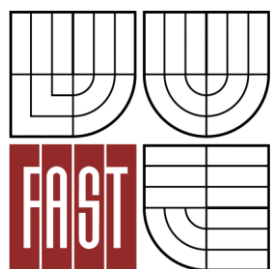




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE HEAT PUMPS USED IN AIR CONDITIONING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GÉRYK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2012

ZADÁNÍ STR 1

LICENČNÍ SMLOUVA POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Bc. Ondřej Géryk

Bytem:

Narozen/a (datum a místo): 27.6.1986

(dále jen „autor“)

a

2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta stavební

se sídlem Veveří 331/95, Brno 602 00

jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.

(dále jen „nabyvatel“)

Článek 1 Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):

- disertační práce
- diplomová práce
- bakalářská práce
- jiná práce, jejíž druh je specifikován jako
(dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP: TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE

Vedoucí/ školitel VŠKP: doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

Ústav: Ústav technických zařízení budov

Datum obhajoby VŠKP:

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v*:

- tištěné formě – počet exemplářů 1
- elektronické formě – počet exemplářů 1

* hodící se zaškrtněte

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

Článek 2

Udělení licenčního oprávnění

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
 - x ihned po uzavření této smlouvy
 - 1 rok po uzavření této smlouvy
 - 3 roky po uzavření této smlouvy
 - 5 let po uzavření této smlouvy
 - 10 let po uzavření této smlouvy(z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

Článek 3

Závěrečná ustanovení

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne: 11.1.2012.

.....
Nabyvatel

.....
Autor

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá problematikou tepelných čerpadel pro účely vzduchotechniky. Především se zabývá fyzikálními principy práce tepelných čerpadel a rozdělením těchto tepelných čerpadel dle přírodních zdrojů, ze kterých odebírají tepelnou energii. V další části se tato diplomová práce věnuje experimentálnímu měření klimatizační jednotky, která v zimním provozu pracuje na principu tepelného čerpadla. Poslední část této diplomové práce je zaměřena na návrh dvou variant pro využití tepelného čerpadla jako zdroje tepla a chladu pro centrální vzduchotechnickou jednotku, která upravuje přírodní vzduch pro místnost jídelny v budově domova důchodců v Brně.

Abstract

This thesis deals with issues of heat pumps for air conditioning purposes. Mainly addresses itself with physical principles of heat pumps and with division of heat pumps according to natural resources, from which they draw heat energy. The next part of this thesis dedicates itself to experimental measurement of air conditioning unit, which in winter time operates on the principle of heat pump. The last part of this thesis is focused on design of two options of employment of heat pumps as sources of heat and coldness for a central air handling unit, which regulates incoming air for a dining room in a retirement home in Brno.

Klíčová slova

tepená čerpadla, zdroj tepla, zdroj chladu, vzduchotechnika, chladio, alternativní zdroj tepla

Key words

heat pumps, heat source, the source of cold air, refrigerant, alternative heat source

Bibliografická citace VŠKP

GÉRYK, Ondřej. *Tepelná čerpadla ve vzduchotechnice*. Brno, 2011. 121 s., 25 s. příl.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických
zařízení budov. Vedoucí práce doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval(a) samostatně, a že jsem uvedl(a) všechny použité, informační zdroje.

V Brně dne 9.1.2012

.....
Bc. Ondřej Géryk

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto cestou poděkovat vedoucímu této diplomové práce doc. Ing. Aleši Rubinovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a obětavou pomoc při tvorbě diplomové práce.

Obsah:

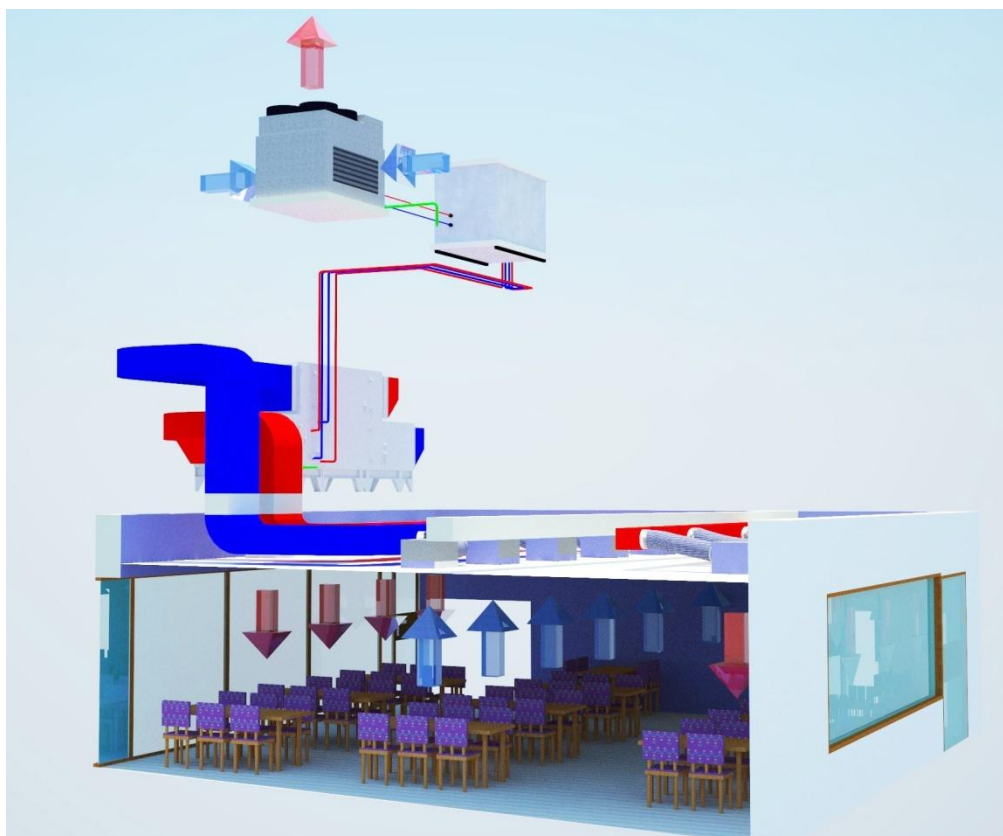
Úvod.....	1
Část A – Analýza tématu	
1. Diplomová práce – téma a cíle.....	3
Část B – Teoretické řešení	
2. Fyzikální princip funkce tepelného čerpadla.....	5
3. Základní části tepelného čerpadla.....	16
3.1. Výparník.....	19
3.2. Kompresor.....	21
3.3. Kondenzátor.....	23
3.4. Expanzní ventil.....	25
4. Rozdělení tepelných čerpadel.....	26
4.1. Tepelná čerpadla typu „Vzduch-Voda“.....	27
4.2. Tepelná čerpadla typu „Vzduch-Vzduch“.....	30
4.3. Tepelná čerpadla typu „Voda-Voda“.....	33
4.4. Tepelná čerpadla typu „Země-Voda“.....	35
5. Ekologie tepelných čerpadel.....	37
6. Ekonomika provozu tepelných čerpadel.....	38
7. Využití tepelných čerpadel pro účely vzduchotechniky.....	39
Část C – Experimentální řešení	
8. Cíl experimentálního řešení.....	42
8.1. Analýza místnosti laboratoře.....	43
8.2. Analýza splitové jednotky.....	44
9. Použité měřicí přístroje.....	45
10. Předmět experimentu – split systém Mr.Slim.....	49
10.1. Chladivo R417 A.....	52
10.2. Stanovení chladícího cyklu zařízení.....	54

10.3	Akustické vlastnosti zařízení.....	57
10.4	Měření a regulace.....	58
10.5	Měření průtoku cirkulačního vzduchu.....	59
11.	Jednotka v režimu tepelného čerpadla.....	61
11.1	Výkon split jednotky v režime tepelného čerpadla.....	63
12.	Výkon split jednotky v režimu chlazení.....	69
13.	Vyhodnocení naměřených dat.....	73
Část D – Aplikace tématu		
14.	Úvod.....	76
15.	Varianty návrhu.....	77
15.1	Varianta 1.....	78
15.2	Varianta 2.....	105
16.	Posouzení jednotlivých variant.....	116
Závěr.....		118
Seznam použitých zdrojů.....		119
Seznam použitých zkratk a symbolů.....		121
Seznam příloh.....		122
Přílohy.....		123

Úvod

Tématem mé diplomové práce je využití tepelných čerpadel pro účely vzduchotechniky. Tepelná čerpadla jsou v dnešní době na vzestupu a jsou hojně užívány hlavně u novostaveb nízkoenergetických a pasivních domů. Používají se však i u rekonstrukcí stávajících stavebních objektů. Tepelná energie, kterou získáváme ze zemské půdy, vody, či z atmosférického vzduchu, je využívána pro chlazení či vytápění stavebních objektů. Výhodou tepelných čerpadel oproti jiným zdrojům tepla a chladu je jejich energetická úspornost. Obecně se udává, že tepelná čerpadla při svém provozu spotřebují přibližně jednu třetinu elektrické energie. Nejčastěji se dnes využívají tepelná čerpadla typu „Země–Voda“, „Vzduch–Voda“, „Vzduch–Vzduch“ a „Voda–Voda“. Pro účely vzduchotechniky se s výhodou využívají převážně tepelná čerpadla využívající tepelnou energii odebranou z atmosférického vzduchu, tedy tepelná čerpadla typu „Vzduch–Vzduch“ a „Vzduch–Voda“. Před samotným návrhem tepelných čerpadel je potřeba vždy velice důkladně zvážit možnosti jejich využití, přírodní zdroje dané lokality a také finanční návratnost investice a porovnání ekonomické a ekologické úspornosti při provozu.

V této diplomové práci jsem se snažil sjednotit problematiku tepelných čerpadel do uceleného celku a především jsem se snažil zaměřit na jejich využití pro účely vzduchotechniky. Snažil jsem se popsat základní fyzikální principy funkce tepelných čerpadel a jejich technické vlastnosti.





VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE HEAT PUMPS USED IN AIR CONDITIONING

ČÁST A – ANALÝZA TÉMATU TOPIC ANALYSIS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GÉRYK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2012

1. Diplomová práce – téma a cíle

Členění diplomové práce

Tato diplomová práce je členěna do několika částí. V teoretické části jsem se zaměřil na základní fyzikální podstatu tepelných čerpadel, jejich rozdělení a také na jejich využitelnost pro účely vzduchotechniky. Experimentální část mé diplomové práce se zabývá pozorováním a měřením klimatizační jednotky, která je umístěna v laboratorní učebně na ústavu TZB na stavební fakultě VUT v Brně. V poslední části diplomové práce jsem navrhnul 2 varianty pro využití tepelného čerpadla jako zdroje tepla a chladu pro centrální VZT jednotku v zadané budově domova důchodců v Brně.

Teoretické řešení

V teoretické části jsem se zaměřil na tepelná čerpadla jako taková. Především jsem se zaměřil na fyzikální princip jejich funkce, jejich rozdělení dle využitých přírodních zdrojů, jejich využití ve stavebnictví a hlavně na možnosti jejich využití pro účely vzduchotechniky. Zkoumal jsem také jejich energetickou úsporu, finanční návratnost a výhody, které přinášejí oproti klasickým zdrojům tepla a chladu.

Experimentální část

V experimentální části této diplomové práce jsme se s kolegou Petrem Vlčkem zaměřili a zkoumali klimatizační split jednotku od firmy Mitsubishi, která je umístěna v laboratoři ústavu TZB na stavební fakultě VUT v Brně. Tuto jednotku jsme měřili a zkoumali v režimu chlazení a také v režimu vytápění, při kterém se tato jednotka chová jako tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Vzduch“. Naměřené hodnoty jsme zpracovali a vyhodnotili a následně je porovnali s údaji, které udává výrobce.

Aplikace tématu na zadané budově

Pro aplikaci tématu tepelných čerpadel ve vzduchotechnice na zadané budově, mi byla zadána budova domova důchodců, kterou jsem řešil v mé bakalářské práci. Byla mi zadána místnost jídelny, která je umístěna v 1NP a slouží pro každodenní provoz a obsluhu 52 důchodců. Pro tuto místnost jsem vytvořil dvě varianty návrhu, které využívají tepelnou energii odebíranou tepelným čerpadlem z atmosférického vzduchu. Tato tepelná energie je následně využita pro chlazení a ohřev vzduchu v centrální VZT jednotce, která zajišťuje teplovzdušné vytápění zadané místnosti jídelny.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE HEAT PUMPS USED IN AIR CONDITIONING

ČÁST B – TEORETICKÉ ŘEŠENÍ THEORETICAL SOLUTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GÉRYK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2012

1. Fyzikální princip funkce tepelného čerpadla

Princip funkce tepelného čerpadla je založen na druhé termodynamické větě, pomocí které v 19. století anglický fyzik lord Kelvin popsal směr šíření tepla. Směr šíření tepla je vždy z teplejšího tělesa na těleso o nižší teplotě. Tepelné čerpadlo je ve své podstatě obrácené chladicí zařízení. Jak již samotný název napovídá, tak chladicí zařízení slouží pro chlazení, zatímco tepelné čerpadlo využíváme jako zdroj tepla pro ohřev. Téměř všechny tepelná čerpadla jsou ovšem schopny fungovat jak v režimu ohřevu, tak i v režimu chlazení. V režimu chlazení se chovají jako klimatizační jednotky s přímým chlazením.

Jako primární zdroj tepelné energie využíváme u tepelných čerpadel tepelnou energii získanou ze zemské půdy, vody nebo z atmosférického vzduchu, ve kterém je obsaženo nesmírné množství tepla, které však díky jeho nízké teplotní hladině není možné využít pro přímé vytápění nebo pro přímý ohřev. Obecně se u těchto látek používá pojem nízkopotenciální teplo. Pokud chceme využít tepelnou energii ukrytou v těchto přírodních zdrojích, které mají nízkou teplotu, musíme být schopni převést je na vyšší teplotní hladinu.

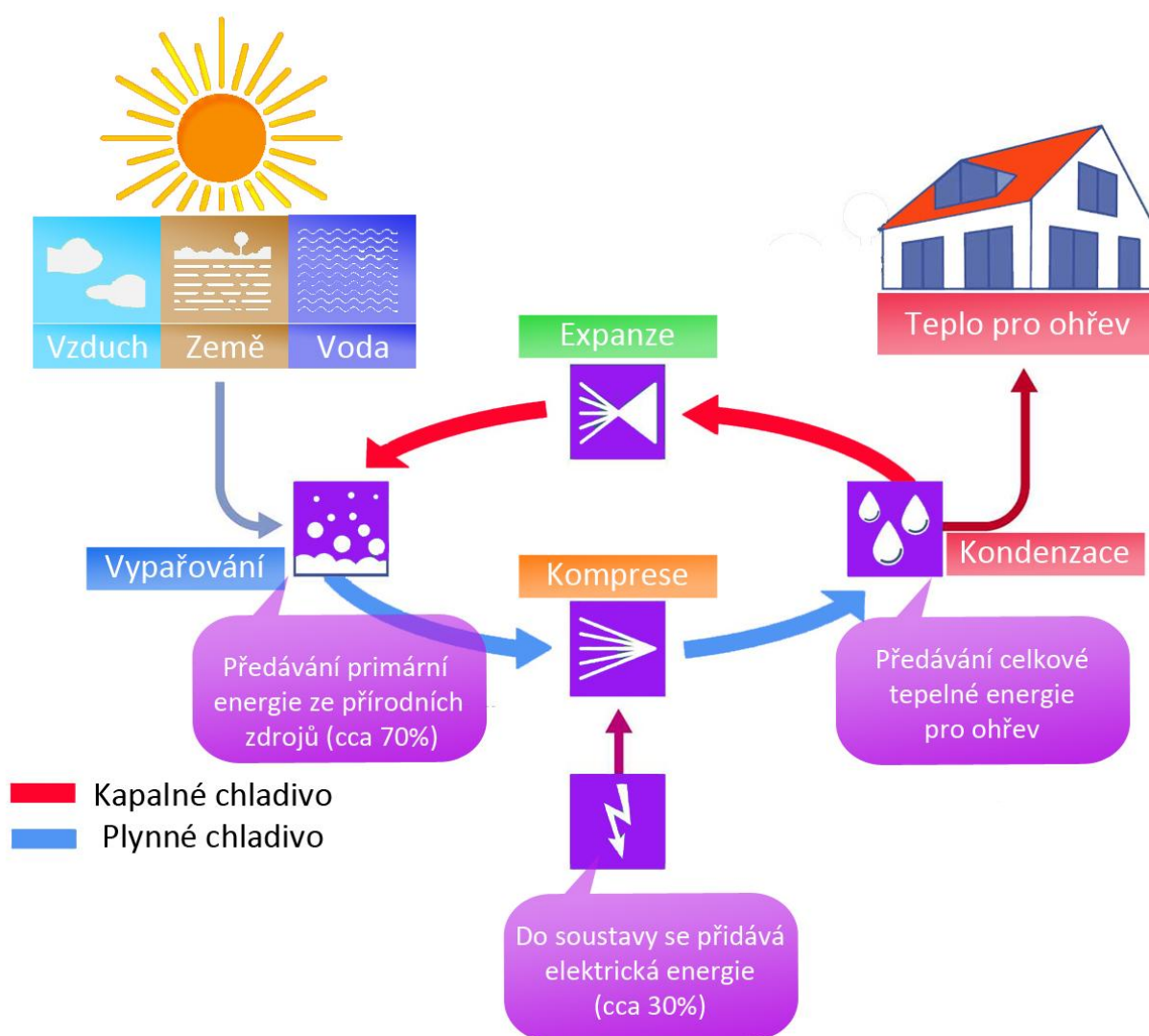
Zjednodušeně by šlo říci, že přírodní zdroj tepelné energie (zemi, vodu nebo atmosférický vzduch) ochladíme o několik málo stupňů celsia, čímž odebereme jejich teplo a tuto energii využijeme dále pro ohřev jiné látky. Tepelné čerpadlo je schopno předat tepelnou energii pro ohřev přívodního vzduchu, vody v bazénu, teplé užitkové vody nebo pro topnou vodu v topné soustavě. Tuto topnou vodu ohřejeme také jen o několik málo stupňů celsia, ale na teplotní úrovni, která je pro nás přijatelná. Například tepelné čerpadlo typu „Země-Voda“ nám ochladí zemskou půdu z 10 stupňů celsia na 5 stupňů celsia a zároveň toto tepelné čerpadlo zajistí ohřev topné vody v topné soustavě ze 40 stupňů celsia na 45 stupňů celsia. Slunce nám následně zajistí spolu s energií, která je akumulovaná v okolní půdě, dohřev zemské půdy zpět na původní teplotu 10 stupňů celsia.

Tepelné čerpadlo tudíž pracuje na principu uzavřeného chladicího okruhu obdobně jako chladnička. Teplo je na jedné straně odebíráno a na druhé straně se nám předává. Chladnička nám odebírá teplo, které je obsaženo v potravinách uvnitř chladničky, a předává tuto tepelnou energii pomocí kondenzátoru, který je umístěný na zadní straně chladničky, do místnosti. Požadovaným efektem chladničky je tudíž snížení teploty ve vnitřním prostoru chladničky a následný ohřev vzduchu v místnosti je nezbytným důsledkem tohoto děje. Tepelné čerpadlo nám ovšem neochlazuje potraviny, ale přírodní zdroj (venkovní vzduch, zemskou půdu nebo vodu). Teplo odebrané z těchto přírodních zdrojů je předáváno do topného systému. Tento proces nám způsobuje zvýšení teploty topného média, které využíváme pro ohřev.

Ovšem toto přečerpávání tepla na vyšší teplotní hladinu, tedy provoz tepelného čerpadla, není samovolný jev a je třeba této soustavě tepelného čerpadla dodat určité množství energie. V praxi to nejčastěji znamená, že tepelné čerpadlo pro svůj provoz

spotřebovává elektrickou energii. Nejvíce energie spotřebuje provoz kompresoru v tepelném čerpadle. Protože množství této energie není zanedbatelné, lze tepelné čerpadlo považovat pouze za částečný alternativní zdroj tepelné energie. Za úvahu také stojí otázka z čeho je vyrobena energie, kterou pro provoz tepelného čerpadla spotřebováváme. V našich podmínkách se jedná především o elektrickou energii vyrobenou procesem spalování uhlí nebo se jedná o elektrickou energii získanou štěpením jader atomu v jaderných elektrárnách.

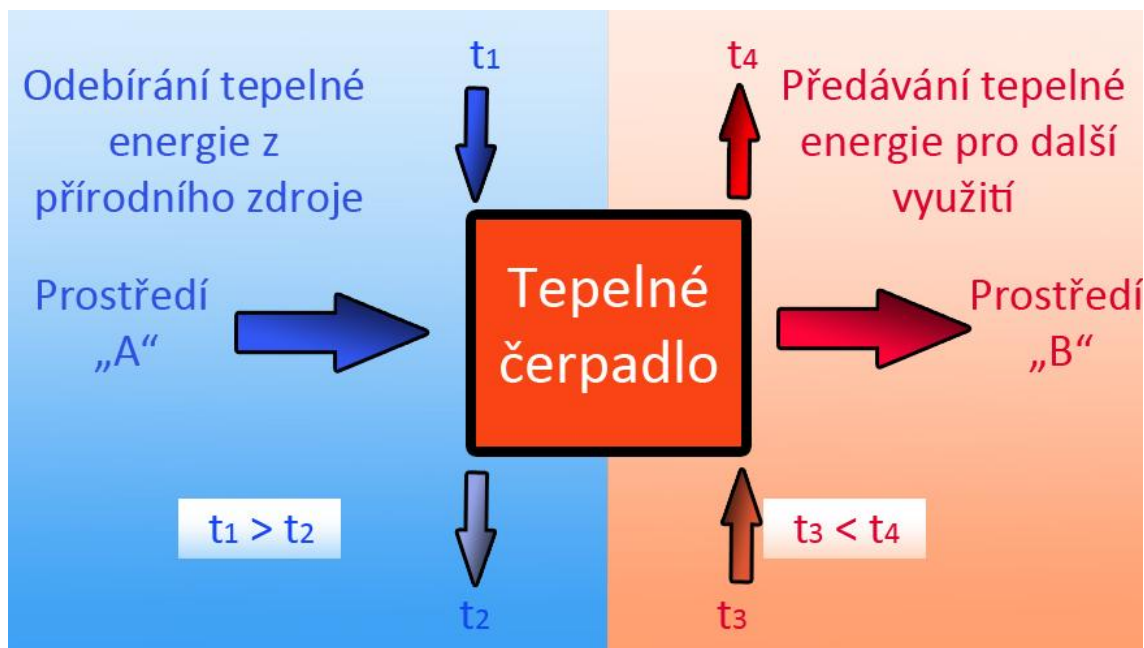
Obecně se udává, že tepelné čerpadlo při svém provozu spotřebovává přibližně jednu třetinu svého výkonu ve formě elektrické energie. Zbývající dvě třetiny výkonu tvoří tepelná energie, která je odnímána z ochlazovaného přírodního zdroje (atmosférického vzduchu, země, vody).



Obr. 2.1: Schéma funkce tepelného čerpadla

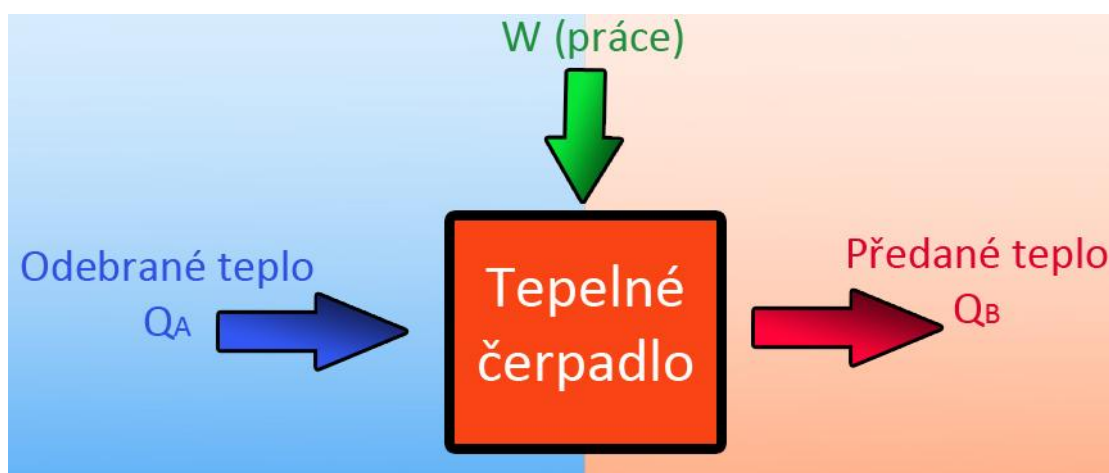
Definice tepelného čerpadla

Pokud bychom chtěli definovat tepelná čerpadla, museli bychom o nich říci, že se jedná o zařízení, která nám umožňují cíleně čerpat tepelnou energii z prostředí „A“, které má příliš nízkou teplotu, kterou nejsme schopni využít, a zároveň je schopné předávat tuto tepelnou energii do prostředí „B“ v podobě, která má vyšší a tudíž pro nás využitelnou teplotu.



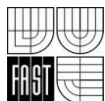
Obr. 2.2: Princip přečerpávání tepelné energie

Při přečerpávání tepelné energie z prostředí „A“ nám pohonná vysokopotenciální energie W (práce kompresoru) degraduje a přechází spolu s touto přečerpávanou energií do prostředí „B“.



Obr. 2.3: Výpočet předané tepelné energie

Předané teplo tedy vypočítáme ze vztahu: $Q_B = Q_A + W$



Zařízení pro přenos tepla:

Zařízení sloužící pro přenos tepelné energie můžeme v podstatě rozdělit na chladicí zařízení a tepelná čerpadla. Fyzikální princip je u obou zařízení totožný, akorát obrácený. Rozdíl mezi chladicím zařízením a tepelným čerpadlem je v charakteru jejich využití tepla.

a) Chladicí zařízení

Chladicí zařízení využívá primárně chladicího jevu, a tudíž je za užitečné teplo považováno teplo odebírané z prostředí „A“ (snižuje nám jeho teplotu). Za nevyužité teplo považujeme teplo, které je odváděno do prostředí „B“ (odpadní teplo).

b) Tepelné čerpadlo

Na rozdíl od chladicího zařízení se u tepelných čerpadel primárně využívá ohřívacího jevu. Účelně tedy využíváme teplo předávané do prostředí „B“.

Tepelné oběhy pro tepelná čerpadla a chladicí zařízení:

Všechna zařízení určená pro přenos tepla je možno popsat takzvanými tepelnými oběhy (cykly). Každá pracovní látka v těchto zařízeních totiž prochází skupenskými změnami a tyto změny je možno popsat v diagramech daných pracovních látek.

Mezi základní tepelné oběhy pro přečerpávání tepla patří:

- a) Parní oběh
- b) Sorpční oběh
- c) Proudový oběh

Náročnost přečerpávání tepla:

Náročnost přečerpávání tepla u zařízení tepelných čerpadel a chladicích zařízení jsme schopni vyjádřit z následujících vztahů:

- a) Topný faktor – COP (coefficient of performance) :

$$\varepsilon_t = \frac{Q_B}{W}$$

- b) Chladicí faktor – EER (energy efficiency ratio) :

$$\varepsilon_{ch} = \frac{Q_A}{W}$$

Tepelný výkon (Q_B)

$$Q_{\text{tepelný výkon}} = Q_A + W \quad [W]$$

Tepelný výkon tepelného čerpadla je dán součtem energie, kterou odebíráme z okolního prostředí (ze vzduchu, vody nebo ze země) a elektrické energie, kterou do soustavy přivádíme pohonem kompresoru. Uvedená definice výpočtu tepelného výkonu jednotky je samozřejmě zjednodušená, protože při provozu dochází ke ztrátám části této energie do okolního prostředí.

Topný faktor (ϵ)

$$\epsilon_t = COP = \frac{Q_{\text{tepelný výkon}}}{W} \quad [-]$$

Topný faktor se nejčastěji označuje řeckým písmenem ϵ (epsilon). V případě tepelných čerpadel se častěji využívá pojem koeficient účinnosti COP (coefficient of performance). Topný faktor nám slouží ke zjištění efektivity provozu tepelného čerpadla. Topný faktor totiž udává poměr tepelné energie, kterou topná soustava získala z okolí, a spotřebované elektrické energie, která vzniká prací kompresoru. Jedná se o bezrozměrné číslo, které by šlo také nazvat jako účinnost zařízení. Obvyklá hodnota u běžně dodávaných tepelných čerpadel se pohybuje v rozsahu $< 3; 5 >$ a čím je toto číslo větší, tím je provoz tepelného čerpadla efektivnější.

Okamžitá hodnota topného faktoru se neustále mění v závislosti na provozních podmínkách, a proto se pro hodnocení soustavy používá provozní (průměrný) topný faktor, který se stanoví pro celou topnou sezónu zařízení.

Z hlediska topného faktoru je nejlepší zdroj tepla podzemní voda, nebo geotermální prameny. Tyto zdroje totiž mají nejvyšší nízkopotenciální teplotu ze všech běžně používaných přírodních zdrojů. Dále je z hlediska topného faktoru výhodné používat topné systémy, které využívají co nejnižší teplotu teplotonosné látky (topné vody nebo vzduchu). Z tohoto hlediska je tedy výhodné použití teplovzdušného vytápění, podlahového vytápění nebo nízkoteplotních velkoplošných těles. U hodnoty topného faktoru musí být vždy uvedeny výchozí podmínky, za kterých byl topný faktor určen. Především teplota nízkoteplotního zdroje tepla, teplota topného média (vzduchu, vody) a tepelný výkon jednotky a elektrický příkon.

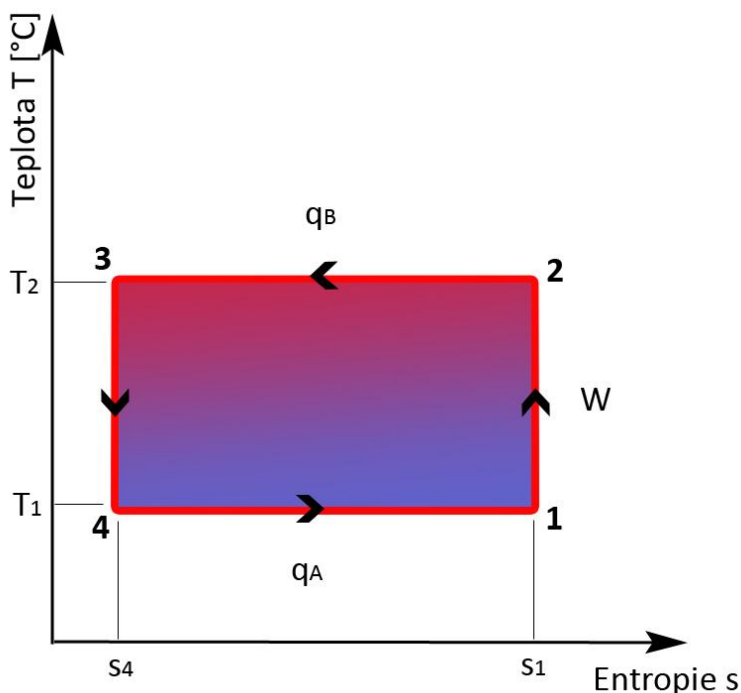
Chladicí faktor (ϵ_{ch})

Chladicí faktor se u tepelných čerpadel nejčastěji označuje jako koeficient využitelnosti energie EER (energy efficiency ratio). Je dán poměrem chladicího výkonu ke spotřebě elektrické energie.

$$\epsilon_{ch} = EER = \frac{Q_{\text{chladicí výkon}}}{W} \quad [-]$$

Carnotův oběh:

Jedná se o teoretický oběh chladiva, který je zcela vratný (ideální). Je to tepelně nejučinnější typ oběhu, který ovšem nelze v reálném zařízení nikdy uskutečnit.



Obr. 2.4: Carnotův cyklus

U Carnotova cyklu dochází ze změnám:

- a) **Izoentropickým** ($s = \text{konstantní}$)
 - komprese a expanze
- b) **Izotermickým** ($s = \text{konstantní}$)
 - přívod tepla, odvod tepla

Výpočet měrných energií u Carnotova cyklu [J/kg]:

$$q_A = q_{41} = T_1 \cdot (s_1 - s_4)$$

$$q_B = q_{23} = T_2 \cdot (s_1 - s_4)$$

$$w = q_B - q_A = (T_2 - T_1) \cdot (s_1 - s_4)$$

Topný a chladicí faktor u Carnotova cyklu:

a) Topný faktor

$$\varepsilon_{t,C} = \frac{q_B}{w} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

b) Chladicí faktor

$$\varepsilon_{ch,C} = \frac{q_A}{w} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \varepsilon_{t,C} - 1$$

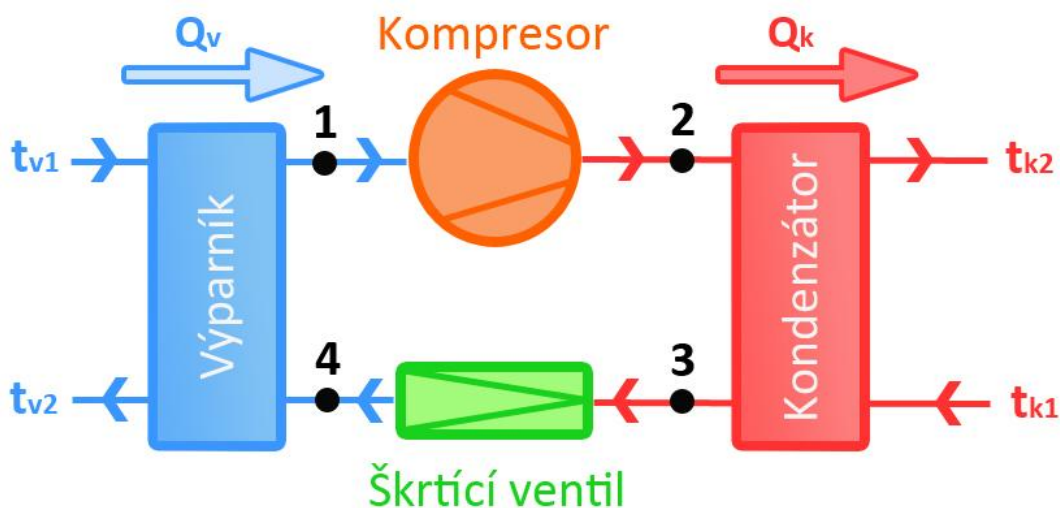
Jak jsem již zmiňoval výše, tak Carnotův cyklus je nereálný, protože nezohledňuje konečnou velikost teplosměnných ploch, reálné vlastnosti pracovních látek (chladičů), skutečnou účinnost zdroje pohonné energie (neizoentropický zdroj), tepelné ztráty do okolí a potřebu pohonné energie pro pomocná zařízení.

Parní oběh:

Jedná se o nejrozšířenější oběh, který využívá naprostá většina tepelných čerpadel.

Parní oběh je rozdělen do následujících částí:

- 1.) Odnímání tepla při nízké teplotě a nízkém stálém tlaku změnou skupenství (vypařováním) pracovní látky ve výparníku.
- 2.) Odsávání par a jejich stlačování kompresorem což má za následek zvýšení tlaku a s tím související zvýšení teploty a změnu skupenského stavu pracovní látky.
- 3.) Předávání tepla při vysoké teplotě a vysokém stálém tlaku. Zároveň zde dochází ke skupenské změně skupenství (kondenzaci) pracovní látky v kondenzátoru.
- 4.) Pokles tlaku (expanze) v expanzním (škrťicím) ventilu, což má za následek snížení teploty a změnu skupenství pracovní látky.



Obr. 2.5: Schéma parního oběhu

Popis dějů v parním oběhu:

4-1 : Vypařování při nízkém vypařovacím tlaku p_v a teplotě $t_v < t_{v2}$

=> ochlazení

1-2 : Komprese na vyšší kondenzační tlak p_k

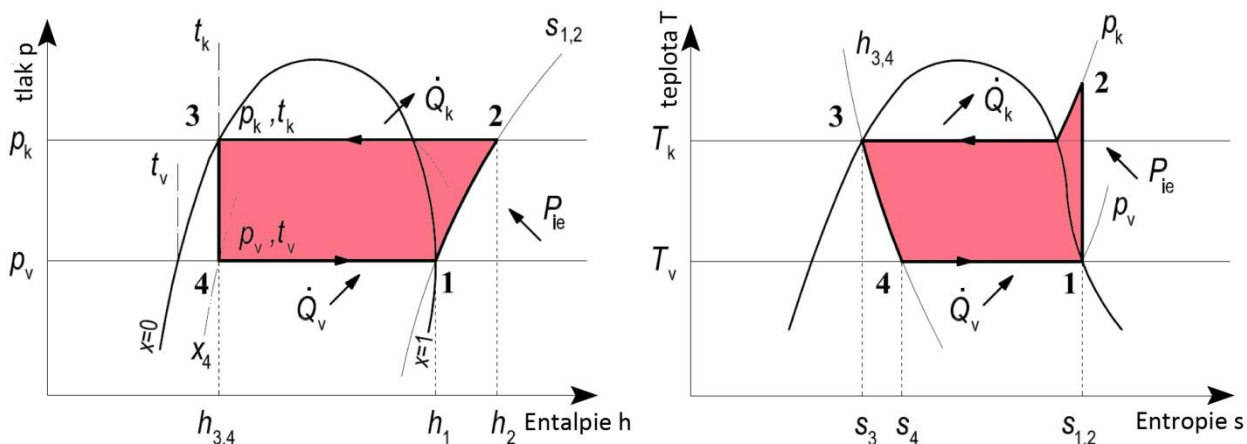
2-3: Ochlazení par a kondenzace při tlaku p_k a teplotě $t_k > t_{k2}$, odvedení přečerpaného tepla z kondenzátoru do sekundárního okruhu

=> ohřev

3-4 : Škrťací ventil pro udržení rozdílu tlaků mezi výparníkem a kondenzátorem

Rankinův oběh:

Je ve své podstatě parní oběh, který je ovšem již vztažen na reálnou pracovní látku (chladiivo). Tento oběh je však také idealizovaný.



Obr. 2.6: p-h a T-s diagram pro Rankinův oběh

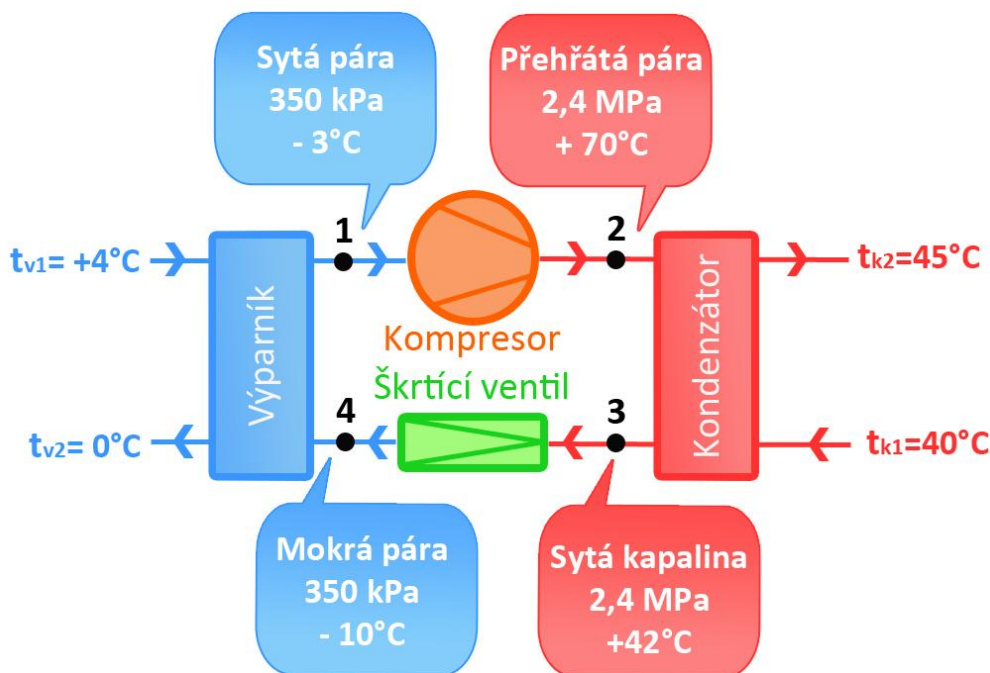
Popis dějů v Rankinově oběhu:

4-1 : Izobarické vypařování na mez syté páry chladiva.

1-2 : Izoentropická komprese syté páry na přehřátou páru.

2-3 : Izobarické ochlazení přehřátých par na mez sytosti a následná kondenzace na mez syté kapaliny.

3-4 : Izoentalpické škrcení na mokrou páru, snížení tlaku škrcením, nekoná se ovšem práce, tudíž se nepřivádí teplo a nemění se entalpie (adiabatické škrcení).



Obr. 2.7: Příklad schématu Rankinova oběhu

Jak jsem již zmiňoval výše, tak i Rankinův oběh je idealizovaný a zjednodušený. Nebere totiž v potaz podchlazení nebo přehřátí chladiva. Počítá také s nulovými tlakovými ztrátami v oběhu chladiva (v potrubí i ve výměnících) a počítá s dokonale tepelně izolovaným tepelným čerpadlem a s eliminací sdílení tepla s okolím a probíhá zde izoentropická, tedy bezztrátová komprese. Tento oběh není technicky realizovatelný, ale odchylky od skutečného oběhu jsou jen minimální.

Bilance Rankinova oběhu:

$$\dot{Q}_v = \dot{M}_{ch} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{M}_{ch} \cdot (h_2 - h_4)$$

$$P_{ie} = \dot{M}_{ch} \cdot (h_2 - h_1)$$

Topný a chladicí faktor u Rankinova oběhu:

a) Topný faktor

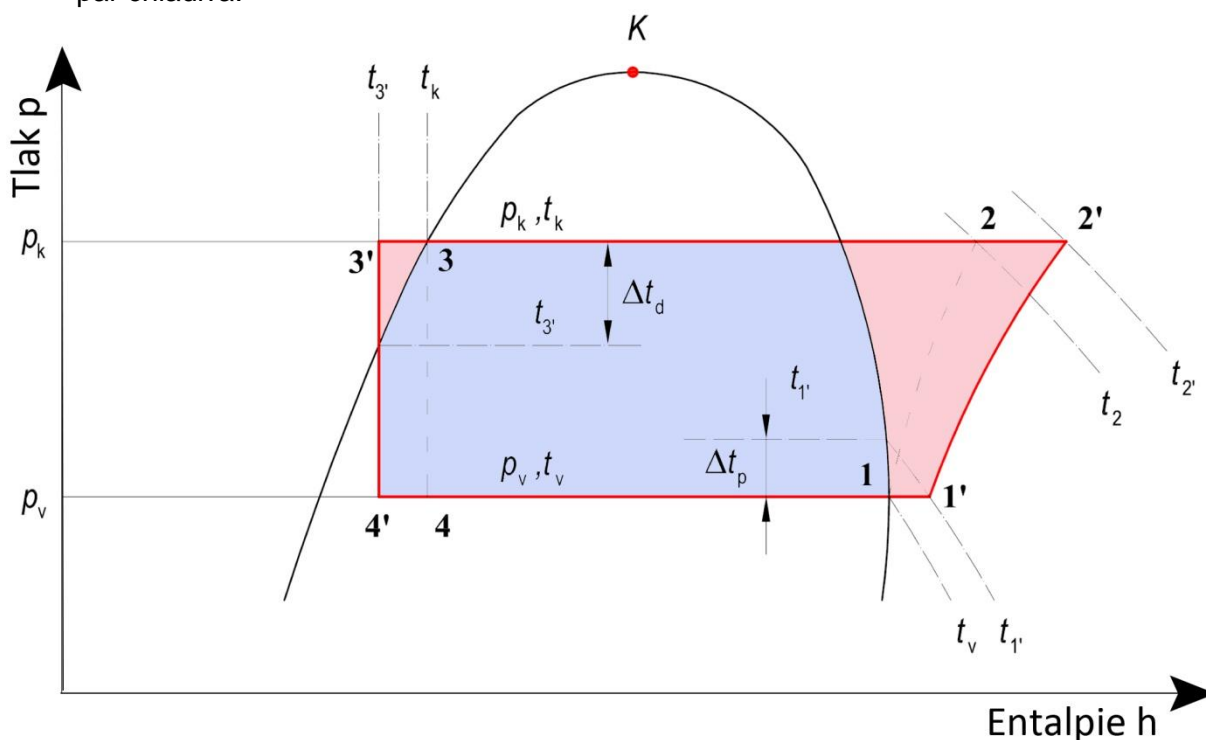
$$\varepsilon_{t,R} = \frac{\dot{Q}_k}{P_{ie}} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1}$$

b) Chladicí faktor

$$\varepsilon_{ch,R} = \frac{\dot{Q}_v}{P_{ie}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Skutečný oběh:

Skutečný oběh se od Rankinova oběhu liší hlavně v tom, že uvažuje s přehříváním par chladiva, podchlazením kapalného chladiva a s reálnou kompresí par chladiva.



Obr. 2.8: Diagram skutečného oběhu

Přehřívání par chladiva - Δt_p

Přehřívání par chladiva se s výhodou používá u tepelných čerpadel kvůli tomu, že dovoluje získat z tepelného čerpadla vyšší topivost. U chladících zařízení se přehřívání par nepoužívá. Při použití těchto přehřátých pár se kompresor méně opotřebovává a tím pádem má i delší životnost. Přehřátí par chladiva má na svědomí termostatický expanzní ventil, přívod tepla z okolí a u těles, které používají hermetických kompresorů, způsobuje přehřátí také teplo odváděné z motoru. Používáme zde vnitřní rekuperaci tepla ve výměníku za výparníkem, kde se parou podchlazuje kapalné chladivo.

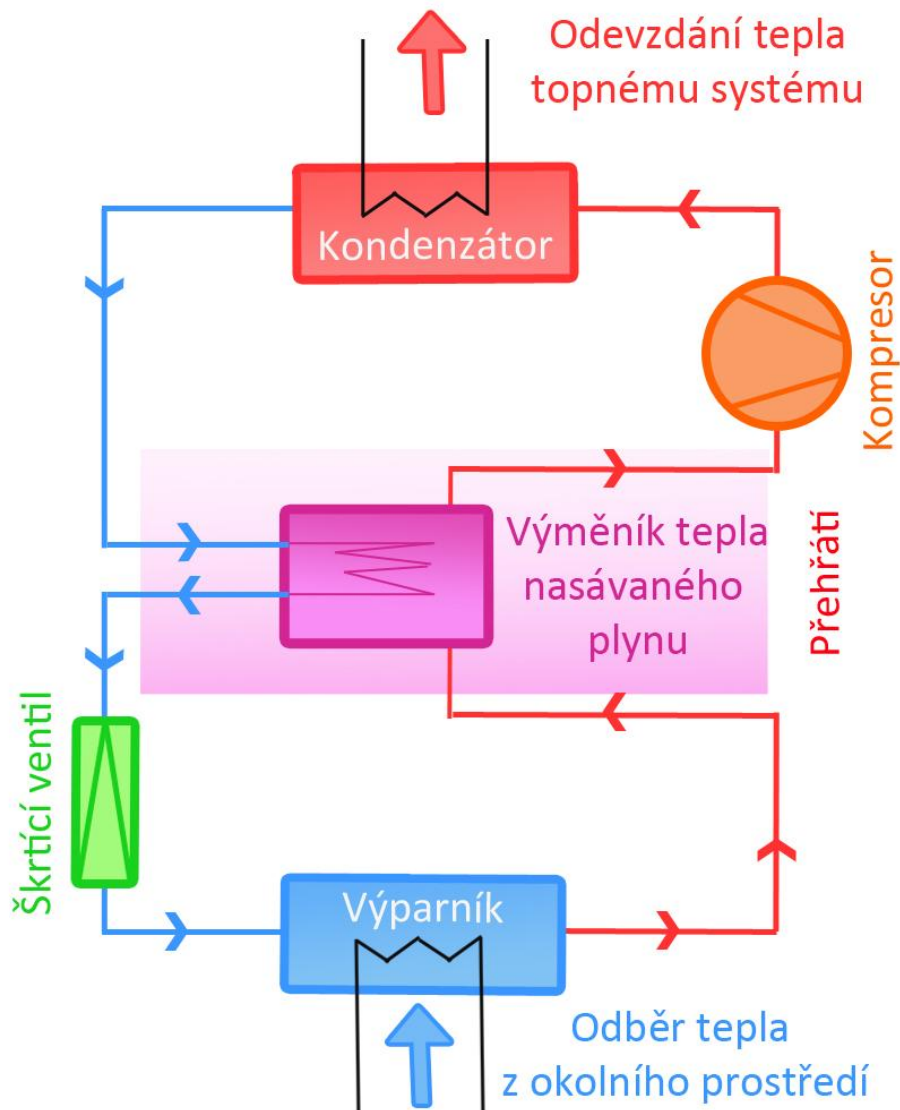
Podchlazení kapalného chladiva - Δt_d

Podchlazení kapalného chladiva pod křivku syté kapaliny právě o hodnotu Δt_d . K tomuto podchlazení dochází účelně pro správnou funkci termostatického expanzního ventilu. Podchlazení zajišťuje přítok kapalného chladiva a prodlužuje životnost expanzního ventilu díky minimalizaci kavitace. Užitím podchlazení se nám zvýší hospodárnost oběhu a zvýší topivost. Používá se zde vnitřní rekuperace parou, která vystupuje z výparníku.

Vnitřní rekuperace tepla:

Vnitřní rekuperace tepla se využívá u systémů tepelných čerpadel využívajících přehřátí páry nasávané kompresorem a u systémů využívajících podchlazení kapaliny, která jde do expanzního ventilu.

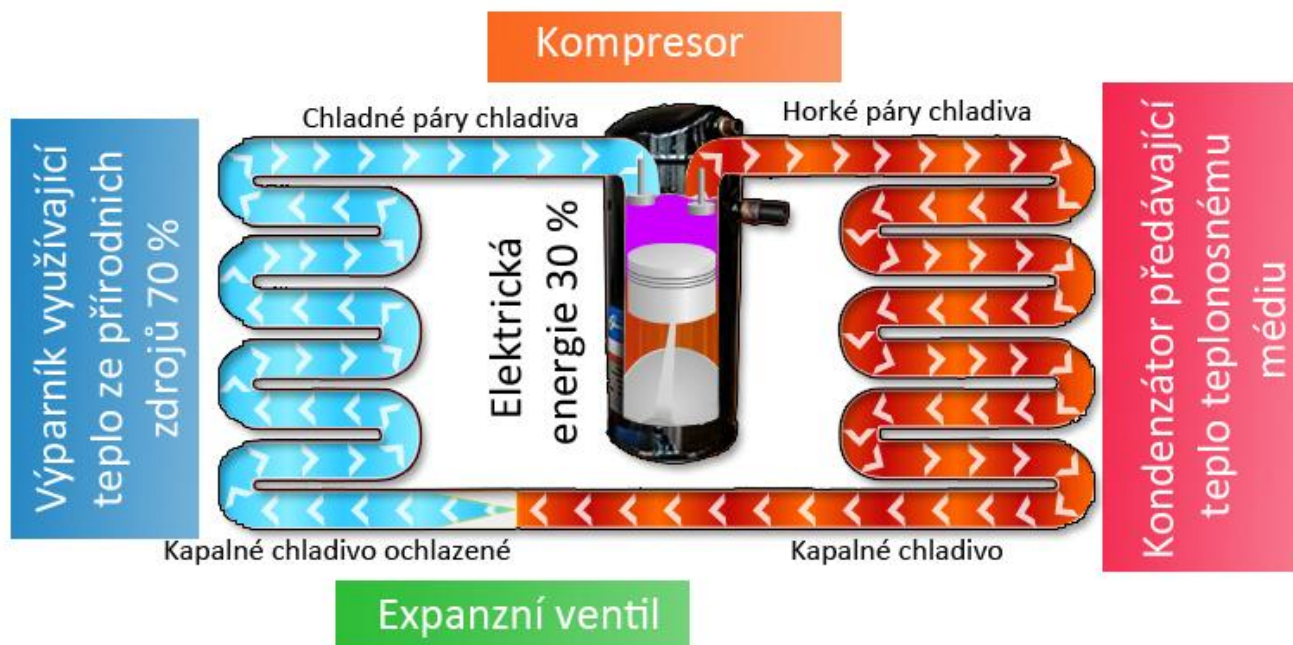
Tato vnitřní rekuperace dokáže výrazně zvýšit topný faktor tepelného čerpadla a zároveň zvýší jeho životnost.



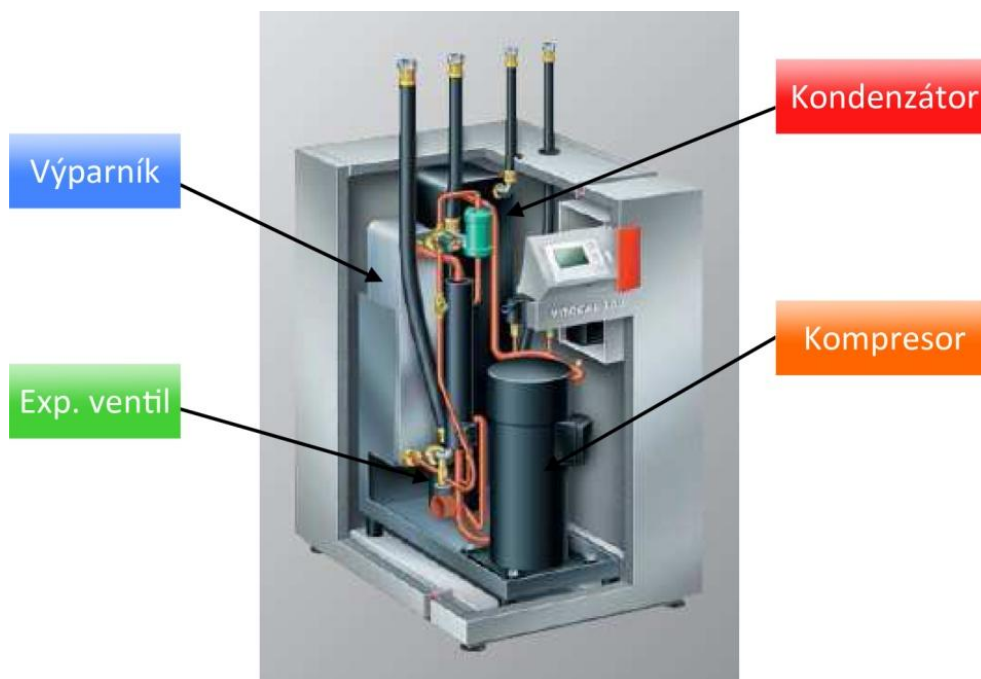
Obr. 2.9: Schéma funkce systému tepelného čerpadla s vnitřní rekuperací tepla

3. Základní části tepelného čerpadla

Každé tepelné čerpadlo obsahuje čtyři základní části chladicího okruhu. Mezi tyto čtyři základní části patří výparník, kompresor, kondenzátor a expanzní ventil.



Obr. 3.1: Schéma základní komponentů tepelného čerpadla



Obr. 3.2: Základní komponenty tepelného čerpadla

a) **Výparník**

Do výparníku se nám přivádí nízkopotenciální teplo z přírodních zdrojů. Tedy z atmosférického vzduchu, vody nebo ze země. Přivedené teplo nám způsobuje vypařování chladiva. Chladivo, které již je v plynném skupenství, se nám stává nositelem tepelné energie a tuto energii převádí dále do kompresoru tepelného čerpadla. Přírodní zdroj (vzduch, voda, země), který nám ve výparníku předává teplo, se nám ve výparníku ochladí.

b) **Kompresor**

Kompresor tepelného čerpadla nám nasává páry chladiva, které do něj jdou z výparníku. Kompresor nám prudce stlačí o několik stupňů ohřáté plynné chladivo a díky fyzikálnímu principu komprese, kdy při vyšším tlaku stoupá teplota, se nám „vynese“ ono nízkopotenciální teplo na vyšší teplotní hladinu cca 80°C. Tyto páry jsou dále vytlačovány do kondenzátoru. Práce, kterou kompresor při svém provozu vykonává, se přeměňuje na tepelnou energii, která se nám přičítá k teplu, které je přiváděno z výparníku. Při této práci se nám spotřebovává elektrická energie.

c) **Kondenzátor**

Tepelná energie, která je do kondenzátoru přiváděna parami chladiva z výparníku a kompresoru, se převádí do připojeného cirkulujícího topného média. Díky přiváděnému teplu se nám topné médium v sekundárním okruhu ohřívá a zároveň se nám chladivo, které předává svou tepelnou energii do sekundárního okruhu, ochlazuje. Během předávání tepelné energie dochází na kondenzátoru ke kondenzaci par chladiva.

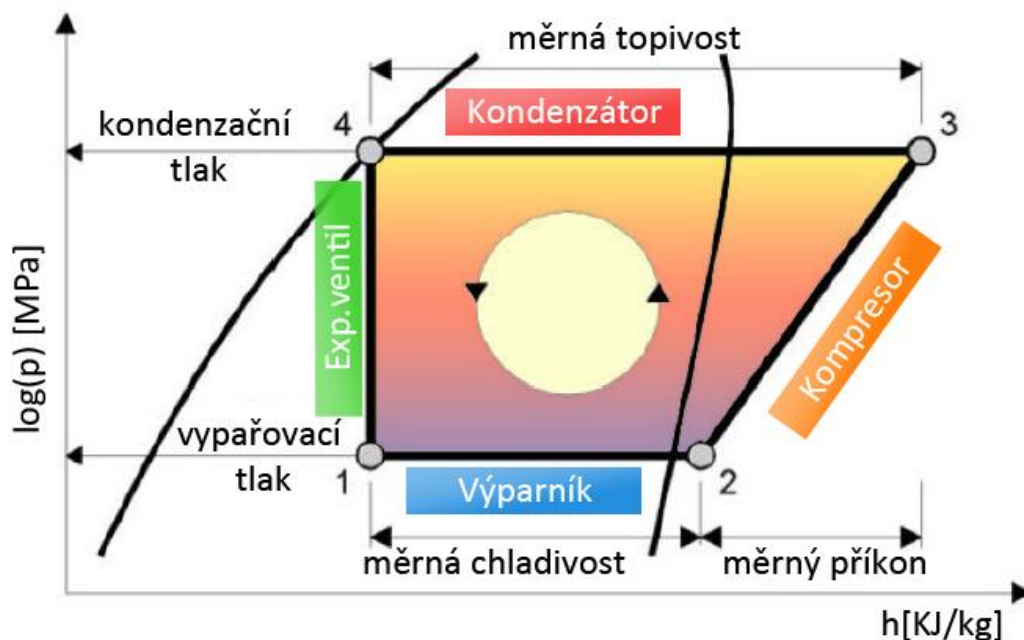
d) **Expanzní ventil**

Kapalné chladivo, které díky odebranému teplu zkondenzovalo v kondenzátoru při vyšším (kondenzačním) tlaku, se v expanzním ventilu vstříkuje do výparníku tepelného čerpadla, aby se zde opět při nižším (vypařovacím) tlaku vypařilo do plynného skupenství. Dochází zde tedy k razantnímu snížení tlaku v chladivu.

Tento cyklus se neustále a velice rychle opakuje, což nám způsobuje, že tepelné čerpadlo přečerpává teplo z vnějšího prostředí do sekundárního okruhu.

Blíže se k těmto základním komponentům tepelného čerpadla budu věnovat v další části této diplomové práce.

Chladicí oběh tepelného čerpadla:



Obr. 3.3: Základní chladicí oběh tepelného čerpadla

Na obrázku „Obr. 3.3: Základní chladicí oběh tepelného čerpadla“ je znázorněn základní chladicí okruh tepelných čerpadel v $\log(p) - h$ diagramu. Velikost tepelné energie, která se nám převede do otopné soustavy (kondenzační teplo) je dána rozdílem entalpií (h) v bodech 3 a 4. Tuto hodnotu také nazýváme jako tzv. měrnou topivost. Množství tepelné energie, kterou přivádíme do soustavy tepelného čerpadla z přírodních zdrojů (atmosférický vzduch, voda nebo země), je dáno rozdílem entalpií v bodech 1 a 2. Tuto hodnotu nazýváme také měrná chladiivost. Množství energie, kterou musíme do systému tepelného čerpadla dodat prostřednictvím kompresoru, je dáno rozdílem entalpií v bodech 2 a 3. Tuto hodnotu můžeme také nazývat měrným výkonem. V praxi je zapotřebí se pokusit o co nejmenší podíl práce kompresoru, abychom dosáhli co nejlepších hodnot COP.

3.1 Výparník

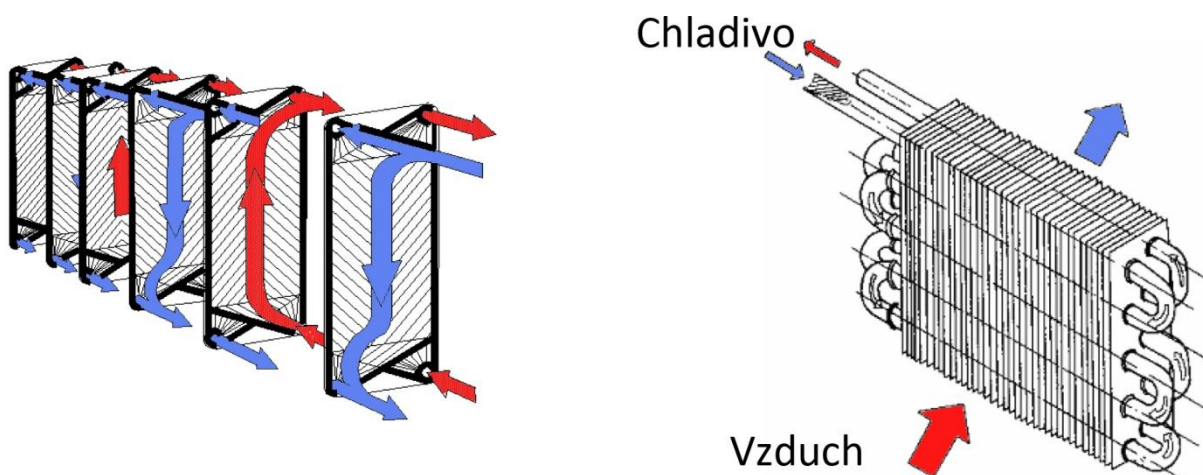
Výparník nám odebírá nízkopotenciální tepelnou energii zdroji tepla. V případě tepelných čerpadel odebírá tepelnou energii atmosférickému vzduchu, vodě nebo zemi. Dochází zde k vypařování chladiva za nízkého tlaku a teplotě t_{v1} , která je nižší než výstupní teplota teplotonosné látky t_{v2} .

Ochlazování teplotonosné látky je zajištěno:

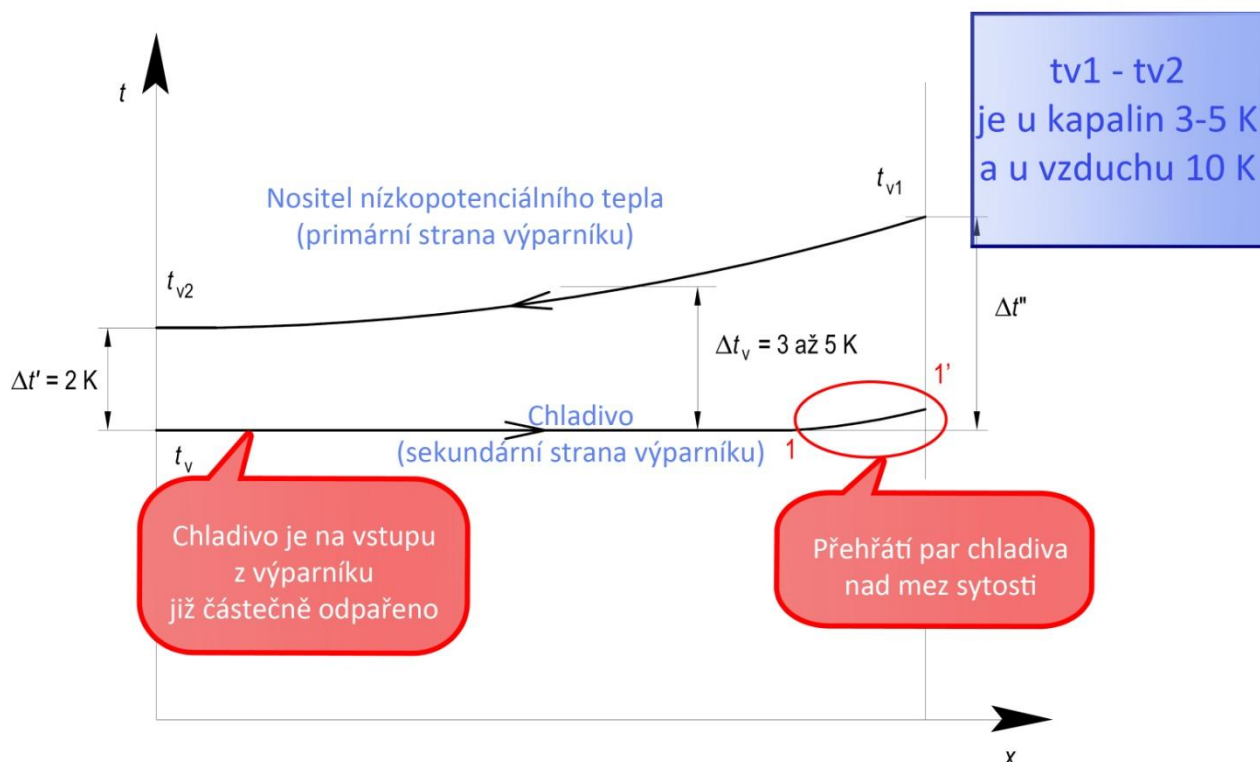
- Nemrznoucí směsí (u tepelných čerpadel typu Země – Voda)
- Vodou (u tepelných čerpadel typu Voda – Voda)
- Vzduchem (u tepelných čerpadel typu Vzduch – Vzduch)

Výměníky ve výparníku se liší dle skupenství látek, které předávají tepelnou energii. U kapalin se využívá převážně letovaný deskový výměník a u vzduchu se využívá převážně trubkový žebrový výměník.

a) Letovaný deskový výměník b) trubkový žebrový výměník



Obr. 3.4: Letovaný deskový výměník a trubkový žebrový výměník



Obr. 3.5: Tepelné děje probíhající na výparníku

Výkon výparníku vypočítáme ze vztahu:

$$\dot{Q}_v = U_v \cdot A \cdot \Delta t_v$$

Rozdíl teplot na výparníku Δt_v vypočítáme ze vztahu:

$$\Delta t_v = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{(t_{v1} - t_v) - (t_{v2} - t_v)}{\ln \frac{(t_{v1} - t_v)}{(t_{v2} - t_v)}} = \frac{(t_{v1} - t_{v2})}{\ln \frac{(t_{v1} - t_v)}{(t_{v2} - t_v)}}$$

Pokud jsou rozdíly teplot příliš malé můžeme výpočet zlinearovat na vztah:

$$\Delta t_v = t_{v12} - t_v = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} - t_v$$

3.2 Kompressor

Kompressor tepelného čerpadla nám zajišťuje nasávání přehřáté páry z výparníku. Zabezpečuje stlačení tlaku z p_v (tlak na sání) na kondenzační tlak p_k . Kompressor musí být schopen funkce v požadovaném rozsahu tlaků a teplot a musí zaručit spolehlivý provoz tepelného čerpadla.

Kompresory užívané v tepelných čerpadlech mohou být v několika provedeních. Dle principu stlačování vzduchu je rozdělujeme na spirálové, pístové a šroubové. Většinou využíváme kompresory, které jsou poháněné elektrickými motory, které jsou odděleny od kompresoru, tudíž se tepelné ztráty motoru nepodílí na oběhu.

Elektrický příkon kompresoru – P_{el} :

Elektrický výkon kompresoru vypočítáme ze vztahu:

$$P_{el} = \frac{P_i}{\eta_s} = \frac{P_i}{\eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_{el}} = \frac{P_{ef}}{\eta_p \cdot \eta_{el}}$$

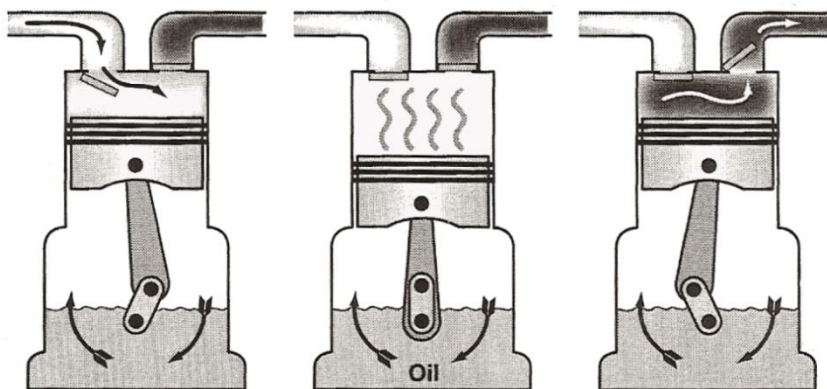
η_m – mechanická účinnost kompresoru

η_p – účinnost převodu

η_{el} – účinnost elektromotoru

a) Pístové kompresory:

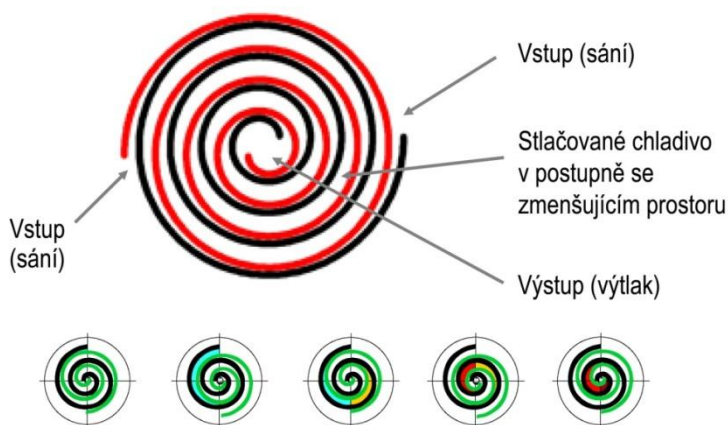
Jedná se o nejstarší typ kompresorů. Páry chladiva jsou nasávány přes sací ventil. Tyto sací ventily se následně zavřou a páry chladiva jsou stlačovány ve válci. Takto stlačené páry, které jsou již přehřáté, jsou vytlačeny přes výtlačné ventily při dosažení požadovaného tlaku.



Obr. 3.6: Princip funkce pístových kompresorů

b) Rotační spirálové kompresory (Scroll):

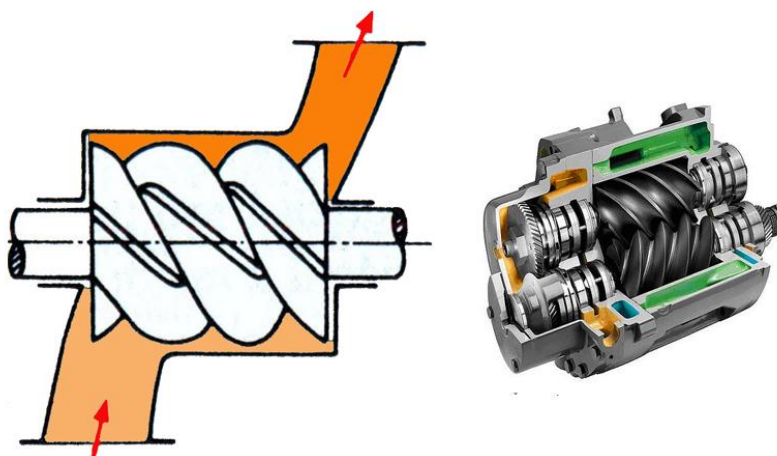
Na rozdíl od pístových kompresorů je u rotačních kompresorů pracovní cyklus nasávání, stlačování a následný výtlač par chladiva realizován pohybem pohyblivé spirály. Sání vzduchu probíhá po obvodu a výtlač ve středu. Oproti pístovým kompresorům se zde pohybuje menší množství částí a tudíž má vyšší spolehlivost, životnost a nižší hlučnost.



Obr. 3.7: Princip funkce rotačních kompresorů

c) Šroubové kompresory:

Tento druh kompresorů se využívá převážně u obrovských zařízení, kde potřebujeme stlačit velké množství vzduchu.



Obr. 3.8: Princip funkce šroubových kompresorů

3.3 Kondenzátor

Kondenzátor v tepelném čerpadle nám předává tepelnou energii do teplotnosné látky. K tomuto předávání dochází při kondenzaci chladiva za vysokého tlaku a při teplotě vyšší než je výstupní teplota teplotnosné látky t_{k2} .

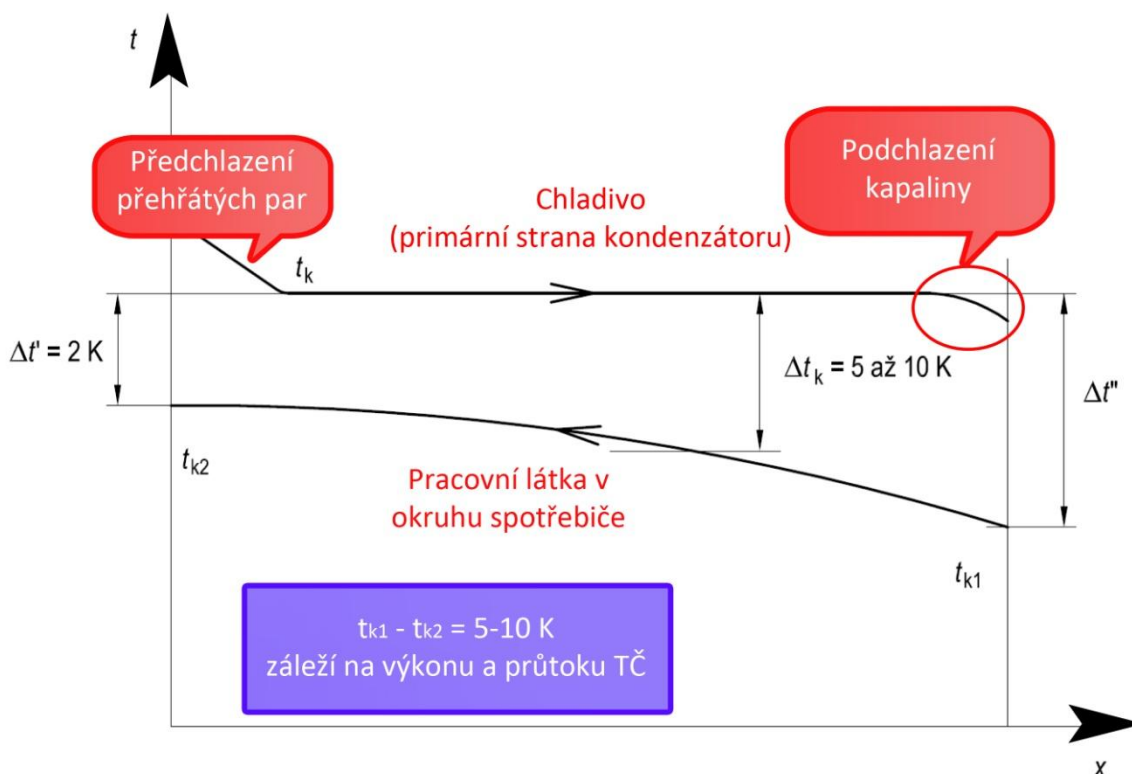
Teplotnosná látka:

- Otopná voda (u běžných tepelných čerpadel)
- Teplá voda (u tepelných čerpadel, které složí jako ohříváče)

Výměníky v kondenzátoru mohou být buďto letované deskové výměníky, nebo trubkové žebrové výměníky, které se umísťují uvnitř do zásobníku.



Obr. 3.8: Deskový výměník u kondenzátoru



Obr. 3.9:: Tepelné děje probíhající na kondenzátoru

Výkon kondenzátoru vypočítáme ze vztahu:

$$\dot{Q}_k = U_k \cdot A \cdot \Delta t_k$$

Rozdíl teplot na kondenzátoru Δt_k vypočítáme ze vztahu:

$$\Delta t_k = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{(t_k - t_{k1}) - (t_k - t_{k2})}{\ln \frac{(t_k - t_{k1})}{(t_k - t_{k2})}} = \frac{(t_{k2} - t_{k1})}{\ln \frac{(t_k - t_{k1})}{(t_k - t_{k2})}}$$

Pokud jsou rozdíly teplot příliš malé můžeme výpočet zlinearovat na vztah:

$$\Delta t_k = t_k - t_{k12} = t_k - \frac{t_{k1} + t_{k2}}{2}$$

3.4 Expanzní ventil

Expanzní (škrťací) ventil nám udržuje tlakový rozdíl mezi vysokotlakou a nízkotlakou stranou chladicího okruhu. Reguluje nám také průtok chladiva, které proudí z kondenzátoru do výparníku v závislosti na výstupní teplotě z výparníku. Udržuje stabilní přehřátí chladiva za výparníkem o $\Delta t_p = 4 - 8$ K. Průchodem kapalného chladiva expanzním ventilem se nám díky poklesu tlaku část chladiva odpaří a do výparníku tak vstupuje jako směs páry a kapaliny při výparné teplotě (mokrý pára).

Jako škrťací orgán nám může sloužit:

- Kapilára – pro konstantní provozní podmínky (například u chladničky)
- Termostaticky řízený expanzní ventil (TEV)
- Elektronicky řízený expanzní ventil (EEV)



Obr. 3.10: Termostaticky řízený expanzní ventil (TEV)

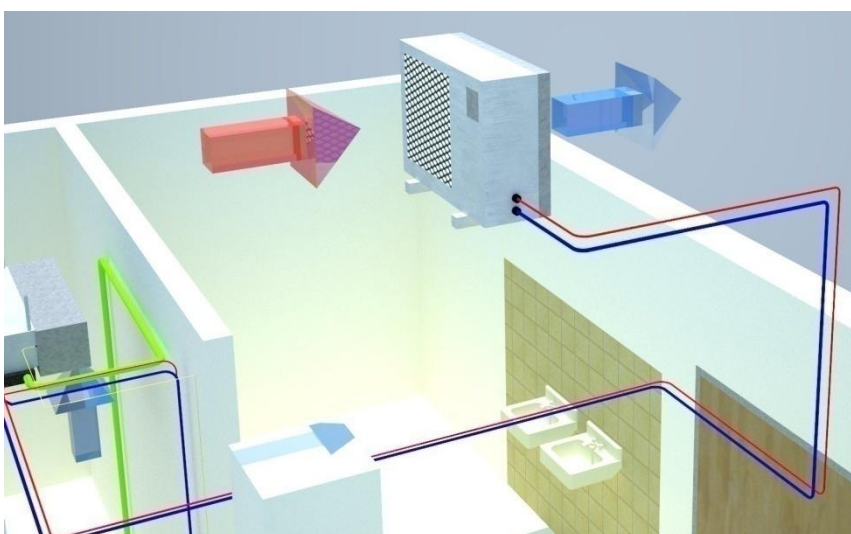
4. Rozdělení tepelných čerpadel

Tepelná čerpadla vždy zkráceně označujeme podle toho, odkud odebírají tepelnou energii a do jaké látky tuto tepelnou energii předávají. Jak jsem již v této diplomové práci několikrát zdůraznil, tak pro provoz tepelných čerpadel používáme především přírodních zdrojů a to atmosférický vzduch, vodu nebo zemi. Další a méně obvyklou možností je využití odpadního vzduchu, odpadních vod nebo termálních pramenů teplé podzemní vody.

V praxi to znamená, že například tepelné čerpadlo typu „Vzduch - Voda“ nám odebírá tepelnou energii z okolního vzduchu a předává tuto energii vodě, která je součástí topného systému. Tepelné čerpadlo typu „Vzduch - Vzduch“ nám předává tepelnou energii z venkovního vzduchu do vnitřního vzduchu a je tedy určeno pro teplovzdušné vytápění nebo klimatizaci. Nejčastěji se využívají tepelná čerpadla typu „Vzduch – Voda“, „Vzduch – Vzduch“, „Voda – Voda“ a „Země – Voda“. Tepelná čerpadla typu „Země - Voda“ a „Voda - Voda“ jsou principiálně totožná a liší se pouze ve venkovní části, která získává energii ze země nebo z vody.

Rozdělil jsem tedy tepelné čerpadla do následujících kategorií:

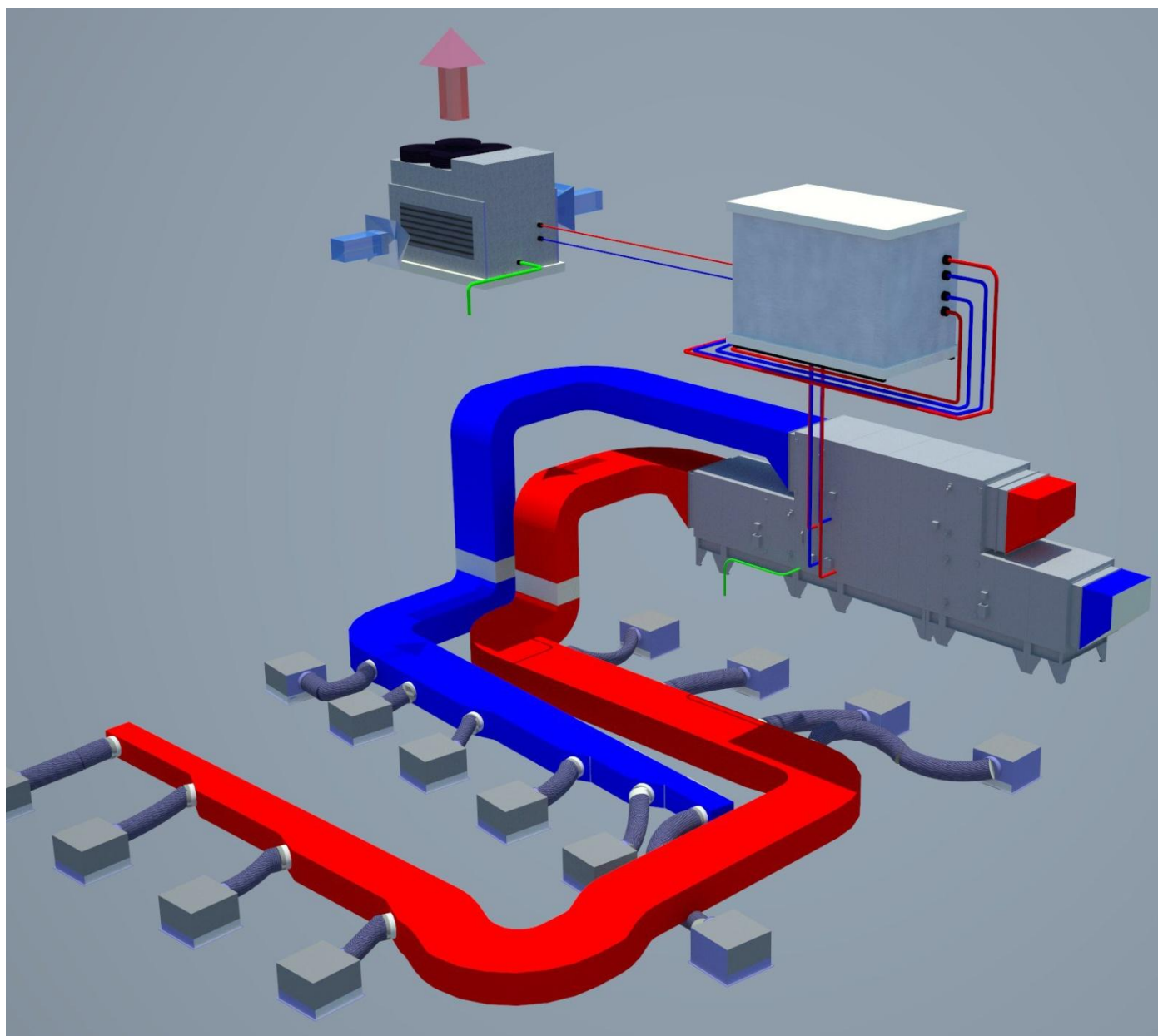
- a) Tepelná čerpadla typu „Vzduch – Voda“
- b) Tepelná čerpadla typu „Vzduch – Vzduch“
- c) Tepelná čerpadla typu „Voda – Voda“
- d) Tepelná čerpadla typu „Země – Voda“



Obr. 4.1: Model externí jednotky tepelného čerpadla „Vzduch – Vzduch“

4.1 Tepelná čerpadla typu „Vzduch – Voda“

Tepelná čerpadla typu „Vzduch – Voda“ využívají jak primární zdroj tepelné energie venkovní vzduch. Z tohoto vzduchu se odebírá nízkopotenciální teplo, které se pomocí tepelného čerpadla zvyšuje na vyšší teplotu a přenáší do vody, která je využita v topném systému nebo v zásobníku teplé vody.



Obr. 4.2: Model systému tepelného čerpadla „Vzduch–Voda“ s hydraulickým modulem

Tyto tepelná čerpadla se dají umístit téměř kdekoli, ale s výhodou se využívají hlavně v oblastech s vyšší průměrnou roční teplotou. Jsou schopna vyrábět teplo až do venkovní teploty $t_{\text{ext}} = -25\text{ °C}$, ale s teplotou venkovního vzduchu se značně mění i výkon tepelného čerpadla. S klesající teplotou venkovního vzduchu klesá i výkon tepelného čerpadla. Z tohoto důvodu se tepelná čerpadla typu „Vzduch-Voda“ většinou provozují v takzvaném bivalentním provozu. V praxi to většinou probíhá tak, že při teplotě bivalentního bodu (teplota kolem -5 °C) se nám zapne doplňkový zdroj tepla (většinou elektrokotel) a ten se podílí na ohřevu topné vody.

Nejmodernější tepelná čerpadla, která mají frekvenčně řízené kompresory, jsou schopna zachovat plný výkon i při nízkých venkovních teplotách. Ovšem při těchto nízkých teplotách se značně zvyšuje elektrický příkon kompresoru. Toto zvýšení elektrického příkonu nám tedy i při zachování plného výkonu tepelného čerpadla značně snižuje jeho topný faktor. Při dlouhodobém výskytu nízkých teplot v exteriéru pokrývá celou potřebu tepelné energie doplňkový zdroj.

Podle umístění můžeme tepelná čerpadla „Vzduch-Voda“ je rozdělit na 3 základní typy:

a) Venkovní kompaktní jednotky

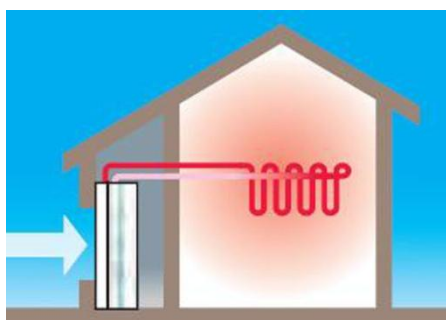
Celá jednotka tepelného čerpadla (výparník, kompresor, kondenzátor i expanzní ventil) je umístěna ve vnějším prostředí. Propojení s vnitřní topnou/chladicí soustavou se provede izolovaným potrubím, ve kterém proudí topná/chladicí voda. Ta je vedena buďto přímo ke spotřebiči tepelné energie, nebo do akumulární nádrže, kde se daná tepelná energie uchovává pro jeho další využití. Systém těchto tepelných čerpadel musí být zabezpečený proti zamrznutí.



Obr. 4.3: Tepelné čerpadlo v provedení venkovní kompaktní jednotky

b) Vnitřní kompaktní jednotky

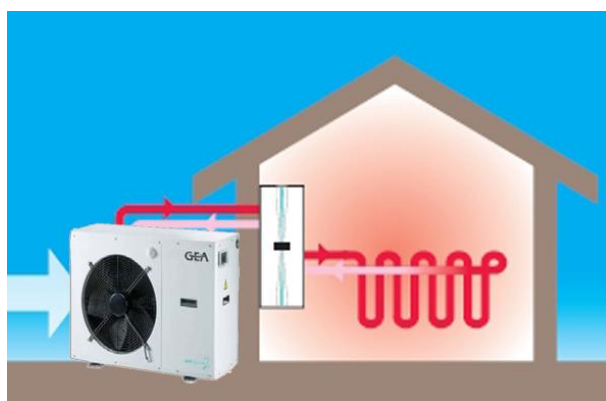
Celá jednotka tepelného čerpadla (výparník, kompresor, kondenzátor i expanzní ventil) je umístěna ve vnitřním prostoru. K tomuto tepelnému čerpadlu je přiveden přívod venkovního vzduchu a také je k němu připojený výfuk ochlazeného vzduchu, který se vrací zpět do venkovního prostoru. Je důležité zabezpečit, aby nedocházelo ke smíšení nasávaného a vyfukovaného vzduchu. Smíšením těchto vzduchů by nám došlo k razantnímu snížení účinnosti tepelného čerpadla. Tato varianta je sice levnější než venkovní kompaktní jednotka, ale z důvodu velkých rozměrů zabírá ve vnitřním prostoru budov značný prostor.



Obr. 4.4: Tepelné čerpadlo v provedení vnitřní kompaktní jednotky

c) Samostatná venkovní a vnitřní jednotka (Split)

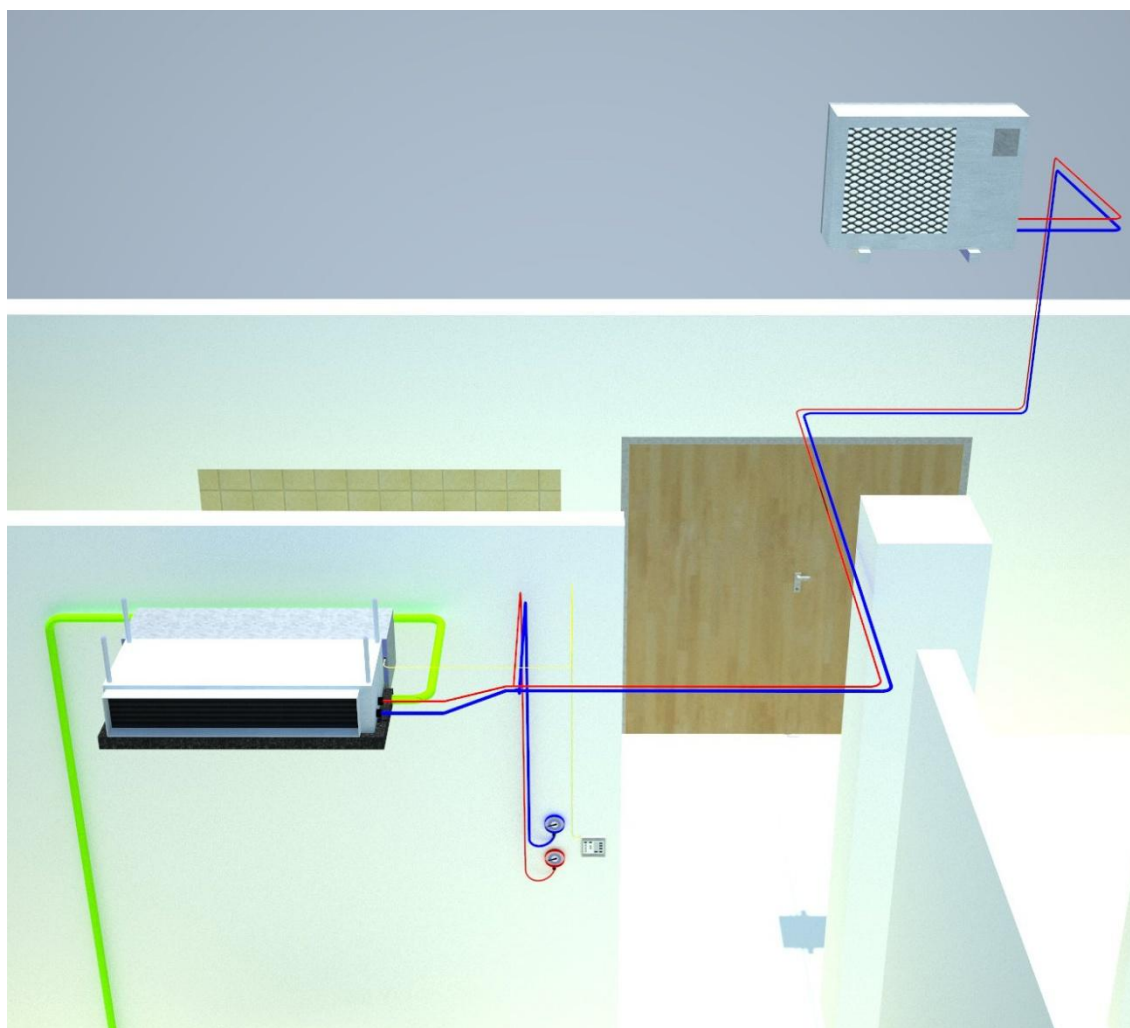
Venkovní jednotka tepelného čerpadla (výparník a kompresor) je propojena s vnitřní jednotku tepelného čerpadla (kondenzátor) izolovaným potrubím, ve kterém proudí chladivo. Venkovní jednotka bývá umístěna na střeše, obvodové stěně, nebo na volném prostranství. Vnitřní jednotka je připojena na topnou/chladicí soustavu stejně jako kotel (v režimu chlazení chiller).



Obr. 4.5: Tepelné čerpadlo ve split provedení

4.2 Tepelná čerpadla typu „Vzduch – Vzduch“

Tepelná čerpadla typu „Vzduch – Vzduch“ využívají jak primární zdroj tepelné energie venkovní vzduch. Z tohoto vzduchu se odebírá nízkopotenciální teplo, které se pomocí tepelného čerpadla zvyšuje na vyšší teplotu a přenáší se opět do vzduchu, který se využívá pro ohřev/chlazení uvnitř budovy. Tato tepelná čerpadla nejsou schopna na rozdíl od jiných tepelných čerpadel zajišťovat ohřev teplé užitkové vody. V letním období fungují tepelná čerpadla „Vzduch – Vzduch“ v obráceném chodu jako klimatizace a umožňují místo výroby tepla toto teplo odebírat a tím vzduch ochlazovat. Mezi tento typ tepelných čerpadel se řadí i systémy využívající rekuperace tepla.



Obr. 4.6: Model systému tepelného čerpadla „Vzduch–Vzduch“ ve splitovém provedení

Tepelné čerpadlo „Vzduch-Vzduch“, může být stejně jako tepelná čerpadla typu „Vzduch – Voda“ v děleném provedení (venkovní a vnitřní jednotka) nebo v kompaktním provedení, kdy jsou do centrální jednotky tepelného čerpadla vedeny vzduchové rozvody. Tyto tepelná čerpadla se skládají ze dvou základních prvků a to výparníku a vnitřní jednotky, která v sobě má tepelný výměník „Vzduch-Vzduch“.

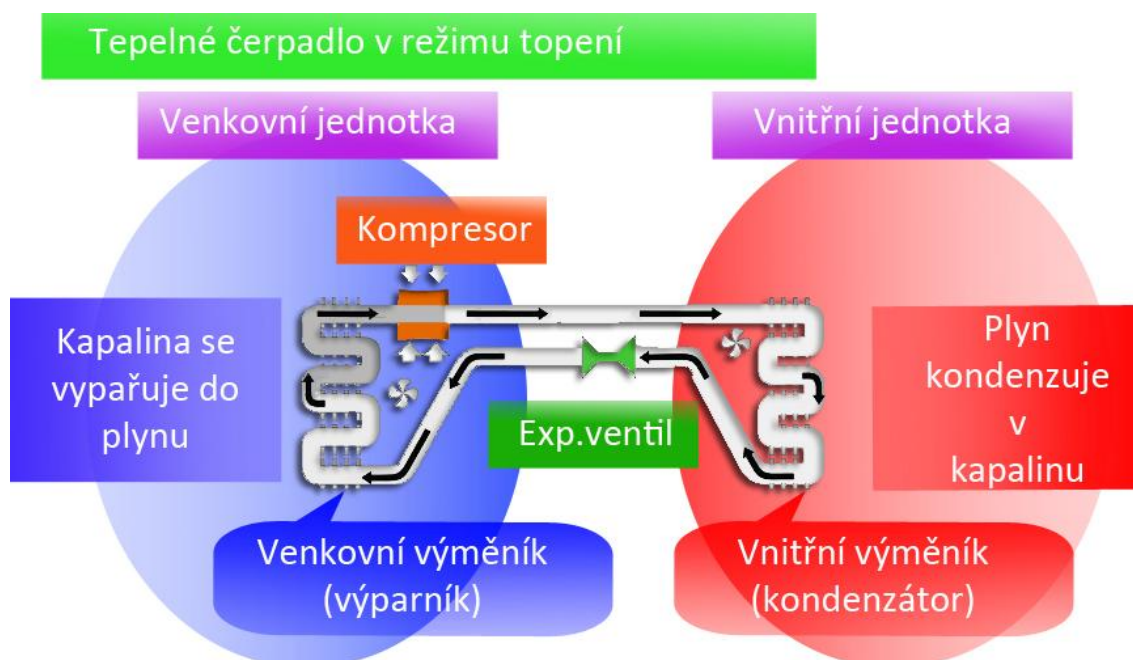
Ve výparníku tepelného čerpadla se za pomoci podchlazeného chladiva, které cirkuluje v uzavřeném registru z tenkých měděných trubiček, odebírá tepelná energie, která je obsažená ve venkovním vzduchu. Mírně ohřáté chladivo se nasává kompresorem a stlačuje na vysoký tlak, čímž se zahřívá na cca 70°C.

Horké páry chladiva jsou vedeny do kondenzátoru, kde se v tepelném výměníku setkají tyto páry s vratným vzduchem z místnosti. Dochází zde ke kondenzaci horkých par a k předání tepelné energie cirkulujícímu vzduchu v soustavě vnitřní jednotky tepelného čerpadla.

Chladivo, které je již v kapalném stavu, je následně přes redukční ventil (pod velkým tlakem) vstříkováno do výparníku, dochází k odparu, zchlazení a následnému postupnému odběru tepelné energie z venkovního prostředí. Okolní vzduch je skrz výparník proháněn pomocí ventilátoru.

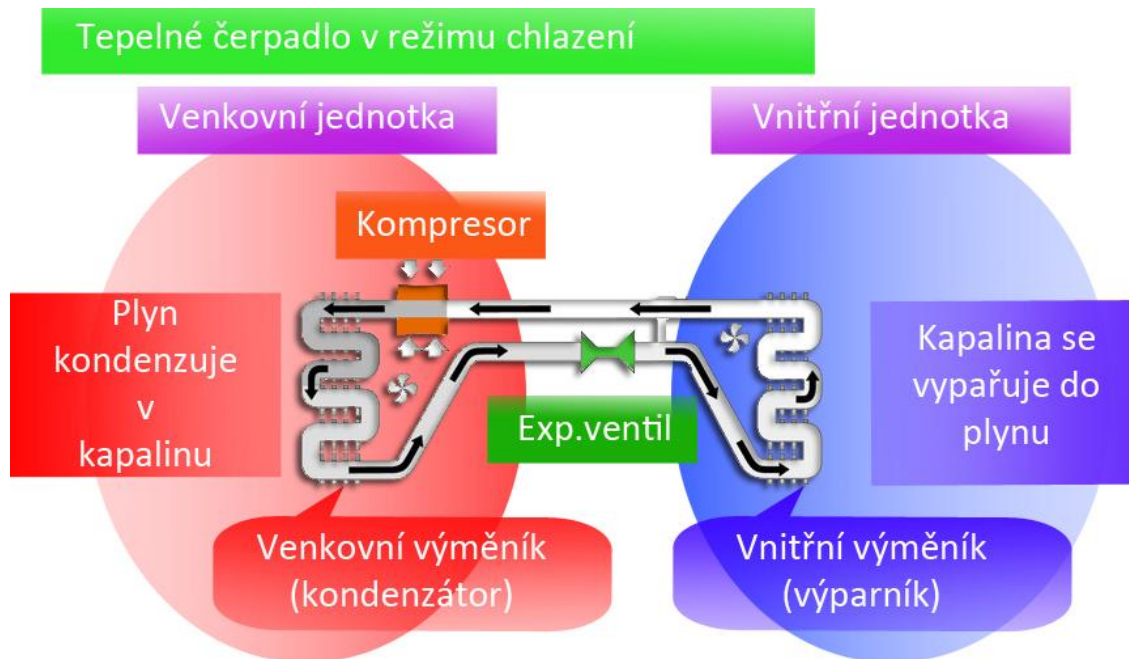
Pokud jsou nízké venkovní teploty, tak se automaticky zapne doplňkový (bivalentní) topný zdroj. Bivalentní topný zdroj (elektrokotel) bývá již součástí tohoto tepelného čerpadla.

a) Režim ohřevu



Obr. 4.7: Schéma funkce systému tepelného čerpadla „Vzduch–Vzduch“ ve splitovém provedení v režimu ohřevu

b) Režim chlazení :



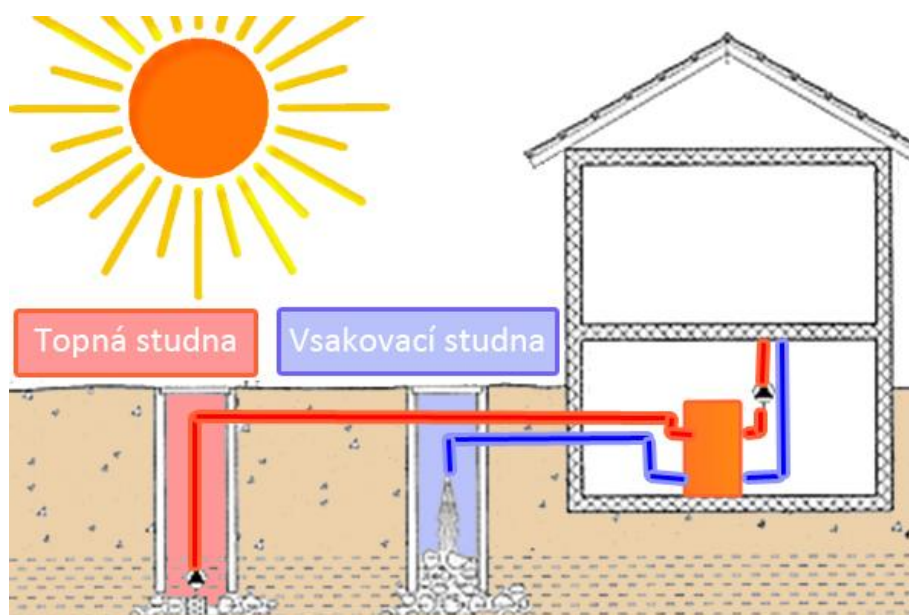
Obr. 4.8: Schéma funkce systému tepelného čerpadla „Vzduch–Vzduch“ ve splitovém provedení v režimu chlazení

4.3 Tepelná čerpadla typu „Voda – Voda“

Tepelná čerpadla typu „Voda-Voda“ využívají tepelnou energii obsaženou ve vodě a předávají jí dále opět do vody. Tepelná energie se může odebírat jak z vody povrchové, tak i z vody podzemní. Voda prochází přímo výparníkem tepelného čerpadla, který ji odebírá teplo. Pokud to geologické dispozice a vydatnost vodního zdroje dovolí, jsou tepelná čerpadla typu „Voda-Voda“ tím nejlepším zdrojem tepelné energie. Podzemní voda má poměrně stabilní teplotu kolem 10°C, je tak nejteplejším přírodním zdrojem. Jako zdroj tepelné energie slouží většinou voda ze studen. Druhý možný zdroj tepelné energie v těchto tepelných čerpadlech je povrchová voda z řek, rybníků, jezer a jiných vodních ploch.

a) Voda ze studny

Abychom mohli využívat tepelnou energii obsaženou ve studniční vodě, je třeba mít zajištěný celoročně dostatečně vydatný zdroj. Dále je důležité vhodné složení vody, které nesmí způsobovat zanášení tepelného výměníku. Voda se čerpá ze studny většinou klasickým ponorným čerpadlem, v tepelném čerpadle se ochladí a vrací se zpět do vsakovací studny. Kromě čerpací studny je tedy třeba zhotovit v dostatečné vzdálenosti ještě vsakovací studnu, ze které ochlazená voda nesmí prosakovat zpět do sací studny. Teplota vody ve studni musí být dostatečně vysoká, aby ji bylo možno ochlazovat bez nebezpečí zamrznutí.



Obr. 4.9: Schéma systému tepelného čerpadla „Voda–Voda“ ve studnovém provedení

b) Povrchová voda

Při využití povrchové vody pro přenos tepelné energie se využívá nejčastěji vody z rybníků, jezer nebo řek. Většinou se na dno pokládá kolektor vytvořený z plastových trubek, kterým proudí nemrznoucí teplotněstabilní látka. V některých případech lze vodu přivádět přímo k tepelnému čerpadlu a ochlazenou ji vypouštět zpět do řeky (obdobně jako při využití studniční vody).



Obr. 4.10: Schéma systému tepelného čerpadla „Voda–Voda“ čerpající tepelnou energii z povrchové vody.

4.4 Tepelná čerpadla typu „Země – Voda“

Tepelná čerpadla využívající tepelnou energii ze země můžeme považovat za nejstabilnější. Tyto tepelná čerpadla bývají často provozovány v bivalentním provozu, ovšem mohou být provozovány i jako monovalentní zdroj. Samotné tepelné čerpadlo je umístěno většinou uvnitř objektu. Pro přečerpávání tepelné energie ze země se využívají zemní plošné kolektory (horizontální kolektory) nebo hloubkové vrty (vertikální kolektor).

a) Zemní plošný kolektor (horizontální kolektor)

Tyto tepelné čerpadla odebírají tepelnou energii pomocí plošného kolektoru, který se umísťuje do nezamrzné hloubky, která je v běžných podmínkách kolem 1,2 až 1,5 m. Pro použití těchto plošných kolektorů je ovšem potřeba velkého prostoru, abychom byli schopni dodat dostatečný tepelný výkon tepelnému čerpadlu. Pokud bychom chtěli tepelnému čerpadlu dodat výkon 10kW je potřeba přibližně 250-350 m² plochy pozemku. Výhodnější jsou půdy obsahující větší množství vody, která nám pomáhá rychleji vrátit tepelnou energii zpět do půdy. Tepelná energie je do tepelného čerpadla přiváděna pomocí plastového potrubí, ve kterém proudí etylenglykolová směs. Toto plastové potrubí se obvykle pokládá do země s roztečí přibližně 1m. V zimních měsících dochází vlivem neustálého ochlazování zemního kolektoru k jeho promrzání a tím i související snižování výkonu.



Obr. 4.11: Schéma systému tepelného čerpadla „Země–Voda“ čerpající tepelnou energii ze zemních plošných kolektorů.

b) Hlubkové vrty (vertikální kolektor)

V těchto systémech využívá tepelné čerpadlo tepelnou energii odebranou z hlubkových vrtů. Tyto vrty mají průměr 12-18mm a jsou v nich uloženy plastové trubky, ve kterých proudí nemrznoucí kapalina (etylenglykolová směs). Abychom dodali tepelnému čerpadlu výkon 10kW je potřeba udělat přibližně 120-180m vrtů. Jednotlivé vrty přitom mohou být hluboké až 150m a musí být umístěny alespoň 10m od sebe. Tyto hlubkové vrty nám zajišťují stabilní zdroj tepelné energie, protože teplota se v takové hloubce téměř nemění.



Obr. 4.12: Schéma systému tepelného čerpadla „Země–Voda“ čerpající tepelnou energii ze hlubkových vrtů.

5. Ekologie tepelných čerpadel

Na ekologii provozu tepelných čerpadel je potřeba se podívat ze dvou základních hledisek. Jedním hlediskem je spotřeba primární energie a druhým hlediskem je využívání chladiv (směsí). Spotřeba primárních neobnovitelných zdrojů energie tepelného čerpadla je dána nutností dodávky elektrické energie pro pohon kompresoru. V našich regionálních podmínkách se elektrická energie nejčastěji vyrábí z primárních neobnovitelných zdrojů. Hlavně z uhlí, plynu, nebo štěpením jader atomů.

Tepelná čerpadla při svém provozu spotřebují přibližně jednu třetinu elektrické energie. Při zvážení ekologie provozu tepelného čerpadla je potřeba myslet i na to, že při výrobě elektrické energie jsou ztráty kolem 70%. V praxi by tedy šlo říci, že tepelné čerpadlo ušetří prakticky stejně velkou část energie, která se nenávratně ztratí při výrobě a během přenosové cesty z elektrárny.

V závislosti na účinnosti výroby a účinnosti zdroje, se kterým tepelné čerpadlo porovnáváme, je minimální energeticky hospodárný topný faktor, který povede k úspoře primárních energetických zdrojů, přibližně $< 2,5; 3,5 >$. Vzhledem k tomu, že běžná tepelná čerpadla mají topný faktor kolem 3,5, šetří tepelná čerpadla primární neobnovitelné zdroje energie jen velice nepatrně.

Pokud bychom však byli schopni elektrickou energii vyrábět lokálně u spotřebitele, například pomocí fotovoltaických panelů, biomasy nebo z palivových článků, byl by provoz tepelných čerpadel maximálně úsporný a ekologický zdroj tepla.

Druhým ekologickým problémem u tepelných čerpadel je jeho chladicí okruh, který využívá chladiva. Největší riziko spočívá v možném úniku chladiva, které by mohlo následně poškodit ozónovou vrstvu. V minulosti se hojně využívaly tvrdé freony typu R11 a R12, které byly nahrazeny nejprve takzvanými měkkými freony typu R22 a R134 A, které poškozovaly ozónovou vrstvu přibližně 20 krát méně než tvrdé freony.

V současnosti se používají chladiva, která jsou co nejméně škodlivá. Mezi tyto chladiva patří především typy R407 C a R404 C. Při manipulaci s chladicím okruhem je však i přesto třeba chladivo odsát, aby nedocházelo k jeho úniku do atmosféry. Někteří výrobci nabízejí tepelná čerpadla, která používají jako chladivo propan.

Zhodnotit ekologii provozu tepelných čerpadel tedy není vůbec jednoduché a jednoznačné. Vždy je třeba zvážit jeho dopad na životní prostředí a jeho účinnost v systému. Jedním z ukazatelů jeho ekologičnosti je hodnota spotřeby CO_2 , kterou udává výrobce.

6. Ekonomika provozu tepelných čerpadel

Pokud bychom chtěli provést ekonomické zhodnocení investice do tepelného čerpadla, musíme porovnat investiční a provozní náklady tepelného čerpadla a jiných zdrojů tepla (chlada). Délka návratnosti této investice se většinou srovnává se zdroji tepla, jako je zemní plyn nebo elektřina, a je výrobcí udávána v rozmezí čtyř až osmi let.

Určit ovšem návratnost této investice je velice obtížné hlavně kvůli nutnosti odhadu budoucího růstu cen energií. Vzhledem k tomu, že se ceny energií mění velice rychle a životnost systému tepelných čerpadel je v rozmezí patnácti až dvaceti let, je téměř nemožné určit tuto návratnost přesně. Budeme-li však předpokládat nepříznivé podmínky a ekonomickou návratnost investice do tepelného čerpadla 10 let, tak se nám stále investice z dlouhodobého hlediska provozu tepelného čerpadla vyplatí. V případě porovnání tepelného čerpadla s vytápěním propanem nebo topným olejem je doba návratnosti podstatně kratší.

Státní dotace na instalaci tepelných čerpadel

V rámci "Státního programu na podporu úspor energie a využití obnovitelných zdrojů energie" jsou státem poskytovány dotace na instalaci tepelných čerpadel. Tyto dotace přiděluje Státní fond životního prostředí. Maximální výše dotace byla pro fyzické osoby 30% z celkové investice. Za celkovou investici se považují náklady na pořízení, případně instalaci tepelného čerpadla, včetně příslušenství ovšem již bez otopných soustav.

Legislativa a podmínky pro udělení státní dotace na instalaci tepelných čerpadel se však neustále mění.

7. Využití tepelných čerpadel pro účely vzduchotechniky

Jak již bylo v této diplomové práci několikrát zdůrazňováno, tak tepelná čerpadla jsou zařízení, která jsou schopna využívat nízkopotenciální energii z přírodních zdrojů a následně tuto tepelnou energii převést do chladiva s vyšší teplotní hladinou, kterou už jsme schopni využívat dále. Pro účely vzduchotechniky jsou výhodná především tepelná čerpadla, která jsou schopna fungovat nejen v režimu tepelného čerpadla (ohřev), ale jsou schopna také v režimu chlazení vyrábět chlad, respektive odebírat tepelnou energii vnitřnímu prostředí.

Z hlediska vzduchotechniky nám tepelná čerpadla slouží jako zdroj chladu (v letním provozu) a také jako zdroj tepla (v zimním provozu). Tepelná čerpadla, která se dají využít pro účely vzduchotechniky, jsou vyráběny v širokém rozmezí tepelných a chladících výkonů. Od přibližně 1,5kW až po stovky kW. Není tedy problém z technického hlediska, v běžných klimatických podmínkách České republiky, využít tepelných čerpadel jako primárního zdroje chladu nebo tepla. Ovšem téměř vždy se tepelná čerpadla, která využíváme pro účely vzduchotechniky, používají v kombinaci s druhým zdrojem tepla. Ten je v provozu pouze při nízkých venkovních podmínkách. Tento druh provozu se také nazývá bivalentní. Nejčastěji se jako druhý zdroj využívá elektrokotel, nebo plynový kotel. Moderní tepelná čerpadla, která jsou využívána jako zdroj tepla a chladu ve vzduchotechnice, již většinou v sobě mají elektrokotel vestavěný a tudíž není potřeba do systému zapojovat žádný další zdroj tepla. Obvykle se tepelná čerpadla navrhuje na pokrytí přibližně 60% tepelných ztrát. Tudíž jeho výkon postačuje přibližně do teploty bivalentního bodu. Při nižších teplotách se automaticky zapojí i druhý zdroj tepla.

V zásadě se pro účely vzduchotechniky využívají 2 typy tepelných čerpadel:

a) Tepelná čerpadla předávající tepelnou energii přímo do vzduchu (tepelná čerpadla typu „Vzduch-Vzduch“):

Tato tepelná čerpadla nám v zimním provozu (režim tepelného čerpadla) odebírají tepelnou energii vnějšímu vzduchu za pomoci tepelného výměníku uvnitř externí jednotky. Tato tepelná energie je přenášena pomocí chladiva až do vnitřní jednotky, popřípadě do ohřívače v centrální VZT jednotce. Tam se tato tepelná energie předá vzduchu, který proudí přes tento tepelný výměník pomocí ventilátoru do místnosti. Principiálně se tedy výměník tepla ve vnitřní jednotce chová jako kondenzátor a výměník tepla v externí jednotce se chová jako výparník.

V letním provozu (režim přímého chlazení) se nám naopak odebírá tepelná energie ze vzduchu, který proudí do místnosti a je předávána do chladiva. K tomuto předání tepelné energie dochází v tepelném výměníku vnitřní jednotky, popřípadě v chladiči centrální VZT jednotky. Chladivo tuto tepelnou energii následně předá venkovnímu vzduchu v tepelném výměníku externí jednotky. Vlivem odebrání tepelné energie se nám přírodní vzduch, který proudí do místnosti, ochladí a také odvlhčí. Principiálně se

tedy výměník tepla ve vnitřní jednotce chová jako výparník a výměník tepla v externí jednotce se chová jako kondenzátor.

b) Tepelná čerpadla předávající tepelnou energii do vody:

Tato tepelná čerpadla využívají jako zdroj tepla a chladu nejčastěji venkovní vzduch („Vzduch-Voda“), povrchovou či podzemní vodu („Voda-Voda“) nebo využívají teplo získané ze země pomocí plošných či hlubinných vrtů („Země-Voda“).

Bez ohledu na primární zdroj tepla se všechny tyto tepelná čerpadla chovají stejně. V zimním období odebírají na tepelném výměníku (kondenzátor) teplo ze přírodního zdroje (vzduch, voda, země) a předávají tuto nízkopotenciální tepelnou energii do chladiva. Chladivo tuto energii předá na tepelném výměníku (výparník) do topné vody, která obvykle cirkuluje v topném oběhu až ke spotřebiči tepelné energie. Jako spotřebič tepelné energie můžeme uvažovat tepelný výměník v ohříváči centrální VZT jednotky, výměník ve fan-coilech, dveřních clonách a jiných zařízeních, ve kterých je tepelný výměník předávající tepelnou energii vnitřnímu vzduchu. Ochlazená vratná voda, která ve spotřebiči předala svou tepelnou energii vzduchu, je následně vedena zpět do tepelného výměníku (výparníku), kde získá zpět tepelnou energii z chladiva. Obvykle se do této soustavy ještě využívá akumulární nádoba, která pomáhá vyrovnávat teplotní výkyvy během dne a eliminuje počet sepnutí kompresoru tepelného čerpadla a tím prodlužuje jeho životnost. Běžná tepelná čerpadla jsou schopna ohřívát topnou vodu maximálně na 55°C. Maximální teplota topné vody je dána vlastnostmi chladiva a tlakovým výkonem kompresoru. S rostoucí teplotou tudíž stoupá i spotřeba elektrické energie a klesá topný faktor zařízení. Obvykle se tedy používá teplotní spád topné vody 45°C na přívodu a 35°C na vratném potrubí.

V letním období se nám v tepelném výměníku spotřebiče (chladič centrální VZT jednotky, fan-coil, dveřní clona) předá tepelná energie z vnitřního prostředí, popřípadě přírodního vzduchu, do chladicí vody, která proudí tímto spotřebičem. Přírodní vzduch, popřípadě cirkulující vzduch z místnosti se odebráním tepelné energie ochladí a odvlhčí. Chladicí voda, která se již ve spotřebiči ohřála, putuje do tepelného výměníku (kondenzátor), kde tuto tepelnou energii předá do chladiva. Chladivo následně předá v tepelném výměníku tepelného čerpadla (výparníku) tuto tepelnou energii primárnímu zdroji (vzduch, voda, země). Tento primární zdroj se přijutím tepelné energie ohřívá. V běžných podmínkách používáme v režimu chlazení tepelného čerpadla teplotní spád chladicí vody 7°C na vstupu a 12° na výstupu.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE HEAT PUMPS USED IN AIR CONDITIONING

ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ŘEŠENÍ EXPERIMENTAL SOLUTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GÉRYK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2012

8. Cíl experimentálního řešení

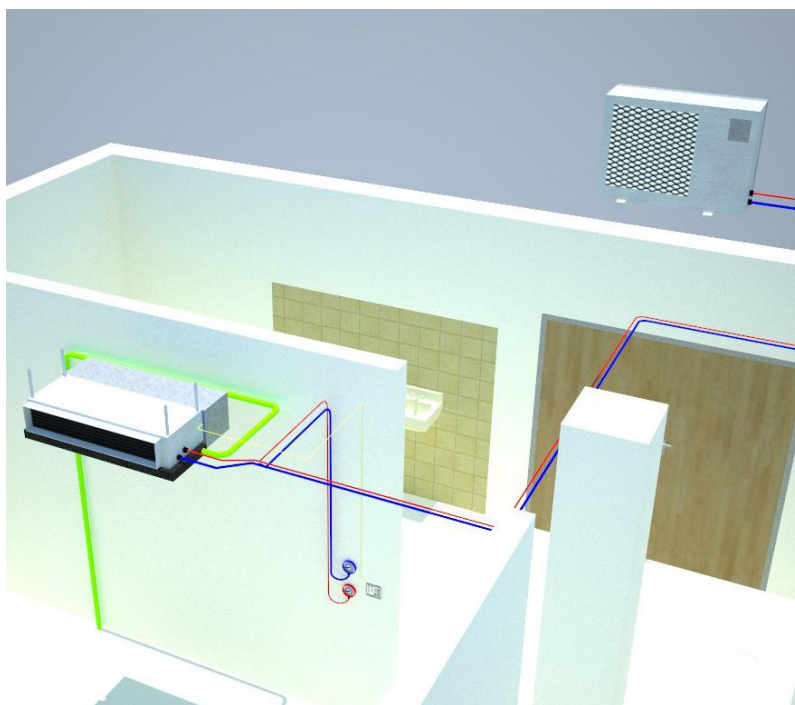
Experimentální řešení této diplomové práce se zabývá splitovou klimatizační jednotkou od firmy Mitsubishi electric, která je umístěna v místnosti laboratoře na ústavu TZB na stavební fakultě VUT v Brně.

Cílem experimentálního měření bylo podat komplexní pohled na způsob práce instalovaného split systému. Především pochopení práce této klimatizační jednotky, stanovení její účinnosti spolu s ostatními provozními parametry a srovnání získaných údajů s podklady stanovenými výrobcem, případně srovnání s legislativními a normativními požadavky. Předmětem zkoumání byl také dopad zařízení na stav interního mikroklimatu ve sledované místnosti.

Měření jsem prováděl ve spolupráci s kolegou Petrem Vlčkem, který zkoumal především chladič režim této splitové jednotky v letním období. Já jsem se zaměřil především na zimní období, kdy tato splitová jednotka funguje v režimu tepelného čerpadla (topení).

Toto klimatizační zařízení jsme testovali při různých parametrech a stavech vnitřního i vnějšího prostředí tak, abychom získali co nejširší náhled na funkci tohoto zařízení a abychom mu řádně porozuměli a byli schopni změřit co nejvíce hodnot.

Samotné měření probíhalo přerušovaně od prosince 2010 do června 2011 ve výše zmiňované místnosti laboratoře.



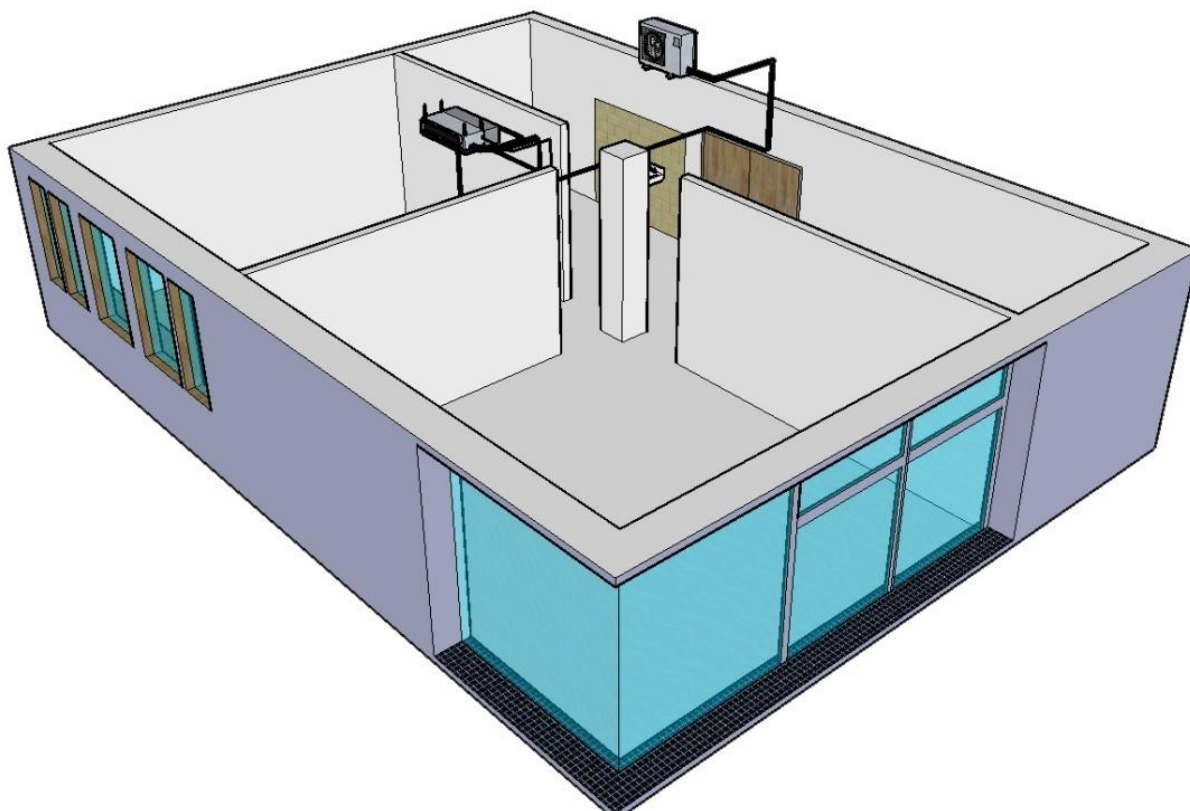
Obr. 8.1: Model split jednotky v místnosti laboratoře.

8.1 Analýza místnosti laboratoře

Předmětem experimentu byl reálný fyzický model školní laboratoře ústavu technických zařízení budov na stavební fakultě. Okna místnosti laboratoře jsou orientovány na jihozápad. Tato místnost slouží jako učebna a je vybavena řadou stavebně technických zařízení.

Skladba obvodové konstrukce:

Materiál	Tloušťka [mm]
Omítka	2
Siporex (plynosilikát)	250
Tepelná izolace (Orsil - minerální plst')	100
Větraná vzduchová vrstva	50
Fasádní keramický obklad	6



Obr. 8.2: Model místnosti laboratoře.

8.2 Analýza splitové jednotky

Cílem našeho měření byla split jednotka Mr. Slim, která se skládá ze dvou hlavních částí a to ze vnitřní jednotky SEH-2AR.TH, která je umístěna přímo v místnosti laboratoře a z venkovní jednotky SUH-2VR, která je umístěna na střeše budovy. Obě části split jednotky jsou od firmy Mitsubishi electric a jsou spolu spojené izolovanými chladivovými potrubím. Jako ekologická náhrada za chladivo R22 je zde využito směsného chladiva R417 A.

a) Venkovní jednotka SUH-2VR



Obr. 8.3: Pohled na venkovní jednotku

b) Vnitřní jednotka SEH-2AR.TH



Obr. 8.4: Pohled na vnitřní jednotku

9. Použité měřicí přístroje

K měření této experimentální části diplomové práce jsme využili několik měřících zařízení, které jsme měli většinou zapůjčené z ústavu TZB stavební fakulty VUT v Brně.

Termočláňkové dráty:

Hlavní měřenou veličinou v průběhu celého experimentu byla teplota vzduchu, pro jejíž měření bylo použito 9 teplotních čidel rozmístěných v místnosti a na vnitřní jednotce podle tabulky níže. Použité termočláňkové dráty byly typu K (NiCr-Ni) opatřeny inteligentním konektorem.

Termočidlo	Umístění v laboratoři
M0	V pobytové výšce pod jednotkou
M1	V tepelném výměníku jednotky
M2	Na výfuku vzduchu z jednotky
M3	Na výfuku vzduchu z jednotky
M4	Pod jednotkou
M5	U stropu ve středu místnosti (cca 2m jednotky)
M6	Na sání vzduchu do jednotky
M7	V exteriéru (z okna laboratoře)
M8	U podlahy pod jednotkou (ve výšce cca 30cm)

Tab. 9.1: Umístění termočidel v laboratoři



Obr. 9.1:: Použité termočláňkové dráty

Měřicí stanice:

Pro zaznamenání teplot v exteriéru, interiéru a ve vnitřní jednotce split systému jsme využili měřicí ústřednu ALMEMO 3290-8 a pro zaznamenání rychlosti proudění vzduchu jsme použili měřicí ústřednu ALMEMO 2290-2. Výrobce těchto měřicích zařízení je společnost AHLBORN - SRN

Tyto ústředny se využívají pro záznam naměřených výsledků. Jedná se o univerzální měřicí přístroje s programovatelnými konektory, díky kterým je možné naměřit a zaznamenat spoustu fyzikálních veličin. Měření je založeno na kombinaci mikroprocesorem řízeného indikačního přístroje o vysoké rozlišovací schopnosti s inteligentními Almemo konektory. Tyto konektory jsou vybaveny speciální pamětí, do které jsou uloženy parametry snímače, jako je například jejich měřicí rozsah, označení čidla a podobně. K těmto přístrojům lze připojit různá čidla. Přístroj automaticky přečte parametry čidla z paměti konektoru a automaticky k nim nastaví potřebné funkce.

Naměřená data jsou zobrazena na LCD displeji a zároveň se veškeré naměřené a vypočtené hodnoty ukládají do paměti přístroje s kapacitou 130 kB. Výstup na zapisovač, tiskárnu a počítač se realizuje připojením příslušného kabelu.

Měřicí stanice ALMEMO 3290-8, kterou jsme použili pro zaznamenávání průběhu teplot má 9 univerzálních vstupů a 2 výstupy.

Pro měření okamžitého rychlosti proudění vzduchu vrtulkovým anemometrem jsme použili měřicí přístroj ALMEMO 2290-2, který pracuje na stejném principu jako výše zmiňovaná ústředna ALMEMO 3290-8. Využili jsme ji především kvůli menším rozměrům a snadnější manipulaci, která nám dovolily držet tento přístroj během měření v rukách a odečítat aktuální hodnoty bez potřeby ukládání těchto dat do paměti.

- a) Měřicí ústředna ALMEMO 3290-8 b) Měřicí ústředna ALMEMO 2290-2



Obr. 9.2: Foto použitých měřicích ústřed

Vrtulkový anemometr:

Ke změření množství vzduchu, které protéká touto jednotkou jsme využili alometrické vrtulkové čidlo. Z rychlosti proudění, která se nám ukazovala na měřicí stanici jsme byli schopni určit průtok vzduchu jednotkou.

Tato sada pro měření rychlosti proudění vzduchu je schopna měřit v rozsahu 0,6 až 20 m/s. Přesnost měření udávaná výrobcem je $\pm 1\%$ z rozsahu a $\pm 3\%$ z měřené hodnoty. Tato sonda má průměr 15 mm a je schopna měřit v provozních teplotách -20 až $+140^{\circ}\text{C}$. Vrtulkový anemometr je propojen s měřicí stanicí pomocí 1,5m dlouhého kabelu, který je zakončen ALMEMO konektorem.



Obr. 9.3: Foto vrtulkového anemometru během měření rychlosti proudění vzduchu (vpravo) a ALMEMO konektor (nalevo)

Tlakoměry

Pro získání informací o činnosti chladicího okruhu jsou na chladivovém potrubí osazeny dva tlakoměry. Modrý tlakoměr nám ukazuje průběh tlaků na potrubí, ve kterém proudí chladivo v plynném stavu a červený nám ukazuje tlaky na chladivo ve stavu kapaliny. V průběhu měření jsme ovšem zjistili, že červený tlakoměr není osazený správně a nesnímá přímo kondenzační tlak, protože škrtkový orgán je součástí venkovní jednotky. Proto jsme brali v úvahu pouze data získaná z modrého tlakoměru. Dalším nedostatkem bylo, že oba tlakoměry byly navrženy pro chladivo R22, zatímco v okruhu byla použita jeho náhrada R417 A, které je směsné z čehož vyplývá jeho výrazný teplotní skluz. Proto byly tlakoměry využité pouze pro přibližné odečítání odpařovacího tlaku, respektive teploty.



Obr. 9.4:: Foto tlakoměrů (nalevo) a regulačního ovládání jednotky (napravo)

10. Předmět experimentu - split systém Mr. Slim

Zařízení, na kterém jsme prováděli experiment, byl split systém od firmy Mitsubishi electric s obchodním názvem Mr. Slim. Vnitřní jednotka je provedena v podstropním provedení a slouží pro cirkulační provoz. Toto zařízení může pracovat ve 3 režimech a to v chladicím režimu, topném režimu, kdy pracuje jako tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Vzduch“ a v režimu odvlhčování. Pro odvod kondenzátu při režimu chlazení a během odvlhčování je zřízeno potrubí, které je svádí kondenzát do kanalizace. Na tomto potrubí jsme umístili nádobku, s odměrnými ryskami, na které jsme sledovali množství zkondenzované vodní páry.

Ovládání celého systému jsme prováděli pomocí elektronického dálkového ovladače, který umožňoval volbu režimu systému, nastavení vyžadované teploty v místnosti, volbu rychlosti otáček ventilátoru pro cirkulaci vzduchu a časovač zapnutí a vypnutí. Ventilátor jednotky nám umožňoval volbu mezi vysokými a nízkými otáčkami.

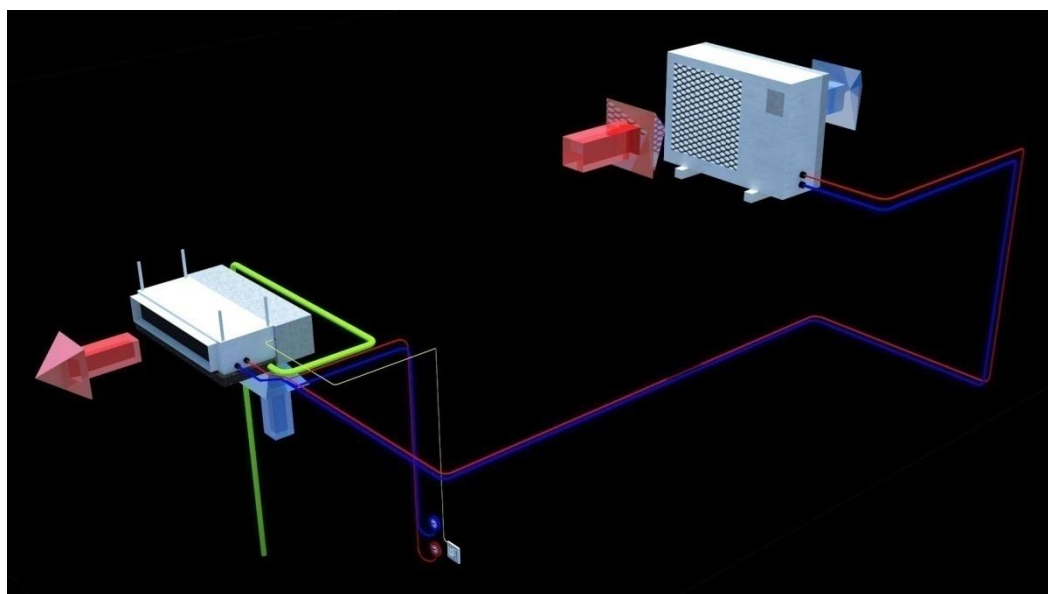
Celé zařízení obsahuje 2,6kg chladiva R417a, což je méně než 3kg, proto dle zákona č. 483/2008 Sb. není nutno provádět každoroční prohlídku systému.

Výrobce uvádí tepelný výkon a příkon zařízení:

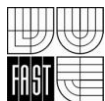
pro vytápění $Q_v = 5750W$, $P_v = 2080W$, (platí pro exteriér $7^\circ C$ a interiéru $20^\circ C$)

pro chlazení $Q_{ch} = 5350W$, $P_{ch} = 2300W$, (platí pro exteriér $35^\circ C$ a interiéru $27^\circ C$)

Hlukové parametry vnitřní jednotky z prospektu výrobce jsou uváděny pro nízké otáčky 31dB a při vysokých otáčkách 39dB. U venkovní jednotky je uváděna hladina hluku 59dB.



Obr. 10.1: Model zařízení v režimu tepelného čerpadla



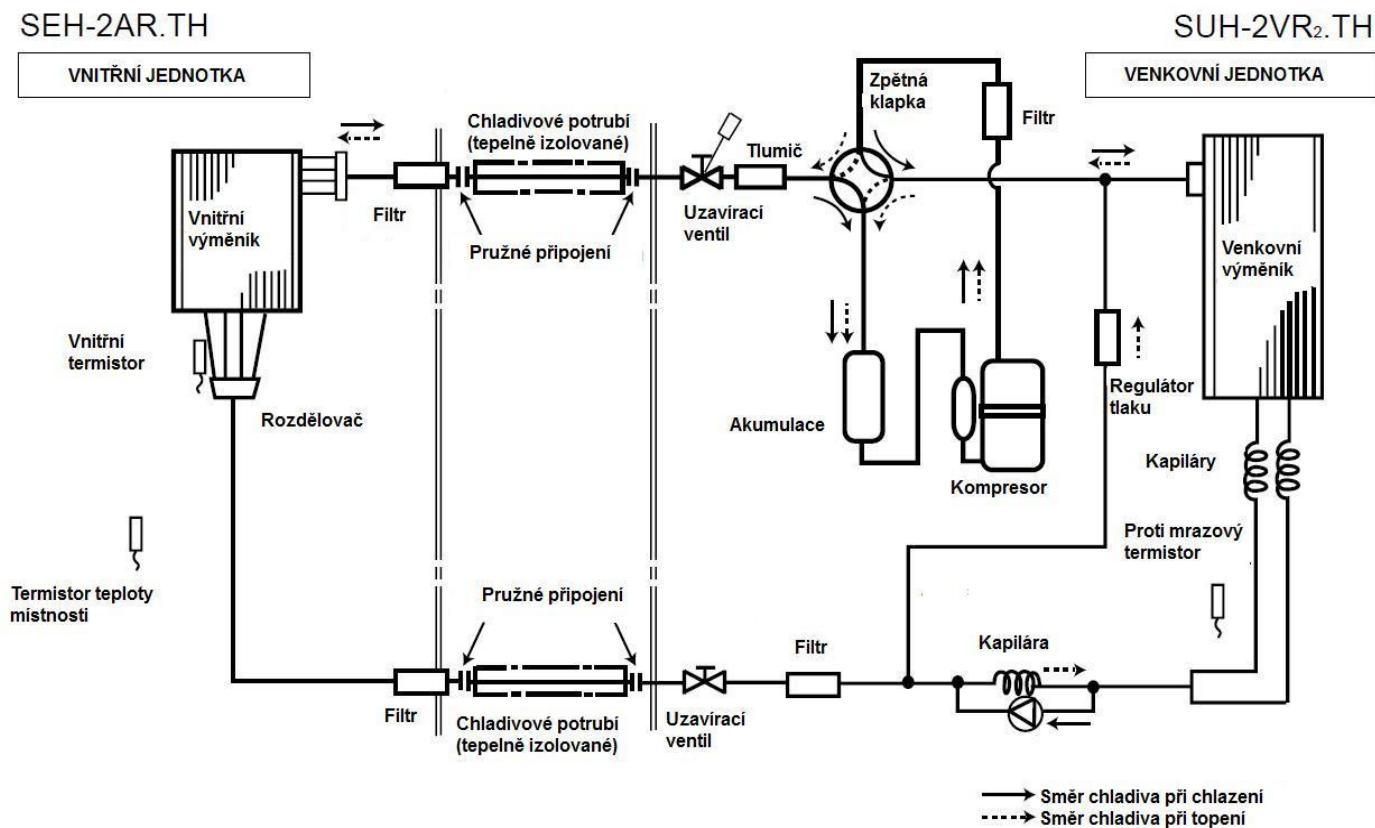
Vybrané údaje jednotky od výrobce:

Service Ref.		Indoor unit		SEH-2AR.TH		
		Outdoor unit		SUH-2VR.TH SUH-2VR ₁ .TH SUH-2VR ₂ .TH		
Function				Cooling	Heating	
Power supply				Single phase, 220-240V, 50Hz		
Capacity	Capacity	kW		5.3-5.4	5.7-5.8	
	Dehumidification	ℓ /h		2.1	—	
	Air flow	m ³ /h		1020		
Electrical data	Running current	A		10.4-9.9	9.4-9.1	
	Power input	W		2270-2330	2050-2110	
	Auxiliary heater	A(kW)		—	—	
	Power factor	%		99-97	99-97	
	Starting current	A		52-58		
	Compressor motor current	A		9.72-9.27	8.72-8.47	
	Fan motor current	A		0.68-0.63		
Coefficient of performance(C.O.P)				2.33-2.32	2.78-2.75	
Compressor	Model		NH-38VMDT			
	Output	W		1700		
	Winding resistance (at 20°C)	Ω		C-R:1.07 C-S:2.26		
Indoor fan motor	Model		PK6V32-EC			
	Winding resistance (at 20°C)	Ω		WHT-BLK :161.9 BLK-BLU : 50.3 BLU-YLW :18.7 YLW-BRN :8.0 BRN-RED :39.2		
Outdoor fan motor	Model		RA6V50-OF			
	Winding resistance (at 20°C)	Ω		WHT-BLK :116.4 BLK-RED :111		
Dimensions	Indoor unit	Width	mm	1100		
		Height	mm	270		
		Depth	mm	700		
	Outdoor unit	Width	mm	850		
		Height	mm	605		
		Depth	mm	290		
Weight	Indoor unit		kg	35		
	Outdoor unit		kg	59		
Special remarks	Sound level (Hi)	Indoor unit	dB	39		
		Outdoor unit	dB	52		
	Fan speed (Hi)	Indoor unit	rpm	810-850		
		Outdoor unit	rpm	810-845		
	Fan speed regulator	Indoor unit	3			
		Outdoor unit	1			
	Refrigerant filling capacity(R-22)	kg		1.8		
	Refrigerant oil	ℓ		MS-32(N-1) × 1.2		
	Thermistor	RT11(at 25°C)	kΩ		10	
		RT12(at 25°C)	kΩ		10	
RT61(at 0°C)		kΩ		33.18		

NOTE:Test conditions

Cooling : Indoor D.B. 27°C W.B. 19°C Outdoor D.B. 35°C W.B. 24°C
Heating : Indoor D.B. 20°C W.B. — Outdoor D.B. 7°C W.B. 6°C

Schéma chladivového okruhu systému Mr.Slim:



Obr. 10.2: Schéma chladivového okruhu systému Mr.Slim

Vybrané údaje jednotky od výrobce:

Indoor model			SEH-2AR
Indoor unit power supply			Single phase 220V, 60Hz
Capacity	Air flow (Hi)	m ³ /h	1,020
Electrical data	Fan motor current	A	0.34
Fan motor	Model	PK6V32-EC	
	Winding resistance (at 20°C)	Ω	WHT-BLK :161.9 BLK-BLU :50.3 BLU-YLW :18.7 YLW-BRN :8.0 BRN-RED :39.2
Dimensions W X H X D		mm	1,100 X 270 X 700
Weight		kg	35
Special remarks	Sound level (Hi)	dB	39
	Fan speed (Hi)	rpm	890
	Fan speed regulator		2
	Thermistor RT 11 (at 25°C)	kΩ	10
	Thermistor RT 12 (at 25°C)	kΩ	10

10.1 Chladivo R417 A

Pro chladivový okruh zkoumaného split zařízení je použito chladivo R417 A. Jedná se o zeotropní směs patřící, které patří do skupiny HFC a je náhradou za chladivo R22, které se z důvodu vyčerpávání ozonové vrstvy nesmí používat. R417 A je náhrada, která se může používat jak při proceduře drop in, tak i retrofit, protože jako jedno z mála chladiv se může používat jak v systémech s kapilárou a tryskou, tak i s expanzním ventilem. Je tedy využitelné pro ekologicky retrofit.

Složení chladiva R417 A:

- a) R-125 pentafluorethan 46,6 % ($\pm 1,0$)
- b) R-134a tetrafluorehtan 50 % ($\pm 1,0$)
- c) R-600 isobutan 3,4 % **-0,4/+0,1**

Použitelné oleje pro chladicí okruhy s R417 A:

- a) minerální (MN)
- b) polyolesterový (POE)
- c) alkylbenzenový (AB)

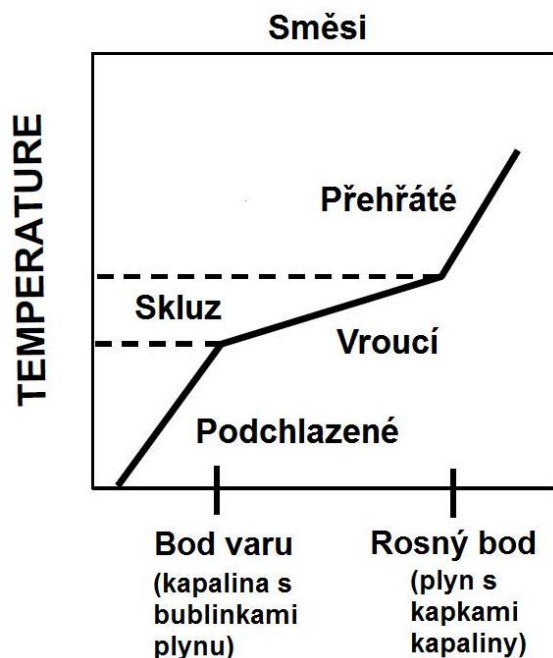
Fyzikální vlastnosti chladiva R417 A:

barva	bezbarvý plyn
skupenství při 21°C	plyn
zápach	po etheru
pH	7
teplota varu	-41,8°C
kritická teplota	90,5°C
kritický tlak	3,855MPa
hustota kapaliny (při 21°C)	1166kg·m ⁻³
hustota plynu (při bodu varu)	3,9197kg·m ⁻³
teplotní skluz	10K
stabilní za normálních podmínek	
ODP = 0, GWP= 2268	



Obr. 10.3: Převravní láhev chladiva R417 A

Chladivo R417 A je zeotropní směs a jako taková vykazuje jeho fázová změna „klouzavý“ charakter v určitém rozmezí teplot tzv. teplotní skluz (glide). V praxi to znamená, že teplota během vypařování mírně vzrůstá a při kondenzaci klesá, což je patrné z diagram $\log(p) - h$ v oblasti mokré páry chladiva, kde izotermy a izobary nejsou rovnoběžné.



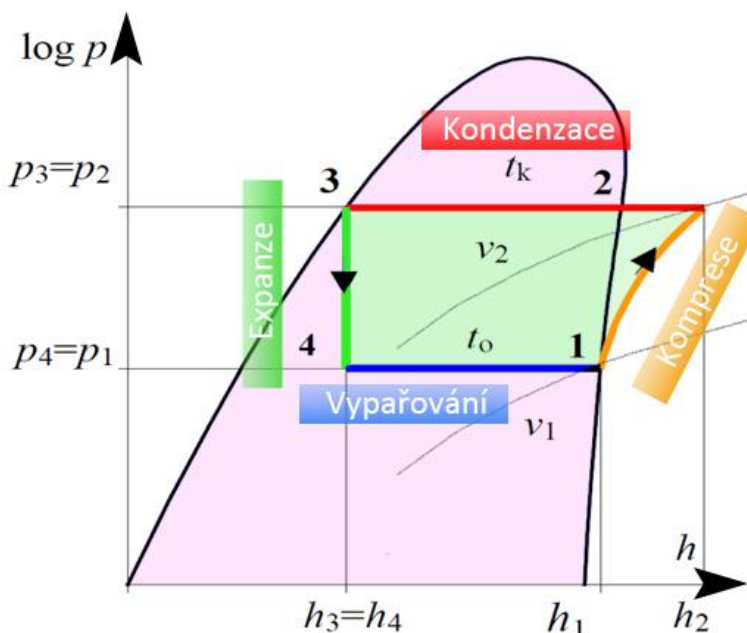
Obr. 10.4: Teplotní skluz směsných chladiv

10.2 Stanovení chladicího cyklu zařízení

Pro stanovení přibližného tvaru chladicího cyklu zařízení bylo nutné stanovit teplotu a tlak chladiva při kondenzaci a při vypařování. V průběhu experimentu jsme zaznamenávali aktuální hodnoty tlaku, které jsme odečítali z tlakoměrů umístěných na chladivovém potrubí. Velikost odpařovacího tlaku jsme stanovili na 500kPa, čemuž v h-x diagramu odpovídá teplota přibližně 6°C. Tato teplota na výparníku je ovšem proměnlivá z důvodu teplotního skluzu chladiva R417 A. Kondenzační teplota ani tlak nemohly být změřeny přesně z důvodu špatného umístění tlakoměru. Proto jsme teplotu na kondenzátoru určili přibližně z teploty venkovního vzduchu a poklesu teploty na kondenzátoru, který je pro naše podmínky obvyklý v rozmezí 4-8 K.

Výparná teplota: $t_o = 7^\circ\text{C}, P_o = 500\text{kPa}$

Kondenzační teplota: $t_k = t_e + \Delta t_w = 30 + 6 = 36^\circ\text{C}, P_k = 1,2\text{ MPa}$



Obr. 10.5: Funkční schéma chladicího cyklu

Výpočet topného a chladicího faktoru:

$$\varepsilon_{\text{topný}} = \frac{\text{teplo přijaté kondenzátorem}}{\text{nutná práce kompresoru}} \quad \varepsilon_{\text{chladicí}} = \frac{\text{teplo přijaté výparníkem}}{\text{nutná práce kompresoru}}$$

Reálný topný faktor: $\varepsilon = \frac{QA}{P} = \frac{5750}{2100} = 2,71$

Reálný chladicí faktor: $\varepsilon = \frac{Q}{P} = \frac{5350}{2300} = 2,33$

Topný faktor cyklu: $\varepsilon = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{393 - 250}{393 - 375} = 7,94$

Chladicí faktor cyklu: $\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{375 - 250}{393 - 375} = 6,94$



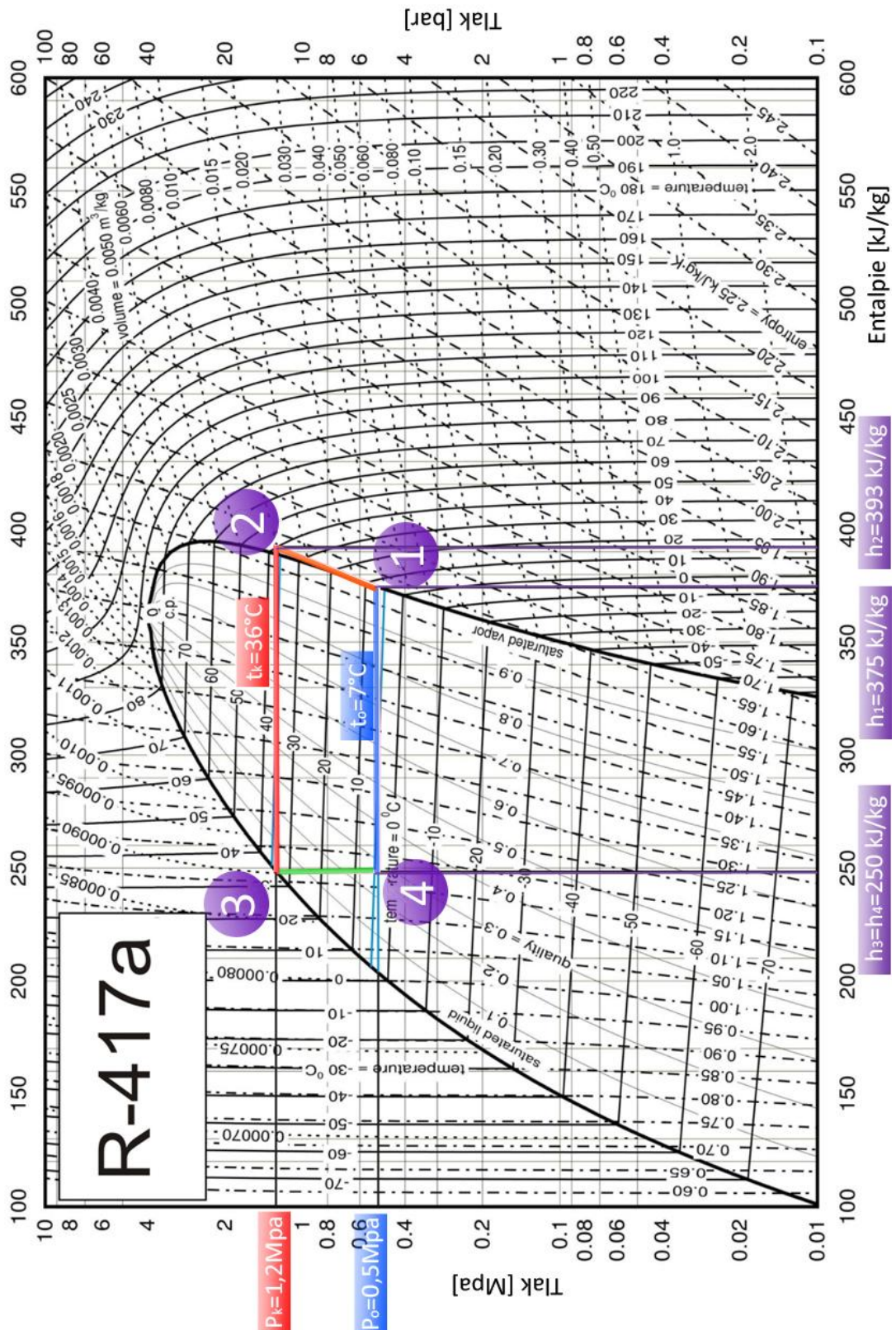
Ostatní charakteristiky okruhu (výpočet z režimu chlazení):

hmotnostní průtok chladiva: $m = \frac{Q_o}{h_1 - h_4} = \frac{2700}{375 - 250} = 0,0264 \text{ ks/s}$

adiabatický příkon kompresoru: $P_{ad} = m \cdot (h_2 - h_1) = m \cdot (393 - 375) = 475,2 \text{ W}$

tepelný výkon kondenzátoru: $Q_k = m \cdot (h_2 - h_3) = m \cdot (393 - 250) = 3775 \text{ W}$

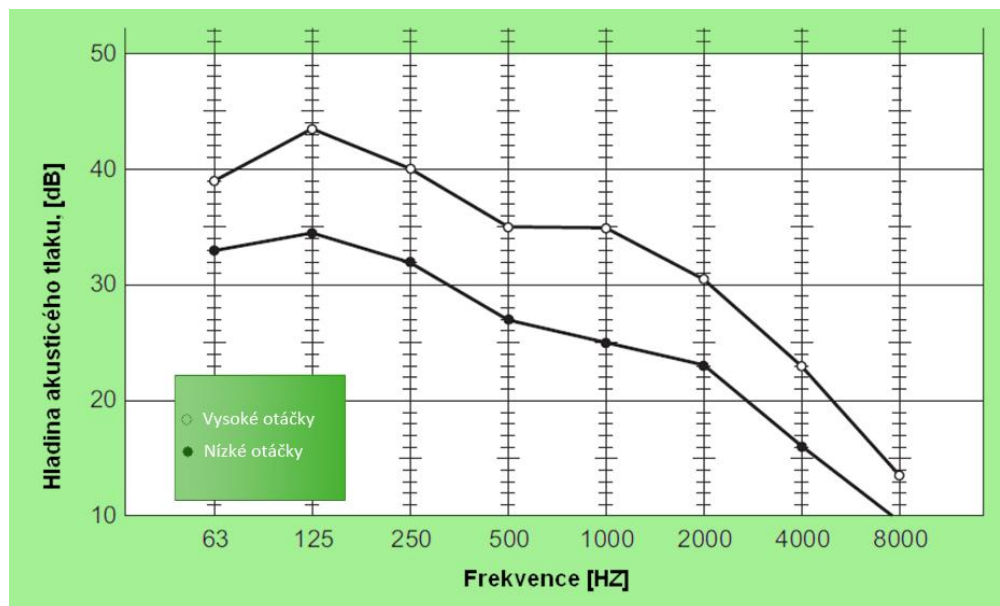
Schéma chladicího okruhu pro chladivo R417



Obr. 10.6: Schéma chladicího okruhu pro chladivo R417 A

10.3 Akustické vlastnosti zařízení

Pro řešenou vnitřní jednotku jsme provedli posouzení hlukových parametrů a následně jsme provedli jejich srovnání s legislativními požadavky.



Obr. 10.7: Hlukové parametry vnitřní jednotky

Hladina akustického tlaku vážená filtrem A:

$$L_A = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{pi} + K_{Ai})}$$

Kde: iprvní až n -té frekvenční pásmo

L_{pi}hladina akustického tlaku v příslušném frekvenčním pásmu

K_{Ai} ...korekce váhového filtru A

- Pro nízké otáčky: $L_{A,low} = 32dB$
- Pro vysoké otáčky: $L_{A,high} = 40dB$

Požadavky nařízení vlády 272/2011 Sb. pro chráněné vnitřní prostory staveb:

- Hygienický limit hluku – 40dB
- korekce pro druh místnosti a denní dobu – učebny - +5dB

Posouzení: $L_{A,eq,N} = 40 + 5 = 45dB > L_{A,eq} = 40dB$.

Zařízení splňuje nařízení vlády, které se zaobírá chráněnými vnitřními prostory staveb, a to jak pro denní i noční dobu provozu a to i při vysokých otáčkách ventilátoru. Problém by mohl nastat jedině u budov, které mají přísnější nároky na hluk, jakými jsou třeba nemocniční pokoje, ordinace a podobně.

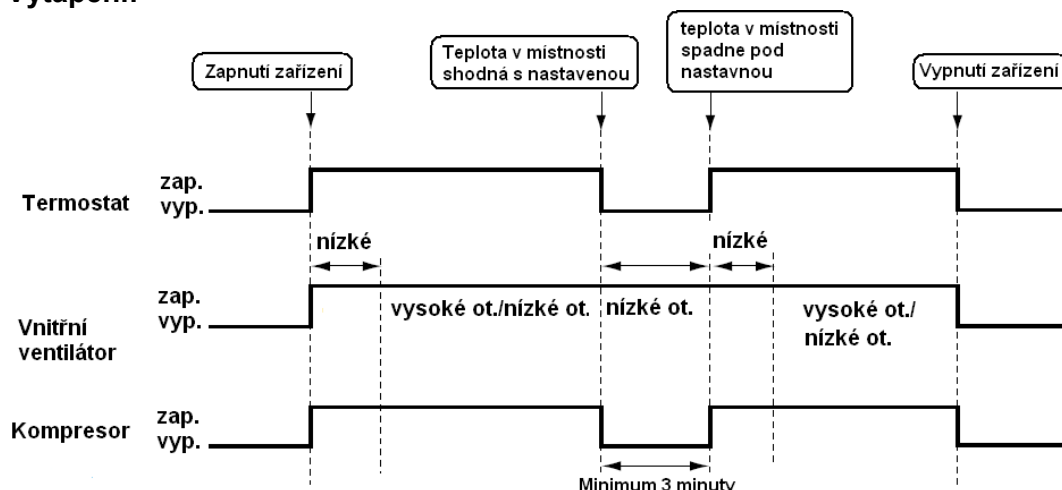
10.4 Měření a regulace

Zařízení Mr. Slim, které jsme zkoumali, vykazuje nespojitý druh regulace. Stále kolísání teploty (regulované veličiny) značí dvoupolohovou regulací (zapnuto – vypnuto). Úkolem těchto nespojitých regulátorů pro obor technických zařízení budov je udržovat veličinu v určitém rozsahu, který je předem nastavený.

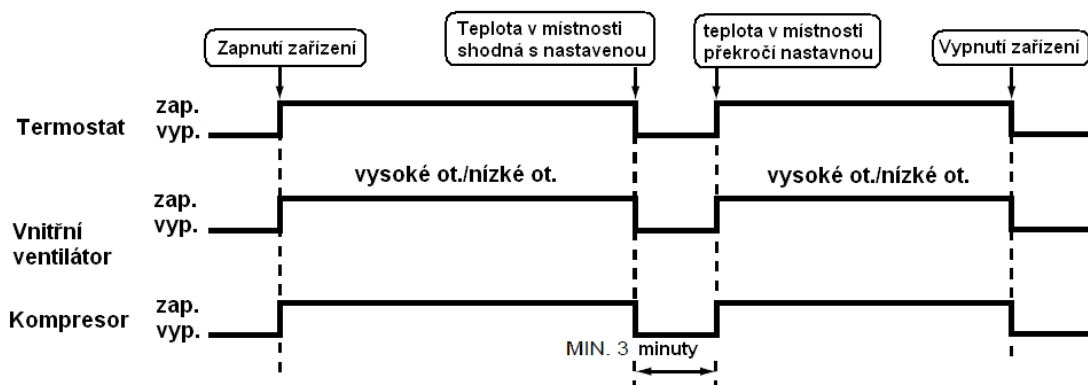
Zařízení je vybaveno několika termočidly, které snímají teplotu v různých místech, a podle nichž se řídí práce systému. V místnosti laboratoře to je především čidlo pro snímání teploty vzduchu v místnosti a čidlo pro měření teploty ve tepelném výměníku. Venkovní jednotka je vybavena čidlem protimrazové ochrany, který slouží pro odtávání ledu.

Schémata práce zařízení při jednotlivých režimech:

Vytápění:



Chlazení:



Tří minutová prodleva slouží jako ochrana kompresoru před neustálým zapínáním a vypínáním. Neustálé zapínání a vypínání výrazně zkracuje jeho životnost.

10.5 Měření průtoku cirkulačního vzduchu

Vnitřní jednotka obsahuje tangenciální ventilátor, který je schopný dle zvoleného režimu pracovat na nízké nebo vysoké otáčky. Pro stanovení některých parametrů této split jednotky, jako je například topný výkon jednotky, bylo zapotřebí stanovit průtok vzduchu, který proudí přes tepelný výměník ve vnitřní jednotce. Pro měření rychlosti proudění vzduchu jsme se rozhodli použít vrtulkový anemometr, kterým jsme měřili rychlost u otvoru o známé velikosti. Měření nemohlo probíhat přímo na jednotce, protože proudění u výfuku jednotky, tedy těsně za tepelným výměníkem, nebylo ustálené a hodnoty rychlostí se po ploše výfuku značně lišily.

Proto jsme z kartonu vyrobili nástavec, který jsme nasadili na výfuk jednotky. Tento nástavec byl přibližně 1m dlouhý a postupně se zužoval až do profilu obdélníku o rozměrech 200x170mm. Rychlostní profil proudění v potrubí není rovnoměrný pro celý průřez, proto jsme měření rychlosti uskutečnili v 9 místech rozmístěných po průřezu otvoru a výslednou rychlost jsme vzali jako průměrnou hodnotu z naměřených dat. Měření jsme prováděli pomocí vrtulkového anemometru, který nám měřil rychlost proudění a zároveň jsme odečítali aktuální hodnoty této rychlosti na měřící ústředně ALMEMO 2290-2.



Obr. 10.8: Rozmístění měřících bodů (nalevo) a měření průtoku pomocí vrtulkového anemometru (vpravo)

	VYSOKÉ OTÁČKY	NÍZKÉ OTÁČKY
OBLAST	[m/sec]	[m/sec]
1	6,9	5,52
2	5	4,62
3	6,06	4,65
4	6,91	6,97
5	6,39	5,34
6	5,65	4,56
7	6,11	4,68
8	5,99	6,63
9	5,66	4,24
PRŮMĚR	6,07	5,25

Tab.10.1: Hodnoty z měření rychlosti proudění vzduchu

Plocha měřeného otvoru:

$$S = a \times b = 0,17 \times 0,20 = 0,034 \text{ m}^2$$

Z naměřených hodnot jsme stanovili průtok vzduchu jednotkou podle vztahu:

$$V = S \cdot v \cdot 3600, \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

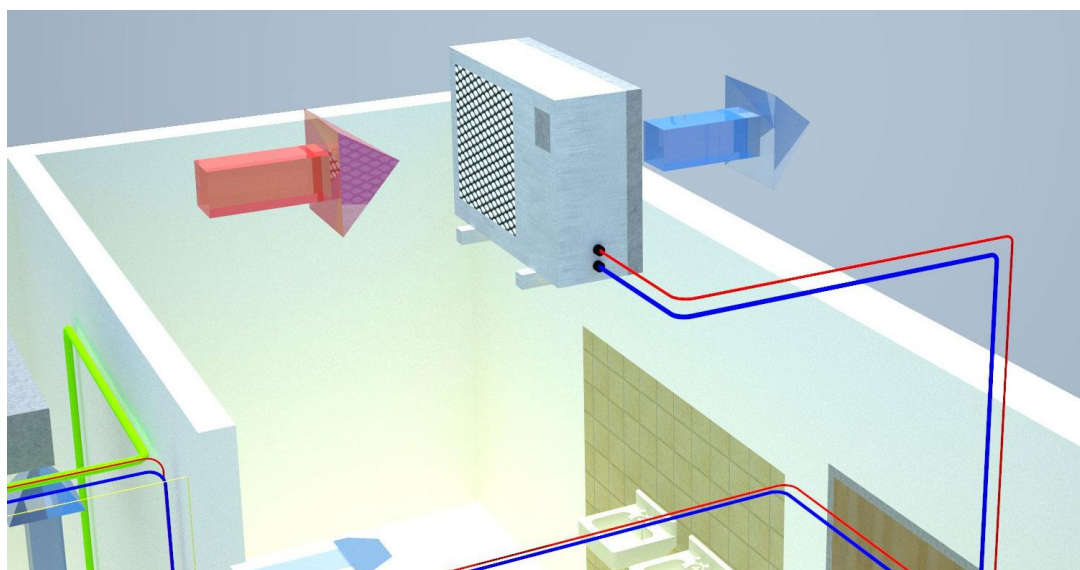
- pro vysoké otáčky **744** m³h⁻¹
- pro nízké otáčky **642** m³h⁻¹

Výrobce udává rychlost otáček pouze v režimu vysokých otáček a to 1010 m³h⁻¹. Nepřesnost našeho měření byla způsobena především netěsnostmi v konstrukci kartonového nástavce a také tím, že i s použitím tohoto nástavce, se nám nepodařilo docílit dokonale ustáleného proudění a proto i průběh rychlostí v profilu nebyl konstantní v čase a proud vzduchu tedy neměl ideální tvar.

11. Jednotka v režimu tepelného čerpadla

V režimu vytápění se klimatizační jednotka Mitsubishi chová jako tepelné čerpadlo typu „Vzduch – Vzduch“ ve splitovém provedení. Tepelnou energii nám toto tepelné čerpadlo odebírá z venkovního prostředí pomocí externí jednotky, která je umístěna na střeše budovy. Tuto tepelnou energii, kterou odebíráme z venkovního vzduchu, následně použijeme pro ohřev vzduchu v místnosti laboratoře pomocí vnitřní jednotky tohoto tepelného čerpadla, která je umístěna pod stropem místnosti laboratoře.

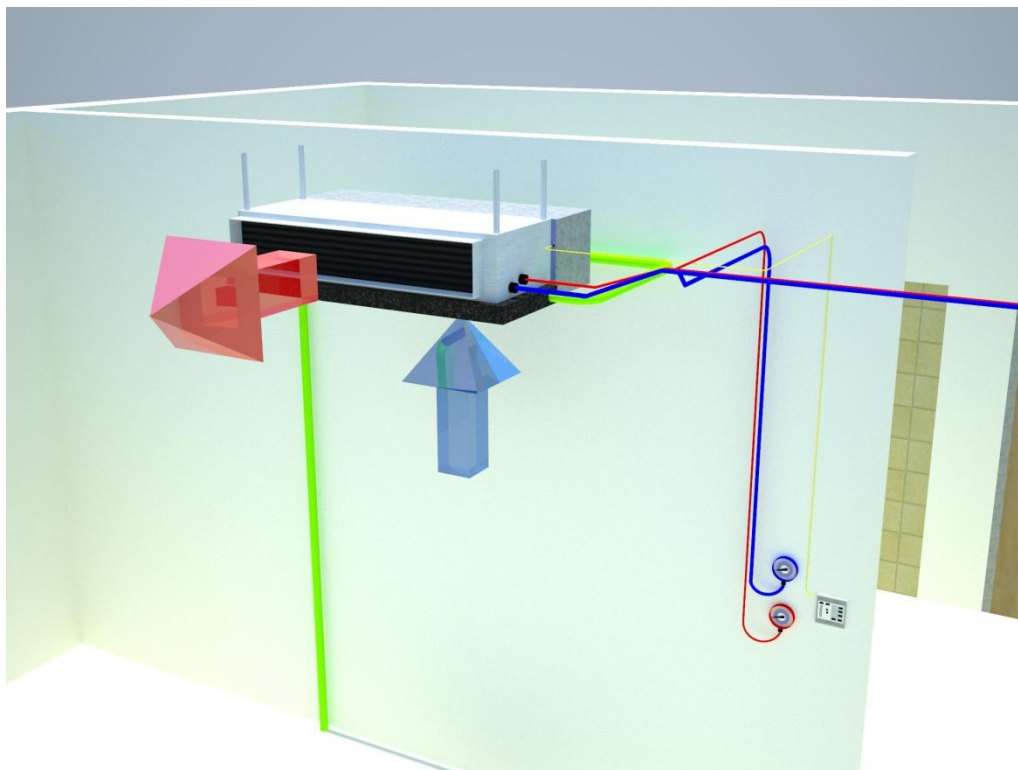
Externí jednotka klimatizačního zařízení Mitsubishi nám slouží jako výparník tepelného čerpadla a pomocí chladiva R417 A, které cirkuluje v uzavřeném registru z tenkých měděných trubiček, odebírá nám tepelnou energii, která je obsažená ve venkovním vzduchu. Mírně ohřáté chladivo se nasává kompresorem a ten toho chladivo stlačuje na vysoký tlak a tím se chladivo zahřívá na přibližně 70°C. Venkovní vzduch je nasáván pomocí ventilátoru, který je umístěn uvnitř jednotky. Po předání tepelné energie se mírně ochlazený vzduch vypouští ze zadní části externí jednotky zpět do okolního ovzduší.



Obr.11.1: Tepelná energie je v tepelném výměníku (výparníku) odebírána z vnějšího vzduchu a předávána do chladiva R417 A

Tyto horké páry chladiva jsou vedeny do vnitřní jednotky v izolovaném potrubí. Vnitřní jednotka klimatizační jednotky funguje v režimu tepelného čerpadla jako kondenzátor. V tepelném výměníku této vnitřní jednotky se horké páry chladiva setkají se vzduchem z místnosti a dochází zde ke kondenzaci horkých par a k předání tepelné energie vzduchu, který cirkuluje skrz vnitřní jednotku pomocí ventilátoru. Chladivo, které je již v kapalném stavu, je následně vstříkováno pod velkým tlakem přes redukční ventil do výparníku, kde dochází k jeho odparu a zchlazení a postupnému odběru tepelné energie z venkovního prostředí pomocí přiváděného vzduchu.

Pokud jsou venkovní teploty příliš nízké (kolem -15°C), tak se automaticky zapne doplňkový (bivalentní) topný zdroj, který je umístěn v jednotce a pomáhá tepelnému čerpadlu zajistit požadovaný tepelný výkon.



Obr.11.2: Tepelná energie je předávána pomocí chladiva v tepelném výměníku (kondenzátoru) cirkulujícímu vzduchu z místnosti

11.1 Výkon split jednotky při režimu tepelného čerpadla

Aktuální výkon výměníku při předávání tepelné energie je neustále se měnící veličina, což je dáno její závislostí na rozdílu teploty vzduchu na sání a výtlačku vnitřní jednotky. Velký vliv má také teplota venkovního vzduchu, který nám předává tepelnou energii ve výparníku externí jednotky a má tak také vliv na výkon tepelného čerpadla.

Maximální výkon jednotky je uveden na štítku výrobcem. Hodnota maximálního tepelného výkonu se však také liší v závislosti na teplotě exteriéru a interiéru. Při podmínkách 7°C pro venkovní vzduch a 20°C pro vnitřní vzduch je $Q_{\max} = 5750W$.

V průběhu experimentu jsme nezatížili místnost takovými podmínkami, aby nastaly teplotní podmínky, které by vyžadovaly práci jednotky na maximální výkon. Nejvyšší naměřený výkon v režimu tepelného čerpadla byl 5200W. Split jednotka může měnit svůj výkon podle potřeby díky invertorové technologii umožňující plynulou regulaci výkonu a tím i ekonomičtější provoz, protože jednotka nemusí spínat na plný výkon při malém zatížení.

Aktuální hodnoty výkonu výměníku jsme sledovali díky teplotním čidlům na sání a výtlačku jednotky. Z rozdílu teplot a změřeného průtoku vzduchu jsme tedy tepelný výkon vzduchu zjistili dosazením do rovnice:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t, \quad [W]$$

$c_{\text{vzduchu}} \dots\dots\dots 1010 \text{ kJ/kg} \cdot K$ (hodnota pro dané prostředí)

$\rho_{\text{vzduchu}} \dots\dots\dots 1,2 \text{ kg/m}^3$ (hodnota pro dané prostředí)

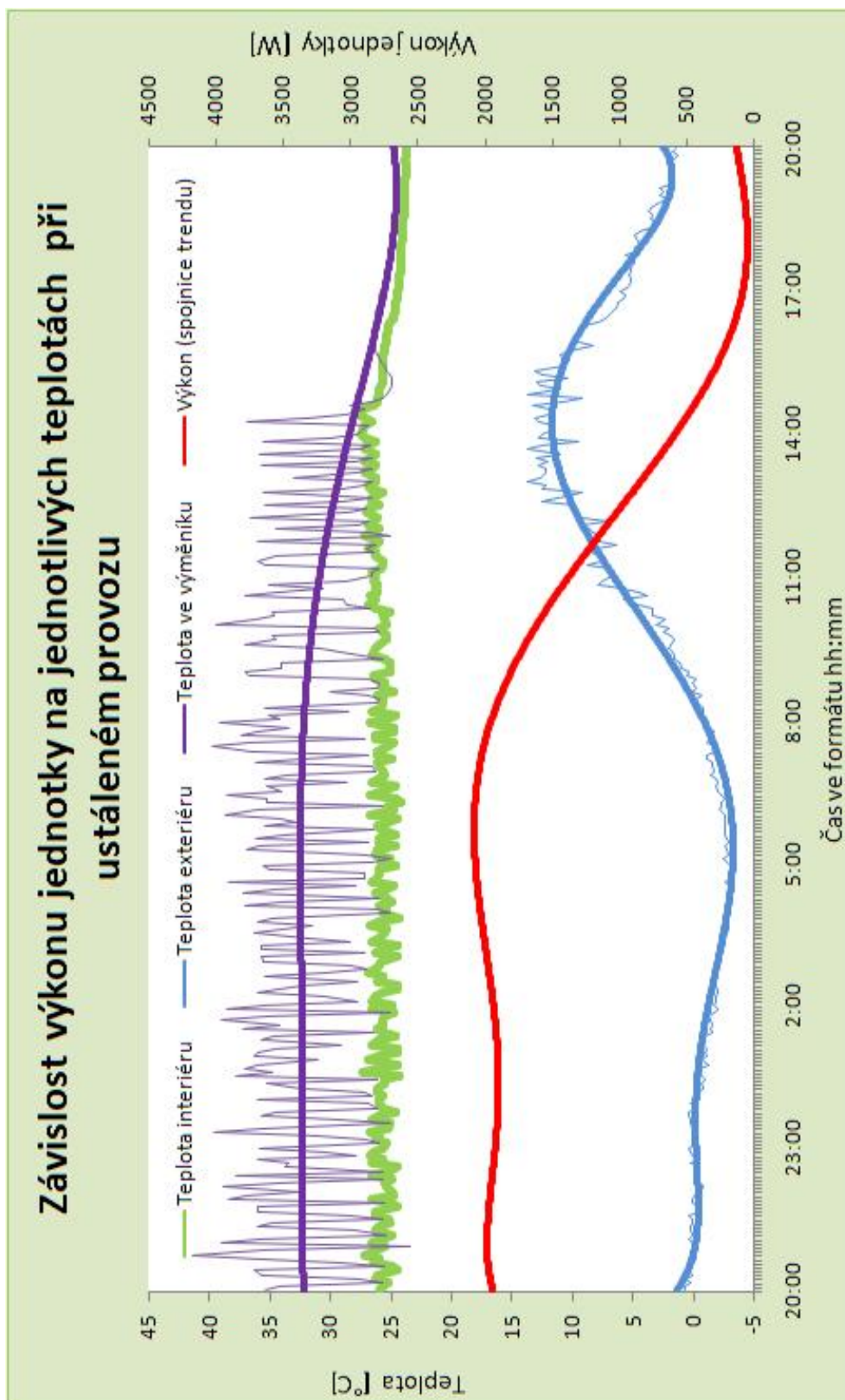
$V_p \dots\dots\dots 0,1783 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ (nízké otáčky)

$$\Delta t = t_{\text{VÝMĚNÍK}} - t_{\text{SÁNÍ}}$$

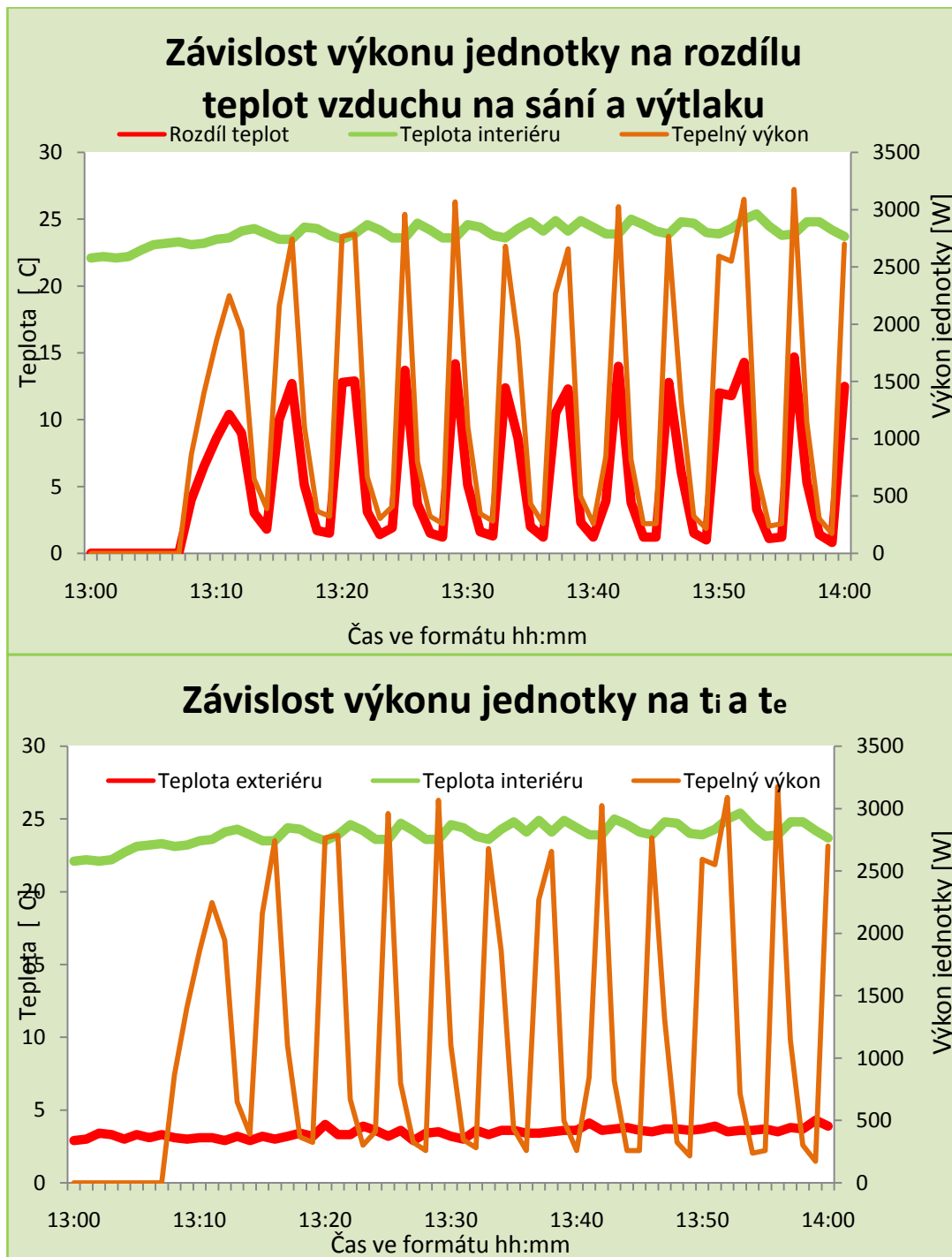
Průměrný rozdíl teplot vzduchu na sání a výtlačku v režimu tepelného čerpadla se v průběhu denních hodin měření pohyboval okolo 5,12°C při průtoku vzduchu na nízké otáčky 0,1783 m³s⁻¹. Průměrný naměřený výkon v průběhu měření v průběhu dne byl 1757W. Tyto hodnoty se však neustále měnily v závislosti na vnitřní teplotě.

Měřením a analyzováním výkonu jednotky jsme potvrdili, že tepelný výkon je nestálá veličina, která se neustále v čase mění v závislosti na teplotách v interiéru a exteriéru. Během delšího, ustáleného provozu se v místnosti laboratoře teplota ustálí na teplotě, která je nastavena na regulátoru jednotky. Tepelný výkon se tedy postupně snižuje až do okamžiku, kdy je tepelný výkon jednotky nulový a vnitřní jednotkou je vzduch jen proháněn bez odebírání tepelné energie z tepelného výměníku. Tento jev je způsobený tím, že místnost laboratoře byla v době měření nevyužita a tudíž zde nedocházelo k téměř žádnému větrání. V místnosti laboratoře jsou také umístěny otopné tělesa, které nám v místnosti laboratoře pokrývají tepelné ztráty.

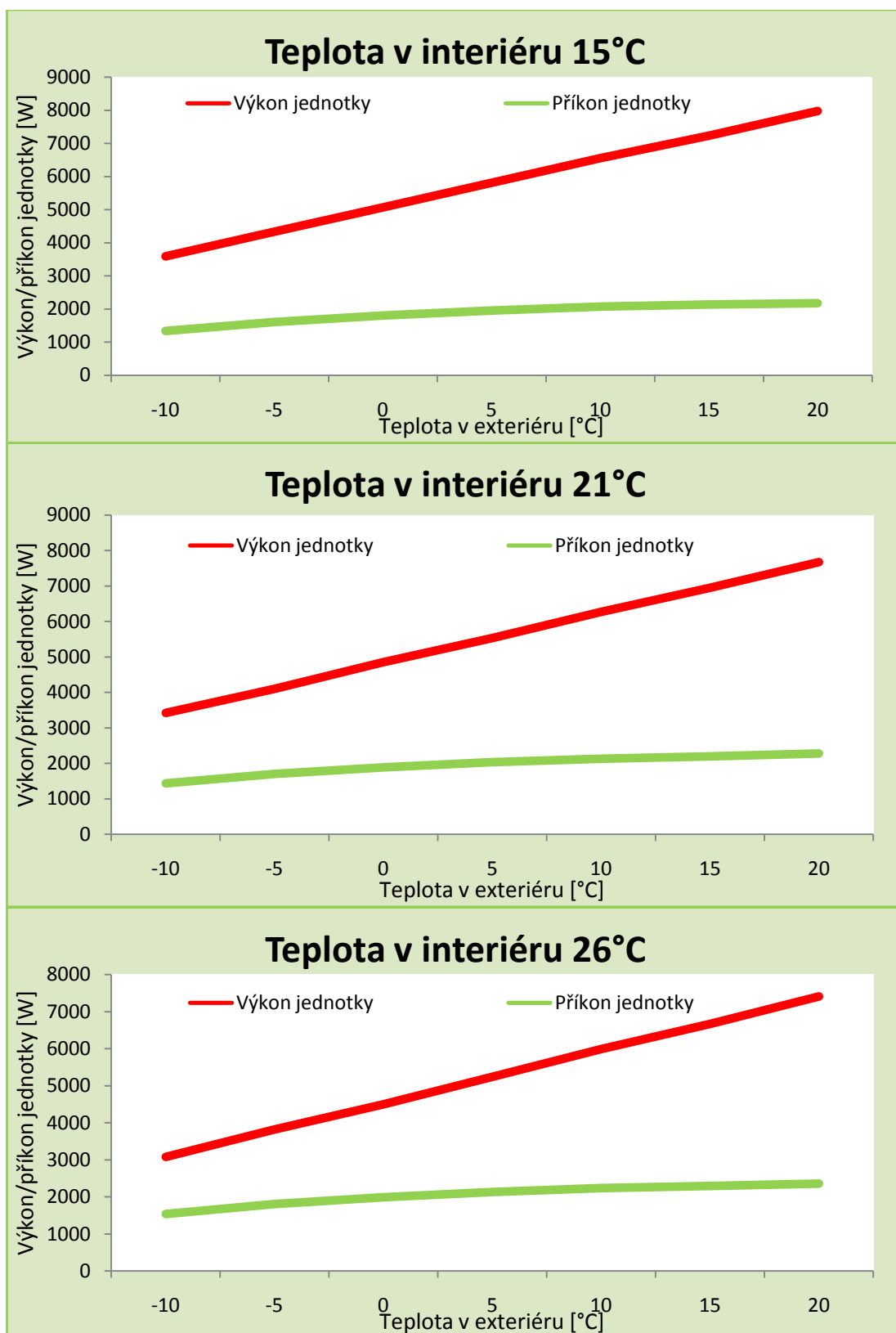
Závislost aktuálního výkonu jednotky na teplotách při ustáleném provozu
Měřeno dne 3.3.2011, při počáteční teplotě v místnosti 23,5 °C (v pobytové výšce), při nízkých otáčkách a nastavené teplotě 26°C. Interval zaznamenávání teplot byl 5min.



Závislost aktuálního výkonu jednotky na rozdílu teplot vzduchu na sání do jednotky a teplotě vzduchu, který proudí z tepelného výměníku jednotky. Z grafu jde pozorovat, jak jednotka reguluje svůj výkon v závislosti na vnitřní teplotě v laboratoři. Měřeno dne 19. 1. 2011, při počáteční teplotě v místnosti 20,9 °C (v pobytové výšce), při nízkých otáčkách a nastavené teplotě 23°C., Interval zaznamenávání teplot byl 1min.

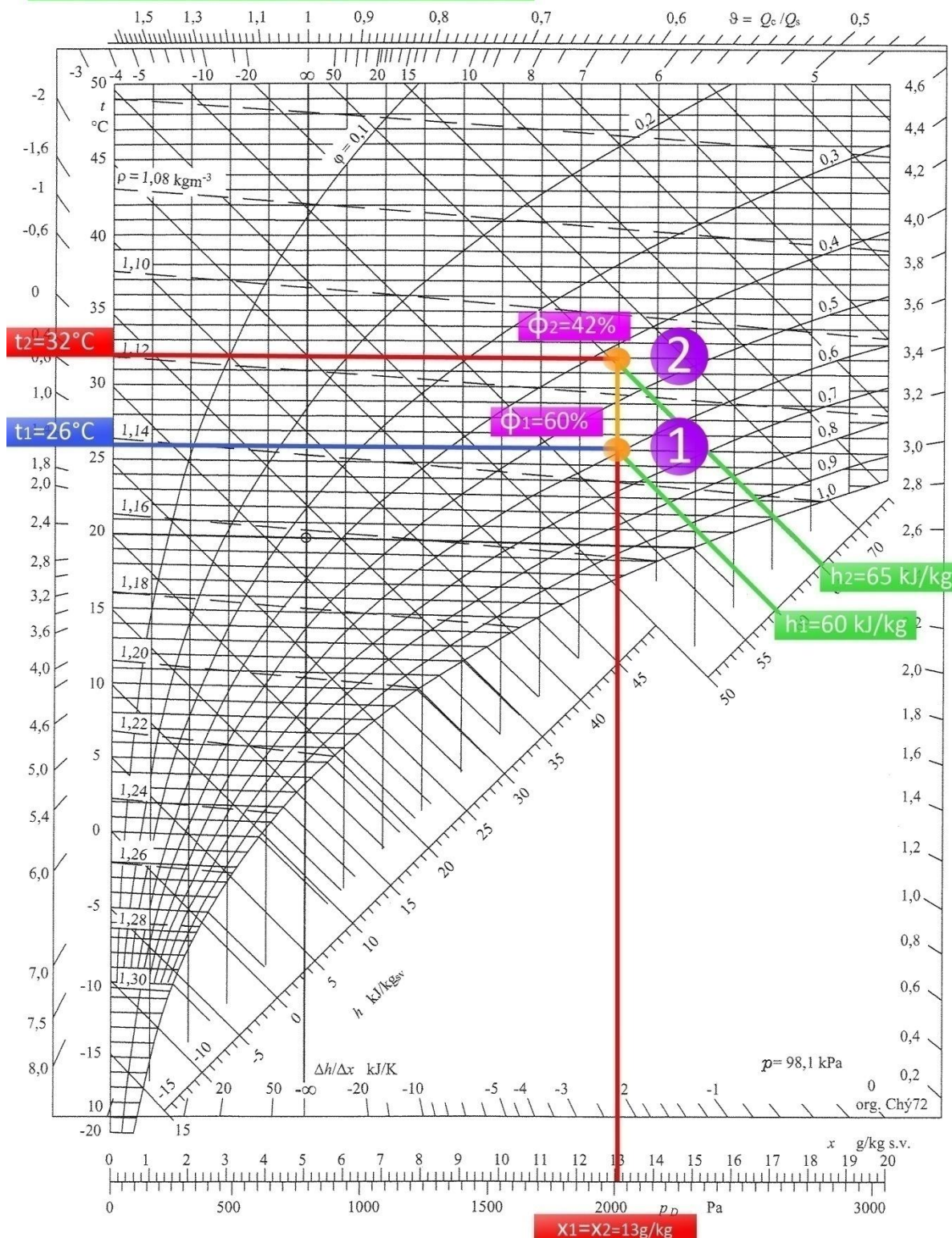


Závislost topného výkonu a příkonu jednotky na t_i a t_e (data od výrobce) .
Z grafu lze pozorovat, jak se při snižování teploty exteriéru razantně snižuje i tepelný výkon jednotky.

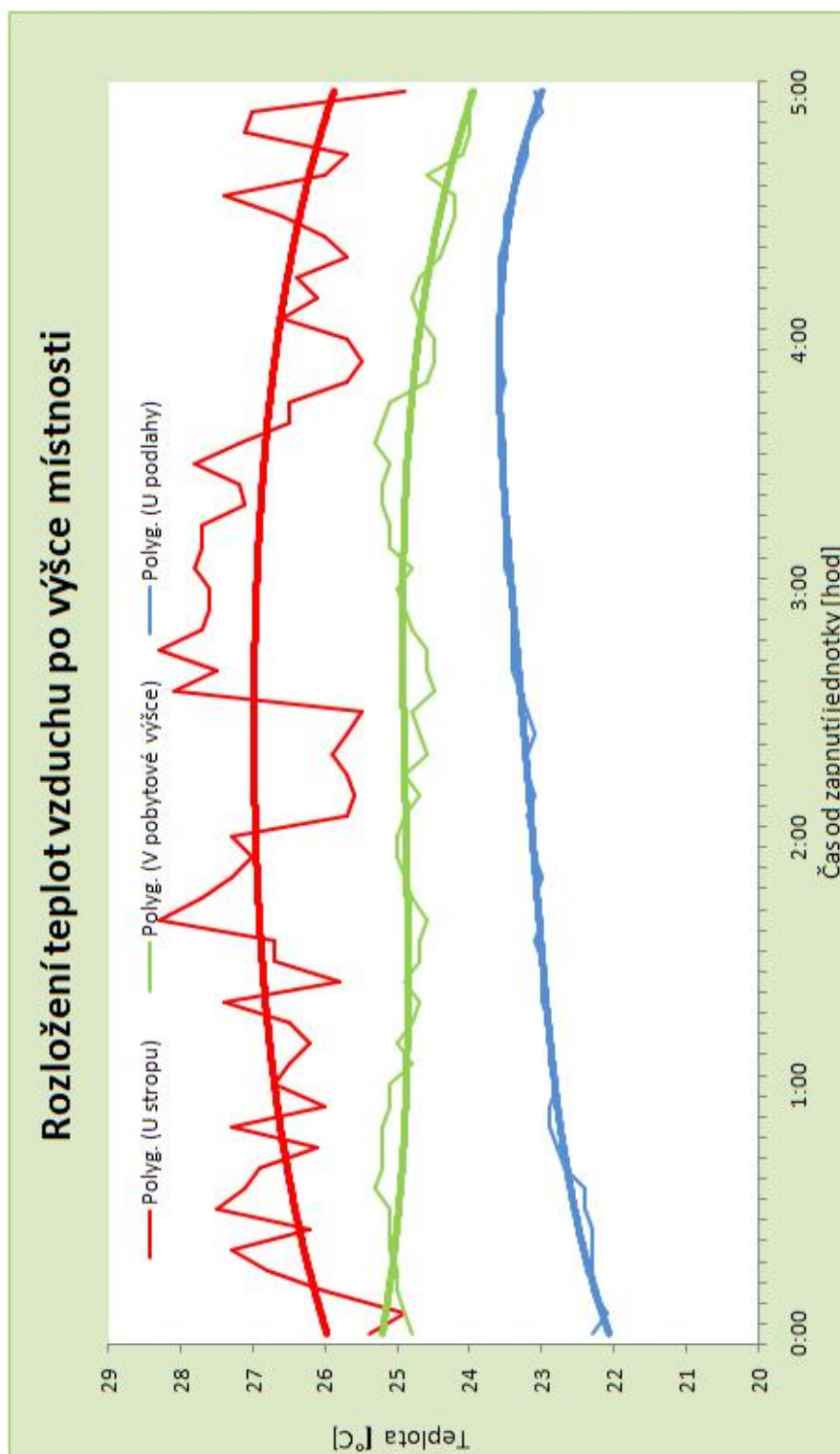


Mollierův h-x diagram se zaznačením úpravy vzduchu, který proudí vnitřní jednotkou tepelného čerpadla. Zaznamenaná data jsou z průměrných hodnot naměřených dne 3.3.2011, při počáteční teplotě v místnosti 23,5 °C (v pobytové výšce), při nízkých otáčkách a nastavené teplotě 26°C. Interval zaznamenávání teplot byl 5min.

Mollierův h-x diagram



Rozložení teplot vzduchu po výšce místnosti, které byly naměřeny pomocí termočidel v laboratoři u podlahy, u stropu a v pobytové výšce. S rozdílnou teplotou vzduchu se mění i jeho hustota. Díky tomuto fyzikálnímu jevu teplý vzduch stoupá vzhůru a chladný vzduch klesá k zemi. Zaznamenaná data byla naměřena po dobu 5 hodin po zapnutí jednotky dne 2.3.2011. Interval zaznamenávání teplot byl 5min.



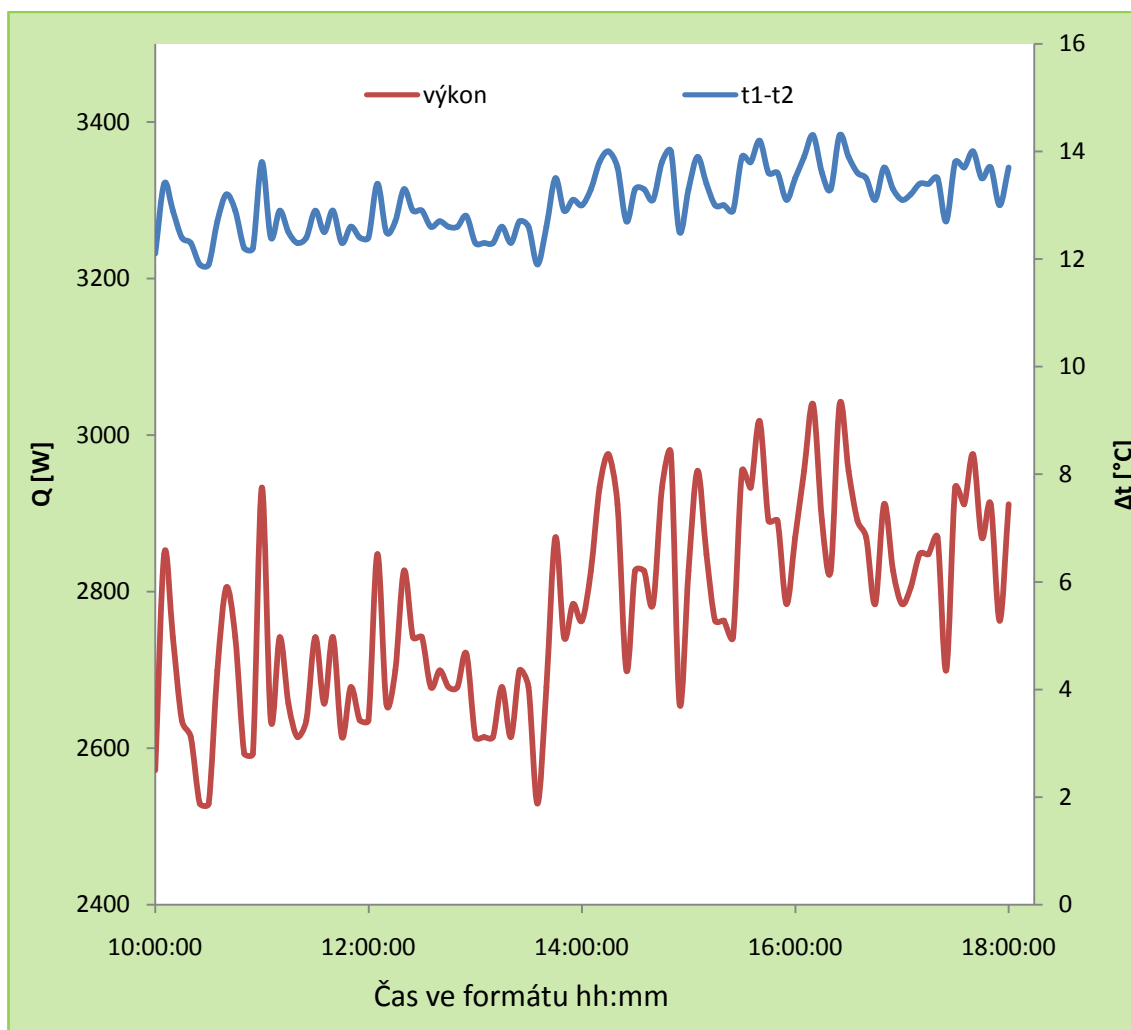
12. Výkon split jednotky v režimu chlazení

Maximální chladicí výkon jednotky je uveden na štítku výrobcem. Tato hodnota je uvedena při podmínkách 35°C pro venkovní vzduch a 27°C pro vnitřní vzduch a tato hodnota maximálního chladicího výkonu jednotky $Q_{\text{max r}} = 5350\text{W}$.

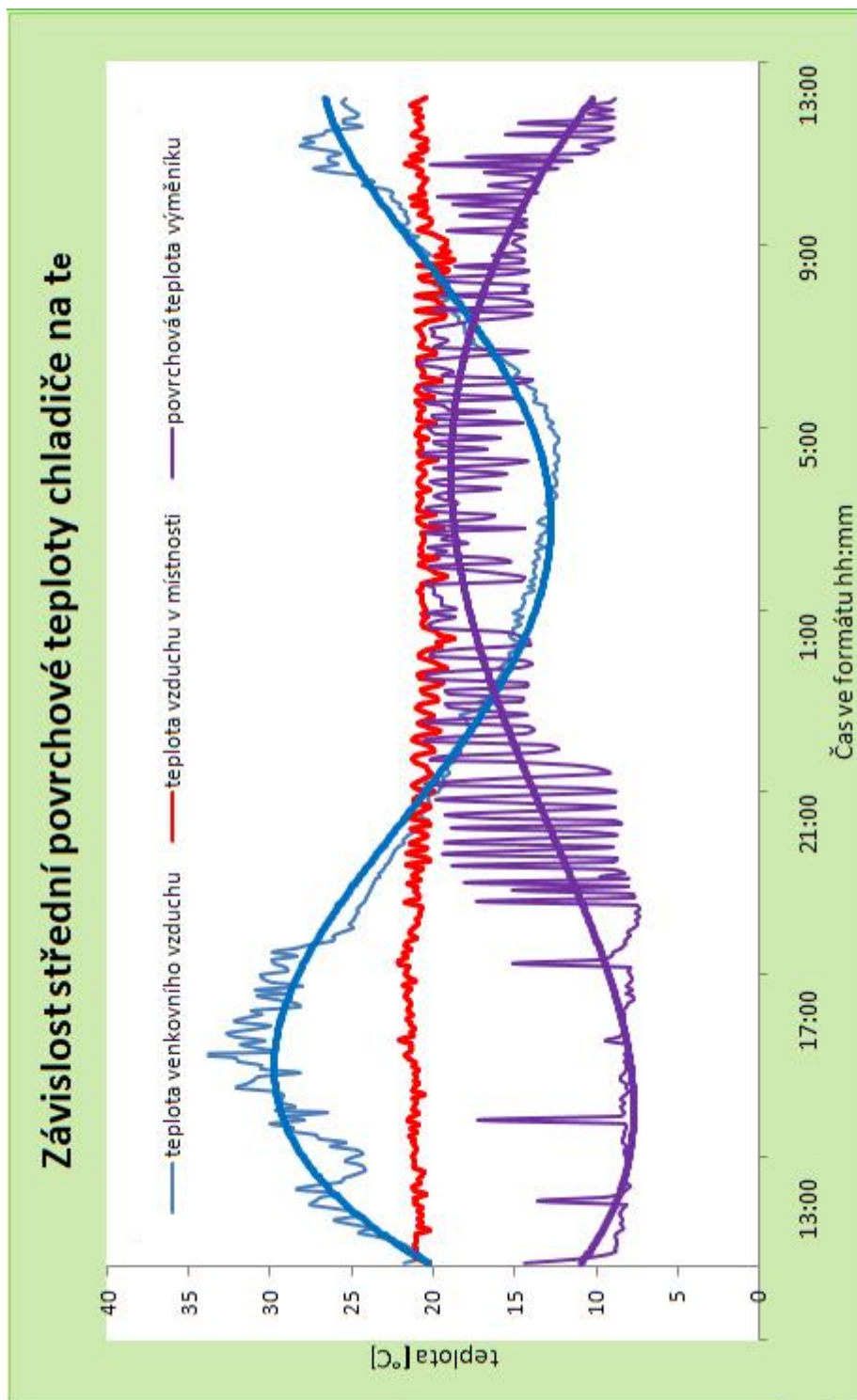
V průběhu experimentu jsme nezatížili místnost takovými tepelnými zisky, aby nastaly teplotní podmínky, které by vyžadovaly práci jednotky na maximální chladicí výkon.

Průměrný rozdíl teplot vzduchu na sání a výtaku se v průběhu denních hodin měření pohyboval okolo $12,7^{\circ}\text{C}$ při průtoku vzduchu na nízké otáčky $0,1783\text{m}^3\text{s}^{-1}$. Průměrný naměřený výkon v průběhu měření v denních hodinách byl 2700W .

Invertorová technologie mění výkon v závislosti na rozdílu teploty vzduchu na sání a výtaku při režimu jednotky na chlazení.



Graf závislosti střední povrchové teploty chladiče na venkovní teplotě:



Úpravy vzduchu probíhající při chlazení:

Z fyzikálního hlediska docházelo při provozu jednotky v režimu chlazení v letním období k úpravě vzduchu mokrým chlazením. Vzduch nasávaný z místnosti procházel výměníkem, kde se ochlazoval, ale také odvlhčoval z důvodu kondenzace vodních par na povrchu tepelného výměníku.

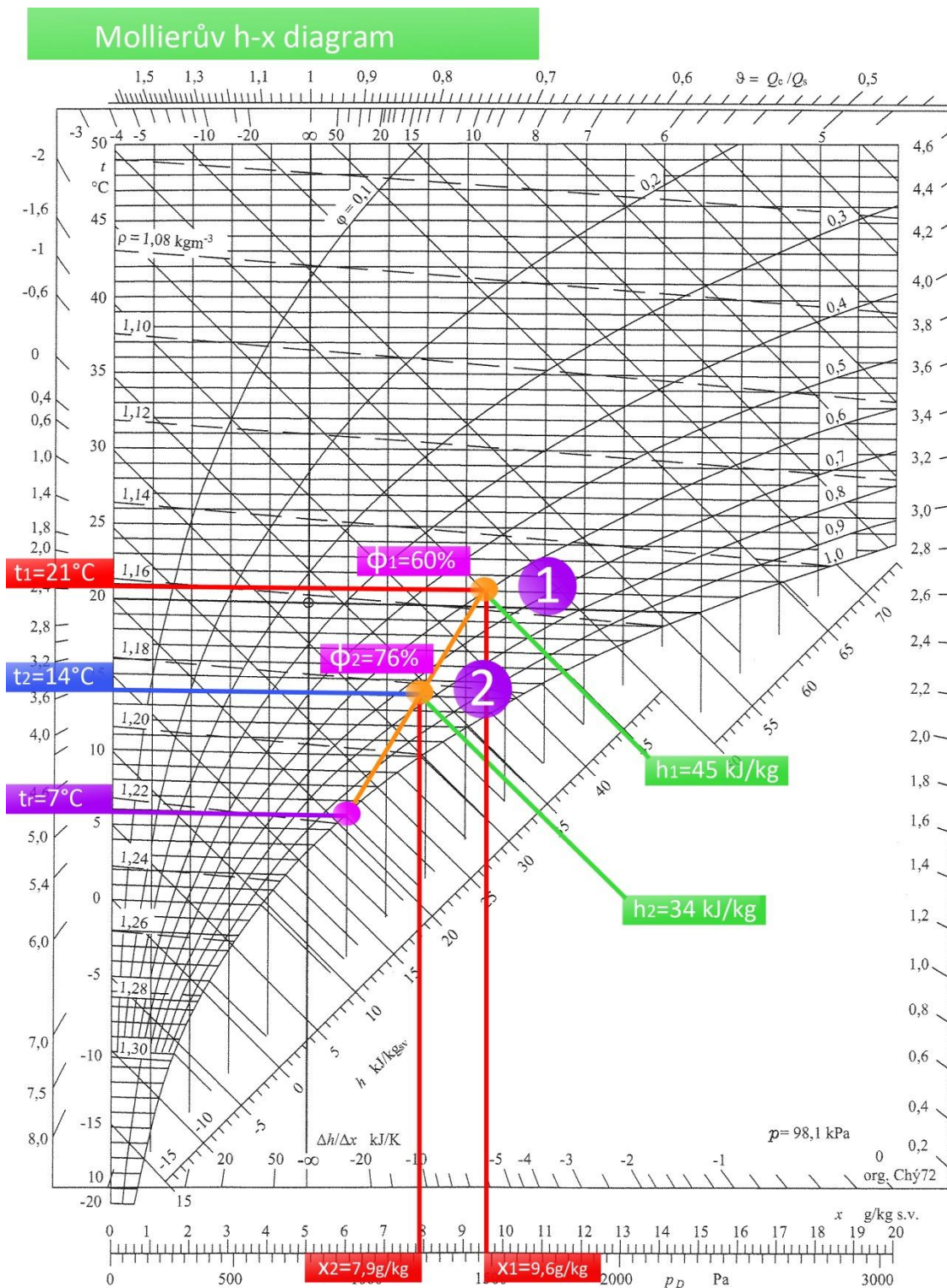
Množství zkondenzovaných par:

Pro měření množství zkondenzované páry jsme umístili na potrubí, které je určeno pro odvod kondenzátu do sběrné jímky a do kanalizace, nádobu s měrnou stupnicí. Úpravy vzduchu v klimatizační jednotce jsou však nestacionární děje a množství kondenzátu je závislé nejen na teplotě a relativní vlhkosti vnitřního vzduchu, ale také na množství a fyzikálních vlastnostech venkovního vzduchu, který se infiltruje do místnosti laboratoře.

Průměrná hodnota zkondenzované vodní páry byla v průběhu 24hodinového měření 2000ml. Nejvýznamnější tvorbu kondenzátu jsme zaznamenali během náběhu zařízení, kdy místnost ještě nebyla vychlazená na požadovanou teplotu a obsahovala velké množství vnějšího vzduchu, který se do místnosti infiltroval větráním. Množství kondenzátu bylo okolo 200ml za hodinu.

V okamžiku, kdy byla místnost laboratoře již vychlazená a docházelo zde pouze k větrání infiltrací okny, byla kondenzace vodní páry na tepelném výměníku jednotky minimální.

Mollierův h-x diagram se zaznačením úpravy vzduchu, který proudí vnitřní jednotkou tepelného čerpadla. Zaznamenaná data jsou z průměrných hodnot. Z grafu je patrné ochlazení a odvlhčení vzduchu



13. Vyhodnocení naměřených dat

Měření na řešené jednotce probíhalo přerušovaně od prosince 2010 do června 2011 a za tu dobu se nám podařilo zaznamenat velké množství dat, které nám popisovaly chování této jednotky. Ke zpracování a následnému vyhodnocení změřených dat jsme použili nástrojů statistiky a to převážně v programu Microsoft Office Excel.

Průtok vzduchu:

Podařilo se nám stanovit přibližnou hodnotu průtoku vzduchu, který proudí vnitřní jednotkou. Při porovnání námi zjištěných hodnot s hodnotami, které uvádí výrobce, se objevila značná odchylka. Rozhodli jsme se tedy provést druhé měření, kdy jsme vytvořili dokonaleji tvarovaný nástavec, který jsme umístili na výfuk jednotky, ale ani tak jsme nedosáhli hodnot, které udává výrobce. Vzniklá odchylka byla nejspíše způsobena drobnými netěsnostmi v konstrukci nástavce, ale hlavně tlakovou ztrátou, kterou nástavec vyvozoval.

- Průtok vzduchu získaný měřením: $744 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ (vysoké otáčky)
- Průtok vzduchu udávaný výrobcem: $1020 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ (vysoké otáčky)

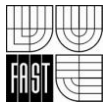
Výkon zařízení:

Výkon zařízení byl stanoven výpočtem dle naměřeného množství vzduchu a dle naměřených hodnot teploty na sání a výfuku vnitřní jednotky. V režimu tepelného čerpadla (ohřev) jsme naměřili průměrnou hodnotu výkonu 1757W . Maximální změřený výkon byl 5200W . Hodnota z diagramu a tabulek výrobce se pro zadané parametry pohybovala kolem hodnoty 4300W a maximální výkon jednotky 5750W . Tato značná odchylka byla způsobena především činností topných těles, které jsou v laboratoři umístěny a pokrývají téměř veškeré tepelné ztráty prostupem. Tyto topné tělesa jsou totiž umístěny u všech okenních otvorů obvodového pláště místnosti laboratoře. Vzhledem k tomu, že v době měření se laboratoř nevyužívala, nedocházelo zde téměř k žádným tepelným ztrátám větráním.

Hlukové parametry:

Získané hlukové parametry jsme srovnali s hygienickými limity danými vyhláškou 272/2011Sb. O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací.

$$L_{A,eq,N} = 45 \text{ dB} > L_{Aeq} = 40\text{dB} \rightarrow \text{vyhláška je splněna}$$



Pokles chladicího faktoru:

Veškeré informace udávané výrobcem byly vztažené na provoz této jednotky s chladivem R 22 na které bylo toto zařízení sestaveno. V řešené jednotce však bylo chladivo vyměněno za ekologičtější a to R417 A, které ovšem nedosahuje úplně stejných vlastností jako původní chladivo R22. Vzhledem ke značně nepřesnému měření v režimu tepelného čerpadla, které bylo způsobené součinností práce tepelného čerpadla a otopných těles, jsme pro porovnání použili data změřené v režimu chlazení. Chladicí faktor udávaný výrobcem získaný z informací na štítku jednotky je 2,33. Měřením jsme zjistili pokles chladicího faktoru zařízení na hodnotu 1,82 (3786W/2088W), čemuž odpovídá snížení chladicího výkonu přibližně o 20%.

Závěr:

Shrnuli jsme funkci a technické vlastnosti zadané splitové klimatizační jednotky od firmy Mitsubishi. Přiblížili jsme si, jak tato jednotka v jednotlivých režimech pracuje, jak probíhá její regulace a jakých výkonů je tato jednotka reálně schopna dosáhnout při svém provozu.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE HEAT PUMPS USED IN AIR CONDITIONING

ČÁST D – APLIKACE TÉMATU APPLICATION SOLUTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GÉRYK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2012

14. Úvod

Pro aplikaci problematiky tepelných čerpadel jsem použil budovu domova důchodců, kterou jsem řešil z hlediska vzduchotechniky v mé bakalářské práci.

Byla mi zadána místnost jídelny, která se nachází v 1NP a slouží pro každodenní obsluhu 52 důchodců. Obvodový plášť této místnosti je z velké části prosklený a orientován na jih, tudíž jsou zde vysoké tepelné zisky v letním období. Místnost je v bezprostřední blízkosti kuchyně, ve které se připravují 3x denně teplé pokrmy. Proto jsem pro tuto místnost navrhl lehce přetlakové nucené teplovzdušné vytápění s chlazením v letním období, které zajišťovala centrální vzduchotechnická jednotka umístěná ve strojovně vzduchotechniky na střeše budovy. Distribuce vzduchu do místnosti byla zajištěna izolovaným čtyřhranným potrubím, které bylo zakončeno vířivými anemostaty. Centrální VZT jednotku jsem navrhnul se zabudovaným výměníkem pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu z jídelny. Do místnosti bylo přiváděno 5200 m³/h a odváděno 5100 m³/h vzduchu.

Podlaží		č. Místnosti	Název	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Počet osob	VZD-osoba [m ³ /h]	Zadané hodnoty				[kW]		Přívod				Odvod		
								Léto t [°C]	Léto φ [%]	Zima t [°C]	Zima φ [%]	Tep. Zisky	Tep. Ztráta	VZD na krytí tep. zisků [m ³ /h]	VZD na krytí t. ztrát [m ³ /h]	Čerstvý vzduch [m ³ /h]	Léto t [°C]	Zima t [°C]	Výměna [h ⁻¹]	VZD [m ³ /h]
1NP	153	JIDELNA	99,5	288,6	52	100	24	x	20	x	12,18	4,042	5168	4002	5200	18	23	18	5100	
Celkem pro nucené teplovzdušné vytápění / chlazení :															5200					5100

Tab.14.1: Zadané hodnoty pro místnost jídelny

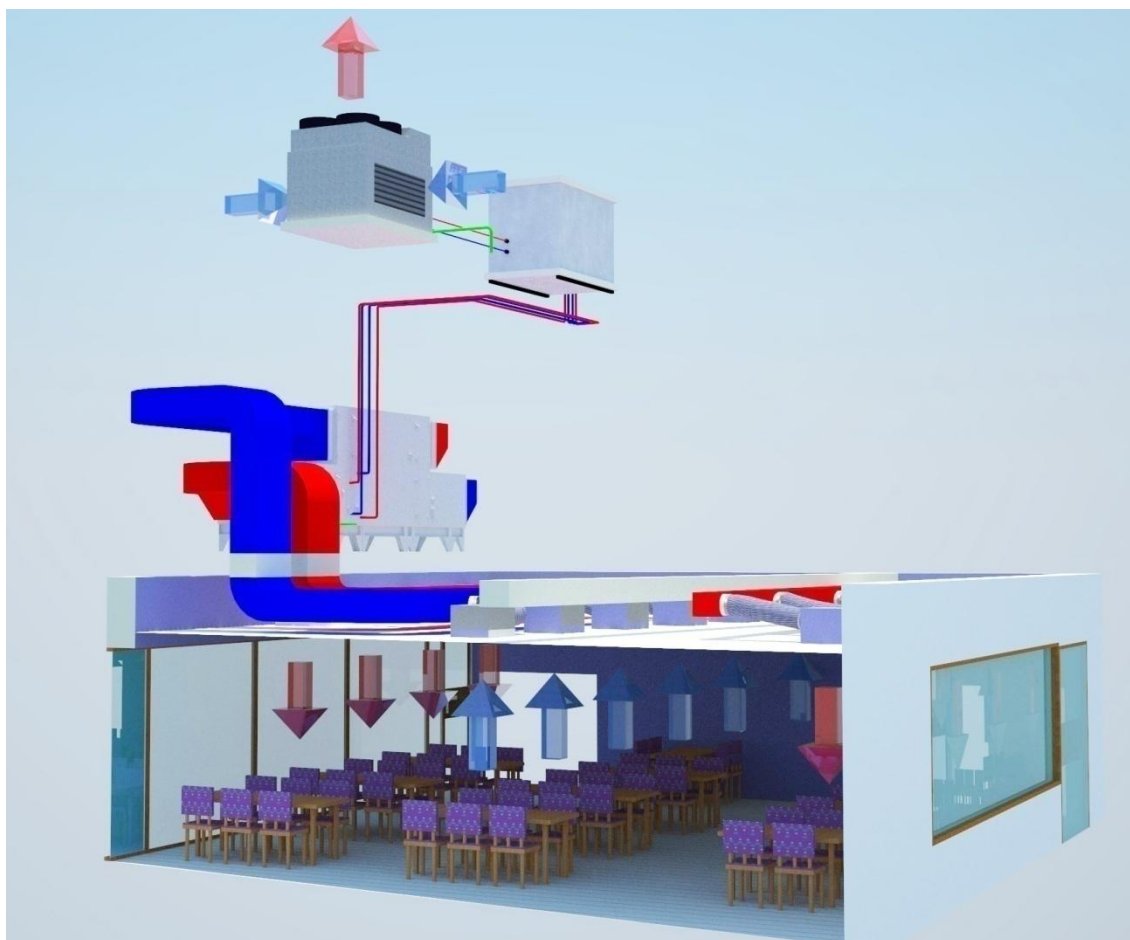
Obr.14.1: Půdorysné schéma 1NP



15. Varianty návrhu

Pro využití tepelných čerpadel jako zdroje tepla a chladu pro řešenou místnost jídelny v budově domova důchodců, jsem se rozhodnul využít tepelných čerpadel využívajících tepelné energie, která je obsažená v atmosférickém vzduchu. Nejmodernější tepelná čerpadla tohoto typu jsou schopna zajistit ohřev a chlazení přívodního vzduchu až do externích teplot kolem -25°C , kdy pro ohřev přívodního vzduchu využíváme náhradní zdroj tepla (bivalentní zdroj). V obou variantách, které jsem navrhnul, se jedná o elektrokotel, který je zabudovaný přímo v tepelném čerpadle. Ten se zapojuje do práce tepelného čerpadla v okamžiku, kdy venkovní teplota klesne pod hodnotu teploty tzv. bivalentního bodu.

Na základě analýzy objektu a zadané místnosti jsem se rozhodnul navrhnout dvě varianty návrhu, kde budou tepelná čerpadla využita jako primární zdroj tepla a chladu. Tepelná energie, odebrána pomocí tepelného čerpadla ze vzduchu, bude využita pro teplovzdušné vytápění s chlazením v letním období pomocí centrální VZT jednotky.



Obr.15.1: Model jídelny s rozvody vzduchu a tepelným čerpadlem typu „Vzduch-Voda“ v režimu tepelného čerpadla.

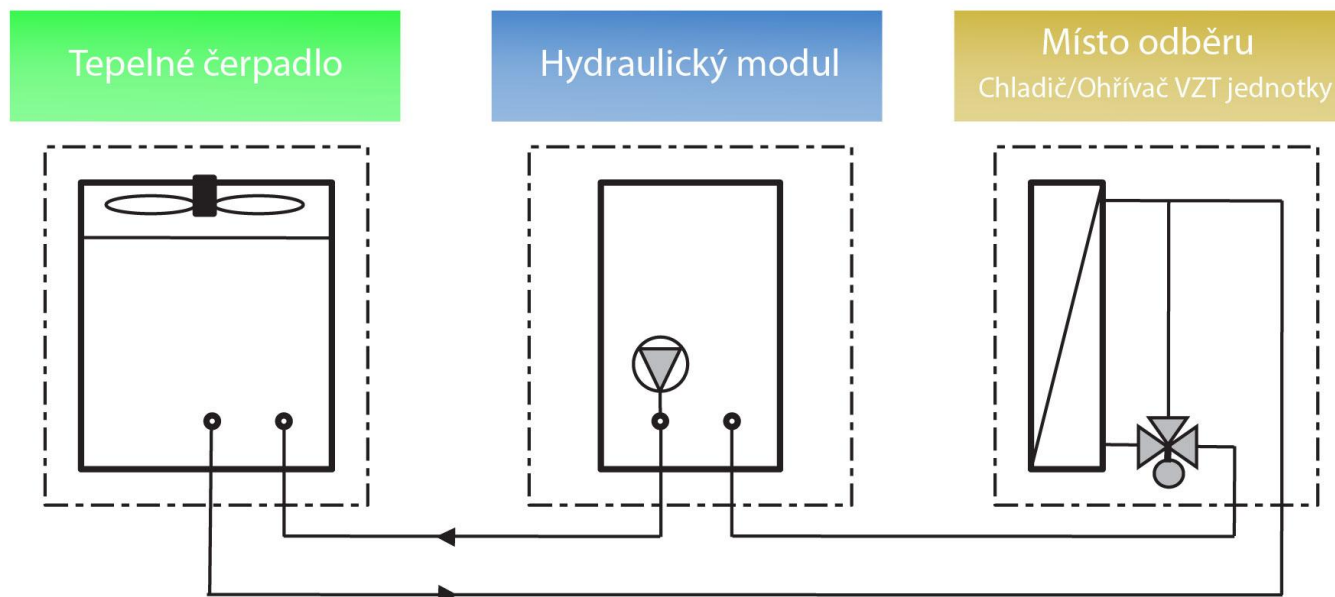
15.1 Varianta 1

Tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Voda“

Pro první variantu jsem zvolil tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Voda“, které bude umístěno na střeše strojovny vzduchotechniky, která je umístěna nad místností jídelny. Toto tepelné čerpadlo bude odebírat teplo z atmosférického vzduchu a předávat jej do vodní směsi (70% Voda + 30% Ethylenglykol). Tepelné čerpadlo bude zásobovat teplem (zimní provoz) a chladem (letní provoz) akumulční nádrž, která bude instalována taktéž na střeše budovy nad místností strojovny vzduchotechniky. Tato akumulční nádrž bude vyrovnávat nerovnoměrnosti odběru a zamezí tak zbytečnému spínání kompresoru. Z této akumulční nádoby vedou rozvody topné a vratné vody do vodního ohříváče centrální VZT jednotky a také rozvody chladné vody do vodního chladiče této vzduchotechnické jednotky.

Tepelné čerpadlo využívá pro přenos tepelné energie ekologickou chladicí směs R410 A. Teplotní spád otopné vody bude 45/40 °C a teplotní spád chladicí vody 12/7 °C. Distribuci vzduchu do místnosti budou zajišťovat vířivé anemostaty umístěné v podhledu místnosti.

Funkční schéma systému tepelného čerpadla s hydraulickým modulem a místem odběru (v našem případě chladič / ohříváč v centrální VZT jednotce) :



Výpočet potřebného tepelného výkonu pro tepelné čerpadlo:

Tepelné čerpadlo dimenzujeme na pokrytí tepelných ztrát ($Q_{ztráty}$), které jsou v zadané místnosti jídelny 4,042 kW. V zimním období chceme zajistit komfortní teplotu v interiéru 20 °C (t_i). Do místnosti jídelny přivádíme 5200 m³/hod vzduchu (V_p). Pro pokrytí tepelných ztrát musíme tedy do místnosti přivádět vzduch o teplotě t_p , kterou vypočítáme ze vztahu:

$$t_p = t_i + \Delta t = 20 + 3 = \underline{23 \text{ °C}}$$

$$\Delta t = Q_{ztráty} / (V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu}) = 4\,042 / [(5200 * 1,2 * 1010) / 3600] = \underline{2,3 \text{ °C}}$$

$$\Rightarrow \text{volím } \Delta t = 3 \text{ °C}$$

Rekuperátor nám venkovní vzduch ohřeje z teploty t_{ext} (-12 °C) na t_1 (+5,6 °C). Tepelné čerpadlo nám tudíž musí zajistit ohřev ve vodním ohřivači centrální VZT jednotky z teploty t_1 (+5,6 °C) na teplotu t_p (+23 °C).

Nyní vypočítáme potřebný tepelný výkon tepelného čerpadla ze vztahu:

$$Q_{\text{tepelný výkon}} = V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu} * \Delta t$$

$$c_{vzduchu} \dots\dots\dots 1010 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho_{vzduchu} \dots\dots\dots 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta t = t_p - t_1 = 23 - 5,6 = \underline{17,4 \text{ °C}}$$

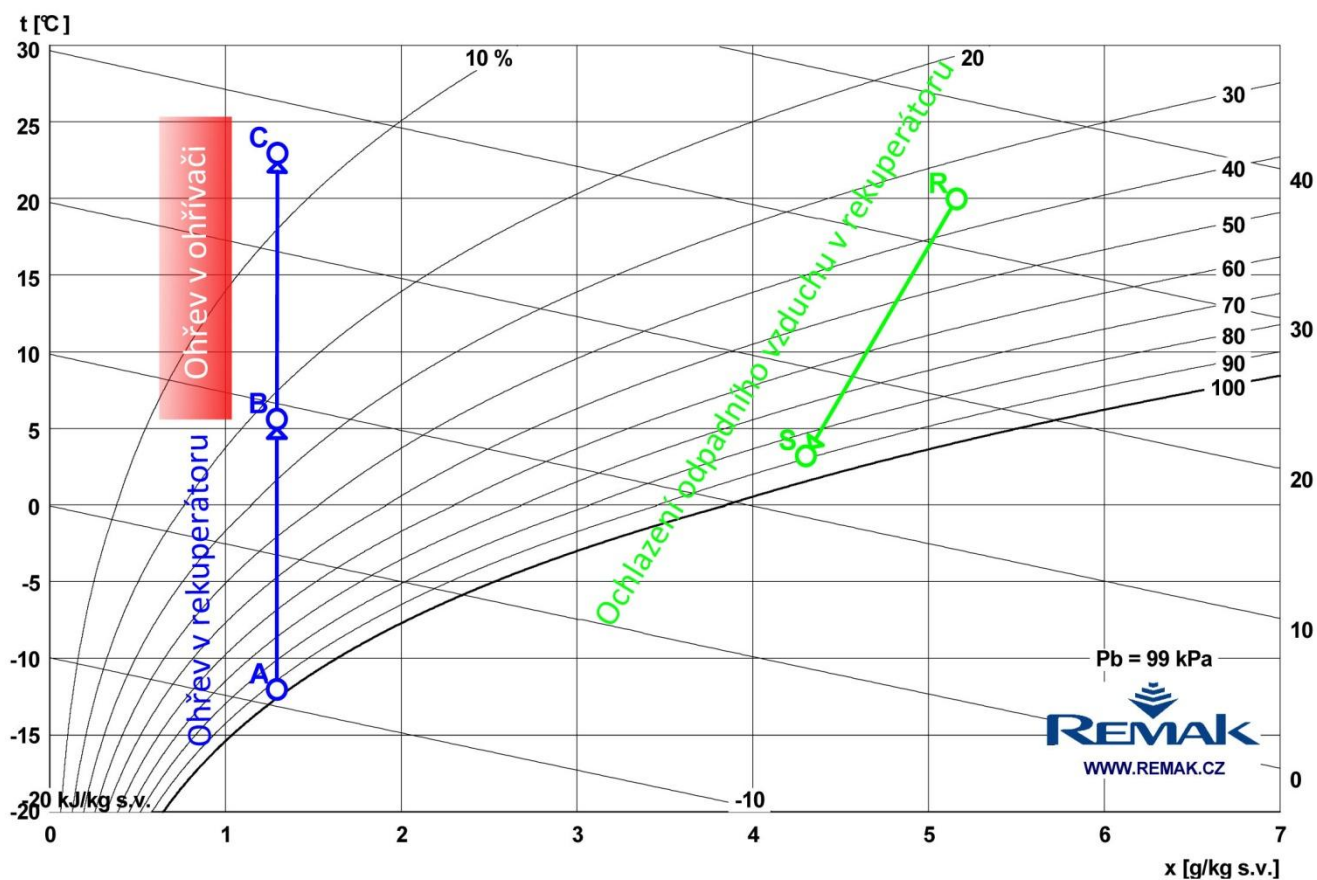
$$Q_{\text{tepelný výkon}} = (5200 * 1010 * 1,2 * 17,4) / 3600 = 30\,462 \text{ W} = \underline{30,462 \text{ kW}}$$

Protože používáme směs vody a Ethylenglykolu (z důvodu zamrznání vody) musíme zajistit dostatečný tepelný výkon tepelného čerpadla a vynásobíme námi vypočítaný tepelný výkon korekčním součinitelem $k = 1,18$ (viz níže).

$$Q_{\text{ohřev}} = 30,462 * 1,18 = \underline{35,95 \text{ kW}}$$

=> Tepelné čerpadlo Vzduch-Voda bude muset být schopné zajistit tepelný výkon alespoň 36 kW.

Psychrometrický diagram pro zimní provoz – ohřev:



Bod	Pozice	Teplota vzduchu	Relativní vlhkost	Měrná vlhkost	Entalpie	Hustota
		t [°C]	φ [%]	x [g/kg]	h [kJ/kg]	ρ [kg/m ³]
A	01.01	-12.0	95.0	1.3	-8.9	1.33
B		5.6	22.6	1.3	8.9	1.24
C		23.0	7.4	1.3	26.5	1.17
R	01.01	20.0	35.0	5.2	33.3	1.18
S		3.2	88.5	4.3	14.1	1.25

Ve výše zobrazeném H-X diagramu lze pozorovat úpravy vzduchu ve vodním ohřivači centrální VTZ jednotky. Tepelné čerpadlo nám bude muset zajistit ohřev vzduchu z teploty 5,6 °C na 23 °C.

Výpočet potřebného chladicího výkonu pro tepelné čerpadlo:

Tepelné čerpadlo v letním období dimenzujeme na chladicí výkon, který je zapotřebí k pokrytí tepelných zisků (Q_{zisky}), které jsou pro zadanou místnost jídelny 12,18 kW. V letním období chceme zajistit komfortní teplotu v interiéru 24 °C (t_i). Do místnosti jídelny přivádíme 5200 m³/hod vzduchu (V_p). Pro pokrytí tepelných zisků musíme tedy do místnosti přivádět vzduch o teplotě t_p , kterou vypočítáme ze vztahu:

$$t_p = t_i - \Delta t = 24 - 6 = \underline{18 \text{ °C}}$$

$$\Delta t = Q_{zisky} / (V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu}) = 12\,180 / [(5200 * 1,2 * 1010) / 3600] = \underline{5,9 \text{ °C}}$$

$$\Rightarrow \text{volím } \underline{\Delta t = 6 \text{ °C}}$$

Tepelné čerpadlo tedy musí zajistit ochlazení vzduchu ve vodním chladiči centrální VZT jednotky z teploty t_{ext} (29 °C) na t_p (18 °C).

Nyní vypočítáme potřebný chladicí výkon tepelného čerpadla ze vztahu:

$$Q_{chladicí\ výkon} = V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu} * \Delta t$$

$$c_{vzduchu} \dots 1010 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho_{vzduchu} \dots 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta t = t_{ext} - t_p = 29 - 18 = \underline{11 \text{ °C}}$$

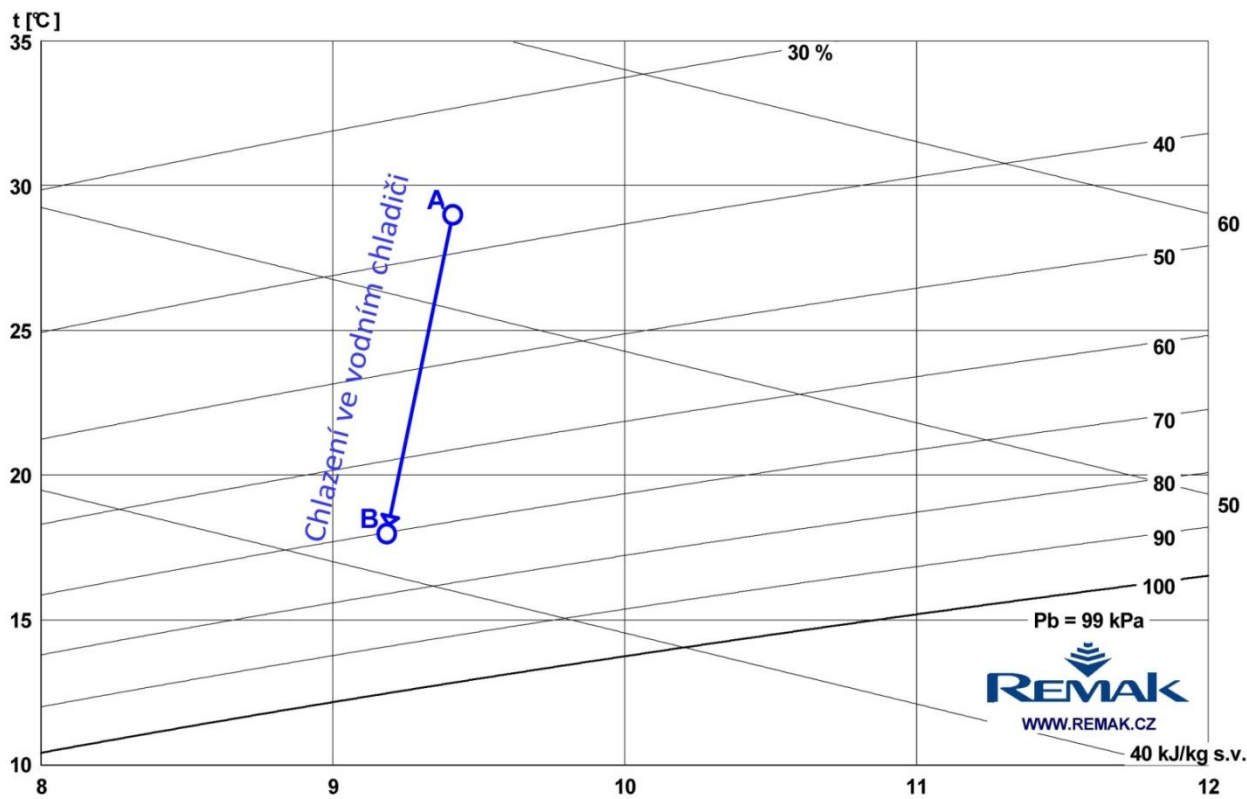
$$Q_{chladicí\ výkon} = (5200 * 1010 * 1,2 * 11) / 3600 = 19\,257 \text{ W} = \underline{19,257 \text{ kW}}$$

Protože používáme směs vody a Ethylenglykolu (z důvodu zamrznání vody) musíme zajistit dostatečný chladicí výkon tepelného čerpadla a vynásobíme námi vypočítaný chladicí výkon korekčním součinitelem $k = 1,18$ (viz níže).

$$Q_{chlazení} = 19,257 * 1,18 = \underline{22,72 \text{ kW}}$$

=> Tepelné čerpadlo Vzduch-Voda bude muset být schopné zajistit chladicí výkon alespoň 23 kW.

Psychrometrický diagram pro letní provoz – chlazení:



Bod	Pozice	x [g/kg s.v.]				
		Teplota vzduchu t [°C]	Relativní vlhkost φ [%]	Měrná vlhkost x [g/kg]	Entalpie h [kJ/kg]	Hustota ρ [kg/m³]
A	01.10	29.0	37.0	9.4	53.3	1.14
B		18.0	70.1	9.2	41.4	1.18

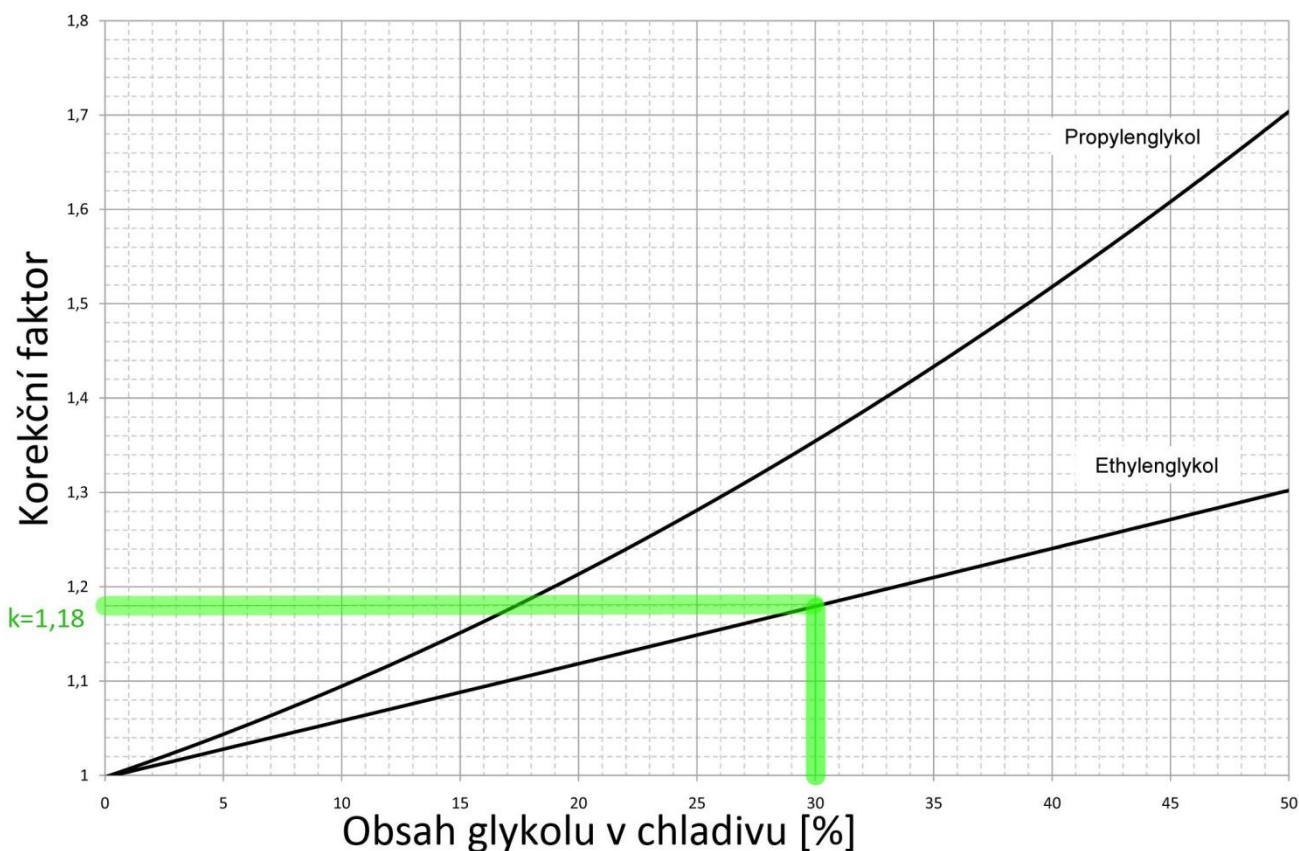
Ve výše zobrazeném H-X diagramu lze pozorovat úpravy vzduchu ve vodním chladiči centrální VTZ jednotky. Tepelné čerpadlo nám bude muset zajistit chlazení vzduchu z teploty 29 °C na 18 °C. Během chlazení se nám odvlhčí 0,2g/kg vody.

Korekční součinitel pro chladicí směsi s obsahem Glykolu:

Z důvodu zamrznání vody použijeme místo čisté vody směs obsahující Glykol, který nám sníží bod zamrznutí, ale zároveň sníží chladicí / topný výkon a je tudíž potřeba použít korekční součinitel. Pro Brno uvažujeme se zimní teplotou v exteriéru -12°C tudíž budeme uvažovat se vodní směsí obsahující 30% Ethylenglykolu.

Z následujícího grafu nám tudíž vyplývá korekční faktor $k = 1,18$.

Freezing point	[°C]	0	-10	-15	-20	-25	-30
Ethylene glycol content	[V-%]	0	20	30	35	40	45
Propylene glycol	[V-%]	0	30	35	40	45	50



Tepelné čerpadlo „Vzduch – Voda“:

Pro první variantu návrhu jsem použil tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Voda“ v externím provedení GLAH 0152 od společnosti GEA. Toto tepelné čerpadlo využívá chladicí směsi R 410 A a je schopno zajistit ohřev $Q_{TČ\text{ ohřev}} = 43\text{ kW}$ a chlazení $Q_{TČ\text{ chlazení}} = 38\text{ kW}$. Toto tepelné čerpadlo má v sobě zabudovaný bivalentní zdroj tepla (elektrokotel), který se automaticky zapíná při poklesu venkovní teploty pod teplotu takzvaného bivalentního bodu. Tepelné čerpadlo má v sobě umístěnou malou 190l akumulaciční nádrž, která akumuluje chlad a teplo. Protože systém potřebuje větší akumulaciční nádrž, tak jsem navrhnul tepelné čerpadlo napojit na hydraulický modul GLHM 210 od společnosti GEA se zásobníkem teplé / studené vody o objemu 1000 l.

$$Q_{TČ\text{ ohřev}} = 43\text{ kW} > Q_{\text{ohřev}} = \underline{36\text{ kW}}$$

$$Q_{TČ\text{ chlazení}} = 38\text{ kW} > Q_{\text{chlazení}} = \underline{23\text{ kW}}$$

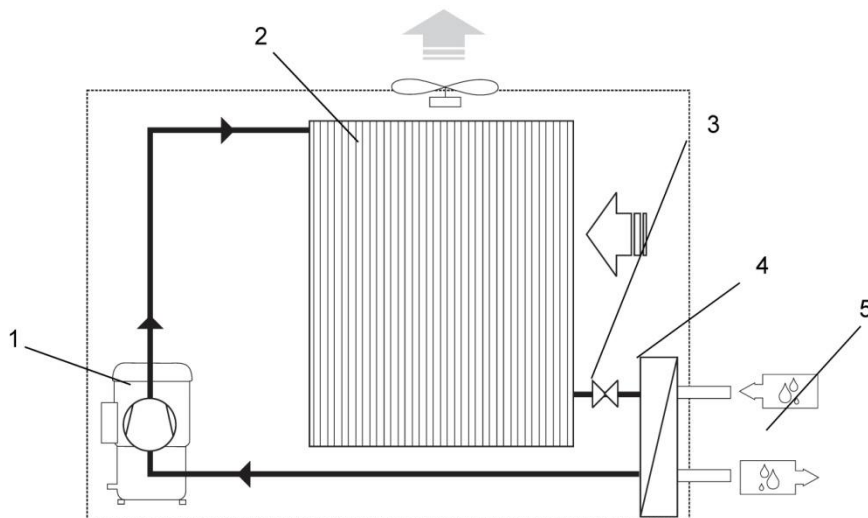
=>Tepelné čerpadlo nám je schopno dodat dostatečný chladicí a tepelný výkon pro vodní chladič/ohříváč v centrální VZT jednotce.



Obr.15.2: Pohled na TČ v externím provedení

Funkční schéma tepelného čerpadla (režim ohřevu):

- 1) Kompresor
- 2) Kondenzátor
- 3) Expanzní ventil
- 4) Výparník
- 5) Rozvod chladu



Vybrané hodnoty tepelného čerpadla dle výrobce (GEA):

Refrigerant R 410A	GLAH	0152
Rated heating duty	kW	43
Rated cooling duty	kW	38
<hr/>		
Power consumption*	kW	14
Max. current consumption	A	35
ESEER	-	4.04
Scroll compressor	Quantity	2
Circuits	Quantity	1
Speeds	Quantity	2
Sound power level	dB(A)	84
Sound pressure level 10 m	dB(A)	52
Length	mm	1695
Width	mm	1120
Height	mm	1420
Operating weight	kg	450

Vybrané hodnoty tepelného čerpadla dle výrobce (GEA):

Unit type		0152
Refrigeration capacity ¹⁾	\dot{Q}_e [kW]	37.7
Compressor power consumption	P_{cpr} [kW]	12.6
Total unit power consumption	P [kW]	13.6
IPLV		4.48
ESEER		4.04
Chilled water volume flow	\dot{V}_e [m ³ /h]	6.5
Pressure drop (chilled water)	Δp_e [kPa]	56.6
Heating capacity²⁾	\dot{Q}_H [kW]	42.9
Compressor power consumption	P_{cpr} [kW]	13.2
Total unit power consumption	P [kW]	14.2
Warm water volume flow	\dot{V}_e [m ³ /h]	7.4
Pressure drop (warm water side)	Δp_e [kPa]	74.6
Controls		
Fans		
Number of fans	n	4
Total air volume flow	[m ³ /h]	18540
Compressor		
Number of compressors	n	2
Number of refrigeration circuits	n	1
Capacity stages per unit	n	2
Compressor type 1		ZP 90
Compressor type 2		ZP 90
Oil type		
Oil heating	[W]	2x90
Coil resistance per coil/ compressor	[Ω]	1.61
Evaporator		
Minimum chilled water flow rate	$\dot{V}_{e,min}$ [m ³ /h]	4.1
Maximum chilled water flow rate	$\dot{V}_{e,max}$ [m ³ /h]	10.8
Maximum chilled water related operating pressure*	[bar]	10
Evaporator inlet connection	Rp** ["]	2
Evaporator outlet connection	Rp** ["]	2
Filling quantities		
Refrigerant R410A	[kg]	9
Oil	[kg]	5
Chilled water minimum system content	[l]	220
Weight		
Transport weight	[kg]	440
Sound values		
Sound power level ³⁾	[dB(A)]	84
Sound pressure level ⁴⁾	[dB(A)]	55

only if no GLHM hydraulic module was supplied, with GLHM hydraulic module: 3 bar

** Rp XX ["] parallel internal thread with seal through thread

1 Performance data for input parameters: chilled water temperatures (inlet/outlet) 12/7 °C; ambient air temperature 35 °C; values rounded off

2 Performance data for input parameters: warm water temperatures (input/output) 40/45°C; ambient temperature 7°C; values partially rounded off.

3 In accordance with Eurovent ISO 3744 (Also see "Sound data at full load")

4 In 10 m under free-field conditions (See "Sound data at full load")

Vybrané hodnoty tepelného čerpadla dle výrobce (GEA):

Unit type		0152	0182	0202	0252
Compressor					
Max. power consumption	[kW]	2x9	2x10.1	2x11.8	2x13.2
Max. current consumption	[A]	2x15.3	2x16.4	2x20.4	2x22.6
Starting current of each compressor	[A]	95	111	118	118
Fans 1)					
Max. power consumption	[kW]	1	1	1	1.5
Max. current consumption	[A]	4.4	4.4	4.4	6.6
Total 1,2,3)					
Max. power consumption	[kW]	19	21.2	24.6	27.9
Max. current consumption	[A]	35	37	45	52
Starting current of entire unit	[A]	115	132	143	147
Maximum connectable cable cross-sections 4)					
Rectangular	[mm]	16x3	16x3	16x3	16x3
Round	[mm ²]	50	50	50	50
Maximum permissible backup fuse ratings (fuse type gLgG) 3)					
Back up fuse	[A]	63	63	63	100
Dimensions					
A (length)	[mm]	1695	1695	1695	2195
B (width)	[mm]	1120	1120	1120	1120
H (height)	[mm]	1420	1420	1420	1420
Clearances					
R1	[mm]	1000	1000	1000	1000
R2	[mm]	1000	1000	1000	1000
R3	[mm]	600	600	600	600
R4	[mm]	600	600	600	600

Potřebné odstupové vzdálenosti od tepelného čerpadla:

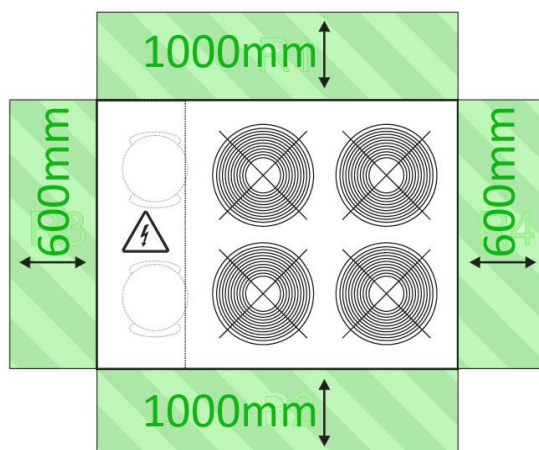
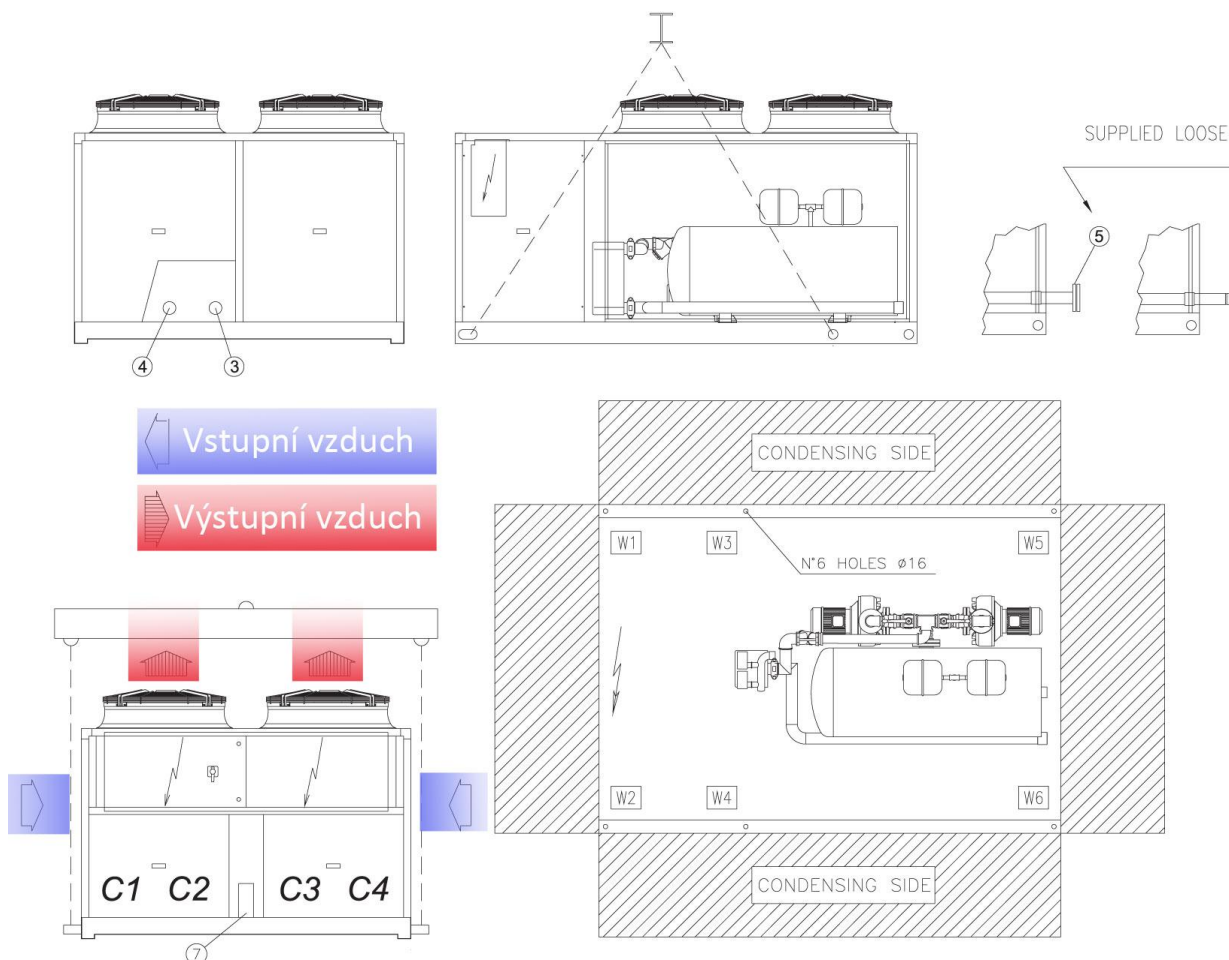
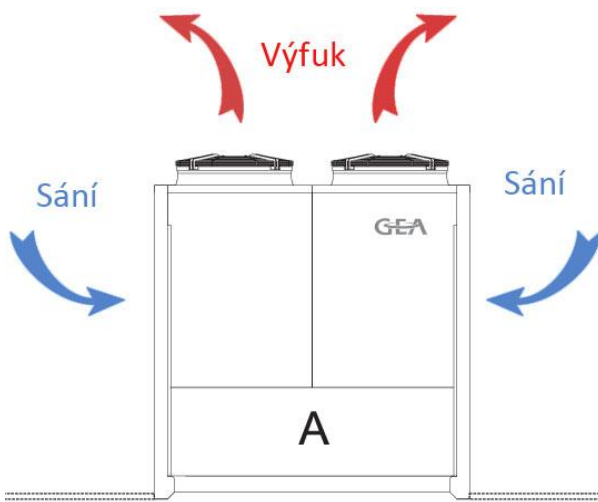


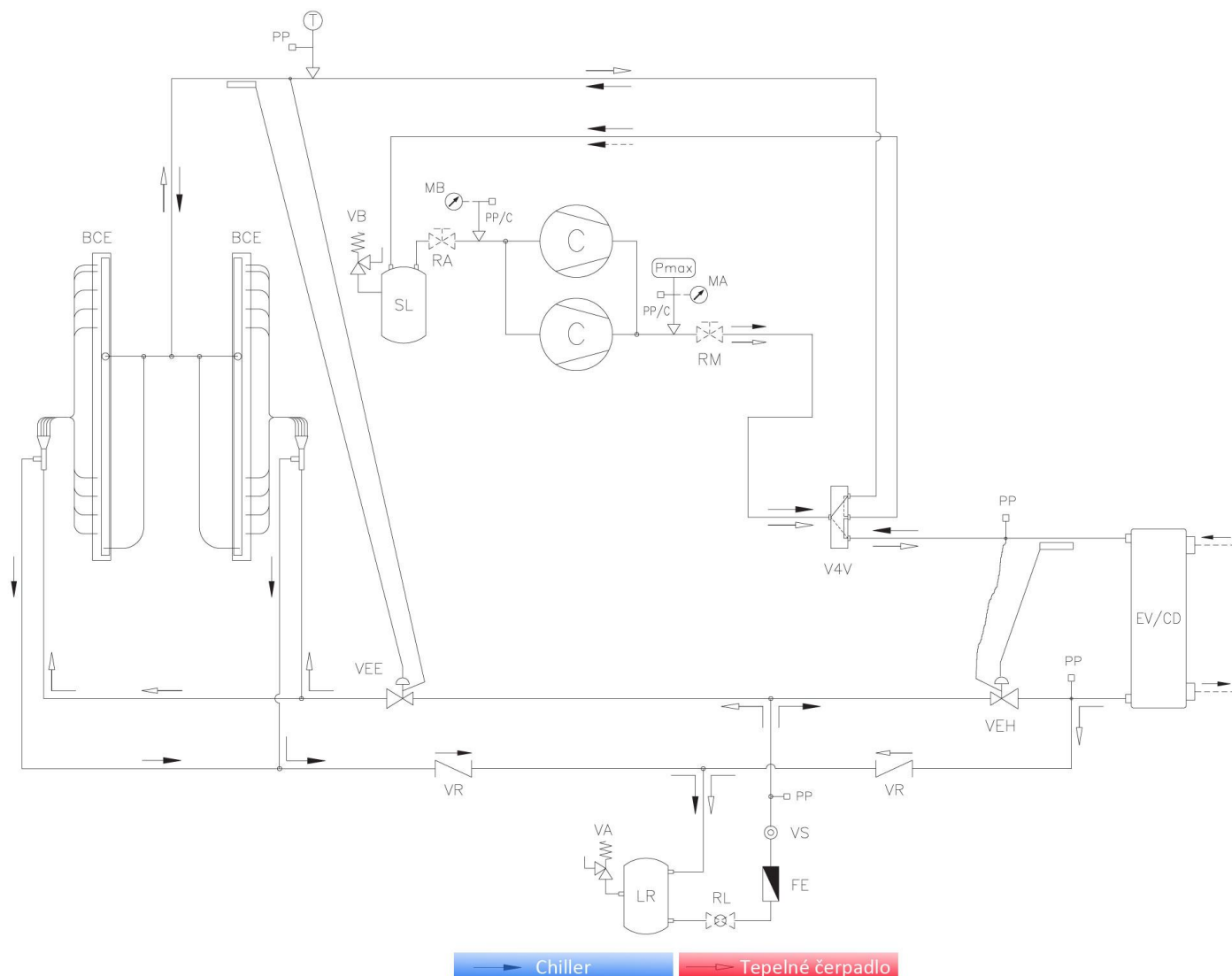
Schéma tepelného čerpadla:



Acronym	Description
1	Water inlet heat exchanger– Rp XX ["] (connection size see Technical Data from page 15 ff)
2	Water outlet heat exchanger – Rp XX ["] (connection size see Technical Data from page 15 ff)
3	Water inlet heat exchanger on the unit outer edge – Rp XX ["] (Option .I06)
4	Water outlet heat exchanger on the unit outer edge – Rp XX ["] (Option .I06)
5	Water inlet and outlet heat exchanger with flange (Option .I06 + I08)
6	Water inlet and outlet heat exchanger with groove lock (Victaulic) coupling (Option .I06 + I07)
7	Supply voltage



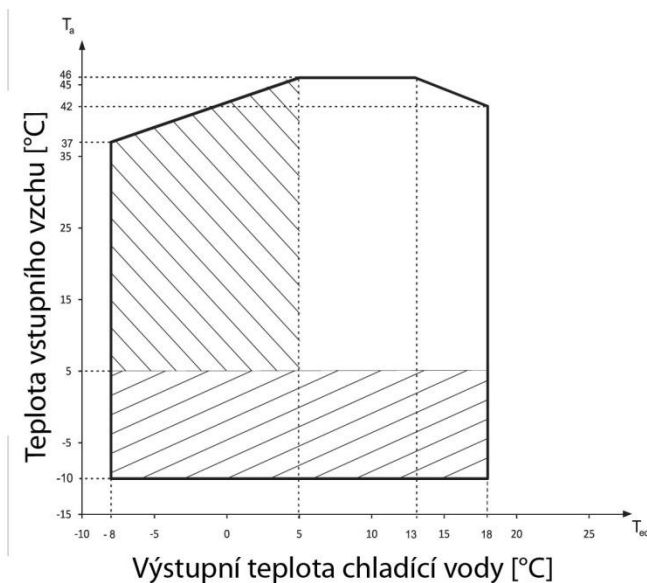
Chladicí okruh tepelného čerpadla:



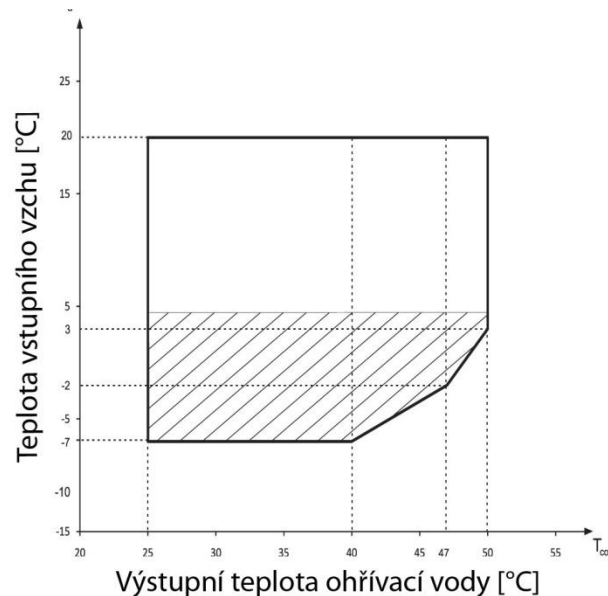
Acronym	Description	Acronym	Description
C	Scroll compressor	RL	Shut-off valve on liquid line (only 0452-0612)
BCE	Air-cooled condenser/evaporator (depending on operation mode)	RM	Shut-off on discharge side (optional)
EV/CD	Evaporator/condenser (depending on operation mode)	SL	Liquid strainer
FE	Filter drier	T	Pressure sensor
LR	Liquid collector	VA	High-pressure safety valve
MA	High-pressure gauge (optional)	VB	Low-pressure safety valve
MB	Low-pressure gauge (optional)	VEE	Thermostatic expansion valve (BCE)
Pmax	High-pressure pressostat	VEH	Thermostatic expansion valve (EV/CD)
PP	Service Schrader valve	VR	Non-return valve
RA	Shut-off valve suction side (optional)	VS	Sight glass with humidity indicator
		V4V	4-way valve

Operační teploty tepelného čerpadla:

a) Režim chlazení



b) Režim ohřívání



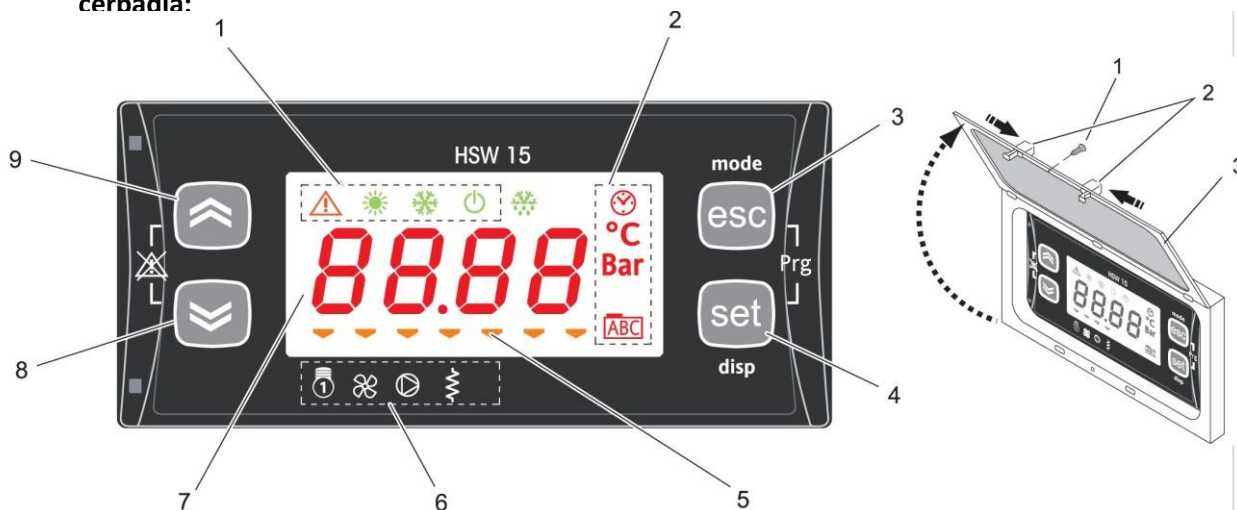
Požadavky na kvalitu topné / chladicí vody v otopném/chladicím systému:

Description	Symbol	Actual values	Effects if values are not adhered to	
Hydrogen ion concentration	pH	7.5 – 9	< 7.5 > 9	Corrosion incrustation
Calcium and magnesium content	Hardness (Ca/Mg)	4 – 8.5 °D	> 8.5	Incrustation
Chlorine ions	Cl ⁻	< 50 ppm		Corrosion
Iron ions	Fe ³⁺	< 0.5 ppm		Corrosion
Magnesium ions	Mg ²⁺	< 0.05 ppm		Corrosion
Carbon dioxide	CO ₂	< 10 ppm		Corrosion
Hydrogen sulphide	H ₂ S	< 50 ppb		Corrosion
Oxygen	O ₂	< 0.1 ppm		Corrosion
Chlorine	Cl ₂	< 0.5 ppm		Corrosion
Ammonia	NH ₃	< 0.5 ppm		Corrosion
Bicarbonate/sulphate ratio	HCO ₃ ⁻ /SO ₄ ²⁻	> 1	< 1	Corrosion

ppm = parts per million (mg/l)

ppb = parts per billion (µg/l)

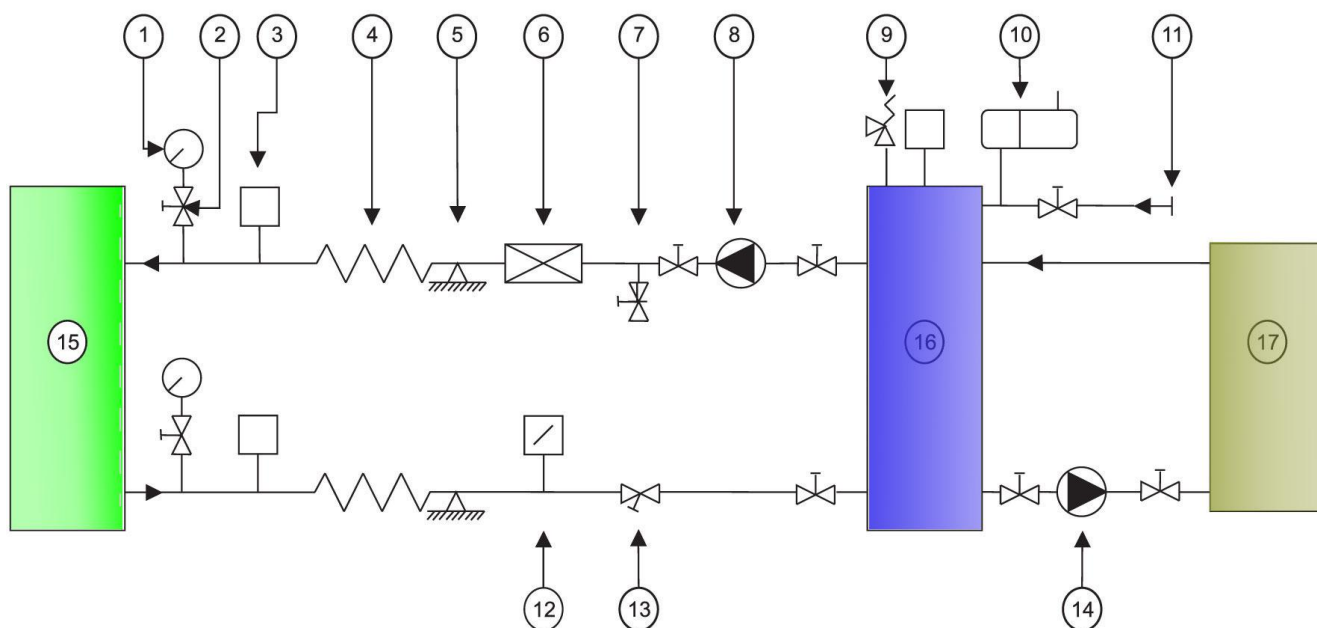
Elektronický regulátor umístěný v místnosti jídelny sloužící k regulaci tepelného čerpadla:



1) LED status and operating modes	2) LED values and units	6) LED consumers	3)
Alarm	Not used	Compressor	3) ESC/mode button
Heating operation	Temperature (degree Celsius)	Fan	4) SET/Disp button
Cooling operation	Pressure (bar)	Unit pump	5) Frost protection heating heat exchanger unit
Standby	Menu (ABC)	Frost protection heating	7) Display
Not used			8) „Down“ button
			9) „Up“ button

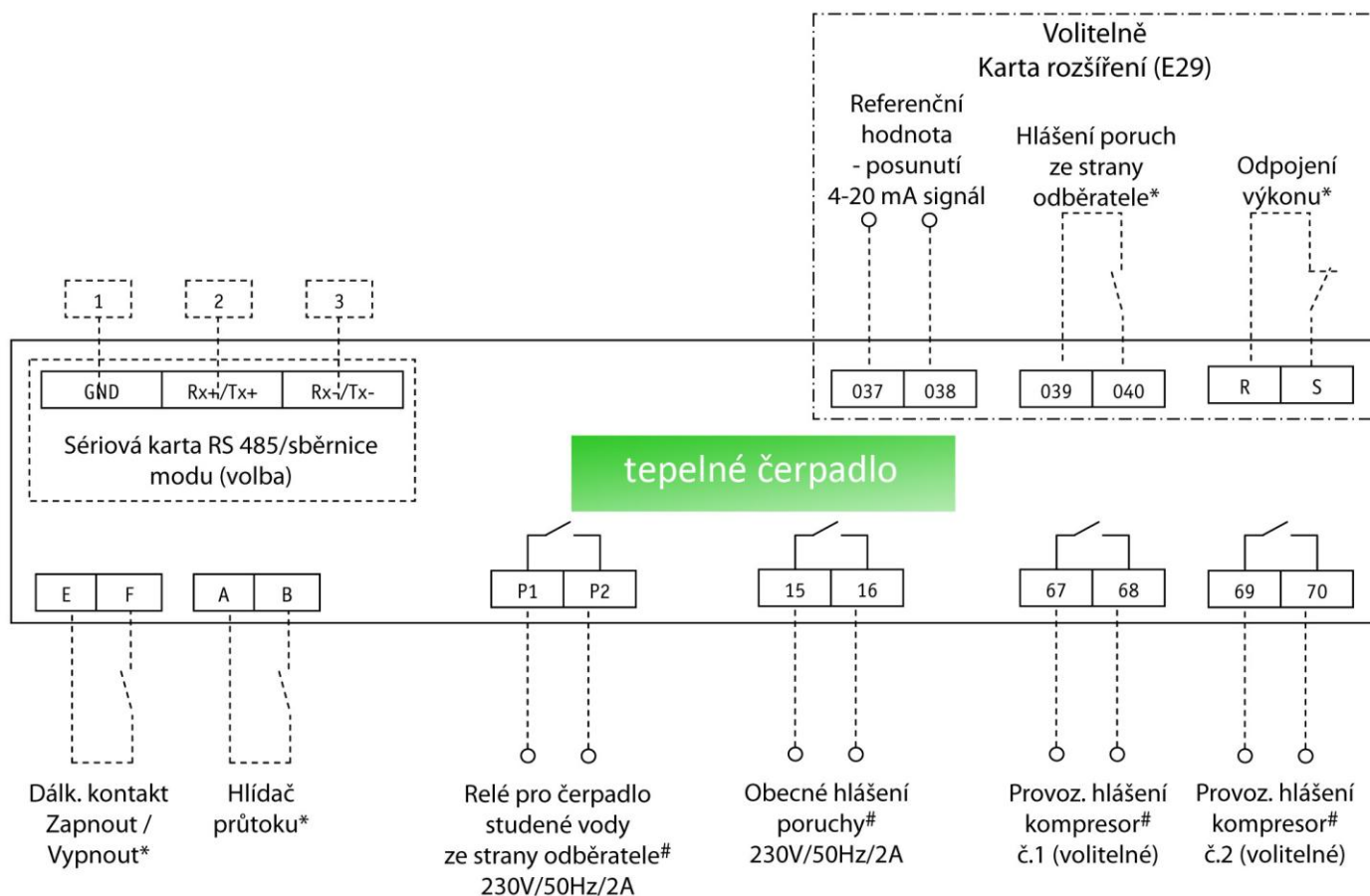
- LCD displej se zobrazením textu, slovních a číselných údajů
- dálkové ovládání (zapnuto/vypnuto) beznapěťovým kontaktem z nadřazené regulace
- sumární hlášení poruch jako bezpotenciálový kontakt
- automatická vlastní diagnóza elektroniky
- zobrazení všech analogicky zaznamenaných hodnot teploty a tlaku
- zobrazení poruch kompresoru a chladících okruhů
- zobrazení obecných poruch přístroje
- volitelná regulace teploty vstupu a výstupu studené vody
- bezpečnostní doby pro kompresor, jako např. ochrana taktu kompresoru, minimální doba chodu kompresoru nebo maximální náběhy za hodinu
- čítač provozních hodin pro kompresor a čerpadlo studené vody
- automatické vyrovnání provozních hodin kompresorů
- oznamování intervalu údržby kompresorů a čerpadel
- tlakově závislá regulace ventilátorů kondenzátorů

Schéma zapojení tepelného čerpadla v hydraulickém systému:



- | | |
|---|----------------------------------|
| 1: manometr | 2: uzavírací ventil |
| 3: automatické odvětrávání | 4: propojení tlumiče chvění |
| 5: upevňovací bod potrubí | 6: vodní filtr |
| 7: vypouštěcí ventil | 8: čerpadlo primárního okruhu |
| 9: bezpečnostní ventil | 10: expanzní nádoba |
| 11: plnicí ventil | 12: hlídač průtoku |
| 13: vyrovnávací ventil | 14: čerpadlo sekundárního okruhu |
| 15: tepelné čerpadlo | 16: hydraulický modul |
| 17: spotřebič (centrální VZT jednotka) | |

Schéma elektrického zapojení tepelného čerpadla:



Legenda k elektrickému zapojení tepelného čerpadla:

- A – B: Připojení hlídače průtoku odběratelem
- E – F: Dálkový kontakt k zapnutí a vypnutí jednotky spínacím kontaktem odběratele
- P1-2: Relé k seřízení čerpadla studené vody ze strany odběratele
- 15-16: Obecné hlášení poruchy
(napětí ze strany odběratele max. 2A/ AC / 50 Hz /)
- 67-68: Provozní hlášení kompresor 1
- 69-70: Provozní hlášení kompresor 2
- 37-38: Posunutí referenční hodnoty signálem 4-20 mA
- 39-40: Kontakt hlášení poruchy ze strany odběratele
- R-S: Odpojení příkonu při překročení max. zátěže přes kontakt uživatele
- 1 – 2 – 3: Připojení k sériové kartě
- : Propojení ze strany odběratele
- #: Potenciál potřebný ze strany odběratele (max. 230 V/50 Hz/2A)
- *: nepřípustný žádný potenciál ze strany odběratele (napájení potenciálu probíhá přes regulátor)

Hydraulický modul

Hydraulický modul slouží k akumulaci tepla či chladu. Díky akumulaci tepla prodloužíme životnost kompresoru v tepelném čerpadle, protože se nemusí spouštět tak často jako je tomu zapotřebí v případě provozu tepelného čerpadla bez hydraulického modulu.

Obvykle se na každý kW energie, kterou je potřeba předat pomocí vody navrhuje cca 25 litrů v zásobníku. V našem případě potřebujeme 33 kW tudíž cca 825 litrový zásobník pro studenou / horkou vodu.

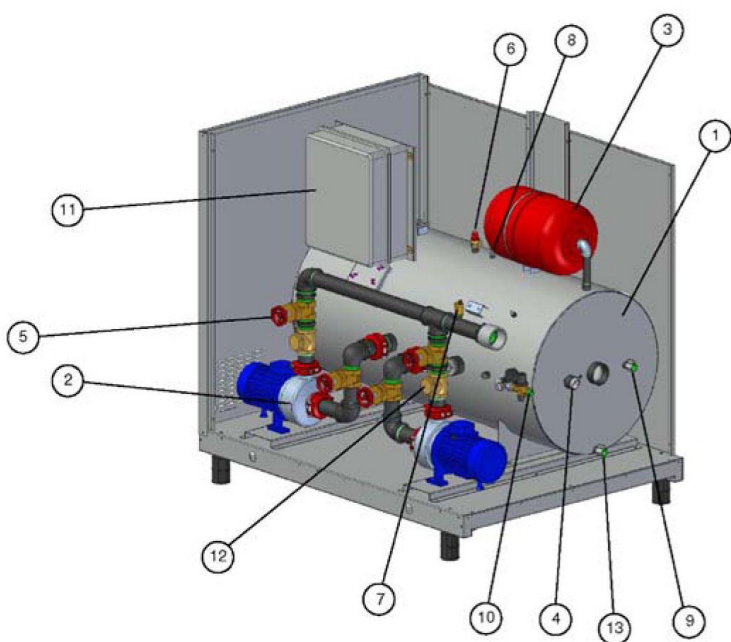
Navrhnul jsem tedy hydraulický modul GLHM 210 od společnosti GEA se zásobníkem teplé / studené vody o objemu 1000 l.



Rozměry hydraulického modulu:

Module	GLHM	210#
Volume	l	1000
Pumps	-	2
Length	mm	2044
Width	mm	1200
Height	mm	1510
Operating weight	kg	1580

Funkční schéma hydraulického modulu:



- 1: Tank
- 2: Pump
- 3: Expansion tank
- 4: Pressure gauge
- 5: Shut off valve
- 6: Safety valve
- 7: Air vent valve on pipework
- 8: Tank venting
- 9: Charge and drain tap
- 10: Automatic filling device
- 11: Switch cabinet
- 12: Non-return valve (only in model with 2 pumps)
- 13: Tank draining
- 14: Differential pressure switch (without drawing)

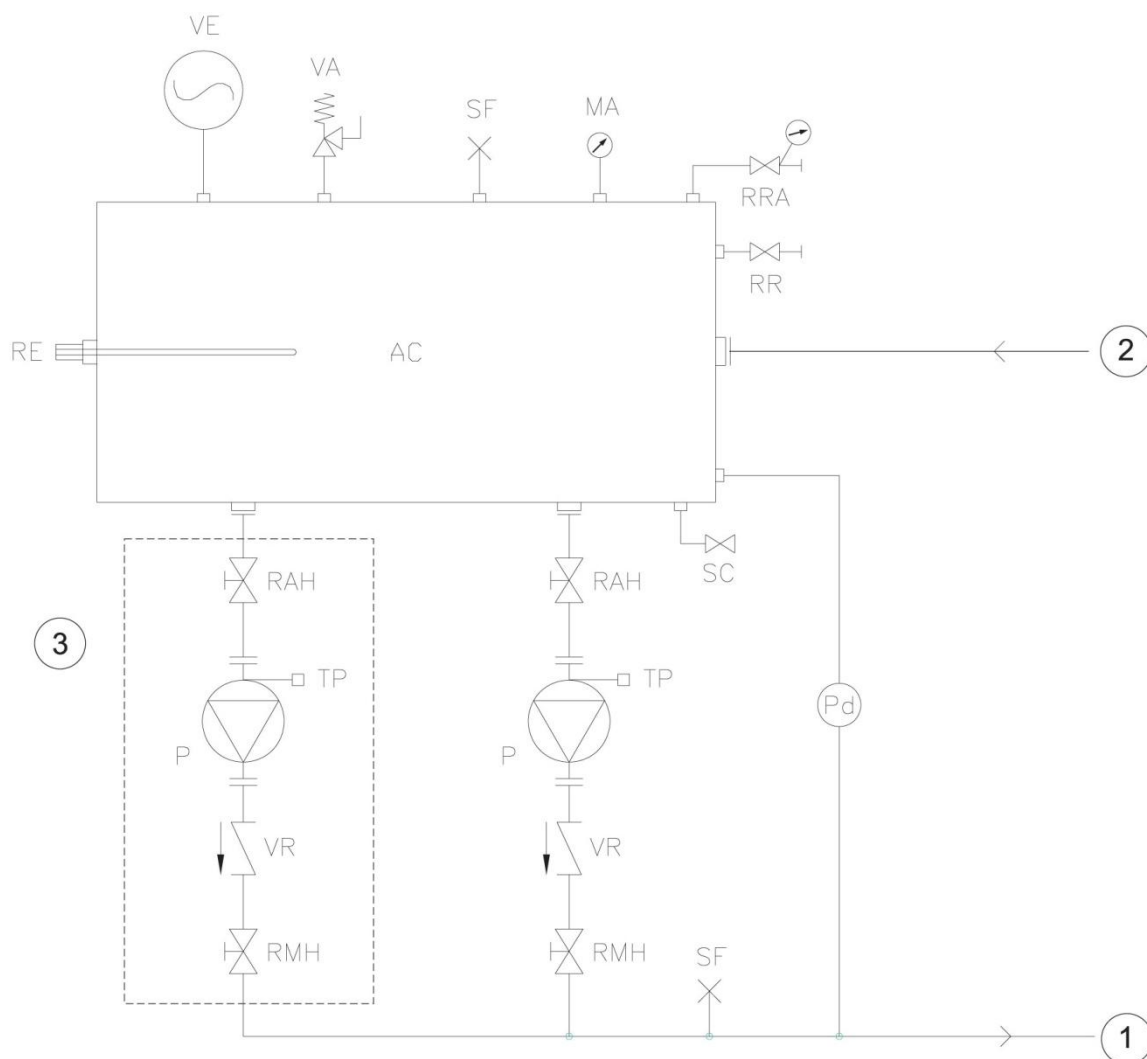
Vybrané hodnoty hydraulického modulu dle výrobce (GEA):

Tank size	Water connections	Expansion tank	Safety valve
	[inch]	[l]	[bar]
300	2½	25	3
500	2½	25	
750	3	25	
1000	3	25	
1500	4	2 x 25	
2500	4	2 x 25	

Vybrané hodnoty hydraulického modulu dle výrobce (GEA):

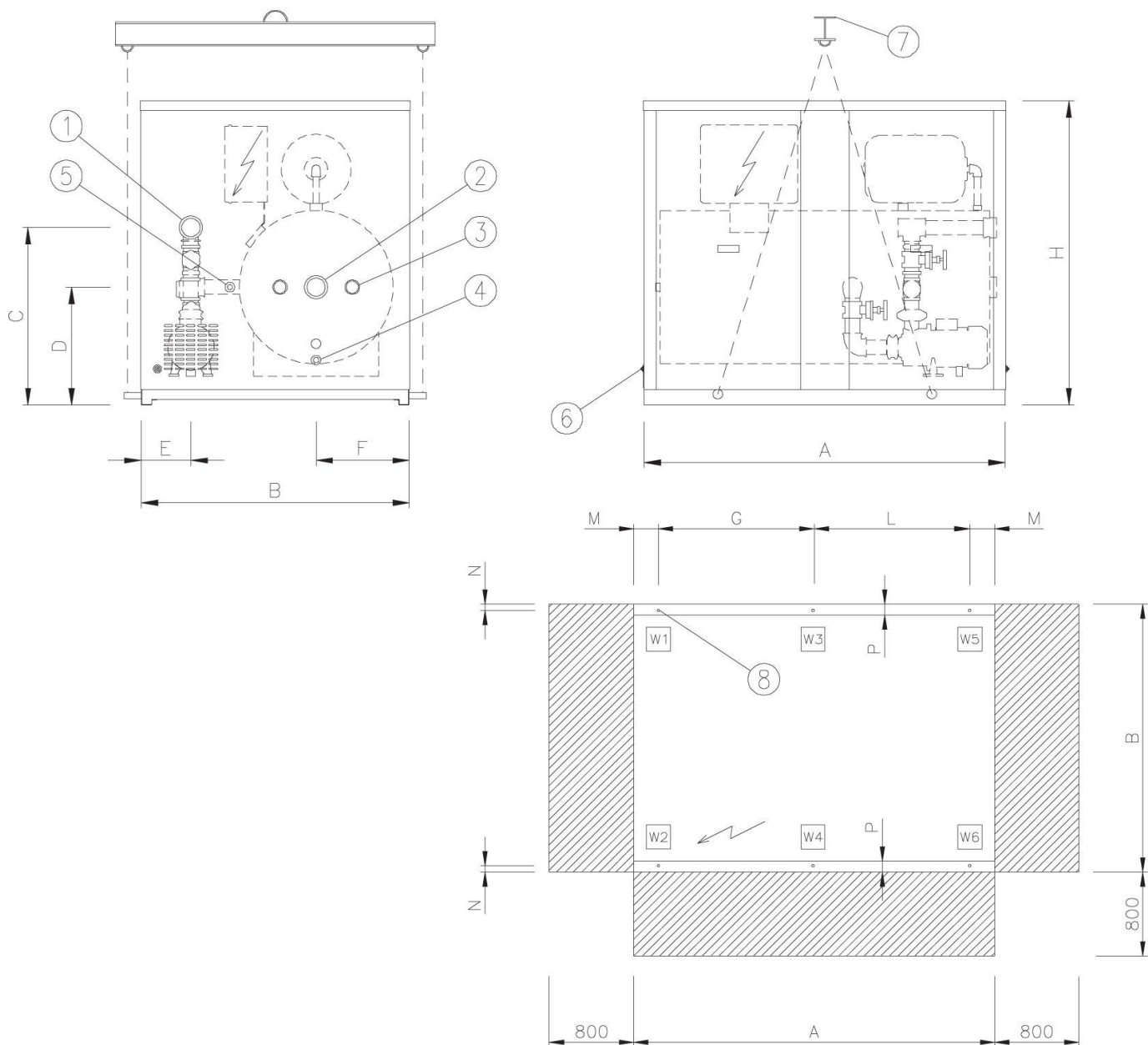
Unit type		Pump data						
2 pumps	Buffer volume [l]	Pump curve	F.L.I [KW]	F.L.A. [A]	V _{min} [m ³ /h]	H _{min} [kPa]	V _{max} [m ³ /h]	H _{max} [kPa]
GLHM207G00	750	G	5.5	11	30	145	84	308
GLHM210G00	1000	G						
GLHM215G00	1500	G						

Funkční schéma zapojení hydraulického modulu:



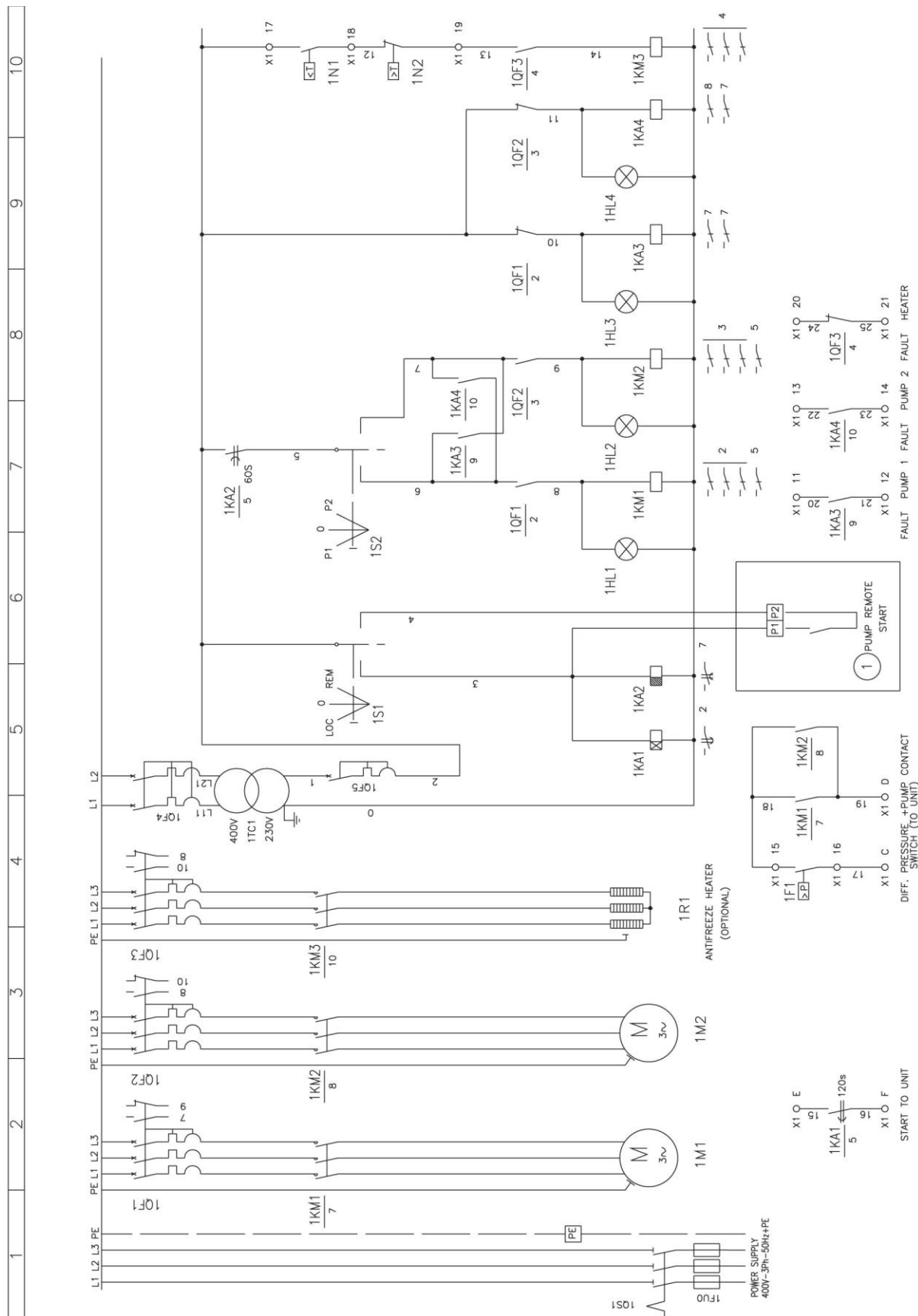
Acronym	Description	Acronym	Description
AC	Tank	SF	Air vent valve
MA	Pressure gauge	TP	Air venting of pump
P	Pump	VA	Safety valve (3 bar)
Pd	Differential pressure switch	VE	Expansion tank
RAH/RMH	Shut off valve	VR	Non-return valve (only with 2 pumps)
RE	Anti-freeze heating (option .M05)	1	Water outlet to KWE/WP
RR	Filling valve	2	Water inlet from hydraulic system
RRA	Automatic filling valve	3	2 pump circuit (optional)
SC	Drain valve		

Schéma + rozměry hydraulického modulu:



Type	Tank	Number of pumps n	A	B	H	C	D	E	F	G	L	M	N	P	Operating weight [kg]
	[l]														
GLHM110#00	1000	1	2044	1200	1510	940	604	185	440	919	919	103	26	45	1430
GLHM210#00	1000	2	2044	1200	1510	940	604	185	440	919	919	103	26	45	1580

Schéma elektrického zapojení:



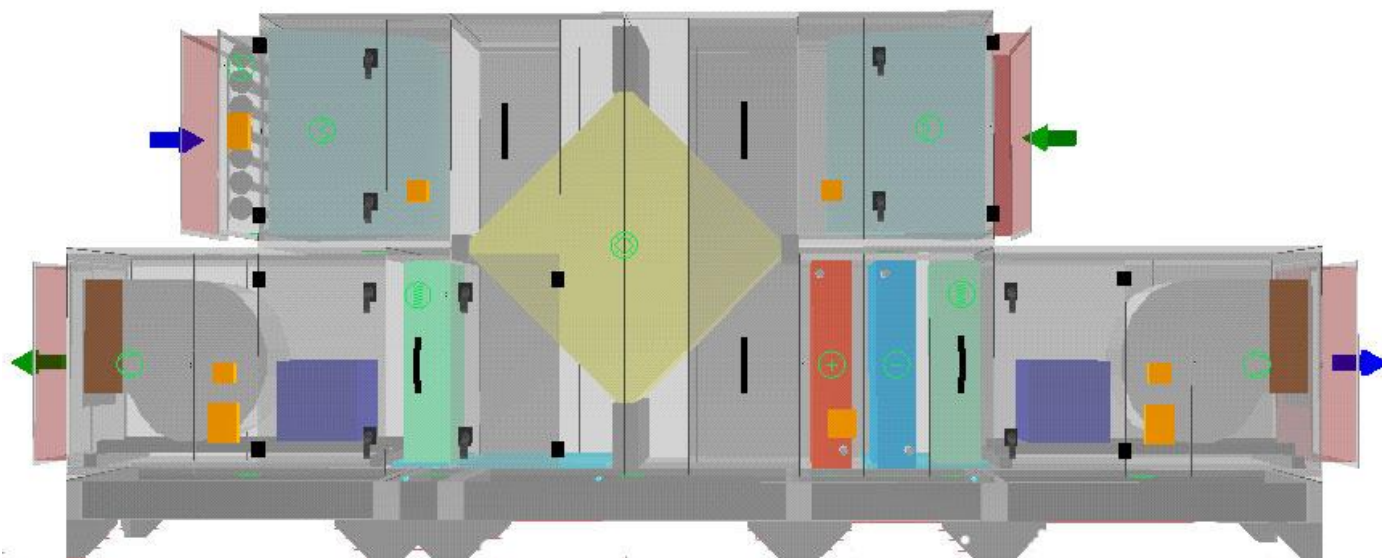
Legenda ke schématu elektrického zapojení:

Zkratka	Popis
1QS1	Hlavní spínač
1QM1-1Q2	Spínač ochrany motoru pro kompresor
1QM3	Spínač ochrany motoru pro pohony ventilátoru
1QM5-1QM6	Spínač ochrany motoru čerpadla studené vody
1QF1	Ochranný spínač protimrazového vytápění zásobníku
1M1-1M2	Kompresor
1M3/1M12	Motor ventilátoru
1M13-1M14	Čerpadlo studené vody
1 R1	Protimrazové vytápění zásobníku (volba)
1C1/1C10	Kondenzátory pro motory ventilátoru
1C11	Kondenzátor
1A1-1A2	Regulace otáček pro motory ventilátoru
1A3	Filtr
2QF1-2QF2	Pojistka řízení
2TC1	Transformátor pro řídicí napětí
2R1/2R2	Olejšové topení kompresoru
2A-2A2	Ochrana proti přehřátí u kompresoru
2A3	Deska regulátoru
2A4	Rozšíření desky regulátoru
2A5	Obslužný displej
2A6-2A7	T-spojovací prvek (je dodáván v kombinaci s 2A8)
2A8	Displej pro dálkové spojení (volba)
2A9	Relé postupného řazení fází (řadič)
2BT1/2BT3	Teplotní čidlo
2BP1	Vysokotlaký spínač
2F1	Spínač nízkého tlaku
2F2	Spínač vysokého tlaku
2F5	Hlídač průtoku (u jednotek bez GLHM musí být objednan tento hlídač průtoku společně volitelně a také volitelně připojen)
2F9	Tlakový spínač ze strany odběratele, odpojení při poruše ze strany odběratele
2KM1-2KM2	Zátěžový jistič kompresoru
2KM3-2KM4	Zátěžový jistič čerpadla studené vody
2KM5	Zátěžový jistič vytápění proti mrazu
2R3	Dodatečné vytápění výparníku
2Y1	čtyřcestný ventil (u této série jednotek není k dispozici)

Centrální VZT jednotka:

Centrální VZT jednotka je umístěna v místnosti strojovny vzduchotechniky, která je umístěna nad místností jídelny. Zajišťuje filtraci, rekuperaci, ohřev a chlazení přívodního vzduchu a také odvod odpadního vzduchu z místnosti jídelny.

VZT jednotka je osazena sekci s vodním chladičem fungujícím o teplotním spádu $7^{\circ}\text{C} / 12^{\circ}\text{C}$ a vodním ohřevačem o teplotním spádu $45^{\circ}\text{C} / 40^{\circ}\text{C}$.

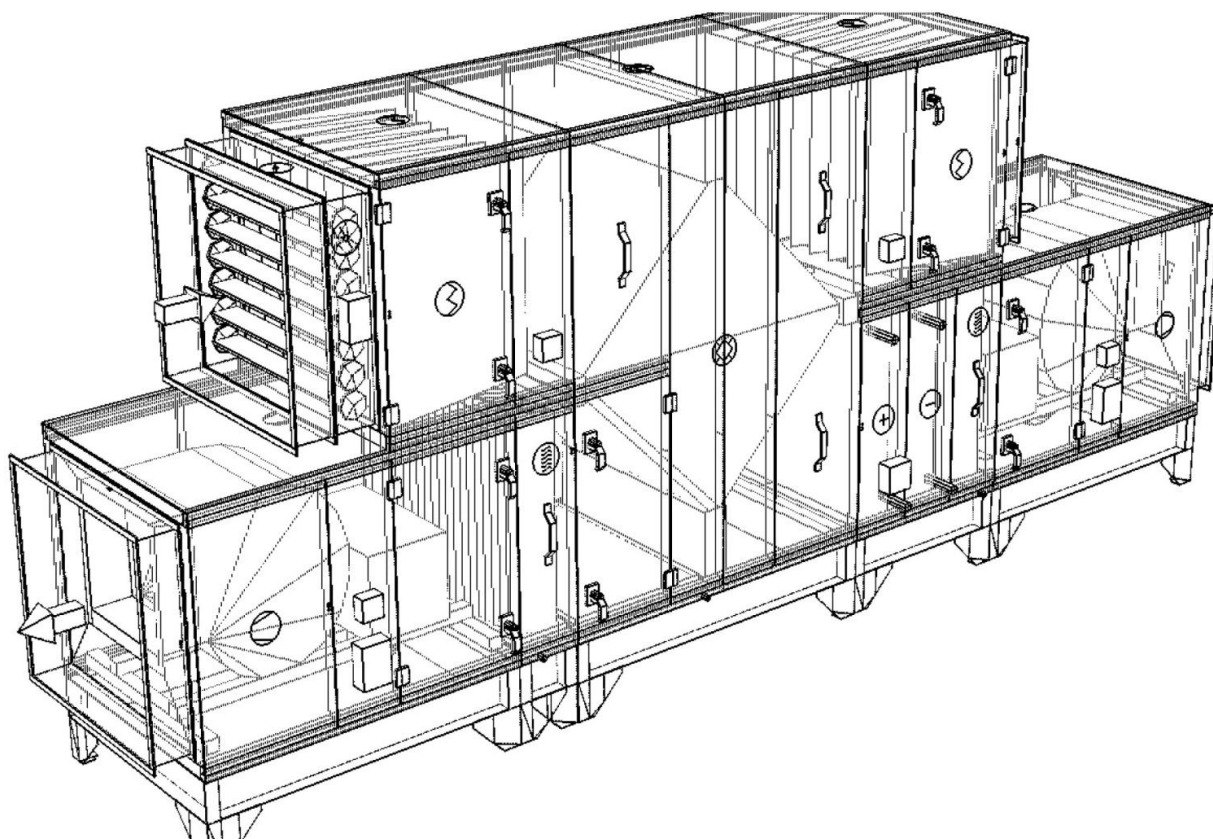


Obr.15.1 : Model centrální vzduchotechnické jednotky

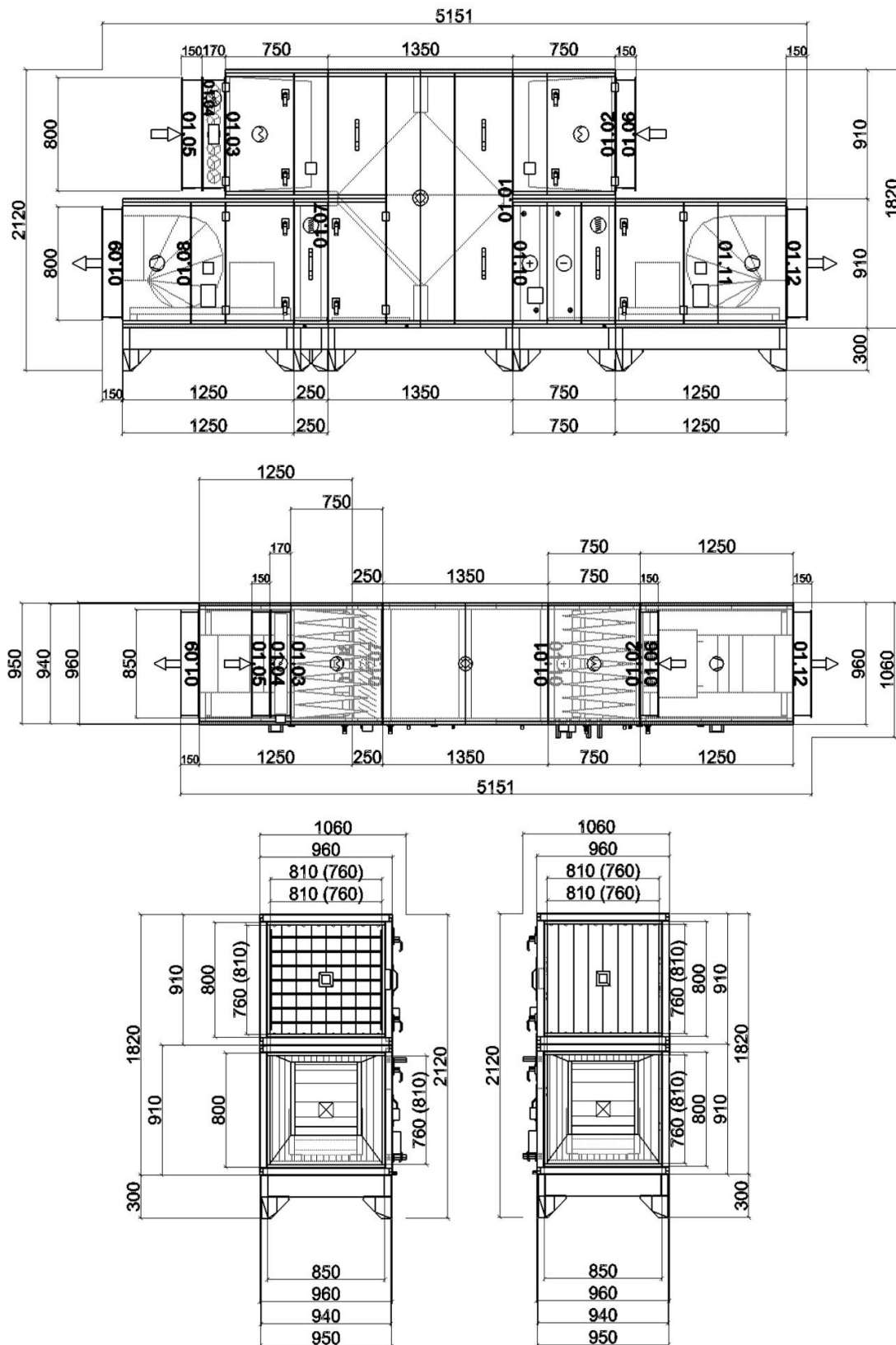
Podrobný popis dějů probíhajících v sekci vodního chladiče a ohřivače:

Objem [m ³]	1.48		Servisní přístup	Zprava	
Hmotnost (+-10%) [kg]	151		Připojení médií	Zprava	
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech		Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	5200	
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3		Tlaková ztráta (zisk) [Pa]	123	
• Vodní ohřivač XPNC 10/2R					
Dimenzovat na podmínky	Zima		Entalpie [kJ/kg]	26.52	53.32
Teplonosné medium	Voda		Výstupní teplota média (skutečná) [°C]	38	
Vstupní teplota média [°C]	45		Topný výkon (skutečný) [kW]	31.4	
Výstupní teplota média (zadaná) [°C]	40		Průtok teplonosného média [m ³ /h]	3.73	
<u>Výstupní parametry vzduchu</u>	<u>Zima</u>	<u>Léto</u>	Tlaková ztráta média [kPa]	15.0	
Teplota [°C]	23.0	29.0	Počet řad	2	
Relativní vlhkost [%]	7	37	Průměr připojení ["]	1	
Měrná vlhkost [g/kg]	1.30	9.41	Vodní obsah [l]	6	
• Směšovací uzel SUMX 10 (3)					
• Vodní chladič XPND 10/3R					
Dimenzovat na podmínky	Léto		Výstupní teplota média (skutečná) [°C]	12	
Teplonosné medium	Voda		Chladicí výkon [kW]	19.2	
Vstupní teplota média [°C]	7		Množství kondenzátu [kg/h]	1.2	
Výstupní teplota média (zadaná) [°C]	12		Průtok teplonosného média [m ³ /h]	3.27	
<u>Výstupní parametry vzduchu</u>	<u>Zima</u>	<u>Léto</u>	Tlaková ztráta média [kPa]	7.5	
Teplota [°C]	23.0	18.0	Počet řad	3	
Relativní vlhkost [%]	7	70	Průměr připojení ["]	1	
Měrná vlhkost [g/kg]	1.30	9.19	Vodní obsah [l]	9	
Entalpie [kJ/kg]	26.52	41.45			
• Souprava pro odvod kondenzátu XPOO 300					
• Směšovací uzel chladiče SUMX 10 (2)					
• Eliminátor kapek XPNU 10					
• Protimrazové čidlo NS 130 R					

Axonometrie centrální VZT jednotky:



Rozměry centrální VZT jednotky:



Vířivé anemostaty :

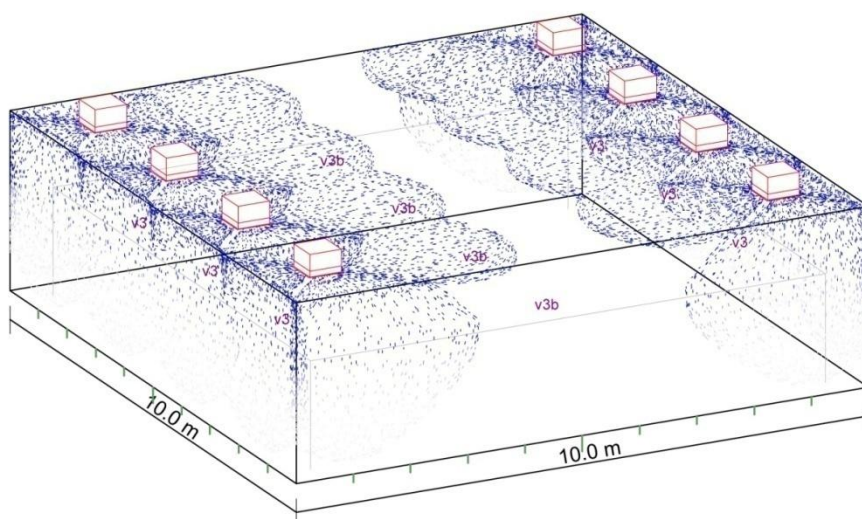
Pro distribuci upraveného vzduchu, který je přiváděn z centrální VZT jednotky do místnosti jídelny jsem zvolil 8 přívodních anemostatů HALTON-JTC/A-250. Pro odsávání vzduchu z místnosti jsem využil 6 těchto anemostatů.



Obr. 1.1. Vířivý anemostat HALTON-JTC/A-250

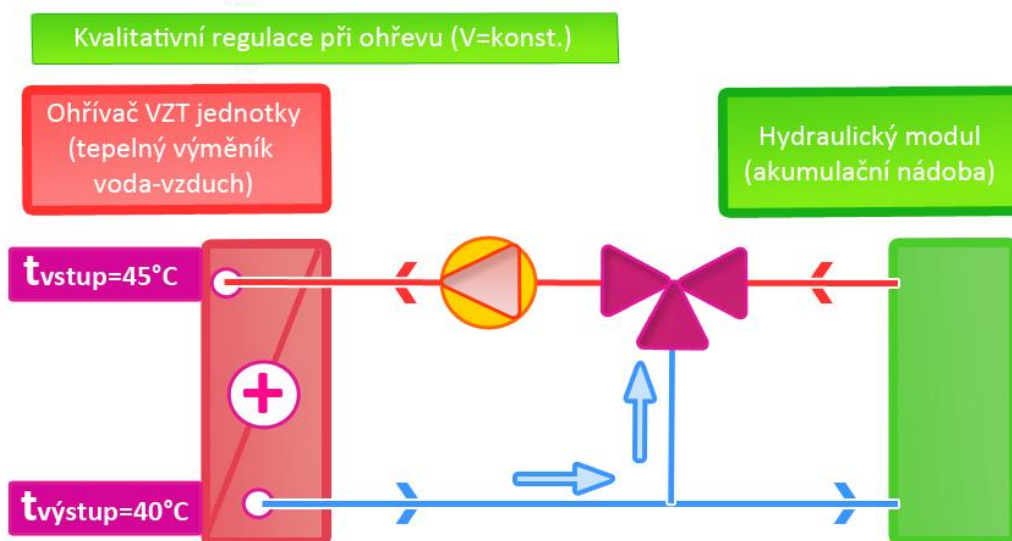
Simulace proudění chlazeného vzduchu anemostaty:

Cooling		JTC/A-250		2007.02
Room: 002 153 - JÍDELNA_privod		Supply air flow rate	5200 m ³ /h (8 x 650 m ³ /h)	
Room size: 10.0 x 10.0 x 3.0 m			52.0 m ³ /(hm ²)	
Occupied zone: h=1.8 m / dw=0.5 m		Supply air temperature:	18.0 °C	
Room air: 24.0 °C / 55 %		Total pressure drop:	62 Pa	
Heat gain: 12179 W		Total sound pressure level:	40 dB(A)	
Installation height: 3.00 m		Total cooling capacity:	10283 W (8 x 1285 W)	
			103 W/m ²	
		L _d :	-	
Velocity point	v3	v3 _b		
v	~0.20 m/s	~0.10 m/s		
▲T	-0.3 °C	-0.2 °C		
v _{lim} = 0.20 m/s				

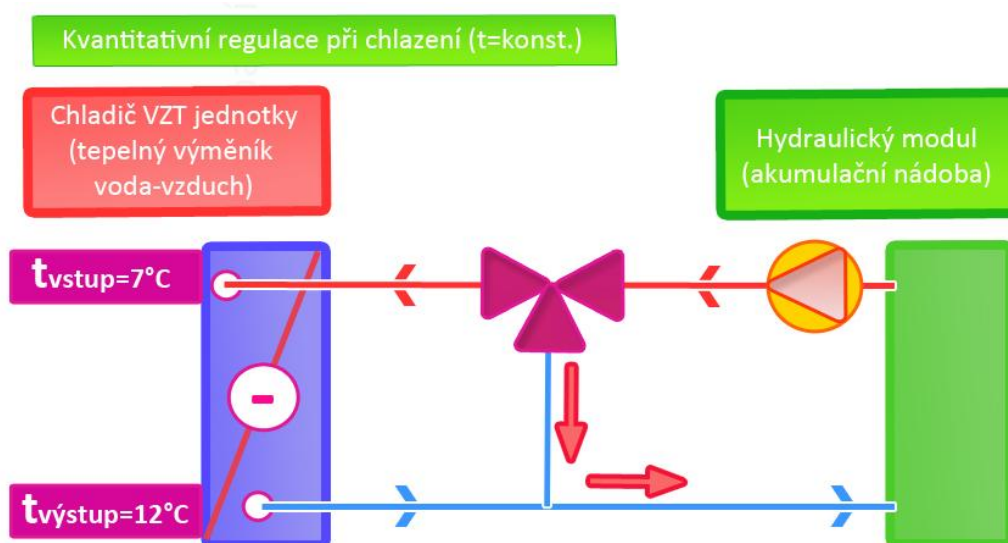


Regulace výkonu vodního ohřivače a chladiče centrální VZT jednotky:

V topném období, kdy z hydraulického modulu přivádíme do vodního ohřivače centrální VZT jednotky topnou vodu o teplotě $t_{\text{vstup}}=45^{\circ}\text{C}$ a odvádíme z něj vratnou vodu o teplotě $t_{\text{výstup}}=40^{\circ}\text{C}$ provádíme kvalitativní regulaci výkonu ohřivače. Průtok topné vody zůstává stejný, ale vstupní vodu můžeme chladit vratnou vodou. Měníme tedy teplotu vstupního média (vody), která vstupuje do tepelného výměníku v ohřivači centrální jednotky, kde tato vstupní voda předává tepelnou energii vzduchu, který proudí tepelným výměníkem uvnitř centrální VZT jednotky.



V režimu chlazení do chladiče VZT jednotky přivádíme stále chladící vodu o teplotě $t_{\text{vstup}}=7^{\circ}\text{C}$. Regulujeme však průtok této chladící vody, která nám proudí do chladiče.



15.2 Varianta 2

Tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Vzduch“

Pro druhou variantu využití tepelného čerpadla jako zdroje tepla a chladu pro místnost jídelny jsem zvolil tepelné čerpadlo typu „Vzduch“vzduch.

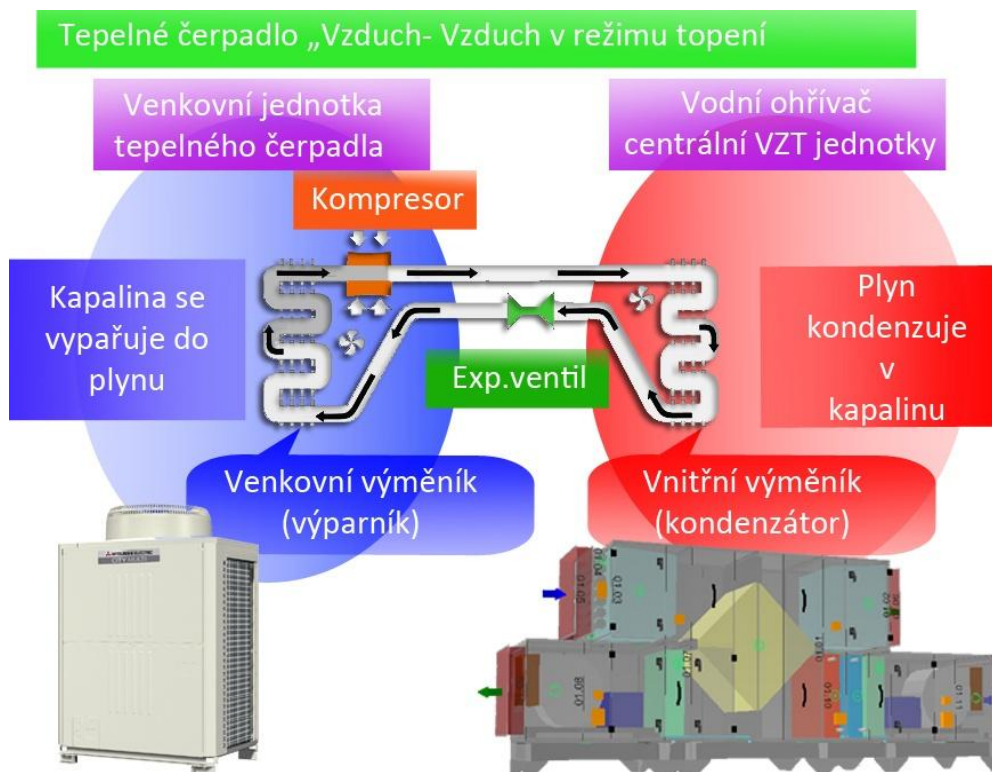
Tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Vzduch“ bude v externím provedení a bude instalováno na střeše strojovny vzduchotechniky. Bude zásobovat teplem a chladem přímý ohřivač a chladič centrální VZT jednotky, která bude upravovat a přivádět vzduch do místnosti jídelny. Do místnosti bude z centrální VZT jednotky pomocí vířivých anemostatů přiváděno $5200\text{m}^3/\text{hod}$ vzduchu a odváděno $5100\text{m}^3/\text{hod}$. Centrální jednotka bude zabezpečovat zpětné získávání tepla ze vzduchu, který se odvádí z prostor jídelny. V systému tepelného čerpadla bude použita ekologická chladivová směs R410 A. Do místnosti bude v zimním období přiváděn vzduch o teplotě 23°C a v letním období vzduch o teplotě 18°C .

V zimním období nám bude toto tepelné čerpadlo odebírat teplo z venkovního vzduchu. Venkovní vzduch bude nasáván pomocí ventilátoru této jednotky a v tepelném výměníku jednotky (výparník) předá svou tepelnou energii chladivu. Mírně ohřáté chladivo, které je již v plynném skupenství se následně nasává kompresorem, který toto chladivo stlačí na vysoký tlak, čímž se zahřeje na přibližně 70°C . Toto chladivo nám následně z externí jednotky tepelného čerpadla proudí v izolovaném potrubí do tepelného výměníku (kondenzátor), který je umístěn ve společném přímém ohřivači a chladiči umístěném přímo v centrální VZT jednotce.

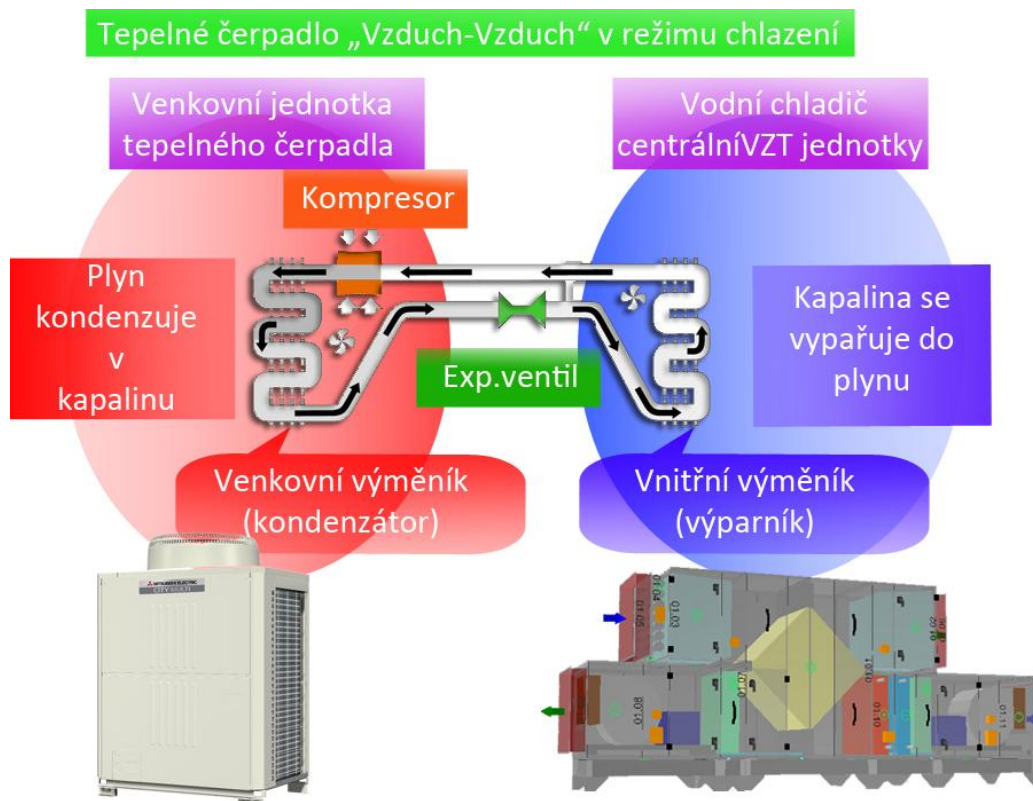
Skrz tento tepelný výměník v ohřivači centrální VZT jednotky nám proudí $5200\text{m}^3/\text{hod}$ čerstvého, filtrovaného vzduchu, který díky rekuperátoru na sebe navázal teplo z odpadního vzduchu z místnosti. V tepelném výměníku (kondenzátor) se nám tepelná energie obsažená v chladivu předá do proudícího vzduchu, který se nám tudíž ohřívá. Chladivo, které již předalo tepelnou energii, zkondenzovalo na tepelném výměníku do kapaliny a je odváděno z centrální VZT jednotky do expanzního ventilu, odkud je pod velkým tlakem vstříkováno opět na výparník v tepelném výměníku externí jednotky tepelného čerpadla. V případě poklesu venkovní teploty pod teplotu takzvaného bivalentního bodu se nám automaticky spíná elektrokotel umístěný v externí jednotce tepelného čerpadla.

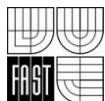
V letním provozu je systém zcela stejný, akorát obrácený. To znamená, že se nám na tepelném výměníku v přímém chladiči centrální VZT jednotky (výparník) odebírá teplo z přívodního vzduchu, který proudí do místnosti, a předává se chladivu. Chladivo následně tuto tepelnou energii předá venkovnímu vzduchu v tepelném výměníku externí jednotky tepelného čerpadla (kondenzátor).

Systém chodu tepelného čerpadla v zimním období:



Systém chodu tepelného čerpadla v letním období:





Výpočet potřebného tepelného výkonu pro tepelné čerpadlo:

Tepelné čerpadlo dimenzujeme na pokrytí tepelných ztrát ($Q_{ztráty}$), které jsou v zadané místnosti jídelny 4,042 kW. V zimním období chceme zajistit komfortní teplotu v interiéru 20 °C (t_i). Do místnosti jídelny přivádíme 5200 m³/hod vzduchu (V_p). Pro pokrytí tepelných ztrát musíme tedy do místnosti přivádět vzduch o teplotě t_p , kterou vypočítáme ze vztahu:

$$t_p = t_i + \Delta t = 20 + 3 = \underline{23 \text{ °C}}$$

$$\Delta t = Q_{ztráty} / (V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu}) = 4\,042 / [(5200 * 1,2 * 1010) / 3600] = \underline{2,3 \text{ °C}}$$

$$\Rightarrow \text{volím } \Delta t = 3 \text{ °C}$$

Rekuperátor nám venkovní vzduch ohřeje z teploty t_{ext} (-12 °C) na t_1 (+5,6 °C). Tepelné čerpadlo nám tudíž musí zajistit ohřev ve přímém ohřivači centrální VZT jednotky z teploty t_1 (+5,6 °C) na teplotu t_p (+23 °C).

Nyní vypočítáme potřebný tepelný výkon tepelného čerpadla ze vztahu:

$$Q_{\text{tepelný výkon}} = V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu} * \Delta t$$

$$c_{vzduchu} \dots\dots\dots 1010 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

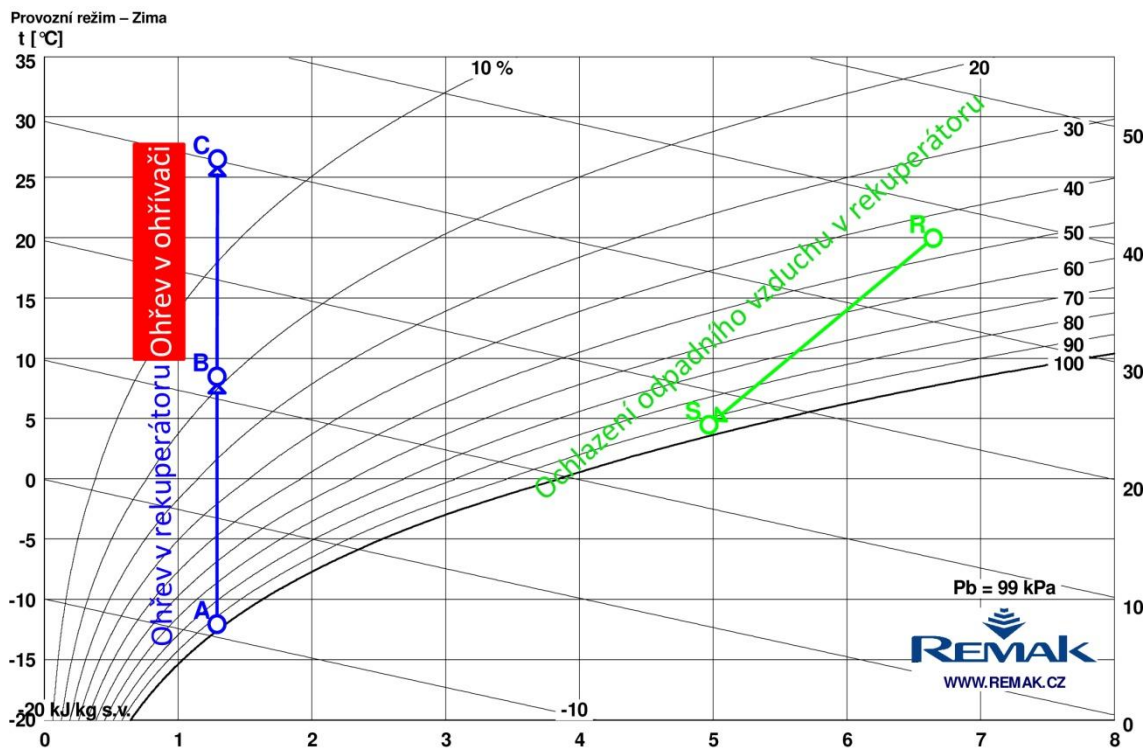
$$\rho_{vzduchu} \dots\dots\dots 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta t = t_p - t_1 = 23 - 5,6 = \underline{17,4 \text{ °C}}$$

$$Q_{\text{tepelný výkon}} = (5200 * 1010 * 1,2 * 17,4) / 3600 = 30\,462 \text{ W} = \underline{30,462 \text{ kW}}$$

=> Tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Vzduch“ bude muset být schopné zajistit tepelný výkon alespoň 31 kW.

Psychrometrický diagram pro zimní provoz – ohřev:



Bod	Pozice	Teplota vzduchu	Relativní vlhkost	Měrná vlhkost	Entalpie	x [g/kg s.v.]
		t [°C]	φ [%]	x [g/kg]	h [kJ/kg]	Hustota ρ [kg/m³]
A	04.10	-12.0	95.0	1.3	-8.9	1.33
B		8.5	18.5	1.3	11.8	1.23
C		26.5	6.0	1.3	30.1	1.16
R	04.10	20.0	45.0	6.7	37.1	1.18
S		4.5	93.3	5.0	17.0	1.24

Ve výše zobrazeném H-X diagramu lze pozorovat úpravy vzduchu ve přímém ohřivači centrální VTZ jednotky. Tepelné čerpadlo nám bude muset zajistit ohřev vzduchu z teploty 8,5 °C na 26,5 °C. Nastavená teplota přívodního vzduchu je však 23°C. Software mi iteračně dopočítal skutečnou teplotu vzduchu na ohřivači, která je vyšší díky přebytku výkonu.

Výpočet potřebného chladicího výkonu pro tepelné čerpadlo:

Tepelné čerpadlo v letním období dimenzujeme na chladicí výkon, který je zapotřebí k pokrytí tepelných zisků (Q_{zisky}), které jsou pro zadanou místnost jídelny 12,18 kW. V letním období chceme zajistit komfortní teplotu v interiéru 24 °C (t_i). Do místnosti jídelny přivádíme 5200 m³/hod vzduchu (V_p). Pro pokrytí tepelných zisků musíme tedy do místnosti přivádět vzduch o teplotě t_p , kterou vypočítáme ze vztahu:

$$t_p = t_i - \Delta t = 24 - 6 = \underline{18 \text{ °C}}$$

$$\Delta t = Q_{zisky} / (V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu}) = 12\,180 / [(5200 * 1,2 * 1010) / 3600] = \underline{5,9 \text{ °C}}$$

$$\Rightarrow \text{volím } \underline{\Delta t = 6 \text{ °C}}$$

Tepelné čerpadlo tedy musí zajistit ochlazení vzduchu ve přímém chladiči centrální VZT jednotky z teploty t_{ext} (29 °C) na t_p (18 °C).

Nyní vypočítáme potřebný chladicí výkon tepelného čerpadla ze vztahu:

$$Q_{chladičí\ výkon} = V_p * \rho_{vzduchu} * c_{vzduchu} * \Delta t$$

$$c_{vzduchu} \dots 1010 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

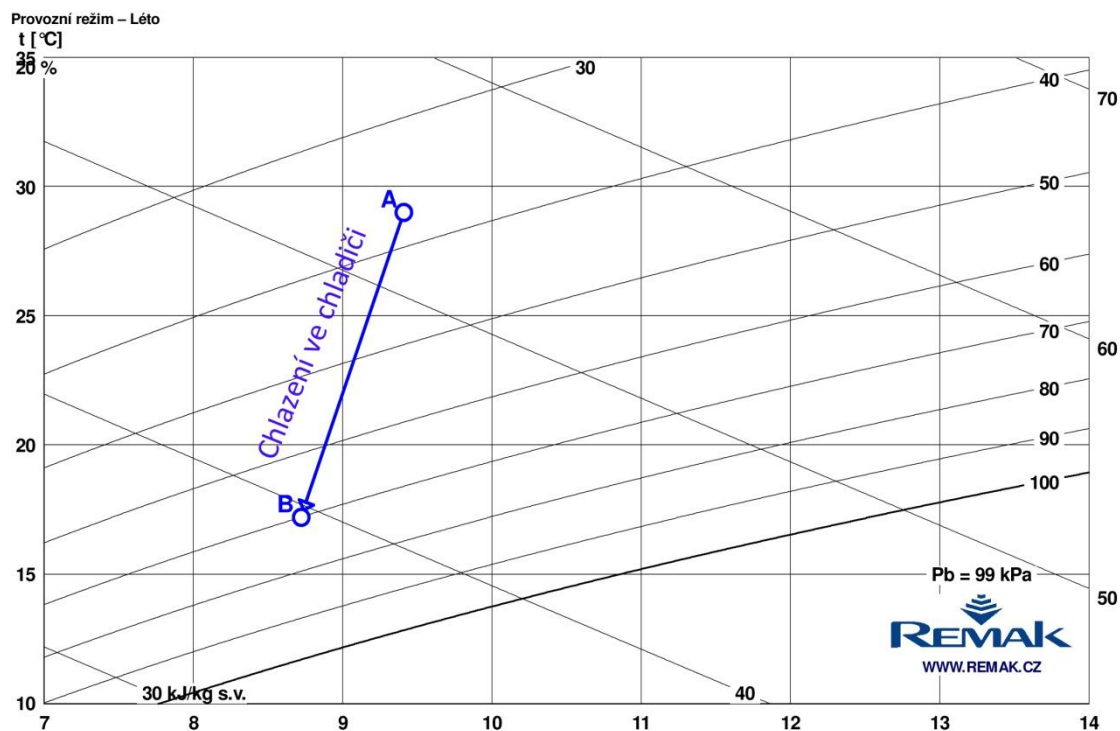
$$\rho_{vzduchu} \dots 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta t = t_{ext} - t_p = 29 - 18 = \underline{11 \text{ °C}}$$

$$Q_{chladičí\ výkon} = (5200 * 1010 * 1,2 * 11) / 3600 = 19\,257 \text{ W} = \underline{19,257 \text{ kW}}$$

=> Tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Vzduch“ bude muset být schopné zajistit chladicí výkon alespoň 19,5 kW.

Psychrometrický diagram pro letní provoz – chlazení:



Bod	Pozice	x [g/kg s.v.]				
		Teplota vzduchu t [°C]	Relativní vlhkost ϕ [%]	Měrná vlhkost x [g/kg]	Entalpie h [kJ/kg]	Hustota ρ [kg/m ³]
A	04.13	29.0	37.0	9.4	53.3	1.14
B		17.2	70.1	8.7	39.5	1.19

Ve výše zobrazeném H-X diagramu lze pozorovat úpravy vzduchu ve přímém chladiči centrální VTZ jednotky. Tepelné čerpadlo nám bude muset zajistit chlazení vzduchu z teploty 29 °C na 17,2 °C. Během chlazení se nám odvlhčí 0,7 g/kg vody.

Tepelné čerpadlo typu „Vzduch – Vzduch“:

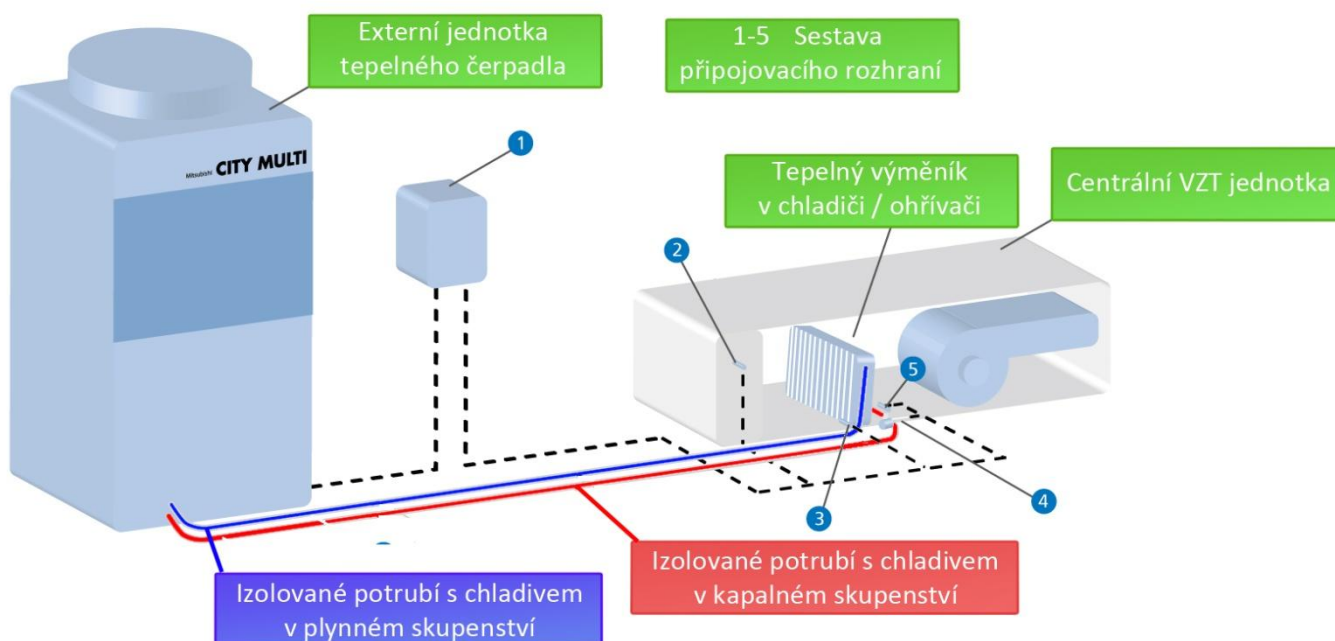
Pro druhou variantu návrhu jsem použil tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Vzduch“ v externím provedení PURY-EP300YHM-A od společnosti Mitsubishi. Toto tepelné čerpadlo využívá chladicí směsi R 410 A a je schopno zajistit topný výkon $Q_{TČ\text{ ohřev}} = 37,5\text{ kW}$ a chladicí výkon $Q_{TČ\text{ chlazení}} = 33,5\text{ kW}$. Toto tepelné čerpadlo má v sobě zabudovaný bivalentní zdroj tepla (elektrokotel), který se automaticky zapíná při poklesu venkovní teploty pod teplotu takzvaného bivalentního bodu.

$$Q_{TČ\text{ ohřev}} = 37,5\text{ kW} > Q_{\text{ohřev}} = \underline{31\text{ kW}}$$

$$Q_{TČ\text{ chlazení}} = 33,5\text{ kW} > Q_{\text{chlazení}} = \underline{19,5\text{ kW}}$$

=>Tepelné čerpadlo nám je schopno dodat dostatečný chladicí a tepelný výkon pro přímý chladič/ohřivač v centrální VZT jednotce.

Schéma zapojení systému tepelného čerpadla s tepelným výměníkem centrální VZT jednotky: :





Obr.15.3: Externí jednotka tepelného čerpadla

Vybrané hodnoty tepelného čerpadla (dle výrobce) :

Venkovní jednotka tepelného čerpadla		
Označení jednotek	PURY-EP300YHM-A	
Chladicí výkon	33,5	
Topný výkon	37,5	
EER	chlazení	4,02
COP	topení	4,00
Objemový průtok vzduchu	extra nízký	13500
Hladina akustického tlaku *	60,0	
Rozměry **	šířka	1220
	hloubka	760
	výška	1710
Hmotnost	265	
Celková délka vedení ***	600	
Max. výškový rozdíl	50	
Množství chladiva	13,0	
Průměr připojení chladiva	kap.	18
	plyn	22
Zdroj el. energie	380-415, 3, 50	
Max. příkon	chlazení	8,33
	topení	9,37
Max. provozní el. proud	chlazení	14,0
	topení	15,8
Max. výkon vnitřních jednotek ****	50,25 (150 %)	
Doporučená velikost jištění	32	
Připojitelné vnitřní jednotky (počet/typ)	1 - 30/15-250	

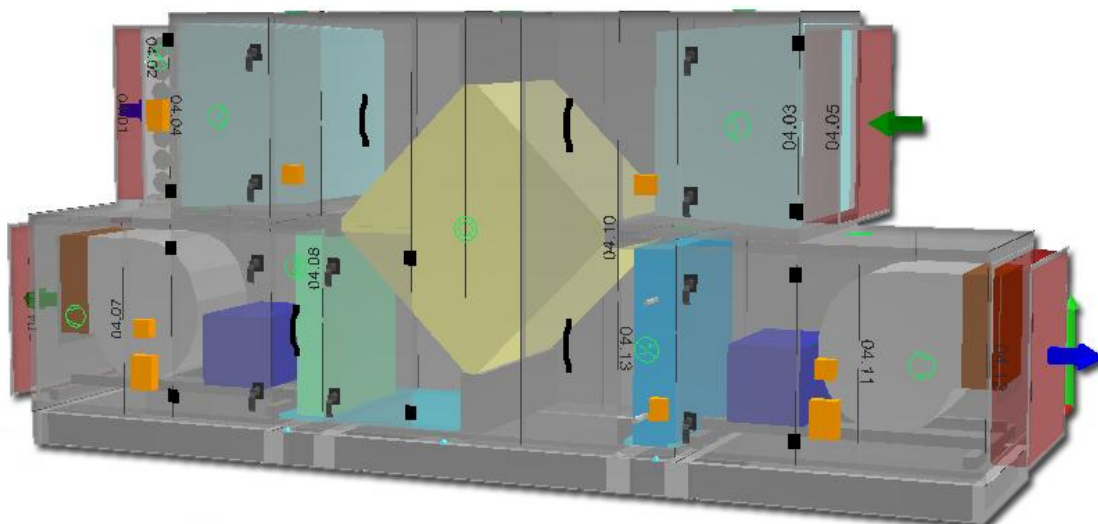
- * Hladina akustického tlaku měřená ve vzdálenosti 1 m od jednotky ve výšce 1 m
 ** Odstraněním stojin může být základní výška snížena na 1650 mm
 *** Jedna trasa vedení
 **** Možno volit až 160% výkonu vnitřních jednotek
 ***** PURY-EP250YHM-A k dispozici od července 2009

Centrální VZT jednotka:

Centrální VZT jednotka je umístěna v místnosti strojovny vzduchotechniky, která je umístěna nad místností jídelny. Zajišťuje filtraci, rekuperaci, ohřev a chlazení přívodního vzduchu a také odvod odpadního vzduchu z místnosti jídelny.

VZT jednotka je osazena sekci s přímým chladičem/ohřivačem, kterým protéká chladivo R410 A. Výparná teplota je určena na 5°C a kondenzační na 45°C.

Požadované teploty za přímým chladičem/ohřivačem jsou 18°C v letním provozu a 23°C v zimním provozu.

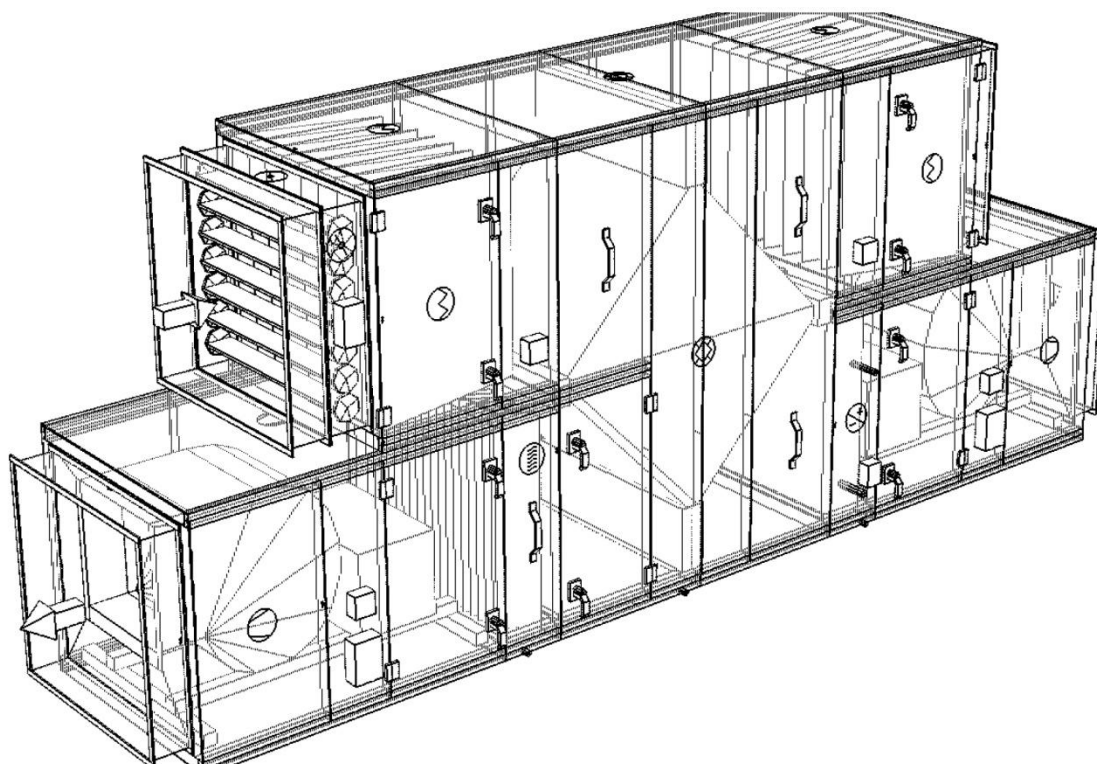


Obr.15.2 : Model centrální vzduchotechnické jednotky

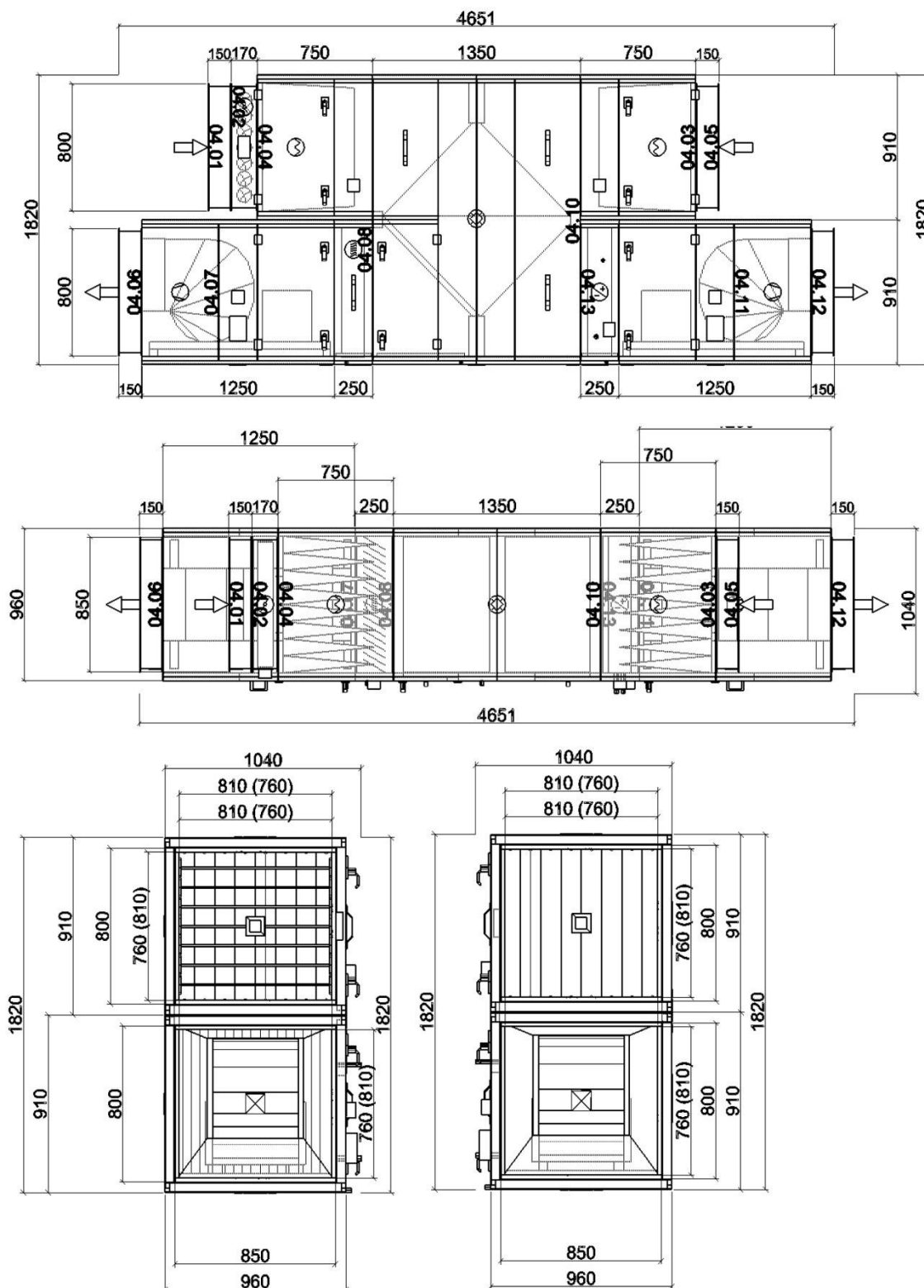
Podrobný popis dějů, ke kterým dochází v přímém ohřivači/chladiči:

04.13 Sekce chladiče		XPYO 10/F			
Objem [m ³]	0.44	Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3		
Hmotnost (+-10%) [kg]	58	Připojení médií	Zprava		
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech	Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	5200		
• Přímý výparník / kondenzátor XPNF 10/3RF					
Tlaková ztráta [Pa]	47	Měrná vlhkost [g/kg]	1.30	8.73	
Provozovat v období	Zima i léto	Entalpie [kJ/kg]	30.12	39.48	
Teplonosné medium	Freon R410A (Mix)	<u>Výkonové parametry</u>	<u>Zima</u>	<u>Léto</u>	
Teplota vypařování [°C]	5	Výkon [kW]	32.2	22.4	
Teplota kondenzace [°C]	45	Množství kondenzátu [kg/h]	0.0	3.9	
<u>Výstupní parametry vzduchu</u>	<u>Zima</u>	<u>Léto</u>	Hmotnostní průtok média [kg/h]	443	540
Teplota [°C]	8.5	29.0	Tlaková ztráta média [kPa]	1.0	3.8
Relativní vlhkost [%]	19	37	Počet řad	3	
Měrná vlhkost [g/kg]	1.29	9.41	Počet okruhů	1	
Entalpie [kJ/kg]	11.85	53.32	Rozteč lamel [mm]	2.5	
<u>Výstupní parametry vzduchu</u>	<u>Zima</u>	<u>Léto</u>	Vnitřní obsah [l]	7	
Teplota [°C]	26.5	17.2	Průměr připojení páry [mm]	28	
Relativní vlhkost [%]	6	70	Průměr připojení kondenzátu [mm]	22	
• Souprava pro odvod kondenzátu XPOO 300					
• Kapilárový termostat CAP 2M					

Axonometrie centrální VZT jednotky:



Pohledy + rozměry centrální VZT jednotky:



16. Posouzení jednotlivých variant:

Obě varianty návrhu jsou vhodné a vyhovují všem legislativním požadavkům vztahujícím se na provoz tepelných čerpadel. Využil jsem návrhy systémů pracujících s ekologickou chladivovou směsí R410 A.

Obě varianty nám jsou schopny dodat dostatek tepelné energie pro pokrytí tepelných ztrát prostupem a větráním a zároveň odvádět dostatečné množství tepelné energie z prostoru řešené místnosti jídelny, které je zapotřebí ke pokrytí tepelných zisků.

Dle výpočtu v softwaru AeroCAD od společnosti REMAK, jsem získal také reálný potřebný topný a chladicí výkon tepelného čerpadla. U varianty 1 byl reálný topný výkon tepelného čerpadla 31,4kW a druhé varianty 32,2kW. Reálný chladicí výkon byl u první varianty 19,2kW a u druhé varianty 22,4kW.

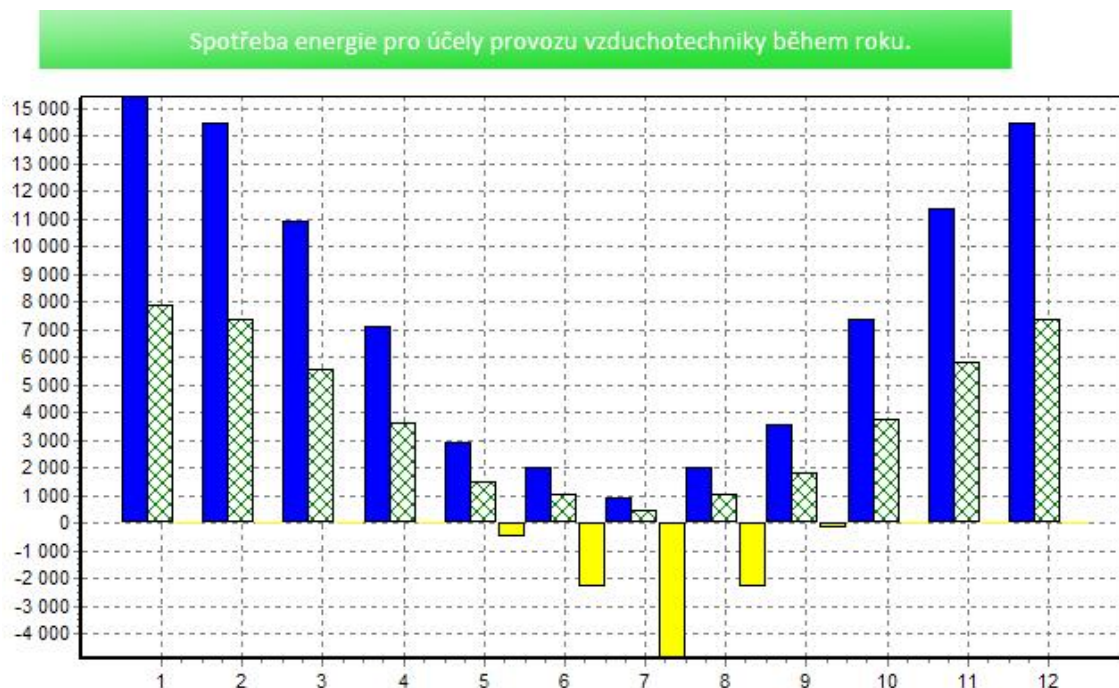
Pro objektivní zhodnocení obou variant jsem se rozhodnul použít porovnání podle tepelného a chladicího faktoru. To znamená porovnání efektivity práce daných tepelných čerpadel. Tepelný a chladicí faktor je totiž podíl maximálního výkonu jednotky (topného/chladicího) a maximálního příkonu, který musíme tepelnému čerpadlu dodat.

Z dat od výrobců jsem vypočítal topný a chladicí faktor tepelných čerpadel využitých v obou variantách:

	Varianta 1:	Varianta 2:
Topný faktor:	$\epsilon_t = \frac{\max Q_t}{\max P} = \frac{42,9}{14,2} = 3,02$	$\epsilon_t = \frac{\max Q_t}{\max P} = \frac{37,5}{9,37} = 4,00$
Chladicí faktor:	$\epsilon_{ch} = \frac{\max Q_{ch}}{\max P} = \frac{37,7}{13,6} = 2,77$	$\epsilon_{ch} = \frac{\max Q_{ch}}{\max P} = \frac{33,5}{8,33} = 4,02$

Z následujícího porovnání nám jasně vychází, že je výhodnější využití druhé varianty, tedy využití tepelného čerpadla typu „Vzduch-Vzduch“. Toto tepelné čerpadlo dosahuje 132% topného faktoru oproti tepelnému čerpadlu typu „Vzduch-Vzduch“. Tento rozdíl v efektivitě práce je způsoben nutností přenesení tepelné energie přes teplotně stabilní médium (vodu).

Pro představu spotřeby energie při provozu tepelných čerpadel jsem v modelačním softwaru Teruna nasimuloval průběh spotřeby tepelné energie pro vytápění / chlazení místnosti pomocí centrální vzduchotechnické jednotky. V grafu můžeme pozorovat potřeby energie v zadané místnosti během roku.



Obr.16.1. Spotřeba energie během roku v softwaru Teruna

Z této simulace mi vyšly následující potřeby pro ohřev a chlazení:

Roční spotřeba tepla bez ZZT = 92,67 MWh/rok

Roční spotřeba tepla se ZZT = 47,23 MWh/rok

Roční spotřeba chladu = 10,22 MWh/rok

Potřeba elektrické energie na ohřev a chlazení za 1 rok (1kW/h = 3,60czk) :

Varianta 1:

$$\text{Ohřev: } P = \frac{Q_t}{\varepsilon_t} = \frac{47,23}{3,02} = 15,6 \text{ MWh/rok}$$

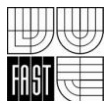
$$\text{Chlazení: } P = \frac{Q_{ch}}{\varepsilon_{ch}} = \frac{10,22}{2,77} = 3,8 \text{ MWh/rok}$$

Varianta 2:

$$P = \frac{47,23}{4,00} = 11,8 \text{ MWh/rok}$$

$$P = \frac{10,22}{4,02} = 2,5 \text{ MWh/rok}$$

Pokud budeme uvažovat s cenou 3,60 czk za 1kW/h elektrické energie, tak nám vyjde, že ročně bude provoz varianty 1 stát 69 840czk (56160 czk ohřev+13 680czk chlazení). Provoz u varianty 2 bude stát 51 480czk (42 480czk ohřev+9 000czk chlazení). Ročně tedy s čerpadlem typu „Vzduch-Vzduch“ ušetříme 18 360czk.



Závěr:

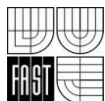
V této diplomové práci jsem shrnul základní problematiku tepelných čerpadel. Zaměřil jsem se především na využití tepelných čerpadel jako zdroje tepla a chladu pro účely vzduchotechniky. V experimentální části jsem se osobně seznámil s reálnou prací tepelného čerpadla a využil jsem tyto poznatky i v dalších kapitolách diplomové práce. Experimentálně jsme také změřili dvacetiprocentní pokles chladicího faktoru split jednotky po výměně chladiva R22 za ekologičtější R417 A. Navrhnul jsem také 2 varianty návrhu tepelných čerpadel, které slouží jako zdroj chladu a tepla pro centrální VZT jednotku v zadané budově domova důchodců v Brně.

Tepelná čerpadla nám přinášejí zajímavou alternativu oproti klasickým zdrojům tepla a chladu, které vyrábí teplo a chlad spalováním neobnovitelných přírodních zdrojů. Je ovšem potřeba zmínit, že ne vždy jsou tepelná čerpadla ekologický zdroj tepla a chladu. Proto je vždy třeba zvážit, zda se vyplatí využít tepelná čerpadla nebo zda je výhodnější využití jiných zdrojů tepla.

Vývoj tepelných čerpadel jde velice rychle dopředu a je docela možné, že pokud se podaří dosáhnout větší účinnosti a pokud se sníží jejich pořizovací cena, stanou se nejvyužívanějším zdrojem tepla a chladu pro účely technických zařízení budov.

Seznam použitých zdrojů:

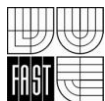
- [1] GÉRYK, Ondřej. *Vzduchotechnika v objektu domova důchodců: bakalářská práce*. Brno, 2010. 149s. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta stavební. Ústav technického zařízení budov. Vedoucí bakalářské práce Ing. Aleš Rubina, Ph.D.
- [2] BERANOVSKÝ, Jiří a Jan TRUXA. *Alternativní energie pro váš dům*. 1. vyd. Brno: ERA, 2003, 125 s. ISBN 80-865-1759-4.
- [3] DUFKA, Jaroslav a Jan TRUXA. *Vytápění netradičními zdroji tepla*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2003, 110 s. ISBN 80-730-0079-2.
- [4] NAVRÁTIL, Jan a Jan TRUXA. *Domácí kůtil a ... tepelné čerpadlo*. 1. vyd. Praha: Vlastím nákladem, 1997, 153 s. ISBN 80-902-2441-5.
- [5] PAVELEK, Milan a Jan TRUXA. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. / . Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [6] SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. *Tepelná čerpadla*. 1. vyd. Brno: ERA, 2005, 68 s. ISBN 80-736-6031-8.
- [7] TINTĚRA, Ladislav a Jan TRUXA. *Tepelná čerpadla*. 1. vyd. Praha: ARCH, 2003, 121 s. ISBN 80-861-6561-2.
- [8] ŽERAVÍK, Antonín a Jan TRUXA. *Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]*. 1. vyd. Přerov: Antonín Žeravík, 2003, 311 s. ISBN 80-239-0275-X.
- [9] MITSUBISHI ELECTRIC AUTOMOTIVE CZECH S.R.O. *MITSUBISHI ELECTRIC AUTOMOTIVE CZECH s.r.o.: SINGLE A MULTI SPLIT, TEPELNÁ ČERPADLA, VRF, EDV KLIMATIZACE, VĚTRACÍ SYSTÉMY R410A* [online]. [cit. 2012-01-10]. Dostupné z: <http://www.mitsubishielectric.cz/>
- [10] ABECEDA TEPELNÝCH ČERPADEL. *Abeceda tepelných čerpadel* [online]. [cit. 2012-01-10]. Dostupné z: <http://www.abeceda-cerpadel.cz>
- [11] TZB-INFO.CZ/. *Tzb-info.cz* [online]. [cit. 2012-01-10]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/>
- [12] GEA LVZ, a.s. *GEA LVZ, a.s.* [online]. [cit. 2012-01-10]. Dostupné z: <http://www.gealvz.cz>
- [13] MASTER THERM TEPELNÁ ČERPADLA S.R.O. *Master Therm tepelná čerpadla s.r.o.* [online]. [cit. 2012-01-10]. Dostupné z: <http://www.mastertherm.cz/>
- [14] TEPELNÁ ČERPADLA IVT S.R.O. *Tepelná čerpadla IVT s.r.o.* [online]. [cit. 2012-01-10]. Dostupné z: <http://www.cerpadla-ivt.cz/>
- [15] HUMM, Othmar a Jan TRUXA. *Nízkoenergetické domy*. 1. vyd. Praha: Grada, 1999, 353 s. ISBN 80-716-9657-9.



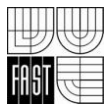
- [16] ATREA s.r.o. [online]. 29.1.2010 [cit. 2010-05-05]. *Návrh větrání kuchyní- projektový podklad*. Dostupné z WWW:<<http://www.atrea.cz/>>
- [17] VRÁNA, Jakub, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Technická zařízení budov v praxi: [příručka pro stavaře]*. 1. vyd. Praha: Grada, 2007, 331 s. ISBN 978-802-4715-889.
- [18] CHYSKÝ, Jaroslav. *Větrání a klimatizace*. Vyd. 3., zcela přeprac. Praha: Česká Matica technická, 1993, 490 s. ISBN 80-901-5740-8.
- [19] HIRŠ, Jiří. *Vzduchotechnika v příkladech*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 230 s. ISBN 80-720-4486-9
- [20] GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Vzduchotechnika*. 2. vyd. Brno: ERA, 2007, 262 s. ISBN 978-807-3660-918.
- [21] SZÉKYOVÁ, Marta, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Větrání a klimatizace*. 1. vyd. Bratislava: Jaga, 2006, 359 s. ISBN 80-807-6037-3.
- [21] *BT02-TZB III-VZDUCHOTECHNIKA* [online]. 29.1.2010 [cit. 2010-04-15]. Hluk ve vzduchotechnice. Dostupné z WWW:<http://www.fce.vutbr.cz/tzb/rubinova.o/>
- [22] ŠIKULA, O., *Ochlazování budov*. Brno: VUT Brno, FAST, Ústav technických zařízení budov, 2010. Přednášky
- [23] RUBINOVA, O., *Vzduchotechnika pro obor S*. Brno: VUT Brno, FAST, Ústav technických zařízení budov, 2010. Přednášky
- [24] REMAK a.s. *AeroCAD Ver.4.4.03.*, Počítačový program na návrh VZT jednotek.
- [25] HALTON GROUP. *Halton HELP. Ver.2008.12.b*, Počítačový program na modelaci, výpočet a návrh větracích systémů v kuchyňských provozech.
- [26] HALTON GROUP. *Halton HIT Design. Ver.2010.1.c*, Počítačový program na návrh větracích systémů a modelaci proudu přívodního vzduchu v místnosti.
- [27] Vyhláška 137/2004 Sb. o hygienických požadavcích na stravovací služby a o zásadách osobní a provozní hygieny při činnostech epidemiologicky závažných.
- [28] Vyhláška 148/2006 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací.

Seznam použitých zkratk a symbolů

<u>Označení:</u>	<u>Jednotka a význam:</u>	
t_1	[°C]	Vstupní teplota přírodního zdroje
t_2	[°C]	Výstupní teplota přírodního zdroje
t_3	[°C]	Vstupní teplota chladiva
t_4	[°C]	Výstupní teplota chladiva
t_i	[°C]	Teplota v interiéru
t_e	[°C]	Teplota v exteriéru
Q_A	[W]	Odebrané teplo
Q_B	[W]	Předané teplo
W	[J]	Práce kompresoru
ϵ_t	[-]	Topný faktor
ϵ_{ch}	[-]	Chladicí faktor
$\epsilon_{t,C}$	[-]	Topný faktor u Carnotova cyklu
$\epsilon_{ch,C}$	[-]	Chladicí faktor u Carnotova cyklu
$\epsilon_{t,R}$	[-]	Topný faktor u Rankinova cyklu
$\epsilon_{ch,R}$	[-]	Chladicí faktor u Rankinova cyklu
$Q_{tepelny\ výkon}$	[W]	Tepelný výkon
$Q_{chladici\ výkon}$	[W]	Chladicí výkon
q_A	[J/kg]	Měrná energie u Carnotova cyklu (na výparníku)
q_B	[J/kg]	Měrná energie u Carnotova cyklu (na kondenzátoru)
T_1	[°C]	Teplota na výparníku
T_2	[°C]	Teplota na kondenzátoru
s	[J/kg*K]	Entropie
t_v	[°C]	Vypařovací teplota
t_k	[°C]	Kondenzační teplota



<u>Označení:</u>	<u>Jednotka a význam:</u>	
t_0	[°C]	Vypařovací teplota
h	[kJ/kg]	Entalpie
Q_V	[W]	Výkon výparníku
Q_K	[W]	Výkon kondenzátoru
M	[kg]	Hmotnostní průtok chladiva
P_{ie}	[W]	Příkon kompresoru
P_k	[W]	Příkon kompresoru
P_{el}	[W]	Elektrický příkon kompresoru
P_V	[W]	Příkon tepelného čerpadla v režimu vytápění
P_{CH}	[W]	Příkon tepelného čerpadla v režimu chlazení
Δt_p	[°C]	Rozdíl teplot přehřátého chladiva
Δt_d	[°C]	Rozdíl teplot podchlazeného chladiva
Δt_v	[°C]	Rozdíl teplot na výparníku
η_m	[%]	Mechanická účinnost kompresoru
η_p	[%]	Účinnost převodu
η_{el}	[%]	Účinnost elektromotoru
L_A	[dB]	Hladina akustického tlaku
$L_{A,low}$	[dB]	Hladina akustického tlaku pro nízké otáčky
$L_{A,high}$	[dB]	Hladina akustického tlaku pro vysoké otáčky
S	[m ²]	Plocha
V	[m ³ /hod]	Objemový průtok vzduchu
v	[m/sec]	Rychlost proudění vzduchu
$c_{vzduchu}$	[kJ/kg*K]	Měrná tepelná kapacita vzduchu
$\rho_{vzduchu}$	[kg/m ³]	Hustota vzduchu
$Q_{ztráty}$	[W]	Tepelné ztráty



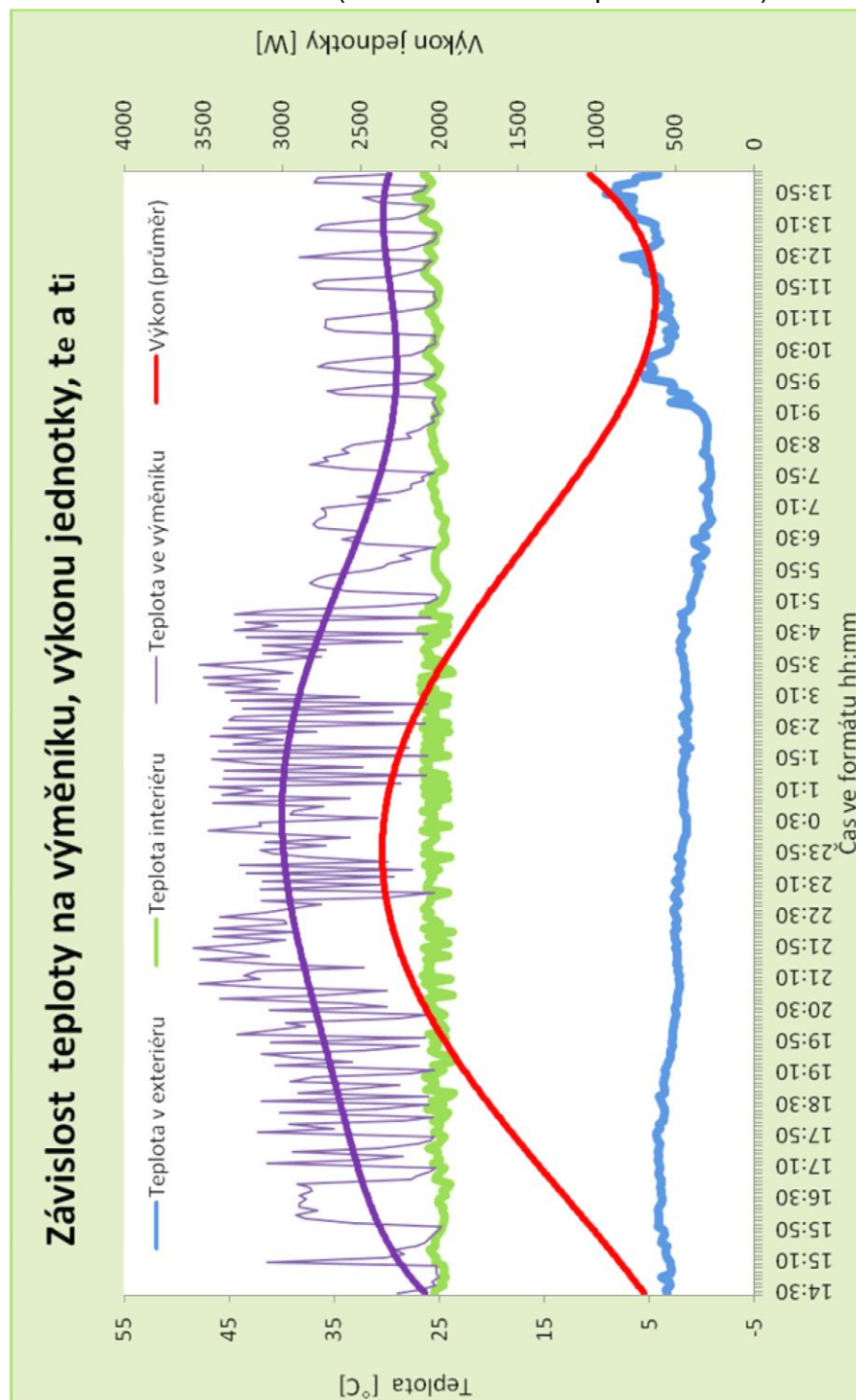
<u>Označení:</u>	<u>Jednotka a význam:</u>	
Q_{zisky}	[W]	Tepelné zisky
t_p	[°C]	Teplota přívodního vzduchu
k	[°C]	Korekční faktor
COP	[-]	Koeficient účinnosti (coefficient of performance)
EER	[-]	Koeficient využitelnosti energie (energy efficiency ratio)

Seznam příloh

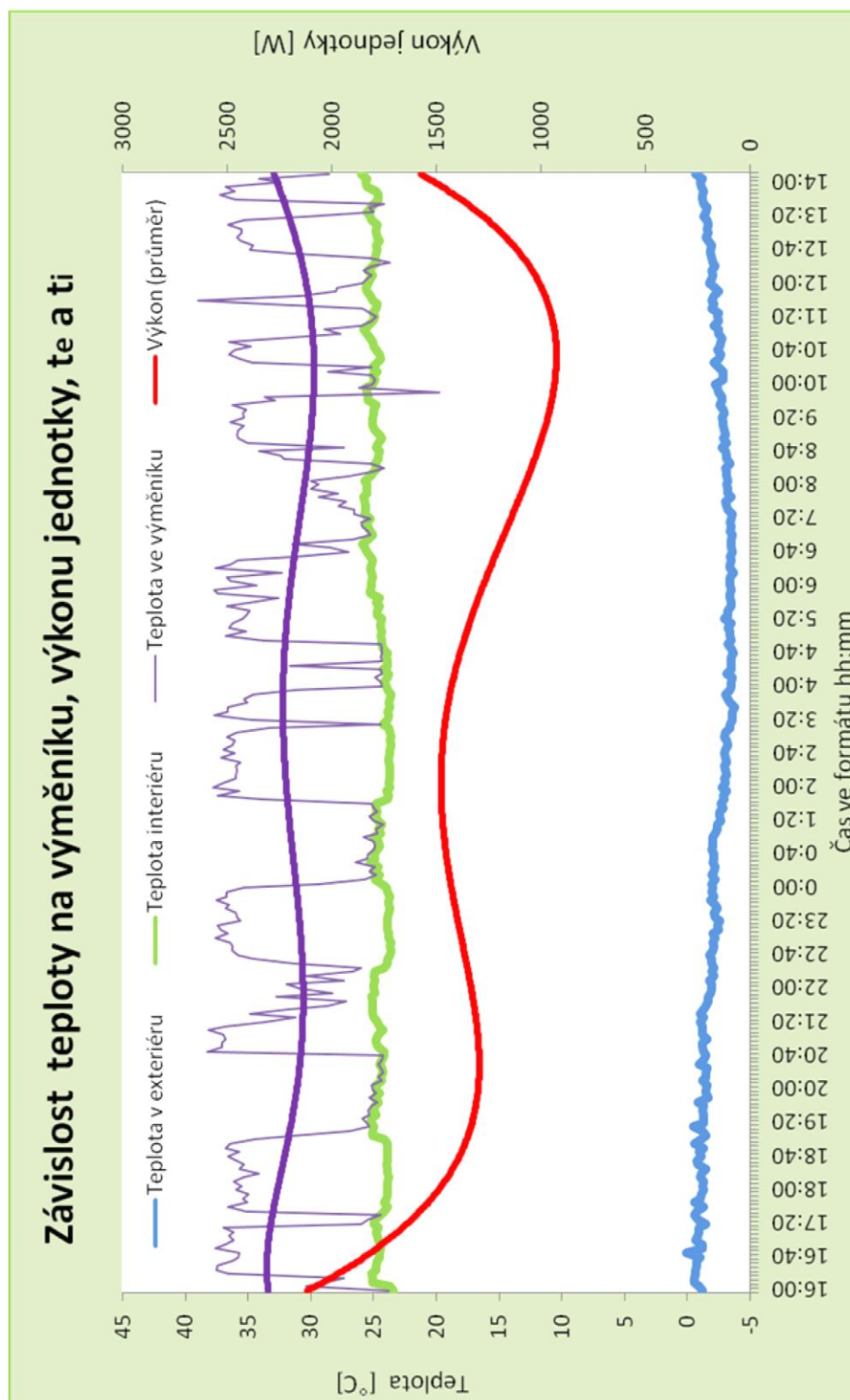
P1.	Experimentálně naměřená data	123
1.1	19. -20. 1. 2011.....	123
1.2	24. -25. 1. 2011.....	124
1.3	16. 2. 2011.....	125
1.4	2. -3. 3. 2011.....	126
1.5	3. -4. 3. 2011.....	127
1.6	4. -5. 3. 2011.....	128
1.7	5. -6. 3. 2011.....	129
1.8	6. -7. 3. 2011.....	130
1.9	7. -8. 3. 2011.....	131
1.10	8. -9. 3. 2011.....	132
P2.	Návrh tepelných čerpadel na zadané budově	133
2.1	Technická zpráva.....	133
2.1	Výkresová část	
2.2.1	Půdorys 1NP – Schéma rozvodů VZT	M 1:50
2.2.2	Půdorys 2NP – Strojovna VZT	M 1:50
2.2.3	Půdorys střechy nad strojovnou VZT – Varianta 1	M 1:50
2.2.4	Schematický řez strojovnou VZT – Varianta 1	M 1:50
2.2.5	Půdorys střechy nad strojovnou VZT – Varianta 2	M 1:50
2.2.6	Schematický řez strojovnou VZT – Varianta 2	M 1:50

P1. Experimentálně naměřená data

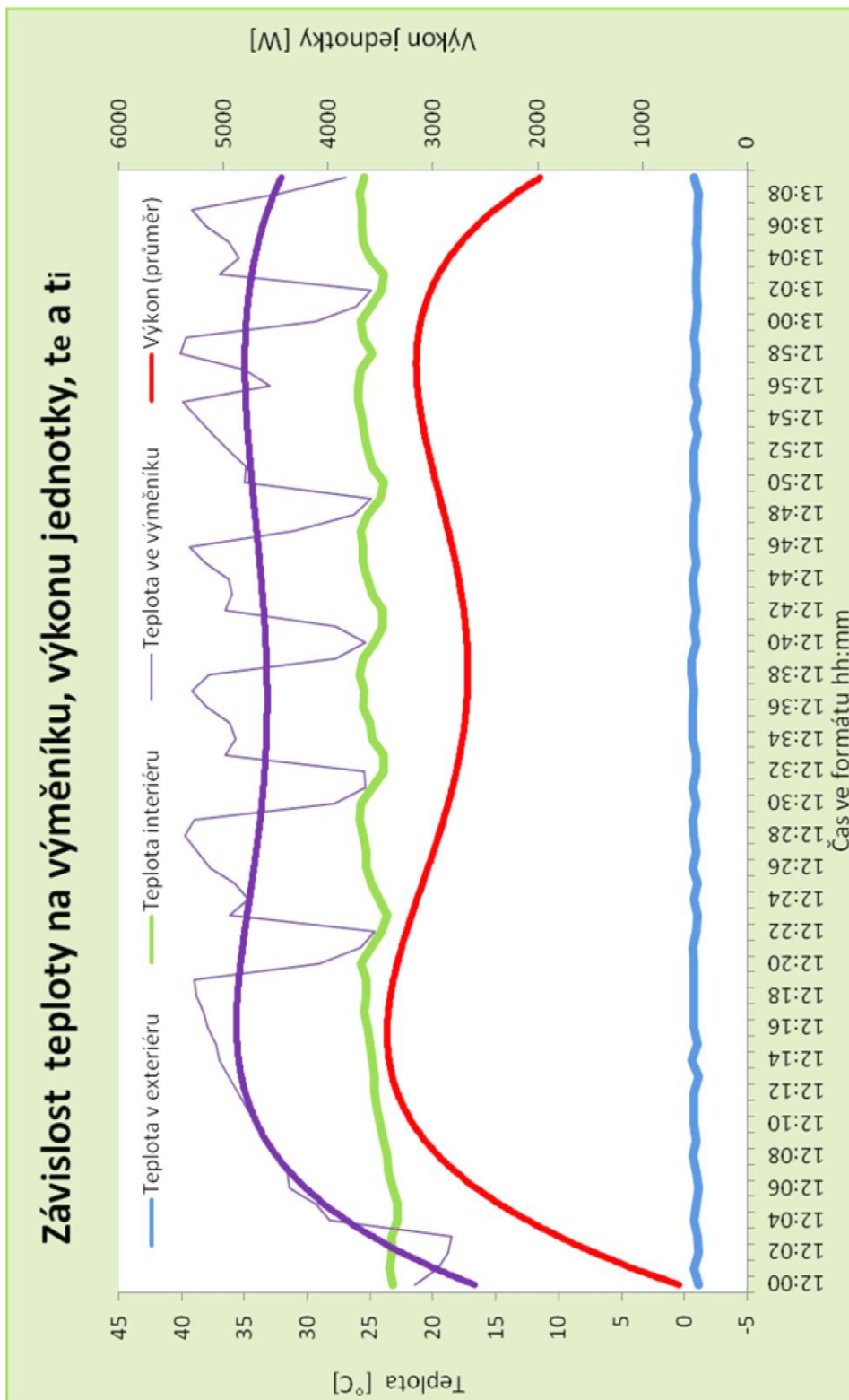
1.1 Měření 19.-20.1.2011 (internal záznamu teplot T = 5min)



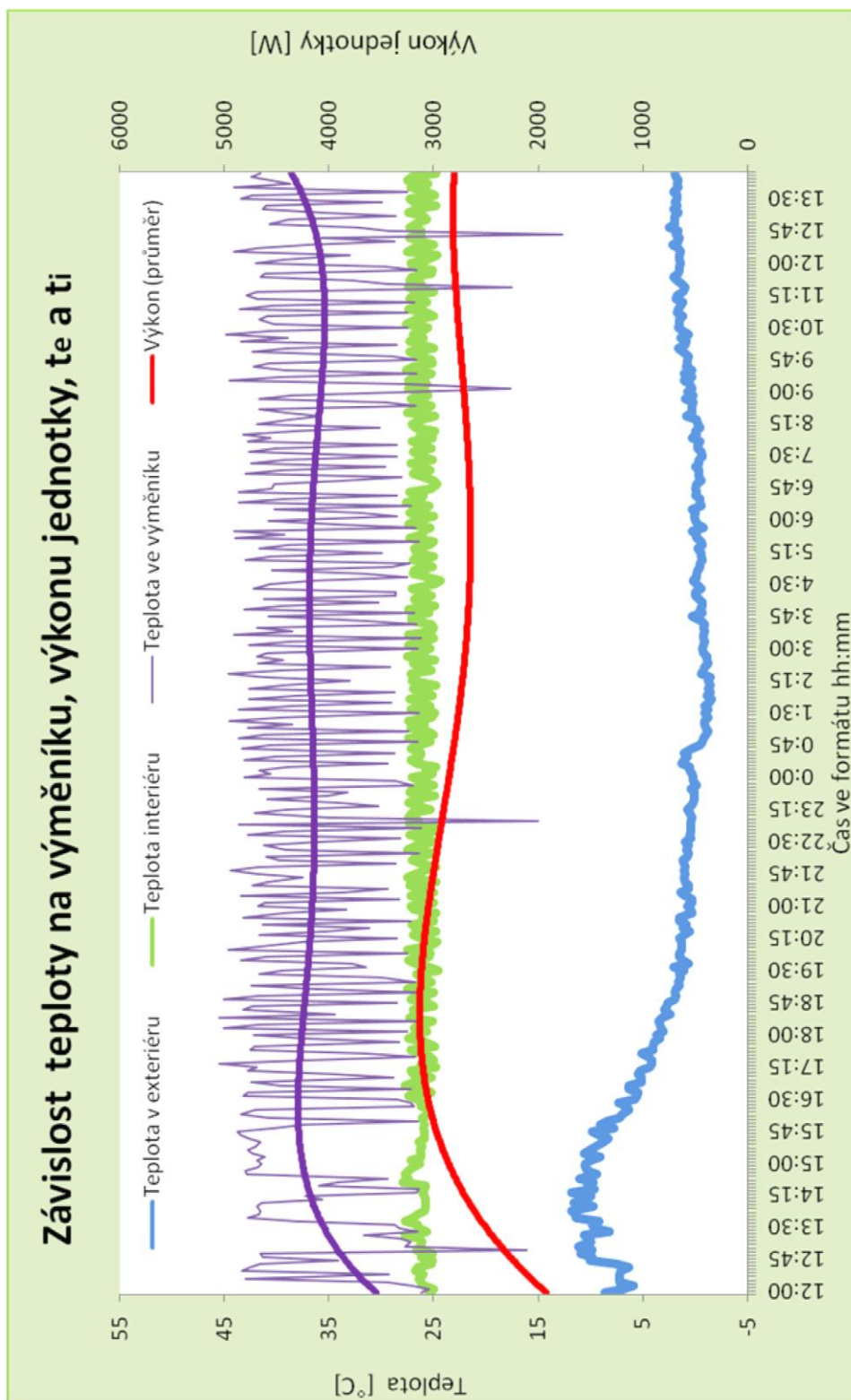
1.2 Měření 24.-25.1.2011 (internal záznamu teplot T = 5min)



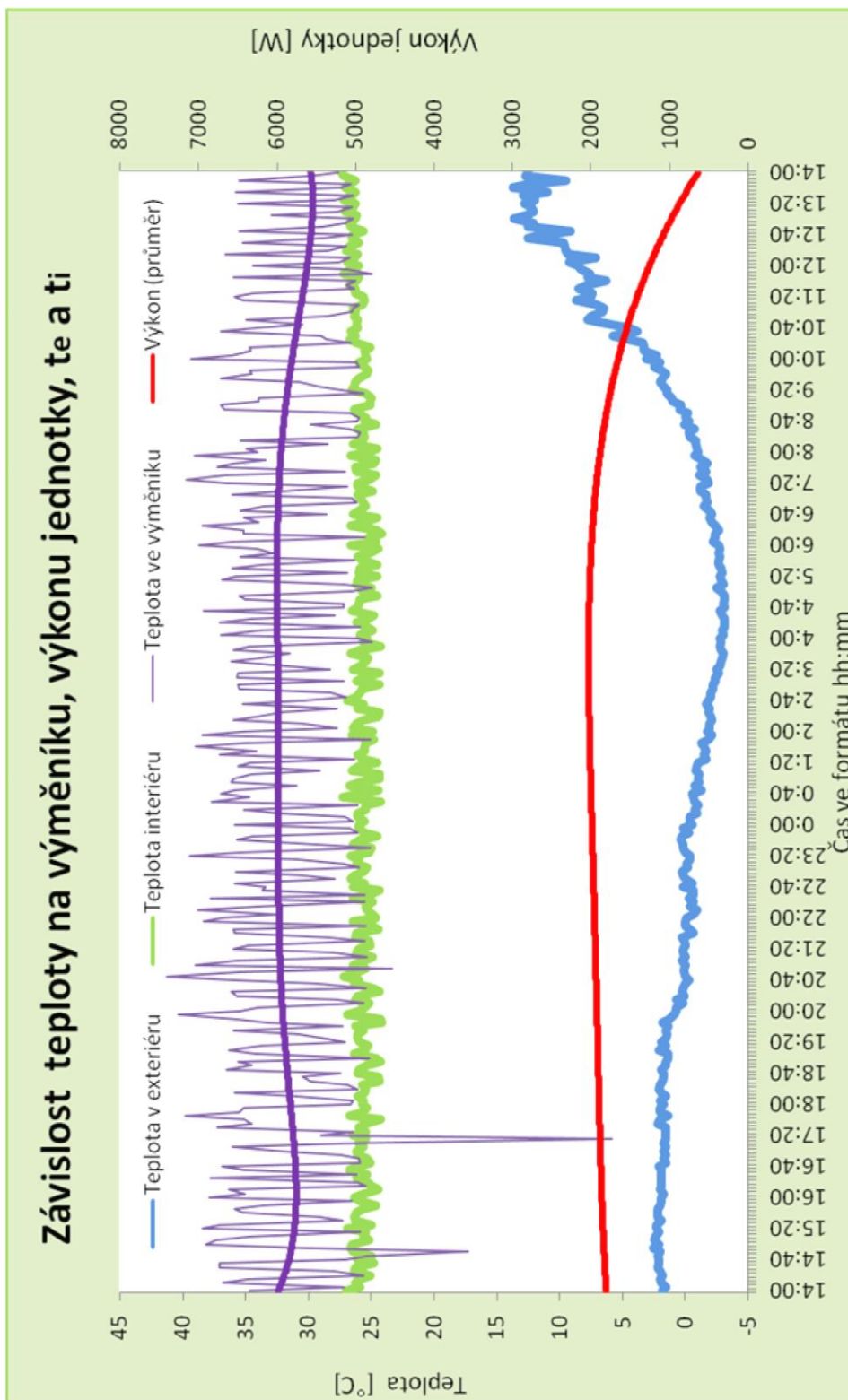
1.3 Měření 16. 2. 2011 (internal záznamu teplot T = 1min)



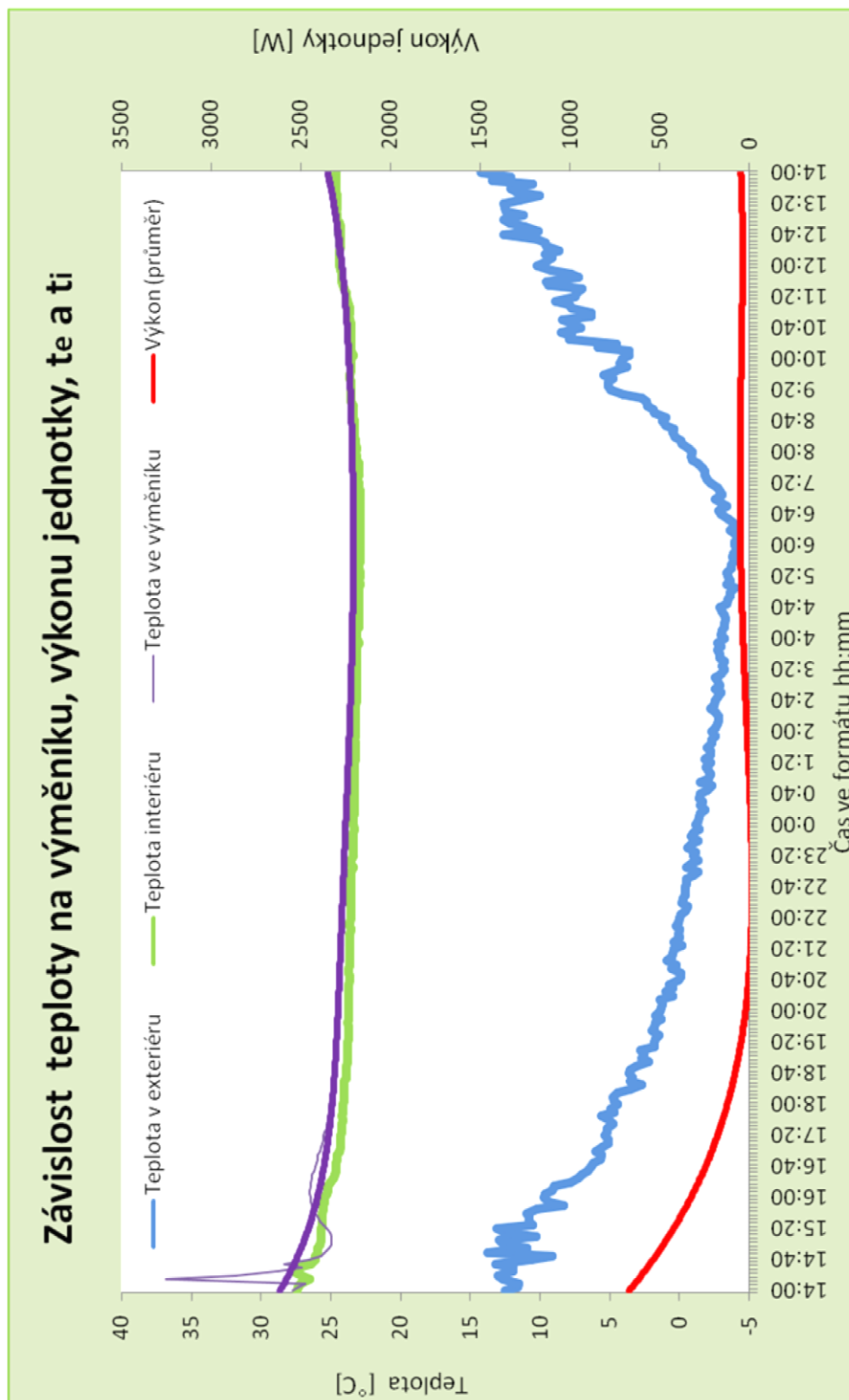
1.4 Měření 2.-3. 3. 2011 (internal záznamu teplot T = 5min)



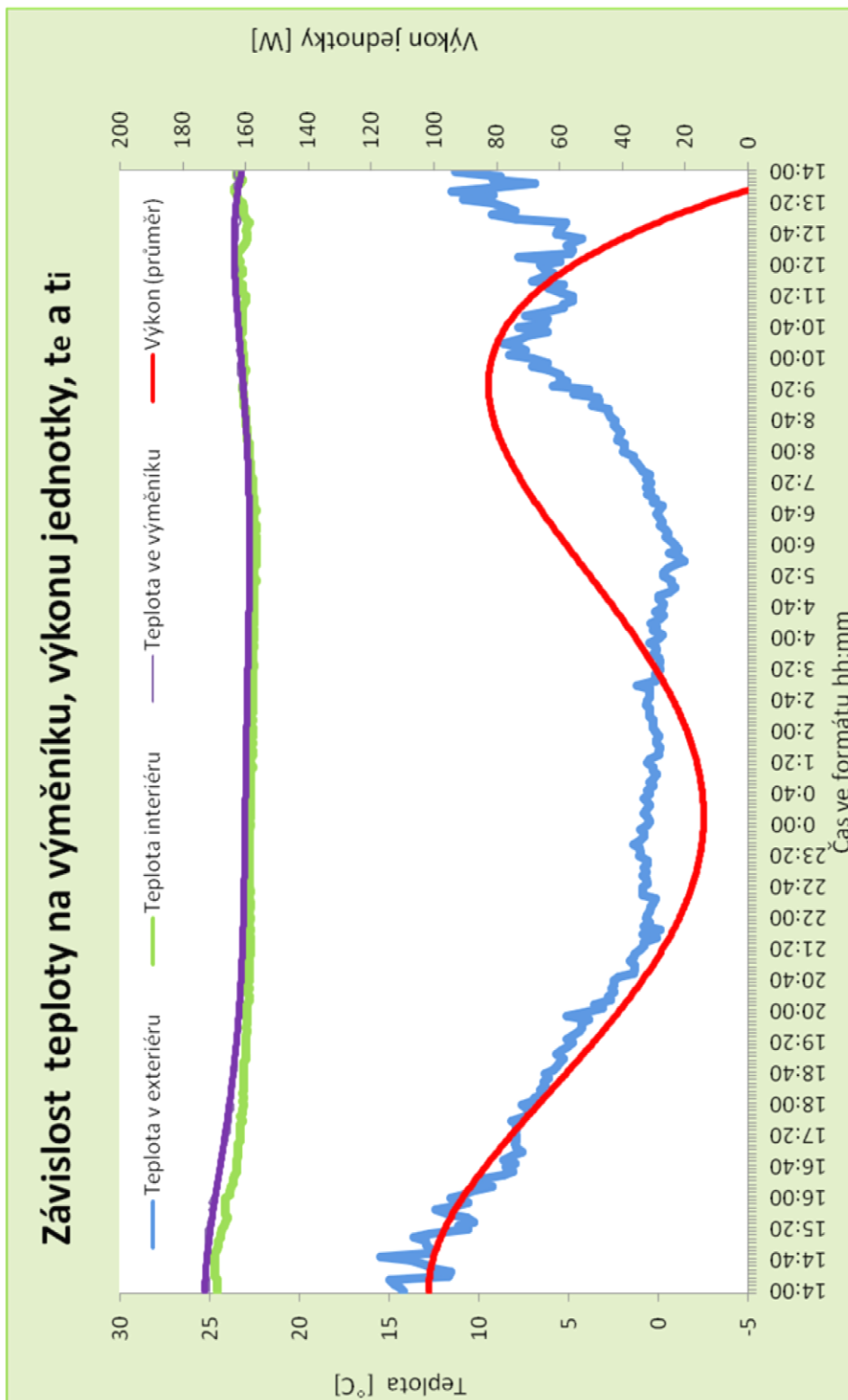
1.5 Měření 3.-4. 3. 2011 (internal záznamu teplot T = 5min)



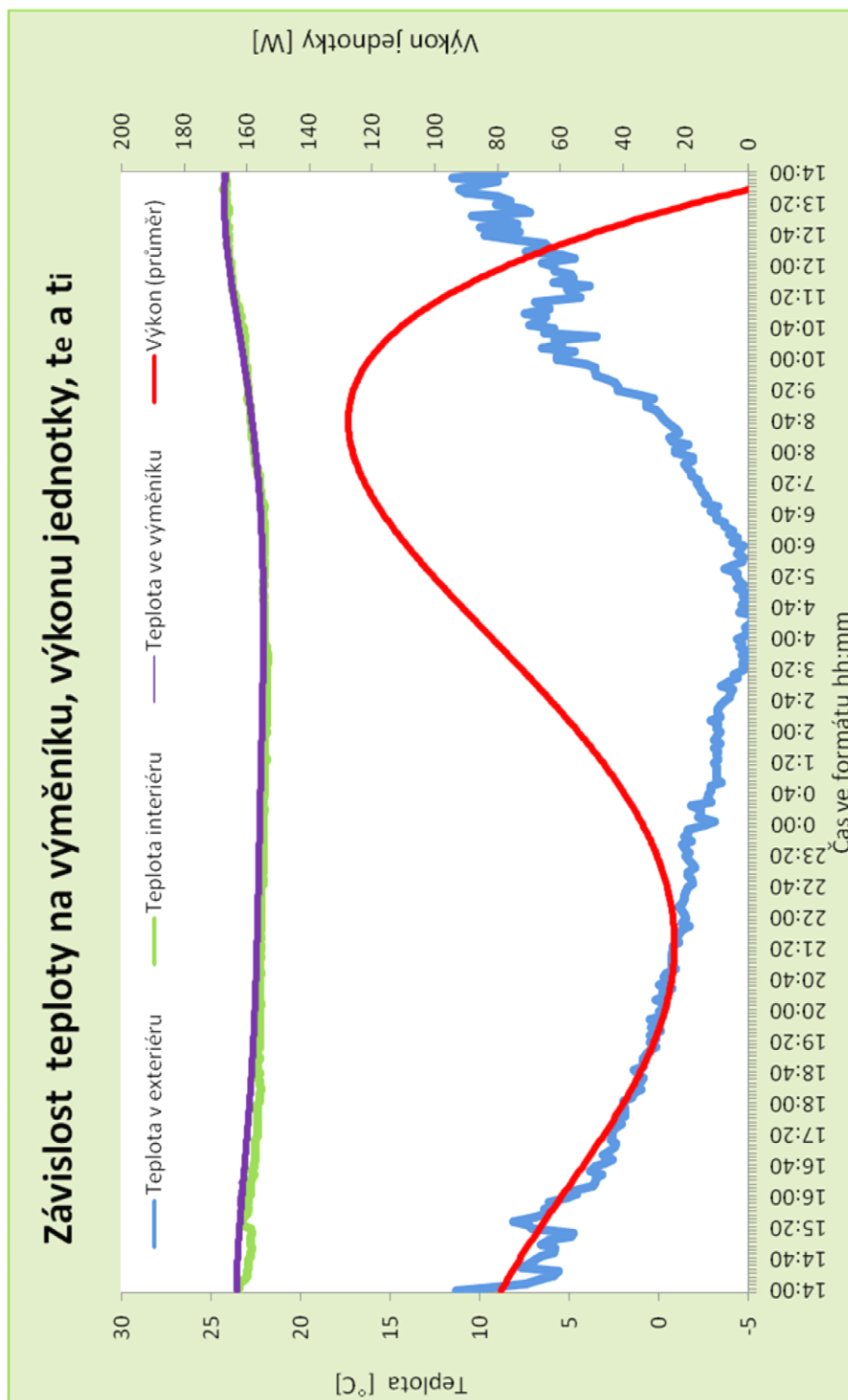
1.6 Měření 4.-5. 3. 2011 (internal záznamu teplot T = 5min)



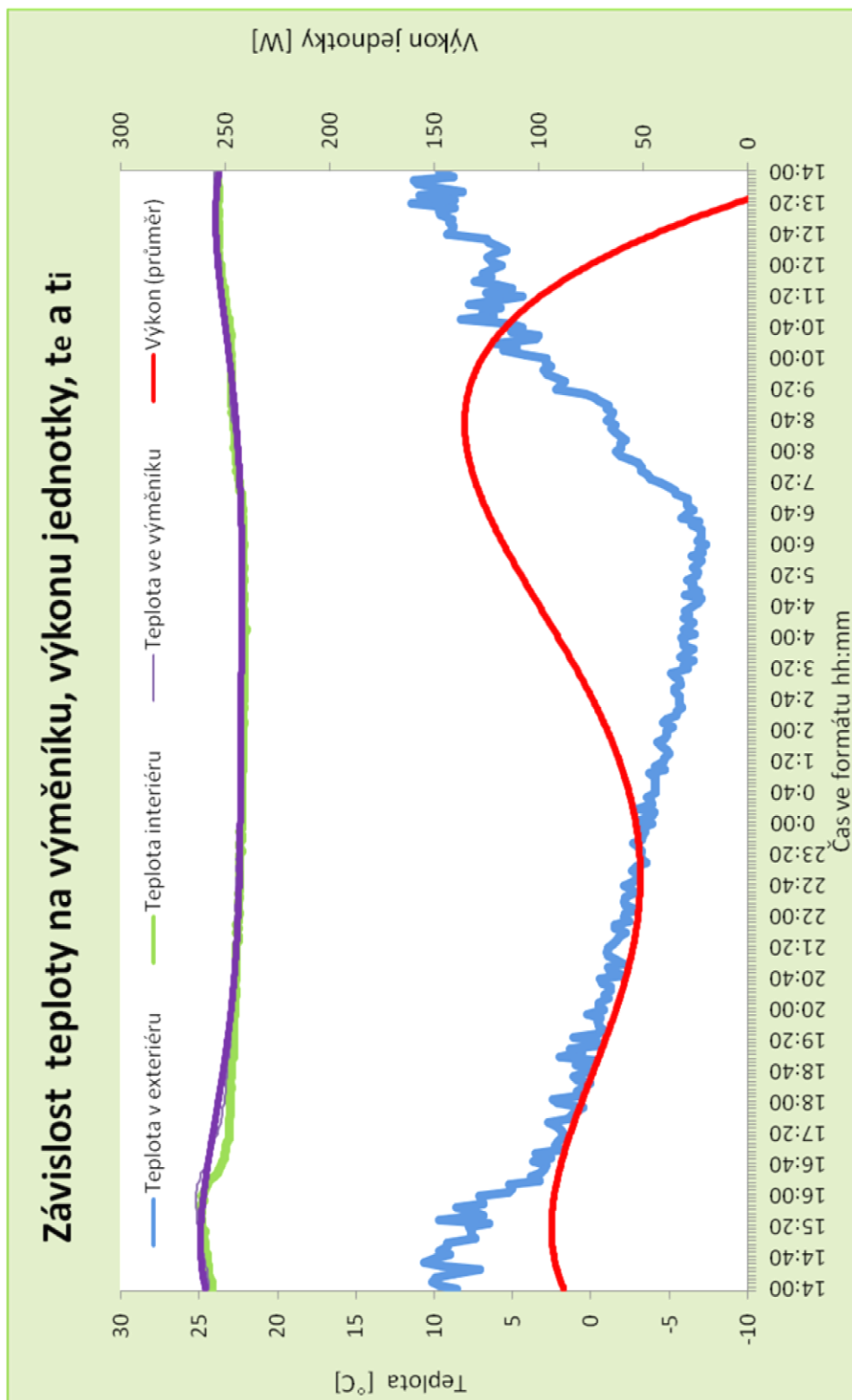
1.7 Měření 5.-6. 3. 2011 (internal záznamu teplot T = 5min)



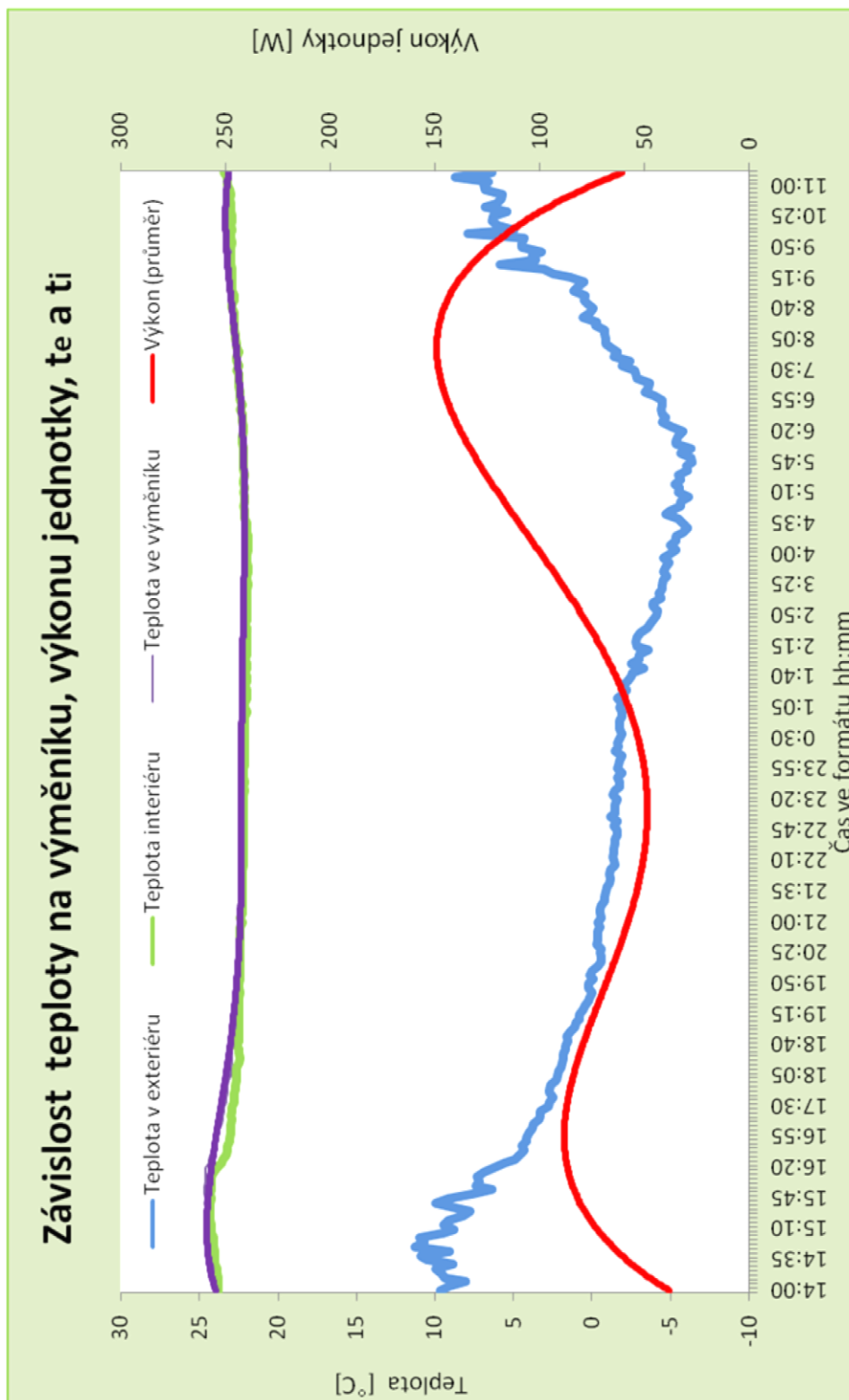
1.8 Měření 6. -7. 3. 2011 (internal záznamu teplot T = 5min)

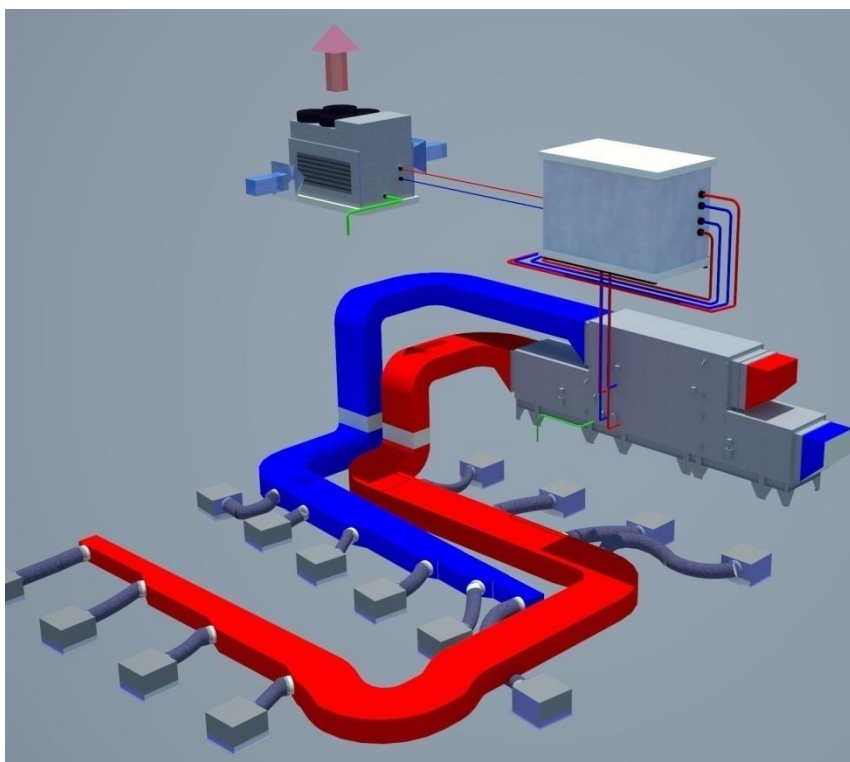


1.9 Měření 7. -8. 3. 2011 (internal záznamu teplot T = 5min)



1.10 Měření 8. -9. 3. 2011 (internal záznamu teplot T = 5min)





P2. Návrh tepelných čerpadel na zadané budově

2.1 TECHNICKÁ ZPRÁVA TECHNICAL REPORT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

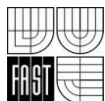
AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GÉRYK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2012



Obsah:

1.	Úvod.....	135
2.	Základní koncepční řešení.....	136
3.	Popis technického řešení.....	138
4.	Nároky na energie.....	139
5.	Měření a regulace, protiúrazová ochrana.....	139
6.	Protihluková a protitřesová opatření.....	141
7.	Izolace a nátěry.....	141
8.	Protipožární opatření.....	141
9.	Nároky na spolumisející profese.....	142
10.	Montáž, provoz, údržba a obsluha zařízení.....	142
11.	Závěr.....	144
12.	Přílohy- regulační schémata.....	146

1. Úvod

Předmětem této technické zprávy je návrh koncepce teplovzdušného vytápění s chlazením v letním období pro místnosti jídelny v objektu domova důchodců v Brně. Návrh koncepce je řešený tak, aby byly zajištěny předepsané hodnoty hygienických výměn vzduchu a pohody prostředí.

1.1 Podklady pro zpracování

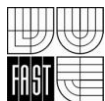
Podkladem pro zpracování této technické zprávy jsou výkresy jednotlivých půdorysů a řezů stavební části, příslušné zákony a prováděcí vyhlášky, České technické normy a podklady výrobců vzduchotechnických zařízení, zejména:

- Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci
- Nařízení vlády č. 148/2006 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- Vyhláška č. 6/2003 Sb., kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
- ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů (1986)
- ČSN 12 7010 - Navrhování větracích a klimatizačních zařízení (1988)
- ČSN 73 0802 - Požární bezpečnost staveb (1977)
- ČSN 73 0872 - Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením (1979)

1.2 Výpočtové hodnoty klimatických poměrů

Místo : Brno

Nadmořská výška : 287 m n m



Normální tlak vzduchu : 98,18 kPa

Výpočtová teplota vzduchu : léto :+ 31°C, zima - 12°C, rel.vlhkost: léto 53%,zima 35%

2. Základní koncepční řešení

Na základě hygienických požadavků je uvažováno s teplo-vzdušným vytápěním s chlazením v letním provozu v místnosti jídelny, která je situovaná v 1NP budovy domova důchodců. Nucené větrání bude zabezpečovat výměnu vzduchu v souladu s příslušnými hygienickými, zdravotnickými, bezpečnostními, protipožárními předpisy a normami platnými na území České republiky, přitom implicitní hodnoty údajů ve výpočtech dále uvažovaných, jakož i předmětné výpočtové metody jsou převzaty zejména z výše uvedených obecně závazných předpisů a norem. V jednotlivých částech budovy bude nucené větrání a klimatizace rozdělena do jednotlivých základních typů (viz.:GÉRYK,Ondřej. Vzduchotechnika v objektu domova důchodců: bakalářská práce. Brno, 2010. 149s.Vysoké učení technické v Brně. Fakulta stavební. Ústav technického zařízení budov. Vedoucí bakalářské práce Ing. Aleš Rubina, Ph.D.).

2.1 Hygienické a stavební větrání

Hygienické větrání bude navrženo v úrovni nejméně hygienického minima ve smyslu obecně závazných předpisů. Přitom jako základní principy návrhu projektového řešení jsou přijaty následující podmínky:

- podtlakové větrání je navrženo v místnostech hygienického vybavení objektu (WC, sprchy, úklidové komory apod.)
- úhrada vzduchu bude tvořena z okolních prostorů netěsnostmi ve stavební konstrukci, nebo přes stěnové mřížky
- odvětrání bude vzhledem k obsluhovaným prostorům tvořit samostatné jednotlivé systémy podle stavební dispozice a podle potřeby nuceného větrání
- výfuky znehodnoceného vzduchu budou vyvedeny na fasádu objektu, případně nad střechu objektu domova důchodců

- nejvyšší přípustná maximální hladina vnějšího a vnitřního hluku $L_{Amaxp} = 40 - 55$ dB(A) dle druhu provozu a účelu jednotlivých místností bude zajištěna tlumiči hluku

2.2 Energetické zdroje

Elektrická energie:

Elektrická energie je uvažována pro pohon elektromotorů VZT jednotky a chladících a topných zařízení v podobě tepelných čerpadel - rozvodná soustava 3 + PEN, 50 Hz, 400V /230V.

Tepelná energie:

a) Varianta 1 – tepelné čerpadlo „Vzduch-Voda“

Pro ohřev vzduchu v tepelném výměníku centrální vzduchotechnické jednotky bude sloužit topná voda s rozsahem pracovních teplot $t_{w1}/t_{w2} = 45/40^{\circ}\text{C}$. Výrobu topné vody zajistí tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Voda“, které je umístěno na střeše vzduchotechnické strojovny. Akumulace topné vody bude zajišťována hydraulickým modulem, který je umístěn taktéž na střeše strojovny. Jako topné médium se využívá 30% Ethylenglykolová směs.

Pro chlazení vzduchu v tepelném výměníku centrální vzduchotechnické jednotky bude sloužit chladící voda s rozsahem pracovních teplot $t_{w1}/t_{w2} = 7/12^{\circ}\text{C}$. Výrobu chladící vody zajistí tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Voda“, které je umístěno na střeše vzduchotechnické strojovny. Akumulace chladící vody bude zajišťována hydraulickým modulem, který je umístěn taktéž na střeše strojovny. Jako topné médium se využívá 30% Ethylenglykolová směs.

b) Varianta 2 – tepelné čerpadlo „Vzduch-Vzduch“

Pro chlazení a ohřev vzduchu v centrální VZT jednotce je uvažován systém přímého chlazení/ohřevu pomocí výparníku/kondenzátoru osazeného v centrální jednotce VZT a venkovní jednotky (kondenzátor/výparník) v podobě tepelného čerpadla typu „Vzduch-Vzduch“ umístěného na střeše strojovny vzduchotechniky. Teplonosné médium je ekologická chladivová směs R410 A.

3. Popis technického řešení

3.1 Koncepce větracích a klimatizačních zařízení

Návrh řešení větrání předmětných prostor vychází ze současných stavebních dispozic a požadavků kladených na interní mikroklima místnosti. V zásadě jsou větrány prostory, které to nezbytně vyžadují z hlediska hygienického, funkčního, či technologického. Pro rozvod vzduchu se počítá s nízkotlakým systémem.

Výměny vzduchu v jednotlivých místnostech jsou navrženy podle hygienických předpisů a podle výměn všeobecně používaných.

Zařízení č.2 – Teplo-vzdušné vytápění jídelny

Pro dodržení hygienických potřeb výměn vzduchu a pokrytí tepelné zátěže (léto) a tepelných ztrát (zima) v místnosti 153-jídelna v 1NP je navržena centrální VZT jednotka, která zajistí jednostupňovou filtraci čerstvého a znečištěného vzduchu (filtr F5), rekuperaci pomocí deskového výměníku tepla, ohřev a chlazení přívodního vzduchu pomocí daných výměníků a také eliminaci kapek v odvodní části jednotky. Snížení vzduchového výkonu v mimopracovní době na 50% denní hodnoty bude řešeno pomocí frekvenčních měničů motoru přívodního a odvodního ventilátoru.

Jednotka bude umístěna ve strojovně VZT (místnost č.256), která je přístupná z pochůzného střechy. Sání čerstvého a výfuk znehodnoceného vzduchu bude provedeno přímo ze strojovny tak, aby nedošlo k nasátí znehodnoceného vzduchu. Výfuky a sání budou zakončeny jednotlivými výfukovými (sacími) hlavicemi a protidešťovými tvarovkami.

Transport jednotky na místo osazení bude po jednotlivých komorách.

Chlazení přiváděného vzduchu v letním období bude řešeno systémem přímého chlazení pomocí venkovní kondenzační jednotky v podobě tepelného čerpadla typu „Vzduch-Vzduch“ umístěného na střeše objektu a vstříkovacích ventilů, které jsou u dané VZT jednotky (varianta 2). U varianty 1 chlazení a ohřev zajišťuje topná/chladicí

voda, kterou vyrábí tepelné čerpadlo typu „Vzduch-Voda“ umístěné na střeše strojovny VZT.

Filtrovaný, tepelně upravený vzduch (teplota přívodního vzduchu dle požadavku $t_p = +18$ (léto) ; $t_p = +23^\circ\text{C}$ (zima) bude do obsluhovaných prostorů transportován čtyřhranným potrubím z pozinkovaného plechu a ohebnými hadicemi. Jako koncové elementy budou sloužit přívodní vířivé anemostaty. Odvod znehodnoceného vzduchu bude taktéž potrubním rozvodem s osazenými koncovými elementy - odvodními anemostaty. Rozvody budou vedeny prostupem ze strojovny (2NP) stropní konstrukcí přímo do místnosti 153 – jídelna (1NP). Zařízení bude pracovat se 100% čerstvého přívodního vzduchu.

Systém větrání je navržen jako mírně přetlakový.

Izolace na centrálním VZT systému : přívodní potrubní rozvod bude v daném podlaží ve směru od jednotky do vnitřních prostorů tepelně izolován tvrzenou tepelnou izolací tl.30mm - zabránění kondenzace vodní páry na potrubí v letním období, veškeré potrubní rozvody budou ve strojovně VZT a v instalačním jádře izolovány tvrzenou protihlukovou izolací tl. 60mm.

4. Nároky na energie

Součtové elektrické příkony ventilátorů:

$$2.01- P_{v,přívod}=1,36\text{kW} ; P_{v,odvod}=1,35\text{kW}$$

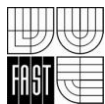
Elektrické příkony tepelného čerpadla:

$$\text{Varianta 1: } P_{ohřev}=14,2\text{kW} , P_{chlazení}=9,37\text{kW}$$

$$\text{Varianta 1: } P_{ohřev}=13,6\text{kW} , P_{chlazení}=8,33\text{kW}$$

5. Měření a regulace, protiúrazová ochrana

Navržený vzduchotechnický systém bude řízen a regulován samostatným systémem měření a regulace - profese MaR. Základní funkční parametry jsou :



- ovládání chodu ventilátorů, silové napájení ovládaných zařízení
- zajištění tlumeného chodu konkrétních zařízení mimo pracovní cca 1 / 2 max.výkonu, na přívodu i odvodu vzduchu (jednootáčkový motor 6-60 Hz), zajištění tlumeného chodu - frekvenční měniče
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu teplovodního ohřívače v zimním období
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu přímého výparníku - ovládání vstřikovacích ventilů
- zimní dovlhčování řízením výkonu parního zvlhčovače
- umístění teplotních a vlhkostních čidel podle požadavku (refer. místnosti apod.)
- řízení účinnosti protimrazové ochrany deskového výměníku nastavováním obtokové klapky (na základě teploty odpadního vzduchu nebo tlakové ztráty)
- ovládání uzavíracích klapek na jednotce včetně dodání servopohonů
- protimrazová ochrana teplovodního výměníku - měření na straně vzduchu i vody. Při poklesnutí teploty
 - 1.-vypnutí ventilátoru,
 - 2.-uzavření klapky,
 - 3.-otevření třícestného ventilu,
 - 4.-spuštění čerpadla
- signalizace bezporuchového chodu ventilátorů pomocí diferenčního snímače tlaku
- měření a signalizace zanášení (tlakové ztráty) všech stupňů filtrace
- poruchová signalizace
- připojení regulace a signalizace stavu všech zařízení na velící centralizované stanoviště
- zajištění požadovaných současností chodu jednotlivých zařízení v příslušných funkčních celcích

- signalizace požárních klapek (Z / O) - podružná signalizace polohy na panel požárních klapek

6. Protihluková a protiotřesová opatření

Do rozvodných tras potrubí budou vloženy buňkové tlumiče hluku, které zabrání nadměrnému šíření hluku od ventilátorů do větraných místností a do okolní zástavby. Tyto tlumiče budou osazeny jak v přívodních, tak odvodních trasách vzduchovodů, kde by bez tlumiče nevyhověla hladina hluku dle nařízení vlády č.148-2006. Vzduchovody budou protihlukově izolovány od zdroje hluku za jednotlivé tlumiče jak na sání , tak na výtlaku. Veškeré točivé stroje (jednotky, ventilátory) budou pružně uloženy za účelem zmenšení vibrací přenášejících se stavebními konstrukcemi - stavitelné nohy budou podloženy rýhovanou gumou. Veškeré vzduchovody budou napojeny na ventilátory přes tlumicí vložky. Potrubí bude na závěsech podloženo tlumicí gumou. Všechny prostupy VZT potrubí stavebními konstrukcemi budou obloženy a dotěsněny izolací.

7. Izolace a nátěry

Jsou navrženy tvrzené izolace hlukové a tepelné. Ve výkresové části technické zprávy jsou uvažované izolace zobrazeny na výkresech. Tepelná izolace tl.60 mm bude zároveň plnit funkci hlukové. Potrubní rozvody ve strojovně VZT budou izolovány tvrzenou izolací tl. 60 mm, přívodní potrubní rozvod bude izolován tvrzenou izolací tl.30.

Tvrzené tepelné - šířka izolace 30a 60mm souč.tepelné vodivosti $0,04\text{W}/\text{m}^2\text{K}$

Tvrzené hlukové - šířka izolace 60mm souč.zvukové pohltivosti $0,81\text{W}/\text{m}^2\text{K}$

V případě použití jiného druhu izolací je nutné se řídit uvedenými parametry. Nátěry nejsou uvažovány. Všechny protidešťové žaluzie budou tvořeny z pozinkovaného plechu - možnost nátěru.

8. Protipožární opatření

Všechny prostupy CU potrubí procházející přes požárně dělící konstrukce budou opatřeny protipožárními ucpávkami. Do vzduchovodů procházejících stavební

konstrukcí ohraničující určitý požární úsek budou vřazeny protipožární klapky, zabraňující v případě požáru v některém požárním úseku jeho šíření do dalších úseků nebo na celý objekt. V případech, kdy nebude protipožární klapku možno osadit do požárně dělící konstrukce, bude potrubí mezi touto konstrukcí a protipožární klapkou opatřeno izolací s požadovanou dobou odolnosti. Osazené požární klapky budou v provedení teplotní a ruční spouštění se signalizací na 24V.

9. Nároky na spolusouvisející profese

9.1 Stavební úpravy:

- otvory pro prostupy vzduchovodů včetně zapravení a odklizení sutě
- obložení a dotěsnění prostupů VZT potrubí izolačními protiotřesovými hmotami v rámci zapravení
- dotěsnění a oplechování prostupů VZT
- zajištění případných nátěrů VZT prvků umístěných na fasádě, či střeše objektu (architektonické ztvárnění)
- zřízení prostorů strojovny VZT na střeše ve 2NP
- zajištění povrchové úpravy podlahy pro bezprašný provoz a vyspádování podlahy k instalované vpusti
- stavební, výpomocné práce
- zřízení instalačních šachet pro vedení jednotlivých vzduchovodů
- zřízení otvíravého okna se servopohonem s úhlem vyklopení 45° - požární větrání
- zřízení revizních otvorů pro přístup k ventilátorům, regulačním a požárním klapkám nerozebíratelných částech pohledu

10. Montáž, provoz, údržba a obsluha zařízení

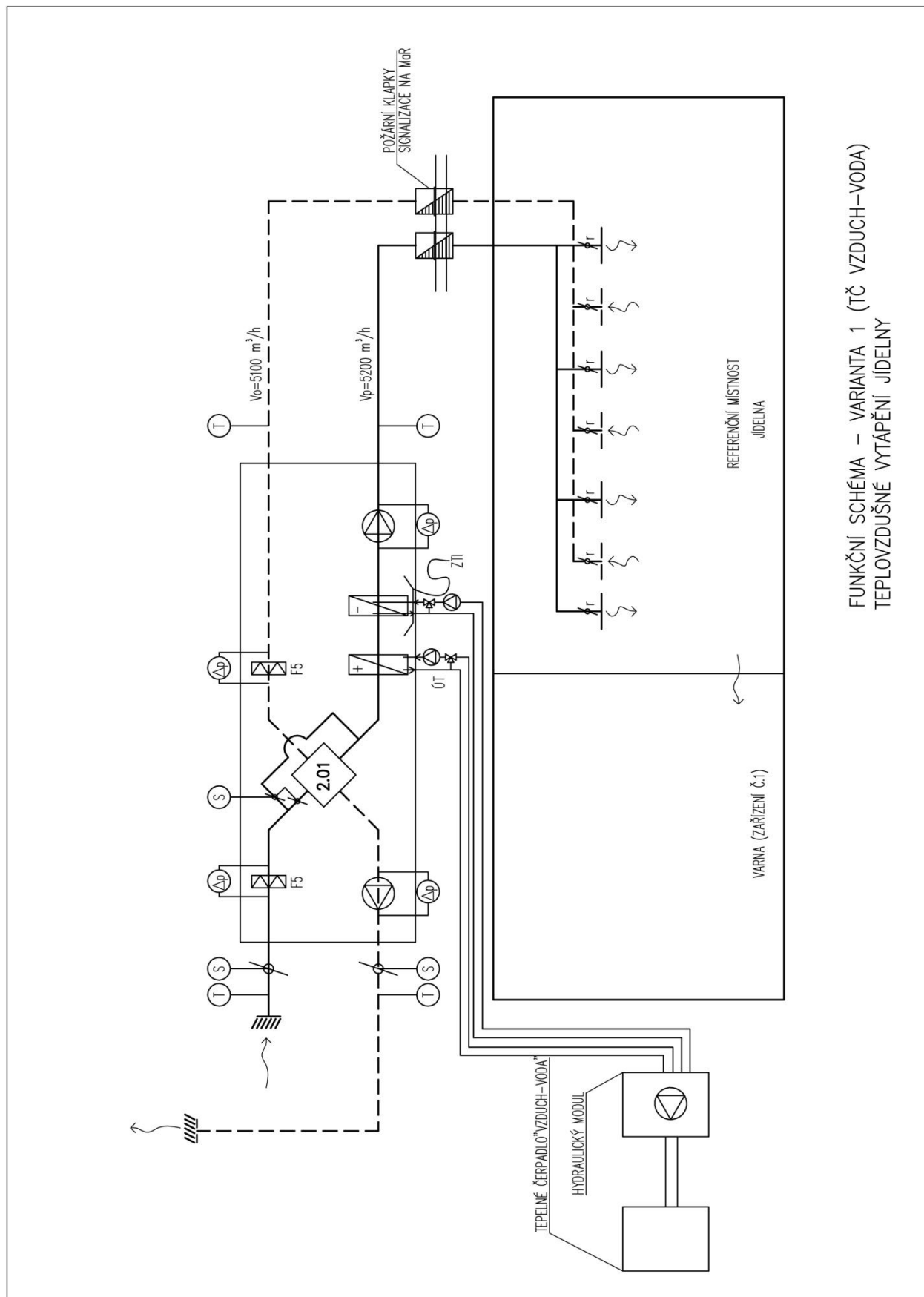
- Realizační firma v rámci své dodávky provede rozpis VZT potrubí pro výrobní a montážní účely (rozdělení vzduchovodů na jednotlivé tvarovky a roury včetně potřebných „rozměrů“) včetně kontroly technické zprávy ve smyslu úplnosti § 55 obchodního zákoníku.
- Realizační firma před naceněním provede prohlídku stávajících prostorů a přesný rozsah demontáží. Rozvody VZT budou instalovány před ostatními profesemi kvůli zjištění prostorových nároků.
- Všechny protidešťové žaluzie budou tvořeny z pozinkovaného plechu, či plastu připravenými k případnému nátěru - architektonické řešení.
- Při montáži požárních klapek budou zajištěny přístupy pro následné revize - nutná opětovná koordinace se stavební profesí v průběhu realizace výstavby.
- Osazení VZT jednotek bude provedeno na podložky z rýhované gumy.
- Při zaregulování systémů VZT s motory ovládanými frekvenčními měniči je nutné nastavení požadovaných vzduchových výkonů koordinovat s profesí MaR - např. pomocí prandtlové trubice.
- Montáž všech VZT zařízení bude provedena odbornou montážní firmou. Navržená VZT zařízení budou montována podle montážních předpisů jednotlivých VZT prvků.
- Všechny odbočky, rozbočky a nástavce na čtyřhranných potrubních rozvodech budou vybaveny náběhovými plechy - třetí stupeň regulace.
- Připojení koncových elementů pro přívod i odvod vzduchu bude proveden tepelně izolovanými hadicemi typu Sonoflex.
- Při montáži musí být dodržována veškerá bezpečnostní opatření dle platných předpisů.

- Veškerá zařízení musí být po montáži vyzkoušena a zaregulována. Při zaregulování vzduchotechnických systémů bude postupováno v součinnosti s profesí MaR. Uživatel musí být řádně seznámen s funkcí, provozem a údržbou zařízení.
- VZT zařízení, seřízená a odevzdaná do trvalého provozu, smí být obsluhována pouze řádně zaškolenými pracovníky, a to dle provozních předpisů dodavatelů vzduchotechnických zařízení, pokud není v projektové dokumentaci uvedeno jinak. Při provozu odpovídá za bezpečnost práce provozovatel. Všechny podmínky pro bezpečnou práci musí být uvedeny v provozním řádu. Vypracování provozního řádu včetně zaškolení obsluhy zajistí dodavatel.
- VZT zařízení musí být pravidelně kontrolována, čištěna a udržována stále v provozuschopném stavu. Okolí zařízení musí být vždy čisté a přístupné pro snadnou kontrolu a bezpečnou obsluhu nebo údržbu. Vizually bude hygienická účinnost provozu (filtrační části) jednotlivých KLM zařízení kontrolována nejméně jednou týdně, v rámci profese MaR bude kontrolováno zanášení jednotlivých stupňů filtrace (prostřednictvím měření tlakové diference filtru). O kontrolách a údržbě musí být veden záznam a jejich frekvence bude určena v provozním řádu - zajistí dodavatel.
- Výměna dílčích prvků vzduchotechnických zařízení a následné nakládání s nimi bude prováděna podle předpisů jednotlivých výrobců
- Navržená VZT a KLM zařízení budou řízena a regulována samostatným systémem měření a regulace -profese MaR. Údržbu a kontrolu nad chodem zařízení budou zajišťovat techničtí pracovníci domova důchodců, kteří musí být pro tuto činnost zaškoleni.

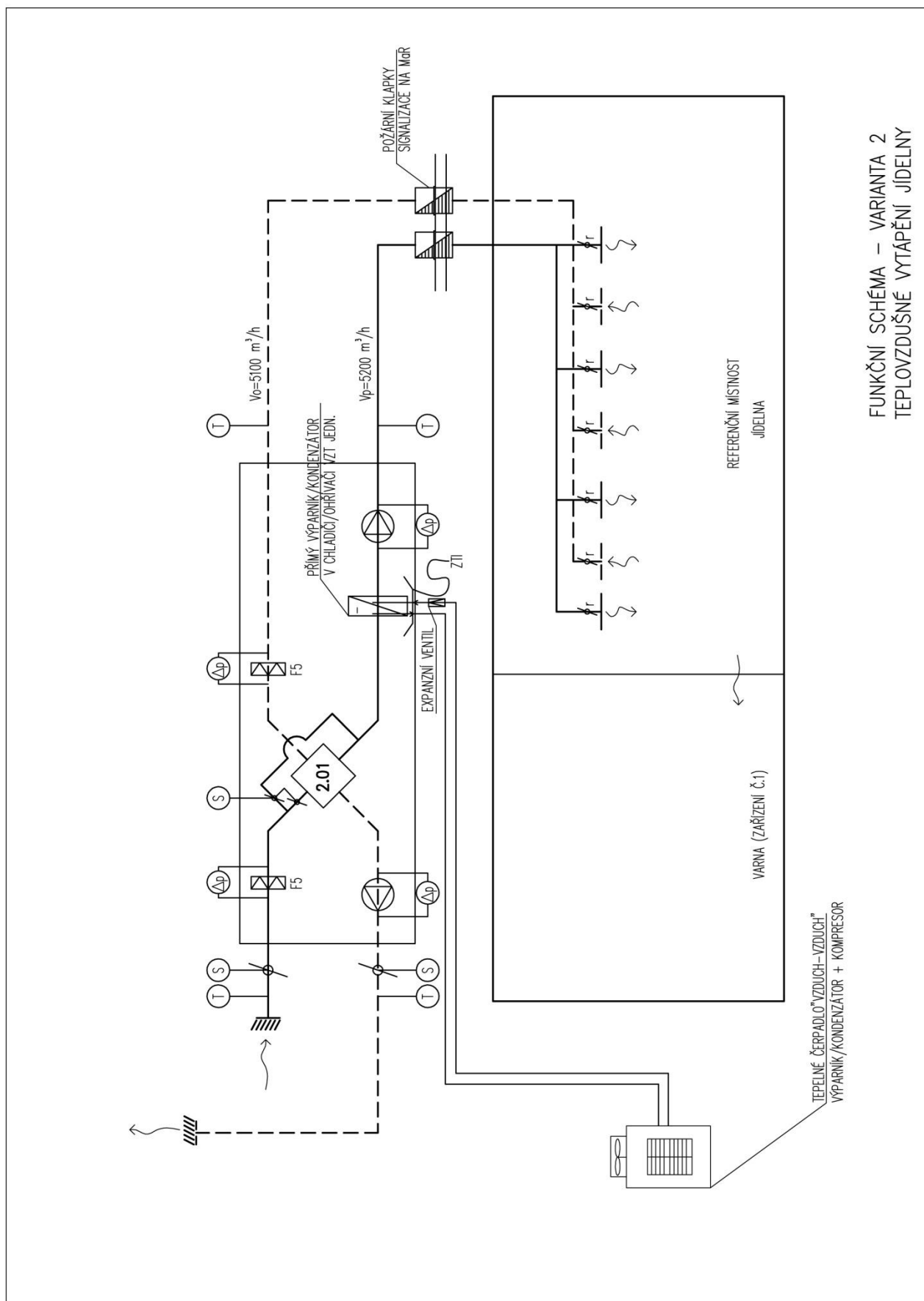
11. Závěr

Navržené větrací a klimatizační zařízení splňuje nároky kladené na provoz daného typu a charakteru. Zabezpečí v daných místnostech optimální pohodu prostředí požadovanou předpisy.

12. Přílohy – regulační schémata



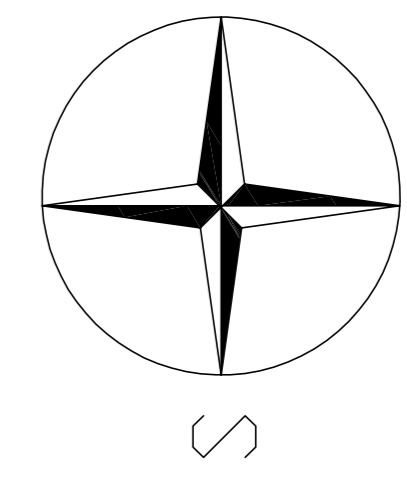
FUNKČNÍ SCHEMATA – VARIANTA 1 (TČ VZDUCH–VODA)
 TEPLOVZDUŠNÉ VYTÁPĚNÍ JÍDELNY



FUNKČNÍ SCHEMA – VARIANTA 2
 TEPLOVZDUŠNÉ VYTÁPĚNÍ JÍDELNY

LEGENDA MÍSTNOSTI

ČÍSLO	NÁZEV MÍSTNOSTI	ROZSAH	POZNÁMKA
101	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
102	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
103	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
104	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
105	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
106	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
107	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
108	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
109	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
110	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
111	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
112	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
113	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
114	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
115	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
116	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
117	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
118	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
119	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
120	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
121	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
122	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
123	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
124	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
125	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
126	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
127	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
128	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
129	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
130	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
131	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
132	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
133	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
134	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
135	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
136	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
137	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
138	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
139	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
140	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
141	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
142	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
143	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
144	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
145	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
146	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
147	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
148	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
149	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
150	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
151	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
152	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
153	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
154	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
155	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
156	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
157	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
158	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
159	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
160	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
161	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
162	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
163	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
164	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
165	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
166	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
167	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
168	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
169	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
170	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
171	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
172	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
173	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
174	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
175	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
176	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
177	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
178	C. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
179	A. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK
180	B. KUCHYNSKÝ PRÁŠEK + REZAVÝ PRÁŠEK	18,30	PK



LEGENDA VZT ZAŘÍZENÍ

KUCHYNSKÁ DIGESTOR

ANEMOSTIATY

ODLUČOVAČE TUKU

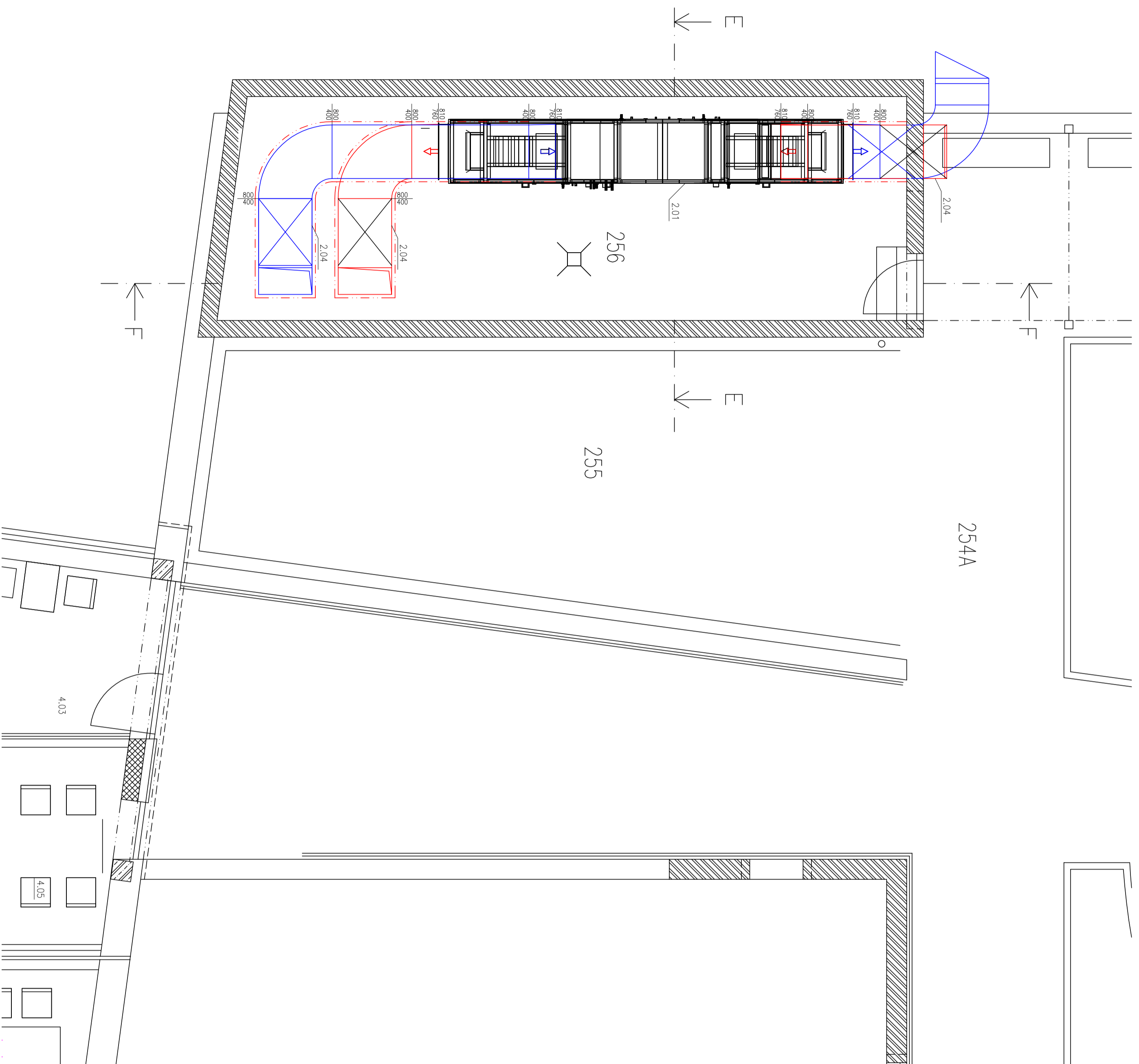
TAJROVÉ VENTILY

VEJKOPROŠNÁ VÝUSTKA

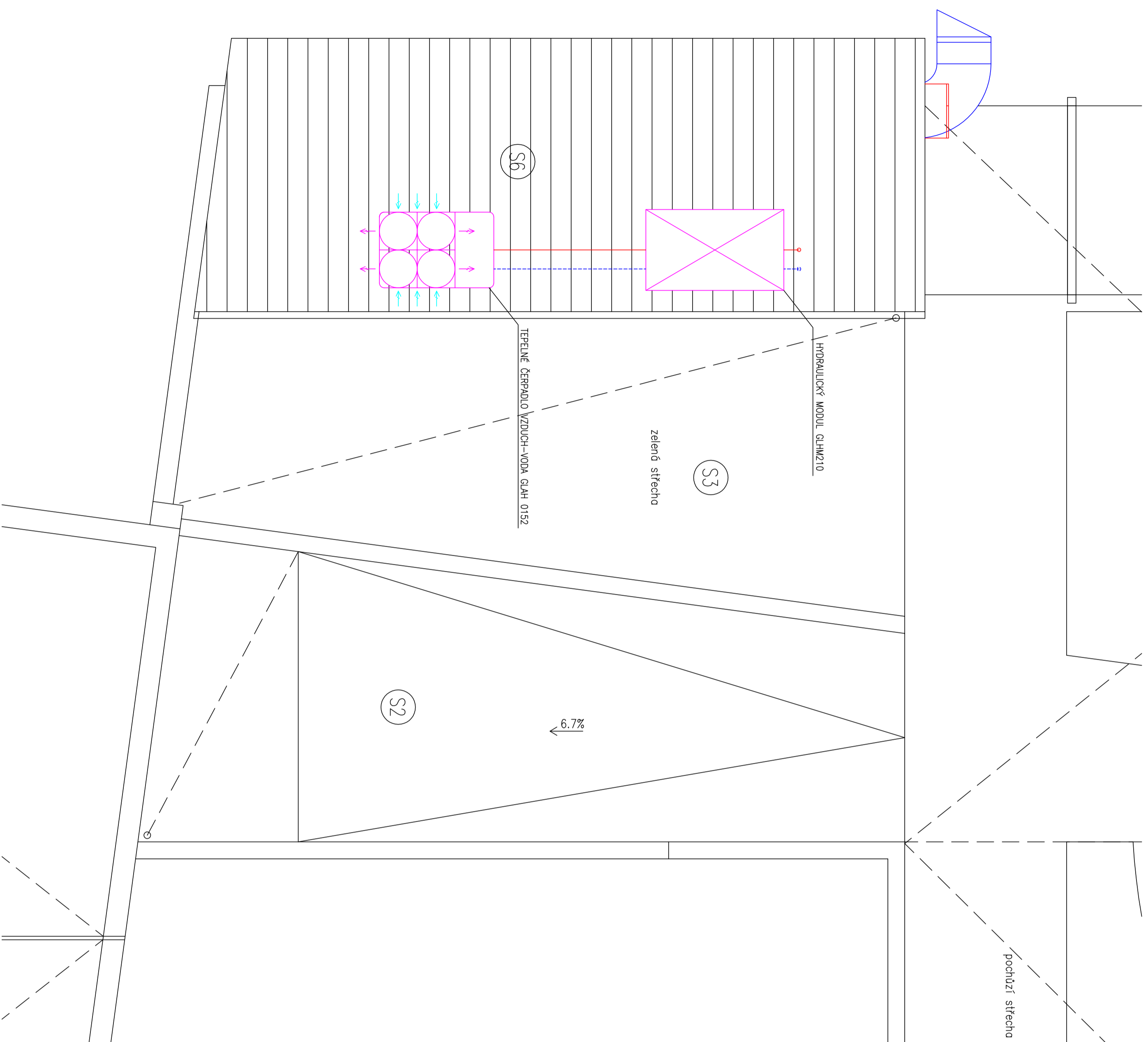
FANCOIL

... (technical symbols and descriptions for kitchen equipment and ventilation systems)

*VE VSECH ŘEŠENÍCH MÍSTNOSTECH BUDOVY UMÍSTĚNY POHLEDY-VIZ VÝKRES REZŮ

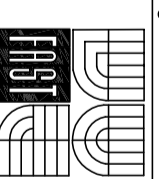


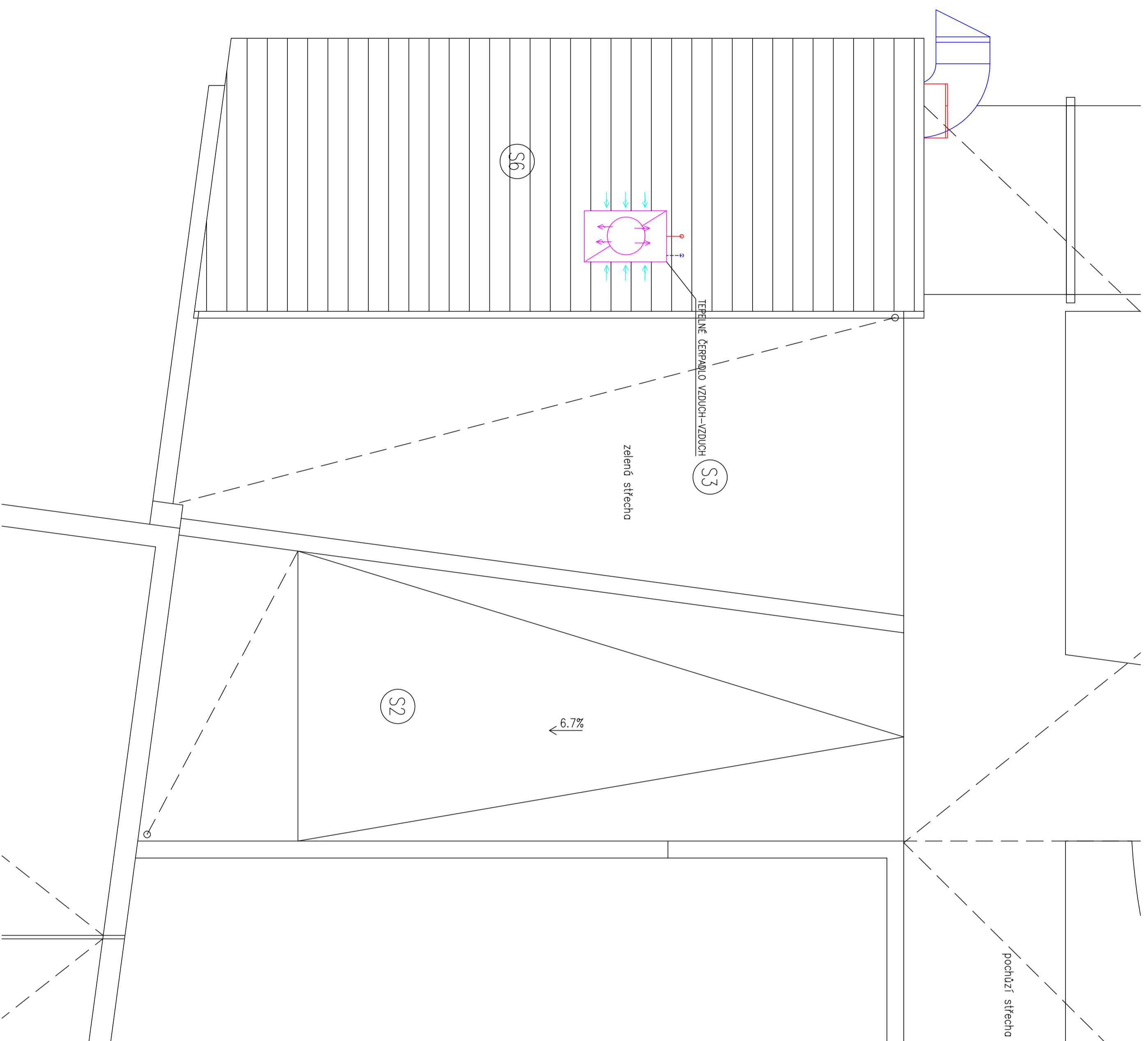
PROJEKTANT: Bc. ONDŘEJ GÉRYK VYPRACOVAL: Bc. ONDŘEJ GÉRYK SCHVALIL: doc. Ing. ALEŠ RUBINA Ph.D.		PROJEKT: DIPLOMOVÁ PRÁCE TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE		INVESTOR: Č. ZAKÁZKY: STATUS DOKUMENTACE:	
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVĚBNÍ		DOMOV DŮCHODCŮ		MĚŘITKO: 1:50 Č. DOKUMENTACE:	
PŮDORYS 2NP		VÝKRES Č. 3		FORMÁT: A2 DATUM: 2012 ÚZTYK: CS POČET LK: 4	



PROJEKTANT:		INVESTOR:	
Bc. ONDŘEJ GÉRYK		DIPLOMOVÁ PRÁCE	
VYPRACOVAL:		TEPELNÁ ČERPADLA	
Bc. ONDŘEJ GÉRYK		VE VZDUCHOTECHNICE	
SCHVÁLIL:		SCHEMATICKÝ	
doc. Ing. ALEŠ RUBINA Ph.D.		PŮDORYS STŘECHY	
DOMOV DŮCHODCŮ		VARIANTA 1	
MĚŘITKO:		VÝKRES Č.	
1:50		4	
Č. DOKUMENTACE:		FORMÁT:	
A2		DATUM:	
2012		UZAVŘ:	
CS		POČET M.	
4			

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STAVEBNÍ

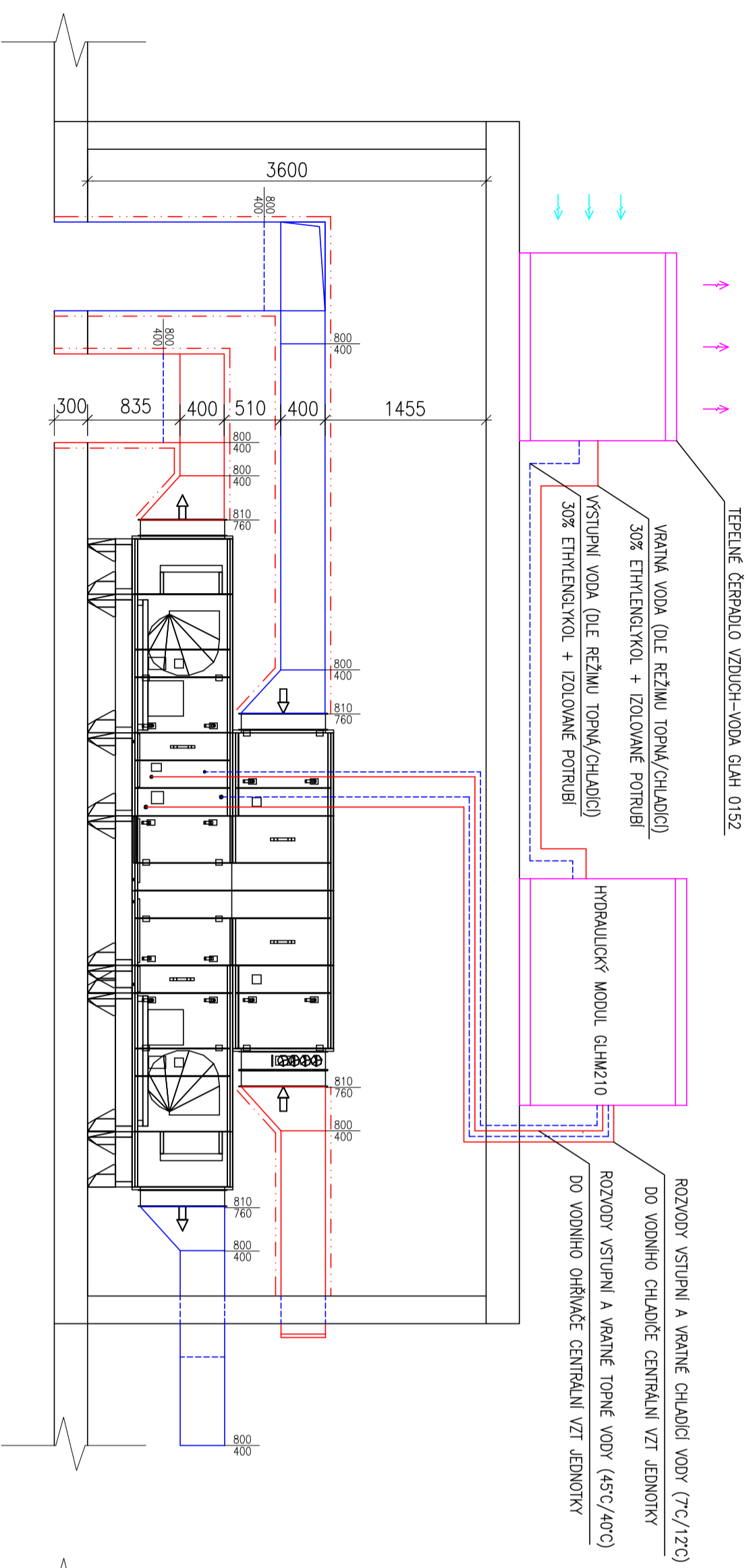




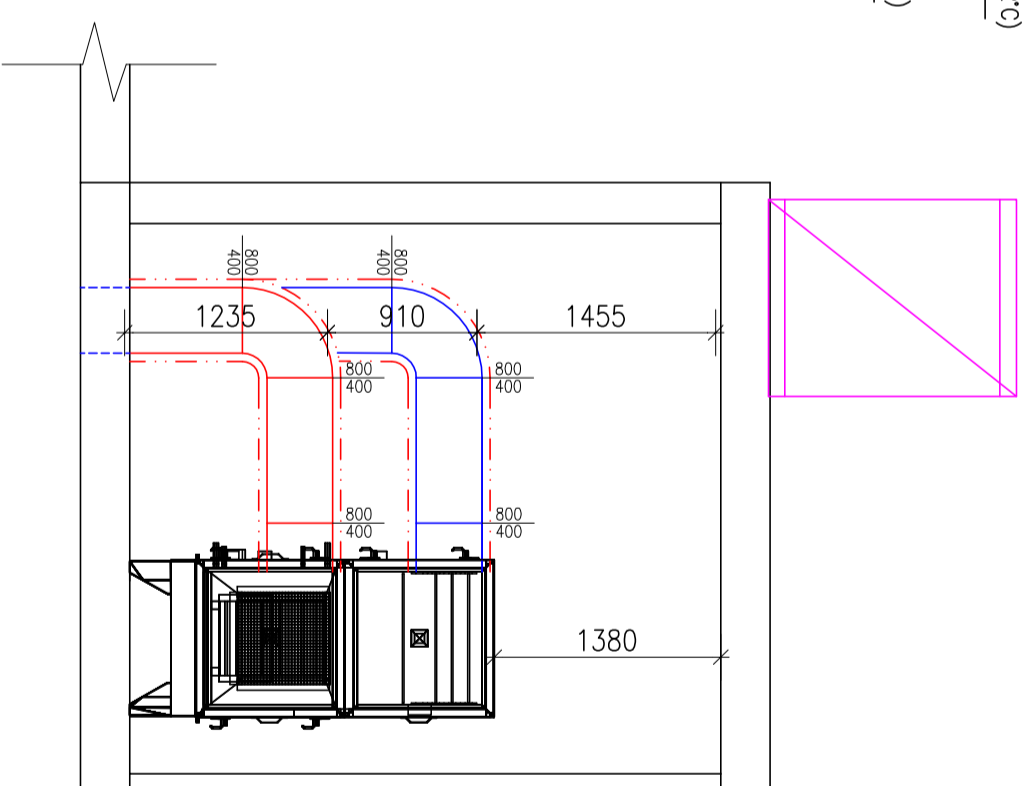
PROJEKTANT:		INVESTOR:	
Bc. ONDŘEJ GÉRYK			
VYPRACOVAL:		Č. ZAKÁZKY:	
Bc. ONDŘEJ GÉRYK			
SCHVÁLIL:		STATUS DOKUMENTACE:	
doc. Ing. ALEŠ RUBINA Ph.D.			
PROJEKT:		MĚŘITKO:	
DIPLOMOVÁ PRÁCE		1:50	
TEPELNÁ ČERPADLA		VÝKRES Č.	
VE VZDUCHOTECHNICE		5	
DOMOV DŮCHODCŮ		Č. DOKUMENTACE:	
SCHEMATICKÝ		A2	
PŮDORYS STŘECHY		DATUM:	
VARIANTA 1		2012	
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ		UZAVŘ:	
FST		CS	
FAKULTA STAVEBNÍ		POČET M:	
		4	

VARIANTA 1 – TEPELNÉ ČERPADLO “VZDUCH–VODA”

ŘEZ E–E

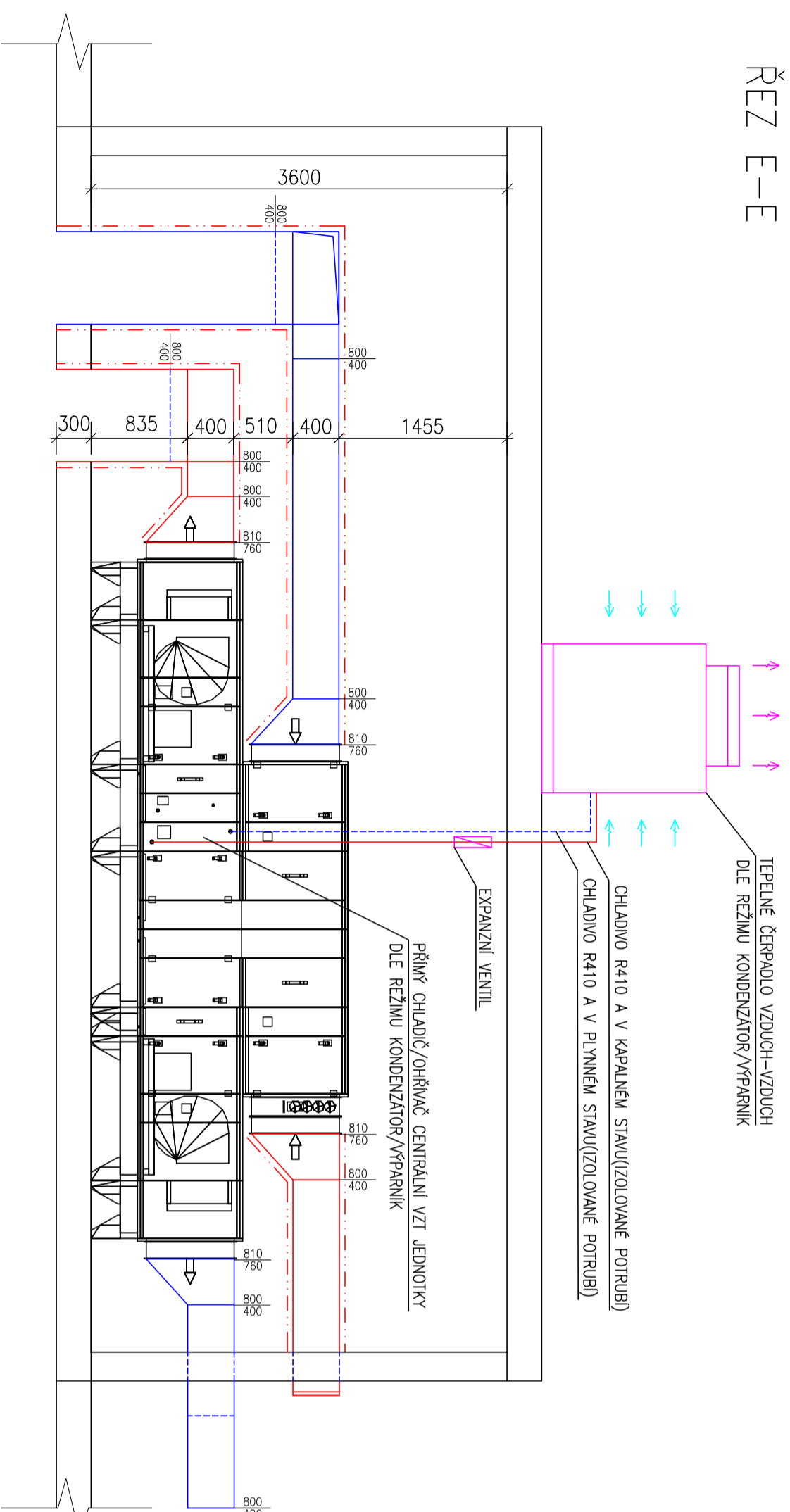


ŘEZ F–F

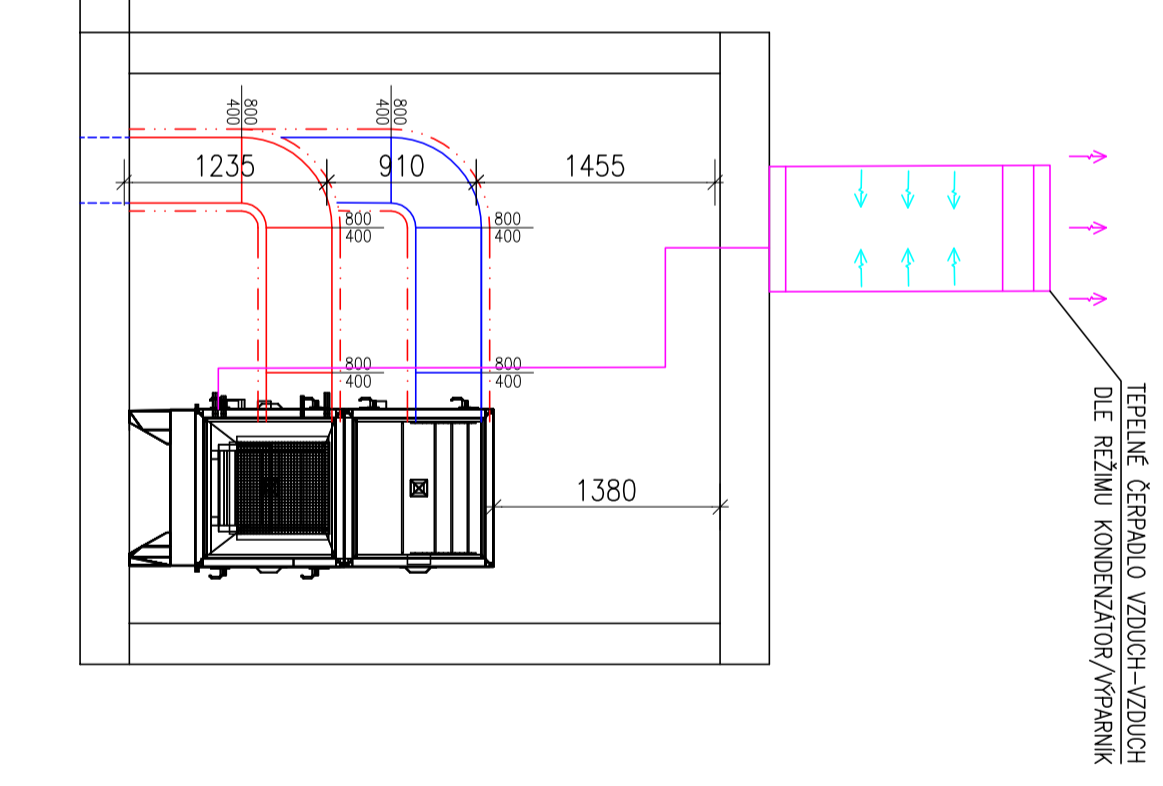


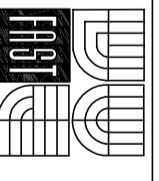
VARIANTA 2 – TEPELNÉ ČERPADLO “VZDUCH–VZDUCH”

ŘEZ E–E



ŘEZ F–F



PROJEKTANT: Bc. ONDŘEJ GÉRYK	PROJEKT: DIPLOMOVÁ PRÁCE TEPELNÁ ČERPADLA VE VZDUCHOTECHNICE	INVESTOR:
VYPRACOVAL: Bc. ONDŘEJ GÉRYK	DOMOV DŮCHODCŮ	Č. ZAKÁZKY:
SCHOVALIL: doc. Ing. ALEŠ RUBINA Ph.D.	SCHEMATICKÝ ŘEZ STROJOVNOU VZT	STATUS DOKUMENTACE:
 VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ	MĚŘÍTKO: 1:50	VYKRES. Č.
	Č. DOKUMENTACE:	2
FORMÁT: A2	DATAUM: 2012	UZAVŘ. CS
		POČET LK: 4