,1	4 175	3 216 ot. 0,75	7 436	7 436
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6			56	7 492
3	89,6	29,4	16×2	58,9	0,22	1730	5,5	133,1			1 864	9 356
Celková ztráta okruhu												9 356

RaS1 - okruh 7												
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	2 081 ot. 1	6 287	6 287
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6			56	6 343
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5			102	6 445
4	119,4	18,9	16×2	124,0	0,29	2342	13,5	567,7			2 910	9 356
Celková ztráta okruhu												9 356

RaS1 - okruh 8													
č.ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	Σξ [-]	Z [Pa]	Δp _{1segment} [Pa]	Δp _{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp _{RV} [Pa]	Δp _{DIS} [Pa]
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	1 149	ot. 2	5 362	5 362
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	5 418
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	5 520
4	119,4	27,7	16×2	124,0	0,29	3436	9,5	399,5				3 836	9 356
Celková ztráta okruhu													9 356

RaS1 - okruh 9													
č.ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	Σξ [-]	Z [Pa]	Δp _{1segment} [Pa]	Δp _{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp _{RV} [Pa]	Δp _{DIS} [Pa]
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	1 997	ot. 1	6 203	6 203
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	6 259
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	6 361
4	119,4	19,6	16×2	124,0	0,29	2427	13,5	567,7				2 994	9 356
Celková ztráta okruhu													9 356

RaS1 - okruh 10													
č.ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	Σξ [-]	Z [Pa]	Δp _{1segment} [Pa]	Δp _{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp _{RV} [Pa]	Δp _{DIS} [Pa]
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	900	ot. 2,5	5 113	5 113
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	5 169
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	5 271
4	119,4	29,0	16×2	124,0	0,29	3601	11,5	483,6				4 085	9 356
Celková ztráta okruhu													9 356

RaS2 - okruh 11													
č.ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	Σξ [-]	Z [Pa]	Δp _{1segment} [Pa]	Δp _{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp _{RV} [Pa]	Δp _{DIS} [Pa]
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	2 470	ot. 0,75	6 676	6 676
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	6 732
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	6 834
4	119,4	8,9	16×2	124,0	0,29	1102	11,5	483,6				1 586	8 420
Celková ztráta okruhu													8 420

RaS2 - okruh 12													
č.ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	Σξ [-]	Z [Pa]	Δp _{1segment} [Pa]	Δp _{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp _{RV} [Pa]	Δp _{DIS} [Pa]
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	1 425	ot. 1,5	5 638	5 638
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	5 694
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	5 796
4	119,4	18,6	16×2	124,0	0,29	2309	7,5	315,4				2 624	8 421
Celková ztráta okruhu													8 421

RaS2 - okruh 13													
č.ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	Σξ [-]	Z [Pa]	Δp _{1segment} [Pa]	Δp _{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp _{RV} [Pa]	Δp _{DIS} [Pa]
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	2 579	ot. 0,75	6 785	6 785
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	6 841
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	6 943
4	119,4	9,4	16×2	124,0	0,29	1161	7,5	315,4				1 477	8 420
Celková ztráta okruhu													8 420

RaS2 - okruh 14													
č.ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	Σξ [-]	Z [Pa]	Δp _{1segment} [Pa]	Δp _{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp _{RV} [Pa]	Δp _{DIS} [Pa]
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	2 912	ot. 0,5	7 125	7 125
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	7 181
3	89,6	18,0	16×2	58,9	0,22	1057	7,5	181,5				1 239	8 420
Celková ztráta okruhu													8 420

RaS2 - okruh 15													
ردیف	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]	
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	2 472	ot. 0,75	6 678	6 678
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	6 734
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	6 836
4	119,4	10,2	16×2	124,0	0,29	1269	7,5	315,4				1 584	8 420
Celková ztráta okruhu												8 420	

RaS2 - okruh 16													
ردیف	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]	
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	1 174	ot. 2	5 387	5 387
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	5 443
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	5 545
4	119,4	20,6	16×2	124,0	0,29	2559	7,5	315,4				2 875	8 420
Celková ztráta okruhu												8 420	

RaS2 - okruh 17													
ردیف	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]	
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	1 867	ot. 1	6 073	6 073
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	6 129
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	6 231
4	119,4	13,8	16×2	124,0	0,29	1705	11,5	483,6				2 189	8 420
Celková ztráta okruhu												8 420	

RaS2 - okruh 18													
ردیف	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]	
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	900	ot. 2,5	5 113	5 113
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	5 169
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	5 271
4	119,4	22,9	16×2	124,0	0,29	2833	7,5	315,4				3 149	8 420
Celková ztráta okruhu												8 420	

RaS2 - okruh 19													
ردیف	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]	
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	2 237	ot. 1	6 443	6 443
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	6 499
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	6 601
4	119,4	7,1	16×2	124,0	0,29	875	7,5	315,4				1 191	7 792
Celková ztráta okruhu												7 792	

RaS2 - okruh 20													
ردیف	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]	
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	900	ot. 2,5	5 113	5 113
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	5 169
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	5 271
4	119,4	17,8	16×2	124,0	0,29	2206	7,5	315,4				2 521	7 793
Celková ztráta okruhu												7 793	

RaS2 - okruh 21													
ردیف	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.1 [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{1segment}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]	R.1+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]	
1	29,9	1,5	16×2	16,1	0,07	23	3,3	8,1	4 175	1 995	ot. 1	6 201	6 201
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	6 257
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	6 359
4	119,4	8,5	16×2	124,0	0,29	1055	9	378,5				1 434	7 793
Celková ztráta okruhu												7 793	

RaS2 - okruh 22													
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	$\Delta p_{\text{segment}}$ [Pa]	Δp_{RV} [Pa]		R.l+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1	29,9	1,9	16×2	16,1	0,07	30	3,3	8,1	4 175	3 421	ot. 0,5	7 634	7 634
2	59,7	1,2	16×2	34,6	0,15	42	1,3	14,6				56	7 690
3	89,6	1,2	16×2	58,9	0,22	71	1,3	31,5				102	7 792
Celková ztráta okruhu													7 792

RaS1 - technická místnost													
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	Δp_{RaS} [Pa]	Δp_{okruh} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	R.l+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1a	1135	12,8	35×1,5	72	0,39	925	9,8	745,3	2 400	9 356		13 427	13 427
2	2508	4,8	42×1,5	114	0,58	547	11,4	1917,5				2 465	15 891

RaS3 - RaS2													
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	Δp_{RaS} [Pa]	Δp_{okruh} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	R.l+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1y	448	15,4	28×1,5	46	0,25	701	7,2	225,0	900	7 793	1035	10 654	10 654
7,464115													

RaS2 - RaS1													
č. ú.	M [kg/h]	l [m]	DN D×t	R [Pa/m]	w [m/s]	R.l [Pa]	$\sum \xi$ [-]	Z [Pa]	Δp_{RaS} [Pa]	Δp_{okruh} [Pa]	Δp_{VV} [Pa]	R.l+Z+ Δp_{RV} [Pa]	Δp_{DIS} [Pa]
1x	926	1,7	35×1,5	51	0,32	87	4,6	235,5	1 900	8420	12	10 654	10 654
1b	1373	17,8	35×1,5	104	0,48	1851	8	921,6				2 773	13 427