

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STAVEBNÍ

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV



REÁLNÁ ÚČINNOST VÝROBY TEPLA A CHLADU
ADMINISTRATIVNÍ BUDOVOVY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vypracoval:

Bc. Tomáš Havelka

Vedoucí práce:

prof. Ing. Karel Kabele, CSc.

2022/2023



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta stavební
Thákurova 7, 166 29 Praha 6



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Havelka Jméno: Tomáš Osobní číslo: 468665
Zadávací katedra: 11125 TZB
Studijní program: BUDOVY A PROSTŘEDÍ N3649
Studijní obor/specializace: BUDOVY A PROSTŘEDÍ

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Reálná účinnost výroby tepla a chladu administrativní budovy
Název diplomové práce anglicky: Real efficiency of heat and cold generation in office building
Pokyny pro vypracování:
Vypracujte studii zaměřenou na vyhodnocení provozu zdrojů tepla a chladu objektu administrativní budovy. V teoretické části proveďte rešerši používaných zdrojů pro tento typ objektu a zpracujte přehled používaných metod pro stanovení reálné účinnosti kompresorových zdrojů tepla a chladu. V praktické části zpracujte data z reálného provozu zadané administrativní budovy a vyhodnoťte účinnost za různých provozních režimů. V závěru proveďte zobecnění získaných poznatků.
Seznam doporučené literatury:
ČSN EN 14511 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru, soubor norem pro zkoušení tepelných čerpadel, ÚNMZ 2014.
Matuška, T., Šourek, B.: Výpočet ročního provozu tepelného čerpadla intervalovou metodou podle TNI 73 0351, Topenářství instalace, 2014, č. 7, str. 42–48. ISSN 1211-0906
ČSN EN 15316-4-2 Tepelné soustavy v budovách – Výpočtová metoda pro stanovení energetické potřeby a účinnosti soustavy – Část 4-2: Výroba tepla pro vytápění, tepelná čerpadla, ÚNMZ, 2011.
TNI 73 0351 – 730351 Energetické hodnocení soustav s tepelnými čerpadly – Zjednodušený výpočtový postup, ÚNMZ, 2014.
Jméno vedoucího diplomové práce: prof. Ing. Karel Kabele, CSc.
Datum zadání diplomové práce: 19.9.2022 Termín odevzdání DP v IS KOS: 9.1.2023
Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku
.....
Podpis vedoucího práce Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

.....
Datum převzetí zadání

.....
Podpis studenta(ky)



Anotace v českém jazyce

Diplomová práce se zabývá vyhodnocením skutečné efektivity výroby chladu v realizované administrativní budově v Praze. Jedná se o energeticky vysoce vyspělou budovu, s rozsáhlou sestavou geotermálních vrtů, kaskádou kompresorových jednotek a systémem aktivace betonového jádra. Vzhledem k rozsáhlému systému MaR s bohatým počtem čidel a měřících zařízení (kalorimetry, průtokoměry...), lze poměrně přesně určit reálnou efektivitu tohoto systému, po započtení veškerých potřebných energií.

Součástí diplomové práce je také popis zkoumané administrativní budovy, rešerše obvyklých zdrojů tepla a chladu pro tento typ objektu a přehled obvyklých metod určování efektivity kompresorových zdrojů tepla a chladu.

Klíčová slova

Tepelná čerpadla, kompresorové jednotky, zdroje tepla a chladu, energeticky efektivní budovy, COP, EER, SCOP, SEER, geotermální vrtné pole.

Annotation in English language

This thesis evaluates the actual efficiency of cooling an administrative building in Prague. It is a highly energy-advanced building with an extensive set of geothermal drills, a cascade of heat pumps, and a concrete core activation system. Due to the large-scale BMS (Building Management System) with many sensors and measuring devices (calorimeters, flowmeters, etc.), the actual efficiency of this system can be accurately determined after considering all the necessary energies.

The thesis also contains a description of the examined administrative building, research for the usual sources of heat and cold for this type of building, and an overview of the standard methods of determining the efficiency of heat and cold sources.

Keywords

Air conditioning,, heat pumps for space heating and cooling, process chillers with electrically driven compressors, COP, EER, SCOP, SEER, geothermal drills.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a podkladů.

V Praze dne:

Podpis:



Poděkování

Poděkovat bych chtěl především vedoucímu mé diplomové práce panu prof. Ing. Karlovi Kabelemu, CSc.. Za jeho cenné rady, připomínky a trpělivost během konzultací. Dále bych chtěl poděkovat také mé rodině, přátelům i kolegům, kteří mi byli během studia oporou.



Stručný obsah diplomové práce

A) Rešerše

- Zdroje tepla a chladu budov (str. 9)
- Metody pro energetické hodnocení soustav využívajících jako zdroj tepla a chladu kompresorové jednotky (str. 25)

B) Praktická část diplomové práce

- Popis vybrané administrativní budovy (str. 36)
- Vyhodnocení provozu zdroje tepla a chladu vybrané administrativní budovy (str. 50)



Podrobný obsah

1. Úvod	9
2. Zdroje tepla a chladu budov	9
2.1 Možnosti vytápění administrativních budov	10
2.1.1 Plynové kotelny	11
2.1.2 Centrální zásobování teplem (CZT).....	12
2.1.3 Elektrické vytápění	12
2.1.4 Kompresorová tepelná čerpadla	14
2.2 Možnosti chlazení administrativních budov	18
2.2.1 Noční provětrávání budovy	19
2.2.2 Volné chlazení (free cooling)	20
2.2.3 Kompresorové chlazení	23
2.2.4 Absorpční chladicí zařízení	23
3. Metody pro energetické hodnocení soustav využívajících jako zdroj tepla a chladu kompresorové jednotky	25
3.1 Požadavky EU na kompresorové zdroje tepla a chladu	25
3.2 Parametry pro hodnocení efektivity TČ	28
3.2.1 Topný faktor COP	28
3.2.2 Sezónní topný faktor SCOP	29
3.2.3 Chladicí faktor EER.....	32
3.2.4 Sezónní chladicí faktor SEER - dle ČSN EN 14825	33
3.3 Souhrn částí.....	35
4. Popis vybrané administrativní budovy	36
4.1 Koncept TZB vybrané budovy	37
4.1.1 Vzduchotechnika	37
4.1.2 Zdravotechnika	40
4.1.3 Vytápění a chlazení.....	40
5. Zdroj tepla a chladu vybrané budovy	42
5.1 Způsob provozu a regulace zdroje tepla a chladu	43
5.2 Popis jednotlivých zařízení a čidel	46



5.2.1	Kompresorové jednotky	46
5.2.2	Použitá čidla neelektrických veličin	48
5.2.3	Zařízení pro měření spotřeby tepla – kalorimetry, průtokoměry	49
6.	Sběr dat a jejich zpracování	50
6.1	Sběr dat	50
6.2	Zpracování dat	53
7.	Stanovení reálné efektivity zdroje při výrobě chladu.....	53
7.1	Okrajové podmínky a provozní stavy pro pozorovaný interval	54
7.1.1	Detailní provozní režimy během pozorovaného intervalu.....	54
7.1.2	Teploty na výparníku a kondenzátoru během pozorovaného intervalu.....	58
7.1.3	Vnější klimatické podmínky během pozorovaného intervalu.....	59
7.2	Naměřené hodnoty	60
7.3	Vyhodnocení	62
7.3.1	Kombinace hranic zóny 1.....	62
7.3.2	Kombinace hranic zóny 2.....	64
7.3.3	Kombinace hranic zóny 3.....	65
7.3.4	Kombinace hranic zóny 4.....	66
7.3.5	Souhrn výsledků vyhodnocení.....	67
8.	Dílčí závěr	69
9.	Seznam obrázků	71
10.	Seznam tabulek.....	72
11.	Použité zdroje	72
12.	Seznam použitého značení	75



1. Úvod

Úspora energií a hledání optimálních zdrojů tepla a chladu, se souběžným zvyšováním kvality vnitřního prostředí, je v dnešní době stále aktuálnějším tématem. S tím se pojí i rostoucí potřeba energií na provoz budov, jejichž cena se stále zvyšuje. Vzhledem k těmto skutečnostem, je třeba věnovat volbě zdroje tepla a chladu speciální pozornost a to už v prvotních návrzích budovy. Neméně důležité je rovněž pohlížet na systém vždy v širších souvislostech, protože na volbu zdroje tepla a chladu, mají zásadní vliv i uvažované koncové prvky a jejich požadovaný teplotní spád.

První, teoretická, část této diplomové práce se věnuje zdrojům tepla a chladu pro rozsáhlejší administrativní budovy obecně. Je zde popsáno, jaké možnosti zdrojů v dnešní době máme a jaké jsou jejich hlavní výhody a nevýhody. Především jsou zde popsány kompresorové jednotky, které se nyní řadí mezi nejvíce perspektivní zdroje. V této souvislosti jsou rovněž popsány metody určování jejich efektivity.

Druhá, praktická, část této diplomové práce se věnuje popisu zvolené administrativní budovy a vyhodnocení provozu zdroje tepla a chladu této budovy. Jedním z rozhodujících faktorů při volbě zdroje tepla a chladu budovy, bývá nějaká forma vyjádření efektivity tohoto zdroje. Tato efektivita, se vyjadřuje různými chladicími či topnými faktory. Tyto faktory jsou obvykle vztaženy pouze na jednotlivý zdroj, bez ohledu na koncové prvky a celkový koncept budovy, či nezapočítávají opravdu veškeré energie, které jsou pro chlazení či vytápění potřebné. Cílem práce je tedy ověřit, jaké efektivity výroby chladu je dosahováno v reálném provozu, když se započítají veškeré energie potřebné pro výrobu a distribuci tepla nebo chladu až ke koncovým prvkům. Poté lze zjistit, jakým dílem se různé zařízení na spotřebě energií pro chlazení podílejí. Dále lze tyto hodnoty naměřené v reálném provozu, porovnat s chladicími faktory, deklarovanými pro teoretický provoz a zjistit jak výrazně se mohou lišit. Pro tento výzkum byly využity data z realizované administrativní budovy v Praze. Jedná se o budovu, ve které jako zdroj tepla a chladu slouží čtveřice kompresorových jednotek. Pro odvod nebo získávání dodatečné tepelné energie jsou kompresorové jednotky napojeny na systém hlubinných vrtů a dvojici hybridních chladících věží. Jako koncové prvky zde slouží převážně sálové stropy (systém aktivace betonového jádra).

Budova je vzhledem k vysoké energetické vyspělosti a rozsáhlému množství čidel a měřících zařízení (kalorimetry, průtokoměry...) pro podobné výzkumy velmi vhodná.

2. Zdroje tepla a chladu budov

V této části jsou rozebrány běžně používané možnosti zdrojů tepla a chladu v budovách. Práce se zaměřuje na budovy podobné referenční (vyhodnocované) – tedy administrativní budovy (dále jen AB) v Praze.

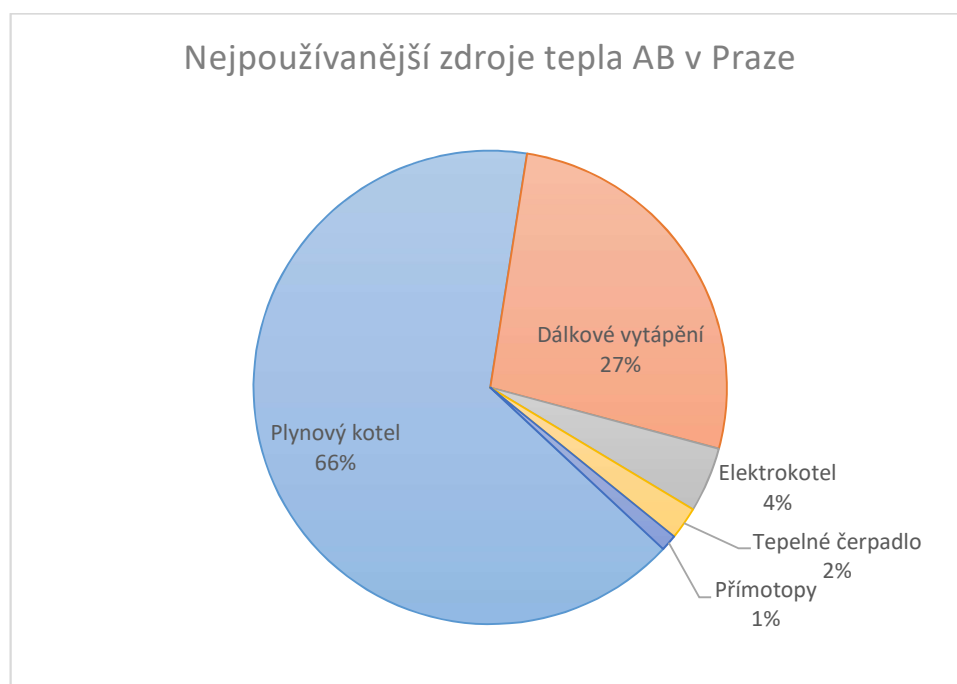
Úkolem techniky prostředí a tedy i vytápěcí techniky, je zajišťování vhodného životního prostředí v budovách, tento požadavek je formován také celospolečenskými zájmy, které zejména v poslední době nabývají na důležitosti. Mezi nejvýznamnější celospolečenská hlediska patří péče o životní prostředí. Spalování tuhých, kapalných a plyných paliv, zejména povrchového uhlí, vede ke znečišťování ovzduší a životního prostředí obecně.



Současná energetická situace plyne z ubývání zásob neobnovitelných fosilních paliv a zvyšujícího se znečištění životního prostředí. Spotřeba uhlí, ropy a zemního plynu v posledních desítkách let prudce stoupla, neboť tato paliva dosud kryjí převážnou část neustále narůstající spotřeby energie. Proto se spotřeba energií začíná regulovat (například zvyšováním cen), hledají se nová ložiska a především nové zdroje energie. Stále více se využívá zejména solární energie, ale i větrná energie, energie vodních toků apod. Světová energetická situace se samozřejmě promítá i do hospodaření s energiemi v naší republice, kde se rovněž spalování fosilních paliv intenzivně omezuje (nemluvě o vlivu aktuální politické situace, kdy je snaha oprostít se od závislosti na cizích státech). I proto je práce zaměřena primárně na kompresorové zdroje tepla a chladu (tepelná čerpadla), které při rozšíření výroby elektrické energie pomocí obnovitelných zdrojů, mají naději být výrazně ekologičtější než tradiční zdroje využívající různé druhy spalování fosilních paliv.

2.1 Možnosti vytápění administrativních budov

Dle průzkumu společnosti Golemio [5], který se věnoval energetickým vlastnostem budov hlavního města Prahy, je podíl hlavních zdrojů tepla v hlavním městě následující.



Obr. 1: Nejpoužívanější zdroje tepla administrativních budov v Praze

Z grafu je patrné, že nejvíce rozšířené jsou hlavně plynové kotelny a dálkové vytápění, zbylé zdroje tvoří pouze minoritní podíl. Lze však předpokládat, že výsledek tohoto průzkumu je částečně ovlivněn tím, že zahrnuje pouze administrativní budovy ve veřejné správě, které se často řadí mezi budovy starší (méně energeticky vyspělé). V soukromé sféře by byl podíl tepelných čerpadel pravděpodobně vyšší. Dále jsou veškeré tyto zdroje rozebrány podrobněji.

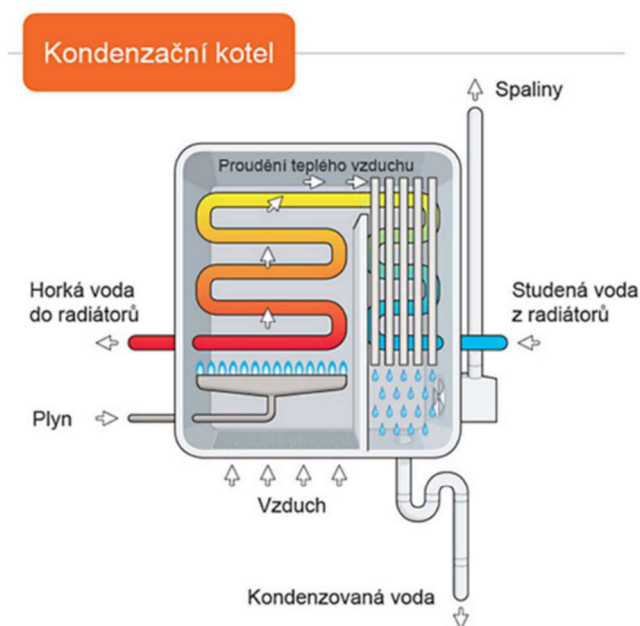


2.1.1 Plynové kotelny

Plynové kotelny jsou nejčastějším zdrojem tepla administrativních budov v Praze, jejich hlavní výhoda je vysoký komfort tohoto vytápění a poměrně nízké pořizovací náklady. V porovnání s topidly na tuhá paliva dosahují i velmi dobré účinnosti a výhřevnosti. V dnešní době tyto výhody však zastiňuje extrémně rostoucí cena plynu, která je ovlivněna i politickými problémy. Tyto konkrétní problémy mohou být sice dočasné, nemění ale nic na tom, že u neobnovitelných zdrojů energie se postupnému zvyšování cen a výpadků dodávek v budoucnosti nejspíš nevyhneme.

Kondenzační plynové kotle

Standardem u plynového vytápění jsou dnes kotle kondenzační. Jak vyplývá z názvu, tyto kotle využívají principu kondenzace vodní páry. Při spalování plynu vznikají spaliny, jejichž součástí jsou i částice vodní páry, které obsahují skupenské teplo. Tyto částice, v klasickém plynovém kotli odchází komínem pryč nevyužitě, ale v kondenzačním kotli dokáží být ještě využity. Pokud ve výměníku pomocí vratné vody dostatečně ochladíme teplotu spalin (pod rosný bod), skupenské teplo kondenzace vodní páry se uvolní. Vratná voda se předejde a kotli stačí vodu už pouze dohřát na požadovanou teplotu. Tím se sníží spotřeba plynu (zvýší účinnost kotle). Vzhledem ke kondenzaci je však důležité, aby byla zvýšená pozornost věnována antikorozi ochranně výměníku i komínové konstrukce. Kondenzační kotle mohou dosahovat účinnosti až 110 %.[6] Jedná se samozřejmě pouze o teoretickou účinnost, kdy do vložené energie nezapočítávám spalné teplo, ale jeho výhřevnost, která neobsahuje energii skupenského tepla vodní páry ve spalinách. Pokud je tato energie využita (vodní pára zkondenzuje), může být poměr výstupní energie kotle k výhřevnosti vyšší než 1 (vyšší než 100%). Obecně platí, že účinnosti vyšší než 1 dosáhnout nelze, jinak by byla řeč o „perpetuum mobile“. I v případě plynových kondenzačních kotlů bychom při započtení spalného tepla dostali vždy celkovou účinnost menší než 1. [12] Podobná analogie platí i o „účinnosti“ tepelných čerpadel, kdy započítávám pouze elektrickou energii a nezaplatněnou energii získanou z jiného vnějšího zdroje (vzduch, vrty) zanedbávám.



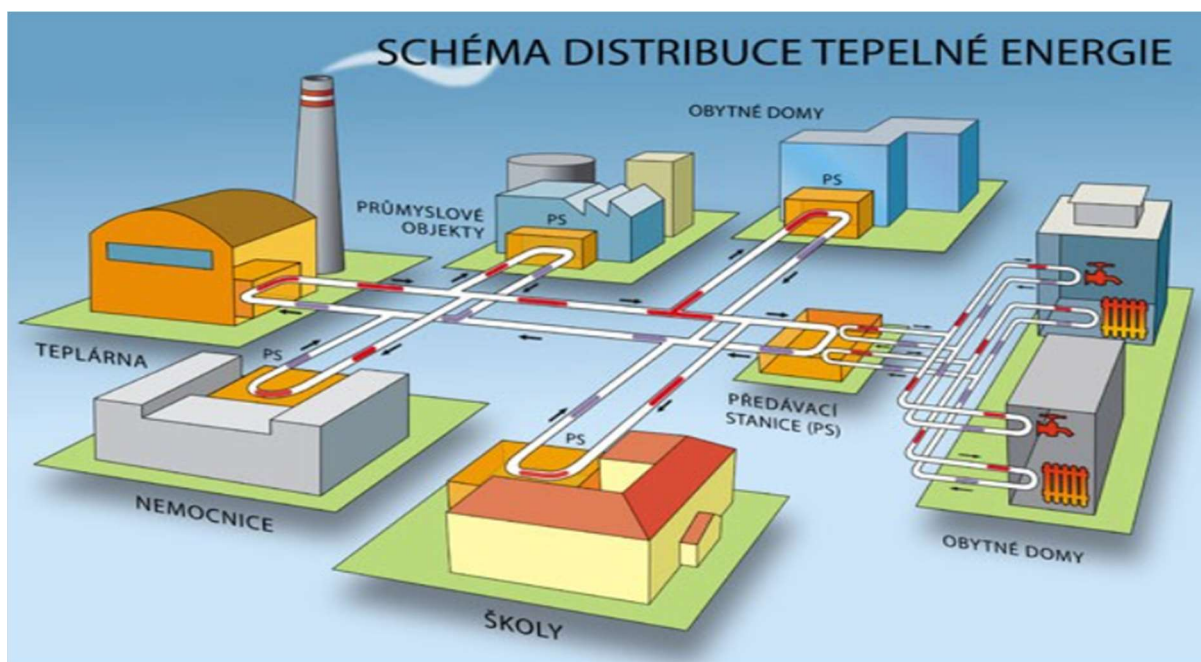
Obr. 2: Popis kondenzačního plynového kotle [7]



2.1.2 Centrální zásobování teplem (CZT)

Druhou nejvíce zastoupenou skupinou vytápění budov v referenční kategorii, je centrální zásobování teplem (zkráceně CZT), známé také jako dálkové vytápění. V soustavách centralizovaného zásobování teplem je tepelná energie potřebná pro vytápění, ohřev teplé vody, provoz vzduchotechnických a dalších zařízení, dodávána z jediného centrálního zdroje tepla společného pro několik budov, pro sídliště nebo i pro celá města. Je-li možno teplonosnou látku zdroje tepla použít přímo (např. u teplovodních sítí), odpadají předávací stanice. Většinou je však nutno předávací stanice budovat. Zpravidla je v nich i zařízení přípravy teplé vody a další zařízení potřebné k provozu napojených budov. [8]

Mezi hlavní výhody tepla z tepláren se řadí to, že se minimalizují náklady na údržbu vlastního zařízení, s čím se pojí také velký uživatelský komfort. Dále zde bývá vysoká spolehlivost systému, bezpečnost a v neposlední řadě menší znečištění ovzduší v porovnání s lokálními kotelny. Nevýhody plynou z toho, že zdroj tepla není ve vlastnictví uživatelů, tudíž není tak jednoduché ovlivnit například začátek topné sezóny a ostatní fungování zdroje. Nevýhodou může být také skutečnost, že finální cena tepla je ovlivněna dalším prostředníkem, to už ale záleží na tom, o jaký zdroj tepla se přesně jedná.



Obr. 3: Schéma distribuce tepelné energie [9]

2.1.3 Elektrické vytápění

Elektrické vytápění bylo u pražských administrativních budov využíváno především v oblastech mimo centralizované zásobování teplem a mimo oblasti zásobované plynem.

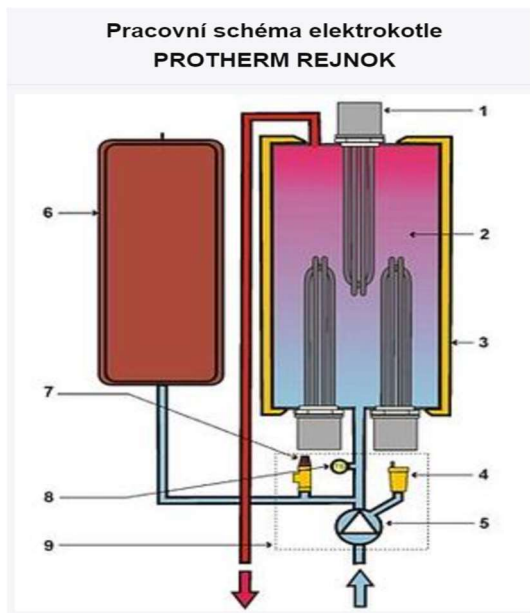
Základní výhodou elektrického vytápění je bezobslužný a vysoce hygienický provoz. Mezi další výhody se řadí malé rozměry i hmotnost těchto systémů a žádné spaliny během provozu, odpadá tedy nutnost řešit jejich odvod.

Hlavní nevýhodou je jednoznačně, vzhledem k drahé elektrické energii, cena provozu.



Elektrokotle

Jedná se o elektrické vytápění, které se napojuje na klasickou teplovodní otopnou soustavu. Dříve bylo běžné, obzvláště v lokalitách, kde bylo nežádoucí zhoršování ovzduší, že elektrokotel nahrazoval zastaralé kotle na tuhá paliva (většinou kotle na uhlí). Oproti například přímotopnému elektrickému vytápění je zde možnost využít akumulaci energie (zásobník topné vody), tato volba může umožnit více čerpat levný tarif elektřiny nebo lépe využít solární energii.



1. Topná spirála
2. Nádobavýměník
3. Izolace
4. Odvzdušňovací ventil
5. Čerpadlo
6. Expanzní nádoba
7. Pojistný ventil
8. Snímač tlaku
9. Integrovaný hydraulický blok

Obr. 4: Schéma elektrokotle [10]

Elektrické přímotopy

Většinou se jedná o desková otopná tělesa, která nevyžadují žádnou otopnou soustavu. K provozu potřebují jen připojení na elektrickou síť. Hlavní výhody jsou velmi nízké pořizovací náklady, vysoce komfortní a snadný provoz a v zásadě okamžitý zátop. Nevýhodou zůstávají vysoké provozní náklady.



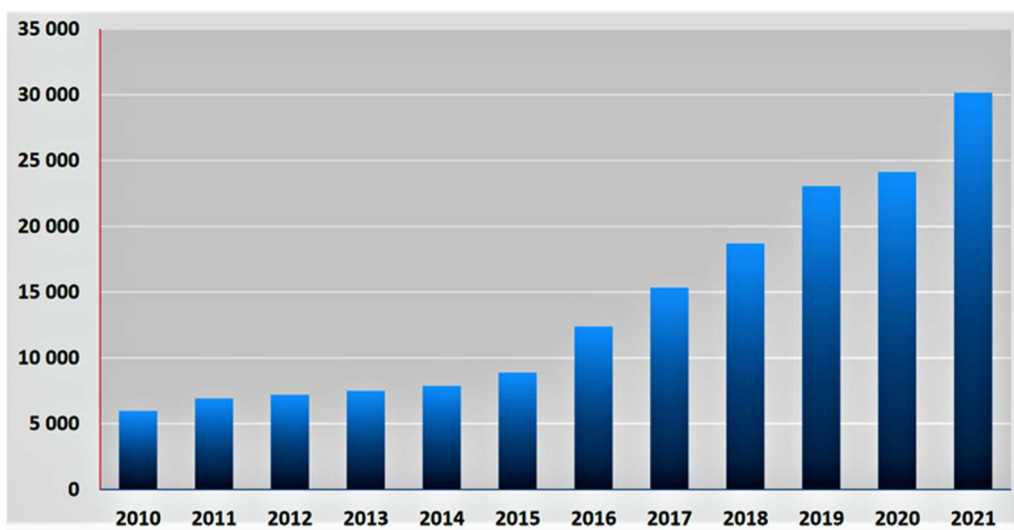
Obr. 5: Elektrický přímotop [11]



2.1.4 Kompresorová tepelná čerpadla

Této kategorii se práce věnuje podrobněji, jedná se totiž o typ zdroje, ke kterému se vztahuje praktická část diplomové práce. Kompresorová tepelná čerpadla jsou zařízení, schopná odnímat teplo z teplotné látky (vzduch, voda či země) s nízkopotenciální teplotou na primární straně a převádět ho do jiné teplotné látky s vyšší teplotou (voda nebo vzduch) na sekundární straně. Tuto látku je pak možné použít k vytápění. V případě obráceného chodu princip funguje analogicky pro chlazení. Aby došlo k transportu energie z látky o nižší teplotě do látky s teplotou vyšší, tedy opačně než se tomu děje samovolně, je nutné dodat energii, která tento proces umožní. Nejčastěji se jedná o elektrickou, která pohání kompresor v tepelném čerpadle. Od rozdílu teplot, které je nutné překonat, teploty primární látky a konstrukce tepelného čerpadla se pak odvíjí topný (či chladičí) faktor. Ten udává poměr mezi získanou tepelnou energií a pomocnou energií, kterou bylo nutné tepelnému čerpadlu dodat.[14]

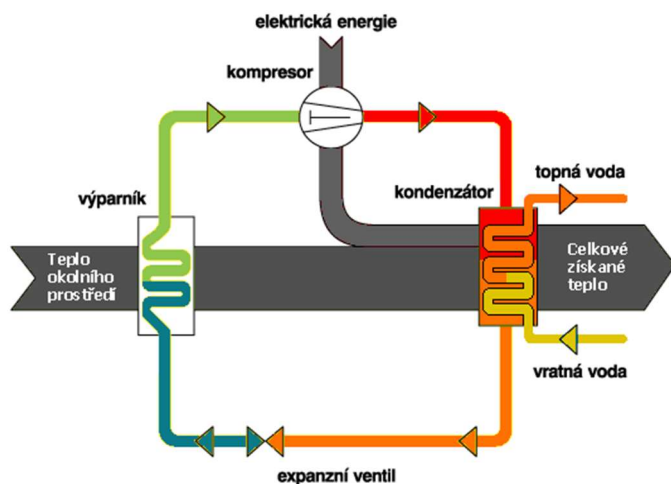
Tato zařízení se těší stále větší oblibě a to z pochopitelných důvodů. Jedná se o zdroj, který dokáže velmi efektivně vytvářet nejen teplo, ale v letním období může být použit i k výrobě chladu (maření tepla). Rostoucí zájem je patrný i z následujícího grafu prodaných tepelných čerpadel na našem trhu (obr.6). Meziroční srovnání let 2020 a 2021 ukazuje nárůst prodeje téměř o 25%.



Obr. 6: Roční dodávka tepelných čerpadel na český trh celkem [13]

Princip kompresorového tepelného čerpadla

Princip jeho funkce je v zásadě jednoduchý. Kompresor stlačí ochlazené páry pracovní látky (dále jen chladiva) a tím se páry chladiva zahřejí, toto teplo se poté v kondenzátoru předá do topné vody a tím dojde k ochlazení a zkapalnění. Zkapalněné chladivo se poté vrací do expanzního ventilu, kde dochází k prudkému poklesu tlaku, to má za následek výrazné ochlazení chladiva. Protože má chladivo v tuto chvíli velmi nízkou teplotu, dojde ve výparníku k ohřátí o teplo okolního prostředí (vzduch nebo voda dle typu TČ). Páry ohřáté o toto teplo jsou následovně přiváděny opět do kompresoru a cyklus se opakuje. Princip této funkce je znázorněn na následujícím obrázku (obr.7).



Obr. 7: Princip funkce kompresorového tepelného čerpadla [15]

Nejvhodnější teplota primární látky, ze které je odebírána nízkopotenciální energie, je +10 až +25 °C. Při těchto teplotách je teplota chladiva ve výparníku přibližně 0 až 15 °C. Při nižších teplotách primární látky se musí snížit i teplota ve výparníku, topný faktor se zmenšuje a zařízení se stává méně hospodárným. Je-li primární látkou voda, nemůže být ochlazována na nižší teplotu než 1 °C, aby nedošlo k zamrznutí. Je-li primární látkou vzduch a klesne-li jeho teplota pod +8 °C, dochází na výparníku k vytváření jínovatky, neboť teplota chladiva je již podnulová. Tepelné čerpadlo pak musí být vybaveno reverzačním zařízením, které umožní na určitou dobu vést teplé chladivo do výparníku a tím odstranit námrazu.

Teplota chladiva v kondenzátoru u menších čerpadel běžně nepřesahuje 55 °C. Při vyšších teplotách by se opět zhoršoval topný faktor, tlaky i teploty za kompresorem by byly vysoké. Z toho vyplývá, že na zdroje tepla s tepelnými čerpadly je vhodné napojovat nízkoteplotní otopné soustavy. [16]

Členění kompresorových tepelných čerpadel

Kompresorová tepelná čerpadla jsou dále nejběžněji členěna dle zdroje energie, odkud TČ energii čerpá a kam ji dále předává. Rozlišujeme základní čtyři typy tepelných čerpadel:

- vzduch – vzduch
- vzduch – voda
- země – voda
- voda – voda

Vzduch – vzduch:

Typickým zástupcem této kategorie je klasická chladicí split jednotka. Výhodou je jednoduchá montáž (bez potřeby teplovodní soustavy), přijatelná cena a možnost využívat, především v přechodných obdobích (jaro, podzim), i na přitápění. Některé výrobky zvládají s poměrně



dobrou efektivitou i vytápění během zimního období. V moderních domech s malou tepelnou ztrátou, může být toto řešení poměrně výhodné.



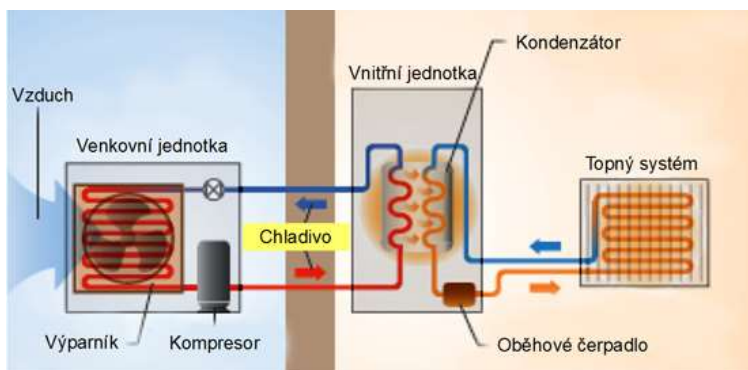
Obr. 8: TČ vzduch-vzduch [17]

Vzduch – voda:

Jednoznačně nejrozšířenější typ TČ pro vytápění na tuzemském trhu. Nejčastěji lze vidět dvě základní varianty, split a monoblok. Split je chladicí okruh tepelného čerpadla tvořený vnitřní (kondenzátor) a vnější (výparník) jednotkou, vzájemně propojených chladivovým okruhem. V případě provedení monoblok, je veškerá technologie tepelného čerpadla pouze ve vnější jednotce, do které je z objektu přivedeno potrubí s otopnou vodou.

Tento systém je oblíbený pro poměrně snadnou montáž či případnou výměnu za stávající zdroj tepla. Navíc dosahuje velmi dobré efektivity výroby tepla i chladu. Pro pokrytí extrémně chladných dnů, kdy provoz tepelného čerpadla přestává být hospodárný, je vhodné tyto systémy vybavit náhradním zdrojem tepla, například elektrokotlem. Je běžné, že elektrokotel je integrován už v samotné jednotce tepelného čerpadla.

Poměrně častý problém, plynoucí z uživatelské neznalosti, nastává při výměně tradičního zdroje tepla (plynového kotle, uhelného kotle,...) pracujícího s vysokým teplotním spádem (cca nad 60°C) za tepelné čerpadlo, bez úpravy otopné soustavy či snížení tepelných ztrát objektu. Jak bylo zmíněno výše, při požadavku na vyšší teplotu výstupní topné vody se topný faktor snižuje a provoz tepelného čerpadla se může rapidně prodražit. U velkoplošných (nízkoteplotních) soustav lze dosáhnout (podle ročního období) topného faktoru 3,5 až 5,8 neboli z 1 kWh elektrické energie pro pohon kompresoru lze získat 3,5 až 5,8 kWh tepla k vytápění. U otopných soustav s vyššími pracovními teplotami (55 až 65 °C) tato hodnota klesá na přibližně 2,2 až 3,8. [16]



Obr. 9: TČ vzduch-voda schéma [18]



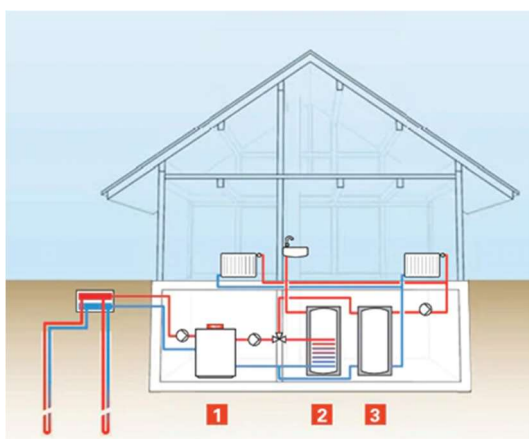
Obr. 10: TČ vzduch-voda [18]

Země – voda:

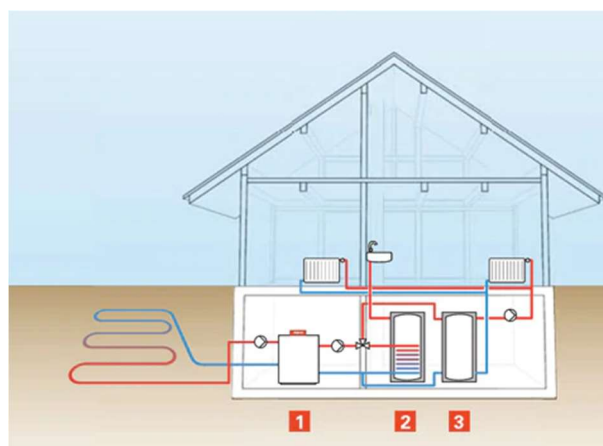
Tepelné čerpadlo využívající energetický potenciál půdy pomocí svislých vrtů nebo plošného zemního kolektoru. Zemní teplo ohřeje kapalinu v potrubí a ta proudí do výměníku (výparníku) tepelného čerpadla. V něm už probíhá klasický cyklus, kdy se teplo předá chladivu vnitřního okruhu, to je stlačeno kompresorem, znásobí jeho teplotu a energie je předána do topné vody. Vnější okruh odebírající teplo ze země bývá naplněn glykolovou nemrznoucí směsí, aby nenastalo zamrznutí média při přílišném odebírání tepla.

Mezi hlavní výhody tohoto systému patří vysoká stabilita zemního podlaží, kdy i v případech, že jsou venku extrémní minusové teploty a tepelné čerpadla vzduch-vzduch už by nebyly efektivní, dokáží tepelná čerpadla využívající teplo ze země stále vysoce efektivně fungovat. Stablní teplota zeminy se dobře uplatní rovněž v extrémních vedrech, v přechodných obdobích lze případně uplatňovat i volné chlazení bez použití kompresorové jednotky. Oproti TČ vzduch-vzduch mají tyto systémy také výrazně tišší chod (absence ventilátoru vnější jednotky).

Hlavní nevýhoda jsou počáteční náklady, především v případě vrtů. V případě kolektorů je zde navíc potřeba velkého pozemku, kde je poté omezena další výstavba. U poddimenzovaných vrtů či kolektorů nebo při přílišném odběru tepla navíc hrozí, že se okolní zemina nestíhá regenerovat, dochází k prudkému snížení teploty zeminy a tím se výrazně zhoršuje topný výkon systému.



Obr. 11: TČ země-voda vrtů [19]

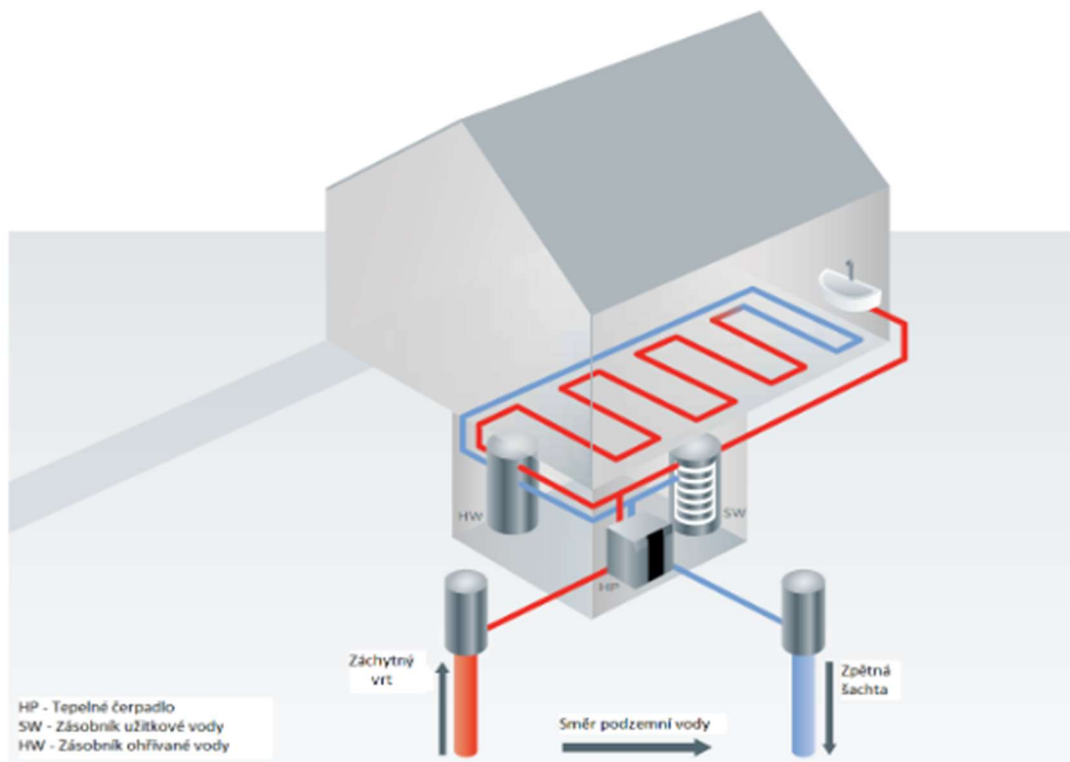


Obr. 12: TČ země-voda kolektor [19]



Voda – voda:

V tomto případě slouží jako zdroj tepla spodní voda. Nejrozšířenější je odběr ze studny na vlastním pozemku. Pro toto řešení je třeba mít studny dvě, jedna slouží jako čerpací, druhá jako vsakovací. Přes výparník je voda z jedné studny přečerpávána do druhé a přitom je z ní odebíráno teplo. Vzhledem k náročnosti na podmínky a údržbu se u nás tento systém v podstatě nevyužívá. Využívat vodu z řek či rybníků je v ČR zakázáno zákonem.[20]

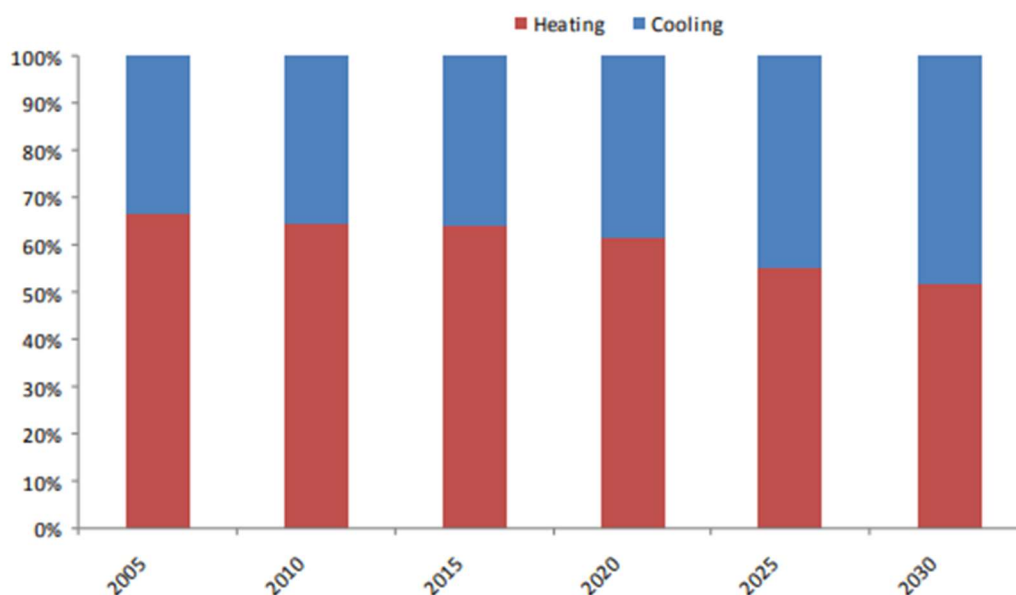


Obr. 13: TČ voda-voda [21]

2.2 Možnosti chlazení administrativních budov

Dostatečné a dobře fungující chlazení bývá obzvláště u moderních administrativních budov často větší problém než vytápění, zejména vlivem obliby rozsáhlého prosklení („architektura skleníku“), kdy se ne vždy myslí na dostatečné stínění. Je tedy důležité zmínit, že pro optimální vnitřní prostředí administrativní budovy je vhodné dostatečně eliminovat nadměrné solární zisky, ideálně už v samotném návrhu budovy. Jedná se například o dobře fungující žaluzie, slunolamy, markýzy, vhodnou orientaci oken a místností ke světovým stranám atd. Až když jsou tyto požadavky v rámci možností zajištěny, lze se zaměřit na další formy chlazení, od nočního provětrávání nebo volného chlazení až po strojní chlazení.

V následujícím grafu (obr.14), vytvořeném výzkumným centrem Evropské unie pro energetiku a dopravu, lze zřetelně vidět zmíněný měnící se poměr mezi potřebou tepla (heating) a chladu (cooling) v moderních budovách, včetně předpokládaného vývoje do budoucna.



Obr. 14: Vývoj potřeby tepla a chladu ve veřejných budovách evropské unie [22]

V našich podmínkách můžou být použity pro chlazení administrativních budov zejména tyto systémy (případně jejich kombinace):

- noční provětrávání
- volné chlazení (freecooling)
- kompresorové chlazení
- absorpční chladicí zařízení

Tyto možnosti budou podrobněji rozebrány níže.

2.2.1 Noční provětrávání budovy

Nejjednodušší a přitom velice efektivní způsob chlazení budov. Spočívá v tom, že využívám akumulaci schopnosti hmoty budovy pro odvod tepelné zátěže a poklesu teploty v nočních hodinách. V kombinaci s dostatečným provětráním objektu během noci, lze dosáhnout efektivního odvodu tepelné zátěže. [23]

Zjednodušeně tento systém funguje následovně. Přes den se v budově veškeré konstrukce vlivem solárních i ostatních zisků ohřívají. Aby se toto naakumulované teplo odvedlo, umožní se přes noc skrz celou budovu proudění chladného nočního vzduchu. Tím se odvede naakumulované teplo a navíc se budova předchladí. Díky tomu je schopna odvádět teplo i v průběhu dalšího dne.

Pro správnou funkčnost tohoto řešení jsou nutné následující předpoklady:

- dostatečné akumulaci vlastnosti budovy
- dobrá provětratelnost budovy
- větrací otvory chráněné proti vlivům počasí i vniknutí nechtěných osob či jiných živočichů

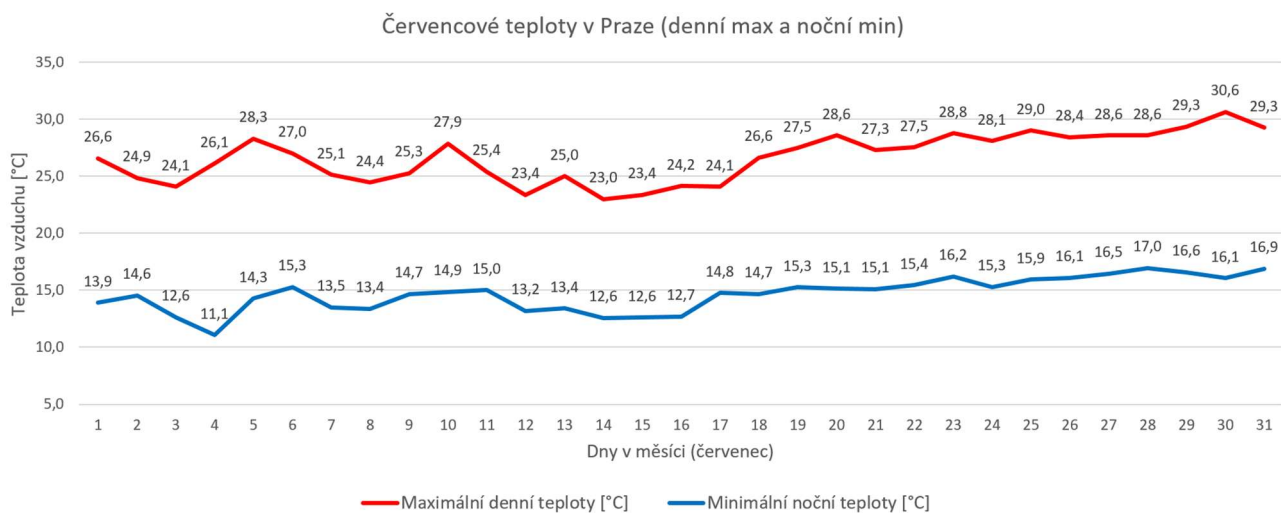


- nízká noční teplota vnějšího vzduchu
- minimální zakrytí hmoty s dobrými akumulacími vlastnostmi (lepší volit např. pohledový beton než zakrytí podhledem atd.) – je nutné umožnit vzduchu proudit kolem těchto konstrukcí

Jak lze vidět na následujícím grafu (obr.15), kde jsou uvedeny průměrné maximální denní a minimální noční červencové teploty za roky 2016 – 2020, z hlediska teploty vzduchu jsou v ČR pro tento způsob chlazení příznivé podmínky. Zatímco maximální denní teploty se pohybují často přes 25°C, minimální noční málokdy vystoupí nad 15°C. Průměrný rozdíl těchto teplot činí dokonce 12°C.[24] Možné je přirozené i nucené noční větrání, záleží na možnostech budovy.

Přirozené větrání má sice výhodu, že nepotřebuje k provozu elektrickou energii, ale aby jeho funkce byla správná, musí k tomu být přizpůsobena celá koncepce budovy tak, aby byla možná efektivní aerace. To v praxi znamená větší nároky na velikost větracích otvorů. Hlavní výhoda je především v energetické nenáročnosti systému. Nevyžaduje nejen žádnou elektrickou energii pro provoz, ale ani žádné složité zařízení obecně. To z něj činí jeden z mála systémů, který má opravdu zcela minimální negativní vliv na životní prostředí. Nevýhodou může být obtížné garantování dostatečného ochlazení budovy, používá se tedy převážně pouze jako doplňkový systém k strojnímu chlazení.

Nucené větrání vyžaduje ke svému provozu ventilátory, na druhou stranu jsou zde nižší nároky na uzpůsobení budovy pro tento systém a rovněž stačí menší větrací otvory. U nočního chlazení nuceným větráním je také třeba ověřit efektivitu systému, u špatného návrhu by provoz ventilátorů mohl být energeticky méně výhodný, tedy dražší, než strojní chlazení.



Obr. 15: Červencové teploty v Praze (Praha Libuš, červenec, 2016 – 2021)[24]

2.2.2 Volné chlazení (free cooling)

Tento systém chlazení využívá nízké teploty okolního prostředí bez použití kompresorové jednotky. Hlavním přínosem tohoto chlazení je nízká energetická náročnost, ke svému provozu využívá pouze ventilátory (případně oběhová čerpadla). Nevýhodou může být to, že sám o sobě

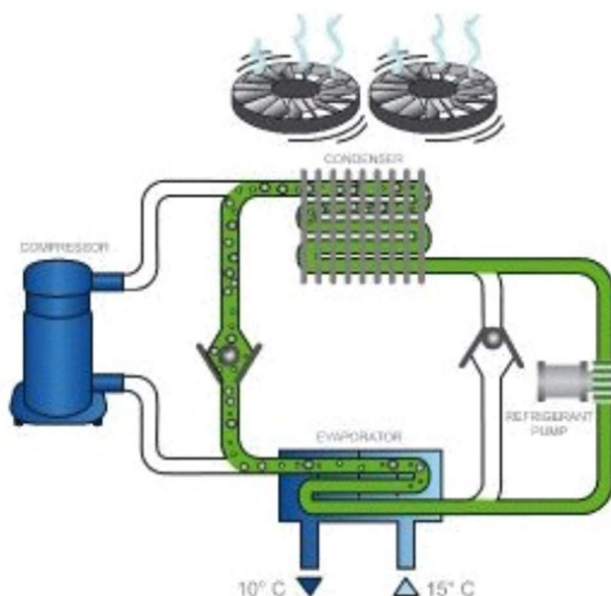


nedokáže celoročně vytvářet vysokopotenciální chlad. Z toho důvodu je vhodný hlavně pro objekty, kde je nutné chladit celoročně, ale kde není vyžadována příliš nízká teplota chladicí kapaliny (průmysl, serverovny). V případě že volné chlazení není celoročně dostačující, lze jej efektivně zkombinovat s chlazením kompresorovým. Právě tyto kombinace lze vidět i v moderních administrativních budovách, kde zejména během přechodných období dokážou výrazně zvýšit energetickou efektivitu chladicích systémů.

Běžně lze vidět následující tři typy kombinace freecoolingu s kompresorovým chlazením:

Přímý freecooling chladičem

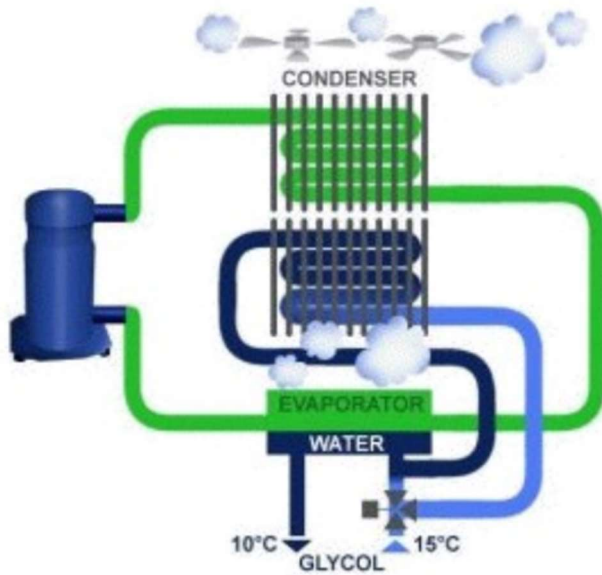
Jedná se pouze o doplnění bypassu kompresoru, bypassu expanzního ventilu a přidání oběhového čerpadla. Výhodou tohoto řešení je minimální nárůst rozměrů systému a snadná regulace výkonu. Nevýhodou je nemožnost provozovat freecooling a kompresorové chlazení současně. Z toho plyne, že freecooling může být použit až ve chvíli, kdy venkovní podmínky umožní pokrýt veškeré požadavky na chlad. [25]



Obr. 16: Přímý freecooling chladičem[25]

Freecooling vestavěný do jednotky

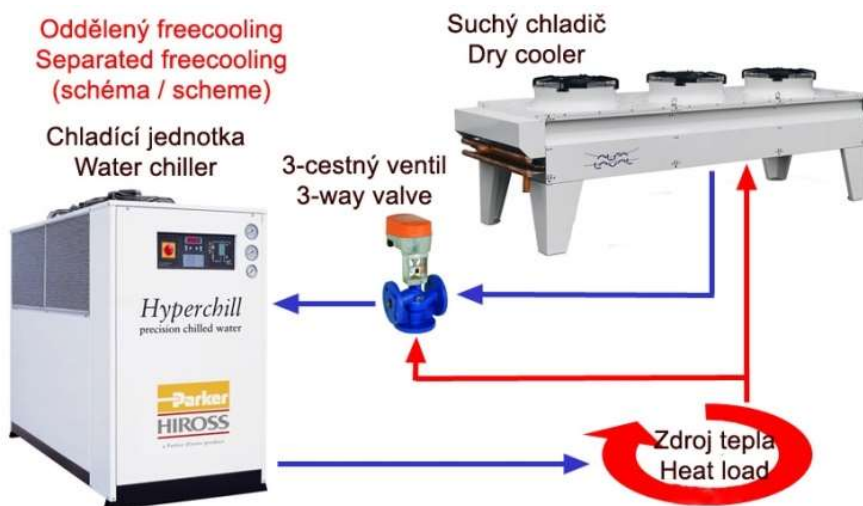
Před kondenzátor je doplněn další výměník, kde se při příznivých podmínkách předchladí vratné potrubí chladicího média a poté se na výparníku pouze dochladí. Výhodou je jako u předchozího systému hlavně minimální nárůst rozměrů, navíc zde lze součinně používat kompresorové a volné chlazení. Nevýhodou je vysoká energetická náročnost provozu ventilátorů, které mají vlivem dvou výměníků větší tlakovou ztrátu, to je navíc umocněno obtížnou regulací ventilátorů. Zatímco strojní chlazení vyžaduje při nízkých teplotách snížený průtok vzduchu přes výměník, freecooling by vyžadoval maximální výkon ventilátorů. Tyto protichůdné požadavky způsobují při souběžném chlazení malý výkon freecoolingu a tudíž i malou efektivitu. [25]



Obr. 17: Freecooling vestavěný do jednotky[25]

Oddělený freecooling

Kompresorové chlazení i freecooling mají vlastní samostatnou jednotku. Propojené jsou pouze ochlazovaným médiem a systémem MaR. Ochlazované médium se nejprve předchladí (při dobrých podmínkách zcela ochladí) v jednotce freecoolingu a teprve poté vstupuje do jednotky kompresorového chlazení, kde se případně dochladí na požadovanou teplotu. Hlavní nevýhodou jsou větší rozměry tohoto systému proti předchozím. Mezi výhody se řadí optimální regulace ventilátorů každé jednotky zvlášť a z toho plynoucí vysoká efektivita při souběžném fungování obou jednotek. Navíc lze tímto způsobem doplnit freecooling i na některé stávající kompresorové jednotky.



Obr. 18: Oddělený freecooling [26]



2.2.3 Kompresorové chlazení

Kompresorové jednotky byly podrobněji probrány už v části „2.1.5 Kompresorová tepelná čerpadla“. Členění i kompresorový cyklus kompresorových jednotek je obdobný pro chlazení i vytápění. Zde jsou tedy pouze doplněny rozdíly mezi využitím pouze pro chlazení a využitím pro chlazení i vytápění. Protože každé chladicí zařízení může být využíváno i jako tepelné čerpadlo. Chladicí zařízení se konstrukčně nemění, je pouze jinak využíváno. S tím souvisí i to, že teplotní úroveň varu a kondenzace chladiva musí být pro potřeby vytápění posunuty k vyšším hodnotám. Obvykle se požaduje, aby získávané teplo mělo úroveň alespoň 40 až 50 °C, takže teplota kondenzace musí být ještě o příslušný rozdíl teplot, potřebný pro přenos tepla vyšší. Střední rozdíl teplot v kondenzátoru se volí na základě ekonomického výpočtu. Bývá v rozmezí 5 až 10 K.[27]

Na obrázku níže (obr.19) lze vidět tradiční vzduchem chlazenou chladicí jednotku s možností vytápění i chlazení.



Obr. 19: Vzduchem chlazená chladicí jednotka [28]

2.2.4 Absorpční chladicí zařízení

Absorpční tepelná čerpadla jsou dalším zástupcem chladicích zařízení. Tato tepelná čerpadla slouží zpravidla primárně k chlazení, obzvláště v objektech s velkými přebytky tepla (případně s možností velmi levné výroby tepla). U občanských a obytných staveb je možné najít toto řešení především v souvislosti s centrálním zásobováním teplem. Některé teplárny dokázaly nabídnout přes léto velice výhodnou cenu tepla a tím se tento způsob chlazení stával efektivní. U administrativních budov toto řešení nikdy nebylo příliš časté a v dnešní době, patrně vlivem stoupající oblíbenosti kompresorových jednotek a optimalizací veškerých provozů tak, aby se přebytky tepla omezovali na minimum, lze tento systém u novostaveb vidět ještě výjimečněji.

Princip absorpčních tepelných čerpadel

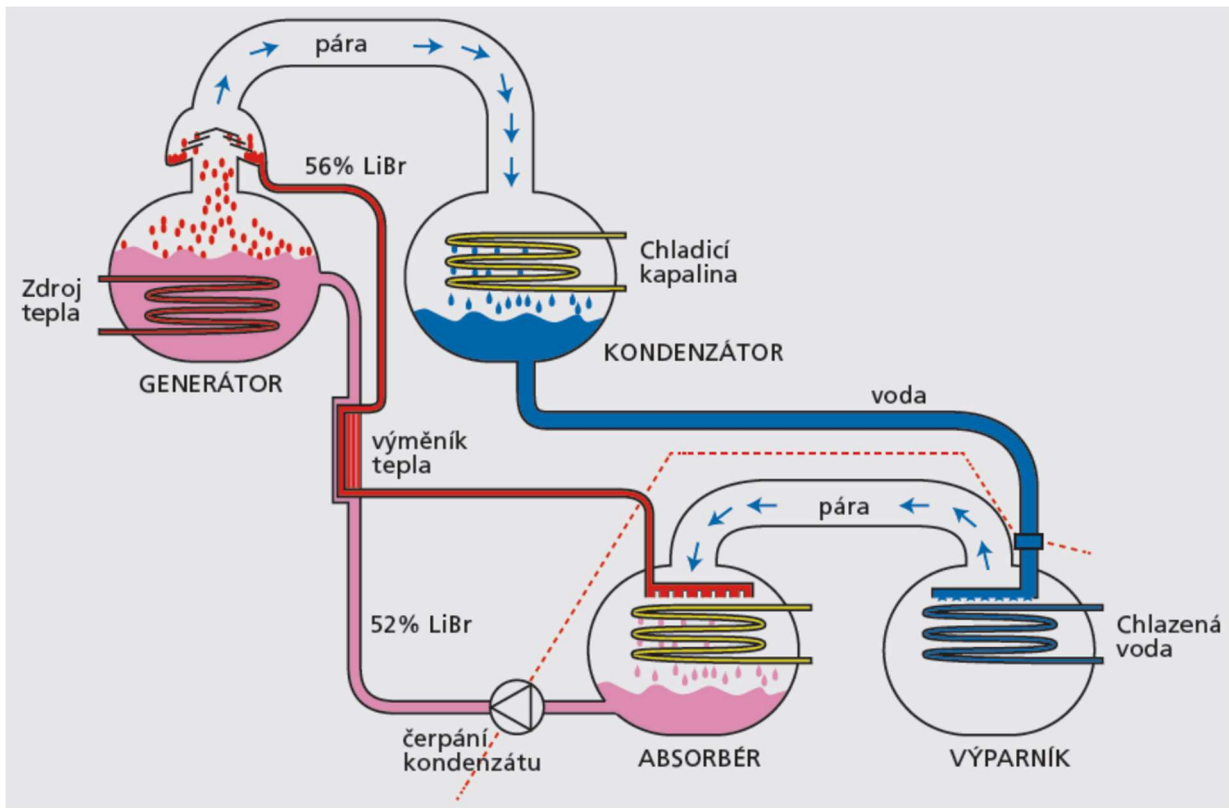
U těchto TČ, podobně jako u absorpčních chladniček, je kompresor nahrazen absorbérem, ve kterém je kapalina, která pohlcuje páry přicházející z výparníku. Z kapaliny je nutno odvádět absorpční teplo q_a . Kapalina obohacená chladivem je dopravována do vypuzovače (výparníku), kde se přívodem otopného tepla stejně velkého jako absorpční teplo ($q = q_a$) ohřívá na vyšší teplotní úroveň. Přitom klesá její absorpční schopnost a z roztoku se vypuzují páry chladiva.



Uvolněné páry chladiva, které mají vysokou teplotu i tlak, proudí do kondenzátoru, kde odevzdají teplo q_o . Přeš škrticí ventil proudí chladivo opět do výparníku, kde od primární látky přijímá teplo ($q_p = q_o$). Zanedbáme-li malý výkon čerpadla kondenzátu, pak pro topný faktor platí vztah:

$$\varepsilon = \frac{q_o + q_a}{q} = \frac{q_p + q_a}{q_a}$$

Výhodou absorpčních TČ je, že pro dodání tepla je možno použít jiné energie než elektrické, o jejíž vysoké ceně již bylo hovořeno. Další výhodou TČ je, že pracují nehlukně.



Obr. 19: Schéma absorpčního tepelného čerpadla [29]



3. Metody pro energetické hodnocení soustav využívajících jako zdroj tepla a chladu kompresorové jednotky

Pro kompresorové zdroje tepla a chladu se v posledních letech objevuje stále více hodnotících parametrů, které nepřebornými způsoby vzájemně porovnávají jejich energetickou efektivitu. Tyto metodiky a parametry jsou vesměs podobné, základní rozdíl bývá v procentech zátěže jednotek během daného časového intervalu, to plyne z klimatických podmínek území. Další odlišnost parametrů je v hranicích soustavy, kdy se hodnotí buďto kompresorová jednotka jako samostatný produkt při definovaných konstantních podmínkách, nebo je snaha o nasimulování reálného provozu započtením různých koeficientů dle návrhových podmínek v dané lokalitě, s přihlédnutím i na požadavky systému, do kterého bude jednotka umístěna. Vzhledem k množství těchto metod a parametrů, je tato práce omezena na vybrané parametry, které jsou v tuzemských podmínkách nejvíce zaběhlé. Ty jsou značně ovlivněny požadavky Evropské unie v rámci takzvaného ekodesignu, který je charakterizován souborem parametrů (obzvláště v souvislosti s energetickou účinností), jejichž hodnoty musí být dodavatelem dodrženy při uvedení daného zařízení na trh Evropské unie.[32]

Do této skupiny se řadí především tyto parametry:

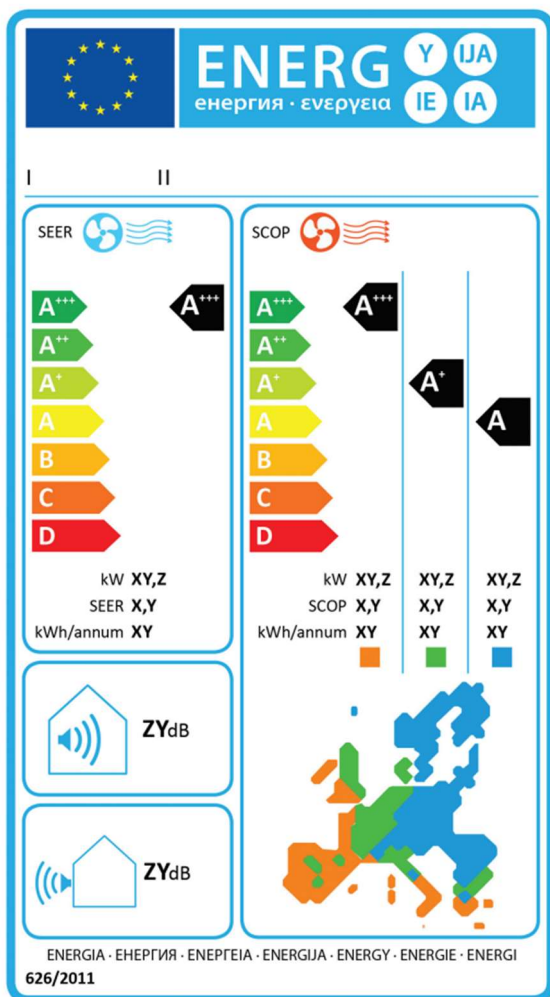
- COP – topný faktor (*coefficient of performance*)
- SCOP – sezónní topný faktor (*seasonal coefficient of performance*)
- EER – chladicí faktor (*energy efficiency rating*)
- SEER – sezónní chladicí faktor (*seasonal energy efficiency rating*)

Souvislost těchto parametrů s požadavky EU a parametry samotné jsou rozebrány níže.

3.1 Požadavky EU na kompresorové zdroje tepla a chladu

Jedná se totiž současně o parametry, které musí být dle nařízení Evropské unie, v podobě energetického štítku, uváděny na veškerých reverzibilních klimatizátorech na evropském trhu. Energetický štítek slouží zákazníkovi k vytvoření okamžité představy o přibližné energetické efektivitě daného výrobku. Rovněž umožňuje jednoduše stanovovat jisté standardy energetické efektivitě. Energetický štítek tvoří spravedlivý hodnotící parametr díky přesně definovaným okrajovým podmínkám, za kterých mají být parametry energetického štítku určovány. Dále a převodem těchto, pro neodbornou veřejnost nesrozumitelných parametrů na stupnici tříd energetické efektivitě od „A“ po „G“. „A“ reprezentuje energeticky nejefektivnější zařízení, „G“ nejméně efektivní zařízení. Tato zjednodušená stupnice je, vzhledem k pokroku technického vývoje a zvýšeným požadavkům na ekologičnost výrobků, postupně aktualizována tak, aby odpovídala dnešním trendům. To znamená, že například 10 let staré zařízení označené ve své době třídou „A“, už by dle dnešního hodnocení bylo zařazeno např. do třídy „B“ atp.

Příklad tohoto štítku lze vidět na následujícím obrázku (obr.20).



Obr. 20: Energetický štítek pro reverzibilní klimatizátory vzduchu tříd energetické účinnosti A+++ až D [31]

S tím se pojí i přesně dané hodnoty parametrů pro zařazení do této stupnice. Ty jsou rovněž dány úředním věstníkem Evropské unie [31]. Nyní jsou platné třídy energetické účinnosti dané dvěma tabulkami níže.

První z nich (tab.1) uvádí třídy energetické účinnosti pro sezónní topné a sezónní chladicí faktory klimatizátorů vzduchu, s výjimkou dvoukanálových a jednocanálových.



Třída energetické účinnosti	SEER	SCOP
A+++	SEER \geq 8,50	SCOP \geq 5,10
A++	6,10 \leq SEER < 8,50	4,60 \leq SCOP < 5,10
A+	5,60 \leq SEER < 6,10	4,00 \leq SCOP < 4,60
A	5,10 \leq SEER < 5,60	3,40 \leq SCOP < 4,00
B	4,60 \leq SEER < 5,10	3,10 \leq SCOP < 3,40
C	4,10 \leq SEER < 4,60	2,80 \leq SCOP < 3,10
D	3,60 \leq SEER < 4,10	2,50 \leq SCOP < 2,80
E	3,10 \leq SEER < 3,60	2,20 \leq SCOP < 2,50
F	2,60 \leq SEER < 3,10	1,90 \leq SCOP < 2,20
G	SEER < 2,60	SCOP < 1,90

Tab. 1: Třídy energetické účinnosti klimatizátorů vzduchu s výjimkou dvoukanálových a jednonálových [31]

Druhá tabulka (tab.2) uvádí třídy energetické účinnosti pro jmenovité topné a jmenovité chladičské faktory dvoukanálových a jednonálových klimatizátorů vzduchu

Třída energetické účinnosti	Dvoukanálové		Jednonálové	
	EER _{rated}	COP _{rated}	EER _{rated}	COP _{rated}
A+++	\geq 4,10	\geq 4,60	\geq 4,10	\geq 3,60
A++	3,60 \leq EER < 4,10	4,10 \leq COP < 4,60	3,60 \leq EER < 4,10	3,10 \leq COP < 3,60
A+	3,10 \leq EER < 3,60	3,60 \leq COP < 4,10	3,10 \leq EER < 3,60	2,60 \leq COP < 3,10
A	2,60 \leq EER < 3,10	3,10 \leq COP < 3,60	2,60 \leq EER < 3,10	2,30 \leq COP < 2,60
B	2,40 \leq EER < 2,60	2,60 \leq COP < 3,10	2,40 \leq EER < 2,60	2,00 \leq COP < 2,30
C	2,10 \leq EER < 2,40	2,40 \leq COP < 2,60	2,10 \leq EER < 2,40	1,80 \leq COP < 2,00
D	1,80 \leq EER < 2,10	2,00 \leq COP < 2,40	1,80 \leq EER < 2,10	1,60 \leq COP < 1,80
E	1,60 \leq EER < 1,80	1,80 \leq COP < 2,00	1,60 \leq EER < 1,80	1,40 \leq COP < 1,60
F	1,40 \leq EER < 1,60	1,60 \leq COP < 1,80	1,40 \leq EER < 1,60	1,20 \leq COP < 1,40
G	< 1,40	< 1,60	< 1,40	< 1,20

Tab. 2: Třídy energetické účinnosti dvoukanálových a jednonálových klimatizátorů vzduchu [31]

Podrobněji jsou tyto vybrané parametry popsány v následujícím textu.



3.2 Parametry pro hodnocení efektivity TČ

3.2.1 Topný faktor COP

COP neboli jmenovitý topný faktor, je pravděpodobně nejvíce používaný parametr v souvislosti s topnou efektivitou tepelných čerpadel. Tato bezrozměrná hodnota, vypovídá o efektivitě výroby tepla tepelného čerpadla. Představuje teoretický poměr mezi vyrobeným teplem a spotřebovanou elektrickou energií. Čím je topný faktor vyšší, tím by měla být výroba tepla levnější.

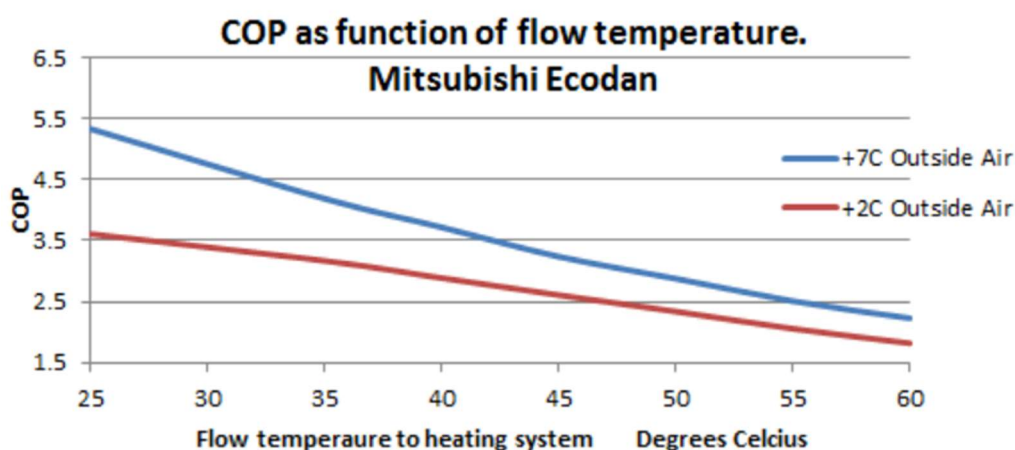
Problém tohoto parametru je v tom, že je stanovován při konstantním výkonu TČ a konstantních podmínkách. Většinou se jedná o 100 % výkon kompresoru, při různých provozních podmínkách. Ty jsou dány zápisem, který by měl být součástí každého zapsání hodnoty COP. Správné zapsání hodnoty COP by tedy mělo vypadat např. následovně:

„COP při A2°C/W35°C je 3,5 dle EN 14 511“

Tento zápis značí, že se jedná o tepelné čerpadlo, které má při vstupu vzduchu (A = AIR) o teplotě 2°C a výstupu do topného okruhu vodu (W = WATER) o teplotě 35°C topný faktor 3,5. EN 14511 značí, že měření proběhlo v přesně definovaných podmínkách daných metodikou této normy.[33]

Zvolené teploty pro měření COP na vstupu a výstupu se odvíjejí od typu TČ. Pro jednotky typu vzduch/voda se nejčastěji COP nejčastěji udává při 2°C/35°C a 7°C/35°C, pro jednotky typu země voda při 0°C/35°C a pro jednotky typu voda/voda je to 10°C/35°C. [33]

Tyto teploty mají na funkci tepelného čerpadla zcela zásadní vliv. Na následujícím grafu (obr. 21) lze pro představu vidět, jaký vliv má na COP teplota přiváděného vzduchu (jednotka vzduch-voda) Graf znázorňuje průběh COP pro teploty přiváděného vzduchu +2°C a +7°C, při zachování výkonu kompresoru a požadavku na teplotu topné vody +35°C.



Obr. 21: Vliv teploty přiváděného vzduchu na COP [34]

Totožné tepelné čerpadlo může mít při určitých podmínkách COP třeba 2 a při jiných třeba 6. Proto je nutné, mít při měření topného faktoru tepelných čerpadel okrajové podmínky vždy přesně definované.



Stanovení COP

Přesné stanovení tohoto parametru je dané normou ČSN EN 14 511 [1]. Zde výpočet tohoto parametru popíši pouze zjednodušeně. Pro vysvětlení významu bude vhodné připomenout si princip funkce tepelných čerpadel.

Tepelná čerpadla, podobně jako kompresorové chladicí zařízení, pracují se záporným tepelným oběhem, ten funguje následovně: jednomu kilogramu pracovní látky v tomto oběhu se přivede teplo q_p , dodá se elektrická energie v podobě příkonu kompresoru P_c a příkonu potřebného pro překonání tlakové ztráty kondenzátoru, výparníku a vlastní regulaci TČ P_{aux} , která se ovšem ve velké míře změní v teplo Φ , takže celkové odvedené teplo Φ_h připadající na 1 kg pracovní látky lze přibližně vyjádřit vztahem:

$$\Phi_h = P_{aux} + P_c + q_p$$

Zatímco u chladicích zařízení nás zajímá především hodnota q_p , tj. teplo, které přijme 1 kg pracovní látky z chlazeného prostoru, u tepelných čerpadel z hlediska vytápění je důležitá hodnota Φ_h , tj. teplo, které pracovní látka předá do otopné soustavy. Z hlediska vytápění je důležité, že teplo q_o v sobě zahrnuje jak teplo q_p , které lze lacino získat např. z ovzduší, země, vody apod., tak i velkou část energie P_c potřebné pro pohon kompresoru a energie P_{aux} potřebné pro překonání tlakových ztrát kondenzátoru a výparníku. Hodnota celkového příkonu tepelného čerpadla $P_{HP} = P_{aux} + P_c$ je běžně mnohem menší než Φ_h , takže energetický efekt tepelného čerpadla je velký. Je vyjadřován *topným faktorem tepelného čerpadla (=změna tepla / mechanická práce spotřebovaná tepelným čerpadlem)*: [30]

$$\varepsilon = COP = \frac{\Phi_h}{P_{aux} + P_c}$$

Z tohoto vyjádření je opět zřejmé, že topný faktor nemůže být konstantní veličina, ale mění se v závislosti na okrajových podmínkách, při kterých pracuje [30].

3.2.2 Sezónní topný faktor SCOP

SCOP, neboli sezónní topný faktor, je v zásadě velice podobný parametru COP, opět se jedná o poměr vyrobeného tepla (čitatel) a dodané elektrické energie (jmenovatel). Rozdíl je ale v okrajových podmínkách, zatímco COP je vyhodnocováno při určitých, konkrétně daných, v průběhu měření konstantních podmínkách, což se od reálného provozu velice liší, SCOP se snaží určit hodnotu realističtěji. Toho se snaží dosáhnout tím, že zohledňuje měnící se podmínky v průběhu otopné sezóny a je zde brána v potaz i konkrétní aplikace. Parametr SCOP je tedy ovlivněn také definovanou tepelnou ztrátou budovy, otopnou soustavou, klimatickými podmínkami v místě aplikace, dobou provozu, odběrovým profilem teplé vody a také případným využitím záložního zdroje při větších požadavcích na výrobu tepla než by bylo samo tepelné čerpadlo schopné zajistit. Z toho vyplývá, že hodnota sezónního topného faktoru SCOP dokáže díky konkrétně definovaným podmínkám být přesnějším kritériem, než hodnota jmenovitého topného faktoru COP.



Vstupní informace

Nejvýznamnější vstupní informace, které je nutné specifikovat pro správné určení hodnoty SCOP, jsou uvedeny zde:

Typ tepelného čerpadla dle zdroje energie

Odkud TČ energii čerpá a kam ji dále předává. Rozlišujeme následující možnosti:

- Vstupní médium
 - Vzduch
 - Voda
 - Solanka
- Výstupní médium
 - Vzduch
 - Voda

Možnosti řízení výkonu:

- Jednotky bez možnosti regulace výkonu – výkon se přizpůsobuje pouze vypínáním a zapínáním
- Jednotky s možností plynulé regulace výkonu snižováním otáček kompresoru

Aplikace dle požadované teploty ve vnitřním výměníku:

- Aplikace pro nízkou teplotu – teplota výstupního topného média dosahuje 35 °C
- Aplikace pro střední teplotu – teplota výstupního topného média dosahuje 45 °C
- Aplikace pro průměrnou teplotu – teplota výstupního topného média dosahuje 55 °C
- Aplikace pro vysokou teplotu – teplota výstupního topného média dosahuje 65 °C

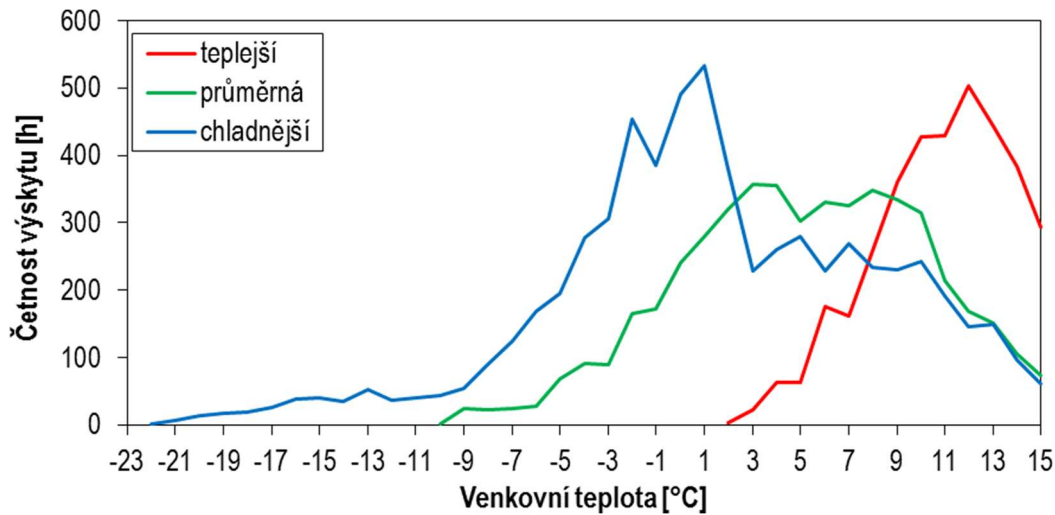
Možnosti řízení teploty výstupního média:

- Jednotky s konstantní teplotou výstupního média – bez regulace dle venkovní teploty
- Jednotky s proměnnou teplotou výstupního média – teplota výstupního topného média je řízena ekvitermní křivkou (v závislosti na vnější teplotě)

Referenční klimatické podmínky:

- Průměrné klimatické podmínky („A“) – teplotní podmínky charakteristické pro město Štrasburk (venkovní návrhová teplota -10°C)
- Teplejší klimatické podmínky („W“) – teplotní podmínky charakteristické pro město Athény (venkovní návrhová teplota +2°C)
- Chladnější klimatické podmínky („C“) – teplotní podmínky charakteristické pro město Helsinky (venkovní návrhová teplota -22°C)

Pro tyto podmínky jsou rovněž určeny četnosti výskytu jednotlivých venkovních teplot během jednoho topného období. Četnost výskytu těchto teplot lze vidět na následujícím grafu (obr. 22).



Obr. 22: Četnost výskytu teplot v otopném období podle ČSN EN 14825 pro tři definované oblasti [36]

Volba bodu bivalence t_{biv}

Nejnižší venkovní teplota, při níž je deklarovaný výkon jednotky dostatečný ke splnění 100% tepelného zatížení bez doplňkového ohřívače:

- Průměrné klimatické podmínky – bivalentní teplota suchého teploměru +2°C nebo nižší
- Teplejší klimatické podmínky – bivalentní teplota suchého teploměru +7°C nebo nižší
- Chladnější klimatické podmínky – bivalentní teplota suchého teploměru -7°C nebo nižší

Stanovení SCOP

Přesné stanovení tohoto parametru je dané normou ČSN EN 14 825 [35]. Zde bude výpočet popsán opět pouze zjednodušeně.

Obecné stanovení je dáno vzorcem:

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}}$$

Kde:

Q_H je referenční roční požadavek na vytápění, vyjádřeno v kWh.

Závisí na návrhové potřebě tepla, na které je jednotka vhodná (deklarováno výrobcem) a počtu hodin ekvivalentní aktivnímu režimu pro vytápění.

Q_{HE} je roční spotřeba energie pro vytápění, vyjádřeno v kWh.

Zahrnuje spotřebu energie v aktivním režimu, při vypnutém stavu termostatu, v pohotovostním režimu, vypnutém stavu a v režimu zahřívání klikové hřídele.



3.2.3 Chladicí faktor EER

EER neboli jmenovitý chladicí faktor, je relativně nový pojem, který má jasně odlišovat výrobu chladu od výroby tepla. Dříve se využívala zkratka COP pro vytápění i chlazení, pouze byl zaměňován topný výkon za chladicí. Jedná se tedy o poměr chladicího výkonu ku elektrickému příkonu chladicího zařízení. Tato bezrozměrná hodnota vypovídá o efektivitě výroby chladu kompresorové jednotky. Čím je topný faktor vyšší, tím by měla být výroba chladu levnější. Chladicí faktor bývá u stejného zařízení zpravidla menší než topný. To je zapříčiněno tím, že u COP je celkový topný výkon zvyšován i teplem z kompresoru a ostatních elektrických komponent kompresorové jednotky.

Stanovení EER

Obecné stanovení je dáno vzorcem:

$$EER = \frac{Q_N}{P}$$

Kde:

Q_N je chladicí výkon zařízení, vyjádřeno v kW.

P je elektrický příkon zařízení, vyjádřeno v kW.

Pro porovnání chladicí techniky a základních zákonitostí kompresorového oběhu se používá levotočivý Carnotův oběh. Chladicí faktor tohoto oběhu se nazývá EER_C , je definován poměrem termodynamické vypařovací teploty ku rozdílu kondenzační a vypařovací termodynamické teploty. [37] [35]

$$EER_C = \frac{T_O}{T_k - T_O}$$

Kde:

T_O je termodynamická vypařovací teplota, vyjádřeno v K.

T_k je termodynamická kondenzační teplota, vyjádřeno v K.

Takový faktor je ale v praxi nedosažitelný, je pro dané oběhy a pro Carnotův oběh nejvyšší možný a nezávisí na druhu látky v okruhu. Ve reálném oběhu je navíc třeba brát v potaz i nevratnost dějů. Pro porovnání Carnotova oběhu s reálným lze použít následující vztah, kde je brána v potaz i účinnost oběhu a reálný chladicí faktor oběhu EER_R . [35]

$$EER_R = EER_C * \eta_R = \frac{T_O}{T_k - T_O} * \eta_R$$

Kde:

η_R je účinnost oběhu, vyjádřeno v %.

Celkový chladicí faktor reálného oběhu zdroje je potom určen poměrem tepla odvedeného na výparníku ku elektrickému příkonu kompresoru, kde musí být zohledněna i účinnost kompresoru a jeho pohonu. [35]



$$EER = EER_R * \eta_C * \eta_E = \frac{Q_N}{P}$$

Kde:

η_C je účinnost kompresoru, vyjádřeno v %.

η_E je účinnost pohonu, vyjádřeno v %.

Pro výpočet reálného celkového chladicího faktoru jsou rozlišovány zdroje chladu se vzduchem chlazeným kondenzátorem a zdroje chladu s vodou chlazeným kondenzátorem.

Pro zdroje chladu s vzduchem chlazeným kondenzátorem, se k elektrickému příkonu připočítává i příkon ventilátorů kondenzátoru. Pro zdroje chladu s vodou chlazeným kondenzátorem, se počítá pouze s příkonem kompresoru. Oběhová čerpadla a ventilátory zde nejsou brány jako součást zdroje chladu a při výpočtu jsou zanedbány. [38]

3.2.4 Sezónní chladicí faktor SEER - dle ČSN EN 14825

Analogicky jako u topných faktorů, se i u chladicích zařízení využívají také sezónní faktory, důvody jsou stejné. Jde o potřebu posoudit efektivitu zdroje během celé sezóny, kdy se bere v potaz proměnné zatěžování zařízení i různé venkovní teploty. Vzhledem k tomu, že jsou tyto faktory určovány s rozdílným zatížením, jsou často označovány také za chladicí faktory při částečném zatížení.

Těchto chladicích faktorů s částečným zatížením existuje celá řada, například ESEER (Evropský sezónní chladicí faktor dle EUROVENT), EMPE (Italský chladicí faktor), IPLV (Americký chladicí faktor) nebo jednoduše SEER (sezónní chladicí faktor). U SEER je navíc třeba rozlišovat SEER dle ANSI (používáno v USA) a SEER dle evropských norem, který se používá v rámci EU. Tyto faktory jsou v zásadě podobné, v této práci se tedy omezím na bližší rozepsání pouze SEER dle ČSN EN 14825 (dále jen SEER), hlavně z důvodu, že toto je parametr, který musí být udáván dodavateli zařízení na evropský trh v rámci energetického štítku (blíže popsáno v části 3.1 této práce).

Vstupní informace

Nejvýznamnější vstupní informace, které je nutné specifikovat pro správné určení hodnoty SEER, jsou uvedeny zde:

Typ chladicího zařízení dle typu jednotky

Kam TČ teplo čerpá a přes jaké médium je mu dodáváno. Rozlišujeme následující možnosti:

- Vstupní médium
 - Vzduch
 - Voda
 - Solanka
- Výstupní médium
 - Vzduch
 - Voda



Možnosti řízení výkonu:

- Jednotky bez možnosti regulace výkonu – výkon se přizpůsobuje pouze vypínáním a zapínáním
- Jednotky s možností plynulé regulace výkonu snižováním otáček kompresoru

Aplikace dle požadované teploty ve vnitřním výměníku:

- Aplikace pro procesní chlazení nízkou teplotou – teplota výstupního chladicího média dosahuje -25 °C
- Aplikace pro procesní chlazení průměrnou teplotou – teplota výstupního chladicího média dosahuje -8 °C
- Aplikace pro procesní chlazení vysokou teplotou – teplota výstupního chladicího média dosahuje +7 °C

Možnosti řízení teploty výstupního média:

- Jednotky s konstantní teplotou výstupního média – bez regulace dle venkovní teploty
- Jednotky s proměnnou teplotou výstupního média – teplota výstupního topného média je řízena ekvitermní křivkou (v závislosti na vnější teplotě)

Referenční klimatické podmínky:

- Průměrné klimatické podmínky („A“)
- Teplejší klimatické podmínky („W“)
- Chladnější klimatické podmínky („C“)

Stanovení SEER

Zvolený SEER dle ČSN EN neboli *Seasonal Energy Efficiency Ratio* opět vyjadřuje energetickou účinnost zařízení během celé chladicí sezóny. Hodnota SEER je definována jako roční potřeba chlazení ku roční spotřebě elektrické energie podle vztahu: [35]

$$SEER = \frac{Q_C}{Q_{CE}}$$

Kde:

Q_C je referenční požadavek na chlazení, vyjádřeno v kWh.

Závisí na návrhové potřebě chladu budovy, na které je jednotka vhodná (deklarováno výrobcem) a ekvivalentnímu počtu hodin v aktivním režimu chlazení.

Q_{CE} je roční spotřeba energie na chlazení, vyjádřeno v kWh.

Zahrnuje spotřebu energie v aktivním režimu, při vypnutém stavu termostatu, v pohotovostním režimu, vypnutém stavu a v režimu zahřívání klikové hřídele.



3.3 Souhrn části

V části „*Metody pro energetické hodnocení soustav využívajících jako zdroj tepla a chladu kompresorové jednotky*“ bylo zjištěno, že metodiky pro zjišťování topných a chladicích faktorů jsou v zásadě dosti podobné, u obojího figurují dva základní typy.

Za první, faktory okamžité (pro jeden provozní bod), při konstantních přesně daných podmínkách, které většinou odpovídají nejčastějšímu provoznímu stavu, ale efektivita při ostatních provozních stavech je zanedbána. Tyto faktory mohou dobře sloužit k vzájemnému posouzení kompresorových jednotek mezi sebou, ale nepředstavují příliš věrohodně opravdové hodnoty, kterých bude zařízení v praxi dosahovat.

A za druhé, různé formy sezónních faktorů (či faktorů při částečném zatížení), které se snaží vyjadřovat průměrnou efektivitu v průběhu celé sezóny. Většinou za pomoci rozdělení sezóny do různých teplotních intervalů dle počtu hodin a k tomu přiřazený výkon kompresorové jednotky. Tyto sezónní faktory dokáží lépe nasimulovat opravdovou provozní efektivitu, kterou budeme moct od zařízení očekávat. Záleží ale, jak moc se bude reálný provoz lišit od simulovaného.

Další důležitá proměnná, která v metodikách hodnocení figuruje, jsou hranice soustavy zdroje tepla či chladu, kdy se rozhoduje, jaké veškeré energie budou započítány. Jestli započítám pouze příkon pro kompresorovou jednotku nebo přidám i příkon pro ventilátory či oběhová čerpadla, může mít na výslednou hodnotu také velký vliv. Tím se ostatně zabývá i praktická část této práce.



4. Popis vybrané administrativní budovy

Tato část diplomové práce se zabývá všeobecným popisem vybrané budovy a celkovým konceptem TZB tohoto objektu.

Jedná se o konkrétní realizovanou administrativní budovu v Praze zprovozněnou v roce 2019. Jedná se o poměrně rozsáhlý objekt s kapacitou přibližně 1400 pracovních míst. Zdrojem tepla a chladu objektu je čtveřice kompresorových jednotek. Pro odvod nebo získávání dodatečné tepelné energie jsou kompresorové jednotky napojeny na systém hlubinných vrtů a dvojici hybridních chladících věží. Jako koncové prvky zde slouží převážně sálové stropy (systém aktivace betonového jádra).

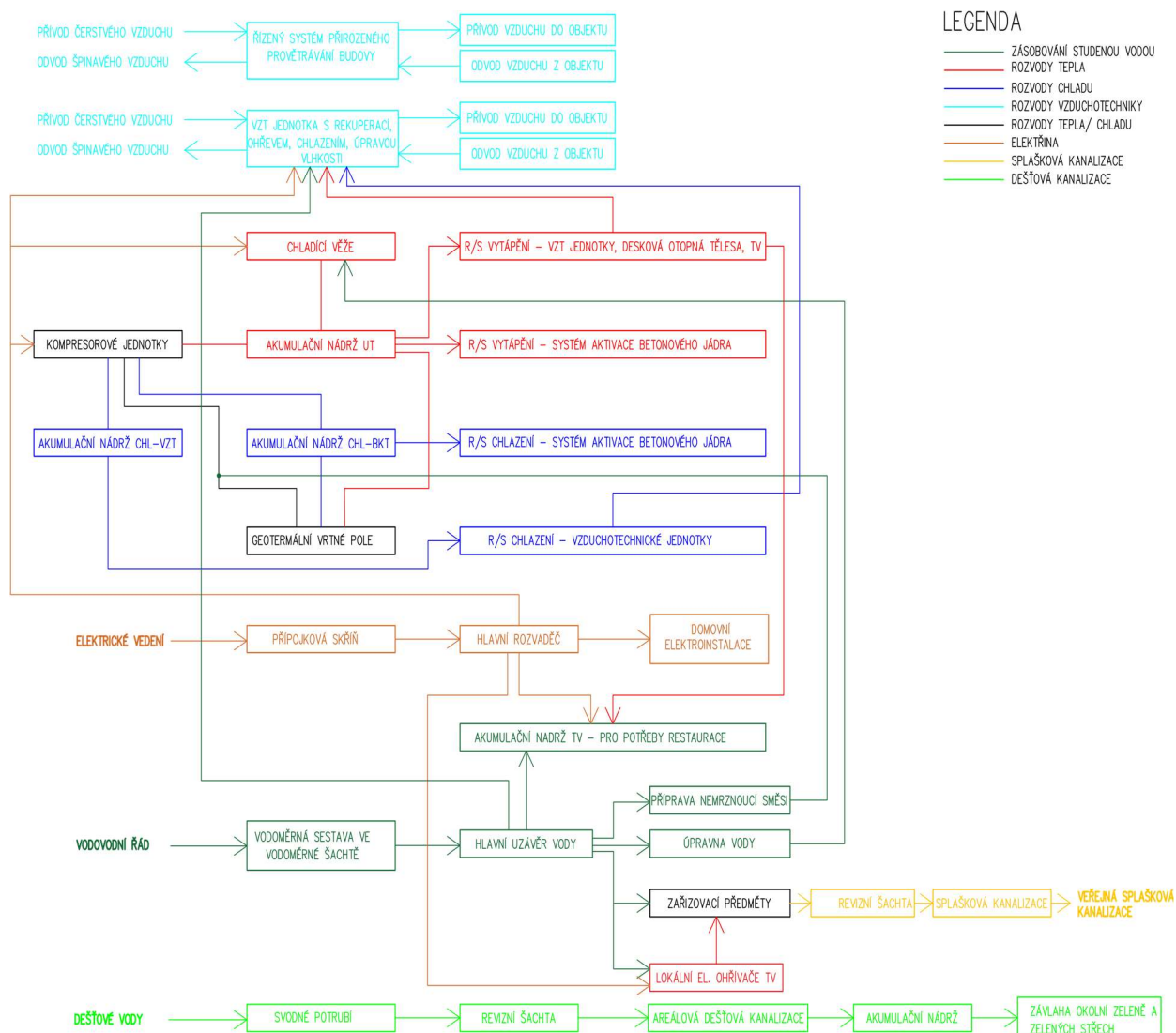


Obr. 23: Pohled na vybranou budovu [39]



4.1 Koncept TZB vybrané budovy

Grafické znázornění energetického a environmentálního konceptu je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 23).



Obr. 24: Náhled energetického a environmentálního konceptu

4.1.1 Vzduchotechnika

Popis základní koncepce

Objekt je větrán nuceně s možností přirozeného větrání kancelářských prostorů otevíratelnými částmi fasády. VZT jednotky jsou umístěny ve dvou strojovnách v suterénu objektu, přívod čerstvého a odvod odpadního vzduchu je stavebními VZT kanály. Rozvody přiváděného a odváděného vzduchu jsou ze strojoven vedeny pod stropem garáže 2.PP do instalačních šachet pavilonů a dále do jednotlivých pater. Regulace přívodu čerstvého vzduchu do jednacích a tréninkových místností je regulátorem proměnného průtoku řízeného čidlem kvality vnitřního vzduchu. Přívod do openspace a individuálních kanceláří může být v době přirozeného větrání objektu uzavřen.



Část vzduchu je odváděna centrálně mřížkou umístěnou v chodbě u toalet, část vzduchu se přefukuje do prostoru toalet a zbytek do prostoru centrálního atria, kde je odsáván.

Přefuk vzduchu z uzavřených místností do centrální haly je odvodní mřížkou a předstěnou do dutiny podlahy, dále tlumičem hluku umístěným v dutině podlahy do centrální haly.

Odvod vzduchu z toalet je centrální VZT jednotkou s deskovým výměníkem umístěnou taktéž ve strojovně v suterénu, odváděný vzduch je vyfukován do odpadního VZT kanálu. Přiváděný vzduch je nasáván z přívodního VZT kanálu a po rekuperaci se do VZT kanálu opět vrací jako předeřev pro ostatní VZT jednotky.

V objektu se nachází provoz gastro rozdělený na čtyři provozní celky, jídelna, varna, výdej jídla a zázemí, pro každý celek je samostatná VZT jednotka umístěná ve strojovně v suterénu. Odvodní ventilátory jsou vymístěny z VZT jednotek a umístěny v samostatné VZT strojovně ve 4.NP s výfukem vzduchu na nejvyšší střeše (odvodní potrubí od gastru je v budově v podtlaku).

V samostatné místnosti ve 4.NP jsou taktéž ventilátory pro podtlakové větrání garáží, pro každé patro garáží je samostatný rozvod s ventilátorem, výfukem vzduchu do anglického dvorku taktéž na nejvyšší střeše.

Spisovna, reprostředisko, tělocvična, hygienické zázemí pro cyklisty a údržbu, toalety pro gastro provoz a dílna mají samostatnou VZT jednotku nebo sestavu ventilátorů a příslušenství umístěnou ve strojovnách v suterénu.

Odvod tepelné zátěže od technologie elektro silnoprůd (rozvodny VN a NN, trafostanice atd.) je řešen odvodním ventilátorem s výfukem do garáže, přívod je řešen přirozeně z prostoru garáže.

Sklady v suterénu objektu jsou větrány nuceně přetlakově, přívod je napojen na nejbližší rozvod vzduchotechniky pro kanceláře, odvod je zajištěn přirozeně do prostoru garáže.

Prostory s vývinem škodlivin, především pachů (např. místnosti odpadků, lapol a ČOV), jsou větrány podtlakově s výfukem vzduchu na nejvyšší střeše. Ventilátory jsou umístěny taktéž na střeše z důvodu, aby potrubí v objektu bylo v podtlaku.

V objektu se nachází pět chráněných únikových cest, které jsou větrány dle požadavku požárně bezpečnostního řešení.

Zařízení VZT přivádí do větraných prostorů izotermní vzduch a nepřispívají k pokrytí tepelných ztrát nebo zisků. Jedinou výjimkou je VZT zař. č. 2.1.1. pro zasedačky, jehož chladič je dimenzován pro možnost ochlazení přívodního vzduchu až na 18 °C, pro možnost částečného pokrytí tepelných zisků zasedacích místností. [40]

Přirozené větrání

V letním a přechodném období je možné větrat vybrané prostory objektu přirozeným způsobem ručně, nebo automaticky otvíravými okny, nebo výplněmi otvorů. Vybraná okenní křídla a výplně otvorů jsou k tomuto účelu osazeny el. pohony, umožňujícími plynulé otevírání od min. do max.

Jedná se zejména o přirozené větrání kancelářských prostor a prostoru atria.



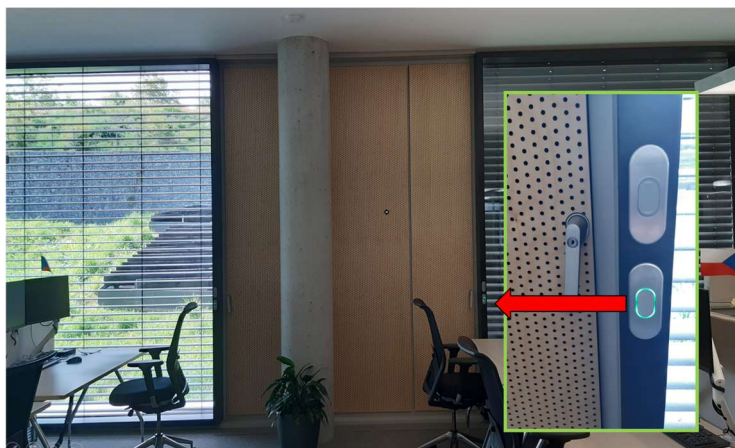
Kancelářské prostory:

Veškeré kancelářské prostory (prostory trvalých pracovišť) jsou vybaveny ručně otevíratelnými výplněmi pro možnost ručního přirozeného větrání v době mimo provoz centrálních VZT zařízení. Tyto výplně jsou vybaveny signalizací vhodnosti přirozeného větrání – červená a zelená dioda (signalizace zobrazena na obr. 26).

Dále jsou vybrané otevíratelné výplně vybaveny el. pohony pro možnost automatického větrání. El. pohon je vybaven i ručním ovládáním pro možnost ručního uzavření či otevření z přilehlého pracoviště. Ručním ovládáním je možné okna kdykoliv uzavřít v případě potřeby (hluk, průvan, déšť apod.).



Obr. 25: kanceláře [39]



Obr. 26: Signalizace přirozeného větrání [39]

Atrium:

Prostor atria je pro přirozené větrání vybaven automaticky otevíratelnými otvory v čele zastřešení, v jednotlivých patrech a v přízemí na úrovni vstupu. Dále je pro přívod chladného vzduchu v letním období řešen i přívod vzduchu VZT kanálem z prostoru cyklistické rampy.

Přirozené větrání objektu se předpokládá při venkovních teplotách od 18 do 26 °C. Jakmile je dosaženo toto rozmezí venkovních teplot, uzavírají se klapky na přívodech vzduchu do prostor s možností přirozeného větrání a na ručně otevíratelných výplních je signalizována vhodnost přirozeného větrání. Větrání pracovišť je ruční, větrání atria plně automatické. Přirozené automatické větrání pracovišť slouží pouze pro noční předchlazování.

Přirozené větrání atria je řízeno dle venkovní teploty tak, že do venkovní teploty +26 °C jsou používány veškeré větrací otvory, nad teplotu +26 °C je pro přívod vzduchu do atria používán pouze VZT kanál se sáním vzduchu na cyklorampě. Pro odvod vzduchu slouží otvory v zastřešení atria.

Mimo pracovní dobu automatické přirozené větrání slouží pro předchlazení objektu. Přirozené větrání je aktivováno při poklesu venkovní teploty pod 22 °C a řízeno na základě zkušenosti s provozem dle poklesu vnitřní teploty a teploty aktivovaných konstrukcí tak, aby byla zabezpečena požadovaná vnitřní výsledná teplota na pracovišti na začátku pracovní doby min. 23,5 °C.



Obr. 27: Atrium [39]

4.1.2 Zdravotechnika

Objekt je napojen samostatnou novou vodovodní přípojkou. Přípojka pro objekt prochází přímo do 1.NP objektu, kde je umístěna vodoměrná sestava. Součástí vodoměrné sestavy je redukční ventil, filtr s automatickým proplachem a úpravna vody hydroflow.

Ohřev TV v hygienických zázemích je řešen pomocí průtokových ohřivačů.

Ohřev TV pro gastro je řešen pomocí akumulární nádrže, napojené na kompresorové jednotky, s elektrickým dohřevem.

V suterénu objektu je umístěna technologie úpravy a zpětného využívání dešťových vod, která je napájena z akumulární nádrže dešťových vod umístěné v objektu. Dešťové vody ze střech a zpevněných ploch v blízkosti objektu jsou využívány k závlaze zelených střech a dvorů. V případě nedostatku dešťové vody je retenční nádrž dopouštěna vodou z nádrže SHZ. V nádrži SHZ je pro tento účel umístěno ponorné čerpadlo, které je řízeno pomocí hladinových čidel v retenční nádrži. Při doplnění vody do požadované hladiny je čerpadlo vypnuto. Voda do nádrže SHZ je kontinuálně doplňována. Z retenční nádrže jsou dešťové vody přečerpávány pomocí ponorného čerpadla do rozvodu vody určené pro závlahu, případně pro údržbu objektu. Toto ponorné čerpadlo je spínáno pomocí tlakového spínače.

4.1.3 Vytápění a chlazení

Budova je vesměs vytápěna a chlazená systémem aktivace betonového jádra.

Systém aktivace betonového jádra (BKT) byl navržen v systému Uponor Contec s použitím všech potřebných systémových prvků pro uložení potrubí do středu železobetonové desky,



zejména se jedná o použití systémové kari sítě s oky pro uchycení potrubí a systémové montážní podpěry. Rozteč potrubí je 150 mm, použito je plastové potrubí PE-Xa 20x2,0 mm.

Regulace okruhů je 6ti cestnými regulačními ventily (společné pro napojení na topnou a chlazenou vodu) s pohonem, řízeným systémem MaR. Pro ovládání výkonu aktivních prvků jsou osazeny tlakově nezávislé regulační ventily s pohony. Pro možnost proplachu soustavy a stanovení jmenovitých průtoků na oběhových čerpadlech musí být možnost ovládání všech regulačních armatur po skupinách a všech skupin na jednou. Odbočka z páteřního rozvodu je taktéž osazena uzavíracími armaturami pro případ havárie atp.. Páteřní potrubí s odbočkami a s armaturami jsou vedeny v dutině zdvojené podlahy o podlaží výše; resp. v posledním podlaží pod střechou jsou osazeny skříňové rozdělovače topných okruhů ve stěnách, tyto okruhy nejsou regulovány přes 6ti cestnou armaturu, ale pouze těsnými uzavíratelnými armaturami s pohony, s řízením systémem MaR.

Jednotlivé rozdělovače/sběrače pro aktivaci betonového jádra a podlahového vytápění jsou osazeny optickými průtokoměry.

V jednacích a tréninkových místnostech jsou navíc umístěny chladicí stěny, které jsou napojeny na okruhy sálavého chlazení/vytápění. Použit je systém Aquatherm AQT Pipe Black.

V technických prostorách v suterénech, gastro provozu a schodištích apod. jsou osazena desková otopná tělesa vybavena termostatickou hlavicí. V místnostech připraven gastro provozu, kde je umístěno technologické chlazení, jsou osazeny termostatické hlavice s mechanickou zarážkou pro zabezpečení nesouběžného vytápění a chlazení v jedné místnosti.

V prostorech místností IT jsou osazeny FCU jednotky napojené na samostatný okruh chlazení datových místností. Prostory UPS, baterií NO a gastro provozy jsou chlazeny rovněž FCU jednotkami.

Chlazení bezpečnostního velína je zajištěno dvoutrubkovým FCU napojeným na okruh datových místností a aktivací betonového jádra stropní konstrukce BKT. Vytápění je zajištěno aktivací betonového jádra stropní konstrukce BKT.

Chlazení technického velína je zajištěno čtyřtrubkovým FCU napojeným na okruh datových místností a aktivací betonového jádra stropní konstrukce oBKT. Vytápění je zajištěno čtyřtrubkovým FCU napojeným na okruh BKT/oBKT a aktivací betonového jádra stropní konstrukce oBKT.

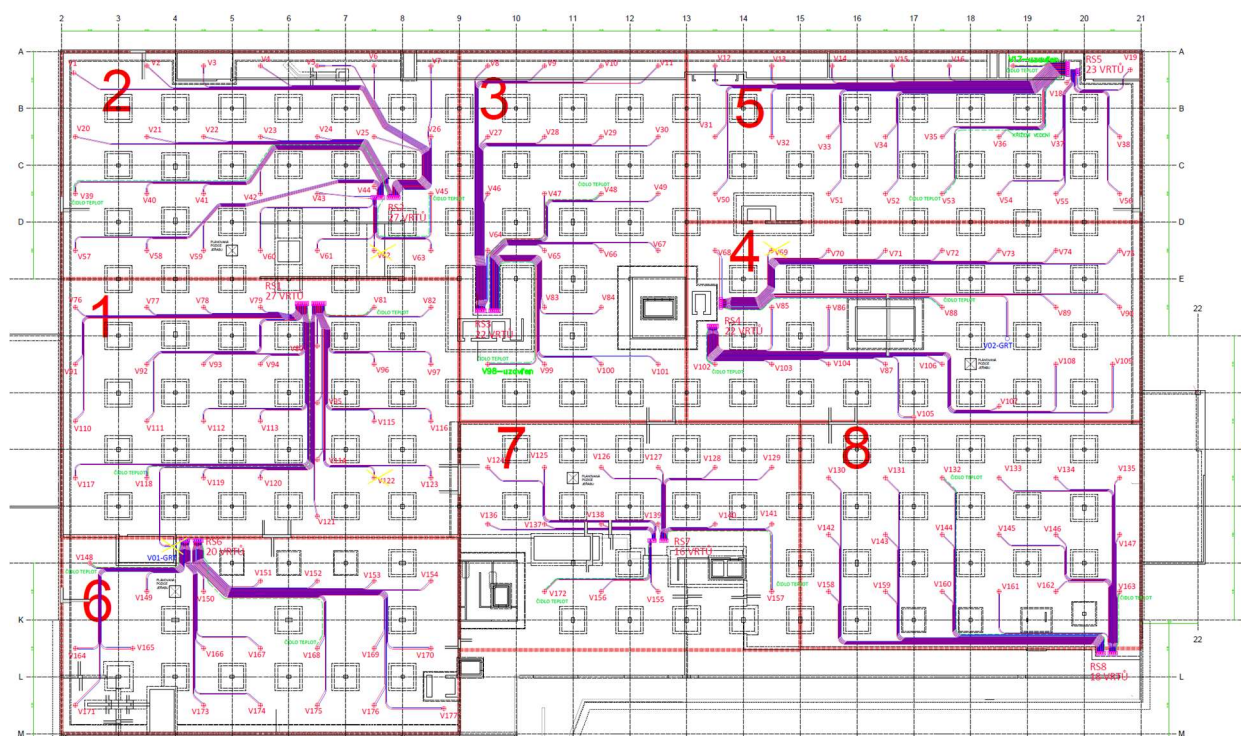
Ovládání teploty v prostoru je zajištěno ovládací jednotkou IRC. Ovládací jednotky pro regulaci jednotlivých zón oBKT ve velkoplošných kancelářích jsou umístěny na nábytek. Ovládací jednotka umožňuje nastavení požadované teploty do plusu či mínusu oproti centrálně nastavované žádané teplotě v prostoru. Regulátory jsou umístěny v každé individuální kanceláři, jednacích místnostech a tréninkové místnosti. Ve velkoprostorových kancelářích jsou regulátory umístěny vždy max. po dvou modulech tj. max. na 16 m fasády.



5. Zdroj tepla a chladu vybrané budovy

Zdrojem tepla a chladu objektu pro vytápění, ohřev a zvlhčování větracího vzduchu a přípravu TV je kaskáda kompresorových jednotek. Základní princip provozu zdroje je přečerpávání tepelné energie v rámci objektu. Pouze při nedostatku či přebytku tepla v objektu jsou pro dodávání či maření tepelné energie využívány chladicí věže nebo energetické vrty. [40]

Energetické vrtné pole se skládá celkem ze 175 vrtů, každý z nich je 150 metrů hluboký, celková délka vrtů je tedy 26,25 km. Vrtné pole je rozděleno do 8 samostatně říditelných vrtných skupin, každá skupina má možnost měřit energie, průtoky i teploty přívodu a zpátečky. Jedná se o jedno z nejrozsáhlejších vrtných polí tohoto typu v ČR. Půdorys tohoto pole umístěného pod budovou je znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 28).



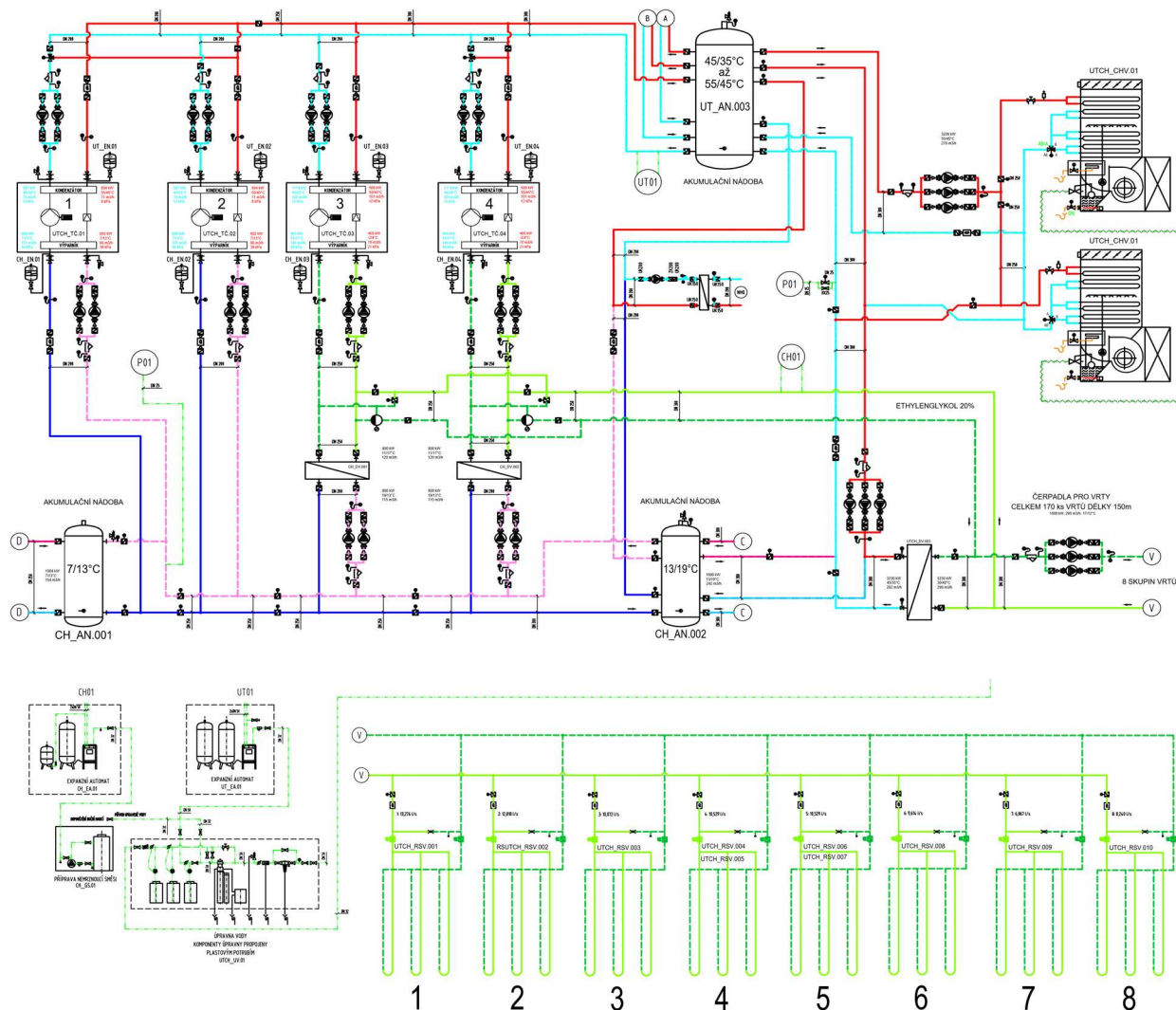
Obr. 28: Půdorys vrtného pole [47]

Hydraulické zapojení je provedeno se společnou akumulací na teplé straně kompresorových jednotek a dvojicí akumulací na chladné straně kompresorových jednotek. Jedna nádrž na vysokopotenciální chlad pro chlazení a odvlhčování ve VZT jednotkách, druhá nádrž na nízkopotenciální chlad pro sálavé chlazení objektu a chlazení technických a datových místností.

Jako teplotné médium je použita upravená pitná voda, pro okruh energetických vrtů je použita nemrznoucí směs etylenglykolu.

Nemrznoucí směs je použita i pro dvojici kompresorových jednotek na výparníkové straně tak, aby bylo umožněno maximální energetické využití podloží v režimu čerpání energie (v režimu vytápění).

Schéma tohoto zdroje lze vidět na obrázku na následujícím obrázku (obr. 29).



Obr. 29: Schéma zdroje tepla a chladu [47]

5.1 Způsob provozu a regulace zdroje tepla a chladu

Zdroj tepla a chladu je prakticky provozován pouze ve dvou základních režimech. V režimu provozu kompresorových jednotek jako zdroje tepla a v provozu kompresorových jednotek jako zdroje chladu. V obou provozních režimech je samozřejmě k dispozici jak teplo, tak i chlad, pro použití v rámci objektu, záleží ale na způsobu řízení kompresorových jednotek.

V režimu chlazení, jsou kompresorové jednotky řízeny set pointem žádané teploty na výstupu z výparníku, v režimu vytápění jsou kompresorové jednotky řízeny set pointem žádané teploty na výstupu z kondenzátoru.

Změna provozního režimu je řízena na základě nedostatku chladu v akumulární nádobě nízkopotenciálního chladu CH_AN_002 v případě režimu vytápění nebo nedostatečné teploty v akumulární nádobě tepla UT_AN_003 v režimu chlazení. Spolu s tím je rozhodujícím faktorem i průměrná venkovní teplota po dobu 3 dnů – cca +12°C.

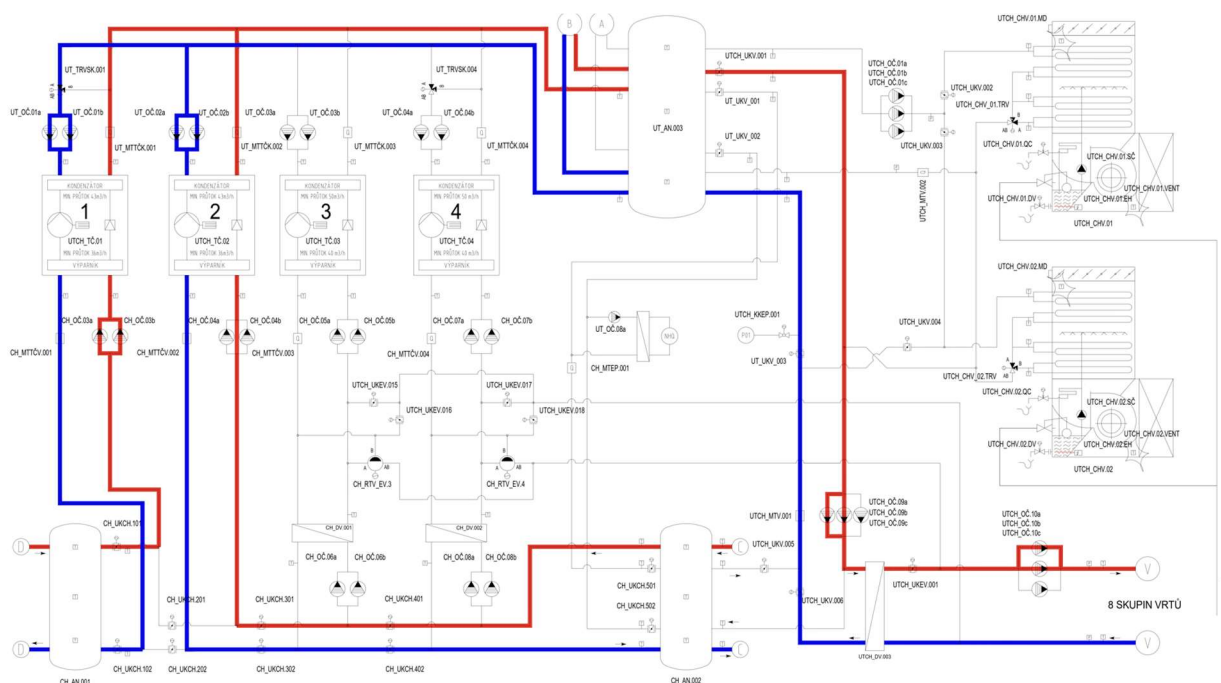


Režim letního provozu – režim chlazení

V letním období v době provozu zdroje tepla/chladu objektu v režimu chlazení, je odpadní teplo, které se nespotřebuje v rámci objektu, odváděno do podlaží. Odvádění tepla je zabezpečeno pomocí oběhových čerpadel UTCH-OC_09a,b,c mezi akumulací nádobou tepla a deskovým výměníkem vrtného pole a oběhovými čerpadly vrtného pole UTCH-OC_10a,b,c. Pro případ nedostatečného chladicího výkonu vrtného pole jsou ještě k dispozici dvě hybridní chladicí věže. Připojení chladicích věží je řízeno dalším set pointem teploty v akumulaci nádobě tepla. Set point chlazení pomocí vrtného pole je $36^{\circ}\text{C} \pm 2\text{K}$, set point chlazení pomocí chladicích věží je $+40^{\circ}\text{C} \pm 2\text{K}$.

V režimu chlazení jsou v provozu kompresorové jednotky TC01 a TC02 bez nemrznoucí směsi na výparnicích.

Provozní schéma tohoto režimu je na následujícím obrázku (obr. 30).



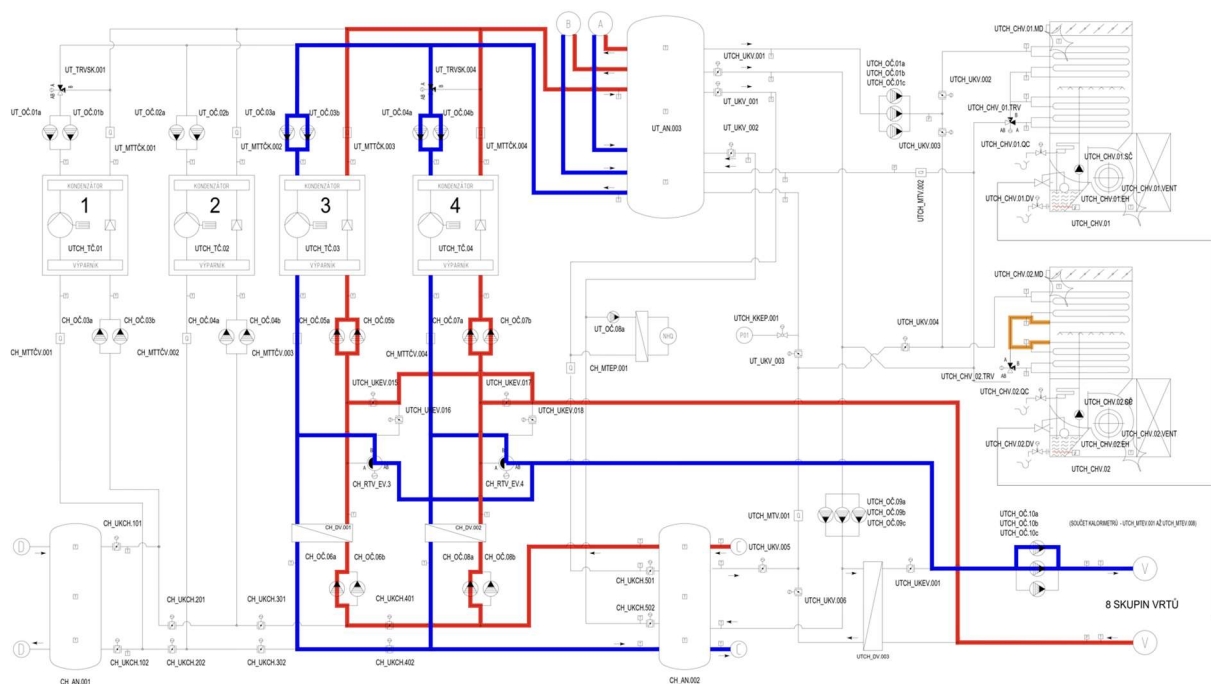
Obr. 30: Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim [47]

Režim zimního provozu – režim vytápění

V zimním období je pro vytápění objektu využito vlastní odpadní teplo objektu a kompresorová práce jednotek. V případě nedostatku energie je potřebné teplo získáváno vrtným polem z podlaží. Systém hydraulického zapojení vrtného pole a výparníků kompresorových jednotek umožňuje v případě neprovozování kompresorových jednotek z důvodů dostatečné teploty v akumulaci nádobě tepla volně chladit přes dvojici deskových výměníků nízkopotenciální akumulaci nádobu chladu CH_AN_002. Tímto způsobem je zajištěno zimní chlazení objektu i bez provozu kompresorových jednotek.

V režimu vytápění jsou v provozu kompresorové jednotky TC03 a TC04 s nemrznoucí směsí na výparnicích.

Provozní schéma tohoto režimu je na následujícím obrázku (obr. 31).



Obr. 31: Schéma zdroje tepla a chladu – zimní režim [47]

Umístění zařízení

Kompresorové jednotky jsou umístěny ve strojovně vytápění a chlazení v 2.PP. Ve stejné místnosti jsou umístěny také potřebná zabezpečovací a zajišťovací zařízení, oběhová čerpadla, armatury, deskové výměníky, úpravna vody a další zařízení, potřebná pro zdroj tepla daného charakteru a velikosti. Chladicí věže jsou umístěny v zapuštěném nezastřešeném prostoru vně objektu.

Provoz chladicích věží

Okruh chladicích věží není z důvodů maximální účinnosti plněn nemrznoucí směsí. V zimním období, kdy není zapotřebí odvod odpadního tepla z objektu chladicími věžemi, je nutno zajistit minimální průtok přes výměníky chladicích věží tak, aby bylo zabráněno jejich zamrznutí. Pro minimalizaci tepelných ztrát jsou chladicí věže vybaveny uzavíracími klapkami na výfuku vzduchu. Spínání oběhových čerpadel se odvíjí od venkovní teploty a teploty média. Přívod upravené vody pro skrápění je opatřen tepelnou izolací a elektrickým topným kabelem napojeným na záložní zdroj elektrické energie. Skrápěcí voda se na zimní období na základě venkovní teploty automaticky vypouští.

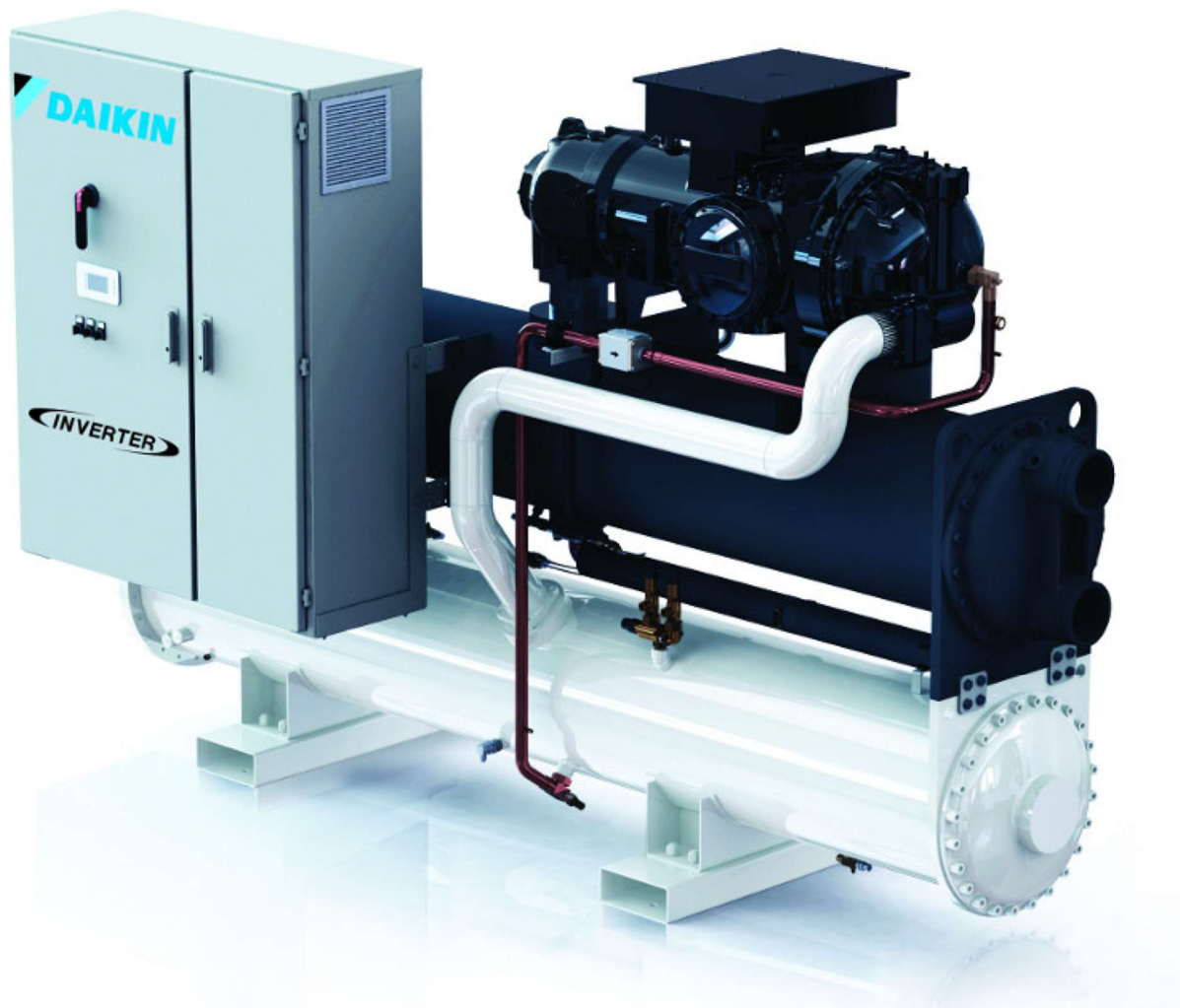


5.2 Popis jednotlivých zařízení a čidel

V této části jsou podrobně popsány zařízení, které přímo souvisí s vyhodnocením systému, tj. kompresorové jednotky, různá měřicí čidla, průtokoměry a kalorimetry.

5.2.1 Kompresorové jednotky

Jako zdroj tepla a chladu zde slouží vysokoúčinné kompresorové jednotky se šroubovými kompresory typu „EWWD715VZPSA1+OP111+OP08d“ dodané firmou Daikin. Jedná se o vodu chlazené invertorové chladiče vybavené chladivem R134a.



Obr. 32: Chladicí zařízení Daikin [41]

Pro tyto jednotky byly deklarovány následující technické specifikace pro vybrané provozní podmínky: [41]

Specifikace pro režim chlazení (13/7 °C – 45/55°C)

Chladicí výkon	602,9 kW
Elektrický příkon	202,2 kW
Chladicí faktor EER (dle EN14511)	2,98
Sezónní chladicí faktor ESEER (dle EN14511)	7,63
Teploty na výparníku	13/7°C



Průtok chlazené vody na výparníku	24,00 l/s
Teploty na kondenzátoru	45/55°C
Průtok ohříváné vody na kondenzátoru	19,84 l/s

Specifikace pro režim vytápění (15/10 °C – 40/45°C)

Topný výkon	938,2 kW
Elektrický příkon	175,6 kW
Topný faktor COP (dle EN14511)	5,34
Teploty na výparníku	15/10°C
Průtok chlazené vody na výparníku	36,50 l/s
Teploty na kondenzátoru	40/45°C
Průtok ohříváné vody na kondenzátoru	46,29 l/s

Specifikace pro režim chlazení (11/5 °C – 35/45°C)

Chladicí výkon	541 kW
Elektrický příkon	146 kW
Chladicí faktor EER (dle EN14511)	3,705
Sezónní chladicí faktor ESEER (dle EN14511)	8,480
Sezónní chladicí faktor SEER (dle EN14825, použití pro fancoily s dT 12/7°C)	9,10
Teploty na výparníku	11/5°C
Průtok chlazené vody na výparníku	23,50 l/s
Teploty na kondenzátoru	35/45°C
Průtok ohříváné vody na kondenzátoru	16,84 l/s

Specifikace pro režim vytápění (11/5 °C – 35/45°C)

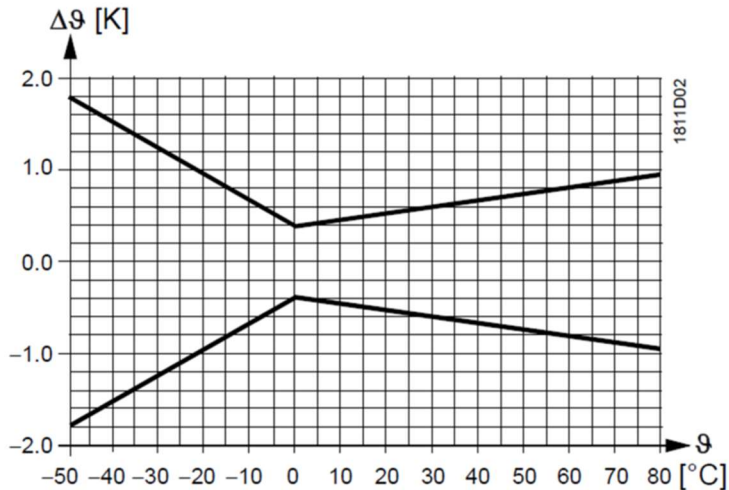
Topný výkon	478,2 kW
Elektrický příkon	129,6 kW
Topný faktor COP (dle EN14511)	3,690
Teploty na výparníku	0/-5°C
Průtok chlazené vody na výparníku	18,30 l/s
Teploty na kondenzátoru	40/45°C
Průtok ohříváné vody na kondenzátoru	23,35 l/s



5.2.2 Použitá čidla neelektrických veličin

Venkovní čidlo teploty Siemens QAC22

Pasivní čidlo pro měření venkovní teploty, v menší míře i složky slunečního záření, síly větru a teploty venkovní zdi. Čidlo měří teplotu pomocí měřicího članku, jehož odpor se mění v závislosti na teplotě. [42]



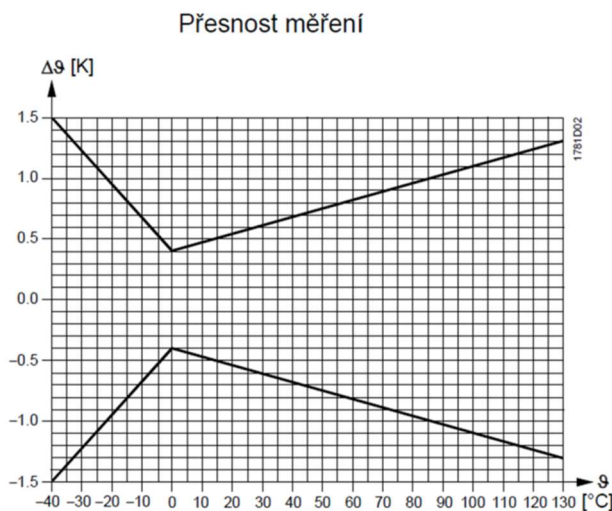
Obr. 33: QAC22 - základní odchylka [42]



Obr. 34: QAC22 [42]

Ponorné čidlo teploty v rozvodech tepla a chladu QAE2120

Pasivní čidlo určené pro měření teploty vody v potrubích a zásobnících. Čidlo měří teplotu media pomocí měřicího članku, jehož odpor se mění v závislosti na teplotě. Signál je vyhodnocován připojeným regulátorem. [43]



Obr. 35: QAE2120 - základní odchylka [43]

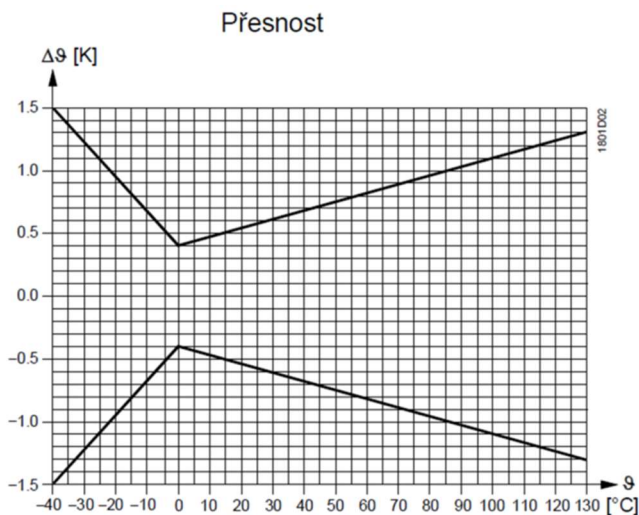


Obr. 36: QAE2120 [43]



Příložná čidla teploty v rozvodech tepla a chladu QAD22

Měřicí niklový článek měří teplotu média na potrubí. Hodnota odporu měřicího článu se mění v závislosti na teplotě média. Hodnota odporu je k dispozici k dalšímu zpracování vhodným regulátorem. [44]



Obr. 37: QAE2120 - základní odchylka [44]

Obr. 38: QAE2120 [44]

5.2.3 Zařízení pro měření spotřeby tepla – kalorimetry, průtokoměry

Pro měření energií u kompresorových jednotek a VZT jednotek jsou použity ultrazvukové a indukční měřiče tepla a chladu s minimálními tlakovými ztrátami Siemens UH-50. Energie z jednotlivých skupin vrtného pole jsou měřeny pomocí kombinace elektromagnetických senzorů průtoku a ponorných čidel teploty Siemens QAE2120. Vyhodnocování probíhá v systému MaR.

Kalorimetr Siemens UH50

Měřič určený k měření průtoku a energie v okruhu výměníku tepla s vodou podle ultrazvukového principu. Přesnost měření spadá dle EN 143 do třídy 2. [45]



Obr. 39: Kalorimetr UH50 [45]



Průtokoměr SITRANS F M MAG 5100 W

Princip měření průtoku je založen na Faradayově zákonu elektromagnetické indukce, kde senzor převádí průtok na elektrické napětí, které je úměrné rychlosti průtoku. [46]



Obr. 40: FM MAG 5100 W [46]

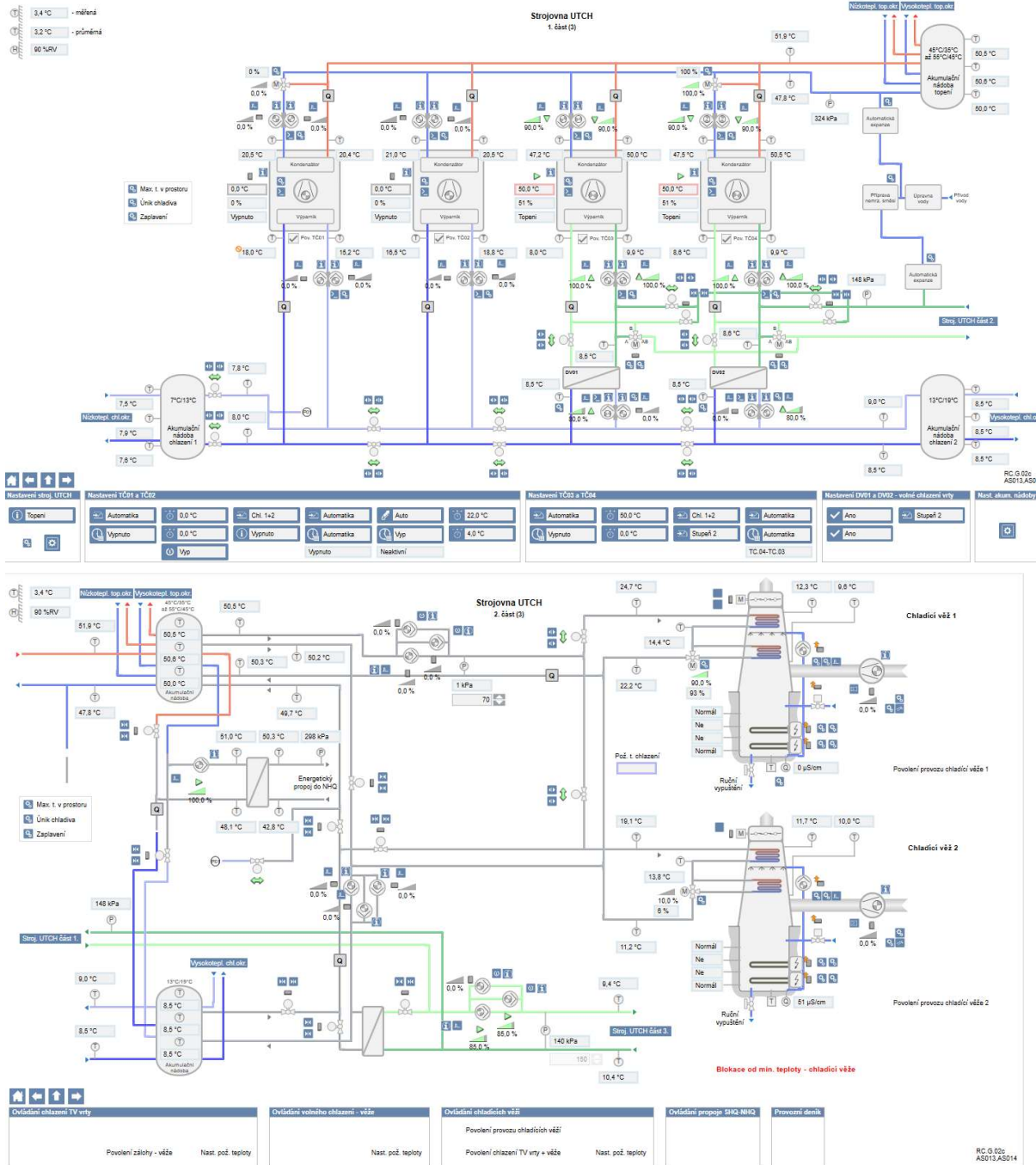
6. Sběr dat a jejich zpracování

6.1 Sběr dat

Data pro hodnocení byla sbírána pomocí místního systému MaR. Pro monitorování a ovládání systému MaR se využívá grafická nadstavba Siemens Desigo CC, která je instalována na serveru MaR v technickém zázemí velínu. V SQL databázi serveru jsou ukládány všechny události, alarmy, zásahy obsluhy, data trendů apod.

Systém umožňuje nastavování požadovaných hodnot a časových programů, potvrzování alarmů, vyhledávání událostí, analýzu dat z trendů apod. Požadované události je možno reportovat e-mailem nebo SMS (GSM modem). Po autorizaci uživatele je možný dálkový přístup do nadřazeného systému Desigo CC webovým klientem s plnohodnotnou funkcionalitou po síti internet.

Zobrazení zdroje tepla a chladu v tomto systému lze pro představu vidět na následujícím obrázku (obr. 41).



Obr. 41: Zdroj tepla a chladu v systému Designo

Vzhledem k enormnímu množství dat, s kterým systém musí pracovat, dochází nezdědky k různým výpadkům v trendech atp. Veškerá získaná data bylo nutné podrobit kontrole a chybějící data s pomocí dodavatele systému a pracovníků údržby a provozu TZB budovy doplnit.

Nejpodstatnější data, která byla sbírána, zkontrolována i rozříděna, jsou uvedeny níže:



Kalorimetrická data

Popis hodnoty:

Kalorimetr výparník TC1

Kalorimetr výparník TC2

Kalorimetr kondenzátor TC1

Kalorimetr kondenzátor TC2

*TC1 = Kompresorová jednotka 1

*TC2 = Kompresorová jednotka 2

Označení:

CumEg [Celk_chlad CH-MTTCV_001]

CumEg [Celk_chlad CH-MTTCV_002]

CumEg [Celk teplo UT-MTTCK_001]

CumEg [Celk teplo UT-MTTCK_002]

Rozměr:

[GJ]

[GJ]

[GJ]

[GJ]

Data spotřeby elektrické energie

Popis hodnoty:

Spotřeba el. en. TC1

Spotřeba el. en. TC2

Hlavní OČ kondenzátor TC1

Hlavní OČ výparník TC1

Hlavní OČ kondenzátor TC2

Hlavní OČ výparník TC2

Hlavní OČ pro okruh: akumulční nádrž
- výměník

Hlavní OČ pro okruh: výměník - vrtné
pole

OČ pro okruh: BKT - S,X

OČ pro okruh: BKT - T

OČ pro okruh: BKT - U,V

OČ pro okruh: BKT - Y,Z

OČ pro okruh: IT místnosti

OČ pro okruh: VZT východ

OČ pro okruh: VZT západ

*OČ = oběhové čerpadlo

Označení:

Pwrg [Celk_odber MDBE 15FA1]

Pwrg [Celk_odber MDBE 15FA2]

CumEg [Celk_odber UT-OC_01a]

CumEg [Celk_odber UT-OC_01b]

CumEg [Celk_odber CH-OC_03a)

CumEg [Celk_odber CH-OC_03b)

CumEg [Celk_odber UT-OC_02a]

CumEg [Celk, odber UT-OC_02b]

CumEg [Celk odber CH-OC 04a]

CumEg [Celk odber CH-OC 04b]

CumEg [Celk_odber UTCH-OC_09a]

CumEg [Celk odber UTCH-OC_09b]

CumEg [Celk odber UTCH-OC_09c]

CumEg [Celk_odber UTCH-OC_10b]

CumEg [Celk_odber UTCH-OC_10a]

CumEg [Celk odber UTCH-OC_10c]

CumEg [Celk_odber CH-OC_14a]

CumEg [Celk_odber CH-OC_14b]

CumEg [Celk_odber CH-OC_15a]

CumEg [Celk_odber CH-OC_15b]

CumEg [Celk_odber CH-OC_16a]

CumEg [Celk_odber CH-OC_16b]

CumEg [Celk_odber CH-OC_17a]

CumEg [Celk_odber CH-OC_17b]

CumEg [Celk_odber CH-OC_18a]

CumEg [Celk_odber CH-OC_18b]

CumEg [Celk_odber CH-OC_21a]

CumEg [Celk_odber CH-OC_21b]

CumEg [Celk_odber CH-OC_20a]

CumEg [Celk_odber CH-OC_20b]

Rozměr:

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]

[kWh]



Teplotní a klimatická data

Popis hodnoty:	Označení:	Rozměr:
Teplota výstup výparník TC1	T01 [T_vyst_vypar_UTCH-TC_01]	[°C]
Teplota zpátečka výparník TC1	T02 [T_zpat_vypar_UTCH-TC_01]	[°C]
Teplota výstup kondenzátor TC1	T03 [T_vyst_kond_UTCH-TC_01]	[°C]
Teplota zpátečka kondenzátor TC1	T04 [T_zpat_kond_UTCH-TC_01]	[°C]
Teplota výstup výparník TC2	T01 [T_vyst_vypar_UTCH-TC_02]	[°C]
Teplota zpátečka výparník TC2	T02 [T_zpat_vypar_UTCH-TC_02]	[°C]
Teplota výstup kondenzátor TC2	T03 [T_vyst_kond_UTCH-TC_02]	[°C]
Teplota zpátečka kondenzátor TC2	T04 [T_zpat_kond_UTCH-TC_02]	[°C]
Vnější teplota meteostanice na střeše	TOa [Venk_teplota mts]	[°C]
Vnější teplota severní fasáda	TOa [Venk_teplota sever]	[°C]
Vnější relativní vlhkost meteostanice	HuRel [Rel_vlhkost mts]	[%RV]
Vnější absolutní vlhkost meteostanice	HuAbs [Abs_vlhkost mts]	[g/m3]
Entalpie vnějšího vzduchu meteostanice	EnthOa [Venk_entalpie mts]	[kJ/kg]
Oslunění meteostanice	Rad [Celk_osluneni mts]	[W/m2]
Dešťové čidlo meteostanice	RainDetS [Sign_cidlo dest mts]	[-]

Data o výkonu jednotek

Popis hodnoty:	Označení:	Rozměr:
Aktuální výkon TC1	Pwr [Akt_vykon_UTCH-TC_01]	[%]
Aktuální výkon TC2	Pwr [Akt_vykon_UTCH-TC_02]	[%]

6.2 Zpracování dat

Nejprve bylo nutné určit data, která budou pro tuto práci nezbytná. S tím se pojila kontrola, jestli je jejich ukládání v pořádku. To bylo provedeno pomocí systému Desigo, ve spolupráci s technikou objektu. Po ukončení letního režimu budovy byly z tohoto systému vygenerovány určené datové soubory ve formátu CSV. Data byla dále uložena ve formátu XLSX (MS Excel), zde probíhalo i další zpracování (srovnání času, jednotek...), vyhodnocení a tvorba grafů.

7. Stanovení reálné efektivity zdroje při výrobě chladu

Tato část DP se věnuje konkrétnímu vyhodnocení efektivity výroby chladu ve vybraném objektu. Jsou zde popsány konkrétní okrajové podmínky a způsoby vyhodnocení provozu. Cílem této části je zjistit reálný chladicí faktor pro různé hranice soustavy v průběhu chladicí sezóny a analyzovat vliv jednotlivých chladicích zařízení na efektivitu systému. Poté porovnat tyto hodnoty s předpokladem při návrhu budovy.

Efektivita výroby chladu je vyhodnocována pro čtyři základní kombinace hranic zóny chladicích zařízení, tyto kombinace se liší v rozsahu započtení spotřeby elektrické energie různých zařízení pro výrobu a distribuci chladu v objektu (kompresorové jednotky, oběhová čerpadla). Sledovaný interval pro tyto kombinace je totožný.



7.1 Okrajové podmínky a provozní stavy pro pozorovaný interval

Prvním úkolem, byla volba pozorovaného a vyhodnocovaného intervalu. Potřeba chladu v budově je vzhledem k serverovým místnostem celoroční. Zvolen byl ale nakonec interval, kdy je budova v režimu letního provozu (kompresorové jednotky řízeny set pointem žádané teploty na výstupu z výparníku - podrobněji popsáno v části 5.1 této práce). V tomto režimu je výroba chladu primárním cílem zdroje. Data získaná během tohoto režimu, by tedy měla o efektivitě výroby chladu lépe vypovídat. Tento letní režim byl v provozu od 23.05.2022 do 18.09.2022, tedy přibližně čtyři měsíce.

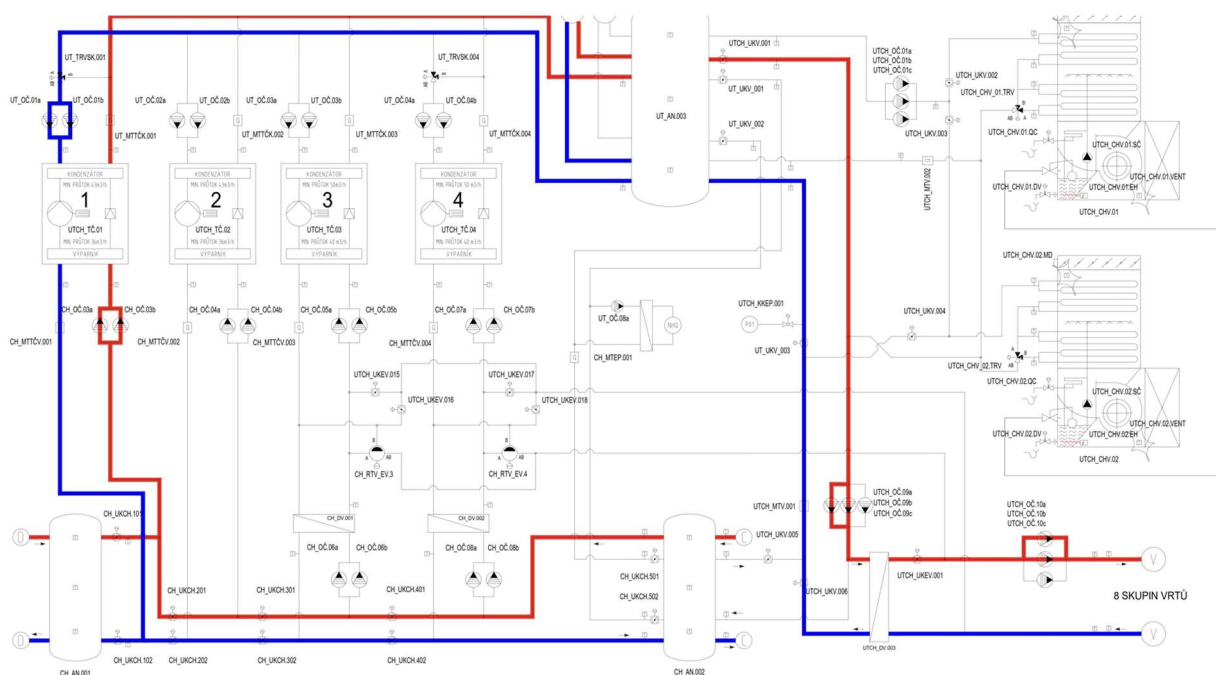
7.1.1 Detailní provozní režimy během pozorovaného intervalu

Během tohoto letního provozu nebylo pro dosažení požadovaných chladicích výkonů soustavy nutné zapnout chladicí věže ani jednou, tudíž v hodnocení nefigurují. V provozu byla ale vždy minimálně jedna kompresorová jednotka. Kompresorové jednotky se buďto střídají (z důvodu rovnoměrného opotřebení), nebo, v případě potřeby, pracují souběžně.

Prakticky se během letního provozu střídají tři provozní režimy, ty jsou znázorněny a popsány na následujících grafech.

Režim provozu TC1

Během tohoto letního režimu je v provozu pouze kompresorová jednotka TC1, jednotka je řízena dle požadavku na teplotu chladicí vody z výparníku 13°C. Jedná se o základní režim letního provozního stavu, pokud vnější podmínky nevyžadují odvlhčování přiváděného vzduchu ve VZT jednotce (entalpie vnějšího vzduchu nepřesahuje cca 51 kJ/kg). Schéma tohoto režimu je zobrazeno na následujícím obrázku (obr. 42).

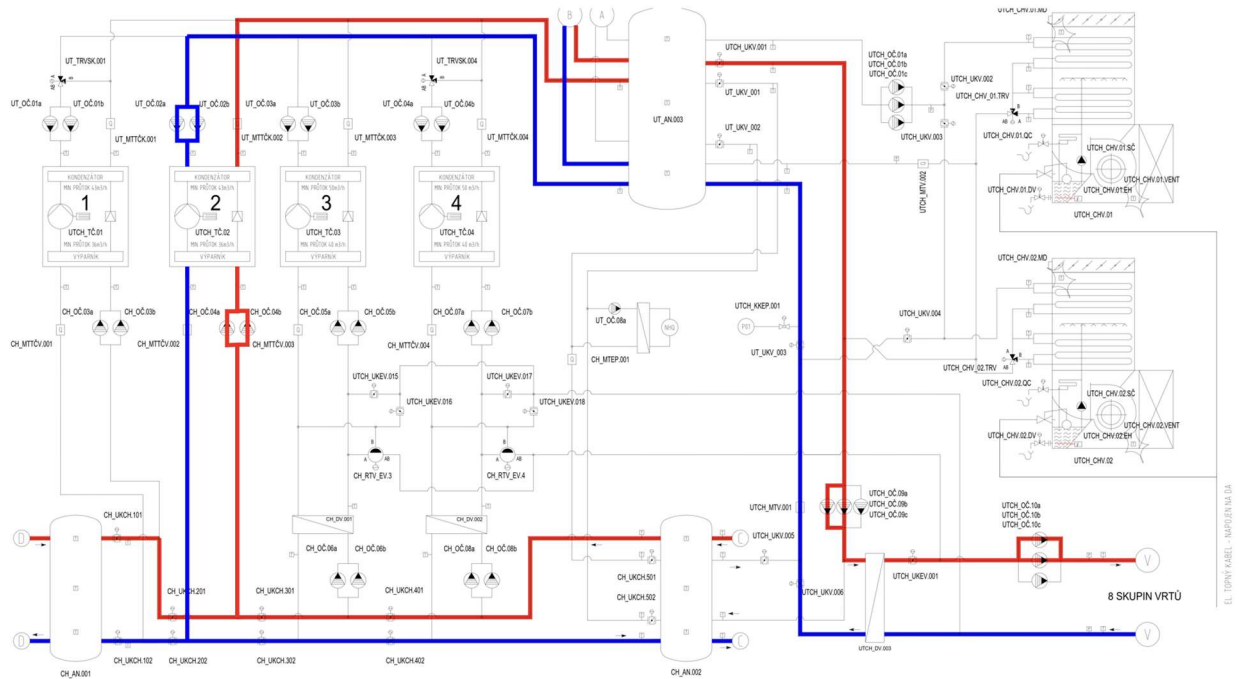


Obr. 42: Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim - TC1 [47]



Režim provozu TC2

Analogický režim k režimu provozu TC1, pouze je TC1 vystřídáno jednotkou TC2 (z důvodu rovnoměrného opotřebení). V provozu je tedy pouze jednotka TC2, řízena rovněž dle požadavku na teplotu chladicí vody z výparníku 13°C. Tento režim je určen také pro klimatické podmínky, které nevyžadují odvlhčování ve VZT jednotce. Schéma tohoto režimu je zobrazeno na následujícím obrázku (obr. 43).



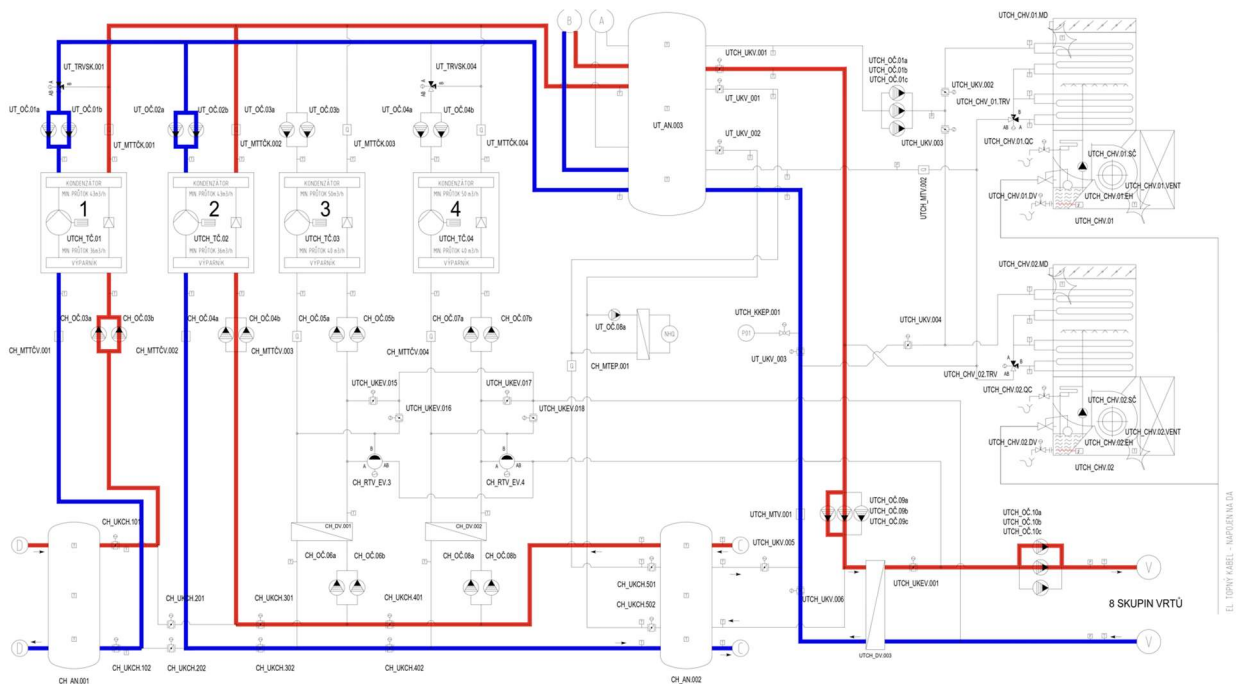
Obr. 43: Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim – TC2 [47]



Režim provozu TC1+TC2

Během tohoto letního režimu jsou v provozu obě kompresorové jednotky TC1 i TC2. Jednotka TC2 zůstává řízena dle požadavku na teplotu chladicí vody z výparníku 13°C. Ale jednotka TC1 je řízena dle potřeby odvlhčovacích chladičů VZT jednotek tak, aby teplota výstupní chladicí vody z výparníku umožňovala otevření regulační armatury okruhu těchto VZT chladičů minimálně na 80%.

Tento provozní režim je spojený s potřebou odvlhčování přiváděného vnějšího vzduchu ve VZT jednotce, jeho sepnutí je ovlivněno vícero parametry, ale prakticky nastává při růstu entalpie vnějšího vzduchu nad cca 51 kJ/kg. Schéma tohoto režimu je zobrazeno na následujícím obrázku (obr. 44).

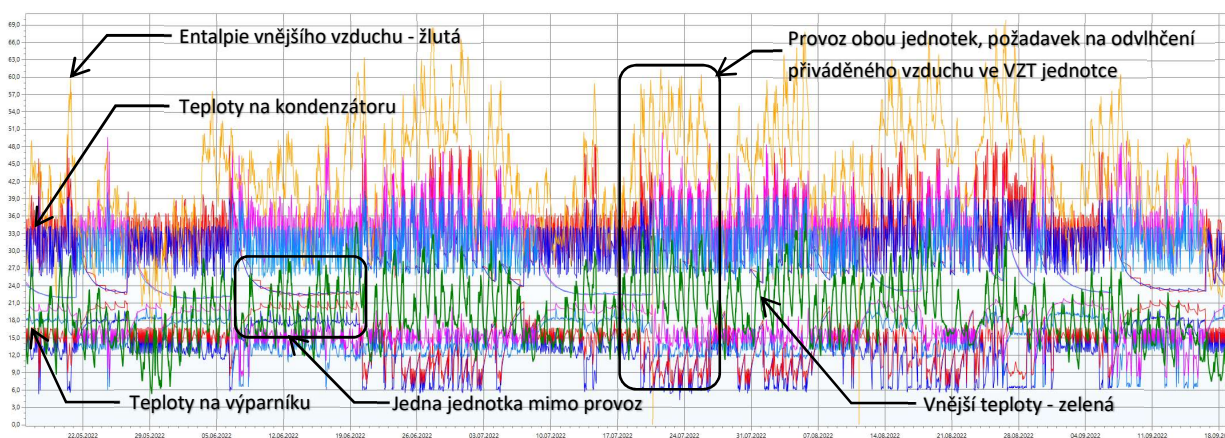


Obr. 44: Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim TC1 + TC2 [47]



Střídání provozních stavů

Střídání těchto režimů a jejich závislost na vnějších klimatických podmínkách lze přehledně vidět na následujícím grafu průběhu teplot na kondenzátoru a výparníku kompresorových jednotek, proloženém entalpií a teplotou vnějšího vzduchu (obr. 45). Je zde vidět, že pokud je aktivní režim, kdy je v provozu jen jedna z kompresorových jednotek, teploty na kondenzátoru a výparníku druhé z jednotek se vždy srovnávají, to znamená, že jednotka není v provozu. Pokud provozní režim přetrvává, jednotka, která byla mimo provoz, střídá aktivní jednotku a opačně. Dále je zde vidět stav při zvýšené entalpii vnějšího vzduchu, to se pojí s požadavkem na odvlhčování venkovního vzduchu ve VZT jednotce. Při tomto požadavku začínají pracovat jednotky TC1 a TC2 současně. Jednotka TC1 chladí výstup chladicí vody z výparníku na teplotu kolem 6°C pro potřeby odvlhčování. Jednotka TC2 chladí dále výstup chladicí vody z výparníku na teplotu kolem 12°C pro potřeby sálavých systémů a serverových místností.



Trendový objekt	Trendová vlastnota	Jednotka	Čas	Datum	Hodnota	Snížené	Osa Y	Odstranit	Skrýt
T01 [T_vyst_vypar_UTCH-TC_01]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	16,2 °C	■	⌄	×	🗑️
T02 [T_zpat_vypar_UTCH-TC_01]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	16,6 °C	■	⌄	×	🗑️
T03 [T_vyst_kond_UTCH-TC_01]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	30,8 °C	■	⌄	×	🗑️
T04 [T_zpat_kond_UTCH-TC_01]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	30,9 °C	■	⌄	×	🗑️
T01 [T_vyst_vypar_UTCH-TC_02]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	18,7 °C	■	⌄	×	🗑️
T02 [T_zpat_vypar_UTCH-TC_02]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	20,2 °C	■	⌄	×	🗑️
T03 [T_vyst_kond_UTCH-TC_02]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	23,7 °C	■	⌄	×	🗑️
T04 [T_zpat_kond_UTCH-TC_02]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	23,6 °C	■	⌄	×	🗑️
TOa [Venk_teplota mts_]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	7,1 °C	■	⌄	×	🗑️
TOa [Venk_teplota sever]	Aktuální hodnota	°C	23:59:59	18.09.2022	11,1 °C	■	⌄	×	🗑️
HuAbs [Abs_vlhkost mts_]	Aktuální hodnota	g/m3	23:59:59	18.09.2022	6,9 g/m3	■	⌄	×	🗑️
EnthOa [Venk_entalpie mts_]	Aktuální hodnota	kJ/kg	23:59:59	18.09.2022	22,0 kJ/kg	■	⌄	×	🗑️
RainDetS [Sign_cidlo dest mts_]	Aktuální hodnota		23:59:59	18.09.2022	Aktivní (1)	■		×	🗑️

Obr. 45: Průběhy teplot na kondenzátoru a výparníku jednotek a vnější klimatické podmínky



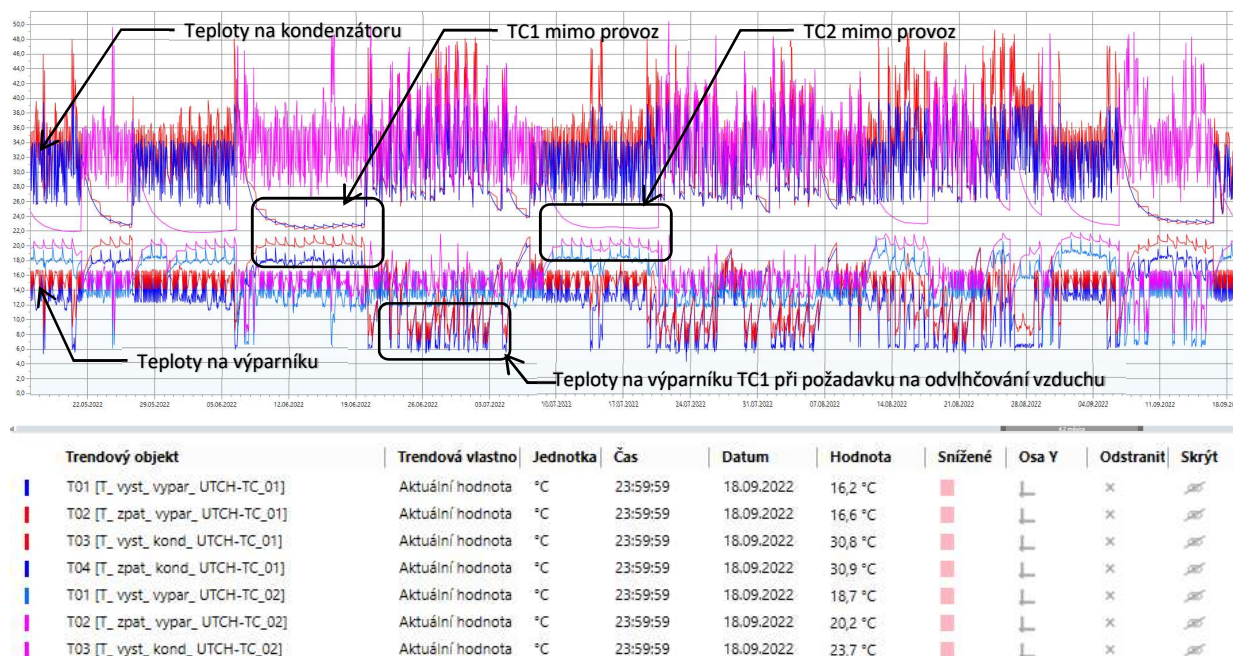
7.1.2 Teploty na výparníku a kondenzátoru během pozorovaného intervalu

Jak bylo zmíněno v předchozích částech této práce, teplotní spády médií, s kterými kompresorové zařízení pracuje, jsou jednou ze stěžejních okrajových podmínek, které ovlivňují efektivitu kompresorových jednotek. Průměrné teploty těchto médií v průběhu posuzovaného intervalu jsou zobrazeny v následující tabulce (tab .3).

Průměrné hodnoty pro období 23.5.2022 - 18.09.2022			
Popis hodnoty:	[označení]:	Hodnota:	Rozměr:
Teplota výstup výparník TC1	T01 [T_vyst_vypar_UTCH-TC_01]	10,30	[°C]
Teplota zpátečka výparník TC1	T02 [T_zpat_vypar_UTCH-TC_01]	12,98	[°C]
Teplota výstup kondenzátor TC1	T03 [T_vyst_kond_UTCH-TC_01]	33,02	[°C]
Teplota zpátečka kondenzátor TC1	T04 [T_zpat_kond_UTCH-TC_01]	31,15	[°C]
Teplota výstup výparník TC2	T01 [T_vyst_vypar_UTCH-TC_02]	12,65	[°C]
Teplota zpátečka výparník TC2	T02 [T_zpat_vypar_UTCH-TC_02]	15,07	[°C]
Teplota výstup kondenzátor TC2	T03 [T_vyst_kond_UTCH-TC_02]	33,91	[°C]
Teplota zpátečka kondenzátor TC2	T04 [T_zpat_kond_UTCH-TC_02]	31,30	[°C]
Průměrná teplota výstup výparník TC1 + TC2		11,48	[°C]
Průměrná teplota zpátečka výparník TC1 + TC2		14,03	[°C]
Průměrná teplota výstup kondenzátor TC1 + TC2		33,47	[°C]
Průměrná teplota zpátečka kondenzátor TC1 + TC2		31,23	[°C]

Tab. 3: Průměrné teploty na kondenzátoru a výparníku

Průběh těchto teplot je zobrazen na následujícím grafu (obr. 46).



Obr. 46: Průběhy teplot na kondenzátoru a výparníku jednotek



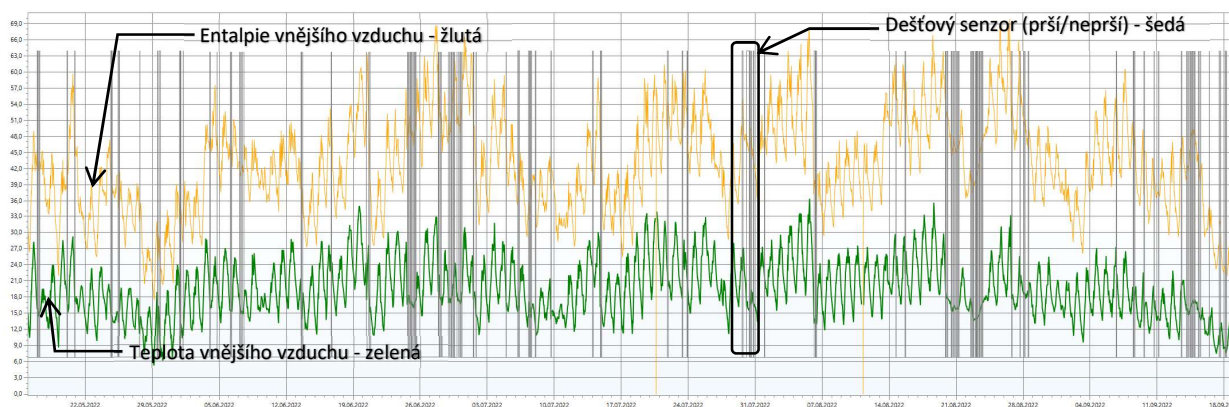
7.1.3 Vnější klimatické podmínky během pozorovaného intervalu

Vzhledem k tomu, že se tato práce omezuje na zdroj tepla a chladu, tyto hodnoty nemají na vyhodnocení přímý vliv. V práci jsou stěžejní pouze teploty médií, s kterými kompresorové jednotky přímo pracují. Z hlediska provozu budovy je však vhodné uvést, k jakým klimatickým podmínkám se tyto teploty vztahují. Průměrné vnější klimatické podmínky v průběhu posuzovaného intervalu jsou zobrazeny v následující tabulce (tab .4).

Průměrné hodnoty pro období 23.5.2022 - 18.09.2022			
Popis hodnoty:	[označení]:	Hodnota:	Rozměr:
Vnější teplota meteostanice na střeše	TOa [Venk_ teplota mts_]	19,42	[°C]
Vnější teplota severní fasáda	TOa [Venk_ teplota sever]	21,00	[°C]
Vnější relativní vlhkost meteostanice	HuRel [Rel_ vlhkost mts_]	64,28	[%RV]
Vnější abs. vlhkost meteostanice	HuAbs [Abs_ vlhkost mts_]	10,37	[g/m3]
Entalpie vnějš. vzd. meteostanice	EnthOa [Venk_ entalpie mts_]	43,07	[kJ/kg]
Oslunění meteostanice	Rad [Celk_ osluneni mts_]	204,84	[W/m2]

Tab.4: Průměrné vnější klimatické podmínky

Průběh těchto hodnot je zobrazen na následujícím grafu (obr. 47).



Obr. 47: Průběhy vnějších klimatických podmínek



7.2 Naměřené hodnoty

V této části jsou uvedeny stěžejní hodnoty pro vyhodnocení efektivity kompresorových jednotek při výrobě chladu. Jedná se, o data spotřeby elektrické energie a naměřené hodnoty vyrobeného tepla a chladu (měřeno přímo u kondenzátoru a výparníku). Naměřené hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 5).

Odečty pozorovaných energií v budově	Odečet k datu 23.05.2022	Odečet k datu 18.09.2022	Rozdíl:
---	-----------------------------	-----------------------------	----------------

Vyrobený chlad - energie za výparníky				
Popis hodnoty	[označení]	[GJ]	[GJ]	[GJ]
Kalorimetr výparník TC1	CumEg [Celk_ chlad CH-MTTCV_001]	2306	3475	1169
Kalorimetr výparník TC2	CumEg [Celk chlad CH-MTTCV_002]	3419	4865	1446

Vyrobené teplo - energie za kondenzátory				
Popis hodnoty	[označení]	[GJ]	[GJ]	[GJ]
Kalorimetr kondenzátor TC1	CumEg [Celk teplo UT-MTTCK_001]	3668	5046	1378
Kalorimetr kondenzátor TC2	CumEg [Celk teplo UT-MTTCK_002]	3992	5632	1640

Spotřeba elektrické energie kompresorových jednotek				
Popis hodnoty	[označení]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Spotřeba el. en. TC1	Pwrg [Celk_ odber MDBE 15FA1]	155674	217763	62089
Spotřeba el. en. TC2	Pwrg [Celk_ odber MDBE 15FA2]	164943	232106	67163

Spotřeba elektrické energie oběhových čerpadel pro kompresorové jednotky				
Popis hodnoty	[označení]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
OČ kondenzátor TC1	CumEg [Celk_ odber UT-OC_01a]	8462	10971	2509
	CumEg [Celk_ odber UT-OC_01b]	7989	10625	2636
OČ výparník TC1	CumEg [Celk_ odber CH-OC_03a]	13482	19177	5695
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_03b]	16338	21949	5611
OČ kondenzátor TC2	CumEg [Celk_ odber UT-OC_02a]	9311	12053	2742
	CumEg [Celk, odber UT-OC_02b]	8555	11130	2575
OČ výparník TC2	CumEg [Celk odber CH-OC 04a]	18760	24618	5858
	CumEg [Celk odber CH-OC 04b]	17581	23100	5519

Spotřeba elektrické energie oběhových čerpadel pro maření tepla z teplé akumulární nádrže ve vrtném poli				
Popis hodnoty	[označení]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
OČ pro okruh: akumulární nádrž - výměník	CumEg [Celk_ odber UTCH-OC_09a]	416	545	129
	CumEg [Celk odber UTCH-OC_09b]	1820	1950	130
	CumEg [Celk odber UTCH-OC_09c]	348	485	137
OČ pro okruh: výměník - vrtné pole	CumEg [Celk_ odber UTCH-OC_10b]	8771	10249	1478
	CumEg [Celk_ odber UTCH-OC_10a]	1709	3224	1515
	CumEg [Celk odber UTCH-OC_10c]	45377	46928	1551



Spotřeba elektrické energie oběhových čerpadel jednotlivých chladicích okruhů objektu				
Popis hodnoty	[označení]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
BKT - S,X (dT = 16/19°C)	CumEg [Celk_ odber CH-OC_14a]	13496	14972	1476
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_14b]	13650	15182	1532
BKT - T (dT = 16/19°C)	CumEg [Celk_ odber CH-OC_15a]	9151	9659	508
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_15b]	7960	8485	525
BKT - U,V (dT = 16/19°C)	CumEg [Celk_ odber CH-OC_16a]	13613	14964	1351
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_16b]	14750	16035	1285
BKT - Y,Z (dT = 16/19°C)	CumEg [Celk_ odber CH-OC_17a]	38031	43200	5169
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_17b]	35161	40979	5818
IT místnosti (dT = 16/19°C)	CumEg [Celk_ odber CH-OC_18a]	25805	27676	1871
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_18b]	20863	22556	1693
VZT východ (dT = 16/19°C až 7/13°C)	CumEg [Celk_ odber CH-OC_21a]	1323	1615	292
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_21b]	1294	1588	294
VZT západ (dT = 16/19°C až 7/13°C)	CumEg [Celk_ odber CH-OC_20a]	5197	6215	1018
	CumEg [Celk_ odber CH-OC_20b]	5177	6140	963

Tab.5: Odečty pozorovaných energií v budově

Souhrn těchto hodnot sjednocených na kWh je uveden v následující tabulce (tab 6).

Souhrnná tabulka energií pro hodnocený interval	[kWh]
Vyrobený chlad jednotkou TC1	324722,2
Vyrobený chlad jednotkou TC2	401666,7
Součet vyrobeného chladu jednotkami TC1 + TC2	726388,9
Vyrobené teplo jednotkou TC1	382777,8
Vyrobené teplo jednotkou TC2	455555,6
Součet vyrobeného tepla jednotkami TC1 + TC2	838333,3
Spotřeba el. en. kompresorové jednotky TC1	62089,0
Spotřeba el. en. kompresorové jednotky TC2	67163,0
Součet spotřeby el. en. kompresorových jednotek TC1 + TC2	129252,0
Spotřeba el. en. OČ u kondenzátoru a výparníku TC1	16694,0
Spotřeba el. en. OČ u kondenzátoru a výparníku TC2	16684,0
Součet spotřeby el. en. OČ u kondenzátoru výparníku TC1+TC2	33378,0
Celková spotřeba el. en. oběhových čerpadel pro maření tepla z teplé akumulační nádrže ve vrtném poli	4940,0
Součet spotřeby el. en. OČ jednotlivých chladicích okruhů objektu	23795,0

Tab.6: Souhrnná tabulka energií pro hodnocený interval



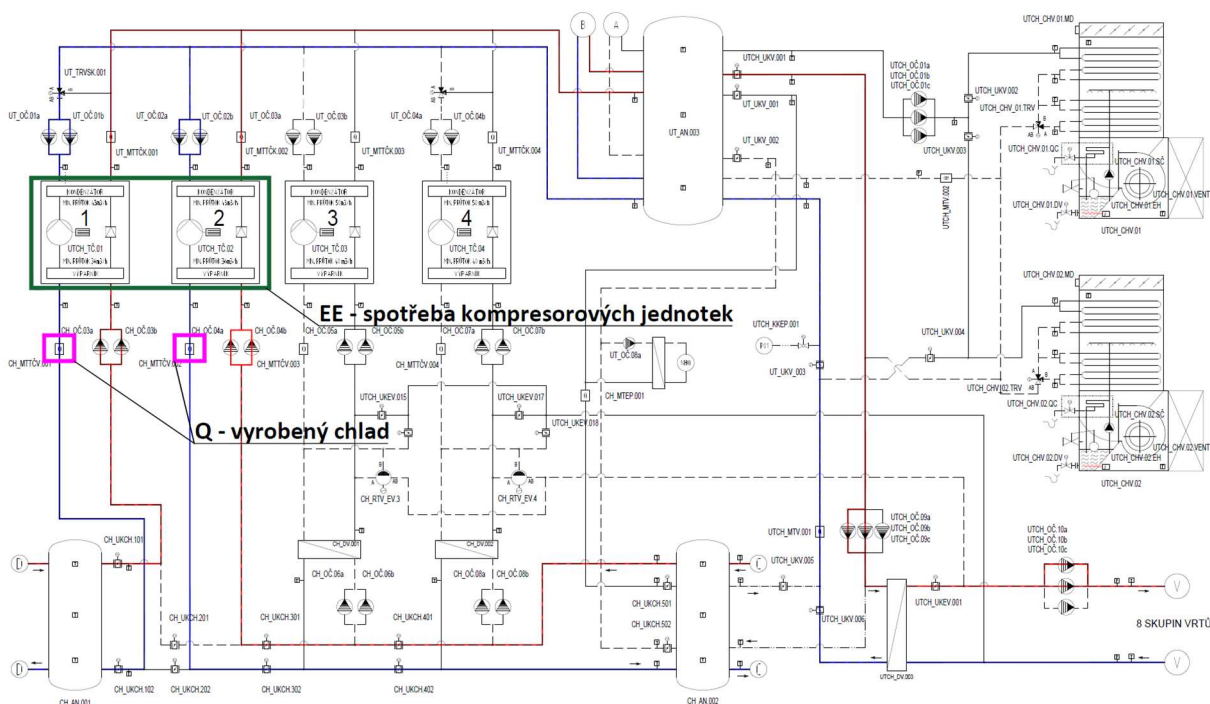
7.3 Vyhodnocení

Vyhodnocení efektivity výroby chladu bylo provedeno pro čtyři kombinace hranic zóny chladicích zařízení, tyto kombinace jsou podrobněji popsány níže. Efektivita chladicích zařízení je v této práci určována poměrem vyrobeného chladu (=záporného tepla), naměřeného kalorimetru za výparníky, ku spotřebované elektrické energii zařízení pro výrobu a distribuci chladu po budově. V zásadě se dá mluvit o sezónním chladicím faktoru. Vzhledem k tomu, že stanovení hodnoty sezónního chladicího faktoru SEER je přesně udávané normou, je zde chladicí faktor během reálného provozu značen jako SEER'. K této hodnotě je vždy udáván i poměr získaného tepla na straně kondenzátorů ku spotřebované elektrické energii – tato hodnota je zde značena jako COP'. Hodnota COP' slouží pro kontrolu hodnot SEER' a také vypovídá o tom, jaká část příkonu kompresorové jednotky je na kondenzátorové straně odvedena ve formě tepla.

Součástí jednotlivých kombinací je vždy schéma zdroje tepla a chladu, kde jsou vyznačeny kalorimetry, na kterých byl měřen vyrobený chlad – fialový rámeček s označením „Q“. Dále jsou ve schématech vyznačeny veškerá zařízení, jejichž spotřeba elektrické energie, je v dané kombinaci započtena – zelený rámeček s označením „EE“.

7.3.1 Kombinace hranic zóny 1

V této kombinaci je zahrnuta pouze spotřeba elektrické energie samotných kompresorových jednotek. Vzhledem k tomu, že kompresorová jednotka TC1 slouží i pro odvlhčování ve VZT jednotce a v případě potřeby je zde požadavek na výrazně nižší teplotu chladicí vody než u jednotky TC2, je tato kombinace pro porovnání tohoto vlivu rozdělena na tři části. Kromě průměrného chladicího faktoru obou jednotek, je zde pro jednotky TC1 i TC2, uveden chladicí faktor samostatně. Grafické schéma, zobrazující hranice zóny pro tuto kombinaci, je na následujícím obrázku (obr. 48).



Obr. 48: Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 1 [47]



Kombinace 1.a

Tato kombinace zahrnuje vyrobený chlad i spotřebovanou elektrickou energii obou kompresorových jednotek. Průměrné pracovní teploty pro obě jednotky, během pozorovaného intervalu, byly **11,48/14,03°C** na straně výparníku a **33,47/31,23°C** na straně kondenzátoru. Výsledky pro tuto kombinaci jsou v následující tabulce (tab. 7).

Kombinace 1.a:	Označení	Hodnota[-]
Vyrobený chlad TC1 a TC2 / EE kompresorové jednotky TC1 a TC2	SEER_{1a}	5,62
Efektivita výroby tepla pro analogickou kombinaci	COP_{1a}	6,49

Tab.7: Výsledky kombinace 1.a

Kombinace 1.b

Tato kombinace zahrnuje vyrobený chlad a spotřebovanou elektrickou energii pouze pro kompresorovou jednotku TC1. Jedná se o jednotku, která v případě potřeby vyrábí vysokopotenciální chlad nezbytný pro odvlhčování. Průměrné pracovní teploty pro tuto jednotku, během pozorovaného intervalu, byly **10,30/12,98°C** na straně výparníku a **33,02/31,15°C** na straně kondenzátoru. Výsledky pro tuto kombinaci jsou v následující tabulce (tab. 8).

Kombinace 1.b:	Označení	Hodnota[-]
Vyrobený chlad TC1 / EE kompresorové jednotky TC1	SEER_{1b}	5,23
Efektivita výroby tepla pro analogickou kombinaci	COP_{1b}	6,16

Tab.8: Výsledky kombinace 1.b

Kombinace 1.c

Tato kombinace zahrnuje vyrobený chlad a spotřebovanou elektrickou energii pouze pro kompresorovou jednotku TC2. Jedná se o jednotku, která v průběhu celé sezóny vyrábí pouze nízkopotenciální chlad. Průměrné pracovní teploty pro tuto jednotku, během pozorovaného intervalu, byly **12,65/15,07°C** na straně výparníku a **33,47/31,23°C** na straně kondenzátoru. Výsledky pro tuto kombinaci jsou v následující tabulce (tab. 9).

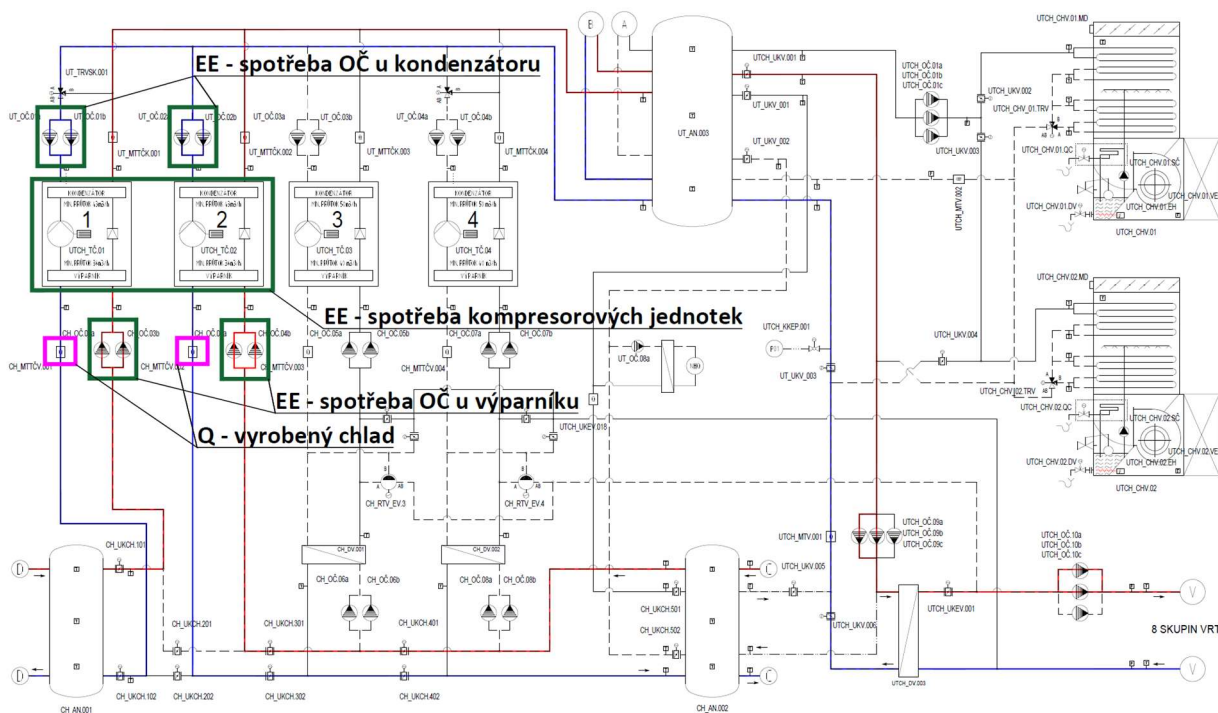
Kombinace 1.c:	Označení	Hodnota[-]
Vyrobený chlad TC2 / EE kompresorové jednotky TC2	SEER_{1c}	5,98
Efektivita výroby tepla pro analogickou kombinaci	COP_{1c}	6,78

Tab.9: Výsledky kombinace 1.c



7.3.2 Kombinace hranic zóny 2

V této kombinaci je zahrnuta spotřeba elektrické energie kompresorových jednotek a spotřeba elektrické energie oběhových čerpadel vstupního a výstupního média na straně výparníku a kondenzátoru. Tato hranice zóny, zahrnuje minimální nezbytný počet zařízení pro chlazení kompresorovými jednotkami v zapojení typu země - voda. Pro jednodušší systémy tohoto typu už další oběhová čerpadla nemusí být potřebná. Grafické schéma, zobrazující hranice zóny pro tuto kombinaci je na následujícím obrázku (obr. 49).



Obr. 49: Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 2 [47]

Výsledky pro tuto kombinaci jsou v následující tabulce (tab. 10).

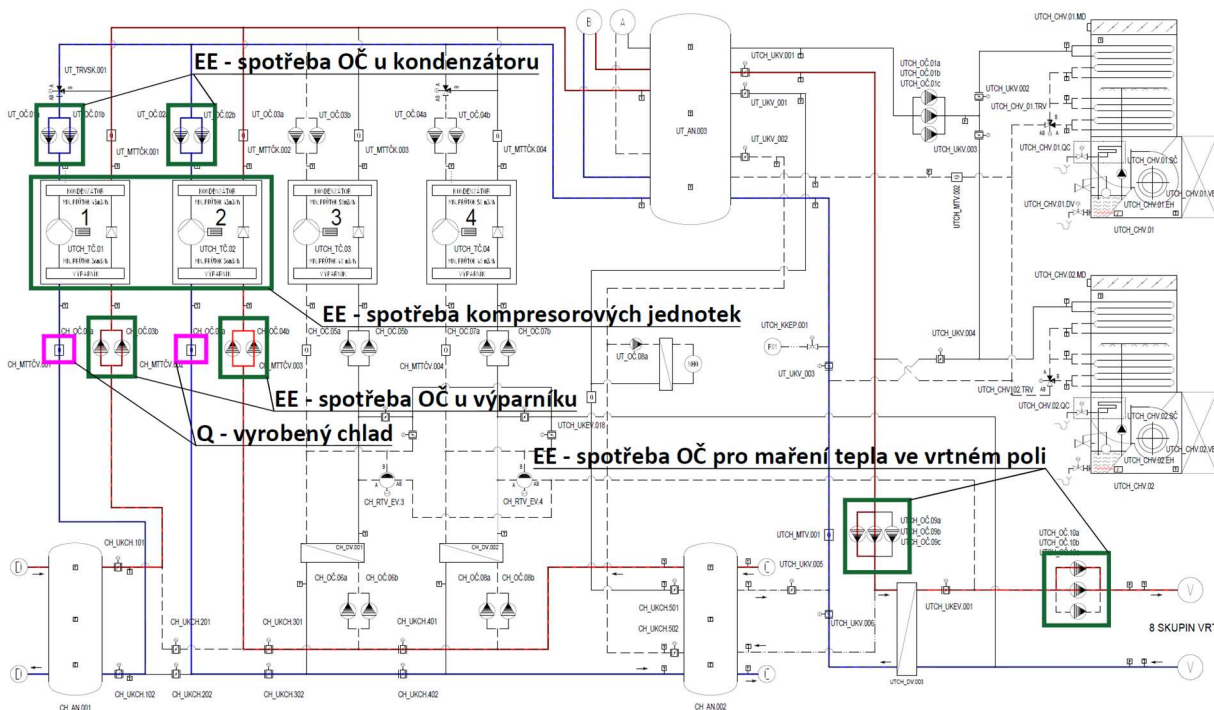
Kombinace 2:	Označení	Hodnota[-]
Vyrobený chlad TC1 a TC2 / (EE kompresorové jednotky TC1 a TC2 + OČ u kondenzátoru a výparníku)	SEER ₂	4,47
Efektivita výroby tepla pro analogickou kombinaci	COP ₂	5,15

Tab.10: Výsledky kombinace 2



7.3.3 Kombinace hranic zóny 3

V této kombinaci je zahrnuta spotřeba elektrické energie kompresorových jednotek, spotřeba elektrické energie oběhových čerpadel vstupního a výstupního média na straně výparníku a kondenzátoru a spotřeba elektrické energie pro oběhová čerpadla, která zajišťují průtok média vrtným polem (=maření tepla ve vrtném poli). Grafické schéma, zobrazující hranice zóny pro tuto kombinaci je na následujícím obrázku (obr. 50).



Obr. 50: Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 3 [47]

Výsledky pro tuto kombinaci jsou v následující tabulce (tab. 11).

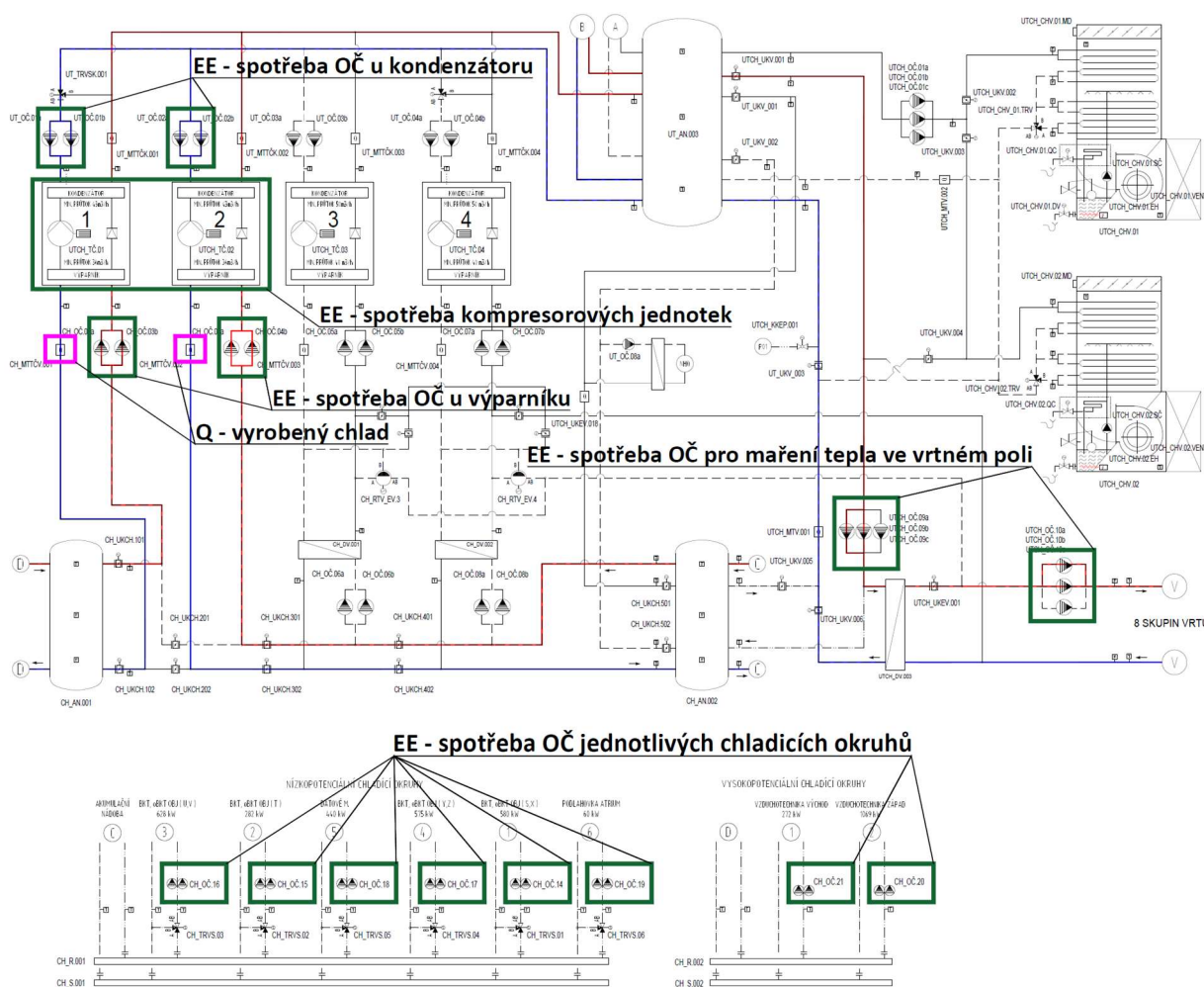
Kombinace 3:	Označení	Hodnota[-]
Vyrobený chlad TC1 a TC2 / (EE kompresorové jednotky TC1 a TC2 + EE OČ u kondenzátoru a výparníku + EE OČ maření tepla ve vrtném poli)	SEER ₃	4,33
Efektivita výroby tepla pro analogickou kombinaci	COP ₃	5,00

Tab.11: Výsledky kombinace 3



7.3.4 Kombinace hranic zóny 4

V této kombinaci je zahrnuta spotřeba elektrické energie kompresorových jednotek, spotřeba elektrické energie oběhových čerpadel vstupního a výstupního média na straně výparníku a kondenzátoru, spotřeba elektrické energie pro oběhová čerpadla, která zajišťují průtok média vrtným polem (=maření tepla ve vrtném poli) a spotřebu elektrické energie oběhových čerpadel jednotlivých chladicích okruhů. Jedná se tedy o započtení veškeré elektrické energie, která je pro výrobu a distribuci chladu v objektu potřebná. Zanedbán je pouze příkon systému MaR a spotřebovaná elektrická energie pohony regulačních armatur. Grafické schéma, zobrazující hranice zóny pro tuto kombinaci je na následujícím obrázku (obr. 51).



Obr. 51: Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 4 [47]

Výsledky pro tuto kombinaci jsou v následující tabulce (tab. 12).

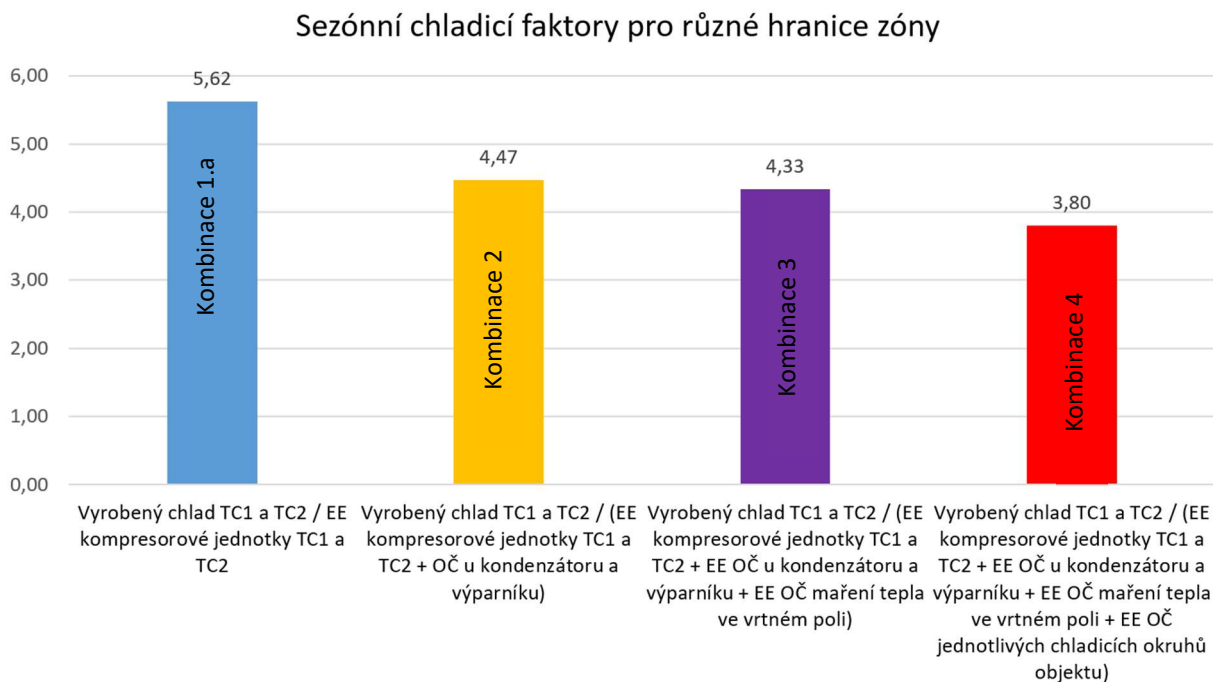
Kombinace 4:	Označení	Hodnota[-]
Vyrobený chlad TC1 a TC2 / (EE kompresorové jednotky TC1 a TC2 + EE OČ u kondenzátoru a výparníku + EE OČ maření tepla ve vrtném poli + EE OČ jednotlivých chladicích okruhů objektu)	SEER ₄	3,80
Efektivita výroby tepla pro analogickou kombinaci	COP ₄	4,38

Tab.12: Výsledky kombinace 4



7.3.5 Souhrn výsledků vyhodnocení

V této části diplomové práce jsou uvedeny souhrnné výsledky vyhodnocení reálného chladicího faktoru pro zmiňované hranice zóny. Na následujícím grafu (obr.52) lze vidět, jak se mohou chladicí faktory lišit dle přístupu k jejich stanovení. Rozdíl mezi kombinací 4 (započteny veškeré spotřeby elektrické energie) a kombinací 1 (započtena pouze spotřeba elektrické energie kompresorových jednotek) je téměř 50 %.

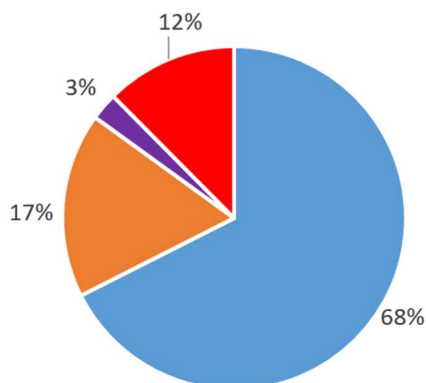


Obr. 52: Sezónní chladicí faktory pro různé hranice zóny

Pro nejobsáhlejší hranice zóny (kombinace 4), které zahrnují veškerou spotřebovanou elektrickou energii zařízení pro výrobu a distribuci chladu, je na následujícím grafu (obr. 53) zobrazen podíl spotřeb elektrické energie těchto zařízení.



Podíl spotřeb veškeré potřebné el. energie zařízení pro výrobu a distribuci chladu během pozorovaného intervalu



- Součet spotřeby el. en. kompresorových jednotek TC1 + TC2
- Součet spotřeby el. en. OČ u kondenzátoru výparníku TC1+TC2
- Celková spotřeba el. en. oběhových čerpadel pro maření tepla z teplé akumulární nádrže ve vrtném poli
- Součet spotřeby el. en. OČ jednotlivých chladicích okruhů objektu

Obr. 53: Podíl spotřeb EE při výrobě chladu

Z tohoto grafu je patrné, že největší spotřebu elektrické energie sice mají kompresorové jednotky, ale oběhová čerpadla tvoří rovněž velice podstatnou část celkové spotřeby. Obzvláště pak čerpadla u výparníků a kondenzátorů a čerpadla jednotlivých chladicích okruhů.



8. Dílčí závěr

V souladu se zadáním byla nejprve vypracována rešerše používaných zdrojů tepla a chladu pro obdobné typy objektů. Byly zde vybrány nejběžnější zdroje, které lze v našich podmínkách v administrativních budovách nalézt. Popsán byl princip jejich fungování a zejména, hlavní výhody a nevýhody. V rámci teoretické části byl zpracován také přehled používaných metod pro stanovení účinnosti kompresorových zdrojů tepla a chladu. Především zde byly popsány topné a chladičové faktory kompresorových jednotek a související požadavky evropské unie.

V praktické části byla nejprve stručně popsána administrativní budova, na které toto pozorování probíhalo. Blíže popsán byl poté zdroj tepla a chladu této budovy, způsoby jeho provozování a konkrétní zařízení, která jsou v objektu použita. Dále byl popsán způsob sběru a zpracování dat nezbytných pro vyhodnocení.

V závěrečné části se práce věnovala vyhodnocení efektivity zdroje tepla a chladu vybrané budovy při letním provozním režimu (výroba chladu). Hlavním cílem bylo určit reálný chladičový faktor po započtení veškerých energií potřebných pro získávání a distribuci chladu. V této části byl přesně popsán provoz zdroje a okrajové podmínky v průběhu pozorovaného intervalu. V samotném vyhodnocení pak byly zjištěny následující hodnoty a z toho plynoucí náměty na možnou optimalizaci provozu zdroje tepla / chladu v letním období.

Při srovnání chladičového faktoru SEER' pro kombinaci 1.b (TC1, SEER'_{1b} = 5,23) a 1.c (TC2, SEER'_{1c} = 5,98), je patrný rozdíl přibližně 15%, v neprospěch efektivity jednotky TC1. Ten je způsoben tím, že jednotka TC1 byla v případě potřeby využívána i pro výrobu vysokopotenciálního chladu pro odvlhčování ve VZT jednotkách. Tento rozdíl podporuje myšlenku využívání dvou kompresorových jednotek pro chlazení. To umožňuje i při potřebě vysokopotenciálního chladu zachovat výrobu nízkopotenciálního chladu druhou kompresorovou jednotkou při vyšším chladičovém faktoru.

Při vzájemném porovnání chladičových faktorů pro různé kombinace hranic zóny, byl zase patrný vliv těchto hranic na výsledný chladičový faktor (obr. 52). Sezónní chladičový faktor, do kterého byla započtena pouze spotřeba elektrické energie kompresorových jednotek, dosáhl hodnoty SEER'_{1.a} = 5,62. Zatímco sezónní chladičový faktor, do kterého byla započtena také spotřeba elektrické energie veškerých oběhových čerpadel, dosáhl pouze hodnoty SEER'₄ = 3,80. To činí rozdíl celých 48% a zdůrazňuje tak význam přesného stanovení hranic zóny chladičových zařízení a jejich vliv na přesné určení efektivity systému chlazení. Zajímavé se může zdát také srovnání s deklarovaným sezónním chladičovým faktorem dle EN (SEER dle EN 14825 = 9,10; viz část „5.2.1“ této práce). Metodikám této hodnoty se nejvíce přibližuje kombinace 1.a této práce (SEER'_{1.a} = 5,62). Odchylka předpokládaného SEER od naměřeného SEER' je však více než 50%, vysvětlení je však poměrně jednoduché. Vzhledem k rozšíření homeoffice v současné době, byla obsazenost budovy výrazně menší, než s jakou se počítalo při návrhu. To se se značnou mírou projevilo i na potřebě chladu a z toho plynoucích výkonů kompresorových jednotek. Ty většinu času pracovaly přibližně na třetinu svého maximálního výkonu, kdy už jejich chladičový faktor značně klesá.

Další zajímavý výstup vyhodnocení je graf podílu spotřeb elektrické energie pro výrobu a distribuci chladu v objektu (obr.53), při započtení veškeré potřebné energie (kombinace 4). Z grafu je patrný výrazný vliv oběhových čerpadel na celkovou spotřebu elektrické energie na



chlazení budovy, veškerá oběhová čerpadla tvoří celkem 32% této spotřeby. Především se jedná o čerpadla jednotlivých chladicích okruhů a čerpadla u výparníků a kondenzátorů.

Zatímco čerpadla jednotlivých chladicích okruhů jsou provozována optimálně s ohledem na minimální spotřebu elektrické energie - provoz těchto čerpadel je řízen podle konkrétní potřeby chladu dle požadavků regulačních ventilů a provozována jsou na minimální potřebný dispoziční tlak na základě hodnot z v soustavě umístěných tlakových čidel. Naopak oběhová čerpadla u výparníků a kondenzátorů běží v současném nastavení bez regulace výkonu na maximální průtok - v provozu jsou pak trvale, když je požadavek na chod kompresorové jednotky. Tedy i v případě, že sama kompresorová jednotka není v provozu, ale pouze v pohotovostním režimu a provoz čerpadel pouze zajišťuje průtok jednotkou pro informaci o teplotě médií. Zde se optimalizace provozu těchto oběhových čerpadel nabízí – kupříkladu vyřešením algoritmu spínání čerpadel až při požadavku na provoz kompresoru a využití proměnného průtoku dle okamžitého výkonu kompresorové jednotky.

Obecně tyto výstupy potvrzují, že i v takto vyspělém moderním systému, který je již prakticky čtyři roky v provozu, lze stále najít možnosti optimalizace. Především se jedná o úpravu provozu zdroje tepla a chladu, který souvisí se značně rozdílnými návrhovými a skutečnými provozními parametry budovy. To potvrzuje myšlenku, že přesné zaregulování a nastavení topných a chladicích soustav by nemělo končit s dodávkou systému, ale jejich provoz by měl být neustále monitorován a vyhodnocován. Na základě toho pak optimalizován s ohledem na minimalizaci spotřeby elektrické energie na úpravu vnitřního prostředí.



9. Seznam obrázků

- Obrázek 1 Nejpoužívanější zdroje tepla administrativních budov v Praze [5]
Obrázek 2 Popis kondenzačního plynového kotle [7]
Obrázek 3 Schéma distribuce tepelné energie [9]
Obrázek 4 Schéma elektrokotle [10]
Obrázek 5 Elektrický přímotop [11]
Obrázek 6 Roční dodávka tepelných čerpadel na český trh celkem [13]
Obrázek 7 Princip funkce kompresorového tepelného čerpadla [15]
Obrázek 8 TČ vzduch-vzduch [17]
Obrázek 9 TČ vzduch-voda schéma [18]
Obrázek 10 TČ vzduch-voda [18]
Obrázek 11 TČ země-voda vrty [19]
Obrázek 12 TČ země-voda kolektor [19]
Obrázek 13 TČ voda-voda [20]
Obrázek 14 Vývoj potřeby tepla a chladu ve veřejných budovách evropské unie [22]
Obrázek 15 Červencové teploty v Praze (Praha Libuš, červenec, 2016 – 2021)[24]
Obrázek 16 Přímý freecooling chladičem [25]
Obrázek 17 Freecooling vestavěný do jednotky [25]
Obrázek 18 Oddělený freecooling [26]
Obrázek 19 Vzduchem chlazená chladicí jednotka [28]
Obrázek 20 Schéma absorpčního tepelného čerpadla [29]
Obrázek 21 Vliv teploty přiváděného vzduchu na COP [34]
Obrázek 22 Četnost výskytu teplot v otopném období podle ČSN EN 14825 pro tři definované oblasti [36]

Obrázek 23 Pohled na vybranou budovu [39]
Obrázek 24 Náhled energetického a environmentálního konceptu
Obrázek 25 Kanceláře [39]
Obrázek 26 Signalizace přirozeného větrání [39]
Obrázek 27 Atrium [39]
Obrázek 28 Půdorys vrtného pole
Obrázek 29 Schéma zdroje tepla a chladu
Obrázek 30 Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim
Obrázek 31 Schéma zdroje tepla a chladu – zimní režim
Obrázek 32 Chladicí zařízení Daikin [41]
Obrázek 33 QAC22 - základní odchylka [42]
Obrázek 34 QAC22 [42]
Obrázek 35 QAE2120 - základní odchylka [43]
Obrázek 36 QAE2120 [43]
Obrázek 37 QAE2120 - základní odchylka [44]
Obrázek 38 QAE2120 [44]
Obrázek 39 Kalorimetr UH50 [45]
Obrázek 40 FM MAG 5100 W [46]
Obrázek 41 Zdroj tepla a chladu v systému Desigo
Obrázek 42 Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim - TC1



Obrázek 43	Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim – TC2
Obrázek 44	Schéma zdroje tepla a chladu – letní režim TC1 + TC2
Obrázek 45	Průběhy teplot na kondenzátoru a výparníku jednotek a vnější klimatické podmínky
Obrázek 46	Průběhy teplot na kondenzátoru a výparníku jednotek
Obrázek 47	Průběhy vnějších klimatických podmínek
Obrázek 48	Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 1
Obrázek 49	Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 2
Obrázek 50	Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 3
Obrázek 51	Schéma zdroje tepla a chladu – kombinace 4
Obrázek 52	Sezónní chladicí faktory pro různé hranice zóny
Obrázek 53	Podíl spotřeb EE při výrobě chladu

10. Seznam tabulek

Tabulka 1	Třídy energetické účinnosti klimatizátorů vzduchu s výjimkou dvoukanálových a jednocanálových [31]
Tabulka 2	Třídy energetické účinnosti dvoukanálových a jednocanálových klimatizátorů vzduchu [31]
Tabulka 3	Průměrné teploty na kondenzátoru a výparníku
Tabulka 4	Průměrné vnější klimatické podmínky
Tabulka 5	Odečty pozorovaných energií v budově
Tabulka 6	Souhrnná tabulka energií pro hodnocený interval
Tabulka 7	Výsledky kombinace 1.a
Tabulka 8	Výsledky kombinace 1.b
Tabulka 9	Výsledky kombinace 1.c
Tabulka 10	Výsledky kombinace 2
Tabulka 11	Výsledky kombinace 3
Tabulka 12	Výsledky kombinace 4

11. Použité zdroje

- [1] ČSN EN 14511 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru, soubor norem pro zkoušení tepelných čerpadel, ÚNMZ 2014.
- [2] ČSN EN 15316-4-2 Tepelné soustavy v budovách – Výpočtová metoda pro stanovení energetické potřeby a účinností soustavy – Část 4-2: Výroba tepla pro vytápění, tepelná čerpadla, ÚNMZ, 2011.
- [3] TNI 73 0351 – 730351 Energetické hodnocení soustav s tepelnými čerpadly – Zjednodušený výpočtový postup, ÚNMZ, 2014.
- [4] Matuška, T., Šourek, B.: Výpočet ročního provozu tepelného čerpadla intervalovou metodou podle TNI 73 0351, Topenářství instalace, 2014, č. 7, str. 42–48. ISSN 1211-0906
- [5] Energetika v budovách hlavního města Prahy. <https://golemio.cz> [online]. Praha: Golemio - Operátor ICT, 2022 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: <https://golemio.cz/data/energetika>



- [6] Kondenzační kotel: Zjistěte, jak funguje. In: <https://www.plyn.cz/> [online]. Praha: Plyn.cz, 2020 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: <https://www.plyn.cz/kondenzacni-kotel-zjistete-jak-funguje>
- [7] Kondenzační kotel. M2invest [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: <http://m2invest.cz/www/upload/public/uspory-kondenzacni-kotel-2.jpg>
- [8] ČSN 38 3350 (383350) Zásobování teplem, všeobecné zásady. 06/1989. Hradec Králové: Česká agentura pro standardizaci, 1989.
- [9] Úvod do zásobování teplem. In: <https://docplayer.cz/68764077-1-97-uvod-do-zasobovani-teplem.html> / [online]. Praha, 2020 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/68764077-1-97-uvod-do-zasobovani-teplem.html>
- [10] Inovovaná řada elektrokotlů PROTHERM [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/961-inovovana-rada-elektrokotlu-protherm>
- [11] Přímotop Stiebel Eltron CWM 2000 U. [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z: <https://eshop.premereni.cz/primotopy/>
- [12] Účinnost (fyzika) [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z [https://czwiki.cz/Lexikon/%C3%9A%C4%8Dinnost_\(fyzika\)](https://czwiki.cz/Lexikon/%C3%9A%C4%8Dinnost_(fyzika))
- [13] Tepelná čerpadla – prodeje v roce 2021 [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/24075-tepelna-cerpadla-prodeje-v-roce-2021>
- [14] Tepelná čerpadla [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla>
- [15] Princip funkce tepelného čerpadla [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <http://www.ekovy.cz/jak-funguje-tepelne-cerpadlo.htm#funkce>
- [16] ŠTĚCHOVSKÝ, Jaroslav. Vytápění pro 3. a 4. ročník SPŠ stavebních. Praha: Nakladatelství techn. lit, 1987. Dostupné také z: <https://go.exlibris.link/x9BY6S6r>
- [17] IVT Nordic Inverter [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://www.keylight.sk/ivt-nordic-inverter/>
- [18] MAGIS PRO ErP [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://www.vipsgas.cz/magis-pro-erp.html>
- [19] Tepelná čerpadla země/voda [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://www.viessmann.cz/cs/obytno-budovy/tepelna-cerpadla/tepelna-cerpadla-zemevoda.html>
- [20] Základní rozdělení tepelných čerpadel [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://www.stavebnictvi3000.cz/clanky/zakladni-rozdeleni-tepelnych-cerpadel>
- [21] Tepelná čerpadla voda-voda [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z https://www.tepelna-cerpadla-gorenje.cz/vypis_menu/12-voda-voda-aquagor.html
- [22] Heat and cooling demand and market perspective. 10.2790/56532. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2012. ISBN 978-92-79-25311-9. ISSN 1831-9424.
- [23] Větrání a klimatizace budov s téměř nulovou spotřebou energie [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://vetrani.tzb-info.cz/normy-a-pravni-predpisy-vetrani-klimatizace/9374-vetrani-a-klimatizace-budov-s-temer-nulovou-spotrebou-energie>
- [24] Data ze stanic RBCN ČHMÚ – Praha Libuš [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://www.chmi.cz/historicka-data/pocasi/denni-data/data-ze-stanic-site-RBCN#>



- [25] Co je to vlastně Free cooling? [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8799-co-je-to-vlastne-free-cooling>
- [26] Freecooling [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://www.energoekonom.cz/produkty-freecooling-218>
- [27] CHYSKÝ, Jaroslav. Větrání a klimatizace. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993. ISBN 80-901-5740-8.
- [28] Conquest™ CGAX Vzduchem chlazená chladicí jednotka [online]. [cit. 2022-11-22]. Dostupné z <https://www.trane.com/commercial/europe/cz/cs/products-systems/selection.html>
- [29] SYSTHERM S.R.O. SYMPATIK: absorpční a adsorpční chlazení. Plzeň, 2012.
- [30] Topný faktor u tepelného čerpadla: Co potřebujete vědět? [online]. [cit. 2022-11-23]. Dostupné z <https://www.elektrina.cz/topny-faktor-u-tepelneho-cerpadla-co-potrebuje-vedet>
- [31] Úřední věstník Evropské unie, L 178. NAŘÍZENÍ KOMISE V PŘENESENÉ PRAVOMOCI (EU) č. 626/2011 ze dne 4. května 2011, kterým se doplňuje směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/30/EU, pokud jde o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích klimatizátorů vzduchu. [online]. Svazek 54, 6 července 2011. ISSN 1725-5074. [cit. 2022-11-10]. Dostupné z: https://eurlex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=uriserv%3AOJ.L_.2011.178.01.0001.01.CES&toc=OJ%3AL%3A2011%3A178%3ATOC
- [32] Ekodesign výrobků spojených se spotřebou energie [online]. [cit. 2022-11-23]. Dostupné z <https://www.mpo.cz/cz/energetika/energeticka-ucinnost/ekodesign-a-energeticke-stitkovani-vyrobku/ekodesign-vyrobku-spojenych-se-spotrebou-energie--222025/>
- [33] Topný faktor COP - účinnost tepelného čerpadla [online]. [cit. 2022-11-23]. Dostupné z <https://www.abeceda-cerpadel.cz/cz/topny-faktor-cop-ucinnost-tepelneho-cerpadla>
- [34] Getting the best from underfloor heating [online]. [cit. 2022-11-23]. Dostupné z <https://heatpumps.co.uk/2014/03/06/getting-the-best-from-underfloor-heating/>
- [35] ČSN EN 14825 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Zkoušení a hodnocení při podmínkách s částečným zatížením sezónní výkonosti, soubor norem pro zkoušení tepelných čerpadel, ÚNMZ 2020.
- [36] Hodnocení SCOP tepelných čerpadel pro vytápění [online]. [cit. 2022-11-23]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13507-hodnoceni-scop-tepelnych-cerpadel-pro-vytapeni>
- [37] USHKATS, Anton. CHLADICÍ FAKTORY ZDROJŮ CHLADU. Praha, 2021. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Lain Miloš.
- [38] DRKAL, František, Miloš LAIN a Vladimír ZMRHAL. Klimatizace. 2. přepracované vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2020. ISBN 978-80-01-06736-9.
- [39] Autorské foto – Tomáš Havelka
- [40] Havelka, Tomáš. Vyhodnocení provozu geotermálních vrtů. Praha, 2021. SVOČ. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Prof. Ing. Karel Kabele, CSc.
- [41] Technical Data Sheet Daikin, EWWD715VZPSA1+OP111+OP08d, 2018



- [42] Tech. list čidla QAC22 [online]. [cit. 2022-11-23]. <https://www.hit.sbt.siemens.com/>
 [43] Tech. list čidla QAE2120 [online]. [cit. 2022-11-23]. <https://www.hit.sbt.siemens.com>
 [44] Tech. list čidla QAD22[online]. [cit. 2022-11-23]. <https://www.hit.sbt.siemens.com/>
 [45] Ultrazvukový měřič pro topné a chladicí systémy UH50 [online]. [cit. 2022-11-23]. www.siemens.com/buildingtechnologies/
 [46] Produktový katalog průtokoměru SITRANS F M MAG 5100 W [online]. [cit. 2022-11-23]. <https://www.new.siemens.com/>
 [47] Převzato z projektové dokumentace pozorované administrativní budovy

12. Seznam použitého značení

Značka	Veličina	Rozměr
COP	Topný faktor	[-]
EER	Chladicí faktor	[-]
EER_C	Chladicí faktor pro Carnotův oběh	[-]
EER_R	Chladicí faktor pro reálný oběh	[-]
SCOP	Sezónní topný faktor	[-]
SEER	Sezónní chladicí faktor	[-]
P	Elektrický příkon	[kW]
P_c	Elektrický příkon kompresoru	[kW]
P_{aux}	Elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci tepelného čerpadla	[kW]
Φ_h	Tepelný výkon tepelného čerpadla	[kW]
q	Tepelná energie	[kW]
q_o	Teplo, které pracovní látka předá do otopné soustavy	[kW]
q_p	Teplo, přivedené z vnějšího prostředí	[kW]
$a (=q); q_a$	Elektrická energie (teplo) potřebná pro pohon kompresoru	[kW]
ε	Teoretická účinnost (topný či chladicí faktor) TČ	[-]
Δt	Rozdíl teplot	[K]
t_{biv}	Bivalentní teplota	[K]
Q_H	Referenční roční požadavek na vytápění	[kW]
Q_{HE}	Roční spotřeba energie pro vytápění	[kW]
Q_N	Chladicí výkon	[kW]
Q_C	Referenční požadavek na chlazení	[kW]
Q_{CE}	Roční spotřeba elektrické energie na chlazení	[kW]
T_O	Termodynamická vypařovací teplota	[K]
T_k	Termodynamická kondenzační teplota	[K]
η_R	Účinnost oběhu	[%]
η_C	Účinnost kompresoru	[%]
η_E	Účinnost pohonu	[%]