

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**Provoz klimatizace administrativní
budovy s tepelnými čerpadly**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. ONDŘEJ PAVLIŠ

3-IB-2023



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pavliš** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **475452**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
 Studijní program: **Inteligentní budovy**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Provoz klimatizace administrativní budovy s tepelnými čerpadly

Název diplomové práce anglicky:

Operation of Air Conditioning System in an Administrative Building with Heat Pumps

Pokyny pro vypracování:

Řešte provoz vzduchotechniky včetně zdroje tepla a chladu přidělené administrativní budovy s tepelnými čerpadly a systémem geotabs. Zajistěte sběr a identifikaci dat, vyhodnoťte konkrétní spotřeby a režimy provozu, porovnejte je s výsledky počítačových simulací.

Seznam doporučené literatury:

Chyský, J.; Hemzal, K. a kol. Větrání a klimatizace. Technický průvodce. BOLIT – B press, Brno 1993. ISBN 80-901574-0-8.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Miloš Lain, Ph.D. ústav techniky prostředí FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **20.03.2023** Termín odevzdání diplomové práce: **14.06.2023**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Miloš Lain, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Souhrn

Tato diplomová práce se zabývá provozem klimatizace konkrétní administrativní budovy typu geotabs, která využívá systém aktivace betonového jádra. Velká pozornost byla věnována zdroji tepla a chladu, kterým jsou tepelná čerpadla s rozsáhlým polem geotermálních energetických vrtů. Budova disponuje rozsáhlým systémem MaR, který byl využit ke sběru dat a vyhodnocení provozu. Byly vyhodnoceny jak spotřeby energií a energetická efektivita jak zdroje tepla a chladu, tak i energetická efektivita soustavy jako celku. Získané výsledky byly porovnány s počítačovou simulací, jenž byla provedena ještě před zahájením výstavby budovy.

Summary

This diploma thesis deals with the air conditioning operation of a specific geotabs office building that uses thermally activated building systems. Much attention was paid to the source of heat and cold, which are heat pumps with a large array of geothermal energy wells. The building has an extensive measure and control system that was used to collect data and evaluate operation. Both the energy consumption and energy efficiency of the heat and cold sources, as well as the energy efficiency of the system as a whole, were evaluated. The obtained results were compared with a computer simulation that was carried out even before the construction of the building began.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Provoz klimatizace administrativní budovy s tepelnými čerpadly“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Miloše Laina, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 14.06.2023

Bc. Ondřej Pavliš

Poděkování

Především bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Miloši Lainovi, Ph.D. za jeho trpělivost, ochotu a velmi cenné rady. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu při celé době studia.

Obsah

Souhrn.....	3
Summary.....	3
Prohlášení.....	4
Poděkování.....	5
Seznam použitého značení.....	8
1 Úvod.....	9
2 Teoretický základ.....	10
2.1. Tepelná čerpadla.....	10
2.1.1. Princip.....	10
2.1.2. Topný faktor.....	13
2.1.3. Nízkopotenciální zdroje tepla.....	14
2.1.4. Provozní režimy.....	17
2.2. Klimatizační systémy.....	18
2.2.1. Vodní klimatizační systém s ventilátorovými konvektory.....	19
2.2.2. Vodní klimatizační systém s chladicími stropy.....	19
2.3. Aktivní beton.....	20
2.4. GEOTABS.....	22
3 Popis budovy.....	23
3.1. Vytápění a chlazení budovy.....	23
3.2. Koncept větrání.....	25
4 Zdroj tepla a chladu.....	30
4.1. Provozní režimy.....	32
4.1.1. Zimní provozní režim.....	33
4.1.2. Letní provozní režim.....	34
4.2. Kompresorové jednotky.....	35
4.3. Měřicí zařízení.....	36
5 Data.....	39
5.1. BMS.....	39
5.2. Sběr dat.....	40
6 Vyhodnocení dat.....	42
6.1. Provoz.....	42
6.2. Spotřeby energií.....	47
6.3. Efektivita provozu.....	49
6.3.1. Zóna 1 – kompresorové jednotky.....	50

6.3.2.	Zóna 2 – zdroj tepla	51
6.3.3.	Zóna 3 – celá otopná soustava	52
7	Simulace	55
7.1.	Představení simulace	55
7.1.1.	Potřeba tepla a chladu	55
7.1.2.	Energetická simulace	56
7.2.	Porovnání se simulací	58
8	Závěr.....	61
	Seznam použité literatury	63
	Seznam příloh	65
	Přílohy.....	66

Seznam použitého značení

ε_{ch}	Chladicí faktor	[-]
ε_t	Topný faktor	[-]
COP	Topný faktor	[-]
EER	chladicí faktor	[-]
P_{ie}	Teoretický bezztrátový příkon kompresoru pro pohon parního oběhu	[W]
P_{el}	Elektrický příkon kompresorové jednotky	[W]
P_{pom}	Spotřeba elektrické energie pro oběhová čerpadla, regulaci a další pomocná zařízení	[kWh]
$P_{T\check{c}}$	Spotřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla	[kWh]
P_{zz}	Spotřeba elektrické energie záložního zdroje	[kWh]
Q	Teplo dodané soustavou	[kWh]
Q_A	Užitečné teplo, jenž bylo odebráno ochlazované látce	[J]
Q_B	Užitečné teplo, jenž bylo předáno ohřívané látce v	[J]
Q_k	Tepelný výkon odváděný z oběhu v kondenzátoru do ohřívané látky	[W]
Q_v	Tepelný výkon předaný z nízkopotenciálního zdroje tepla do vypařujícího se chladiva ve výparníku	[W]
W	pohonná energie, která byla přivedená do zařízení pro přečerpání tepla	[J]

1 Úvod

Globální oteplování a změna klimatu jsou jedny z největších výzev současnosti, na jejichž řešení se musí podílet celá společnost. Budovy hrají v tomto kontextu klíčovou roli, jelikož na produkci skleníkových plynů se celosvětově podílí z jedné čtvrtiny a na celkové spotřebě energií až z jedné třetiny.[1] Nemalý podíl na tomto mají i administrativní budovy, které jsou často navrhovány v rozporu se zásadami energetické efektivity a nízké energetické náročnosti. V důsledku toho se tyto budovy stávají prakticky „skleníky“, které je někdy nutné chladit i v zimě.

V mé diplomové práci se budu zabývat provozem budovy, kde byla naopak nízká energetická náročnost, vysoká energetická efektivita a šetrnost k přírodě na prvních místech. To se taky odráží na celém konceptu budovy, která je nízkopodlažní, s krajinou spíše splývá a je vytápěna i chlazena převážně pomocí aktivovaného betonového jádra, přičemž zdrojem tepla i chladu jsou zde tepelná čerpadla země-voda s polem hlubinných vrtů. Budova disponuje velmi pokročilým a rozsáhlým systémem MaR, který umožňuje její komplexní a efektivní řízení, ale hlavně i zpětné vyhodnocení provozu, kterým se budu zabývat.

Zabývat se budu provozem klimatizace a vzduchotechniky, ale především provozem zdroje tepla a chladu v této konkrétní budově, který je dle mého na budově to nejzajímavější. Budu se věnovat vyhodnocení konkrétních spotřeb energií, režimů provozu a stanovení efektivity jak přímo zdroje tepla i chladu, tak i celé soustavy. Vyhodnocení bude provedeno na základě sbíraných dat ze systému MaR. Mnou vyhodnocené spotřeby energií následně porovnam s hodnotami získaných ze simulace, která byla provedena ještě před zahájením samotné výstavby budovy.

2 Teoretický základ

2.1. Tepelná čerpadla

Tepelná čerpadla jsou zařízení, která nám umožňují využít jinak nevyužitelnou nízkoteplotní tepelnou energii a převést ji za pomoci vnější dodané energie na dále využitelnou tepelnou energii o vyšší teplotě. Zdroje tohoto nízkoteplotního neboli nízkopotenciálního tepla mohou být:

- Obnovitelné – energie okolního prostředí (vzduch, voda, země), jenž má svůj původ ve slunečním záření či geotermální energii
- Druhotné – odpadní teplo vázané do odpadní vody či odpadního vzduchu, jenž může mít původ i v neobnovitelných zdrojích

2.1.1. Princip

Hlavním principem přečerpávání tepla je převedení tepelné energie ze strany primární o nižší teplotní hladině do teplonosné látky na straně sekundární o vyšší teplotní hladině. Tento proces odporuje druhému termodynamickému zákonu, jenž praví, že "tepelná energie nemůže samovolně přecházet z prostředí o nižší teplotě do prostředí o vyšší teplotě". Důležité je zde slovo samovolně, přičemž při dodání vnější pohonné energie o vyšší kvalitě (potenciálu, teplotě) toho docílit lze. Tato vnější pohonná energie může být mechanická, elektrická nebo i tepelná s vyšší teplotou, než na kterou je nízkopotenciální teplo přečerpáváno. Při přečerpávání tepla dochází k degradaci pohonné energie (teoreticky všechna, prakticky valná většina) a přechází spolu s přečerpávaným teplem ze strany primární na stranu sekundární, čímž je dodáno více tepla, než bylo odčerpáno a zároveň více tepla, než jaká byla spotřebovaná odpovídající pohonná energie.

Na principu přečerpávání tepla z chlazeného prostředí o nižší teplotní hladině a jeho následné přivádění do ohřívajícího prostředí o vyšší teplotní hladině fungují všechna chladicí zařízení. Ovšem zařízení, která využívají primárně chladicího jevu, kde užitečným teplo je to odvedené z chlazeného prostoru, označujeme jako chladicí a zařízení, která účelně využívají především tepla dodávaného do ohřívajícího prostředí označujeme jako tepelná čerpadla. Hlavní rozdíl je mezi nimi tedy převážně v charakteru využití tepla a ne principu, ovšem nemůžeme je libovolně zaměňovat vzhledem ke konstrukčním odlišnostem obou prvků. [2]

Energetickou náročnost přečerpávání tepla nám udává topný faktor COP (z ang. coefficient of performance) resp. faktor chladící EER (z ang. energy efficiency ratio).

$$\varepsilon_t = COP = \frac{Q_B}{W} ; \varepsilon_{ch} = EER = \frac{Q_A}{W} \quad (1)$$

Kde

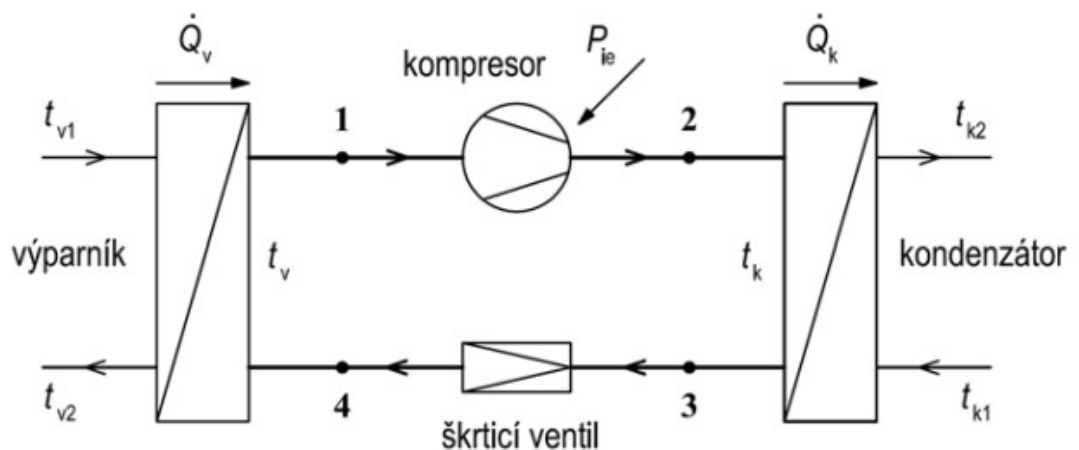
Q_A je užitečné teplo, jenž bylo odebráno ochlazované látce [J]

Q_B je užitečné teplo, jenž bylo předáno ohřívané látce v [J]

W je pohonná energie, která byla přivedená do zařízení pro přečerpání tepla [J]

Tyto faktory udávají, kolikrát více užitečného tepla se odebere(chladící) či získá(topný) než se vloží pohonné energie.

Zařízení pro přečerpávání tepla fungují na principu tepelného oběhu, kde pracovní látka (chladiivo) prochází fázovými změnami a následně se vrací do původního stavu. V rámci tohoto cyklu lze teplo přeměnit na práci (tepelný motor, pravotočivý oběh) či práci na teplo (chladící oběh, přečerpávání tepla). Zařízení pro přečerpávání tepla využívají buď parního, sorpčního či proudového oběhu, přičemž u parních oběhů se pro pohon využívá energie mechanická (elektrická) a u zbylých dvou energie tepelná. Vzhledem k zaměření této diplomové práce se budu věnovat pouze parnímu oběhu, jenž je využíván u kompresorových tepelných čerpadel.



Obrázek 1 Schéma kompresorového TČ [2]

Kompresorová tepelná čerpadla fungují na principu parního oběhu, kdy je chladicího účinku dosahováno vypařováním chladiva ve výparníku a topného účinku kondenzací chladiva v kondenzátoru. Pro odsávání par z výparníku se využívá kompresoru, k jehož pohonu je využita elektrické energie, která je přeměněna na mechanickou práci a následně na teplo. Schéma tepelného čerpadla je zobrazeno na obrázku 1, základními prvky jsou výparník, kompresor, kondenzátor a expanzní ventil.

Ochlazovaná látka je v kontaktu s výparníkem (děj 4-1), v němž jí vypařující se chladivo odebírá teplo, takže teplota ochlazované látky klesá a teplota chladiva ve výparníku roste. K vypařování dochází za nízkého tlaku a odpovídající teplotě t_v , která je ovšem nižší než výstupní teplota ochlazované látky t_{v2} .

Páry chladiva, do nichž již bylo předáno teplo jsou následně nasávány kompresorem (komprese 1-2) na vyšší tlak, jenž je potřeba pro následnou kondenzaci.

V kondenzátoru následně dojde za vysokého tlaku k ochlazení par chladiva a jejich zkapalnění (děj 2-3). Kondenzační teplota t_k je vyšší než výstupní teplota látky t_{k2} , do níž se přečerpávané teplo odvádí.

Mezi kondenzátorem a výparníkem se nachází expanzní ventil, jenž udržuje rozdíl tlaků mezi výparníkovou a kondenzátorovou stranou. Průchodem kapalného chladiva expanzním (expanze 3-4) ventilem dochází k prudkému snížení tlaku, kapalně chladivo se částečně odpaří a do výparníku již vchází jako mokrá pára. Následně se celý cyklus opakuje. [2]

Jak již bylo řečeno, tak výsledné předané teplo v kondenzátoru je složeno z odebraného tepla na výparníku a z vložené vnější energie pro běh kompresoru. Pro ideální zařízení beze ztrát můžeme tedy napsat:

$$Q_V + P_{ie} = Q_K \quad (2)$$

Kde

Q_V tepelný výkon předaný z nízkopotenciálního zdroje tepla do vypařujícího se chladiva ve výparníku [W]

P_{ie} teoretický bezztrátový příkon kompresoru pro pohon parního oběhu [W]

Q_K tepelný výkon odváděný z oběhu v kondenzátoru do ohřívání látky [W]

2.1.2. Topný faktor

Jak bylo zmíněno, topný faktor nám udává poměr, kolik užitečného tepla se získá ku vložené pohonné energii potřebné k jejímu získání, pro konkrétní kompresorové čerpadlo tudíž můžeme psát

$$\varepsilon_t = COP = \frac{Q_K}{P_{el}} \quad (3)$$

Kde

Q_K tepelný výkon odváděný z oběhu v kondenzátoru do ohřívané látky [W]

P_{el} elektrický příkon kompresorové jednotky [W]

Podobně můžeme stanovit **skutečný topný faktor**, kde místo výkonových veličin dosadíme energetické veličiny bilancované za určité období.[2]

Pro hodnocení tepelných čerpadel lze rozlišit dva přístupy. Prvním přístupem je hodnocení tepelných čerpadel jako samostatně prodávané výrobky bez ohledu na jejich cílové použití. Pro tento přístup byly zavedeny parametry hodnocení, a to COP dle EN 14511 a SCOP dle ČSN EN 14825. Jmenovitý topný faktor COP dle EN 14511 je stanovován za definovaných standardizovaných podmínek, tudíž neposkytují informace o chování tepelného čerpadla za skutečných provozních podmínek. O něco lepším kritériem je sezónní topný faktor tepelného čerpadla SCOP definovaný normou ČSN EN 14825, který lépe vystihuje jeho chování v průběhu celé otopné sezóny. Kromě samotné efektivity produkce tepla tepelným čerpadlem jsou zde zahrnuty i energetické ztráty vlivem cyklování, případná spotřeba el. energie záložním zdrojem apod. SCOP je opět stanovován pro standardizované podmínky (definovaná tepelná ztráta budovy, definovaný odběr teplé vody, definovaná otopná soustava, doby provozu, pauální zahrnutí oběhových čerpadel, apod.), které ve naprosté většině případů jednoduše neodpovídají konkrétní instalaci tepelného čerpadla. [3]

Druhým přístupem je hodnocení energetické efektivity soustavy s tepelným čerpadlem jako takové, k čemuž je využíván parametr SPF (seasonal performance factor), neboli sezónní výkonnostní faktor. Stanovuje se buď výpočtem v souladu s ČSN EN 15136-4-2 či se stanovuje přímo z dlouhodobého měření provedeném na reálné instalaci. Pro vyhodnocení efektivity soustavy je nejprve nutné definovat hranice této soustavy, ovšem nepanuje všeobecná shoda na tom, co vše by mělo do tohoto vyhodnocení spadat,

například jestli zahrnout i oběhová čerpadla otopné soustavy či cirkulace teplé vody. U stanování COP je hranicí zóny samotná funkční jednotka tepelného čerpadla.[3] [4]

$$SPF = \frac{Q}{P_{el} + P_{zz} + P_{pom}} \quad (4)$$

Kde

- Q teplo dodané soustavou [kWh]
- $P_{T\check{C}}$ spotřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla [kWh]
- P_{zz} spotřeba elektrické energie záložního zdroje (elektrokotle)[kWh]
- P_{pom} spotřeba elektrické energie pro oběhová čerpadla, regulaci a další pomocná zařízení [kWh]

2.1.3. Nízkopotenciální zdroje tepla

Nízkopotenciální zdroje tepla jsou zdroje s teplotou, která je nižší než teplota, kterou potřebujeme pro vytápění či ohřev teplé vody. Kromě zdrojů z okolního prostředí (vzduch, voda, země), které můžeme všeobecně považovat za obnovitelné, lze využívat i odpadního tepla. V této práci se budu zabývat pouze obnovitelnými zdroji nízkopotenciálního tepla.

Jednotlivé typy kompresorových tepelných čerpadel jsou děleny dle nízkopotenciálního zdroje na straně primární (výparníku) a teponosné látky na straně sekundární (kondenzátor).

Vzduch

Rozeznáváme dva druhy kompresorových tepelných čerpadel využívající vzduch jakožto zdroj tepla na primární straně:

- **vzduch – vzduch** – hlavní výhodou je nízká pořizovací cena a možná absence teplovodní otopné soustavy, vhodné pro menší a poměrně dobře izolované objekty, popř. jako doplňkový zdroj tepla
- **vzduch – voda** – využití u spíše menších objektů, které mají teplovodní otopnou soustavu a pro ohřev teplé vody

Venkovní vzduch se jeví jako vhodný zdroj nízkopotenciálního tepla, jelikož obsahuje v podstatě nevyčerpatelné množství tepelné energie a nachází se všude kolem nás.

Největší nevýhodou je velká teplotní proměnnost v průběhu roku, přičemž venkovní vzduch obsahuje nejméně energie (má nejnižší teplotu) právě v období s největší potřebou tepla na vytápění. Naopak nejvýhodnější z hlediska topného faktoru je jeho využití v létě např. k ohřevu teplé vody. Z tohoto důvodu je vhodné, aby bylo zařízení provozováno v režimu bivalentním. [2]

Voda

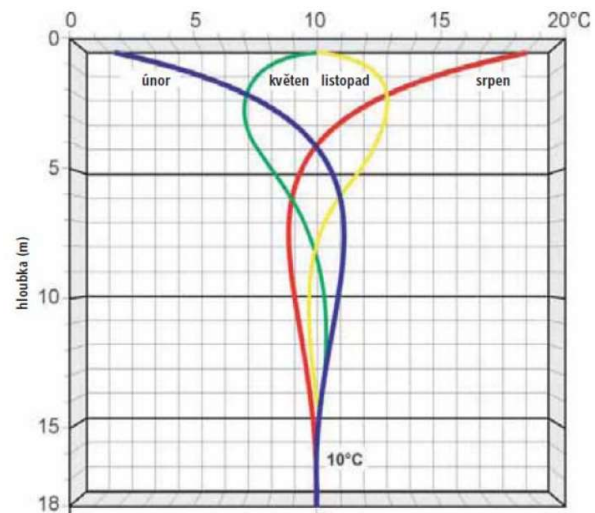
Rozeznáváme dva hlavní vodní zdroje nízkopotenciálního tepla a to:

vodu povrchovou – což jsou například jezera, rybníky a říční toky, jež jsou přírodními akumulátory sluneční energie a díky akumulační schopnosti vody je teplotní kolísání v průběhu roku nižší než u venkovního vzduchu. U dna bývá teplota víceméně celoročně stálá (kolem 4 °C), což je sice výhodné vzhledem ke konzistenci, ovšem tato teplota je poměrně nízká. Primární okruh je realizován jako plošný výměník tepla (plastové trubky), z čehož i plyne, že výměník by měl umístěn do lokalit, kde nehrozí jeho poškození například rybařením či vodní dopravou.

Vodu spodní – Spodní voda má celoročně stálé teploty, které se pohybují od 5 do 15 °C), což je provoz tepelného čerpadla výhodné. Pro využití spodní vody je nutné dvou studen, přičemž první je čerpací studna, ze které se teplo odebírá a druhá studna je vsakovací, kudy se ochlazená voda navrácí zpět do podlaží. Čerpaná voda se může vychlazovat buď přímo na výparníku či prostřednictvím předřazeného výměníku s teplosměnným okruhem naplněným nemrznoucí směsí. Mezi čerpací a vsakovací by měla být minimální vzdálenost 15 metrů, aby vratná podchlazená voda neovlivňovala okolí čerpací studny vedením zeminou. Dále je důležitá, aby vsakovací studna byla umístěna ve směru toku podzemní vody od čerpací studny tak, aby podchlazená voda nepřetékala do studny čerpací. Před realizací je nutné provést hydrogeologické posouzení, jestli je podzemní voda v dané lokalitě v dostatečném množství a kvalitě. [2]

Země

Zemský masiv je dalším velmi významným zdrojem nízkopotenciální energie s celoročně neměnnou teplotou. Hlavním zdrojem tepla pro zemský povrch je tepelný tok od slunečního záření a přestup tepla mezi vzduchem a povrchem, příspěvek ze zemského jádra je na povrchu minimální, ovšem jeho význam roste s hloubkou.



Obrázek 2 Průběh teplot v zemském masivu [2]

Teplotu zemského masivu do hloubky přibližně 5 metrů ovlivňuje především tepelná kapacita podloží, tepelná vodivost půda a dopadající sluneční záření. Ve větších hloubkách je teplota zeminy stálá bez vlivu počasí, s rostoucí hloubkou tato teplota roste, změnu teploty v závislosti na hloubce udává geotermální gradient, který je přibližně 3 K/100 m. Využitelnost tepla zemského masivu je závislá na součiniteli tepelné vodivosti zeminy, který je ovlivněn obsahem vody, minerálů a vzduchových pórů. Dle složení se tepelná vodivost zeminy pohybuje v rozmezí 1 až 3 W/m.K. [2] [5]

Tepelnou energii zemského masivu můžeme pro tepelná čerpadla země – voda využívat dvěma způsoby:

Horizontální zemní kolektory

Prvním a finančně méně nákladným způsobem je využití plošných zemních kolektorů, které odebírají teplo z podpovrchových vrstev masivu. Pro odebrání tepla se využívá buď přímo výparnickové potrubí s chladivem či nepřímého systému s nemrzoucí kapalinou. Toto potrubí je zpravidla kladeno do meandru a je umístováno pod nezámrznou hloubku, nejčastěji do hloubky 1-1,5 metru.

Tento systém vyžaduje poměrně velkou plochu, kde budou provedeny výkopové práce a uložen kolektor, jelikož výpočtový tepelný tok je v rozmezí 10-40 W/m², přičemž čím soudržnější a vlhčí půda, tím vyšší tepelný tok. Další nevýhodou je, že v důsledku ochlazování této půdy jí není možné dále nijak využít pro vegetaci, při jejím kladení by se tudíž mělo vyhnout například i kořenům stromů.

Svislé zemní vrty (sondy)

Svislé suché zemní vrty slouží jako prostředník pro výměnu tepla mezi zemským masivem a tepelným čerpadlem. Vrty se provádějí až do hloubek 200 m.

Před návrhem a projektováním hloubky a počtu vrtů je důležitá znát geologické složení vrstev a tím i jeho tepelné vlastnosti, jelikož špatně dimenzovaný vrt se pozná zpravidla až po několika letech, kdy trvale rok od roku se snižuje topný výkon tepelného čerpadla a s tím i topný faktor. Toto bývá zapříčiněno tím, že se vrt nestačí v letním období zregenerovat.

Dalšími důvody pro geologickou studii je možná přítomnost různých zvodněných vrstev, u kterých by mohlo dojít k jejich narušení či propojení. Toto může znamenat i hlubší a velmi čisté vrstvy s vrstvami hornějšími, které bývají zpravidla špinavější.[2]

2.1.4. Provozní režimy

Tepelné čerpadlo může být provozováno buď samostatně či s dodatkovým zdrojem tepla, z čehož plyne několik možných provozních režimů:

1) Monovalentní režim:

V monovalentním režimu tepelné čerpadlo pracuje samostatně, tudíž samostatně hradí veškerou potřebu tepla, vhodné pro nízkoteplotní vytápění do teploty otopné vody 55 °C

2) Bivalentní provoz

a) paralelně bivalentní provoz – pod teplotou bivalence se připíná další zdroj a tepelné čerpadlo pracuje i nadále pod bodem bivalence, vhodné pro nízkoteplotní otopné soustavy

b) alternativně bivalentní provoz – při poklesu pod stanovenou teplotu bivalence se tepelné čerpadlo vypíná a vytápění zajišťuje jiný zdroj, vhodné pro vysokoteplotní otopné soustavy

c) částečně paralelně bivalentní provoz – Pod teplotou bivalence se připíná další zdroj tepla a dále při nedosažení potřebné výstupní teploty otopné vody se tepelné čerpadlo vypíná [2]

2.2. Klimatizační systémy

Klimatizace je proces úpravy tepelného a vlhkostního stavu ovzduší (při použití chladících ploch obecněji tepelného stavu prostředí), čistoty a proudění vzduchu pro obytné, administrativní, společenské a průmyslové budovy, dopravní prostředky a technologické procesy. Proměnnost okrajových podmínek (venkovní klima, vnitřní tepelné a vlhkostní zátěže) vyžaduje automatické řízení procesů úpravy vzduchu v závislosti na změnách venkovních i vnitřních podmínek. Rozeznáváme klimatizaci komfortní, která zajišťuje úpravu prostředí tak, aby byla z hygienického hlediska vhodná pro činnost lidského organismu, kam řadíme například klimatizaci obytných, pobytových či společenských prostorů, ale také prostory nevýrobní pracovní prostory, jako například administrativní budovy. Pro dodržení vhodných hygienických podmínek je tedy komfortní klimatizace vždy spojena s přívodem čerstvého vzduchu – větráním. Dále rozeznáváme klimatizaci technologickou, jenž upravuje parametry prostředí z technologického hlediska pro vhodnou funkci strojů či procesů výrobních, biologických, mikrobiologických apod.

Klimatizační systémy rozvádí teplo i chlad po budově pomocí vzduchu (vzduchovody), vody (vodní potrubí) či chladiva (chladivovým potrubím). Každý z těchto distribučních systémů je následně zakončen koncovými prvky, které předávají tepelnou energii do upravovaného prostředí. U vzduchových systémů se jedná o vyústky a anemostaty, vodní systémy zakončují vodní ventilátorové konvektory či chladicí panely/stropy a chladivové systémy jsou typicky zakončeny chladivovými ventilátorovými konvektory. Rozeznáváme i kombinovaný systém vzduch-voda, do kterého se přivádí teplo či chlad jak vzduchem, tak i vodním rozvodem. Koncovými jednotky u kombinovaného systému vzduch/voda jsou chladicí trámce či indukční parapetní jednotky.

Čerstvý vzduch pro větrání je do klimatizovaných místností u systémů vzduchových a vzduch/voda přiváděn systémovými vzduchovody, jedná se tudíž o společnou distribuci tepla, chladu a větracího vzduchu. U systémů vodních a chladivových se je nutno zřídit samostatná větrací zařízení, která mohou ústít do koncových prvků systémů (např. ventilátorové konvektory) či přímo do klimatizovaného prostoru (vyústky, anemostaty). [7]

2.2.1. Vodní klimatizační systém s ventilátorovými konvektory

Též označovaný jako „fan-coil“ se využívá pro klimatizaci objektů s místnostmi, kde se předpokládají odlišné požadavky na stav upravovaného vzduchu, převážně v hotelových a administrativních objektech.

Čerstvý venkovní vzduch se přivádí do klimatizované místnosti buď přímo přes ventilátorové konvektory či může být do místnosti přiváděn pomocí samostatných výustek. Odvod vzduchu je buď přímo z klimatizovaných místností nebo je řešen přetlakově, kdy se vzduch vede do chodeb a odsává přes hygienická zařízení. K individuální tepelné úpravě vzduchu dochází přímo ve ventilátorových konvektorech, kde přiváděný vzduch prochází filtrem oběhového vzduchu, ventilátorem a následně výměníkem pro ohřev či chlazení vzduchu. Na tyto výměníky je napojen rozvod otopné/chlazené vody z centrálních zdrojů tepla/chladu.

Regulace tepelného výkonu se zde provádí kvantitativně řízením průtoku otopné či chlazené vody dle termostatu v místnosti. U ventilátorů konvektorů lze měnit otáčky, čímž dochází k další regulaci tepelného výkonu změnou průtoku vzduchu. [7]

2.2.2. Vodní klimatizační systém s chladícími stropy

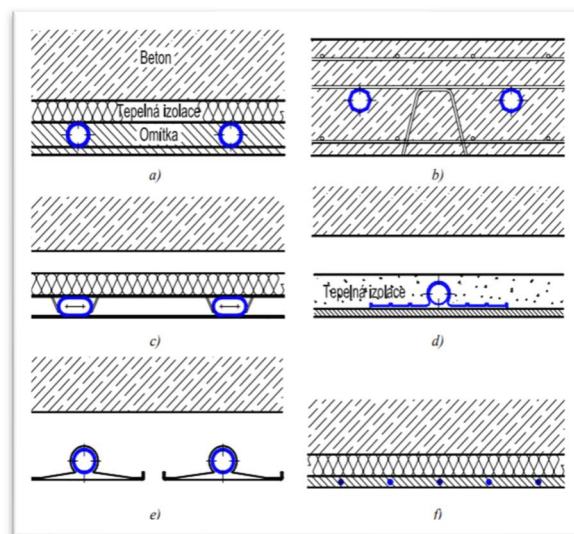
Chladící stropy představují efektivní alternativu pro vytvoření optimálního tepelného komfortu osob bez vysokých nároků na distribuci vzduchu. Citelná tepelná zátěž je odváděná velkoplošnými vodou chlazenými panely, a tudíž objemový průtok vzduchu paralelně pracujícího vzduchotechnického zařízení může být snížen pouze na hygienické minimum přiváděného čerstvého vzduchu a jeho úkolem je zejména odvod vázaného tepla ve vodní páře. Systém pracuje s relativně vysokými teplotami chladící vody ($>16\text{ }^{\circ}\text{C}$), což vede k příznivější energetické náročnosti a možnosti využití chladu s nižším potenciálem, jako je například zemský masiv. Hlavním rizikem u chladících stropů je možnost kondenzace vodních par obsažených ve vzduchu na povrchu teplosměnné plochy, proto je nutné, aby tato povrchová teplota byla vyšší než teplota rosného bodu vzduchu proudícího okolo stropu.

Z hlediska provedení dělíme chladící stropy na **otevřené**, též zvané konvektivní, jelikož zde dominuje konvektivní složka přenosu tepla a **uzavřené**, též zvané sálavé. Sálavé chladící systémy dále dle konstrukce dělíme na **masivní** a **lehké**.

Lehké systémy bývají většinou zavěšené pod stropní konstrukcí v pohledu či samostatně. Mají minimální akumulační schopnost, a tudíž reagují na tepelnou zátěž prakticky okamžitě. Pod lehké systémy spadají sendvičové panely a kontaktní systém.

Opakem jsou systémy **masivní**, kdy chladicí stropy jsou zpravidla součástí konstrukce. Tvoří je potrubní systém vložený buď přímo do betonové stropní konstrukce či pod omítku. Mezi masivní systémy patří potrubní systémy, kapilární rohože a **aktivní beton**, kterému se budu věnovat podrobněji v následující podkapitole 2.3. Schématické řezy konstrukcemi chladících stropů je na obr.3. [7][9]

- a) Potrubní systém jako součást konstrukce
- b) Aktivní beton
- c) Kontaktní chladicí panel v pohledu
- d) Sendvičový chladicí panel
- e) Lamelový otevřený chladicí strop
- f) Kapilární systém v omítkce



Obrázek 3 Schématické řezy základními konstrukcemi chladících stropů [8]

2.3. Aktivní beton

Též označovaný jako **aktivace betonového jádra** či systém tepelné aktivace konstrukce (v angličtině nazývaný **TABS** – Thermally Activated Building Systems či v němčině BKT – Betonkernaktivierung) je systém pro vytápění a chlazení zabudovaný do konstrukcí podlah či stropů budov, čímž využívá jejich akumulační schopnosti. Systém se skládá z potrubí, které je integrováno v betonových vrstvách konstrukce stropu či podlahy, jimiž proudí teplotně nosná látka, nejčastěji voda, která zajišťuje tepelnou výměnu mezi zdrojem tepla/chladu a betonovou deskou, která následně předává či odebírá teplo upravovanému prostředí.

Aktivace betonového jádra díky velké tepelné kapacitě betonové konstrukce a rozsáhlé teplosměnné ploše sloužící k přenosu tepla/chladu do místností, nabízí alternativu k tradičním metodám vytápění a chlazení. Jeho vlastnosti umožňují využití nízkých teplot otopné vody pro vytápění, a naopak vyšších teplot pro chlazení, což zajišťuje dostatečný tepelný komfort.

Nízkoteplotní zdroje s teplotou až 35 °C, například tepelná čerpadla s výhodným topným faktorem COP, jsou ideální pro vytápění či chlazení, přičemž lze uvažovat i o využití odpadního tepla. K chlazení jsou dostatečné teploty kolem 18 °C, tudíž při spojení s tepelnými čerpadly země-voda lze v přechodných obdobích využívat pouze volného chlazení pomocí oběhových čerpadel bez chodu kompresorových jednotek.

Další předností systému je schopnost posunout dodávku tepla do betonové konstrukce o několik hodin. Tento aspekt lze využít k redukci odběrových špiček, či k demand-response aplikacím, kdy je spotřeba řízena pomocí cenového signálu. Pokud je budova certifikována z hlediska energetické efektivity, může být za demand-response přidělena atraktivní bonifikace. S tepelným čerpadlem jako zdrojem pro TABS je také možné upravit výkon podle aktuální ceny elektrické energie na trhu.

Z hlediska investičních nákladů je TABS výhodný, jelikož eliminuje potřebu výstavby podhledů, umožňuje větší počet pater ve stejné výšce budovy a funguje jako koncový prvek pro vytápění a chlazení. K TABS je potřeba pouze systém nuceného větrání pro zajištění dostatečného množství čerstvého vzduchu a regulace vnitřních tepelných zisků.

Provoz systému TABS je prakticky bezúdržbový, což je výhoda oproti běžným klimatizačním systémům. Povrchové teploty TABS jsou velmi blízké teplotě prostoru, což spolu s výraznější sálavou složkou vede k příznivějšímu vnímání tepla (v porovnání s prvky, které sdílejí teplo převážně konvekci).

Jednou z hlavních nevýhod je možná kondenzace vodních par při chlazení, čemuž je nutné předejít vhodnou teplotou přívodní vody a osazením senzorů relativní vlhkosti. Další nevýhodou je nemožnost odvádění vázané teplo ve vodní páře, k čemuž je nutné využít např. vzduchotechniku. Nevýhodou je i poměrně nízký výkon, který se pohybuje okolo 50 W/m², tudíž je tento systém vhodnější pro budovy s dobrými tepelně-technickými vlastnostmi. [6]

2.4. GEOTABS

Budovy GEOTABS kombinují využití obnovitelné nízkopotenciální energie ze zemních vrtů (GEO) a systém aktivovaného betonového jádra (TABS), čímž na sebe berou jejich výhody, ale i nevýhody. Toto spojení je velmi záhodné např. díky vysokoteplotnímu chlazení (až 21 °C) či nízkoteplotnímu vytápění (až 24 °C), pro které jsou oba tyto systémy více než vhodné. Co se chlazení týče, je též možné využívat pasivní chlazení, kdy není v chodu kompresor, nýbrž pouze cirkulační čerpadla, které mají oproti kompresoru značně nižší elektrický příkon. Oproti konvenčním systémům vytápění či chlazení je provoz GEOTABS budov výrazně levnější, ať už díky vysoké energetické efektivitě celého systému, tak i třeba díky možnému oddálení vytápění či chlazení díky velké tepelné akumulaci budovy do hodin mimo špičku, kdy je elektřina levnější. Další značnou výhodou je vnitřní tepelný komfort, kterého je docíleno rovnoměrným sdílením tepla pomocí velkých ploch o nepříliš odlišné teplotě od teploty vzduchu. Nedochozí tím i například i k nepříjemným proudům, které mohou vznikat např. u ventilátorových konvektorů.

Nevýhodou může být obtížná regulace jednotlivých místností, mnohem vhodnější je regulace zónová. Kvůli velké tepelné setrvačnosti a nízké průměrné hodnoty tepelného toku aktivovaného jádra (40-50 W/m²) může být problém dodržení tepelného komfortu při náhlém nárůstu tepelných ztrát či zisků, což se může dít například v létě v místnostech směřujících na jih. Tyto nevýhody eliminují hybridní GEOTABS systémy, které využívají sekundárních systémů pro sdílení tepla a chladu. Nejčastěji se využívá ohřevu a chlazení vzduchu ve vzduchotechnické jednotce. [10]

3 Popis budovy

Jedná se o velmi moderní administrativní budovu v Praze o kapacitě 1400 zaměstnanců, jenž byla uvedena do provozu v roce 2019. Budova byla postavena s respektem k reliéfu krajiny, který kopíruje. Budova je centrálně organizovaná, kdy středem budovy je vnitřní atrium. Prostorová a komunikační organizace se paprscitě rozvíjí do vnějších kostek. Budova je nízkopodlažní, tudíž většina míst je dosažitelná převážně horizontálním pohybem, což vede pouze k omezenému využívání výtahů. Již od počátku byl záměr, aby budova byla co nejšetrnější k životnímu prostředí, s co nejnižšími provozními náklady a zároveň s co největším vnitřním tepelným komfortem.

V roce 2020 získala budova prestižní mezinárodně uznávané ocenění LEED Platinum. Hlavním zdrojem tepla i chladu jsou tepelná čerpadla země-voda, v tropických letních dnech jsou pro dodatečný odvod tepla využívány i dvě hybridní chladicí věže. Distribuce tepla i chladu je převážně pomocí aktivovaného betonového jádra. Budova je propojena mostem se starší, sesterskou budovou. V tomto mostě je zabudovaný výměník tepla, jenž umožňuje zásobování této starší sesterské budovy teplem či chladem.

3.1. Vytápění a chlazení budovy

Budova je obecně vytápěna a chlazena systémem aktivace betonového jádra. Systém aktivace betonového jádra (BKT) je navržen v systému Uponor Contec s uložením potrubí ve středu železobetonové desky. Rozteč potrubí 150 mm, plastové potrubí PE-Xa 20x2,0 mm.

Systém podpovrchového sálavého vytápění/chlazení (oBKT) je navržen v systému Uponor Contec ON s plastovým potrubím PE-Xa 14x2mm s roztečí 85 mm. Systém Contec ON má kratší doby odezvy a lepší ovladatelnost oproti systému Uponor Contec a využívá se pro kompenzaci špičkových zatížení a pro regulaci teploty jednotlivých místností a zón.

Okruhy jsou regulovány šesticestnými regulačními ventily (společné pro napojení na otopnou a chladicí vodu) s elektrickým pohonem, jenž je řízen systémem MaR. Pro ovládání výkonu aktivních prvků jsou osazeny tlakově nezávislé regulační ventily s elektrickými pohony.

V jednacích a tréninkových místnostech jsou navíc umístěny chladicí stěny, které jsou napojeny na okruhy sálavého chlazení/vytápění.

V technických prostorách v suterénech, gastro provozu a schodištích apod. jsou osazena desková otopná tělesa vybavena termostatickou hlavicí. V místnostech připravených pro gastro provoz, 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 jednotky vodních ventilátorových konvektorů napojené na samostatný okruh chlazení datových místností. Na přívodním potrubí do těchto prostor jsou osazeny solenoidové ventily pro možnost automatického uzavření potrubí v případě havárie. Prostory UPS, baterií NO a gastro provozů jsou chlazeny rovněž ventilátorovými konvektory.

Chlazení bezpečnostního velína je zajištěno dvoutrubkovým vodním ventilátorovým konvektorem 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 vodním ventilátorovým konvektorem 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 ovládací jednotkou IRC (individuální regulace teploty). 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, jednací místnosti a tréninkové místnosti.

VZT zařízení – ohřívače a dohříváče vzduchu ve VZT jednotkách jsou na otopnou soustavu napojeny přes soustavu uzavíracích a regulačních armatur.

Ohřívač každé VZT jednotky je vybaven vlastním oběhovým čerpadlem, trojcestným regulačním ventilem a vyvažovacími a uzavíracími armaturami. Výměníky (ohřívače vzduchu) VZT jednotek jsou zapojeny s protimrazovou ochranou.

Regulace ohřivačů VZT jednotek je řešena jako kvalitativní pomocí trojcestného ventilu a oběhového čerpadla. Zbylé regulační okruhy či zařízení jsou regulovány kvantitativně pomocí přímých ventilů. Výkon jednotlivých výměníků je regulován na základě žádané teploty přiváděného vzduchu do prostoru pomocí regulačních ventilů škrcením, nebo směřováním přírodní topné vody. [11]

Měření tepla

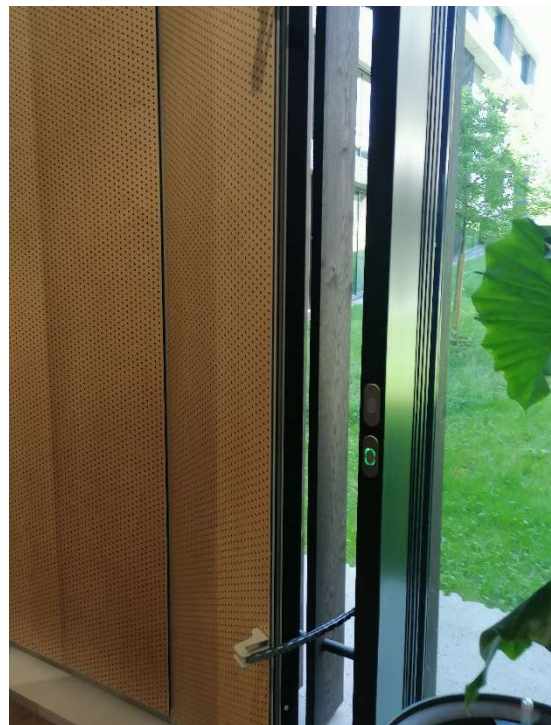
Spotřeba tepla a chladu je měřena samostatně pro následující okruhy:

- primární strana tepelných čerpadel
- sekundární strana tepelných čerpadel
- primární strana věží
- jednotlivé skupiny vrtného pole
- VZT jednotky (ohřivače, chladiče) jednotlivě, nebo po skupinách obsluhujících shodné prostory

Pro měření jsou použity ultrazvukové a indukční měřiče tepla a chladu s minimálními tlakovými ztrátami.

3.2. Koncept větrání

Objekt je v maximální možné míře větrán přirozeným způsobem, a to otvíravými otvory ve fasádách, které jsou rovnoměrně rozmístěny po obvodu budovy ve fasádě. Otvíravé otvory jsou vybaveny světelnou signalizací, jenž značí, jestli je zrovna vhodné je otevřít či nikoliv, ovšem tato signalizace nemusí být ve výsledku respektována. Vybrané otvíravé otvory jsou též vybaveny elektrickým pohonem, který umožňuje jejich automatické otevírání, čehož je hlavně využíváno pro noční předchlazení budovy či pro přirozené větrání v letních a přechodných obdobích.



Obrázek 4 Otvíravý otvor ve fasádě se světelnou

Pro zajištění tepelné pohody v zimních a letních extrémních podmínkách je objekt vybaven plnohodnotným systémem nuceného větrání, přičemž prostory bez návaznosti na fasádu jsou nuceně větrány trvale.

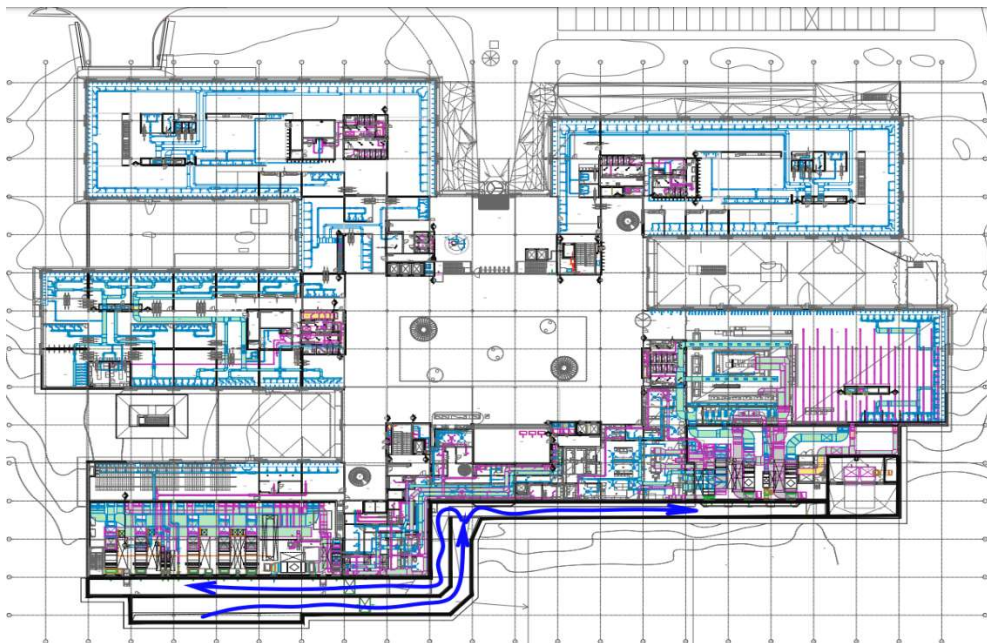
V objektu se nacházejí 4 strojovny vzduchotechniky. Západní strojovna vzduchotechniky je dvoupatrová a jsou v ní umístěny především VZT jednotky pro kanceláře, jednací místnosti, tréninkové centrum, toalety, spisovnu a tělocvičnu. Ve východní strojovně vzduchotechniky jsou VZT jednotky pro gastro, a hygienické zázemí cyklistů a údržby. Ve 4.NP jsou dvě



Obrázek 5 VZT jednotka 1.1.3. pro kanceláře

menší strojovny, jedna s odvodními ventilátory garáží a druhá s odvodními ventilátory gastro provozu. Na obr.5 je vyfocena konkrétní VZT jednotka 1.1.3. pro kanceláře.

Vzduch je k VZT jednotkám přiváděn sacím kanálem, který přispívá k předehřátí/předchlazení čerstvého vzduchu o 1-3 °C, čímž snižuje spotřebu energie na dohřev či dochlazení. Odpadní vzduch z kancelářských a jednacích místností je následně odváděn odpadním kanálem. Situace sání vzduchu je zobrazena na obr.6.



Obrázek 6 Situace sání a výfuku vzduchu IPP [11]

Kancelářské prostory a jednací místnosti

Kancelářské prostory a jednací místnosti jsou plně klimatizovány. Klimatizační zařízení udržuje požadovanou výměnu vzduchu, stejně jako optimální mikroklimatické podmínky: teplotu, relativní vlhkost a čistotu vzduchu. Výměna vzduchu, jeho ohřev, chlazení, úprava vlhkosti a filtrace je zajištěna v centrálních VZT jednotkách, vybavených systémem zpětného získávání tepla pomocí rotačního výměníku. VZT jednotky jsou dále vybaveny cirkulační komorou pro možnost rychlého zátopu či snižování energetické náročnosti (snižování podílu čerstvého vzduchu až k hygienickému minimu 25 m³/(h.os), nebo 12,5 m³/(h.os), při teplotách pod 0 °, či nad +26 °C). Veškeré kancelářské prostory (prostory trvalých pracovišť) jsou vybaveny ručně otevíratelnými výplněmi pro možnost ručního přirozeného větrání.

VZT jednotky jsou dále vybaveny adiabatickým zvlhčovačem pro zvlhčování vzduchu v zimním období. Zvlhčovač je dimenzován na 40 % relativní vlhkosti přírodního vzduchu. V letním provozu se řízeně odvlhčuje.

Upravený vzduch je ze strojoven veden potrubími pod stropem 2.PP a dále vertikálními páteřními potrubími v instalačních šachtách. Na odbočkách do pater jsou pro prostory openspace a individuálních kanceláří osazeny těsné uzavírací klapky se servopohonem pro možnost uzavření při přirozeném větrání objektu. Pro každou jednací místnost je na přívodu umístěn regulátor proměnného průtoku s napojením na čidlo kvality vzduchu.

Přírodní vzduch je rozveden kolem jádra páteřním potrubím ve zdvojené podlaze, ze kterého jsou napojena jednotlivá distribuční místa. Štěrbínové vyústky přiváděného vzduchu pro kancelářské prostory jsou osazeny ve zdvojené podlaze při fasádě. Vzduch je přiváděn izotermně, tzn. nepřispívá k hrazení tepelných ztrát či zisků budovy.

Odvod vzduchu je centrální pro celé podlaží každého pavilonu, částečně vyústkou ve stěně chodby u hygienického jádra, část vzduchu se přefukuje do hygienického jádra a část se přefukuje do centrálního atria. [11]

Atrium

Obrázek 7 Atrium

Atrium je větráno odváděným vzduchem z kancelářských prostorů s možností přirozeného větrání. Prostor atria je pro přirozené větrání vybaven automaticky otevíratelnými otvory v čele zastřešení, v jednotlivých patrech a v přízemí na úrovni vstupu. V podlaze atria jsou výustě, napojené potrubím se servoklapkami na fasádu. V případě přirozeného větrání se také otevrou tyto servoklapky. Zobrazení nastavení přirozeného větrání v systému Desigo CC je zobrazen na obr.8.

Přirozené větrání - nastavení

Mezní hodnoty pro povolení větrání	
25,0 °C	Max. venk. teplota
-10,0 °C	Mín. venk. teplota
50,0 kJ/kg	Max. venk. entalpie
5,0 m/s	Max. rychlost větru
Měřené hodnoty	
19,6 °C	Venkovní teplota
33,8 kJ/kg	Venkovní entalpie
1,0 m/s	Rychlost větru

Přirozené větrání objektu se využívá při splnění nastavených hodnot pro venkovní teplotu vzduchu, venkovní entalpii, rychlost větru či přítomnost sněhu/deště a oslunění větracích otvorů. Na základě těchto parametrů je vyhodnocováno otevření každé otvírky individuálně dle její polohy, oslunění, rychlosti větru apod. v rozmezí uzavřeno až 100 % otevřeno signálem 0-10 V. Jakmile je dosaženo toto rozmezí nastavených parametrů, klapky na přívozech vzduchu do prostor s možností přirozeného větrání se uzavřou a na otvírkách je světelně 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 +25 °C jsou používány veškeré větrací otvory, nad teplotu +25 °C mohou být pro odvod vzduchu použity otvory v zastřešení atria.

Mimo pracovní dobu slouží automatické přirozené větrání pro předchlazení objektu skrze noční provětrávání. Přirozené větrání je aktivováno při poklesu venkovní teploty pod 21 °C a řízeno na základě zkušenosti s provozem dle poklesu vnitřní teploty a teploty aktivovaných konstrukcí. [11]

Noční provětrávání - nastavení

Mezní hodn. pro povolení provětrávání	
21,0 °C	Max. venk. teplota
5,0 °C	Min. venk. teplota
50,0 kJ/kg	Max. venk. entalpie
5,0 m/s	Max. rychlost větru

Měřené hodnoty	
19,6 °C	Venkovní teplota
37,2 kJ/kg	Venkovní entalpie
0,8 m/s	Rychlost větru

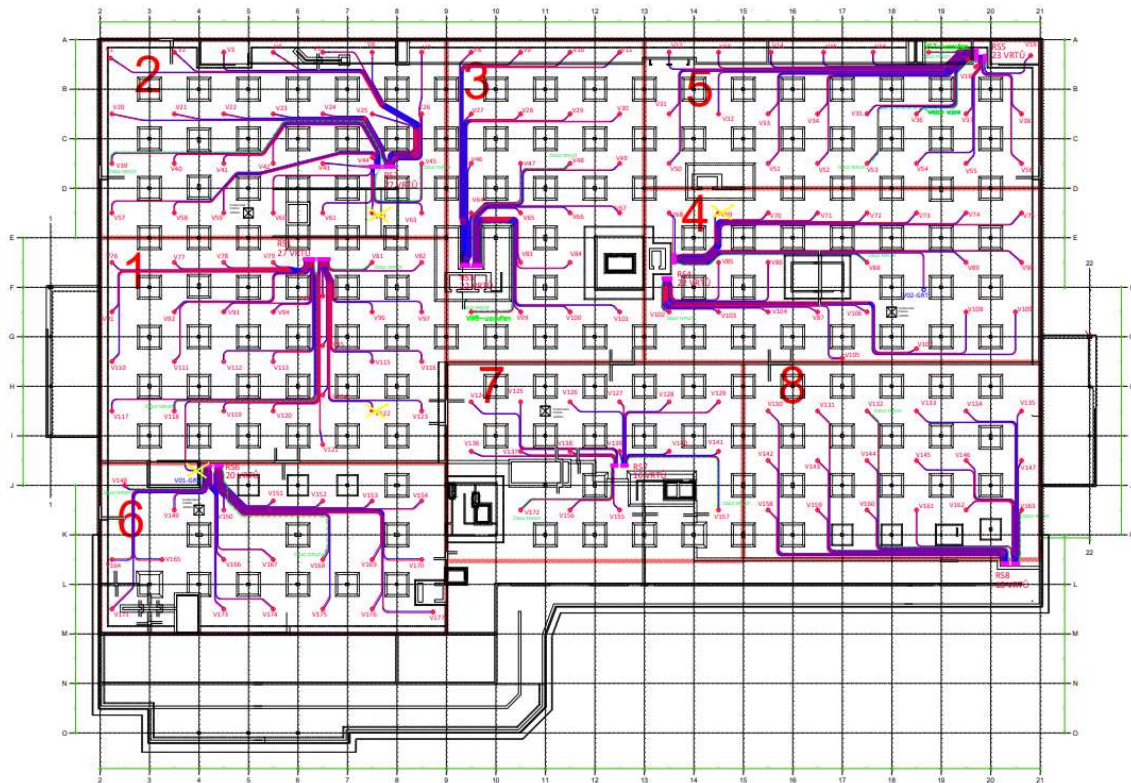
Obrázek 9 Nastavení nočního provětrávání

4 Zdroj tepla a chladu

Centrálním 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. Zdroj tepla a chladu zajišťuje v objektu vytápění, chlazení, ohřev a chlazení větracího vzduchu a jeho zvlhčení i odvlhčení. Zdroj zajišťuje i ohřev teplé vody, přičemž zásobníky teplé vody v gastroprovozu mají vlastní elektrické patrony pro dohřev na požadovanou teplotu.

Zdroj umožňuje „přečerpávat“ tepelnou energii v rámci objektu relevantní a je založen právě na využívání tepelných zisků v rámci objektu. Odpadní teplo produkované v zimním období (chlazení technických místností slaboproudu, chlazení gastro technologie, zasedáček apod.) je využito pro vytápění jiných prostor, nebo pro ohřev vzduchu, či přípravu teplé vody. [podklady]

Vrtné pole se dělí na osm samostatných zón s vlastním měřením tepla, průtoku a teplot přívodu i zpátečky. Celkem vrtné pole obsahuje 177 vrtů, přičemž 2 jsou zavřené a slouží k testování – například jestli se jednotlivé vrty vzájemně ovlivňují apod. Vrty jsou hluboké 150 metrů, celková délka funkčních vrtů je tudíž 26,25km. Vrtné pole se nachází pouze pod půdorysem budovy.

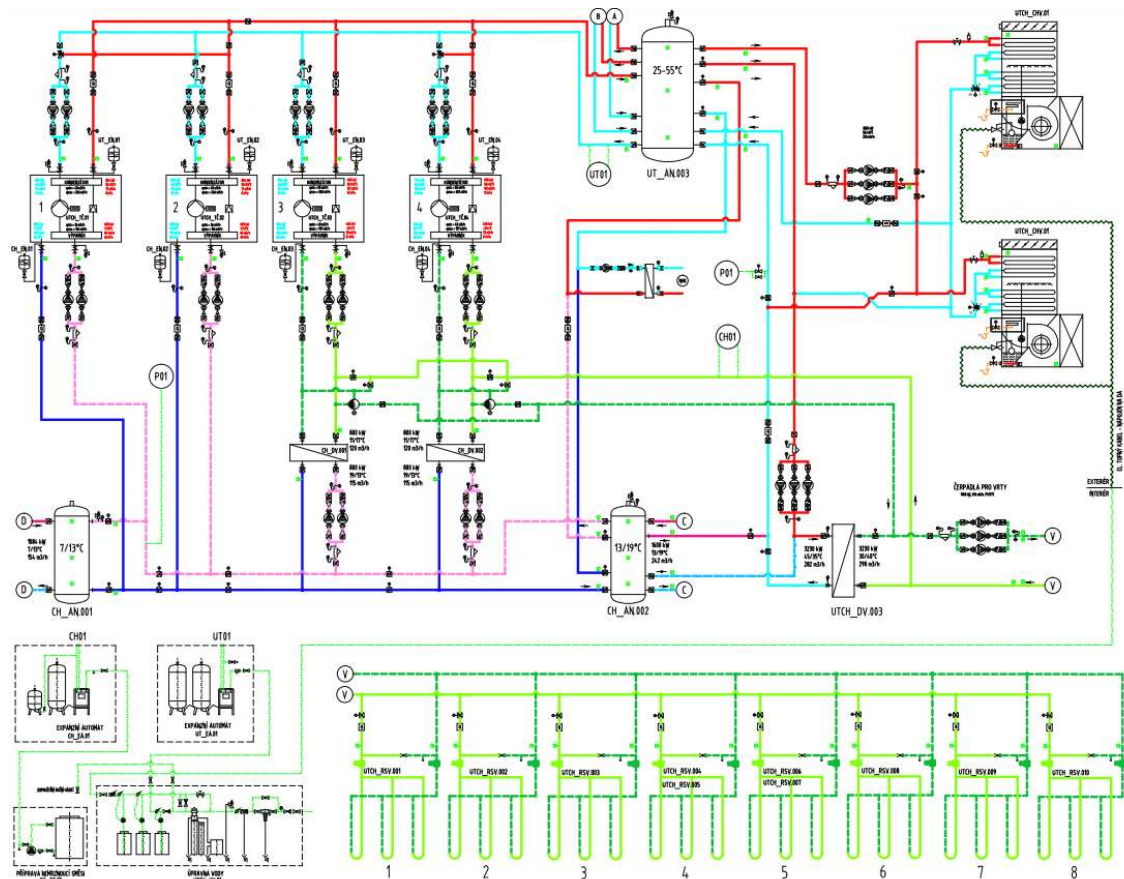


Obrázek 10 Vrtné pole objektu [11]

Hydraulické zapojení je provedeno se společnou akumulční nádobou na teplé straně (UT_AN.003) kompresorových jednotek a dvojicí akumulčních nádob na chladné straně kompresorových jednotek. První akumulční nádoba slouží (CH_AN.001) pro vysokopotenciální chlad(7/13°C) pro chlazení a odvlhčování ve VZT jednotkách, druhá nádoba (CH_AN.002) na nízkopotenciální(13/19 °C) chlad pro sálavé chlazení objektu a chlazení technických a datových místností.

Jako teplotonosná látka je použita upravená pitná voda, pro okruh hlubinných vrtů je použita nemrznoucí směs etylenglykolu ve 20 % koncentraci.

Nemrznoucí směs je použita i pro dvojici kompresorových jednotek na výparnickové straně tak, že je umožněno maximální energetické využití podloží v režimu čerpání energie. [11]



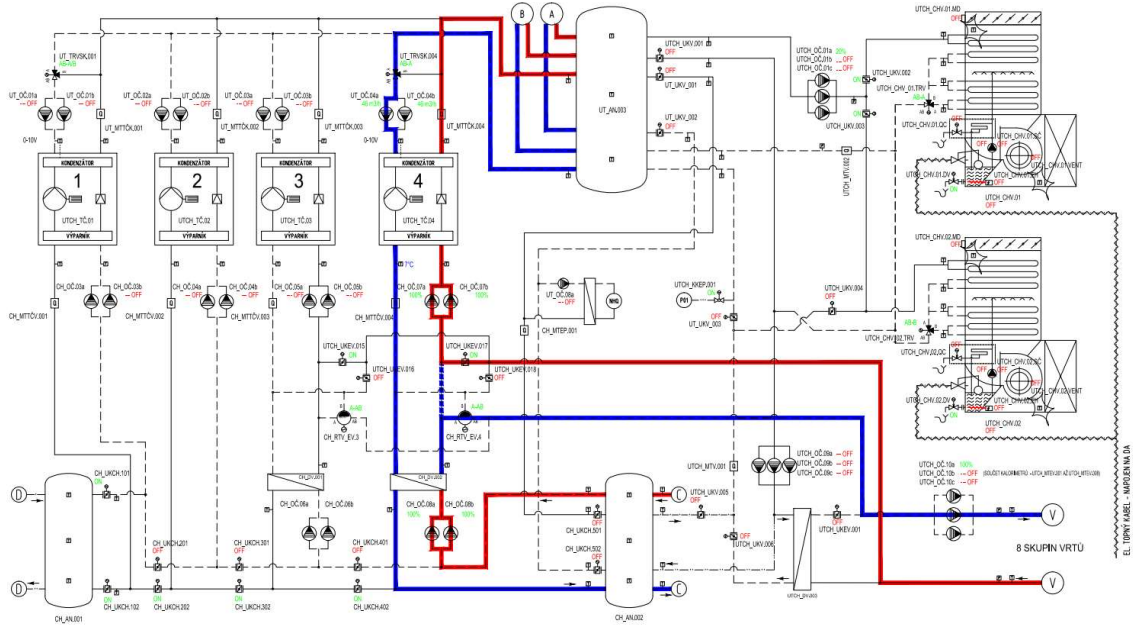
Obrázek 11 Schéma zdroje tepla a chladu [11]

4.1. Provozní režimy

Zdroj tepla a chladu pracuje ve dvou základních provozních režimech – v režimu zimním, kdy je energie čerpána z hlubinných energetických vrtů a v režimu letním, kdy je nadbytečná tepelná energie opět do vrtu ukládána, čímž i dochází k jeho regeneraci.

Ke změně pracovního režimu dochází automaticky při nedostatku tepla v teplé akumulární nádobě UT_AN.003 (přechod na vytápění) či při nedostatku chladu v nízkopotenciální chladné akumulární nádobě CH_AN.002 (přechod na chlazení). Rozhodující je i průměrná venkovní teplota, která musí být vyšší či nižší po dobu 3 dnů než 13 °C. Režimy lze ovšem přepínat i manuálně.

4.1.1. Zimní provozní režim



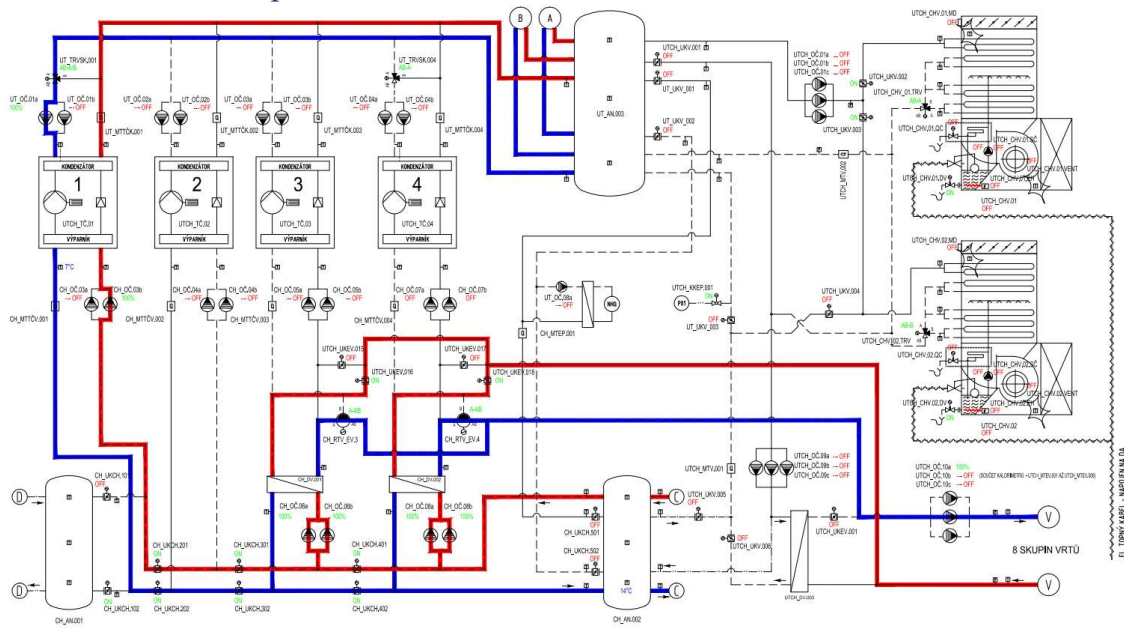
Obrázek 12 Schéma zimního provozního režimu [11]

V zimním režimu jsou v chodu cyklicky kompresorové jednotky TČ3 a TČ4 tak, aby docházelo k jejich rovnoměrnému opotřebení. Kompresorové jednotky jsou řízeny setpointem žádané teploty v teplé akumulární nádrži, přičemž žádaná výstupní teplota z kondenzátoru je nastavena na 45 °C. Toto zimní období byli poprvé sepnuty obě kompresorové jednotky najednou a pomocí výměníku v mostu pojící tuto budovu s její sesterskou se do ní začalo předávat teplo. Jelikož je tato sesterská budova vytápěná především pomocí vodních ventilátorových konvektorů, bylo nutné zvednout výstupní teplotu z kondenzátorů na 50°C.

V první řadě je využíváno odpadní teplo objektu a samotná práce kompresorových jednotek, až při vyšší potřebě tepla je využíváno teplo z energetických vrtů.

Na výparníkové straně je umístěn výměník, přes který se ochlazuje akumulární nádobu s nízkopotenciálním chladem CH_AN.002, čímž se zajišťuje chlazení datových místností i v zimním období.

4.1.2. Letní provozní režim



Obrázek 13 Schéma letního provozního režimu [11]

V letním režimu jsou v provozu kompresorové jednotky TČ1 a TČ2, přičemž opět fungují cyklicky pro rovnoměrné opotřebení. Kompresorové jednotky jsou řízeny setpointem v chladné nízkopotenciální akumulaci nádobě CH_AN.002, přičemž odpadní teplo je dále využíváno v objektu pro ohřev vzduchu ve VZT, ohřev teplé vody apod. Při požadavku VZT na chlazení se řídí dle teplot ve vysokopotenciální chladné nádobě CH_AN.001. Při požadavku VZT na sušení spínají obě kompresorové jednotky. Při přesažení nastavené teploty v teplé nádobě UT_AN.003 dochází k odvádění přebytečného tepla do energetických vrtů. Pro extrémní podmínky jsou pro další odvod tepla osazeny dvě hybridní chladicí věže, ovšem za celý letní režim 2022 nebyly využity ani jednou.

V jarním přechodném období je využíváno volného chlazení, kdy jsou kompresorové jednotky jsou vypnuty a akumulaci nádob s nízkopotenciálním je chlazená z hlubinných vrtů pouze pomocí oběhových čerpadel.

4.2. Kompresorové jednotky

Takzvaným srdcem instalovaných tepelných čerpadel země-voda je čtveřice vodou chlazených šroubových kompresorových jednotek s inventory od firmy Daikin, které jsou plněny chladivem R134a. Kompresorové jednotky jsou umístěny ve strojovně v druhém podzemním podlažím. Kompresorová jednotka TČ4 je vyfocena na obr. 14.

V režimu **zimním** jsou v provozu dvě kompresorové jednotky (TČ3, TČ4) typu EWWD890VZSSA1+OP111 s technickými specifikacemi pro vytápění:

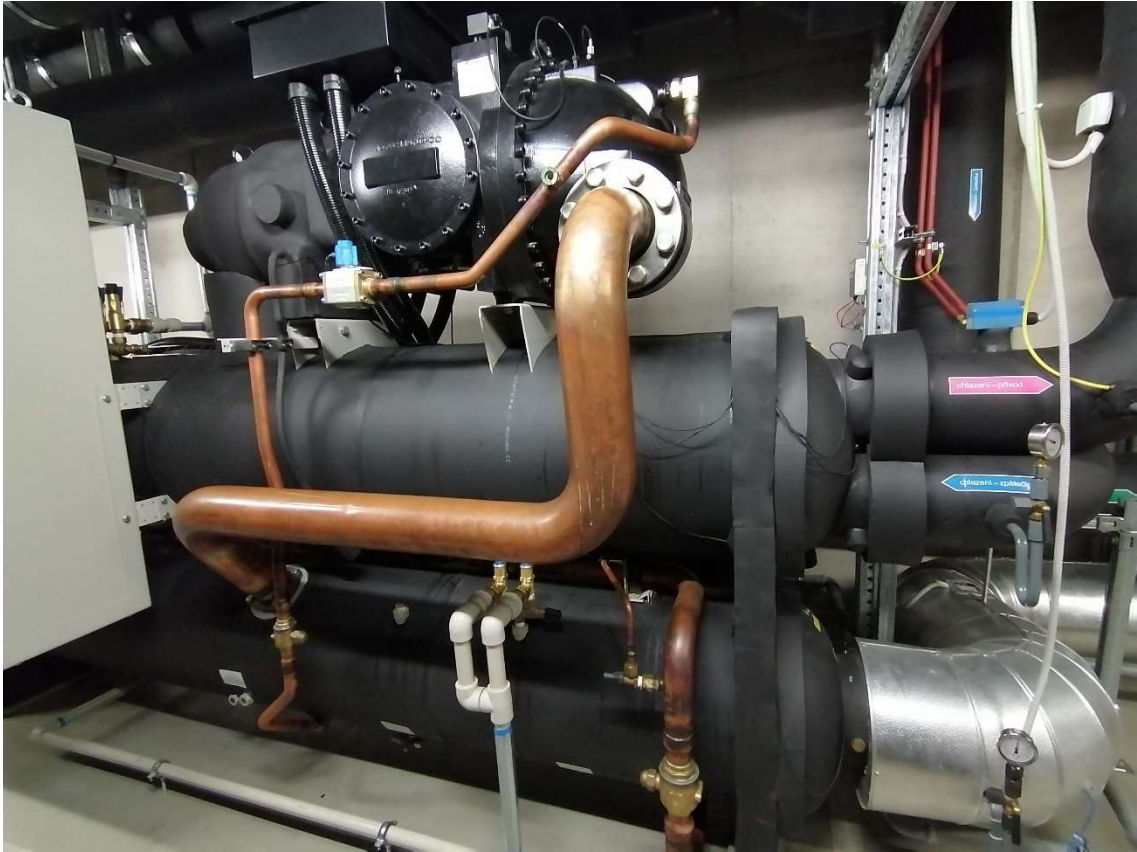
Tabulka 1 Technické specifikace EWWD890VZSSA1 [12]

Technické specifikace pro vytápění EWWD890VZSSA1 (dle EN 14511)	
Topný výkon [kW]	616,6
Elektrický příkon [kW]	166,9
COP [-]	3,695
SCOP [-]	Nestanoven
Teploty kondenzátor [°C/°C]	45/40
Teploty výparník [°C/°C]	0/-5

V režimu **letním** jsou v provozu dvě kompresorové jednotky (TČ1, TČ2) typu EWWD760VZSSA1+OP111 s technickými specifikacemi pro chlazení:

Tabulka 2 Technické specifikace EWWD760VZSSA1 [12]

Technické specifikace pro chlazení EWWD760VZSSA1 (dle EN 14511)	
Chladicí výkon [kW]	814,8
Elektrický příkon [kW]	109,3
EER [-]	7,457
SEER [-]	7,630
Teploty kondenzátor [°C/°C]	25/20
Teploty výparník [°C/°C]	7/13



Obrázek 14 Kompresorová jednotka TČ4

4.3. Měřicí zařízení

Venkovní meteostanice

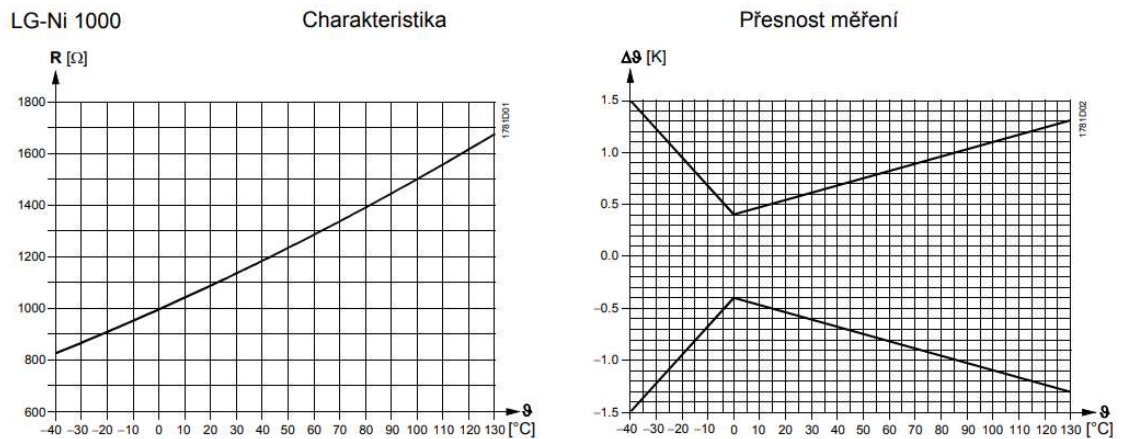
Venkovní meteostanice WSC11 od firmy Thies Clima je kompaktní meteostanice, která snímá celkem mnoho parametrů, kterými jsou rychlost větru a jeho směr, přítomnost srážek, teplota, relativní vlhkost, osvětlení, intenzita slunečního záření, tlak vzduchu atd.

Teplotu snímá odporový senzor PT1000, jehož elektrický odpor se mění v závislosti na teplotě, s měřicím rozsahem $-30\dots+60\text{ }^{\circ}\text{C}$, rozlišením $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ a přesností $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ při rychlosti větru menší než $0,2\text{ m/s}$. [13]

Ponorné senzory teploty

Jako ponorné senzory teploty pro měření teploty v potrubích VZT se používá Siemens QA2120.10. Senzor je založen na LG-Ni1000 článku, který mění elektrický odpor v závislosti na teplotě, signál je následně vyhodnocován připojeným regulátorem.

Měřicí rozsah je od -30 do $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ s přesností $\pm 1,3\text{K}$. [14]

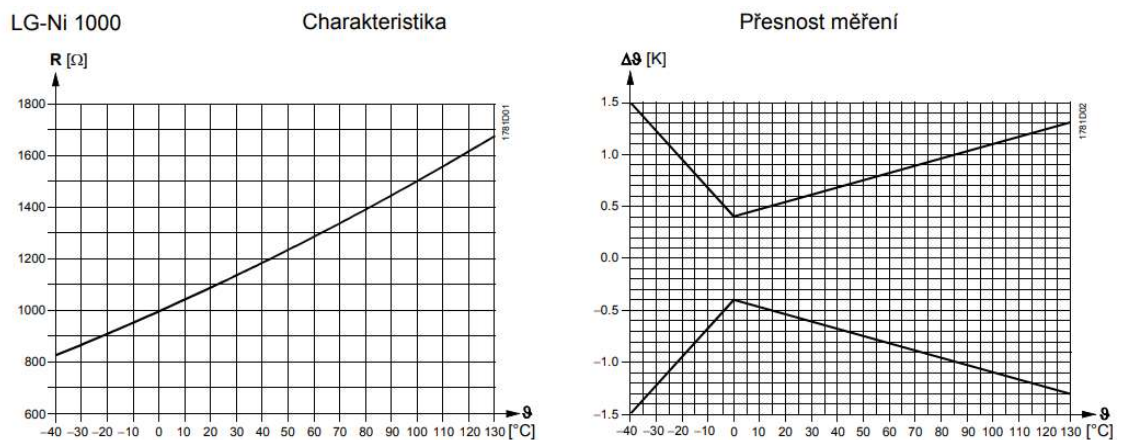


Obrázek 15 Siemens QA2120 charakteristika a přesnost měření [14]

Příložné senzory teploty

Jako příložné senzory teploty pro měření teploty vody v rozvodech tepla a chladu se používá Siemens QAD22. Senzor je založen na LG-Ni1000 článku, který mění elektrický odpor v závislosti na teplotě, signál je následně vyhodnocován připojeným regulátorem.

Měřicí rozsah je od -30 do 130 $^{\circ}\text{C}$ s přesností $\pm 1,3\text{K}$. [14]



Obrázek 15 Siemens QAD22 charakteristika(vlevo) a přesnost měření(vpravo) [14]

Ultrazvukový měřič tepla a chladu

Jako měřiče tepla a chladu, nebo také kalorimetry, jsou osazeny měřiče Siemens UH50 Množství tepla, dodané z otopné vody, je úměrné teplotní diferenci mezi teplotou v přívodním a vratném potrubí a objemu průtoku otopné vody. Objem otopné vody se měří ultrazvukovým impulsem, který je vysílán nejdříve ve směru proudu a poté proti směru proudu. Po proudu se doba průchodu signálu mezi vysílačem a přijímačem zmenšuje, proti proudu se odpovídajícím způsobem zvětšuje. Z naměřených hodnot doby průchodu signálu se potom vypočítává objem topné vody. Teploty v přívodním a vratném potrubí se určují pomocí odporových platinových teplotních čidel (Pt100 či Pt500). Objem otopné vody a teplotní diference mezi přívodním a vratným potrubím se nakonec násobí a součin se sčítá. Jako výsledek se zaznamenává a zobrazuje spotřebované množství tepla v jednotkách kWh / MWh nebo v jednotkách MJ / GJ. Teplotní rozsah počítadla je 2 až 180 °C, teplotní diference ΔT 3 K až 120 K a práh citlivosti pro ΔT 0,2K. [15]

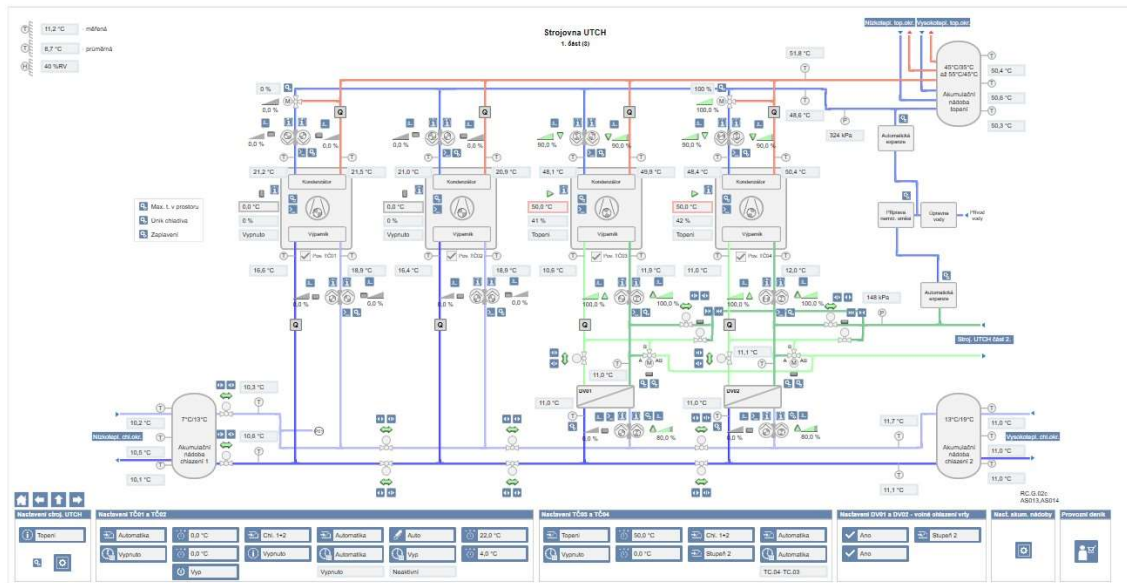
5 Data

5.1. BMS

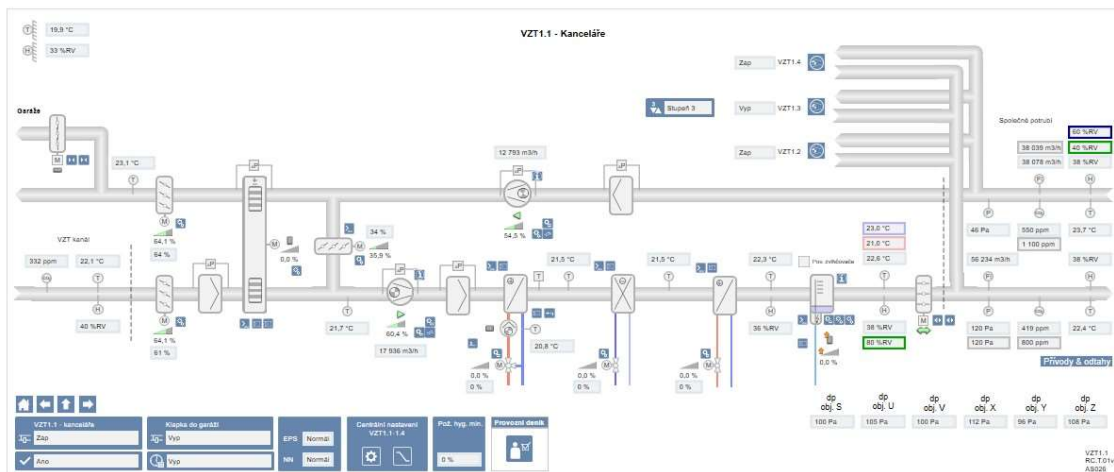
Budova je vybavena řídicím systémem, založeném na inteligentním mikroprocesoru (Building Management System – BMS). BMS umožňuje řízení vytápění, chlazení, vzduchotechniky, osvětlení a stínění a také integraci elektronických požárních a zabezpečovacích signalizací, frekvenčních měničů a tepelných čerpadel. Díky těmto možnostem BMS nabízí možnost řídit několik prvků najednou a mít tak kompletní přístup k optimalizaci a redukci nákladů na provoz budovy, což velmi usnadňuje a zefektivňuje její řízení.

Konkrétně je použit systém Siemens Desigo CC. Desigo CC podporuje velké množství subsystémů a velké množství komunikačních standardů (např. BACnet, M-Bus, Modbus, KNX a další). Desigo CC je určen pro integraci všech technologií v budově, díky čemuž lze uskutečnit jejich vzájemné interakce, což následně vede ke komplexnímu řízení budovy a tím i vyšší energetické efektivitě. Systém umí pracovat s datovými trendy jednotlivých regulátorů, senzorů či ústředen a zároveň je zaznamenává a ukládá do Microsoft SQL databáze. Tato uložená data následně mohou být využita pro zpětnou analýzu provozu, čehož také technický tým budovy hojně využívá a efektivita celého systému a budovy se tak rok od roku zvyšuje.

Do tohoto systému jsou svedeny všechny prvky MaR a pomocí grafického uživatelské rozhraní, které je pro ukázkou vyobrazené na obr.16 a obr.17, je možné jednotlivé prvky sledovat v reálném čase či přímo ovládat.



Obrázek 16 Vizualní zobrazení zdroje tepla a chladu v Desigo CC



Obrázek 17 Vizualní zobrazení VZT 1.1 v Desigo CC

5.2. Sběr dat

Všechna sbíraná data jsou zálohována na servery poskytovatele Siemens, čehož se zpětně využívá pro reklamaci chybějících dat. K výpadkům dat prý dochází poměrně často, tudíž je tato funkce pro zpětnou analýzu fungování budovy velmi cenná. K takovému výpadku došlo i při mé první návštěvě budovy, kdy jsme společně s technickým pracovníkem budovy zjistili, že mají kompletní výpadek v datech od září až do prosince předchozího roku. Během necelých dvou měsíců byla tato data vyreklamována a doplněna. Po seznámení se s fungováním systému jsem za pomoci technického pracovníka budovy identifikoval vhodné měřené veličiny pro potřeby mé diplomové práce.

Jednotlivá ukládaná data je možné následně vyexportovat do souborů .csv, čehož také bylo za pomoci technického pracovníka objektu učiněno. Celkový přehled exportovaných veličin je přiložen v Příloze 1. Časový krok sběru dat je 20 minut u měřičů tepla a chladu a 15 minut u všech ostatních exportovaných veličin. Zvolil jsem export dat po měsících z hlediska přehlednosti a nižší časové náročnosti pro technickou obsluhu systému, ale jelikož Desigo CC umožňuje export pouze dvou tisíc řádků najednou, tak některá data byla zredukována do jedné s mírně vyšším časovým krokem. Pro zobrazení změn provozních režimů bylo využito i přímo trendů ze systému Desigo.

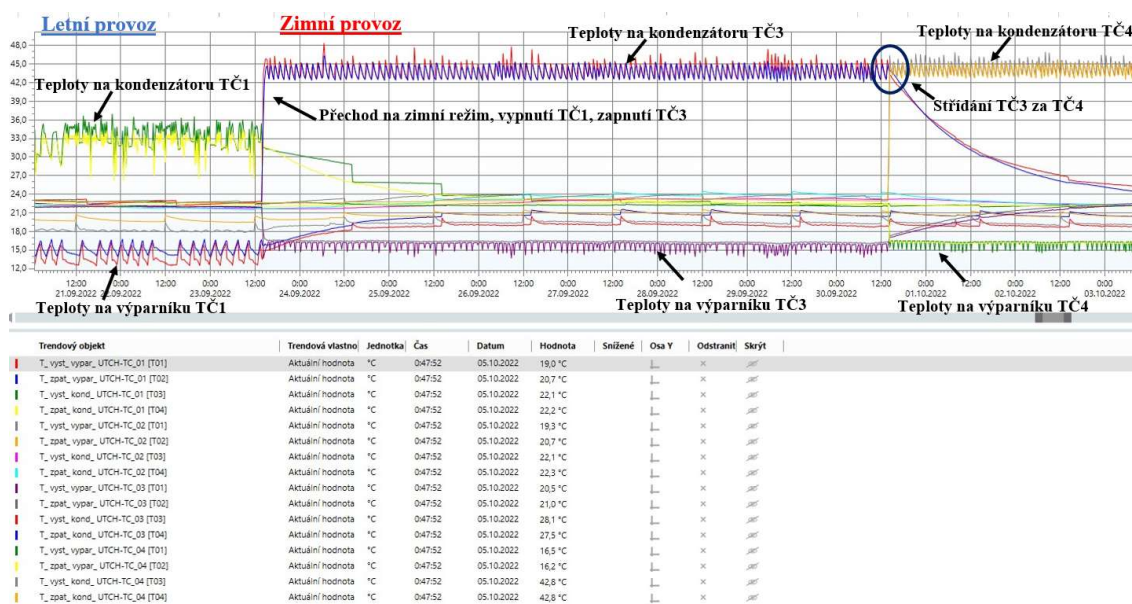
K následnému využití a zpracování těchto dat jsem využil Microsoft Excel, ve kterém bylo nutné data před samotným zpracováním vhodně naformátovat. Excelový soubor je obsažen na přiloženém CD disku.

6 Vyhodnocení dat

Vzhledem k termínu vypracování diplomové práce se budu věnovat celému zimnímu provozu. Dle poskytnutých dat jsem stanovil začátek zimního provozu na 23.9.2022 14:00 a jeho konec na 5.5.2023 17:00. Ve výpočtech se budu zabývat pouze tímto obdobím. Toto zimní období bylo poměrně nestandardní, jelikož došlo poprvé i k dodávání tepla sesterské budově.

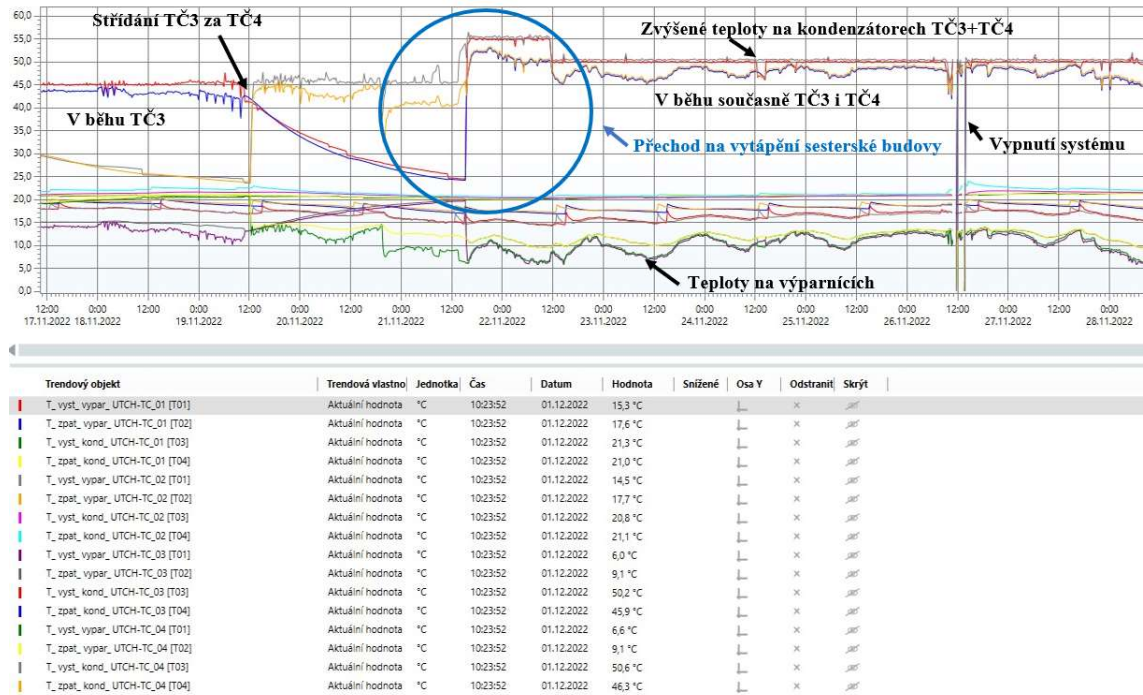
6.1. Provoz

Přechod z letního režimu na zimní je možné vidět na trendovém grafu vyobrazeném na obr.18. V levé části můžeme vidět, že je v provozu kompresorová jednotka TČ1 v režimu chlazení (letní provoz), po jejím vypnutí dochází k plynulému srovnání teplot z kondenzátoru a výparníku na teplotu okolní. Začátek zimního provozu je ohraničen prvním startem kompresorové jednotky TČ3 s žádanou výstupní teplotou na kondenzátoru 45°C. V pravé části obrázku je vidět střídání jednotky TČ3 za TČ4 a plynulé srovnávání teplot TČ3 na okolní teploty.



Obrázek 18 Přechod z letního režimu na zimní s průběhy teplot

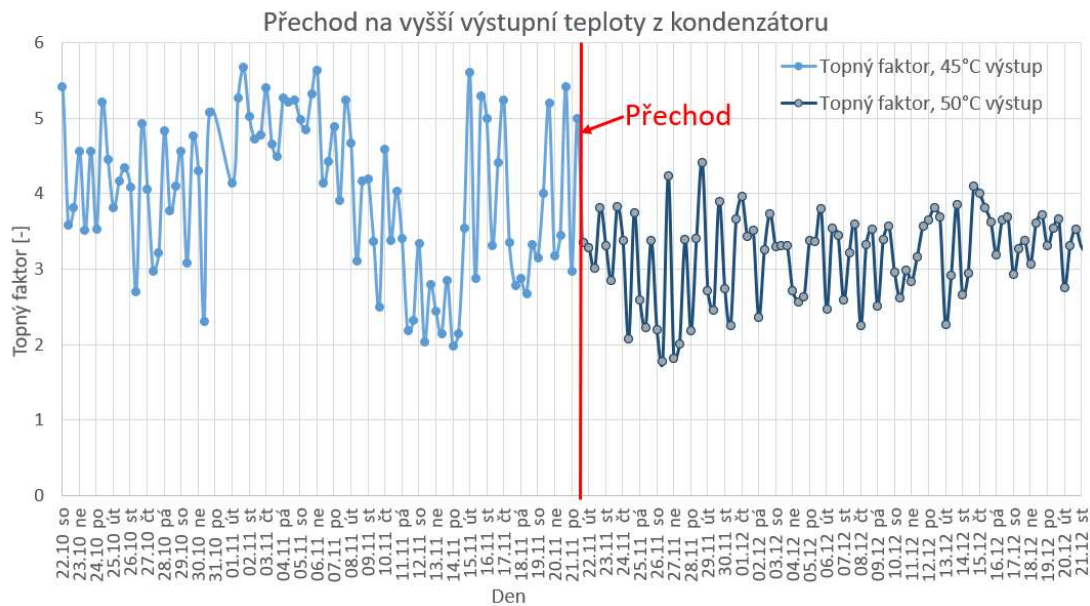
Toto cyklické střídání probíhalo až do listopadu, kdy bylo rozhodnuto, že se teplem bude zásobovat i sesterská budova přes tepelný výměník, který byl k tomuto účelu při výstavbě zřízen. Výměník je osazen kalorimetrem. Tento přechod na režim vytápění sesterské budovy je vyobrazen na obr. 19.



Obrázek 19 Přechod na vyšší výstupní teplotu z kondenzátoru

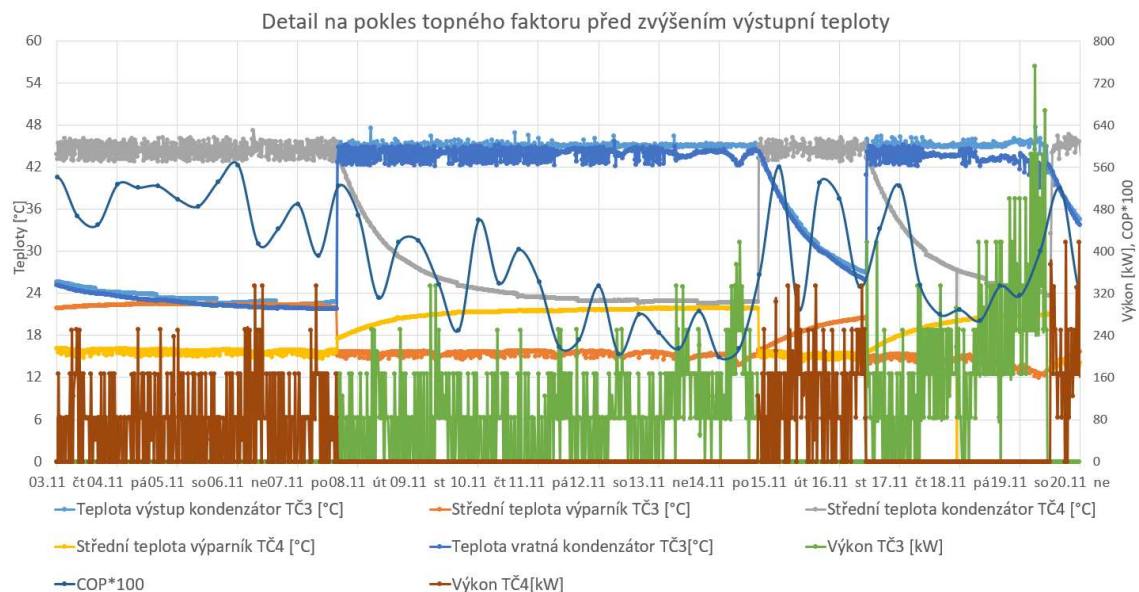
K přechodu došlo 22.11. 2022 přibližně ve 14:00. V tento okamžik došlo k sepnutí obou kompresorových jednotek naráz a byla nastavena vyšší požadovaná výstupní teplota na kondenzátoru, která byla nakonec zvolena 50 °C vzhledem k vodním ventilátorovým konvektorům, které z jsou z velké části využívány k vytápění sesterské budovy. Jako zdroj tepla je v sesterské budově instalována plynová kotelna s kondenzačními kotli. Na grafu je i vidět krátkodobé vypnutí systému kvůli jeho testování, které proběhlo 26. listopadu.

Se zvýšením výstupní na kondenzátoru se přímo pojí snížení topného faktoru a tím i efektivity provozu, což mi přišlo vhodné zachytit, viz obr. 20.



Obrázek 20 Přechod na vyšší výstupní teplotu z kondenzátoru z hlediska topného faktoru

Z grafu lze jasně vidět pokles topných faktorů po přechodu na vyšší výstupní teploty, lze také vidět, že po přechodu dochází k menší fluktuaci topných faktorů, což je nejspíše zapříčiněno stabilnějším chodem na vyšší topné výkony. Na průběhu mě ovšem zazil několikadenní pokles topných faktorů až k hodnotě 2 ještě před samotným přechodem, konkrétně ve dnech od 10. listopadu až do 14. listopadu. Tento pokles jsem se rozhodl pokusit zanalyzovat, detail na tento několikadenní pokles je zobrazen na obr.21. Do detailu jsem kromě jednotlivých teplot vynesl také topné výkony a topné faktory násobené stem.

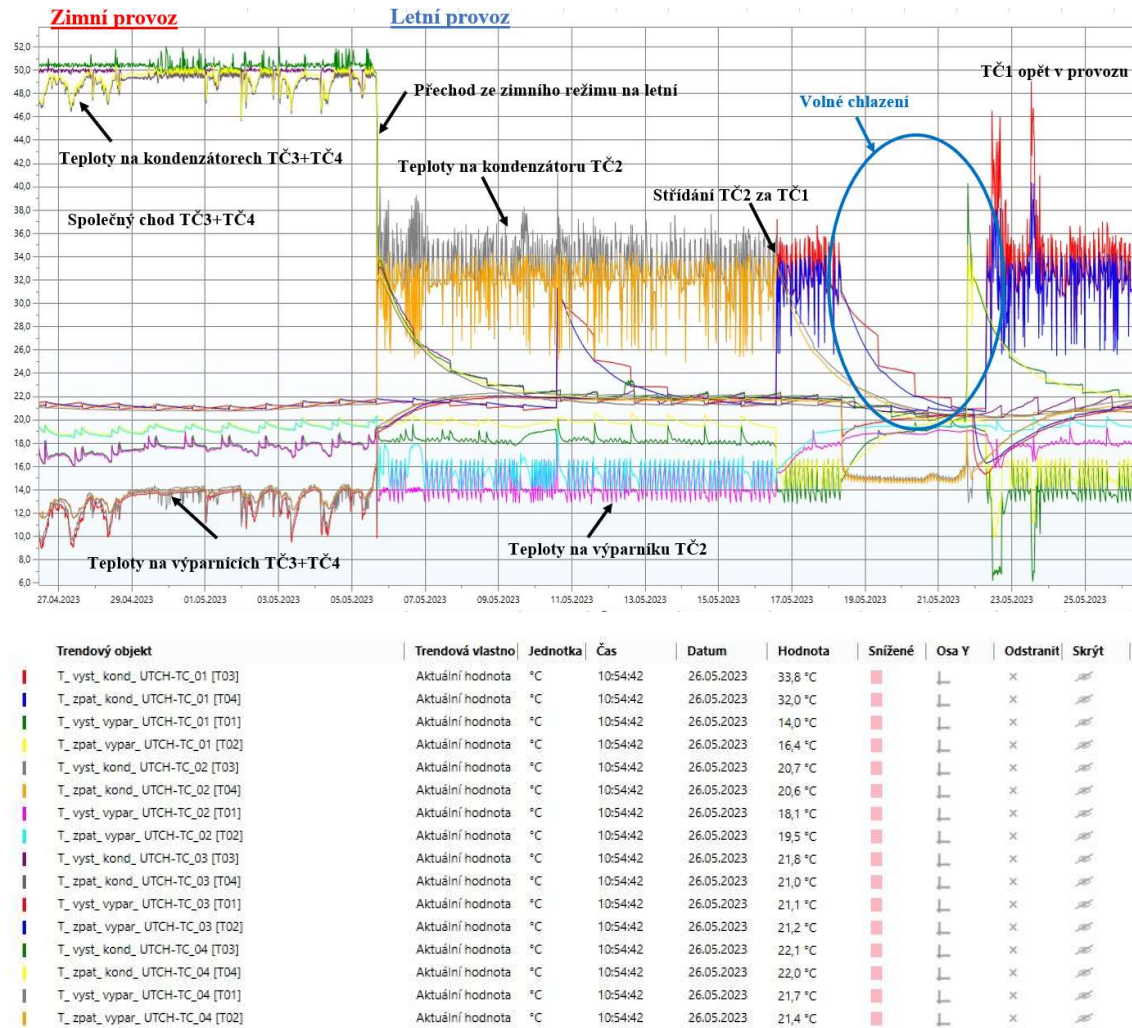


Obrázek 21 Detail na pokles topného faktoru

Na grafu tohoto detailu můžeme vidět, že většinu času tepelná čerpadla běží na minimální topný výkon, přičemž se neustále cyklicky spínají a vypínají dle potřeby tepla v teplé akumulární nádrži, což samo o sobě může vést k o něco nižší efektivitě. Toto ovšem nevysvětluje, proč k onomu významnému poklesu došlo až při přepnutí z TČ4 na TČ3, ke kterému došlo 8.listopadu. Nejnižšího topného faktoru v tomto krátkém úseku bylo dokonce dosaženo při náhlém požadavku na vyšší výkon, což se promítlo i do poklesu vratné teploty do kondenzátoru a výparníku, chvíli před přepnutím na TČ4. Bohužel se mi nepodařilo zjistit přímou příčinu tohoto náhlého poklesu topného faktoru u TČ3. Tento pokles by si pravděpodobně zasloužil komplexnější analýzu, což může sloužit jako podnět do budoucna, jelikož zjištění příčiny problému a jeho následné odstranění by vedlo ke zvýšení energetické efektivity celého systému.

Režim vytápění sesterské budovy probíhal až do začátku března, kdy byla kompresorová jednotka TČ4 odstavena kvůli servisu. Výstupní teplota z kondenzátoru TČ3 přitom zůstala na 50 °C. Ke konci března byla TČ4 opět uvedena do chodu, tím pádem běželi opět obě jednotky dohromady a sesterská budova se začala opět zásobovat teplem.

K přechodu na letní režim došlo 5.5.2023 v 17 hodin, což je ohraničeno vypnutím TČ3 i TČ4 a zapnutím TČ2, nyní již v režimu chlazení. Tento přechod je možné vidět na obr.22. Na grafu můžeme i vidět, že od 18. do 23. května došlo k vypnutí kompresorových jednotek a budova se chladila pomocí volného chlazení s využitím oběhových čerpadel a energetických vrtů. Po skončení volného chlazení došlo opět k sepnutí TČ1.

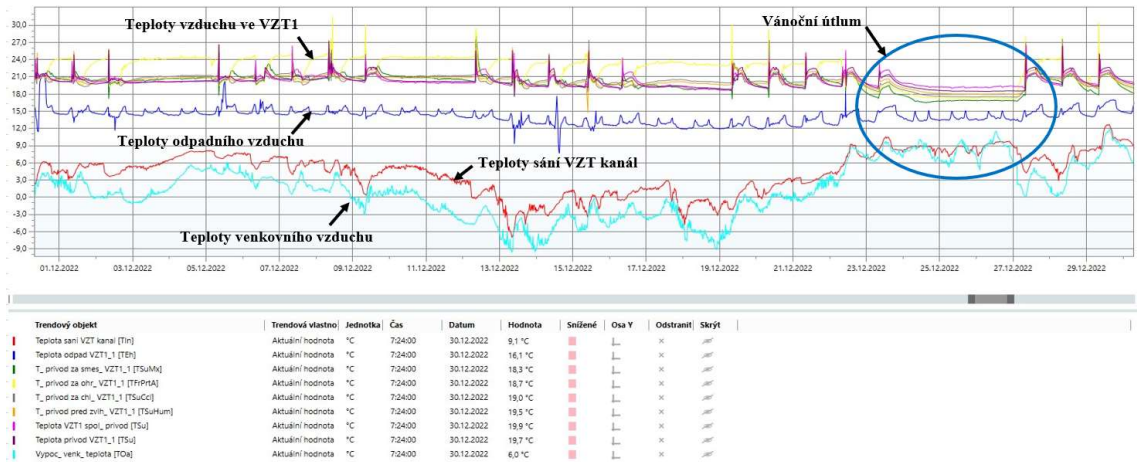


Obrázek 22 Přechod ze zimního režimu na letní

Provoz VZT

Provoz VZT oproti zdroji tepla a chladu není již tak zajímavý, ovšem alespoň okrajově jej popíši, konkrétně VZT1_1-4 jejíž vizuální zobrazení v řídicím systému BMS je zobrazeno na obr.17. Čerstvý venkovní vzduch je nasáván do VZT jednotky skrze sací kanál, kde dochází k jeho přehřevu. Z obr. 23 je možno vidět, že dochází k přehřevu až o 6 °C, což je opravdu velmi významná část ušetřené energie. Když se teploty venkovního vzduchu a sání v kanálu srovnají, tak to zpravidla znamená, že VZT není v provozu. Nasátý mírně přehřátý vzduch dále prochází rotačním výměníkem, kde dochází ke zpětnému získávání tepla z odváděného odpadního vzduchu. Následně dochází ke smíšení s částí odpadního vzduchu a ohřátí v ohřivači na požadovanou teplotu. Na konec je vzduch navlhčen na požadovanou hodnotu relativní vlhkosti a následně rozváděn do jednotlivých místností, přičemž průtoky přiváděného vzduchu jsou

regulovány regulátory proměnného průtoku vzduchu na základě informací ze senzorů kvality vnitřního prostředí (teplota, vlhkost, CO₂) v jednotlivých místnostech.

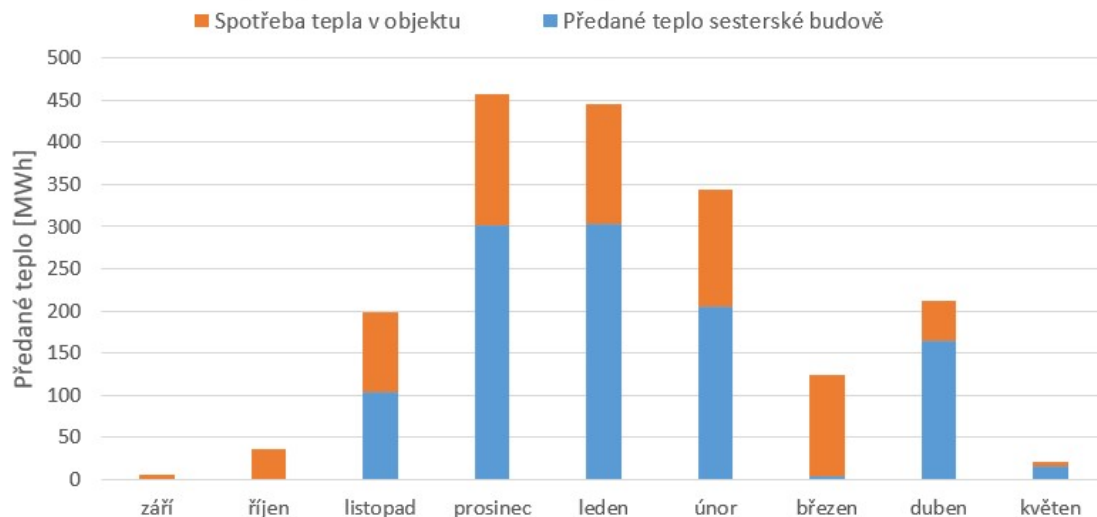


Obrázek 23 Provoz VZT1.1-4, prosinec

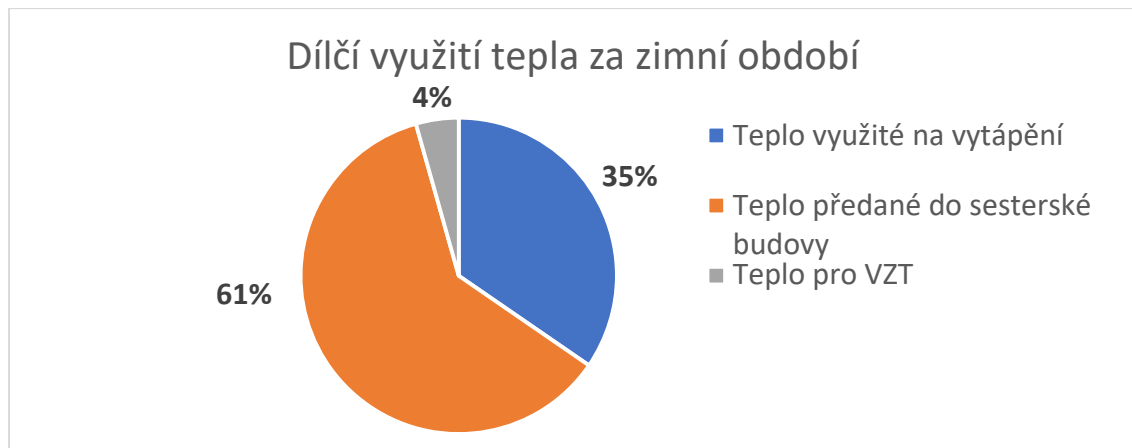
6.2. Spotřeby energií

Za celé zimní období bylo kondenzátory TČ3 a TČ4 předáno celkem **1844,8 MWh** tepelné energie, z čehož **1100,3 MWh** jí bylo předáno do sesterské budovy. Celková spotřeba tepla mnou pozorované budovy za zimní provoz je tudíž **701,5 MWh**. Zimní průběh předaného tepla vyobrazen na obr. 24 a dílčí poměr využití předaného tepla je zobrazen na obr. 25. Celková spotřeba elektrické energie kompresorovými jednotkami pro předání tohoto tepla odpovídá **644 MWh**.

Celkové teplo předané kondenzátory TČ3+TČ4 za dané období



Obrázek 24 Zimní průběh předaného tepla kondenzátory TČ3+TČ4

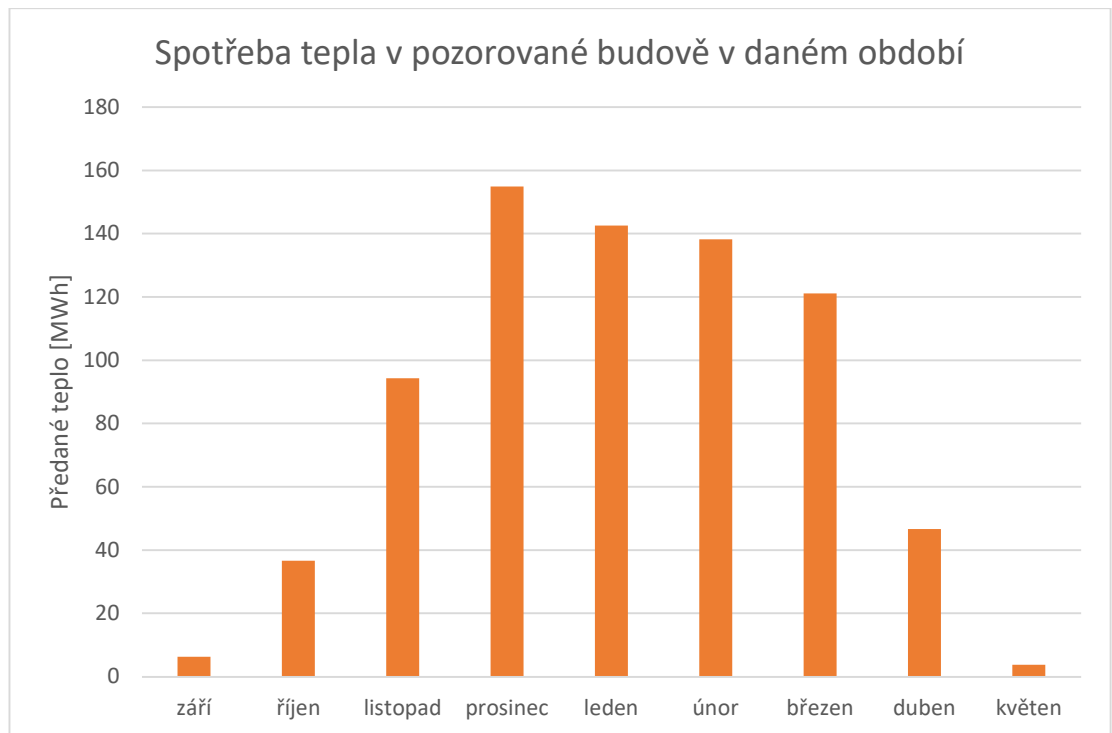


Obrázek 25 Dílčí využití tepla za zimní období

Na obr. 24 Můžeme vidět, že v březnu nebylo předávané téměř žádné teplo do sesterské budovy. Toto bylo způsobeno faktem, že byla měněna kompresorová jednotka TČ4, takže v běhu zůstala pouze kompresorová TČ3, která po tuto dobu zajišťovala vytápění pouze pozorované budovy. Žádaná výstupní teplota z kondenzátoru po toto období zůstala na 50 °C.

Na obr.25 si můžeme povšimnout, že vzduchotechnické jednotky tvoří v celkové spotřebě tepla pouze velmi malou část oproti systému vytápění. Toto je způsobeno i tím, že tento zimní provoz došlo záměrně za cílem úspor k přeregulování VZT, přičemž byl mimo jiné využit i větší podíl oběhového vzduchu.

Jak již bylo zmíněno, tak celková spotřeba tepla v pozorované budově za zimní období činí 701,5 MWh, jehož průběh je vyobrazen na obr. 26. Samotná spotřeba tepla nám ale o budově jako takové příliš neřekne, jako vhodný hodnotící parametr se zde nabízí měrná roční (v mém případě sezónní) spotřeba tepla, která vztahuje tuto spotřebu tepla na metr čtvereční energeticky vztažné plochy. Celková energeticky vztažná plocha budovy je 39 685 m². Měrná spotřeba tepla za danou sezónu tudíž odpovídá **18,8 kWh/m².období**. Aby toto číslo bylo usazené do kontextu, tak průměrná administrativní budova v České republice dle [16] má roční měrnou spotřebu tepla 186 kWh/m², což je řádově větší hodnota. Jako druhým příkladem pro porovnání může být jeden z požadavků pro pasivní dům dle Passivhaus Institutu, který stanovuje vrchní hranici pro měrnou potřebu tepla na vytápění na 15 kWh/m².rok.[17] Lze tedy konstatovat, že mnou pozorovaná budova je vskutku nízkoenergetická.



Obrázek 26 Sezónní spotřeba tepla v pozorované budově

6.3. Efektivita provozu

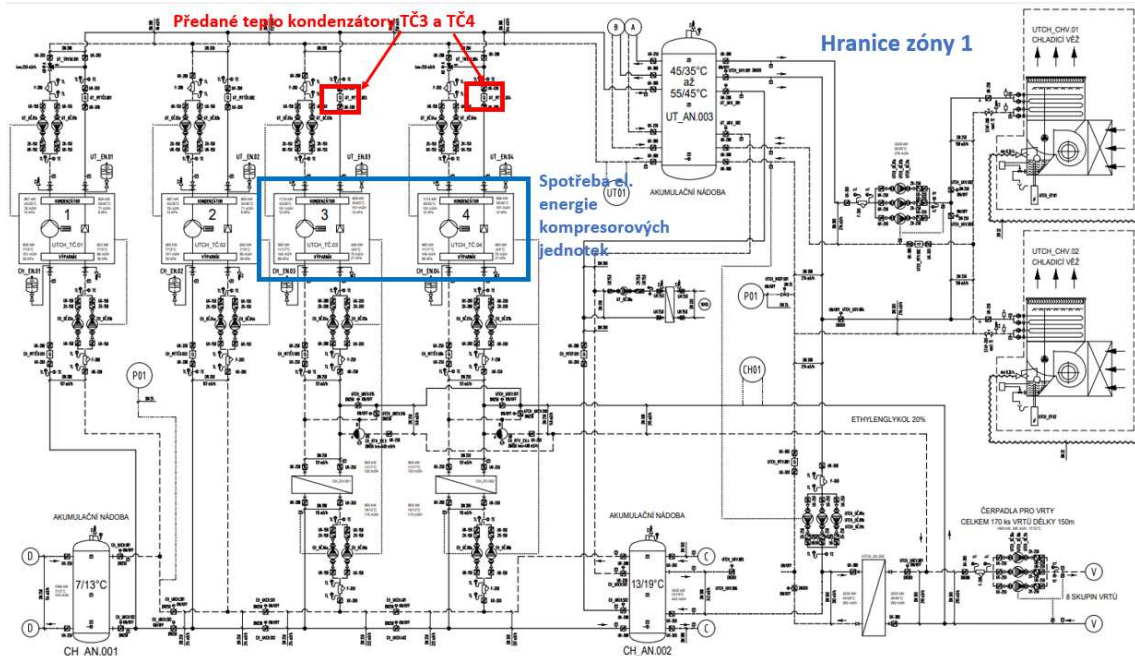
Jak již bylo zmíněno, tak energetickou efektivitu již provozovaných tepelných čerpadel vyjadřuje skutečný topný faktor COP, který udává poměr mezi teplem předaným kondenzátoru ku spotřebované elektrické energii pro chod kompresorových jednotek.

Druhým přístupem je hodnocení efektivit celé soustavy pro vytápění jako takové, kde se spotřebované elektrické energii kompresorových jednotek přičítá i spotřeba elektrické energie potřebná pro běh oběhových čerpadel, popř. i vliv záložního zdroje tepla. Jelikož oběhová čerpadla patřící ke zdroji tepla a chladu jsou značně výkonnější a pracují s celkově vyššími průtoky než oběhová čerpadla koncových otopných okruhů, rozhodl jsem se hodnocení rozdělit na tři zóny s různými hranicemi. Zóny tudíž budou mít stejné množství celkového předaného tepla, ale odlišnou celkovou spotřebu elektrické energie.

Mnou vypočtené topné faktory a sezónní výkonnostní faktory vycházejí pouze z reálných naměřených spotřeb a neodpovídají metodikám technických norem.

6.3.1. Zóna 1 – kompresorové jednotky

Jako první zónu jsem zvolil pouze kompresorové jednotky bez jakýchkoliv oběhových čerpadel, viz obr. 27. Hranice této zóny odpovídají hranicím pro stanovení skutečného topného faktoru.

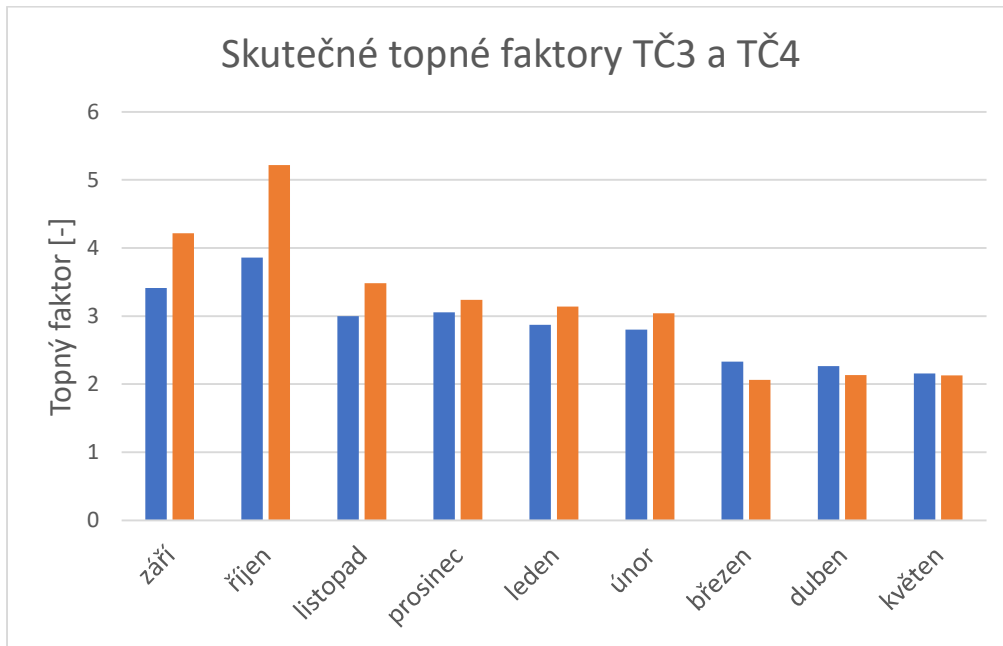


Obrázek 27 Hranice zóny 1

Výsledky jsou uvedeny v tabulce 3. Skutečný sezónní topný faktor TČ4 vychází o dvě desetiny lépe, což je v souladu se zjištěným horším průběhem topného faktoru u TČ3 v předchozí podkapitole. Sezónní průběh topných faktorů jednotlivých tepelných čerpadel je vidět na obr.28.

Tabulka 3 Zóna 1 - kompresorové jednotky

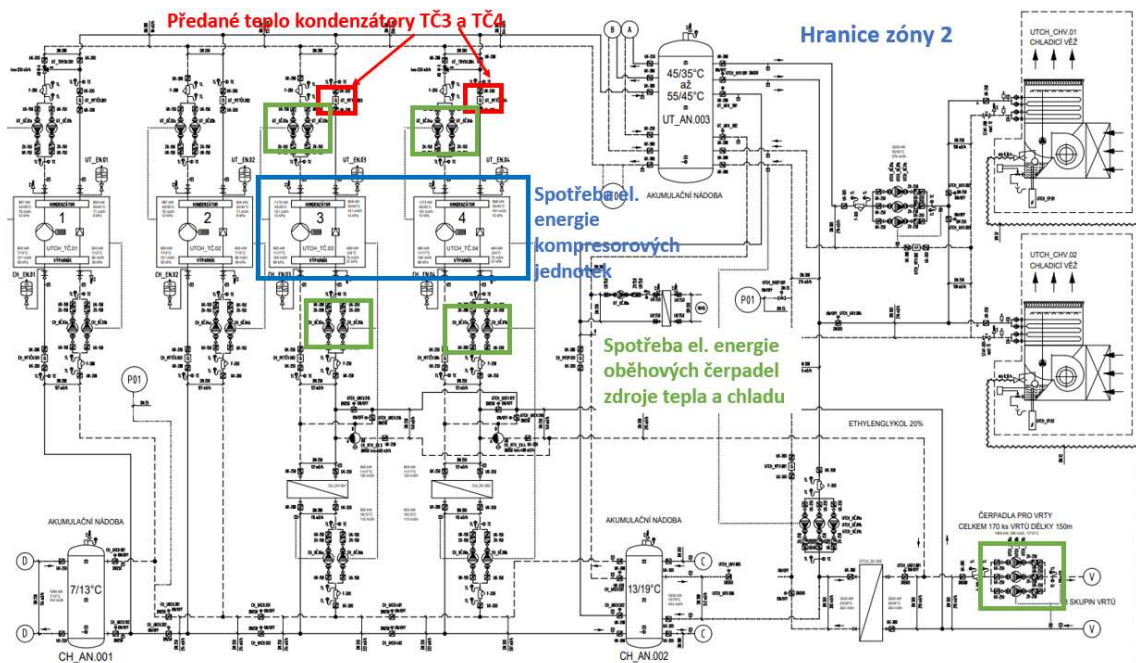
Zóna 1 - kompresorové jednotky (23.9.22 - 5.5.23)	
Energetické veličiny	[kWh]
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ3	986 697
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ4	858 111
Celkové předané teplo TČ3+TČ4	1 844 808
Celková spotřeba el. en kompresor TČ3	356 190
Celková spotřeba el. en kompresor TČ4	287 852
Celková spotřeba el. energie kompresor TČ3+TČ4	644 042
Sezónní topný faktor	[-]
Skutečný SCOP TČ3	2,77
Skutečný SCOP TČ4	2,98
Skutečný SCOP TČ3+TČ4	2,86



Obrázek 28 Skutečné topné faktory TČ3 a TČ4

6.3.2. Zóna 2 – zdroj tepla

Do druhé zóny jsem zahrnul všechna oběhová čerpadla, která přímo souvisí se zdrojem tepla, tzn. oběhová čerpadla u kondenzátorů, výparníků a do energetického vrtného pole. Hranice této zóna je vyznačena na obr.29.



Obrázek 29 Hranice zóny 2

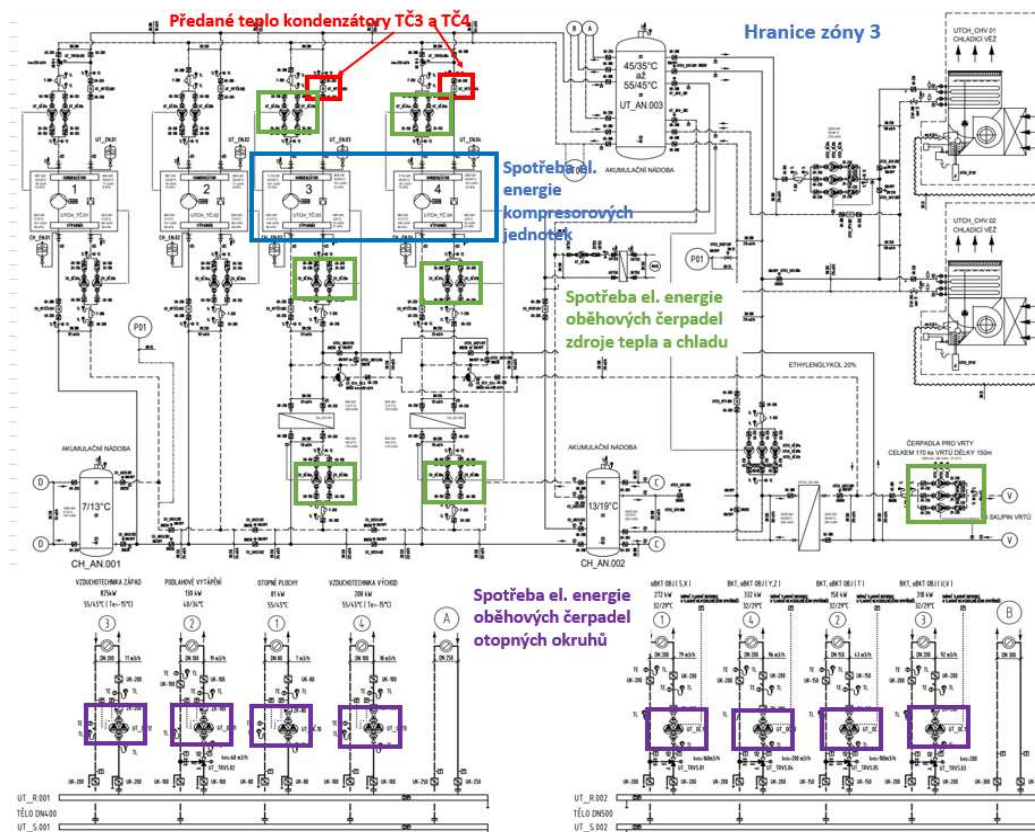
Hodnoty jednotlivých spotřeb včetně výsledného sezónního výkonnostního faktoru pro zónu 2 jsou uvedeny v tab.4.

Tabulka 4 Zóna 2 - zdroj tepla

Zóna 2 - zdroj tepla (23.9.22 - 5.5.23)	
Energetické veličiny	[kWh]
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ3	986 697
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ4	858 111
Celkové předané teplo TČ3+TČ4	1 844 808
Celková spotřeba el. en kompresor TČ3	356 190
Celková spotřeba el. en kompresor TČ4	287 852
Celková spotřeba el. energie kompresor TČ3+TČ4	644 042
Celková spotřeba el. energie OČ u zdroje tepla	171 875
Sezónní výkonnostní faktor	[-]
Skutečný SPF pro zónu 2	2,26

6.3.3. Zóna 3 – celá otopná soustava

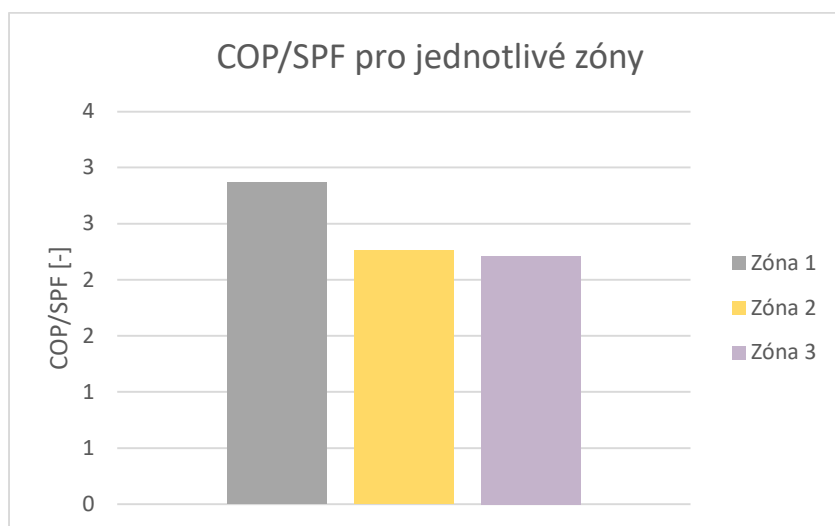
Do zóny 3 jsou zahrnuty veškerá oběhová čerpadla související s vytápěním, tzn. jak oběhová čerpadla u zdroje tepla, tak i všechna oběhová čerpadla v jednotlivých otopných okruzích, viz obr.30. Hodnoty pro tuto zónu jsou uvedeny v tab. 5. Srovnání výsledných hodnot všech tří zón je vyobrazeno na obr.31.



Obrázek 30 Hranice zóny 3

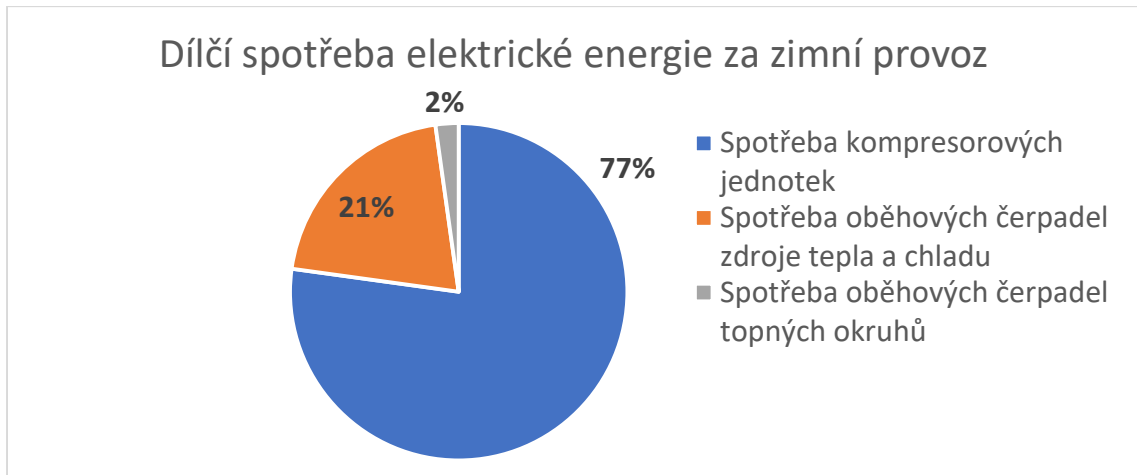
Tabulka 5 Zóna 3 - otopná soustava

Zóna 3 - celá otopná soustava (23.9.22 - 5.5.23)	
Energetické veličiny	[kWh]
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ3	986 697
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ4	858 111
Celkové předané teplo TČ3+TČ4	1 844 808
Celková spotřeba el. en kompresor TČ3	356 190
Celková spotřeba el. en kompresor TČ4	287 852
Celková spotřeba el. energie kompresor TČ3+TČ4	644 042
Celková spotřeba el. energie OČ u zdroje tepla	171 875
Celková spotřeba el. energie OČ otopných okruhů	18 507
Sezónní výkonnostní faktor	[-]
Skutečný SPF pro zónu 3	2,21



Obrázek 31 Srovnání zón

Z obr.31 a 32 vyplývá, že oběhová čerpadla mají nezanedbatelný vliv jak na hodnocení, tak celkově na efektivitu celé soustavy. Skutečný sezónní výkonový faktor se všemi oběhovými čerpadly (zóna 3) je o 23% nižší než pouhý skutečný sezónní topný faktor(zóna1), který nezahrnuje žádná oběhová čerpadla. V mnou konkrétně pozorované budově mají oběhová čerpadla otopných okruhů pouze velmi malý podíl na celkovou spotřebu, ovšem oběhová čerpadla zdroje a chladu tvoří 21 % z celkové elektrické energie spotřebované otopnou soustavou, tudíž i zde by bylo kromě kompresorových jednotek vhodné případně hledat potenciální optimalizace.



Obrázek 32 Dílčí spotřeba el. energie za zimní provoz

7 Simulace

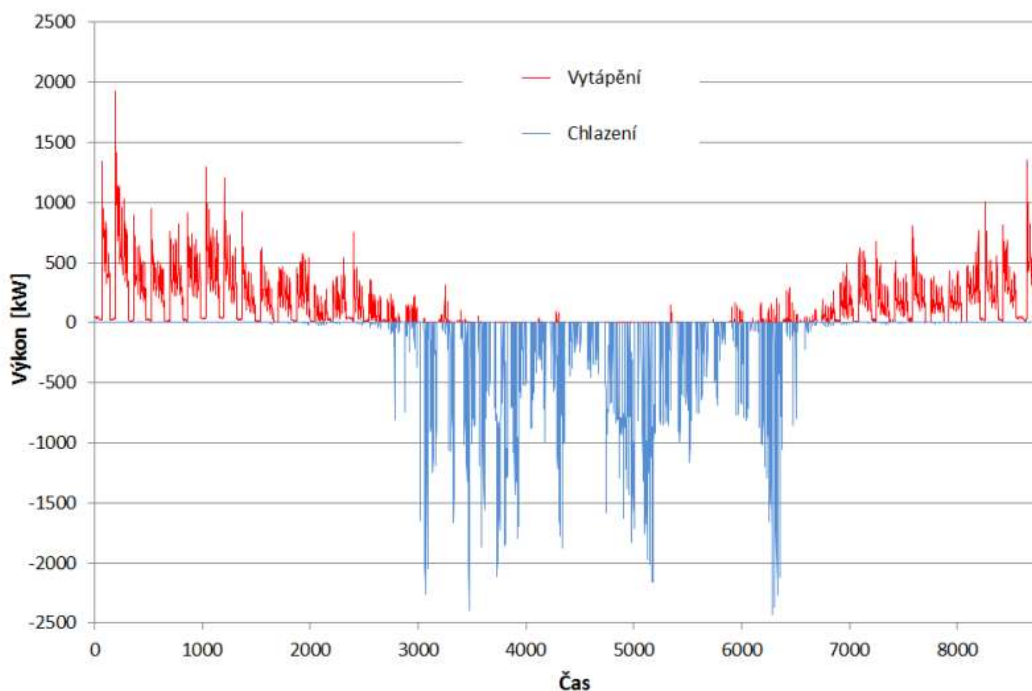
Ještě před zahájením výstavby budovy byla v Univerzitním centru energeticky efektivních budov provedena simulace, která měla ověřit projektovaný návrh energetického systému mnou zkoumané budovy. Pro tyto potřeby byl vytvořen matematický model v simulačním prostředí TRNSYS, který vycházel z projekčních podkladů a z podkladů z první fáze studie, která se zabývala potřebou tepla a chladu budovy. Budu se věnovat více částem, které souvisí s vytápěním vzhledem k zaměření mé práce.

7.1. Představení simulace

7.1.1. Potřeba tepla a chladu

V první fázi studie byly stanoveny potřeby energií na vytápění a chlazení pro dané klimatické podmínky, které byly uvažovány z roku 2003, jelikož tento rok je považován jako extrémní z hlediska chlazení budov. Byly uvažovány dvě varianty, provozová a maximální. Jelikož maximální byla spíše teoretická a skutečná obsazenost byla vzhledem k popandemické situaci ještě nižší než projektovaná, tak se maximální variantou dále nebudu zabývat.

Roční průběh potřeby výkonu pro vytápění a chlazení je zobrazen na obr.33.



Obrázek 33 Roční průběh potřebného výkonu pro vytápění a chlazení [18]

Z toho také vyplynul maximální současný výkon pro vytápění 1925 kW a maximální současný výkon pro chlazení 2430 kW. Celková roční potřeba energie na vytápění (ohřev) vychází **1024 MWh/rok** a celková potřeba energie na chlazení 1074 MWh/rok. [18]

7.1.2. Energetická simulace

Pro vytvoření modelu energetické simulace bylo využito simulační prostředí TRNSYS verze 17.1. Toto simulační prostředí je určeno pro modelování chování dynamických systémů, zejména komplexních energetických (tepelných, elektrických) soustav budov.

Pro vypracování této simulace převzala hodinové údaje o potřebě energie na vytápění a chlazení z této první etapy studie.

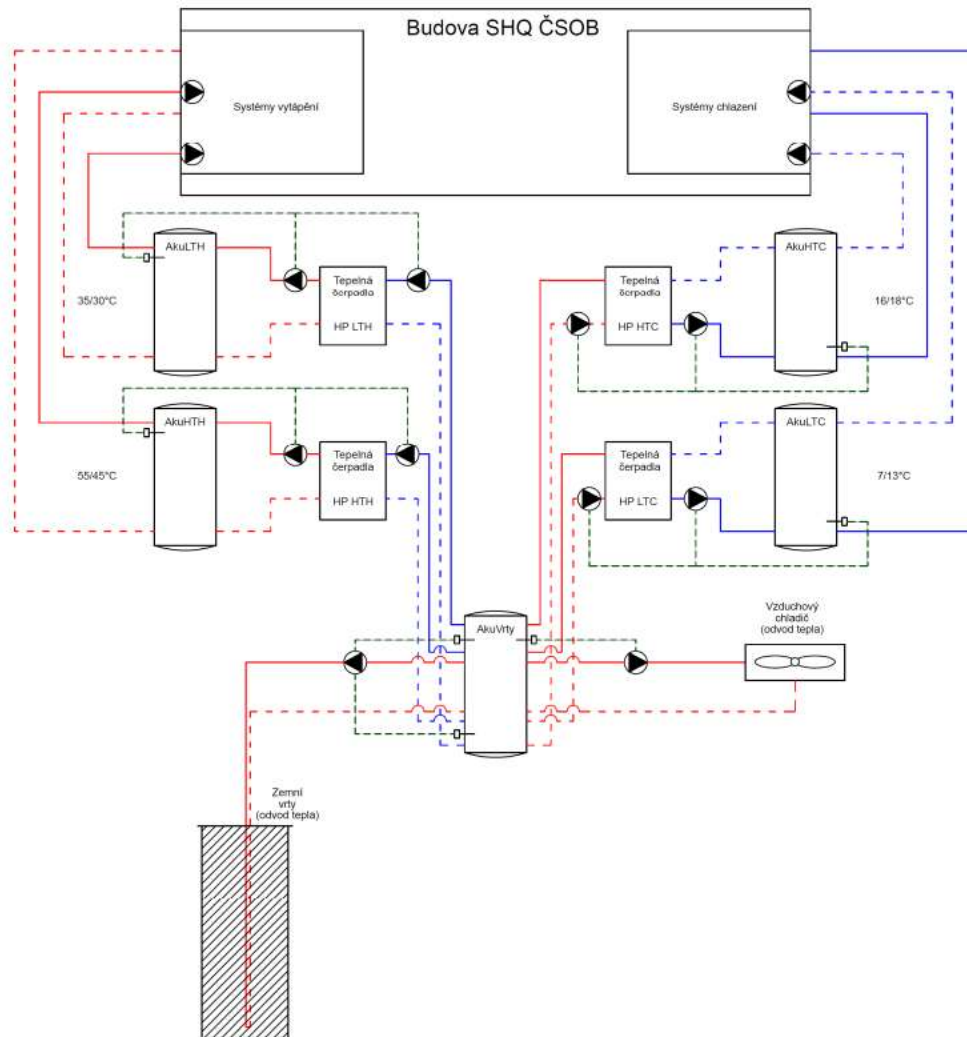
V projektovém hrubopisu z roku 2014 bylo uvažováno, že kaskáda tepelných čerpadel s využitím zemních vrtů bude pokrývat pouze 70% potřeby tepla a jako špičkový zdroj byla navržena plynová kotelna s kondenzačními kotli pro spalování zemního plynu. Toto byl také jeden z hlavních impulsů k provedení této studie, jestli je této kotelny vůbec potřeba a jestli by nebylo vhodnější navrhnout tepelný čerpadla jako zdroj monovalentní.

Navržené schéma energetického systému bylo pro potřeby matematického modelování zjednodušeno na nezbytnou míru. Modelovaný energetický systém využívá vždy dvou teplotních úrovní s jednotným teplotním rozdílem pro zjednodušení modelu, jak pro systémy vytápění, tak pro systémy chlazení[18]:

- **Nízkoteplotní okruh vytápění** (LTH – Low Temperature Heating) s návrhovými teplotami otopné vody 35/30 °C s ekvitermním řízením podle venkovní teploty pro aktivované betonové jádro, dodatkové „energetické zásuvky“ kancelářských prostor a pro podlahové vytápění Atria.
- **Vysokoteplotní okruh vytápění** (HTH – High Temperature Heating) s návrhovými teplotami otopné vody 55/45 °C s ekvitermním řízením podle venkovní teploty pro větve otopných těles (suterén) a VZT jednotky (větrací systém).
- **Vysokoteplotní okruh chlazení** (HTC – High Temperature Cooling) s návrhovými teplotami chladicí vody 16/18 °C pro aktivované betonové jádro, dodatkové „energetické zásuvky“ kancelářských prostor a pro podlahové vytápění atria.

- **Nízkoteplotní okruh chlazení (LTC – Low Temperature Cooling)** s návrhovými teplotami chladicí vody 7/13 °C pro VZT systém (odvlhčení, chlazení venkovního vzduchu).

Tepelná čerpadla v modelu jsou výkonově navržena samostatně pro jednotlivé systémy. Toto schéma zjednodušeného modelu je zobrazeno na obr.34.

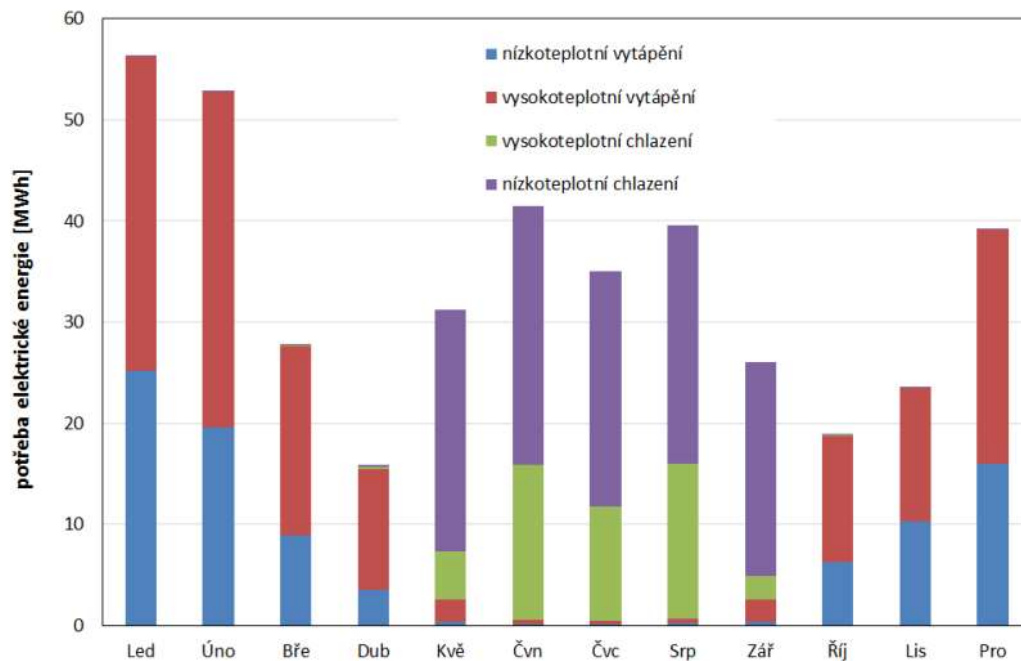


Obrázek 34 Schéma modelu energetického systému budovy [18]

Tepelná čerpadla zde byla uvažována typu země – voda v modulech s jednotkovým topným výkonem 56 kW, chladicím výkonem 44 kW a elektrickým příkonem 12 kW při podmínkách B0/W35. Celkový uvažovaný instalovaný výkon tepelných čerpadel pro vytápění bylo 2217 kW (vysokoteplotní i nízkoteplotní dohromady) a 2321 kW pro chlazení. Topný faktor COP při nominálních podmínkách je 4.3.

Akumulační nádoby byly uvažovány spíše jako nárazníkové akumulátory (20 l/kW) mezi zdrojem tepla a koncovými spotřebiči.

Pro monovalentní provoz tepelného čerpadla bylo uvažováno 240 kusů vrtů po 150 m, tzn. o celkové délce 36 kilometrů.



Obrázek 35 Potřeba elektrické energie systému [18]

Ze simulace vzešlo, že tato tepelná čerpadla, která byla navržena na 70% odběrové špičky s využitím akumulace 20l/kW instalovaného výkonu je bez problémů schopná pokrýt 100% potřeby energie na vytápění a 100% potřeby energie na chlazení. Celková potřeba elektrické energie systému byla stanovena na **241 MWh/rok** pro vytápění a 174 MWh/rok pro chlazení. Roční topný faktor COP pro nízkoteplotní vytápění je 5,3 a pro vysokoteplotní vytápění 3,7. Roční průběh potřeb elektrické energie je zobrazen na obr. 35.

7.2. Porovnání se simulací

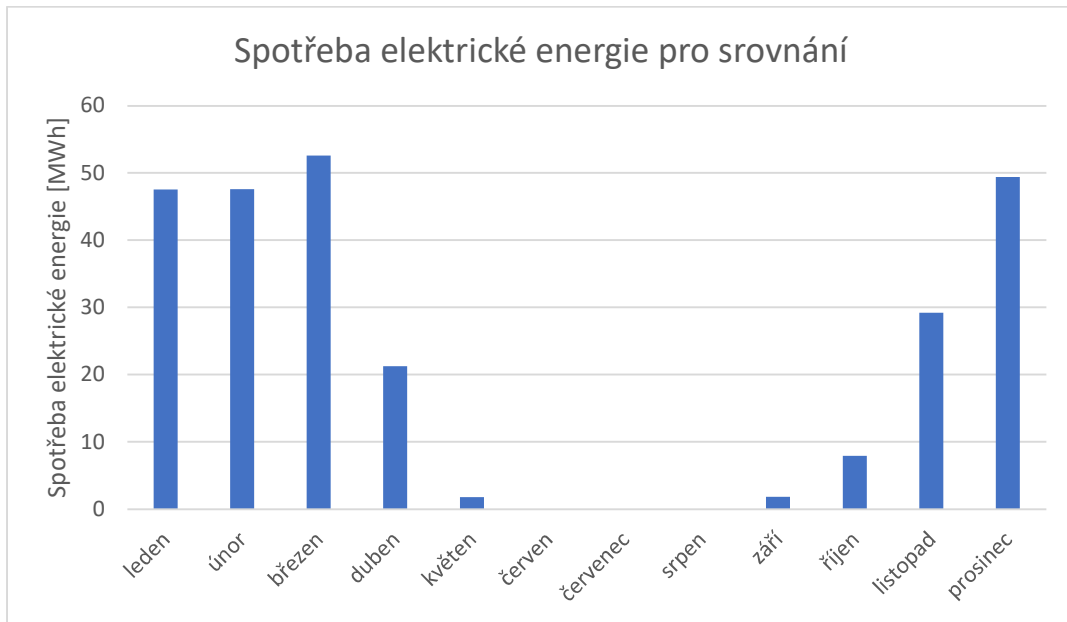
Simulovaný energetický systém se od skutečného energetického systému v mnohém liší, ať už jde přímo o užití zapojení, či poměrně nestandardní letošní zimní provoz. I přes to lze ale mnohé věci alespoň částečně porovnat.

Jedním z hlavních cílů simulace bylo prokázání, že tepelná čerpadla mohou bezproblémově fungovat i v monovalentním provozu bez nutnosti osazení plynové kotelny, což se také v simulaci povedlo. Tento fakt byl ještě silněji prokázán v praxi,

jelikož budova je schopna bez problémů v zimě vytápět i sesterskou budovu a předat jí dokonce více tepla, než sama pozorovaná budova spotřebuje. Toto všechno i přes to, že celková délka energetických vrtů je oproti simulace ve skutečnosti o 27% nižší než uvažovaná v simulaci.

V simulaci vyšla celková roční potřeba tepla na vytápění 1024 MWh, přičemž byl uvažovaný projektový provoz o obsazenosti 1400 lidí. Skutečná celková spotřeba tepla se rovná 701,5 MWh, což je o téměř o třetinu nižší hodnota než simulovaná, a to i přesto, že díky popandemické je větší zájem o home-office, tudíž vnitřní tepelné zisky v budově jsou nižší. Na takto nízkou skutečnou potřebu tepla budovy má vliv i technická obsluha objektu, která neustále pracuje na optimalizaci a zlepšení provozu celé budovy, čímž dochází rok od roku k nižším potřebám tepla.

Porovnání celkové spotřeby elektrické energie se simulací je poněkud složitější vzhledem k zásobování sesterské budovy a žádané vyšší výstupní teplotě z kondenzátoru, které vedlo ke snížení energetické efektivity přečerpávání tepla. Spotřebu elektrické energie na vyrobené teplo pouze pro mnou pozorovanou budovu jsem se rozhodl oddělit poměrem celkového předaného tepla kondenzátory v daném měsíci ku teplu spotřebovanému v budově a tímto přenásobit spotřebovanou elektrickou energii kompresorovými jednotkami. Tento průběh je možný vidět na obr.36. Celková sezónní el. energie spotřebována kompresorovými jednotkami by po tomto odpovídala 259 MWh oproti simulovaným 241 MWh. I přesto, že simulovaná potřeba elektrické energie na vytápění je mírně nižší, tak je skutečná naměřená spotřeba el. energie vlastně velmi dobrá, jelikož v ní není zohledněná vyšší energetická efektivita, kterou by systém měl, kdyby nedocházelo k zásobování sesterské budovy. V průběhu je též vidět, že za březen byla tato spotřeba vyšší než podstatně chladnější měsíce, což je nejspíše právě způsobeno tím, že se přestala zásobovat sesterská budova (vzhledem k odstavení TČ4), ale výstupní teplota z kondenzátoru se již nesnížila. Toto ve spojení s nízkými výkony potřebnými pro hrazení tepelných ztrát vedlo k nižší energetické efektivitě a tím i vyšší spotřebě elektrické energie.



Obrázek 26 Porovnatelná spotřeba elektrické energie

8 Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval provozem konkrétní nízkoenergetické a energeticky efektivní administrativní budovy typu geotabs v Praze. Budova má velmi zajímavý a inovativní energetický koncept, který jako zdroj tepla a chladu využívá tepelná čerpadla země-voda napojená na energetické vrtné pole o celkové délce 26 km. Budova využívá systém aktivovaného betonového jádra, jenž se jeví jako přirozená volba v kombinaci s tepelným čerpadlem země – voda, jelikož se skvěle doplňují. Věnoval jsem se jak bližšímu popisu fungování budovy, tak i přímo zdroje tepla a chladu.

Budova disponuje velice bohatým systémem MaR, který je řízen pomocí pokročilého systému BMS, kterého bylo zároveň využito pro sběr potřebných dat k vyhodnocení provozu. Potřebná data byla za pomocí technické obsluhy identifikována a následně vyexportována k dalšímu zpracování.

Následně jsem se zabýval přímo provozními stavy, které za mnou pozorované (zimní) období nastaly, včetně jejich přechodů. Toto zimní období bylo z provozu budova velmi nestandardní, jelikož poprvé došlo k zásobování teplem i starší, sesterské budovy. Toto se pojilo i s nutným zvýšením výstupní teploty z kondenzátorů, což přímo vede ke snížení energetické efektivity přečerpávání tepla, čemuž jsem se i následně věnoval. Došel jsem ke zjištění, že kompresorová jednotka TČ3 pracuje o něco méně efektivně než TČ4, už se mi ale bohužel nepodařilo zjistit přímo proč, což ale může posloužit jako podnět pro případný další výzkum. Nestandardní byla i výrazně nižší potřeba tepla pro vzduchotechnické jednotky, jelikož za účelem maximálních úspor došlo k jejich přenastavení, což vedlo i k nižším požadovaným výkonům na vytápění.

Poté jsem se věnoval stanovení spotřeb energií, z čehož mimo jiné i vyplynulo, že sesterské budově bylo předáno více tepla, než mnou pozorovaná budova sama spotřebovala. Po odečtení předaného tepla sesterské budově od celkového předaného tepla kondenzátory jsem získal celkovou spotřebu tepla mnou pozorované budovy, která odpovídá 700,5 MWh. Vztažením této spotřeby tepla na energeticky vztažnou plochu jsem získal měrnou roční potřebu tepla na vytápění, která odpovídá 18,8 kWh/m².rok, což je řádově méně, než jakých hodnot dosahuje průměrná administrativní budova v ČR.

Efektivitu provozu za zimní období jsem stanovil pomocí skutečného topného faktoru, který vyšel roven 2,86 a skutečného sezónního faktoru, který po započtení

veškerých oběhových čerpadel potřebných k vytápění vyšel roven 2,21. Tyto dva parametry jsem vybral záměrně, jelikož první z nich vyjadřuje energetickou efektivitu pouze samostatného tepelného čerpadla, přičemž druhý hodnotí otopnou soustavu jako celek.

Mnou získané výsledky jsem následně porovnal se simulací, která byla provedena ještě před zahájením samotné výstavby stavby. Jedním z hlavních cílů bylo zjistit, jestli je tepelné čerpadlo schopno monovalentního provozu. Toto reálný potvrdil více než jasně, vzhledem k množství tepla dodávaného do sesterské budovy. Byli porovnány i jednotlivé spotřeby, z čehož vyplynulo, že budova ve skutečnosti funguje ještě o něco lépe, než předpokládaly simulace.

Seznam použité literatury

- [1] GONZÁLEZ-TORRES, PÉREZ-LOMBARD, Ismael R. MAESTRE a Da YAN. A review on buildings energy information: Trends, end-uses, fuels and drivers. Energy Reports: Volume 8 [online]. November 2022 [cit. 2023-06-10]. ISSN 2352-4847. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S235248472101427X>
- [2] MATUŠKA, Tomáš. Alternativní zdroje energie. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2010.
- [3] MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. Tzbinfo [online]. 14.9.2015 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-tepelných-cerpadel-cop-a-scop>
- [4] MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity soustav s tepelnými čerpadly: SPF a PER. Tzbinfo [online]. 5.10.2015 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13272-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-soustav-s-tepelnými-cerpadly-spf-a-per>
- [5] GEOTERMÁLNÍ ENERGIE: Ekologická energie z hlubin Země – současné možnosti využívání. XV. Praha: Ministerstvo životního prostředí, 2007. ISSN 1801 - 6898.
- [6] KOHOUT, J., J. CIGLER, J. ŠIROKÝ a P. KOPECKÝ. Systémy tepelné aktivace betonového jádra a jejich využití pro zvýšení uživatelského komfortu budov. Tzbinfo [online]. 17.4.2017 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/15628-systemy-tepelne-aktivace-betonoveho-jadra-a-jejich-vyuziti-pro-zvyseni-uzivatelskeho-komfortu-budov>
- [7] DRKAL, František, Miloš LAIN a Vladimír ZMRHAL. Klimatizace. 2. přepracované vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2020. ISBN 978-80-01-06736-9.
- [8] DRKAL, František, Miloš LAIN, SCHWARZER Jan a Vladimír ZMRHAL. Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika. V Praze: České vysoké učení technické, 2009
- [9] ZMRHAL, Vladimír. Sálavé chladicí systémy. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04318-9.
- [10] HybridGEOTABS [online]. [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://www.ugent.be/ea/architectuur/nl/onderzoek/onderzoeksprojecten/overzicht/hybridgeotabs/hybridgeotabs-poster-pdf>
- [11] Poskytnutá dokumentace o skutečném provedení pozorované stavby
- [12] Poskytnutý certifikát Eurovent ke kompresorovým jednotkám, 2017
- [13] Weather Station Compact WSC11: Instruction for Use [online]. [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://www.ekotechnika.com/attachment/65.102cf3f4ed/ekotechnika--THIES-CLIMA--Weatherstation-Compact-WSC11--manual--en.pdf>

- [14] QAE2120.010: Immersion temperature sensor 100 mm LG-Ni1000, with protection pocket [online]. [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://hit.sbt.siemens.com/RWD/app.aspx?RC=HQEU&lang=en&MODULE=Catalog&ACTION=ShowProduct&KEY=BPZ%3aQAE2120.010>
- [15] Ultrazvukový měřič tepla UH50 [online]. únor 2008 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/1/966/uh50_projektovani_4.pdf
- [16] Nejvíce plýtváme o státních svátcích [online]. 16. červen 2015 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://www.enectiva.cz/cs/blog/2015/06/nejvice-plytvame-o-statnich-svatcich/>
- [17] CO JE PASIVNÍ DŮM? [online]. 14. května 2020 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://www.pasivnidomy.cz/co-je-pasivni-dum/t2>
- [18] LAIN, Miloš, Bořivoj ŠOUREK a Tomáš MATUŠKA. Optimalizace provozu zdrojů tepla a chladu pomocí dynamické simulace. UCEEB, listopad 2014.

Seznam příloh

Příloha 1 – přehled exportovaných veličin

Elektronické přílohy

E1 – Výpočetní soubor programu Microsoft Excel DP_Pavliš_data.xlsxm

Přílohy na přiloženém CD

DP_Pavliš_data.xlsxm

DP_Pavliš_final.pdf

Přílohy

Příloha 1 – přehled exportovaných veličin

Název	Jednotka	Označení
Celkový odběr el. en. Komp. jednotky TČ3	[kWh]	Celk_odber MDBE 15FA3[Pwr]
Celkový odběr el. en. Komp. jednotky TČ4	[kWh]	Celk_odber MDBE 15FA4[Pwr]
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ3	[GJ]	Celk_teplo UT-MTTCK_003[T01]
Celkové teplo předané kondenzátorem TČ4	[GJ]	Celk_teplo UT-MTTCK_004[T02]
Teplota výstup vyparník TČ3	[°C]	T_vyst_vypar_UTCH-TC_03 [T01]
Teplota zpátečka vyparník TČ3	[°C]	T_zpat_vypar_UTCH-TC_03 [T02]
Teplota výstup kondenzátor TČ3	[°C]	T_vyst_kond_UTCH-TC_03 [T03]
Teplota zpátečka vyparník TČ3	[°C]	T_zpat_kond_UTCH-TC_03 [T04]
Teplota výstup vyparník TČ4	[°C]	T_vyst_vypar_UTCH-TC_04 [T01]
Teplota zpátečka vyparník TČ4	[°C]	T_zpat_vypar_UTCH-TC_04 [T02]
Teplota výstup kondenzátor TČ4	[°C]	T_vyst_kond_UTCH-TC_04 [T03]
Teplota zpátečka vyparník TČ4	[°C]	T_zpat_kond_UTCH-TC_04 [T04]
Venkovní teplota meteostanice [°C]	[°C]	Vypoc_venk_teplota [TOa]
Výkon výměníku do sesterské budovy	[kW]	CH-MTEP_001 [Pwr]
OČ(oběhové čerpadlo) mezi kondenzátorem TČ3 a teplou akumulací nádobou	[kWh]	Celk_odber UT-OC_03a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UT-OC_03b [CumEg]
OČ výparnickové strany TČ3	[kWh]	Celk_odber CH-OC_05a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber CH-OC_05b [CumEg]
OČ mezi kondenzátorem TČ4 a teplou akumulací nádobou	[kWh]	Celk_odber UT-OC_04a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UT-OC_04b [CumEg]
OČ výparnickové strany TČ4	[kWh]	Celk_odber CH-OC_07a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber CH-OC_07b [CumEg]
Oběhová čerpadla vrty	[kWh]	Celk_odber UTCH-OC_10a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UTCH-OC_10b [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UTCH-OC_10c [CumEg]
OČ TČ3 mezi výměníkem a chladnou akumulací nádobou	[kWh]	Celk_odber CH-OC_06a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber CH-OC_06b [CumEg]
OČ TČ4 mezi výměníkem a chladnou akumulací nádobou	[kWh]	Celk_odber CH-OC_08a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber CH-OC_08b [CumEg]
OČ otopný okruh BKT,oBKT (U,V)	[kWh]	Celk_odber UT-OC_17a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UT-OC_17b [CumEg]
OČ otopný okruh BKT,oBKT (T)	[kWh]	Celk_odber UT-OC_16a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UT-OC_16b [CumEg]
OČ otopný okruh BKT,oBKT (Y,Z)	[kWh]	Celk_odber UT-OC_18a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UT-OC_18b [CumEg]
OČ otopný okruh BKT,oBKT (S,X)	[kWh]	Celk_odber UT-OC_15a [CumEg]
	[kWh]	Celk_odber UT-OC_15b [CumEg]

OČ VZT západ	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_12a [CumEg]
	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_12b [CumEg]
OČ VZT podlahové vytápění atrium	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_11a [CumEg]
	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_11b [CumEg]
OČ otopné plochy	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_10a [CumEg]
	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_10b [CumEg]
OČ VZT východ	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_13a [CumEg]
	[kWh]	Celk_ odber UT-OC_13b [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT kanceláře	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH1_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT jednací místnosti	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH2_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT trénink místnosti	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH4_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT trénink hala	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH5_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT spisovna a repro	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH6_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT tělocvična	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH7_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT šatny a zázemí	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH11_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT gastro jídelna	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH13_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT gastro výdej jídla	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH14_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT gastro varna	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH15_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT gastro přípravný	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH16_01 [CumEg]
Celkové dodané teplo VZT gastro šatny	[GJ]	Celk_ teplo MT-VZTH19_01 [CumEg]