

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta stavební, katedra TZB



# **Analýza zdrojů chladu pro administrativní budovu**

**Diplomová práce**

Studijní program: Budovy a prostředí

Studijní obor: Budovy a prostředí

Vedoucí práce: Ing. Zuzana Veverková, Ph.D.

Autor: Bc. Jan Kráčmar

Praha, školní rok 2017/2018



## ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE



Fakulta stavební  
Thákurova 7, 166 29 Praha 6

### ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

#### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE


Příjmení: <u>Kráčmar</u>	Jméno: <u>Jan</u>	Osobní číslo: <u>395677</u>
Zadávací katedra: <u>K125 - Katedra technických zařízení budov</u>		
Studijní program: <u>Budovy a prostředí</u>		
Studijní obor: <u>Budovy a prostředí</u>		

#### II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: <u>Analýza zdrojů chladu pro administrativní budovu</u>	
Název diplomové práce anglicky: <u>Analysis of sources of cooling in office buildings</u>	
Pokyny pro vypracování: Návrh variant zdrojů chladu pro zadaný objekt včetně teoretického popisu jednotlivých technologií. Analýza navržených variant, bilanční výpočty, energetické a ekonomické vyhodnocení jednotlivých variant.	
Seznam doporučené literatury: Prof.Dvořák, chladicí technika, skriptum ČVUT DVORSKÝ, Emil ; HEJTMÁNKOVÁ, Pavla. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha : BEN - technická literatura, 2005. 288 s. ISBN 80-7300-118-7 BEGENI, M., ZMRHAL V. Možnosti využití absorpčního chlazení pro klimatizaci budovy, 21. konference Klimatizace a větrání 2014. MATUŠKA, T. Využití sluneční energie pro chlazení a klimatizaci v budovách. Stavebnictví a interiér 2007, s.18- 1. A.Prietoa, U. Knaacka, T. Kleina, T.Auerb :25 Years of cooling research in office buildings: Review for the integration of cooling strategies into the building façade (1990–2014), Renewable and Sustainable Energy Reviews	
Jméno vedoucího diplomové práce: <u>Ing.Zuzana Veverková, Ph.D.</u>	
Datum zadání diplomové práce: <u>27.9.2017</u>	Termín odevzdání diplomové práce: <u>7.1.2017</u> <i>Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku</i>
 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“.*

<u>12.10.2017</u> Datum převzetí zadání	 Podpis studenta(ky)
--	--

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zuzany Veverkové, Ph.D. a uvedl v ní veškerou literaturu a ostatní prameny, ze kterých jsem čerpal.

V Praze dne 7. 1. 2018

.....

Jan Kráčmar

#### Poděkování:

Děkuji vedoucí své práce Ing. Zuzaně Veverkové, Ph.D. za cenné rady a připomínky a za odborné vedení při zpracovávání mé bakalářské práce. Dále děkuji panu Ing. Miroslavovi Urbanovi, Ph.D. za cennou konzultaci a za vstřícnou pomoc. Poděkování patří také mé rodině, která mě plně podporovala po celou dobu studia.

## Anotace práce/Thesis annotation

**Název práce:** Analýza zdrojů chladu pro administrativní budovu

**Title in English:** Analysis of sources of cooling in office building

**Klíčová slova:** absorpční chlazení, kompresorové chlazení, zdroj chladu, trigenerace, skleníkové plyny, administrativní budovy, kanceláře

**Keywords:** absorption cooling, compressor cooling, chiller, trigeneration, greenhouse gasses, office buildings, offices

### **Abstrakt:**

Tato diplomová práce se věnuje problematice chlazení kancelářských budov. Popisuje dva odlišné koncepty chlazení aplikované na totožnou existující budovu. Jde o chlazení zajištěné kompresorovými jednotkami a absorpční chlazení. Dále analyzuje oba přístupy z pohledu spotřeby primární energie, bilančních výpočtů a provozních specifik a na základě těchto dat dochází k návrhu nového zdroje chladu. V závěru jsou zhodnoceny výhody a nevýhody jednotlivých variant, přehled ekonomického a ekologického vyhodnocení variant a odhad budoucího vývoje oboru chlazení budov.

### **Abstract:**

This thesis deals with the issue of office buildings cooling. The aim of this work is to describe two different concepts of cooling applied to equal existing building. These concepts are compressor cooling and absorption cooling. Next part analyses both approaches pursuant primary energy, balance calculations and operational specifics. Based on these data will be designed the chiller unit. Last part evaluates both concepts, summarizes benefits and inconveniences, judges economic and ecological aspects and estimates trends for the future in this field.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b> .....	<b>8</b>
<b>2</b>	<b>Chlazení budov</b> .....	<b>11</b>
2.1	Strojní chlazení.....	14
2.1.1	Tepelné cykly .....	15
2.2	Faktor účinnosti .....	17
<b>3</b>	<b>Systém kompresorového chlazení</b> .....	<b>19</b>
3.1	Části kompresorové chladící jednotky .....	20
3.1.1	Chladiva .....	20
3.1.2	Výparník.....	21
3.1.3	Expanzní ventil.....	22
3.1.4	Kondenzátor .....	22
3.2	Typy kompresorů .....	23
<b>4</b>	<b>Systém absorpčního chlazení</b> .....	<b>26</b>
4.1	Fyzikální princip absorpčního chlazení.....	27
4.1.1	Pracovní kapaliny.....	27
4.1.2	Fáze absorpčního cyklu.....	28
4.2	Složení systému trigenerace .....	30
<b>5</b>	<b>Energetický model řešeného objektu v programu DesignBuilder</b> .....	<b>32</b>
5.1	Popis řešeného objektu .....	33
5.1.1	Koncepce zdrojů chladu a tepla varianta V1.....	38
5.1.2	Koncepce zdrojů tepla a chladu varianta V2.....	39
5.2	Výstupy .....	39
<b>6</b>	<b>Návrh velikosti zdroje</b> .....	<b>42</b>
6.1	Varianta V1 .....	42
6.2	Varianta V2 .....	43
6.3	Bilanční výpočty oběhu zařízení.....	50
6.3.1	Bilance oběhu pro variantu V1 .....	50
6.3.2	Bilance oběhu pro variantu V2 .....	55

<b>7</b>	<b>Ekonomická analýza provozu zdrojů .....</b>	<b>61</b>
7.1	Zhodnocení varianty V1 .....	61
7.2	Zhodnocení varianty V2 .....	64
7.3	Porovnání výhodnosti variant V1 a V2 .....	66
<b>8</b>	<b>Celkové zhodnocení .....</b>	<b>68</b>
8.1	Zhodnocení provozu .....	68
8.2	Zhodnocení ekologického dopadu .....	69
<b>9</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>72</b>
<b>10</b>	<b>Seznam obrázků a tabulek.....</b>	<b>74</b>
<b>11</b>	<b>Seznam použitých zdrojů.....</b>	<b>76</b>
<b>12</b>	<b>Přílohy .....</b>	<b>78</b>

# 1 Úvod

Jedním z trendů ve stavebnictví v posledním desetiletí je rostoucí poptávka po dobré kvalitě vnitřního prostředí. Zlepšováním tepelně technických parametrů obvodového pláště budov a aplikací dalších energeticky úsporných opatření (nucené větrání, vysoká těsnost obálky budovy) spolu se silnějšími nárazovými projevy klimatu, roste vliv vnitřních činitelů na jejich prostředí. Ať už to jsou rostliny, produkující vlhkost, elektronika, produkující teplo nebo člověk, jehož přítomnost se projeví ve všech složkách vnitřního klimatu. V důsledku toho vzniká zvýšená potřeba, uměle přizpůsobovat parametry vnitřního prostředí tak, aby dosahovaly optimálních hodnot, a tak vyhovovaly majoritě uživatelů daného objektu. Tento trend má tedy největší dopad na tři oblasti technologického vybavení domu: vytápění, větrání a chlazení. Poslední z nich není v klimatických podmínkách naší země věnovaná taková pozornost jako předchozím dvěma. Neznamena to však, že je méně podstatná. Zlepšení tepelně izolačních vlastností obálky budovy má kromě pozitivních dopadů v podobě nižší potřeby tepla na vytápění také negativní dopady. Jedním z nich je ten, že během teplých letních dnů dochází k rychlejšímu přehřívání místnosti a tím i k vyšší potřebě chladu na snížení teploty vzduchu v místnosti.

Bylo provedeno mnoho vědeckých studií [7] [8], které dokazují, že správné podmínky vnitřního klima mají zásadní vliv na vyšší efektivitu vykonávané práce. Při nedodržení těchto podmínek hrozí riziko vyvolání nežádoucí je situace, kdy lidé onemocní syndromem nemocných budov (Sick Building Syndrome). Jde o běžné onemocnění, specifické tím, že se lidé cítí nemocní a indisponovaní bez nějakého zřejmého důvodu. Tyto symptomy mají tendenci přibírat na vážnosti ve chvílích, kdy lidé obývají konkrétní budovu a při pobytu mimo tuto budovu mají opačnou tendenci. O to důležitější je, aby optimální podmínky prostředí byly splněny právě v administrativních budovách, kam lidé docházejí pouze za účelem vykonávání práce. Například nevhodná teplotní úroveň v pracovních prostorech administrativních budov, vystavených teplotním extrémům (16-30 °C) naznačuje snížení produktivity o 10 %.

Tato diplomová práce má za cíl porovnat a zhodnotit dva odlišné přístupy k chlazení administrativních budov. Vzhledem k tomu, že pro chlazení se používá především elektrická energie, která je s ohledem na její výrobu, stále posuzována vysokým



faktorem energetické přeměny, snažíme se hledat i alternativní možnosti chlazení. Záměrně proto byly vybrány dva rozdílné přístupy postavené na odlišné technologii. V prvním případě jde o tradiční a nejrozšířenější způsob chlazení v administrativních budovách, a dalších prostorách s klimatizovaným prostředím, zajišťovaný venkovními kompresorovými jednotkami, které v období poptávky po teple mohou pracovat v reverzním režimu jako tepelná čerpadla. Oproti tomu zde stojí systém postavený na principu absorpčního chlazení jako jeden z nevhodnějších alternativních systémů chlazení budov. Za alternativní ho můžeme označit z toho důvodu, že je minimálně používaný pro chlazení administrativních budov. Absorpční chlazení je komplexní systém, který je možné instalovat v mnoha variantách. Pro účely této práce byla vybrána varianta, jejíž základem je kogenerační jednotka dodávající teplo a elektřinu, doplněná o absorpční okruh. Dohromady tak tvoří tzv. třígenerační systém, který zajišťuje výrobu elektřiny, tepla a chladu. Tento typ systému má široké uplatnění především v průmyslu, teplárenství a oblasti centrálního zásobování chladem. Přibývá však těchto instalací i u administrativních budov. Využití principu absorpčního chlazení u občanských budov je vhodné a stále častější v oblastech položených blíže k rovníku, kde se nabízí ideální instalovat zařízení na získávání tepla z obnovitelných zdrojů pomocí solárních kolektorů. Nejde však o technologii natolik specifickou, aby nebyla v určité míře aplikovatelná i v naší zemi. Několik takovýchto hybridních systémů již stojí i v České republice.

Zásadní je zajisté volba parametrů pro hodnocení obou variant. Pro každou z nich je proto vypracován popis jejich provozních stavů a zachycen ve schématech vycházejících z výpočtů energetických bilancí. Tímto způsobem je možné zachytit efektivitu zdroje při různých provozních situacích, odpovídajících požadavkům na výrobu chladu a venkovním klimatickým podmínkám, a tak posoudit vhodnost aplikace nekonvenčního zdroje chladu na konkrétní administrativní budově. Další kapitolou jsou zhodnoceny ekonomické a environmentální parametry. Z kategorie environmentálních parametrů je počítána například spotřeba energií za rok, jejich přepočtení na primární energie a dopad provozu a odstranění zdroje na životní prostředí. Za ekonomické parametry jsou uvedeny ceny energií, velikost investice a udržitelnost provozu zdroje chladu. Nejzásadnější vstupní veličina je potřeba tepla a chladu během roku. Obzvláště v zeměpisných oblastech s tak rozdílnými klimatickými podmínkami jako je Česká

republika. Tato data vycházejí z počítačového modelu pro posuzovanou budovu, zpracovaného v software DesignBuilder.

Závěrem je nutné si uvědomit, že striktně po fyzikální stránce není možné chlad vyrábět. Z druhého termodynamického zákona víme, že chladnější těleso není schopné samovolně předat teplo tělesu teplejšímu. Reálně tedy nevyrábíme chlad ale pouze chladící vodu (nebo jiný typ média). Chiller, tedy zařízení pro výrobu chladné vody, ve skutečnosti chlad nevyrábí, pouze efektivním způsobem odvádí teplo z konkrétního chlazeného místa do místa, určeného pro odvod tepla. Proto je dobré se vyvarovat používání termínu výroba chladu, ačkoli se takovéto spojení často používá.

## 2 Chlazení budov

Chlazení administrativních budov vychází z požadavků uživatelů těchto budov na vnitřní prostředí. Nejvíce upřednostňovaný je požadavek na úroveň teploty vzduchu a vlhkosti vzduchu. Ty by měli dosahovat takové úrovně, aby u největší možné skupině uživatelů vedly dosažení stavu tepelné pohody. Tento pojem charakterizuje ideální stav, kdy člověk nepociťuje nepříjemný chlad, ani nepříjemné teplo. Zohledňuje se i lidská aktivita, protože na základě míry aktivity se vyvíjí množství vyprodukovaného tepla, které je nutné odvést nebo přivést, aby se člověk v dané místnosti cítil příjemně. Splnění tepelné pohody uživatelů také výslovně vyžaduje vyhláška č. 268/2009 Sb. o technických požadavcích na stavby.

Podle výsledků statistického modelu, zveřejněných ve vědecké zprávě JRC pro Evropskou komisi (Report EUR 25381 EN), se v Evropě v příštích dvaceti letech bude každoročně zvedat potřeba po chlazení o 0,85 % ročně. Zatímco potřeba po vytápění bude ročně klesat tempem 1,57 %.

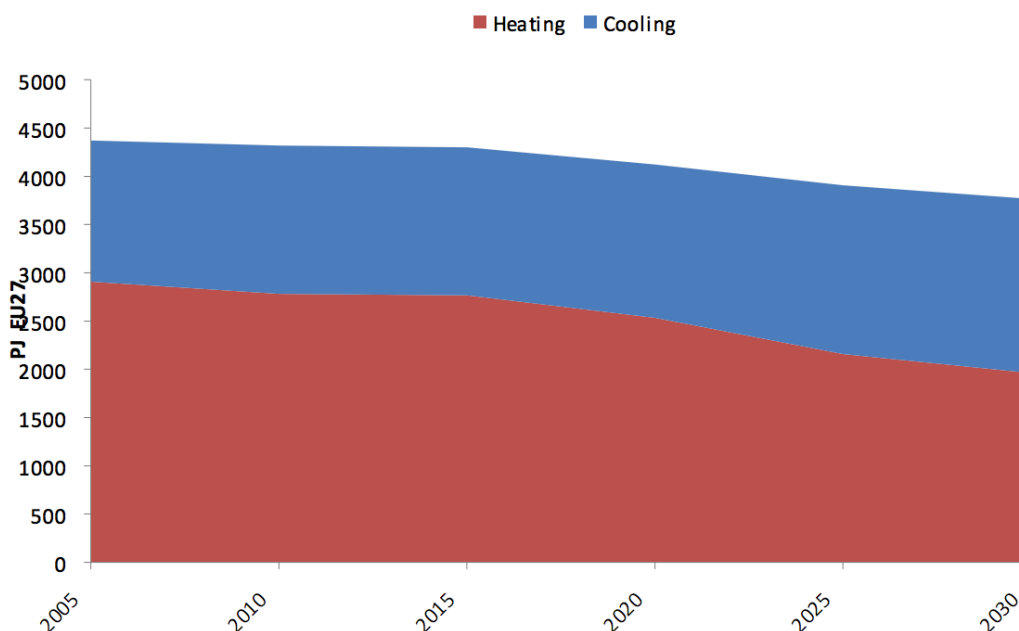


Figure 5.11: Evolution of heating and cooling demand in the EU27 service sector, based on the PRIMES model.

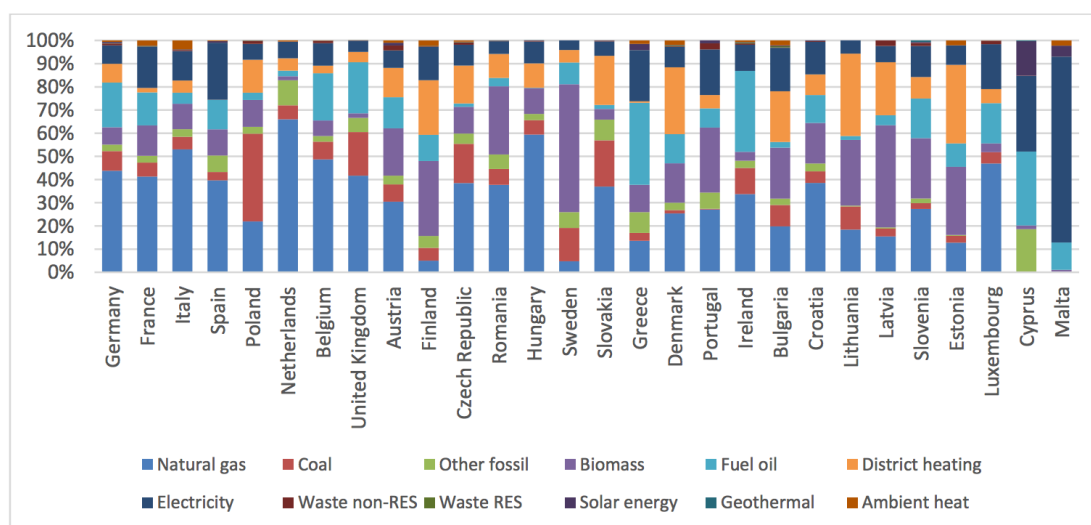
Obr. 1: Předpokládaný vývoj potřeby energie na vytápění a chlazení v Evropě v čase

Tato situace je způsobena několika faktory. Zvyšování požadavků na vzduchotěsnost a na tepelně technickou kvalitu obálky budov má za následek menší tepelné ztráty během zimy, ale také rychlejší nárůst teplot vzduchu v interiéru při letním

slunečném dni a pozvolnější snížení teplot v takto přehřáté místnosti. Dále se projeví vliv globálního oteplování. Udržuje se tak trend růstu průměrných ročních teplot, a především častější výskyt extrémních teplotních výkyvů. Ty mají tendenci vyššího výskytu především v létě a v zimě. Tento jev částečně koresponduje s efektem tzv. městského tepelného ostrova (UHI), kdy v důsledku zastavění městských ploch a lidské aktivity ve městě dochází k akumulaci tepla v konstrukcích a tím pádem k výskytu znatelně vyšších teplot vzduchu v městské zástavbě než mimo ni. Na rozdíl od vyšších rostlin, které běžně v krajině převažují, nejsou betonové konstrukce a asfaltové povrchy schopny přijímané teplo přeměnit na chemickou či jinou energii a veškerou tepelnou energii absorbují a akumulují do sebe. Navíc jde o materiály, pro které je běžná černá či jiná málo odrazivá tmavá barva povrchu a které vynikají svoji vysokou akumulační schopností. K efektu městského tepelného ostrova přispívají také různé lidské exotermní aktivity a unikající odpadní teplo. Třetím významným faktorem přispívajícím k větší potřebě chladu je zvyšující se životní úroveň a z toho vyplývající náročnější požadavky na pracovní prostředí. S rostoucí výstavbou nových administrativních i residenčních budov proto přibývá nových instalací chladicí techniky. Také v případě rekonstrukcí stávajících budov, které doposud systémy chlazení nedisponovaly, dochází k instalaci nových chladících zařízení.

Na základě těchto prognóz je nutné si uvědomit, jak důležitý má význam posouzení chladicí techniky z pohledu efektivity provozu, spotřeby primárních energií a environmentálního dopadu. Proto se ve výše zmíněné zprávě upozorňuje, že je žádoucí zvýšit podíl centrálního zásobování chladem a přejít na neelektrické chladicí systémy, abychom se mohli vypořádat se zvyšující se potřebou chladu a zároveň se zasadit o nižší spotřebu elektrické energie v tomto odvětví.

Figure 2: Final energy consumption for heating and cooling, 2012



Obr. 2: Původ elektřiny v různých zemích použité k vytápění a chlazení

Navrhování chlazení budov je komplexní problematika, kterou je vhodné řešit již od počátečních návrhů dané budovy. Právě prvotní koncepční rozhodnutí mají nejzásadnější vliv na výsledné vnitřní tepelné podmínky v interiéru. Ty by se mimo jiné měly zabývat otázkami, jak ideálně teplo v budově udržet a co dělat s jeho případným nadbytkem. V první úrovni stojí rozhodnutí o velikosti budovy, jejím geografickém umístění a hlavnímu provoznímu účelu. V pokročilejší fázi získáme podrobnější informace o předpokládaném obsazení budovy a o provozních hodinách.

Vzhledem k značné energetické i finanční náročnosti strojního chlazení je žádoucí využít maximální množství preventivních a proaktivních možností pasivního chlazení. Mezi základní způsoby pasivního chlazení se řadí:

- akumulace betonového jádra
- PCM (phase change materials) materiály ve stavebních konstrukcích
- venkovní stínění (žaluzie, slunolamy, markýzy atp.)
- venkovní výsadba listnatých stromů
- protisluneční folie v prosklených výplních otvorů s vlastnostmi tzv. tepelného zrcadla
- noční větrání

Pomocí těchto prvků, lze snížit potřebu aktivního chlazení tím, že se snažíme zabránit již samotnému přehřívání místností, tedy vzniku nežádoucích přebytků tepla. Během

některých dnů v roce však vliv pasivních prvků není dostačující a pro zachování tepelné pohody v interiéru je nutné zprovoznit aktivní chlazení. U administrativní budov se takovýchto dnů vyskytuje obecně více než například u občanských nebo residenčních budov, protože disponují větším množstvím vnitřních tepelných zisků. Například v podobě velkého počtu lidí a vnitřního vybavení (počítače, tiskárny, servery atp.).

## 2.1 Strojní chlazení

Nejrozšířenějším zástupcem aktivního chlazení je strojní chlazení. Jde o řízené udržování teploty vzduchu v uzavřeném prostoru na nižší úrovni, než je teplota okolí. V některých případech, vyskytujících se především v průmyslu (chladírny), nemusí jít pouze o teplotní úroveň vzduchu. Může jít například o vodu, její směs nebo jinou kapalinu, například pro provoz zimního stadionu je nutné udržovat pod bodem mrazu prostor ledové plochy.

Strojní chlazení můžeme roztrždit do následujících kategorií. Kompresorové chlazení, kdy se v uzavřeném okruhu stlačuje chladivo v kompresoru a při uvolňování ve výparníku odebírá teplo. Podrobněji je kompresorové chlazení popsáno v kapitole 3. Sorpční chlazení, které je založeno na funkci termo-chemického kompresoru. Pro jeho provoz se místo elektrické energie používá teplo. Více informací o sorpčním chlazení je uvedeno v kapitole 4. Adiabatické chlazení využívá efektu přeměny citelného tepla na teplo vázané, probíhající při odpařování vody. Během rozprašování vody do vzduchu dochází k odpařování a poklesu teploty vzduchu. Zároveň tak roste jeho vlhkost. Poslední kategorie je Freecooling neboli volné chlazení. Jde o způsob chlazení bez nutnosti používání kompresorového čerpadla. Využívá nízkých venkovních teplot v chladných obdobích a pro provoz stačí pouze ventilátory nasávající venkovní vzduch skrz výměník s nemrznoucí kapalinou. Je tedy nutné splnit předpoklad, že teplota vnitřního vzduchu je vyšší než teplota venkovního vzduchu. Provoz freecoolingu je z energetického hlediska minimálně náročný, proto se zpravidla používá na doplnění kompresorového cyklu.

Z hlediska působení a přenosu chladu rozlišujeme chlazení na přímé a nepřímé. Přímé chlazení nazýváme situaci, kdy je chlazený objekt (médium, předmět) přímo umístěný ve výparníku. Tento způsob je jednoduchý a levý. Zatímco u nepřímého

chlazení je odvod tepla zajišťován nějakým typem média (zpravidla kapalinou), která je čerpána do místa určení. Tento způsob se používá v situacích, kdy je chlazený objekt ve větší vzdálenosti od zdroje nebo je nutné zajistit nějakou míru distribuce nebo je nutné zajistit bezpečnost provozu.

### 2.1.1 Tepelné cykly

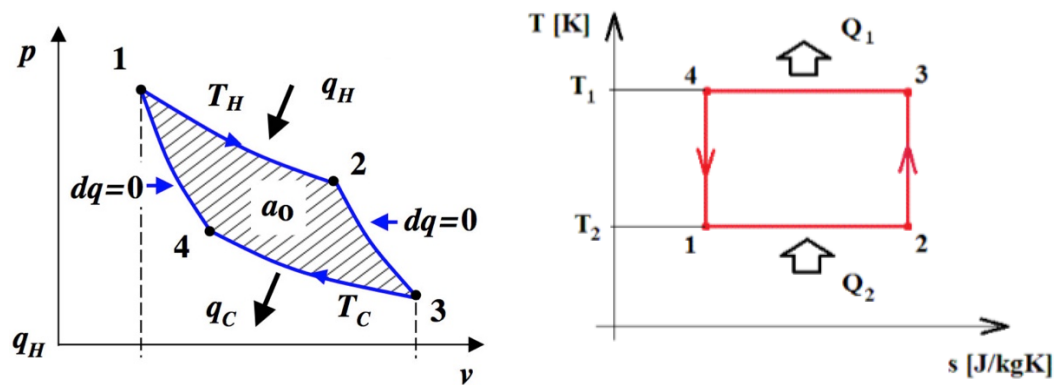
Jako tepelné cykly neboli oběhy, nazýváme několik po sobě jdoucích dějů, po jejichž vykonání se soustava vrátí do původního stavu. Rozlišujeme cykly vratné, které se skládají pouze z vratných dějů a cykly nevratné. Ty vždy obsahují alespoň jeden nevratný děj. Pro pochopení principu strojního chlazení je nutné dále odlišit cykly na přímé a obrácené. Přímé cykly slouží pro získávání práce, obvykle popisují práci tepelných motorů a v p-v diagramu probíhají po směru hodinových ručiček. Obrácené cykly obvykle probíhají v tepelných pracovních strojích (tepelných čerpadlech a chladících zařízeních), spotřebovávají práci a v p-v diagramu probíhají proti směru hodinových ručiček.

Jednotlivé děje cyklu lze zobrazovat v různých typech diagramů. V praxi se nejčastěji používají diagramy p-v a t-s. P-v diagram (z anglického pressure volume) zobrazuje změny tlaku ve vztahu k objemu během konkrétního procesu. Do grafu, kde se na svislou osu značí tlak a na vodorovnou osu objem, lze zaznamenat jednotlivé termodynamické stavy. Křivka mezi jednotlivými body graficky popisuje děj, charakteristický určitými změnami tlaku a objemu. Pro termodynamiku je typické, že soubor dějů tvoří jeden cyklus, často uzavřený, tedy opakovatelný. Zásadní informace, vyplývající z grafu, je množství energie obdržené ze systému nebo nutné k vynaložení pro jeho práci. Tato práce je určena jako plocha pod křivkou grafu. U cyklických diagramů jde o plochu prostoru mezi křivkami.

Diagram typu t-s (z anglického temperature specific entropy) se používá podobně jako diagram typu p-v. Na rozdíl od něj slouží k popisu odpovídajících změn teploty na svislé ose a specifické entropie na vodorovné ose. V praxi se používá zejména proto, že zřetelně zobrazuje přenos tepla během jednotlivých dějů cyklu. Plocha pod křivkou v tomto případě zobrazuje teplo vnesené do systému, během popisovaného děje.

Termodynamická teorie nabízí Carnotův cyklus jako nejvhodněji aplikovatelný nástroj, pro popis dějů probíhajících v kompresorové jednotce, kde dochází k přeměně práce na tepelnou energii nebo v zařízeních pro výrobu chladu kde dochází k opačnému procesu. Díky Carnotovu cyklu je také možné stanovit vrchní hranici efektivity daného zařízení.

Proto se u chladících zařízení používá koncept tzv. obráceného Carnotova cyklu. Jelikož jde o vratný cyklus, veškeré jeho děje lze obrátit a získáme tak chladicí cyklus. Zatímco běžný Carnotův cyklus popisuje práci ideálního tepelného stroje, obrácený Carnotův cyklus popisuje práci ideálního chladicího stroje.



Obr. 3: Nalevo reálný Carnotův cyklus v  $p$ - $v$  diagramu, vpravo ideální Carnotův cyklus zakreslený v  $t$ - $s$  diagramu

Obrácený Carnotův cyklus se skládá z následujících fází:

- izotermická expanze (pomalá-mezi body 1 a 2): teplo  $Q_2$  je při teplotě  $T_2$  předáno pracovnímu médiu
- adiabatická komprese (pomalá-mezi body 2 a 3): bez přestupu tepla dojde ke kompresi z teploty  $T_2$  na teplotu  $T_1$
- izotermická komprese (rychlá-mezi body 3 a 4): pracovnímu médiu se při teplotě  $T_1$  odevzdá teplo  $Q_1$
- adiabatická expanze (rychlá-mezi body 4 a 1): změna teploty z  $T_1$  na teplotu  $T_2$

Oběh pracovní látky v Carnotově cyklu probíhá po dvou adiabatách a po dvou izotermách.



Pro jednotkový průtok látky můžeme přivedené teplo vyjádřit jako:

$$q_2 = T_2 \cdot (s_2 - s_1) \text{ [J/kg]}$$

Za stejných podmínek pak odvedené teplo můžeme vyjádřit jako:

$$q_1 = q_2 - e_p = T_1 \cdot (s_2 - s_1) \text{ [J/kg]}$$

Nejčastěji používané oběhy jsou však takové, které využívají změny skupenství pracovní kapaliny. Zásadní jsou tepelně fyzikální parametry konkrétního pracovní kapaliny. Více o vlastnostech média v kapitolách 3 a 4.

## 2.2 Faktor účinnosti

V oblasti chlazení a vytápění je pro energetické zdroje zásadní parametr jejich účinnosti. Jako měřítko účinnosti pro různé typy termálních cyklů se používá chladicí faktor. Znázorňuje poměr energie v podobě odvedeného tepla k množství energie na vstupu.

$$\varepsilon_c = \frac{q_2}{e_p} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} [-]$$

Chladicí faktor EER (Energy Efficiency Ratio) neboli koeficiente energetické efektivity je ukazatel vyjadřující poměr mezi odebraným množstvím tepla z vnitřního prostředí ku elektrické energii vydané k tomuto účelu (příkonem) v konkrétních teplotních podmínkách. Čím vyšší hodnota je, tím vyšší je i účinnost.

Pro tepelná čerpadla se používá parametr topný faktor nebo také zkratka COP (Coefficient of Performance). Ten vyjadřuje poměr mezi výkonem a odběrem elektřiny tepelným čerpadlem za určitých podmínek. Kolikrát převyšuje tepelný výkon čerpadla množství vstupní energie požadované pro konkrétní výkon. Vyšší koeficient znamená vyšší účinnost tepelného čerpadla a zároveň nižší náklady na vstupní energii.

Tyto pojmy zohledňuje také evropská legislativa. Zároveň nově zavádí pojem SEER a SCOP. Ty berou v úvahu celoroční účinnost, hodiny provozu a podmínky

referenčního návrhu příslušného zdroje. Zatímco jmenovitý chladicí faktor a jmenovitý topný faktor se vztahují na standardní jmenovité podmínky.

Zatřídění jednotlivých výrobků, určených pro chlazení nebo vytápění vnitřního prostředí, se je požadováno směrnicí 2002/31/ES a řídí se evropskou směrnicí 2010/30/EU. Podle prováděcího nařízení č. 626/2011 Přílohy II, tabulky 1 a 2 je následující:

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

Třída energetické účinnosti	Dvoukanalové		Jednonakanalové	
	EER <sub>rated</sub>	COP <sub>rated</sub>	EER <sub>rated</sub>	COP <sub>rated</sub>
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

Obr. 4: Výňatek z prováděcího nařízení č. 626/2011

### 3 Systém kompresorového chlazení

Kompresorové chladicí jednotky jsou nejpoužívanější zařízení pro zajištění zdroje chladu v průmyslu i v občanských budovách. Princip kompresorového chlazení vychází z použití výparného tepla pracovní kapaliny provozované pod různými provozními hodnotami tlaku. Kompresorový chladicí cyklus se v zařízení odehrává na čtyřech základních částech. Kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník. Jejich zapojení vychází z následujícího schématu. Podle těchto součástí jsou také pojmenované základní čtyři fáze tohoto cyklu.

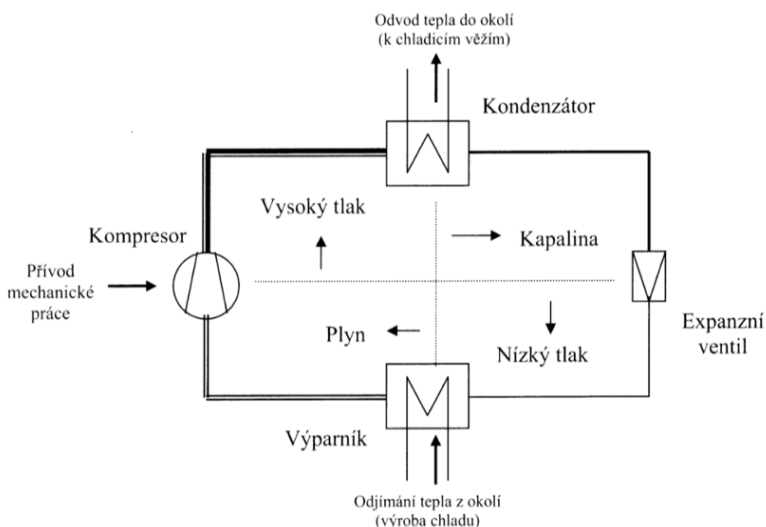
#### Fáze kompresorového chladicího cyklu

- Komprese: kompresor stlačuje chladicí médium v suchém stavu na vysoký tlak, zároveň jí tak zahřívá. Pomocí kompresoru dochází k přivádění energie ve formě elektřiny, která se zde mění na mechanickou práci

-Kondenzace: v kondenzátoru dochází k ochlazování par chladicího média tak nízkou teplotu, aby zkondenzovalo do kapalného stavu. Teplo z kapaliny je předáváno do okolí

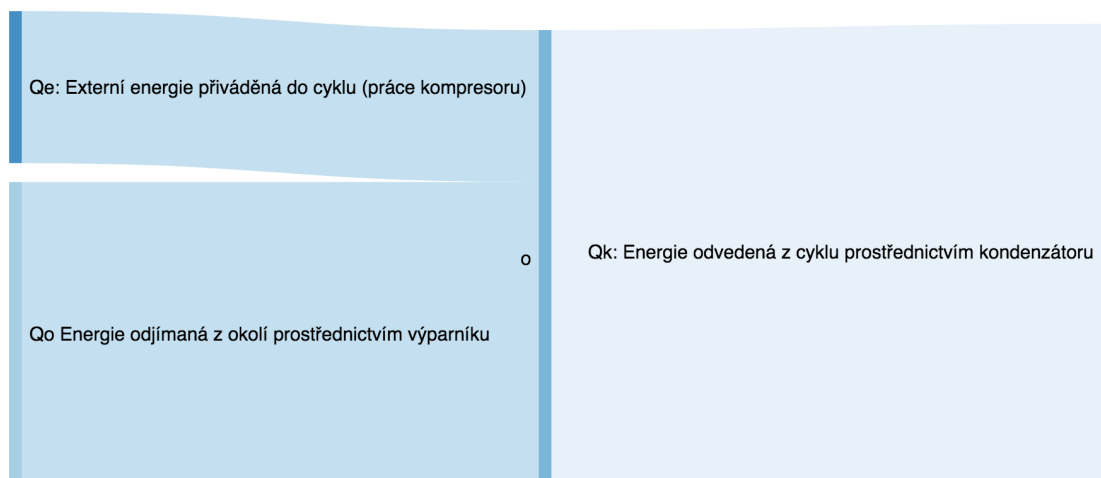
-Expanze: za expanzním ventilem se mění chladicí médium z kapalného stavu za vysokého tlaku na nízký tlak a je vystřikováno do výparníku.

-Odpar: kvůli nízkému tlaku dochází ve výparníku k odpařování chladicího média a zároveň k odjímání tepla z okolního prostředí. Tak je zajišťováno získání chladu na žádané straně zařízení. Odpařené chladicí médium je následně za nízkého tlaku a teploty opět zpracováno kompresorem a tím tak posunuto do opětovného cyklu.



Obr. 5: Schéma kompresorové jednotky

Zakreslením do Sankeyova diagramu vidíme tok energií probíhající při provozu kompresorové chladicí jednotky.



Obr. 6: Sankeyův diagram kompresorového chlazení

### 3.1 Části kompresorové chladicí jednotky

#### 3.1.1 Chladiva

Největší pokrok v oblasti kompresorové chladicí techniky se v posledních letech odehrává ve vývoji nových typů pracovních látek. Zatímco lze stále jako chladiva používat jednoduché látky jako je voda nebo čpavek, nejvíce jsou používány různé složité chemické sloučeniny. Výzkum se soustředí na zlepšování stěžejních vlastností. Za ty u chladiv považujeme teplotu a rychlost odpařování, tlakový poměr kondenzace a vypařování a v neposlední řadě dopad chladiva na životní prostředí. Lepších vlastností lze také dosáhnout smísením více druhů chladiv, která jsou mezi sebou netečná a použít je jako jedno výsledné chladivo o požadovaných vlastnostech.

Mezi základní chemické prvky obsažené v původních chladivech se radí: uhlík, dusík, vodík, fluor, síra, chlor a brom. Vzhledem k silícím zájmům o ochranu životního prostředí se začala chladiva posuzovat i z hlediska environmentálních vlivů. V důsledku toho bylo rozhodnuto o postupném zákazu chladiv obsahujících chlor a brom, které mají za následek narušování ozonové vrstvy a další možné vlivy na poškození životního prostředí. Tato chladiva však zároveň dosahovala nejlepších vlastností. Proto je nyní vývoj chladiv zaměřen na chladiva založená na bázi oxidu uhličitého, která sice dosahují

horších vlastností než chladiva chlorová a bromidová, ale mají minimální dopad na životní prostředí.

Do kdy se mohou používat freonová chladiva a proč? Podle jaké vyhlášky.

(fázový diagram chladiva)

Tab. 1: Chladiva řady R

Chladiva řady R			
chladivo	složení		použití
R134a	100 %	R134a	chladničky, autoklimatizace
R410a	50 %	R32	bytové klimatizace, malé a střední klimatizační systémy
	50 %	R125	
R407c	23 %	R32	průmyslová klimatizace
	25 %	R125	
	52 %	R134a	
R404a	44 %	R125	průmyslové hluboko mrazicí zařízení
	52 %	R143a	
	4 %	R134a	
R507	50 %	R125	průmyslové hluboko mrazicí zařízení
	50 %	R143a	

### 3.1.2 Výparník

Výparník slouží k odebrání tepla z dané místnosti pomocí trubkového nebo vysokoúčinného deskového tělesa. Deskový typ má větší tendenci se zanášet, proto je vhodné zvolit médium na bázi glykolu. Trubkový žebrovaný typ je určený pro vzduchový okruh, proto se využívá spíše v automobilovém průmyslu. Také zde dochází ke kondenzaci vznikající vysokou vlhkostí. Výparník je proto vybaven vaničkou, která umožňuje zachycení kondenzátu.

V některých případech bývá výparník propojen s externími chladícími registry klimatizačních zařízení budov samostatným okruhem. Ten slouží k přivedení tepla (odvedení chladu) za pomoci čerpadla.

### 3.1.3 Expanzní ventil

Tento škrtící ventil zajišťuje expanzi pracovního média. Průtočný odpor ventilu je navržen tak, aby se rovnal požadovanému tlakovému rozdílu kapaliny mezi kondenzátorem a výparníkem. Tím tak udržuje tlakový rozdíl mezi nízkotlakou a vysokotlakou částí chladicího oběhu, reguluje průtok chladiva. Existují dvě varianty ventilů, podle vytvoření požadovaného tlakového rozdílu. Škrtící ventil toho docílí zúžením průtočného průřezu v jednom místě. Kapilární trubice pomocí značné délky o konstantním průřezu. Expanzní ventily jsou řízené buď elektronicky (EEV) nebo termostaticky (TEV).

### 3.1.4 Kondenzátor

Rozdělení kondenzátorů podle způsobu odvádění tepla:

- kondenzátory chlazené vodou
- kondenzátory chlazené vzduchem
- odpařovací kondenzátory

#### Kondenzátory chlazené vodou

Pro kompresorové jednotky využívající k chlazení kondenzátoru vodu, je nutné instalovat sekundární okruh. Tento okruh je propojen s odpovídajícím typem chladicí věže. Jako chladicí voda se zde používá destilovaná voda nebo v případě vystavení teplotám pod bodem mrazu nemrznoucí etylenglykolovou směs. Oproti vzduchem chlazeným jednotkám disponuje tento typ vyšším chladícím faktorem a možností instalace v interiéru budov.

#### Kondenzátory chlazené vzduchem

Nejrozšířenějším typem kompresorových jednotek z hlediska kondenzátoru jsou vzduchem chlazené, především z důvodu jejich kompaktní velikosti a možnostem k umístění venku i uvnitř. Funkci kondenzátoru zajišťují ventilátory. Ty nasávající vzduch z okolí a směřují vzduch přes teplosměnné plochy na tepelném výměníku daného kondenzátoru. To má za následek ochlazení kondenzátoru na úkor ohřátí okolního vzduchu proudícího do prostoru exteriéru.

## Odpařovací kondenzátory

Toto provedení chlazení kondenzátoru se vyznačuje sloučením jednotlivých částí z obou výše zmíněných typů chlazení kondenzátoru. Vzduchem chlazený kondenzátor není součástí kompaktně uspořádané jednotky, je osazen v exteriéru. Ten proto musí být propojen s vnitřní strojní částí jednotky potrubím pro proudění chladiva. Díky tomu je možné vnitřní strojní část umístit do chráněného a tepelně stabilního prostoru interiéru a tím tak chránit citlivé části chladicí jednotky, jako elektrický rozvaděč, výparník a kompresory.

## 3.2 Typy kompresorů

Kompresor je zařízení, které pohání oběh celého stroje. Nasává za nízkého tlaku páry pracovní kapaliny z výparníku, které následně stlačuje na tlak mnohonásobně vyšší za pomoci vstupní energie ve formě elektřiny. Tyto páry jsou následně přepuštěny do kondenzátoru.

Nejmenší chladicí výkony produkují jednotky chladících zařízení s membránovými kompresory (do 1,5 kW<sub>ch</sub>). S tím se pojí i jejich nižší účinnost. Vyznačují se malou velikostí a provozně nenáročnými nároky. Proto se ve velké míře používají běžných domácích spotřebičů.

Pro malé a středí jednotky (až stovky kW<sub>ch</sub>) se používají pístové kompresory. Častější jsou jejich instalace v průmyslových oborech.

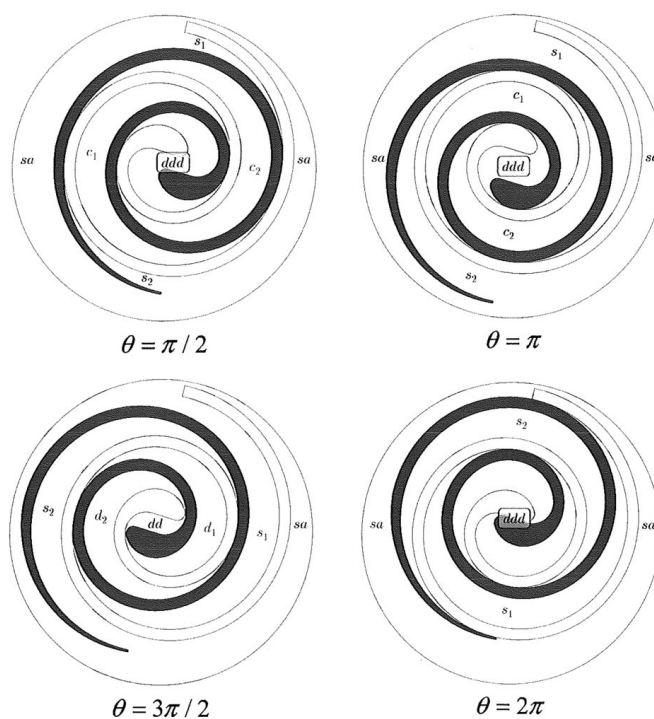
Nejčastějším typem kompresoru je tzv. scroll kompresor (spirálový), který se používá převážně pro potřeby domácích klimatizačních jednotek a tepelných čerpadel. Jejich výkon se běžně pohybuje do 50 kW<sub>ch</sub> je však běžné poskládat několik těchto kompresorů do tandemu či do kaskády. Díky tomu je možné postupně zapínat jednotlivé jednotky, podle měnící se potřeby chladu (nebo tepla) během roku. Pro jednotky tohoto typu je důležité, aby nebyly dlouhodobě provozovány při nízkých rychlostech, kdy je jejich účinnost mazání snížena a mohlo by tak dojít k předčasnému opotřebení kompresoru. Je důležité se pro bezproblémový provoz čerpadla vyhnout nevhodnému namáhání jednotky. Proto jsou některé jednotky standardně vybaveny akumulací nádobou. Čerpadlo tak může pracovat v ideální úrovni zatížení po určitý čas, s dostatečnou pauzou před dalším zapnutím, protože může vyrobit více požadovaného chladu (nebo

tepla), který se potřebová v době nečinnosti jednotky. Přesto je možné některé typy scroll kompresorů regulovat. Kromě základní regulace start/stop se vyrábějí kompresory s možností plynulé regulace otáček. O tu se stará buď kroková varianta s více vinutím na elektromotoru nebo invertorová s frekvenčním měničem. Frekvenční měnič umožňuje nejpokročilejší úroveň plynulé regulace a nabízí tak potenciál provozních úspor, cena těchto kompresorů je však až dvojnásobná oproti základní dvoustupňové regulaci.



Obr. 7: Spirálovité části scroll kompresoru

Scroll kompresor se skládá ze dvou pracovních spirál. Jedna z nich je pohyblivá a krouží po definované dráze zaklesnutá do nepohyblivé části. V průběhu točivého pohybu vzniká mezi spirálami měnící se prostory vzduchových kapes. Díky tomu, že se tato kapsy po trase pohybu zmenšují, vytváří se na pracovní kapalinu zvyšující se tlak. Tím roste i teplota média.



Obr. 8: Fáze scroll kompresoru



Šroubové kompresory dosahují stlačení vzduchu podobně jako kompresory typu scroll. Skládají ze dvou přilehlých šroubovic mezi jejichž zuby vznikají párové komůrky. Ty se během provozu rotací obou šroubů zmenšují. Tyto kompresory pracují s neměnným vestavěným tlakovým poměrem. Používají se tedy především v aplikacích s nepřetržitým provozem.

Kompresorové jednotky Turbocor patří mezi nejvýkonnější typy. Jde o radiální bezolejový kompresor, který nevyužívá běžných ložisek, ale levituje na magnetickém polštáři, kde se otáčí rychlostí 10–30 tisíc otáček za minutu. Díky minimálnímu tření dosahuje tento typ velmi vysoké účinnosti a z toho vycházejícího vysokého chladícího faktoru EER. Tento parametr dosahuje u Turbocor jednotek až hodnoty 10. Další možné dělení kompresorů je podle konstrukce na hermetické, semihermetické a ucpávkové.

Tab. 2: Rozdělení chladicích jednotek podle typu kompresoru

kategorie	typ práce	specifikace	název	orientační výkon [kW <sub>ch</sub> ]	orientační EER
objemové	vratný pohyb	standardní	membránové	až 1,5	
			pístové		
	rotační	s jedním rotorem	scroll (spirálové)	5 - 50	3
			křídové		
			kapalino-kružné		
			s valivým pístem		
		se dvěma a více rotory	šroubové	100 - 300	5 - 6
		zubové			
energetické	rychlostní/ odstředivé	Turbocor	Radiální		8 - 10
			Axiální		
			ejektory	standardní	

## 4 Systém absorpčního chlazení

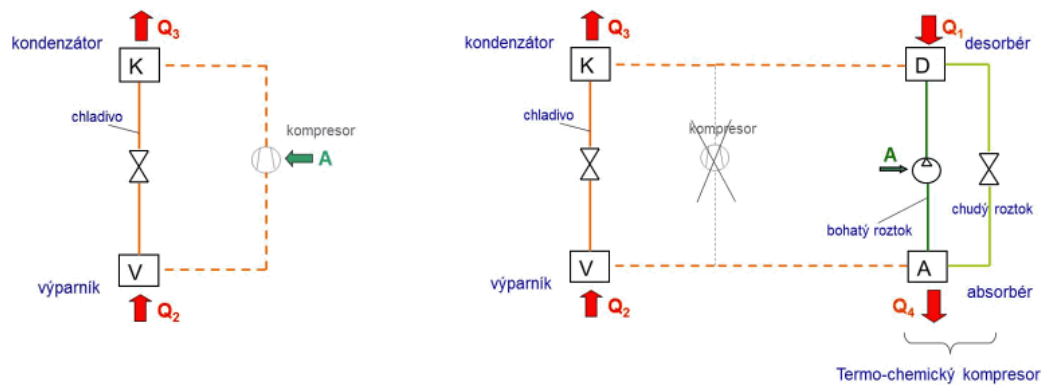
Absorpční chiller je zařízení na produkci chladu, které jako zdroj využívá citelnou složku tepla jako primární energii. Tím se liší od kompresorového cyklu, kde tak činí mechanická rotační práce využívající elektrickou energii. Proto není absorpční chlazení nikdy osazeno jako samostatné zařízení, ale jde o prvek v systému hospodářství pro produkci chladu. Pro jeho správnou práci je ho nutné vždy doplnit o nějaký zdroj tepla. Jako zdroj tepla může sloužit centrální zásobování teplem, solární kolektory, kogenerační jednotka, zpětně získané teplo z nějakého typu průmyslového provozu, plynový kotel, tepelné čerpadlo a mnohé další. V kombinaci s kogenerační jednotkou tvoří systém trigenerace. Ten se stará o výrobu tří složek energie najednou: elektřiny, tepla a chladu. Pro většinu provozů, ať už průmyslových, výrobních nebo administrativních budov jde o komplexní dodávku energetických služeb, která splňuje všechny jejich potřeby. Komplexnější provozy mohou vyžadovat hospodářství stlačeného vzduchu nebo různé varianty hospodaření s chemickými kapalinami. Tyto požadavky pak musí být řešeny odděleně.

Přesto je v některých zemích zvykem chladit budovy převážně absorpčním chlazením. Jsou to země, které nemají vlastní zásoby fosilních paliv, tím pádem jsou závislé na dovozu těchto surovin a elektrická energie velmi drahá. Jde například o Japonsko nebo Jižní Koreu. Oproti kompresorovému chlazení mají absorpční chladicí jednotky i další výhody. Jejich provoz nevyvolává téměř žádné vibrace a vyniká i velmi nízkou hlučností. Ta pochází pouze z dvojice hermeticky uzavřených čerpadel. Díky tomu je tento způsob chlazení oblíbený pro aplikaci v administrativních budovách či nemocnicích.

Chladicí jednotky využívající absorpčního cyklu je možné aplikovat od výkonů o úrovni stovek kW až po chladicí výkon na úrovni téměř 6 MW<sub>ch</sub>. Tento výkon klesá v závislosti na úrovni teploty hnací tepelné energie. Mechanismus regulace však vychází z přímého nahřívání desorbéru (vypuzovače). Produkce chladné vody je přímo závislá na jeho úrovni nahřátí. Kromě toho je možné výkon regulovat i změnou otáček čerpadla, dopravující chladivo z vypuzovače a čerpadla pro bohatý roztok před vypuzovačem. Do chladicích registrů klimatizačních jednotek je chladicí výkon přenášen pomocí samostatného okruhu.

## 4.1 Fyzikální princip absorpčního chlazení

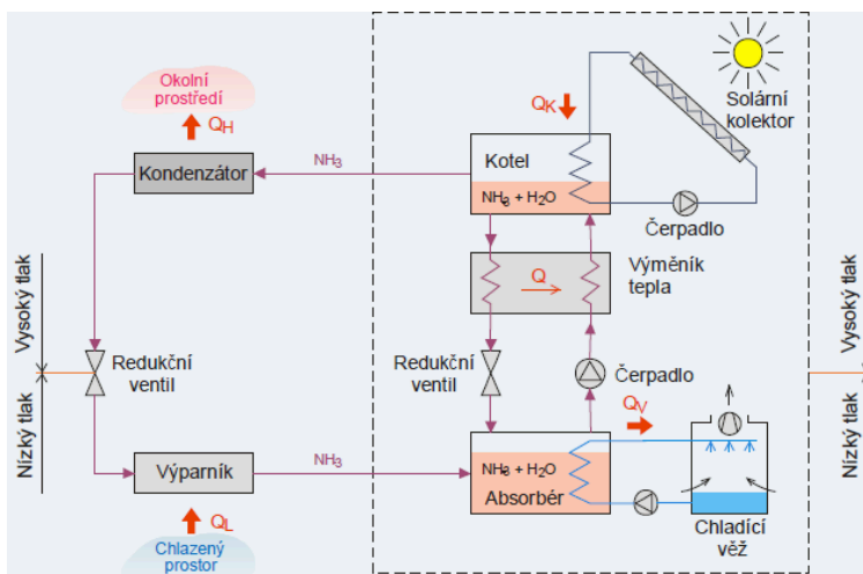
Absorpční chladicí oběh si můžeme představit jako kompresorový oběh, kde místo elektrického kompresoru figuruje termo-chemický kompresor. Ten se skládá z absorbéru a desorbéru (vypuzovače, generátoru) a přidaného okruhu.



Obr. 9: Porovnání kompresorového a absorpčního chladicího cyklu

### 4.1.1 Pracovní kapaliny

V absorpčním cyklu se využívají dvě pracovní látky. Absorbent a chladivo. Chladivová kapalina se vypařuje do absorpční páry a poté opět kondenzuje, zásadní je proto rozdíl teploty vypařování těchto dvou látek. Pro tyto účely se používá buď kombinace  $H_2O/NH_3$  nebo  $LiBr/H_2O$ . Každá z kombinací se pro jejich vlastnosti používá k rozdílným účelům. Voda jako absorbent a čpavek jako chladivo umožňuje výrobu ledové kapaliny o teplotách pod bodem mrazu až do  $-60\text{ }^\circ\text{C}$ . Najde tedy uplatnění v především v mrazárnách, zpracovatelském průmyslu a u chlazení sportovních ledových hal. V druhé kombinaci slouží voda jako chladivo a bromid lithný jako absorbent. Nejnižší teplota chlazené vody je  $+4\text{ }^\circ\text{C}$ . Používá se proto pro většinu ostatních provozů vyžadujících chlad včetně klimatizací. Jako absorbent se v této kombinaci používá kromě roztoku vody a bromidu lithného ( $LiBr$ ), také roztok vody a chloridu lithného ( $LiCl$ ) nebo hydroxid sodný ( $NaOH$ ).



Obr. 10: Schéma trigenerace se solárními kolektory

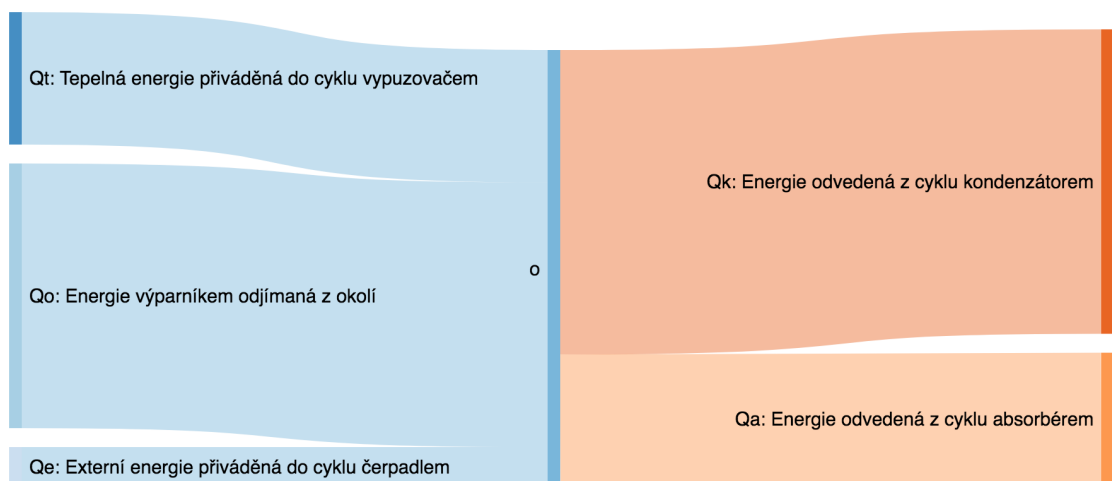
#### 4.1.2 Fáze absorpčního cyklu

Jednostupňový absorpční cyklus se skládá z následujících fází:

- Vypuzování: čerpadlo směsí směruje směs chladiva a absorpční látky do vypuzovače, kde se tato bohatá směs ohřívá. Při dosažení konkrétní teploty se ze směsi odpařuje chladivo v důsledku jeho nižší teploty varu. Chladivo je následně odváděno ve formě par do kondenzátoru. Ochuzená směs, tedy samotná absorpční látka putuje skrz expanzní ventil, kde dojde ke snížení jejího tlaku, do absorbéru v kapalném stavu.
- Kondenzace: v kondenzátoru dochází k ochlazení chladiva při předávání tepla, které je odváděno vzduchovými nebo vodními chladiči. Tím dochází ke kondenzaci chladiva na jeho kapalnou fázi.
- Expanze: stejně jako absorbent po opuštění vypuzovače, prochází i chladivo expanzním ventilem, kde dojde k snížení jeho tlaku. Následně je chladivo vstříkováno do výparníku.
- Odpar: ve výparníku dochází k snadnému odpaření chladiva, v důsledku jeho nízkého tlaku. Během tohoto procesu je odebráno teplo z okolí výparníku, čímž se realizuje proces chlazení žádoucích prostor.
- Absorpce: odpařené chladivo je z výparníku odvedeno do absorbéru, kde se mísí s absorbentem v kapalnou fázi. Ohřáté páry chladiva jsou absorbentem

pohlčovány a tvoří bohatou směs, která je čerpadlem opět dávkována do vypuzovače

Dvoustupňový cyklus využívá tepla obsaženého v odpařených parách chladiva z prvního stupně jako dodatečný zdroj tepla ve vypuzovači. Díky tomu je možné dosáhnout vyšší účinnosti a namísto hodnot chladicího faktoru 0,6 – 0,8 typických pro jednostupňový absorpční cyklus získat až chladicí faktor až 1,4. Použitím dvoustupňového cyklu je možné ušetřit až 45 % užitného tepla. Podmínkou je přístup hnací tepelné energie o teplotě vyšší než 170 °C. Proto je vhodný jen pro chladiče poháněné zemním plynem, parou nebo horkou vodou, které dokážou vyprodukovat páru nebo spaliny o těchto parametrech. Pro provoz jednostupňového cyklu je dostačující ve vypuzovači použít horkou vodu o teplotě 65–140 °C.



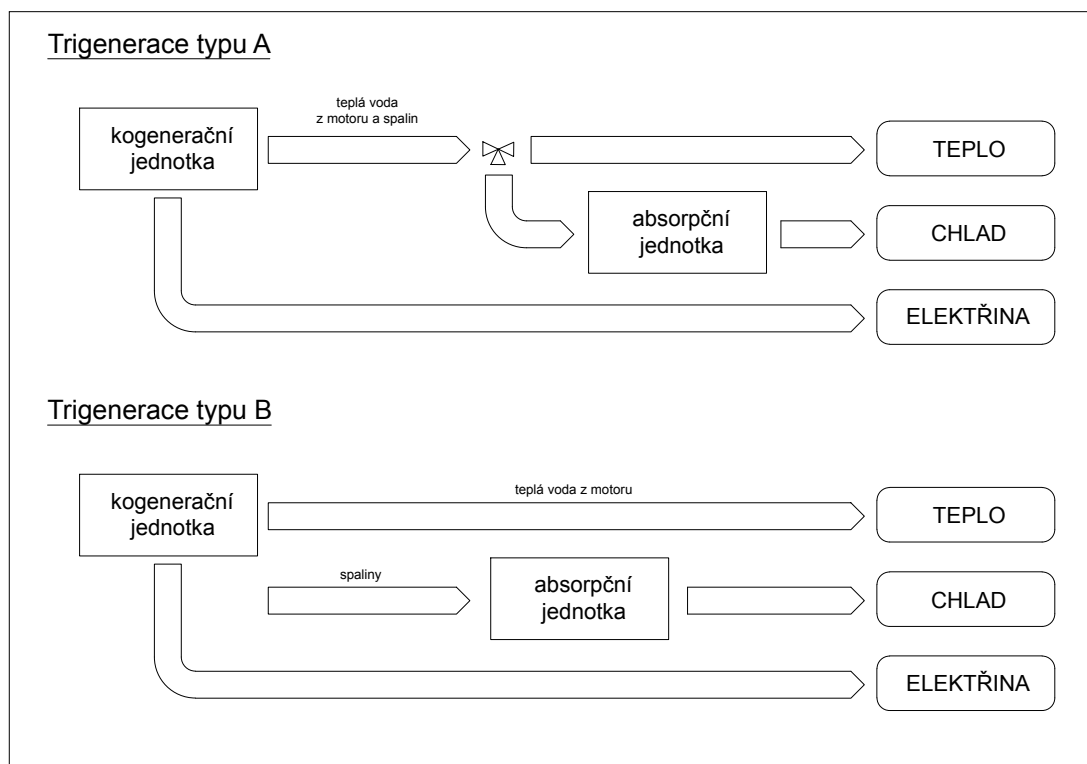
Obr. 11: Sankeyův diagram absorpčního chladicího cyklu

Dalším způsobem, jak využít teplo k výrobě chladu je adsorpční chlazení. To je v principu velmi podobné jako absorpční. Jeho princip není založen na fyzikálním jevu absorpce, ale na jevu zvaném adsorpce. Při něm ulpívají molekuly par na povrchu tzv. adsorbentu. Přilnutím par chladicího média na jeho povrchu dochází k odnímání tepla z okolí stejně jako při absorpci při rozpuštění chladicího média v absorbéru. Jako adsorbent se poslední dobou používá zeolit, se kterým je možné dosahovat lepších výsledků než s dříve používaným materiálem silikagel. Je to porézní houbovitá hmota, díky čemuž dosahuje velké plochy při malém objem. Adsorpční chlazení se hodí do provozů s nestálým zdrojem tepla. Nedosahuje tak vysoké účinnosti jako absorpční chlazení, proto se v praxi využívá méně.

## 4.2 Složení systému trigenerace

Existuje mnoho variant, podle kterých lze složit systém k výrobě elektřiny, tepla a chladu. V zásadě lze využít jakýkoli zdroj dostatečně kapacitního tepla. Pára nebo horká voda z centrálního zásobování teplem, solárních kolektorů (cca 100 °C) nebo jiných zdrojů, například odpadního tepla z průmyslových procesů. Také je možné využít vysokou teplotu spalin z kogenerační jednotky (cca 500 °C) nebo spalovacího zdroje, který bude absorpční chladicí jednotku vyhřívat přímo. Na vstupu by tak měla být alespoň horká voda o teplotě nad 95 °C. Pro účely této práce bylo vybráno nejčastější schéma trigenerace. Ta se skládá z kogenerační jednotky a absorpčního chilleru. Pro správné fungování kogenerační jednotky je nutné vždy zajistit odběr tepla a elektrické energie odpovídající momentální úrovni výroby. Proto je vždy vhodné, aby kogenerační jednotka byla připojena k distribuční elektrické síti. Případným přebytkům z výroby elektrické energie je tak možné snadno zajisti odbyt.

Pro schéma zapojení trigenerace s absorpční chladicí jednotkou existují dva základní typy spojení této dvojice zařízení. V prvním případě jsou jako tepelný zdroj pro výrobu chladu použity pouze spaliny (spalinový výměník je součástí kogenerační jednotky) a teplá voda z motoru je využívána pouze k výrobě tepla. Z kogenerační jednotky jsou tak odvedena dvě nezávislá potrubí. Tato varianta je vhodná především v provozech, kde je možné zajistit celoroční odbyt tepla i chladu. Díky vyšší teplotě spalin dosahuje absorpční chladicí jednotka vyšší účinnosti. U druhého typu jsou tyto dva zdroje tepla spojeny do jednoho odvodu. Teplá voda z motoru i teplo ze spalin jsou odváděny v podobě horké vody. Spalinový výměník bývá součástí kogenerační jednotky. Tato horká voda je pak trojcestným ventilem rozváděna částečně do absorpční jednotky pro účely chlazení a částečně do výměníku předávající teplo nebo ohřívající teplou vodu. V této práci je ve variantě V2 uvažovaný druhý způsob zapojení, tedy s jedním zdrojem tepla, plynule regulovaným trojcestným ventilem. Tento způsob je vhodnější pro použití v provozech, kde výrazně mění potřeba vytápění a chlazení během roku a můžeme ji v zásadě rozdělit na období vytápění v zimě a na období chlazení v létě. Právě takový režim je typický pro administrativní budovy.



Obr. 12: Typy trigenerace

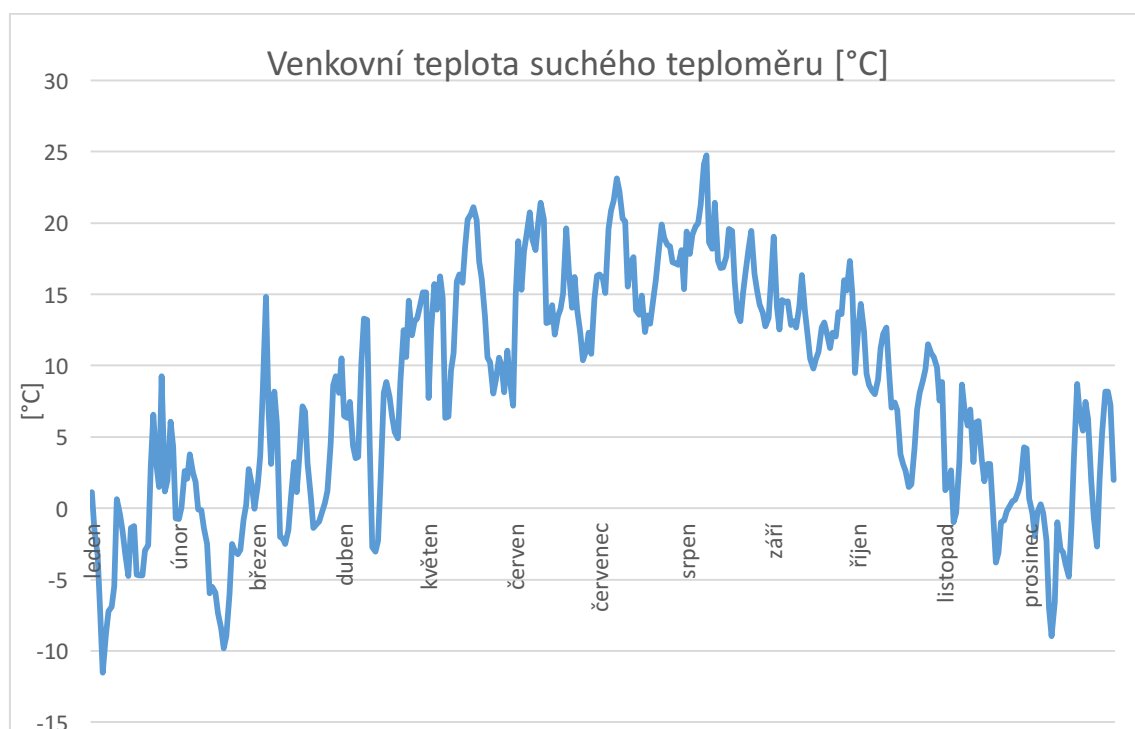
System trigenerace se tak pro administrativní budovu nabízí jako ideální způsob pro zajištění jejich základních energetických potřeb. V zimě je veškeré teplo využíváno pro vytápění a ohřev teplé vody. V létě, kdy místo vytápění vzniká potřeba temperování, a především chlazení budov, dokážeme vhodným užitím absorpční jednotky zajisti odbyt pro nadměrné množství vyrobeného tepla. Během přechodného období je pak možné chladicí výkon průběžně regulovat podle potřeby.

Absorpční chladicí jednotky v České republice dodávají především firmy Carrier, Broad, Trane, York, Thermax a Yazaki. Pro některé investory může být zajímavý koncept trigenerace a pokud mezi jejich potřeby přibude chlazení, trigenerace se tak nabízí jako ideální řešení.

Mezi alternativními způsoby zapojení trigenerace dominuje spojení absorpčního chilleru se solárními kolektory. Tato kombinace má velký potenciál především v oblastech s dlouhodobým a intenzivním slunečním svitem během celého roku. Tato varianta má navíc výhodu, že může fungovat v ostrovním režimu a maximálně využívá obnovitelných zdrojů energie.

## 5 Energetický model řešeného objektu v programu DesignBuilder

Pro získání přesných vstupních dat do výpočtu, v podobě energetické zátěže dané budovy, byl zpracován dynamický energetický model v profesionálním software DesignBuilder Engineering Pro ve verzi 4.6. Tento program poskytuje komplexní rozhraní pro konzolové výpočetní jádro EnergyPlus ve verzi 8.3, které zpracovává vstupy pro dynamickou simulaci budovy. Na jejich základě poskytuje výstup v podobě dat o energetické spotřebě tepla, chladu, větrání, osvětlení, vody a elektřiny distribuované v zásuvkách v podrobnosti menší než hodinového kroku. Program DesignBuilder umožňuje tato data zadávat v trojrozměrném grafickém rozhraní a vizualizovat je v podobě renderovaných obrázků. Také je možné spouštět CFD simulace vnitřního proudění vzduchu a získat tak rozložení jeho teplot. Největší výhodou dynamické simulace zahrnutí všech přenosů tepla ve výpočetním modelu. Díky zohlednění konvekce, kondukce i radiace je možné dosáhnout přesnějších dat a unikátních parametrů jako například solární zisky jednotlivých povrchů. Pro vnitřní prostory byl nastaven konvenční algoritmus TARP, pro vnější prostory algoritmus DOE-2 ve výpočtu vytápění i chlazení. Klimatická data byla použita pro oblast Praha, odpovídající roku 2002.

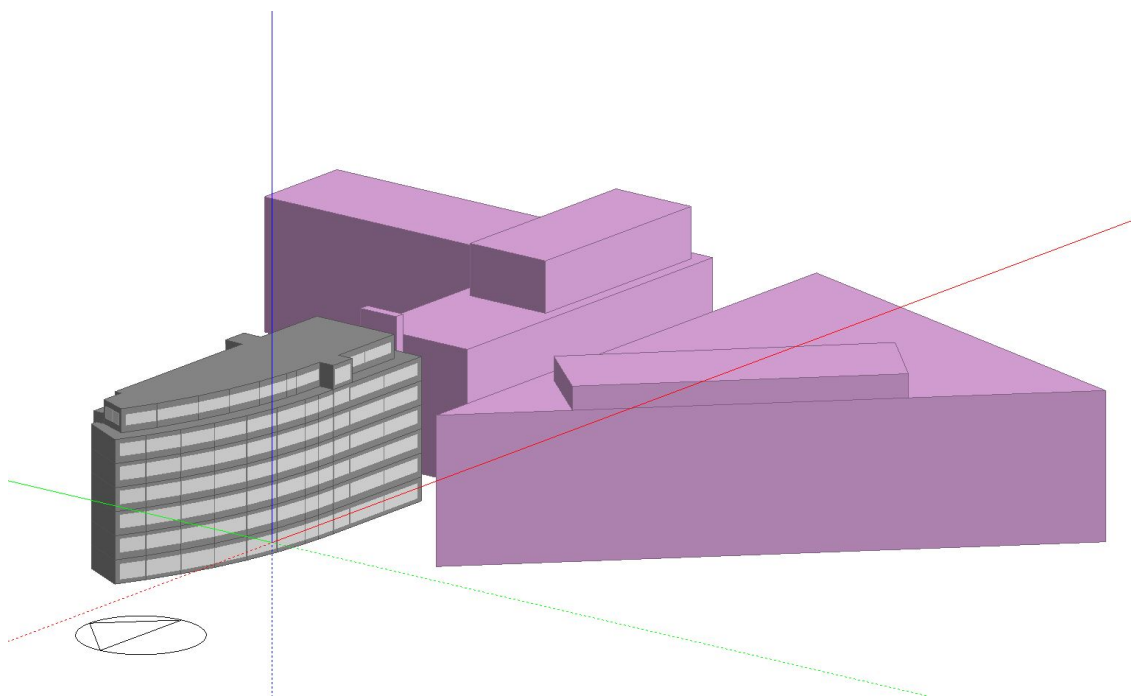


Obr. 13 Graf průběhu venkovních teplot v roce 2002:



## 5.1 Popis řešeného objektu

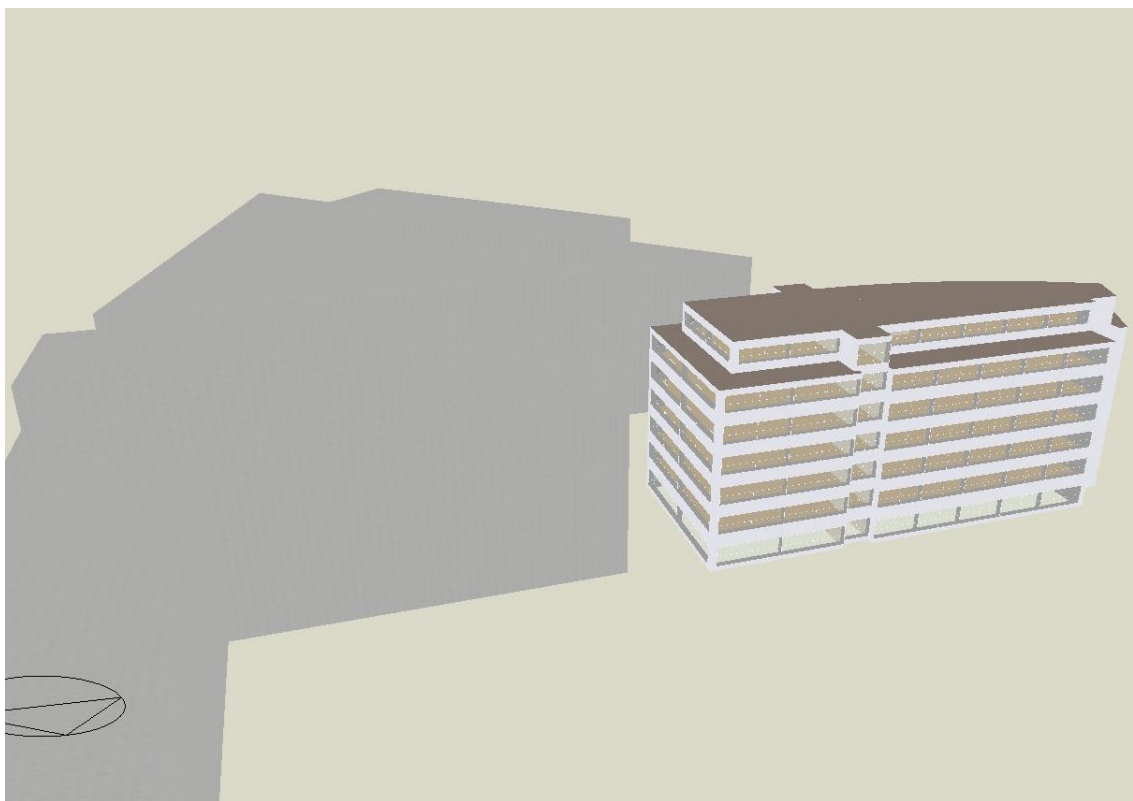
Model byl vytvořen jako standardní jednorázový. Oproti reálnému provedení budovy byl upraven suterén a zasazení budovy do terénu. Vymodelovány jsou tak pouze pracovní a komunikační prostory. Garáže a podzemní podlaží model neobsahuje a jsou zaznamenány pouze jako odlišné prostředí nevytápěného interiéru. Jde o administrativní budovu postavenou v roce 2011. Z toho důvodu nedosahují parametry obálky budovy dnes požadované kvality. Tyto vlastnosti byly zachovány z důvodu orientační kontroly výsledků simulace na datech z reálného provozu budovy. Budova má šest běžných podlaží o stejném půdorysu a sedmé podlaží s redukováným půdorysem. Půdorysy jsou podlouhlého tvaru s pozvolným zakřivením na jižní fasádě. Delší strany fasády jsou orientovány přímo na sever a na jih.



Obr. 14: Zobrazení modelované budovy a adiabatických bloků v grafickém prostředí DesignBuilder

Předpokládaný provoz je celoroční v pracovních dnech od šesti hodin ráno do osmi hodin večer. Chlazení a vytápění spíná v pět hodin ráno a vypíná se v jedenáct hodin večer. O víkendech je v budově udržováno stabilní klima, pracovní místnosti jsou temperovány na teplotu 18 °C v zimě a 28 °C v létě. Vnitřní prostor je rozdělen na dvě zóny. Na zónu pracovních prostorů a komunikačních prostorů. Pracovní prostor je navržen jako variabilní interiér, tzv. open space, který je možné upravit na menší kanceláře. V modelu jsou pracovní prostory uvažovány jako jeden rozlehlý prostor,

rozdělený pouze virtuální stěnou rozdělující kanceláře na prostor při jižní fasádě a prostor při severní fasádě, pro zjištění vlivu odlišnosti orientace k světovým stranám. V okolí budovy jsou vymodelovány dva adiabatické bloky, simulující stínění okolními budovami. Budova je po konstrukční stránce betonový skelet s parapety. Stěny jsou po maximální šířce plochy vyplněny prosklenými výplněmi otvorů. Ty jsou tvořeny dvojitým izolačním zasklením. Záběr tohoto prosklení tvoří 67 % plochy stěny jednoho podlaží v místech kde jsou výplně otvorů instalovány. Před okny osluněné jižní a východní fasády administrativních prostor jsou umístěny statické slunolamy, jejichž úkolem je odstínění ke snížení tepelných zisků v letním období.



Obr. 15: Vykreslení (render) grafické podoby objektu v prostředí DesignBuilder

Budova je plně vybavena systémem řízeného větrání. Vzduchotechnická jednotka ve strojovně zajišťuje centrální úpravu vzduchu na požadované hodnoty, pro všechny administrativní a komunikační prostory společně. Úprava vzduchu se týká jeho filtrace, vlhčení a tepelných úprav. V zimním období je využíván ke zpětnému získávání tepla rekuperační výměník a následně je vzduch upravován vlhčením a částečně dohříván. Účinnost rekuperačního výměníku je uvažována 70 %. V letním období je rekuperační výměník odpojen pro zabránění výskytu tlakových ztrát. Vzduch tak pro proudění

využívá bypass výměníku. Pokrytí zbylé potřeby po teplu a chladu, tedy vytápění a chlazení v administračních prostorech je zajištěno buď základním dohřevem a dochlazením vzduchu ve vzduchotechnice nebo při požadavcích na vyšší výkony split jednotkami. Ty jsou umístěny s ohledem na jejich primární funkci, vytápění pod okny v parapetním provedení. V uzavřených místnostech jsou pak umístěny kazetové jednotky. Odvod kondenzátu je navržen gravitačně, tedy bez čerpadel.

Zdroje tepla a chladu se liší pro jednotlivé varianty. Varianta jedna pro získávání chladu a tepla počítá s několika kompresorovými jednotkami. Ty se v letním období starají o produkci chladicí vody, v zimním období pak pracují v reverzním režimu jako tepelné čerpadlo a dodávají teplo. Topný faktor COP je uvažován na hodnotě 3,8 a chladicí faktor EER je uvažován 1,8. Teplá užitková voda je ohřívána v zásobníku o kapacitě 1500 litrů tepem z kompresorových jednotek. Varianta dvě pro pokrytí potřeby chladu a tepla využívá systém trigenerace. Jejím základem je kogenerační jednotka s turbínou spalující zemní plyn. Ta vyrábí teplo a elektřinu spotřebovávanou v místě výroby. Část tepla je využívána k ohřevu teplé užitkové vody a část pro vytápění nebo pro potřeby absorpční chladicí jednotky. Ta je napojená na systém chladících věží.

Budova je vybavena digitálně volně programovatelným systémem měření a regulace pro řízení automatického chodu všech technologických zařízení tak, aby bylo možné veškeré nastavení požadovaných vnitřních teplot vzduchu a nastavení režimů provádět z řídicí místnosti (velínu).

Dalším společným vstupním parametrem pro obě varianty jsou tepelně technické vlastnosti obvodové obálky budovy. Pro účely modelování je obvodový plášť budovy rozdělen do několika kvalitativních celků. Do software byly zadány celky o následujících skladbách a z toho vycházejících tepelně technických vlastnostech. Kvalita obvodových konstrukcí nereflektuje momentální požadavky na součinitel prostupu tepla. Vycházejí z podkladů reálné budovy postavené v roce 2011.

<b><u>Podlaha nad garážemi (P 09)</u></b>	<b>420 mm</b>
Krystalický stěp	25 mm
Lepicí tmel	5 mm
Betonová mazanina vyztužená KARI sítí	78 mm
Separace, PE folie	2 mm
Tepelná izolace podlahová, minerální vlna, $\lambda=0,039 \text{ W/m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	50 mm
Nosná ŽB konstrukce	260 mm
<b><u>Podlaha mezi patry (P 12)</u></b>	<b>415 mm</b>
Vyrovnávací stěrka	15 mm
Betonová mazanina vyztužená KARI sítí	78 mm
Separace, PE folie	2 mm
Tepelná izolace podlahová, minerální vlna, $\lambda=0,039 \text{ W/m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	60 mm
Nosná ŽB konstrukce	260 mm
<b><u>Střecha (S 01)</u></b>	<b>280 mm</b>
Vymývané kamenivo	33 mm
Ochranná geotextilie (300 g/m <sup>2</sup> )	5 mm
Extrudovaný polystyren, $\lambda=0,04 \text{ W/m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	180 mm
Hydroizolace z vyztužených modifikovaných asfaltových pásů	
vložka z polyesterového rouna 2x 5 mm	10 mm
Penetrační nátěr asfaltový	2 mm
Perlibeton ve spádu 3 % tloušťka 50-190 mm	120 mm
Nosná ŽB konstrukce	260 mm
<b><u>Obvodová stěna plná (F 02)</u></b>	<b>480 mm</b>
Hliníkové fasádní kazety	30 mm
Nosná hliníková konstrukce, rastr	200 mm
Vzduchová mezera	40 mm
Izolace, minerální vlna, $\lambda=0,035 \text{ W/m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	160 mm
Svislá nosná ŽB konstrukce	250 mm

<b>HPO (hliníková pásová okna)</b>	<b>50 mm</b>
součinitel prostupu celého okna $\min k=1,28 \text{ W/m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	50 mm

<b><u>Vnitřní příčky J/S (W 10)</u></b>	<b>75 mm</b>
SDK příčka jednoduché oboustranné opláštění	15 mm
Izolace z minerální vlny, $\lambda=0,037 \text{ W/m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	40 mm
Rastr (vzduchová mezera)	5 mm
SDK příčka jednoduché oboustranné opláštění	15 mm

<b><u>Vnitřní příčky chodba (W 09)</u></b>	<b>150 mm</b>
SDK příčka jednoduché oboustranné opláštění	30 mm
Izolace z minerální vlny, $\lambda=0,037 \text{ W/m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	50 mm
Rastr (vzduchová mezera)	40 mm
SDK příčka jednoduché oboustranné opláštění	30 mm

Další okrajové podmínky, které jsou součástí podkladů pro návrh dvou provozních stavů, léto a zima, jsou požadavky na parametry upraveného vnitřního vzduchu v průběhu obou období.

Tab. 3: Okrajové podmínky parametrů vzduchu

Parametry	Zima	Léto
Teplota suchého teploměru	- 13 °C	+ 32 °C
Teplota vlhkého teploměru	- 14 °C	+ 21 °C
Entalpie vzduchu	- 12 kJ/kg	+ 60 kJ/kg
Relativní vlhkost vzduchu	98 %	37 %
Absolutní vlhkost vzduchu	0,8 g/kg	10,5 g/kg

Tab. 4: Požadavky na teplotní parametry vzduchu v místnosti

Typ místnosti	Zima		Léto	
	Teplota	Vlhkost	Teplota	Vlhkost
	[°C]	[%]	[°C]	[%]
Kanceláře	22+-2	min 40	24+-2	max 70
Komunikace	min 20	negarantováno	max 30	negarantováno

#### 5.1.1 Koncepce zdrojů chladu a tepla varianta V1

Vytápění a chlazení objektu je provedeno za pomoci chladičového split systému vyšší generace, napojeného na sérii kompresorových jednotek. V tomto případě je zde zvoleno pět systémů, kde je každý systém složen ze tří modulů (jednotek). Celkový počet jednotek je tedy 15. Tyto jednotky jsou umístěny na střeše objektu (na 7. NP), kde kolem nich je navržena akustická panelová stěna ve tvaru ohrady tak, aby bylo zabráněno překročení maximálních hlukových hygienických parametrů pro denní a pro noční provoz. Tento způsob zapojení umožňuje:

- současné vytápění a chlazení prostoru během přechodného období
- ekonomický provoz umožňující reagovat na požadované vytížení odpovídajícím způsobem
- snadnou montáž
- minimální nároky na prostor v místě osazení
- snadnou údržbu a servis
- na každé vnitřní jednotce je možné individuální nastavení teploty v určité toleranci od přednastavené teploty

Chladivo od zdroje je následně vedeno rozvody z měděného potrubí. To je opatřeno tepelnou izolací s odpovídající parotěsnou zábranou jak na venkovní trase od jednotky k rozdělovačům, tak i sekundární rozvod od rozdělovačů k vnitřním jednotkám. Na obou stranách, tedy u venkovních i vnitřních jednotek, je nutné zajistit odvod kondenzátu. V případě vnitřních jednotek je kondenzát odváděn samospádem. Na venkovní straně je nutné při odvodu kondenzátu zabránit vzniku námraz během zimního období. Proto je zde nutné instalovat elektrický topný kabel, který se stává součástí hlavního svodu od

klimatizačních jednotek. Topný kabel je aktivovaný automatickým spínačem, který se aktivuje při venkovních teplotách vzduchu nižších než 3 °C.

#### 5.1.2 Koncepce zdrojů tepla a chladu varianta V2

Celý systém trigenerace, který se stará o pokrytí potřeby tepla a chladu v budově, se skládá z následujících základních částí.

- kogenerační jednotka
- absorpční chladicí jednotka
- chladicí věž
- kondenzátor
- akumulační nádrž

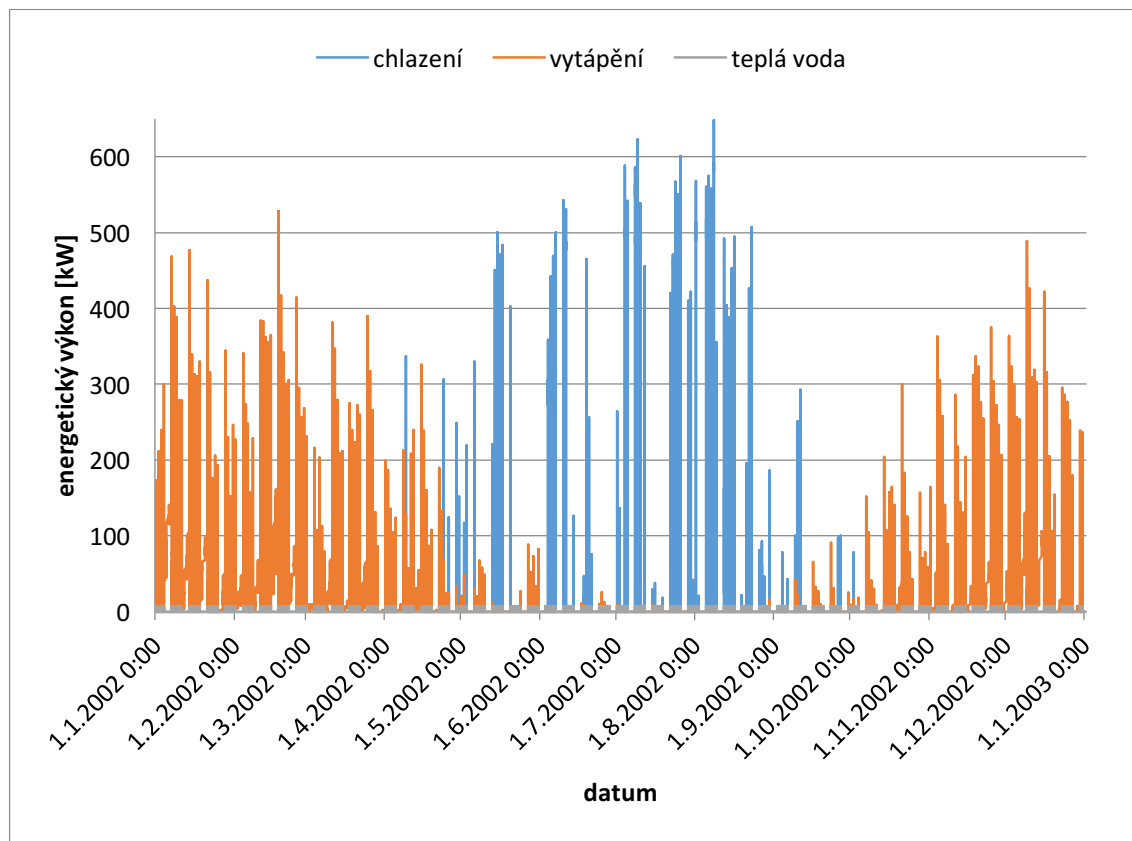
Všechny tyto části jsou umístěny v 1. NP v prostoru technické místnosti, kromě chladicí věže. Ta je usazena na střeše budovy. Chladivo je vedeno stejně jako v případě první varianty v měděném potrubí, opatřeném tepelnou izolací s parotěsnou zábranou a na venkovních úsecích automatickým spínáním zabudovaného topného kabelu. Dále je nutné zajistit odvod spalin z kogenerační jednotky spalující zemní plyn. Ten zajistí odpovídající spalinová cesta ve formě nerezového komínu, odolná vysokému přetlaku, protože uvnitř komína vzniká větší tlak než vně. Tato spalinová cesta pracuje v mokřím režimu, proto je zde instalovaný také odvod kondenzátu. Pro nižší teplotu spalin, které kogenerační jednotka produkuje dostačuje použití pryžového těsnění.

Pro připojení kogenerační jednotku je dále schválena žádost o připojení do distribuční sítě elektrické energie podle zákona č. 458/2000 Sb. a vyhlášky ERÚ č. 51/2006 Sb. a získána licence na výrobu elektřiny podle stejného zákona. Fyzicky je kogenerační jednotka na výstupu osazena elektroměrem.

## 5.2 Výstupy

Nejdůležitější data získaná z modelu, která jsou dále použita pro návrh jednotlivých zdrojů, jsou zobrazená za časovou periodu celého kalendářního roku v souhrnném grafu. Jsou to měrná potřeba tepla na vytápění, měrná potřeba chladu na

chlazení a potřeba tepla na ohřev TUV. Na tomto grafu je vidět, že požadavky na výkon zdroje jsou během roku téměř rovnoměrné. Tyto požadavky dosahují maximálních hodnot právě v oblasti chlazení. Stejně tak lze vyčíst mírně sníženou potřebu po výkonu během podzimního přechodového období.



Obr. 16: Potřeba tepla a chladu v budově během roku

Nejvyšší potřeba chladicího výkonu je 648 kW. Pokud však křivku poptávky po chladu očistíme o maximální výkyvy a zanedbáme potřebu během tří letních dnů s největší tepelnou zátěží, tedy 9. července, 26. července a 8. srpna, sníží potřeba maximálního požadovaného výkonu na 587 kW v den 4. července. Tohoto očištění můžeme využít při návrhu chladicí jednotky, kdy se tak můžeme vyhnout jejímu nadměrnému předdimenzování na úkor tří dnů v roce, kde bude zhoršen vnitřní komfort po část dne. Stejným způsobem lze pracovat s potřebou tepelného výkonu pro vytápění, kdy se po očištění o pět nejvýznačnějších výkyvů, sníží maximální požadavek z výkonu 528 kW na výkon 436 kW.

Pro navrhování je prospěšné tato data vyjádřit ve statistických veličinách medián a modus. Medián značí střední hodnotu, která dělí vzestupně seřazené výsledky na dvě

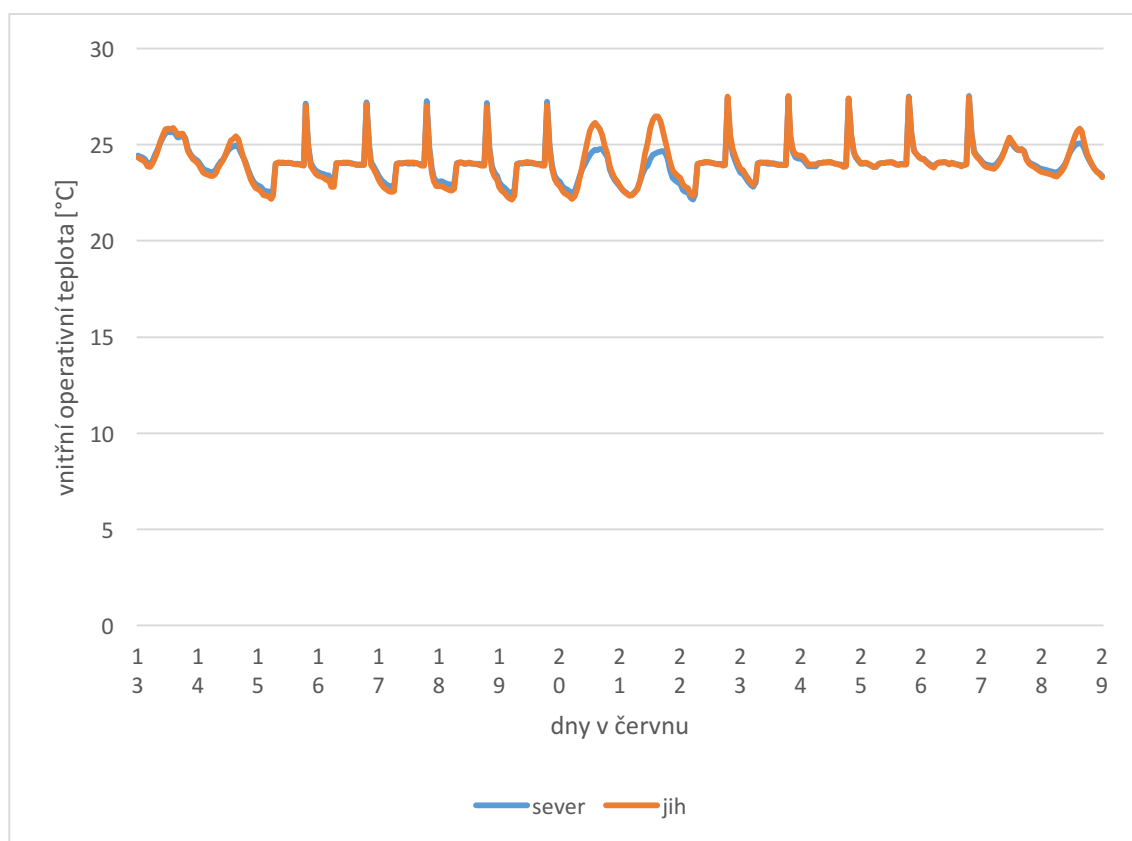


rovnocenné poloviny. Modus je hodnota, která se v dané sadě dat vyskytuje s největší četností.

Tab. 5: Statistické údaje o potřebě tepla a chladu

jednotka	chlad [kW]	teplo [kW]
maximum	648	528
očištěné max.	587	436
medián	247	22
modus	542	13

Dalším závěry můžeme získat vykreslením vnitřní teploty vzduchu ve velkoobjemové místnosti typu open space, která byla v modelu rozdělena pouze virtuální stěnou na prostor při jižní fasádě a na prostor při severní fasádě. Do grafu jsou vybrána data za 13. až 29. červenec, jako nejreprezentativnější vzorek. Z grafu lze vyčíst pouze lehké odchylky v úrovni teploty pro každé z částí. Znatelnější rozdíly mezi prostory při protilehlých světových stranách jsou pouze o víkendech nebo v noci, kdy není klimatizace aktivní. Takto můžeme usoudit, že orientace ke světovým stranám nemá zásadní vliv na teplotu v interiéru. Je tomu tak především díky stálému stínění jižní fasády v podobě pevného venkovního stínícího roštu.



Obr. 17: Porovnání teplot vnitřního vzduchu v místnostech při jižní a severní fasádě

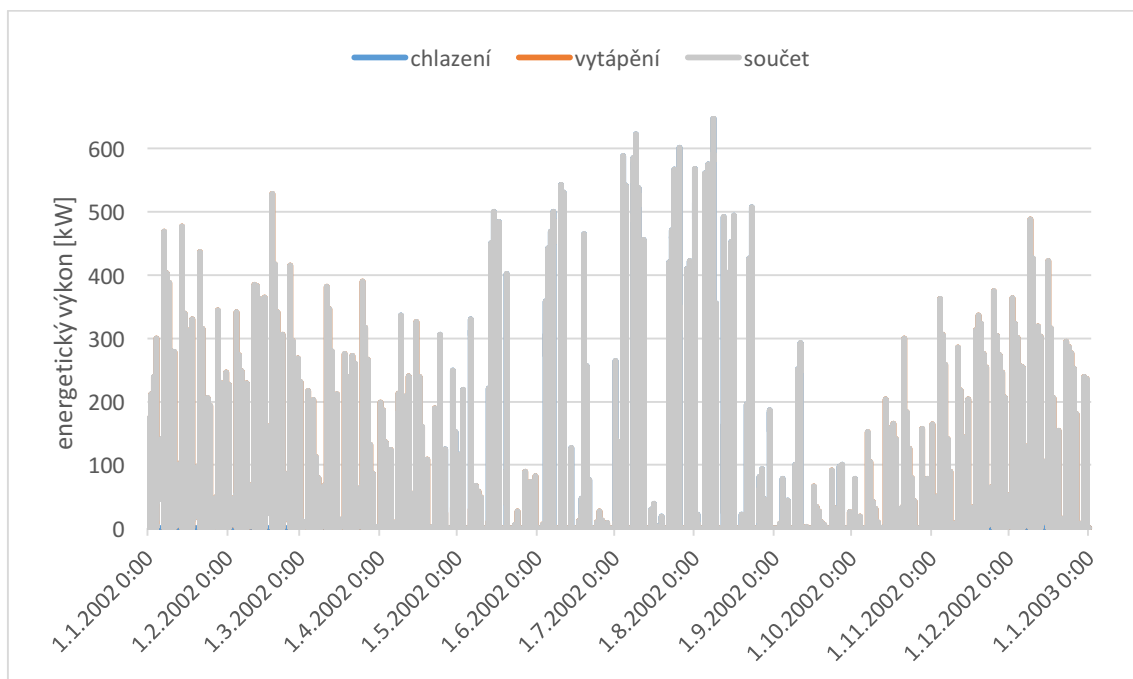
## 6 Návrh velikosti zdroje

### 6.1 Varianta V1

V první variantě je pro potřeby zajištění chladu užívána kompresorová chladicí jednotka. Její návrh ovlivňuje několik faktorů. Jako výchozí parametr slouží požadovaný chladicí výkon klimatizačního systému. Tato poptávka po chladu však kolísá v závislosti na teplotě vzduchu okolního prostředí, požadavcích pracovníků na parametry vnitřního prostředí a obsazeností budovy. Maximální hodnoty potřeby chladu tak není dosahováno konstantně. Vhodným řešením je návrh chladicí jednotky o menším výkonu, než je maximální požadovaný výkon během roku s ohledem na očištěný průběh požadovaného chladicího výkonu. Další faktory ovlivňující návrh jsou následující:

- podrobnější parametry chladicí jednotky: účinnost, vstupní a výstupní teploty
- provozní parametry: možnosti regulace výkonu, údržba systému, servis
- rozměrové: potřebný prostor, umístění ve stavební dispozici, umístění v exteriéru
- ekonomické: investiční náklady, provozní náklady
- ekologické: dopad na životní prostředí, závadnost při likvidaci chladiva, hlučnost

Klasické pojetí návrhu kompresorové jednotky počítá s instalací akumulční nádrže pro optimalizaci výkonu zařízení. V tomto případě, kdy je kompresory zajišťována potřeba tepla i chladu, musí být instalovány dvě nádrže. Jedna na akumulaci tepla, druhá na akumulaci chladu. Proto je optimalizace výkonu zajišťována jiným způsobem. Místo jedné centrální jednotky je výkon zajišťován souborem jednotek o menším výkonu, které se postupně zapínají nebo vypínají v závislosti na potřebě po daném výkonu. Zároveň tak mohou jednotky pracovat efektivně během přechodného období, kdy dochází k souběžné poptávce po teple i chladu. Místo dvou centrálních jednotek, kdy jedna pokrývá maximální poptávku po chladu a jedna maximální poptávku tepla, tak můžeme navrhnout několik menších jednotek o souhrnném výkonu ekvivalentním zhruba jedné centrální. Optimální velikost jednotek, jejich množství a souhrnný výkon navrhne podle průběhu potřeby po teple, chladu a jejich součtu.



Obr. 18: Součet potřeby vytápění a chlazení během roku

Z grafu můžeme vyčíst, že v přechodném období součet poptávky po teple a chladu nepřesahuje maximální požadovaný výkon na chlazení nebo vytápění.

Navržena je skupina kompresorových chladících jednotek Daikin VRV IV Q-series o výkonu 56 kW se schopností reverzního chodu pro výrobu tepla. Tyto jednotky jsou seskupeny ve třech skupinách po třech jednotkách a jedné skupině po dvou jednotkách. Společně jsou tak schopny dodat maximální výkon 616 kW, kterým je pokryto očištěné maximum o hodnotě 587 kW. Jako dvanáctá je instalovaná jednotka Daikin VRV IV S o výkonu 12,1 kW, která slouží pouze pro ohřev vody, jehož požadovaný výkon je během roku konstantní na úrovni 7,4 kW.

## 6.2 Varianta V2

Návrh třígeneračního systému musí kromě odběru chladu zohlednit zároveň i odběr tepla a elektrické energie. Tento návrh můžeme rozdělit do dvou částí. Návrh kogenerační jednotky a návrh absorpčního chlazení. Celý systém trigenerace je nutné v závěru posoudit. Vzhledem k tomu, že absorpční chladící jednotka neumožňuje zásadní modulaci výkonu, stává se nedílnou součástí také akumulární nádrž chladu. Díky tomu je možné akumulovat chlad, následně využívaný k pokrytí špiček v odběru, a tak dopomoci optimálnímu výkonovému rozsahu dané jednotky.

Požadavkům provozu administrační budovy vyhovuje koncept chladicího zařízení v sestavě s akumulací chladu ve vodním zásobníku. Hlavní funkcí zásobníku je vykrývání špiček potřeby chladu. Je tedy navržen tak, aby ho bylo možné naplno nabít přes noc, respektive mezi koncem a začátkem provozní doby objektu. Výsledný maximální výkon chladicí jednotky tedy může být ponížěn o část odpovídající kapacitě zásobníku.

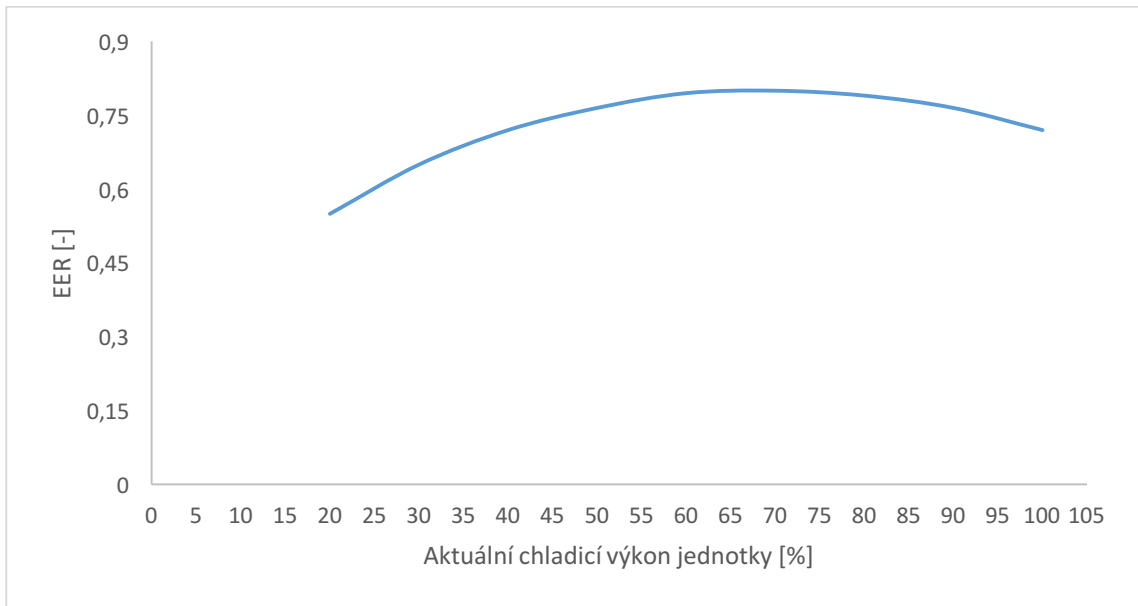
Pro účely trigenerace velmi dobře vyhovuje jednostupňová nepřímo vytápěná jednotka horkou vodou o teplotě 98 °C. Navržená varianta je od společnosti Broad, typ BDH 50 o výkonu 582 kW. Ta bude pracovat společně s akumulačním zásobníkem chladu, schopným pojmout výkon 5 kW, aby bylo možné pokrýt očištěný maximální požadovaný chladicí výkon.

#### **Katalogové parametry navržené absorpční chladicí jednotky Broad BDH 50:**

- |                        |                                      |
|------------------------|--------------------------------------|
| - elektrický příkon    | $P_e = 4,6 \text{ kW}$               |
| - chladicí výkon       | $P_{ch} = 582 \text{ kW}$            |
| - průtok chladicí vody | $V_{chv} = 146 \text{ m}^3/\text{h}$ |
| - spotřeba teplé vody  | $V_{tv} = 60 \text{ m}^3/\text{h}$   |

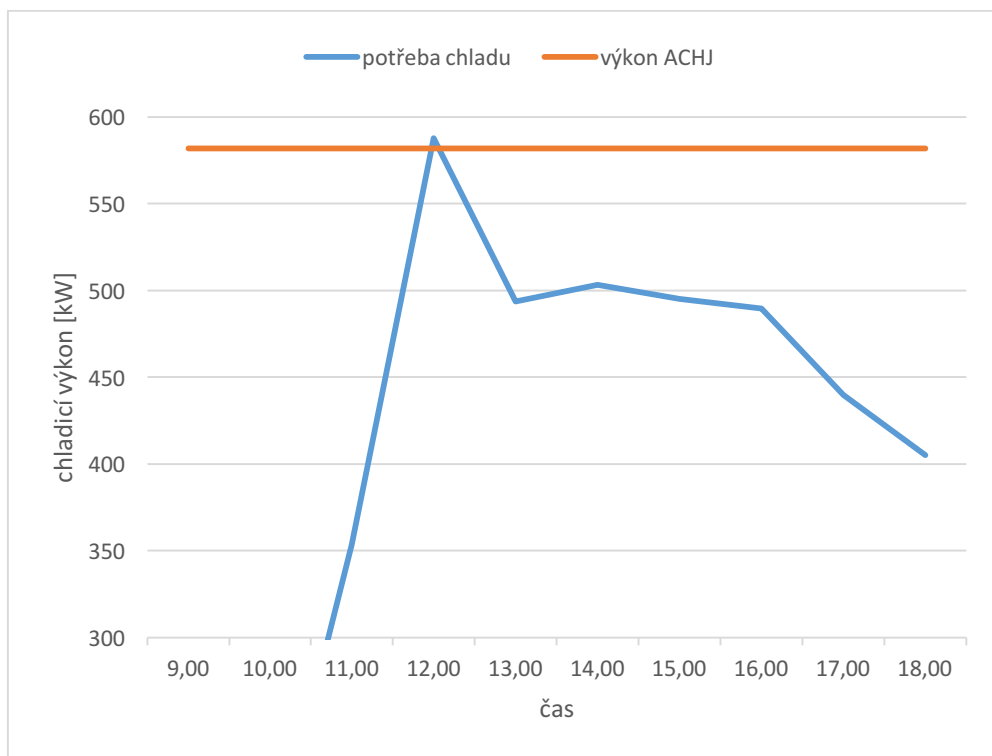
Předpokládáme, že bude jednotka pracovat nejčastěji při výkonu 542 kW, což odpovídá hodnotě modus požadovaného chladicího výkonu. Tento výkon je procentuálně 92 % maximálního výkonu jednotky. Z grafu funkce závislosti chladicího faktoru ERR na aktuálním chladicím výkonu této jednotky můžeme vyčíst, že při chladicím výkonu 92 % dosahuje absorpční jednotka téměř maximální účinnosti. Data grafu odpovídají dané jednotce při stanovených podmínkách.

- |                         |          |
|-------------------------|----------|
| - teplota chlazené vody | 7/14 °C  |
| - teplota chladicí vody | 37/30 °C |
| - teplota topné vody    | 98 °C    |



Obr. 19: Závislost EER na aktuálním chladicím výkonu

Pro stanovení velikosti akumulční nádoby byl ze dnů, u kterých poptávka přesahuje poptávka po chladu maximální výkon jednotky, vybrán den 4. července, protože nejlépe charakterizuje činnost zásobníku. Z dat za tento den vyplývá, že je nutné pokrýt špičku o velikosti 5 kWh množství chladu.



Obr. 20: Potřeba dodávky chladu dne 4. července a maximální výkon chladicí jednotky

Na toto množství chladu 5 kWh, které chceme uchovat v zásobníku navrheme jeho velikost. Tu je možné vypočítat z následujícího vztahu:

$$V_{zch} = \frac{\Delta Q_{max}}{\Delta t \cdot c_w \cdot \rho} = \frac{5 \cdot 3600}{6 \cdot 4,19 \cdot 1000} = 0,72 \text{ m}^3$$

kde

- $\Delta Q_{max}$  potřebná uložená energie [kWh]
- $\Delta t$  teplotní spád chlazené vody [K]
- $c_w$  měrná tepelná kapacita vody [kJ/(kg\*K)]
- $\rho$  hustota vody [kg/m<sup>3</sup>]
- $V_{zch}$  velikost zásobníku chladu [m<sup>3</sup>]

Velikost 0,72 m<sup>3</sup> odpovídá požadovanému objemu 720 litrů. Navržený zásobník je typu Secespol TXE-ARZ 1000 o kapacitě 1000 litrů. Tato kapacita poskytuje jistou rezervu pro vyšší požadavky po chladu a tepelné ztráty zásobníku.

Další krok je návrh kogenerační jednotky. Tepelný výkon, dodávaný kogenerační jednotkou v podobě teplé vody, potřebný pro maximální výkon chladící jednotky vypočítáme z hodnoty průtoku teplé vody a jejích teplot. Parametry pracovního stavu jednotky jsou následující:

Teplota teplé vody na přívodu:	98 °C
Tepelný spád jednotky:	98/88 °C
- entalpie při teplotě 98 °C	$i_{98} = 411,3 \text{ kJ/kg}$
- entalpie při teplotě 88 °C	$i_{88} = 369,3 \text{ kJ/kg}$
- hustota při teplotě 95 °C	$\rho_{H_2O95} = 961,9 \text{ kg/m}^3$
- průtok teplé vody	$V_{tv} = 60 \text{ m}^3/\text{h}$

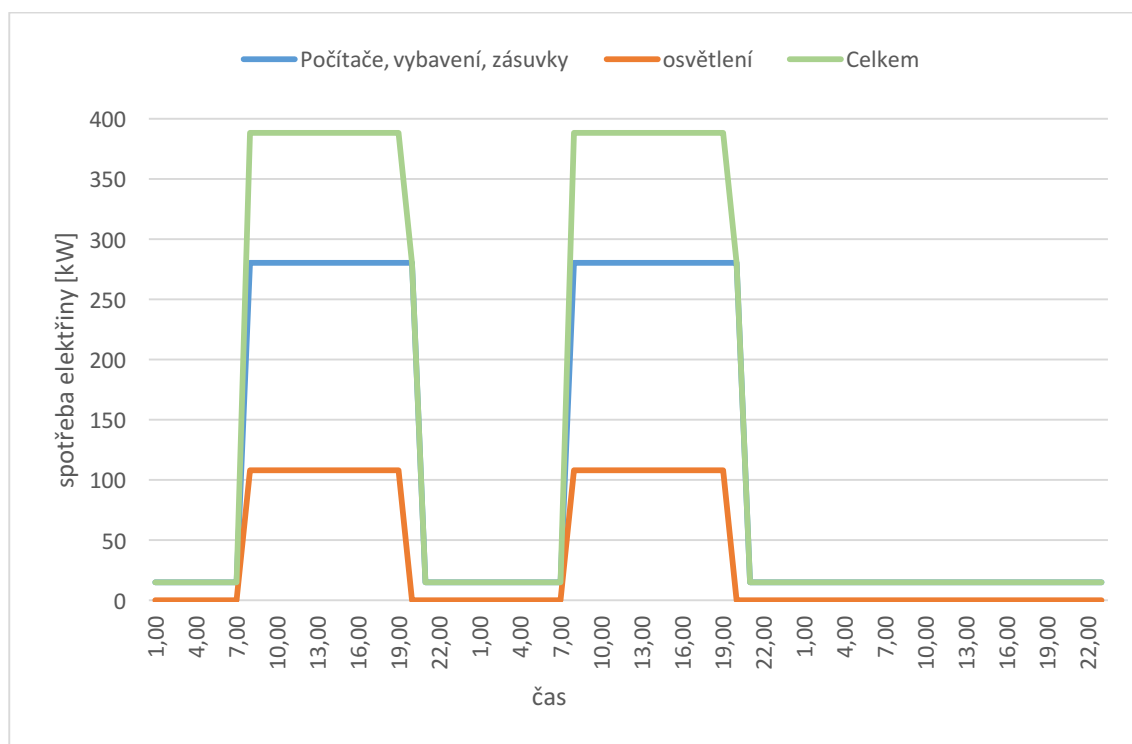
Výsledný požadovaný tepelný výkon kogenerační jednotky  $P_t$ :

$$P_t = \frac{V_{tv} \cdot \rho_{H_2O95} \cdot (i_{98} - i_{88})}{3600} = \frac{60 \cdot 961,9 \cdot (411,3 - 369,3)}{3600} = 672 \text{ kW}$$

Na základě tohoto výpočtu byla navržena kogenerační jednotka spalující zemní plyn Tedom Quanto D600, o následujících parametrech:

- elektrický výkon 600 kW
- tepelný výkon 734 kW
- příkon v palivu 1433 kW

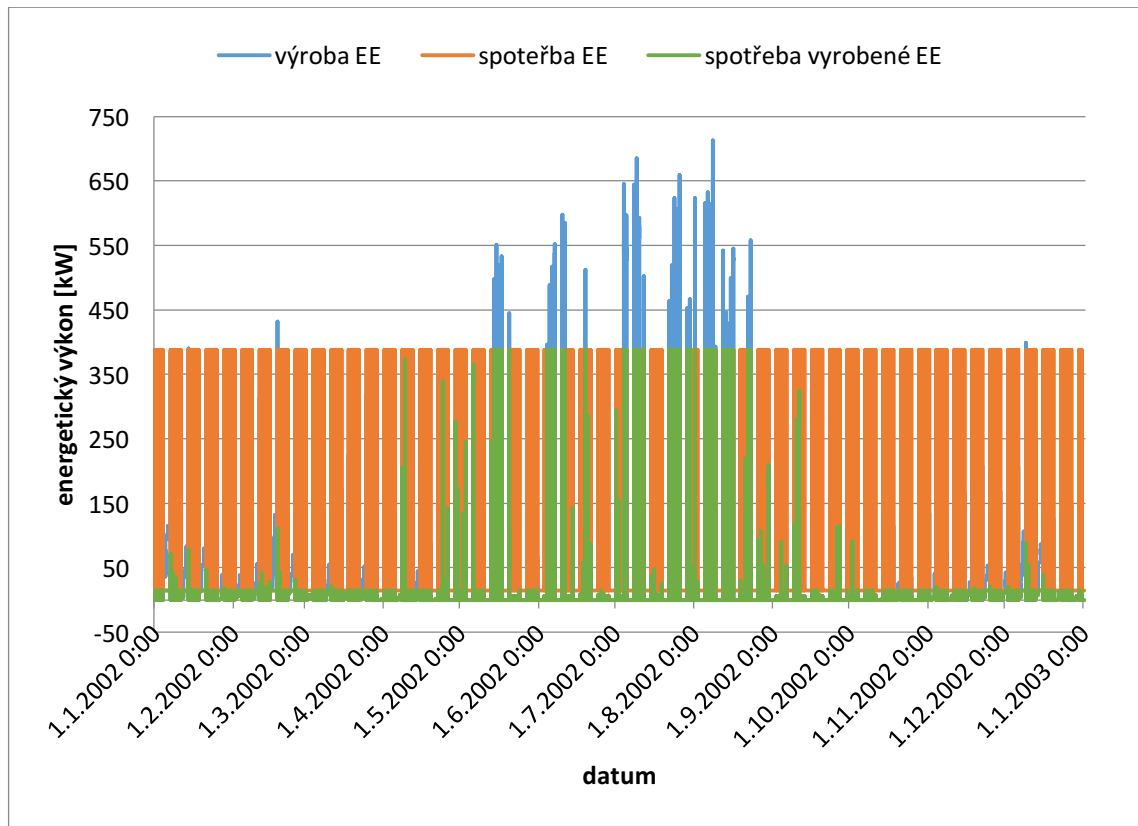
Prací kogenerační jednotky dochází, kromě výroby tepla i k výrobě elektrické energie. Tato elektřina bude užívána především ke spotřebě v rámci budovy. Suma spotřebované elektřiny uvnitř budovy za rok je 1 371 173 kWh. Spotřeba elektřiny v budově je během roku i jednotlivých dnů konstantní. Liší se pouze o víkendech, kdy běží jen základní spotřebiče.



Obr. 21: Spotřeba elektrické energie v budově během pracovních dnů a víkendu

Předpokládaná suma vyrobené elektřiny vychází z potřeby výroby tepla na vytápění a chlazení kogenerační jednotkou. Suma takto vyrobené elektřiny za rok je asi 291 528 kWh. Nelze ovšem předpokládat, že veškerou vyrobenou elektřinu bude možné okamžitě spotřebovat přímo v budově. Ačkoli je výroba elektřiny kogenerační jednotkou přímo závislá na potřebě po vytápění a chlazení, a této potřebě přibližně odpovídá

potřeba elektrické energie, v důsledku nesoučasnosti výroby dochází k mírným přebytkům ve výrobě elektřiny. Nadbytek elektřiny bude odváděn do distribuční sítě.



Obr. 22: Přehled elektrické energie vyrobené a spotřebované v místě budovy

Současná výroba a spotřeba v místě, tedy v budově, pokrývá asi 65 % takto vyrobené energie. To je 185 125 kWh elektrické energie za rok. S vyrobenou elektřinou je nutné počítat i v ekonomickém vyhodnocení, protože jde o neodílnou součást výroby tepla a zajištění chladu ve schématu trigenerace ve variantě V2.

Dimenzování chladicí věže vyháží z průtoku chladicí vody. Teplota chladicí vody je na vstupu  $t_{ch\ vst\up} = 30\text{ °C}$  a na výstupu  $t_{ch\ výst\up} = 37\text{ °C}$ . Odpovídající entalpie jsou na vstupu  $h_{ov\ vst\up} = 125,2\text{ kJ/kg}$  a  $h_{ov\ výst\up} = 154,7\text{ kJ/kg}$ . Z toho vyplývající chladicí výkon věže se vypočte jako:

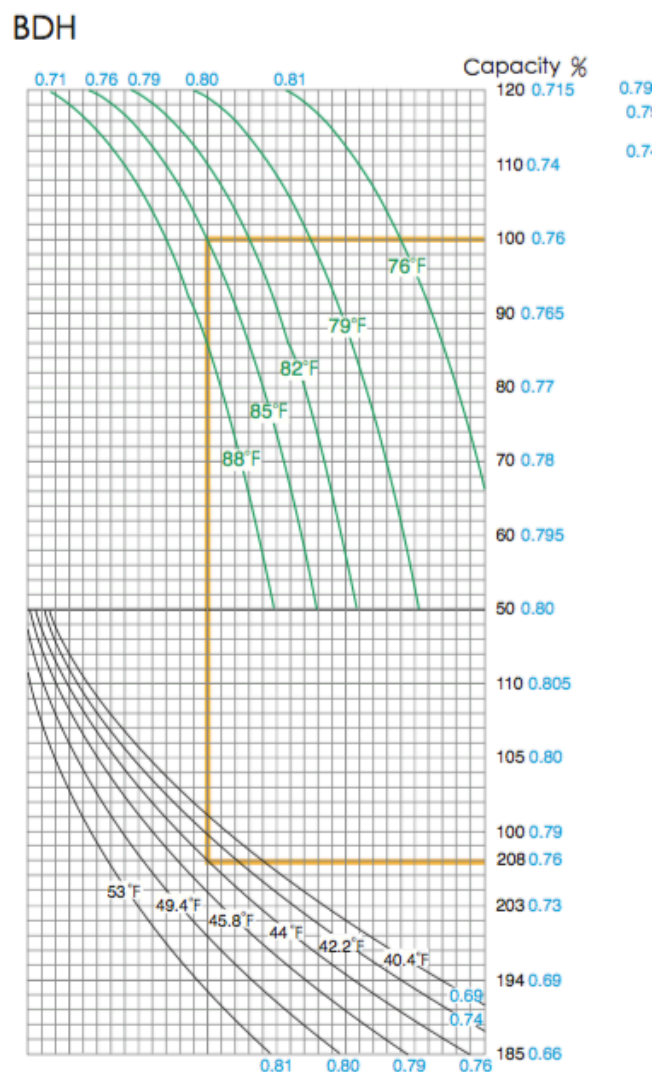
$$\begin{aligned}
 P_{ch\ věž} &= \frac{V_{o\ abs} \cdot \rho_{H_2O35} \cdot (i_{o\ výst\up} - i_{o\ vst\up})}{3600} = \\
 &= \frac{146 \cdot 994,1 \cdot (154,7 - 125,2)}{3600} = 1192\text{ kW}
 \end{aligned}$$



Výpočet účinnosti pro absorpční jednotku vychází z grafu poskytnutého výrobcem daného zařízení. Na něm je zobrazena vzájemná závislost teploty chladící vody, teploty chlazené vody, kapacity chlazení a teploty topné vody. Na základě volby tří parametrů je možné odečíst zbývající čtvrtý parametr. Volba těchto parametrů by neměla být náhodná a jednotlivé parametry je vhodné zvolit ve vzájemné závislosti. Může se tak stát, že se na diagramu neprotnou žádoucí křivky. To způsobí nepřesnost ve výsledném výpočtu účinnosti.

### Vstupní parametry

- požadovaný výkon 582 [kW]
- teplota chladící vody na vstupu 30 °C
- teplota chlazené vody na výstupu 7 °C
- teplota topné vody na vstupu 98 °C



Obr. 23: Diagram pro výpočet EER absorpční jednotky

Tab. 6: Vstupní parametry pro výpočet EER

Parametr	Hodnota	COP
Kapacita chlazení	117%	0,715
Teplota chladicí vody na vstupu	27 °C	0,75
Teplota chlazené voda na výstupu	6 °C	0,78
Teplota topné vody na vstupu	98 °C	0,77

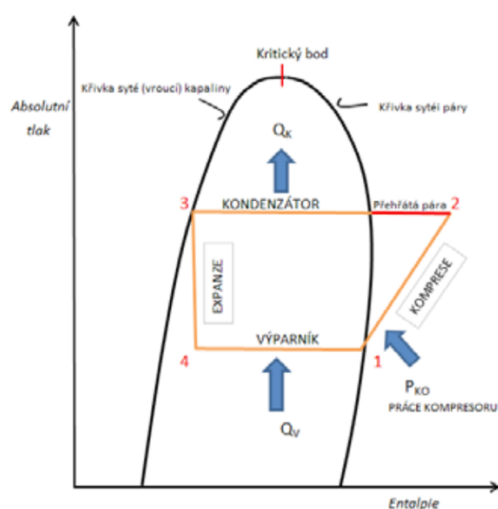
Na základě odečtených hodnot z diagramu stanovíme účinnost jednotky jako aritmetický průměr čtyř hodnot EER.

$$EER = \frac{0,715 + 0,755 + 0,78 + 0,77}{4} = 0,76 [-]$$

### 6.3 Bilanční výpočty oběhu zařízení

Bilanční výpočty vycházejí z rovnic zmíněných v návrhu chladících jednotek obou variant. Výsledné hodnoty jsou pro každou navrženou variantu shrnuty v bilančních schématech. V těchto schématech jsou popsány vlastnosti chladiva v každé fázi daného cyklu. Díky tomu můžeme dosáhnout hlubšího porozumění, jak každý z cyklů funguje a jak každé ze zařízení ve skutečnosti pracuje s energiemi od vstupu do výstupu v daném cyklu.

#### 6.3.1 Bilance oběhu pro variantu V1



Obr. 24: p-h diagram porovnávacího cyklu

Následující výpočty jsou zobrazeny na p-h diagramu. Jeho výhodou je, že zobrazuje tři ze čtyř tepelných procesů jako přímky. Na základě poměrů délek těchto příček lze určit aktuální výši chladicího faktoru. Největší vliv na tuto hodnotu má použité chladivo, kondenzační teplota a výparná teplota. Díky vhodnějším termodynamickým vlastnostem chladiva je možné změnit plochu, kterou vymezuje tepelný oběh v diagramu tak, aby byl poměr délek větší díky větší šířce mezních křivek. Podobně se snižuje potřeba po práci kompresoru s rostoucí teplotou kondenzace, za stále stejného odběru tepla. Díky tomu je také možné snížit hmotnostní průtok chladiva. A za stejných podmínek má obdobný dopad i zvýšení výparné teploty. Tyto bilanční výpočty odpovídají navrženým kompresorovým jednotkám Daikin VRV a chladivu R410A.

Pro parní oběh kompresoru jsou zásadní tři složky výkonu. Na začátku stojí mechanický výkon kompresoru dodávající do cyklu práci, zobrazovanou jako  $Q_e$ . Na základě toho může být chladivem ve výparníku odebráno teplo, značené jako  $Q_o$ . Ve výsledku je nutné součet těchto výkonů odvést mimo soustavu. Tento výkon značíme  $Q_k$ . Dohromady pak platí tato rovnice:

$$Q_k = Q_o + Q_e \quad [W]$$

- $Q_k$  Tepelný výkon odváděný kondenzátorem z cyklu [W]
- $Q_o$  Tepelný výkon odebíraný cyklem ve výparníku [W]
- $Q_e$  Mechanický výkon přiváděný do cyklu kompresorem [W]

Pro zjištění umístění bodů v p-h diagramu je důležité vypočítat hodnoty entalpie ve všech čtyřech bodech. K tomu jako podklad slouží tabulky termodynamických vlastností daného chladiva. V tomto případě jde o chladivo R410A. Jedná se o nejpoužívanější chladivo používané pro účely malých a středních klimatizací v občanské výstavbě. Odpovídající tabulka vlastností tohoto chladiva v podobě p-h diagramu následuje na konci kapitoly. Vstupní hodnoty pro výpočet bodů v oběhu vycházejí od teploty vypařování chladiva ve výparníku  $t_0$  a teploty kondenzace chladiva  $t_k$ .

$$t_0 = t_m - 0,5 \cdot \Delta t_m - \Delta m = 9 - 0,5 \cdot 6 - 5 = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota rosného bodu chladiče  $t_r$  požadovaná k odvození  $t^0$  je rovna přibližně středí teplotě chladicí vody  $t_m$ . Ta je rovna  $9\text{ }^\circ\text{C}$  pro teplotní spád chladiva  $6/12\text{ }^\circ\text{C}$ . Tento rozdíl  $\Delta t_m = 6\text{ K}$  a rozdíl krajní teploty chladiva od teploty  $t_0$  je  $\Delta m = 5\text{ K}$ .

Pro určení teploty kondenzace chladiva vycházíme z teploty vnějšího vzduchu proudícího ve chladicí věži  $t_{ev} = 32\text{ }^\circ\text{C}$ , což odpovídá reálným podmínkám na našem území. Reálné ochlazení vody ve věži je  $\Delta t_w = 6\text{ }^\circ\text{C}$  a rozdíl teplot  $\Delta = 5\text{ }^\circ\text{C}$ . Tomuto rozdílu odpovídá výstupní teplota vody z chladicí věže  $t_{w1} = 32\text{ }^\circ\text{C}$ .

$$t_k = t_{w1} + \Delta t_w + \Delta w = 32 + 6 + 5 = 43\text{ }^\circ\text{C}$$

Jako první se určí entalpie pro bod 1 na základě velikosti výparné teploty  $t_0$ , protože je v tomto bodě na úrovni syté páry. Na základě této hodnoty můžeme z tabulek chladiva odečíst hodnotu entropie  $s_1$  a entalpie  $h_1$  odpovídající bodu nasycené páry při teplotě  $0\text{ }^\circ\text{C}$ .

$$s_1 = 1,81\text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$h_1 = 421,2\text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Pro druhý bod platí izentropická komprese. Hodnoty entropie  $s_1$  a  $s_2$  jsou proto totožné. Hodnota entalpie  $h_2$  se určí z průniku entropie a izobary kondenzačního tlaku odpovídající úrovni  $p_k = 22,54\text{ bar}$ .

$$h_2 = 449,55\text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Stav v bodě 3 odečteme na průsečíku křivky kondenzace s úsečkou odpovídající teplotě chladiva  $t_k = 37\text{ }^\circ\text{C}$ . Hodnota entalpie je však totožná pro body 3 a 4, protože se jedná o izoentalpickou termodynamickou změnu, při níž se úroveň entalpie nemění. Tyto body spojuje svislá úsečka na levé straně obrazce kopírující přímkou konstantní entalpie.

$$h_3 = h_4 = 260,73\text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Chladicí faktor charakterizujeme jako podíl tepla odebraného v cyklu a práce dodané v kompresoru. Výchozí rovnici pro tepelný výkon tedy podělíme hodnotou měrného průtoku chladiva  $m$ .

$$\frac{Q_k}{m} = \frac{Q_o}{m} + \frac{Q_e}{m} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Tím získáme rovnici potenciálně uvolnitelných energií.

$$q_k = q_o + a_{kom} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

kde  $q_o$  odpovídá energii přivedenému do oběhu,  $a_{kom}$  práci kompresorů a  $q_k$  energii odvedené kondenzátorem z oběhu.

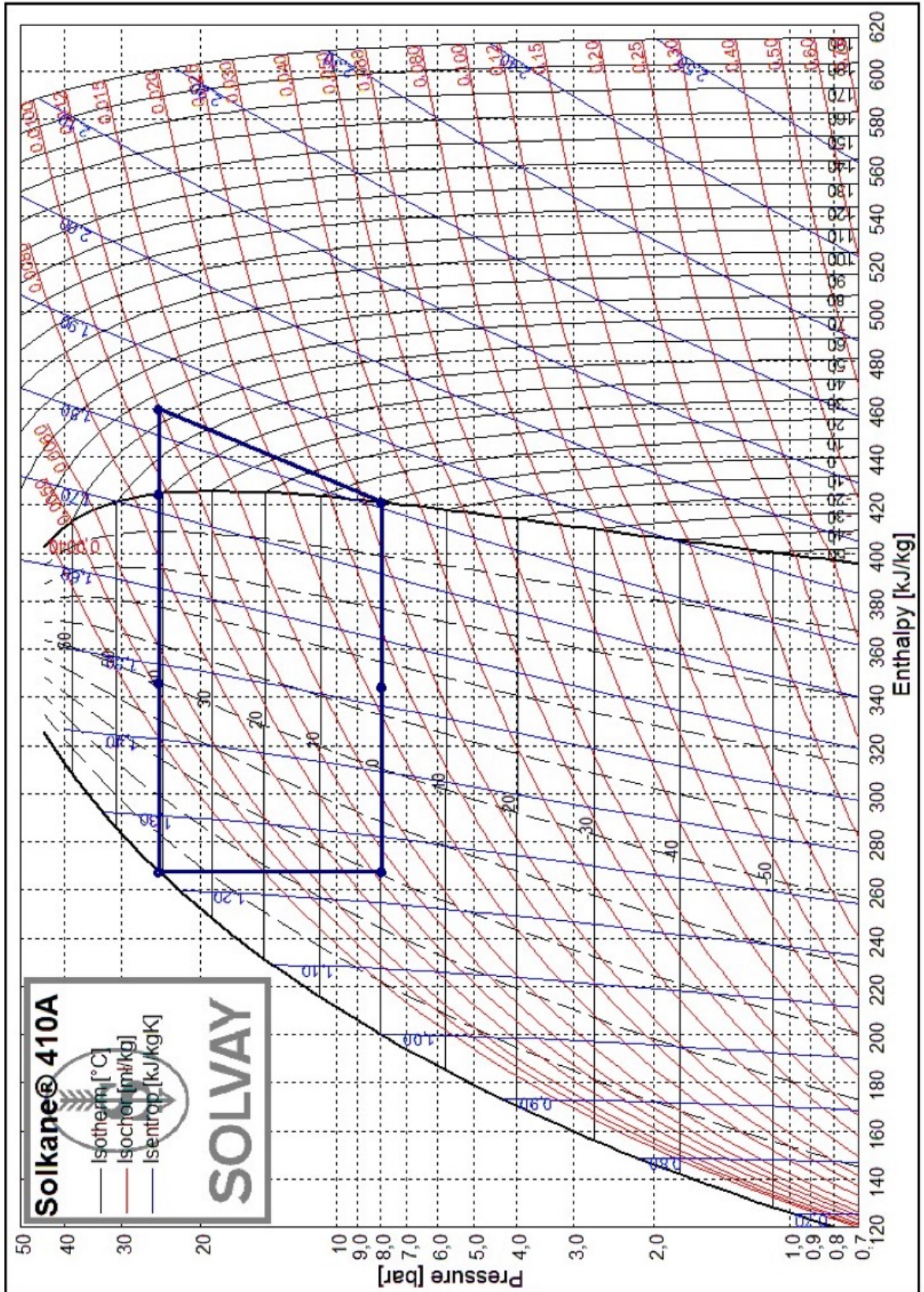
$$q_o = h_1 - h_4 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

$$a_{kom} = h_2 - h_1 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Odpovídající chladicí faktor pak získáme z následujícího vzorce.

$$\varepsilon_{ch} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{421,23 - 260,73}{449,55 - 421,23} = 5,68 \text{ [-]}$$

Reálný oběh se mírně liší od právě popsaného teoretického zjednodušeného tepelného oběhu. Ve skutečnosti neprobíhá izoentropická komprese, jak je uvažováno v teorii, ale polytropická komprese. Nejdříve dojde k ohřátí přivedeného chladiva v důsledku stlačení. Následně se jeho teplota dále zvyšuje, čímž vzniká teplo kterým je kompresor zahříván. Není tak splněn předpoklad o adiabatickém stlačení chladiva v kompresoru. K další odlišnosti dochází při kondenzaci. V jejím závěru je nutné pro správnou práci okruhu, aby docházelo k podchlazení chladiva. Bod 3 se tak posune mírně doleva za křivku syté páry.



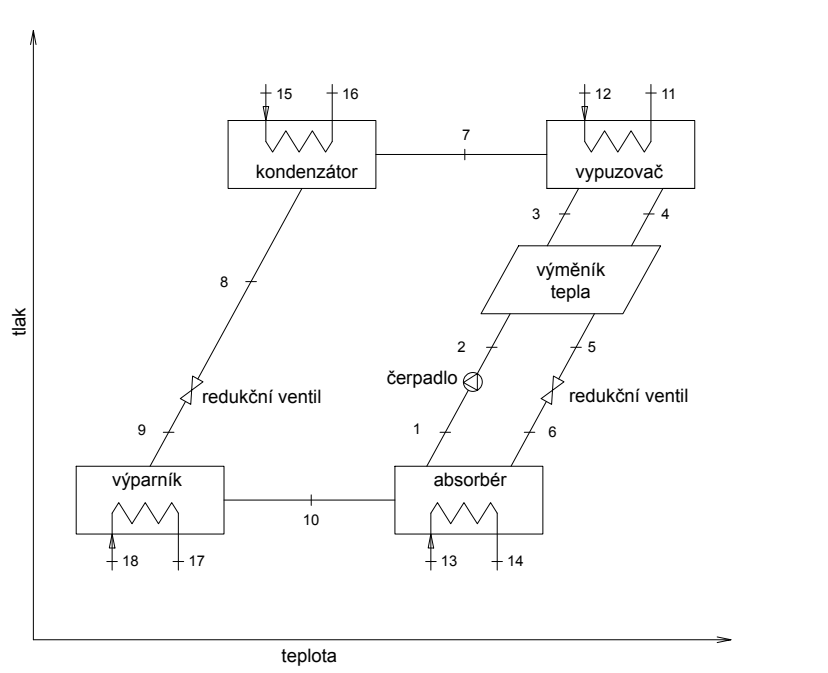


### 6.3.2 Bilance oběhu pro variantu V2

V oběhu absorpčního cyklu se vyskytuje pět proudů energie, působících v různých místech jednotky.

$$Q_k + Q_a = Q_t + Q_o + Q_e$$

- $Q_k$  tepelný výkon z cyklu odváděný v kondenzátoru [W]
- $Q_a$  tepelný výkon z cyklu odváděný v absorbéru [W]
- $Q_t$  topný tepelný výkon přiváděný do cyklu ve vypuzovači [W]
- $Q_o$  tepelný výkon cyklem odebraný ve výparníku [W]
- $Q_e$  mechanický výkon čerpadla směsi do cyklu přiváděný [W]



Obr. 25: Schéma cyklu absorpčního chlazení

Základní bilanční útvary jsou části jednotky, ve kterých dochází ke změně některého z parametrů chladiva nebo energetického přenosu. Tyto parametry jsou měrná entalpie chladiva, hmotnostní průtok chladiva, tlak, teplota a koncentrace  $H_2O$ . K váhové jednotce chladiva jsou tak zavedeny tyto pomocné veličiny. Poměrné teplo  $q$ , měrné teplo  $q$  a poměrné obíhající množství v chudém a bohatém roztoku  $f$ . Tyto veličiny se vyčíslují pro jednotlivé části jednotky, kterými jsou výparník, absorbér, kondenzátor, vypuzovač a výměník tepla.

Nejprve je nutné zvolit parametry oběhu. Pomocí kondenzační teploty  $t_{KO} = t_{w2} + (3 \text{ až } 10 \text{ } ^\circ\text{C})$  určíme v grafu vlastností pracovní látky kondenzační tlak chladiva  $p_{KO}$ . Z hodnoty vypařovací teploty  $t_v = t_{s2} + (3 \text{ až } 10 \text{ } ^\circ\text{C})$  zjistíme vypařovací tlak  $p_v$  ve výparníku. Dále určíme tlak v absorbéru  $p_a = (0,1 - 0,49 \text{ bar})$ , který zde zajišťuje přestup hmoty proudění par, teplotu chudého roztoku z vypuzovače  $t_3 = t_{t2} + (3 \text{ až } 15 \text{ } ^\circ\text{C})$  a teplotu bohatého roztoku  $t_6 = t_{w4} + (2 \text{ až } 10 \text{ } ^\circ\text{C})$  vystupujícího z absorbéru.

kondenzační teplota	$t_{KO} = t_{w2} + (3 \text{ až } 10 \text{ } ^\circ\text{C})$
kondenzační	tlak $p_{KO}$
vypařovací teplota	$t_v = t_{s2} + (3 \text{ až } 10 \text{ } ^\circ\text{C})$
vypařovací tlak	$p_v$
tlak v absorbéru	$p_a = (10 \text{ až } 49 \text{ kPa})$
teplota chudého roztoku	$t_3 = t_{t2} + (3 \text{ až } 15 \text{ } ^\circ\text{C})$
teplota bohatého roztoku	$t_6 = t_{w4} + (2 \text{ až } 10 \text{ } ^\circ\text{C})$
koncentrace chladiva	$\xi_d = 1$

### Stanovení bilančních hodnot

Nyní jsou vypočteny parametry oběhu pro jednotlivé body, zobrazené v tabulce na konci této kapitoly.

Entalpie  $h_3$  a koncentrace chudého roztoku  $\xi_{ch}$  je určena z  $h - p$  diagramu pro danou pracovní látku. Jejich hodnoty odpovídají bodu, kde se protínají křivky parametrů  $p_{KO}$  a  $t_3$ . Stejným způsobem stanovíme entalpie  $h_6$ , respektive  $h_1$ , s koncentrací bohatého roztoku  $\xi_b$  podle odpovídající dvojice parametrů  $p_a$ ,  $t_6$  a entalpie  $i_2$  spolu s teplotou  $t_2$ , odpovídající kombinaci parametrů  $p_{KO}$  a  $\xi_b$ .

V dalším kroku stanovíme obíhající množství chudého roztoku a analogicky k němu i množství bohatého roztoku.

chudý roztok	$f - 1 = \frac{k_d - k_b}{k_b - k_{ch}}$
bohatý roztok	$f = \frac{k_d - k_{ch}}{k_b - k_{ch}}$



Abychom mohli zohlednit vliv výměníku tepla, musíme stanovit entalpii  $h_4$ , odpovídající parametrům  $t_4$  a  $\xi_{ch}$ , dále teplotu  $t_4$  a množství měrného tepla  $q_{VT}$  vyměněného mezi bohatým a chudým roztokem.

$$t_4 = t_6 + (3 \text{ až } 5 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$q_{VT} = (f - 1) \cdot (h_3 - h_4)$$

Graf parametrů pracovní látky opět využijeme pro určení entalpie  $h_{12}$ , která odpovídá parametrům  $p_v$  a  $\xi_d$ , stanovení entalpie  $h_8$  z hodnot parametrů  $p_{KO}$  a  $\xi_s$  a entalpie  $h_9$  reaguje na parametry  $p_{KO}$  a  $t_{KO}$ . Pro zjištění parametrů v bodě 13 začneme výpočtem teploty  $t_{13}$ .

$$t_{13} = t_9 - (5 \text{ až } 10 \text{ } ^\circ\text{C})$$

Díky tomu určíme entalpii  $h_{13}$  z hodnot  $t_{13}$  a  $\xi_d$ . Nakonec tohoto kroku získáme teplo  $q_{DO}$  vyměněné v dochlazovači a entalpii v bodě  $h_{10}$ .

$$q_{DO} = h_{13} - h_{12}$$

$$h_{10} = h_q - q_{DO}$$

Teplota  $t_{10}$  pak vychází z parametrů  $h_{10}$  a  $\xi_d$ . Dále je pro bod 7 odečtena entalpie  $h_7$  a koncentrace  $\xi_m$ . Ty v grafu odpovídají parametrům  $p_{KO}$  a  $t_2$ . Pro další postup je nutné stanovit účinnosti rektifikace  $\eta_{REK}$ , která se pro dvojici kapalin voda LiBr rovná asi 0,8. Na závěr tohoto kroku stanovíme entalpii  $h_p$  z následujícího vztahu.

$$h_p = h_7 + \frac{k_d - k_m}{k_m - k_b} \cdot (h_7 - h_2)$$

Nyní je možné určit úroveň jednotlivých hodnot měrného tepla v každé z částí absorpční jednotky. Tyto hodnoty spočteme z následujících vztahů.

výparník:  $q_V = h_{12} - h_{10} = h_{12} - h_{11} \text{ [kJ/kg]}$

absorbér:  $q_A = h_{13} - [h_4 - f \cdot (h_4 - h_6)] \text{ [kJ/kg]}$

kondenzátor:  $q_K = h_8 - h_9 \text{ [kJ/kg]}$

vypuzovač:  $q_G = h_p - [h_4 - f \cdot (h_4 - h_6)] \text{ [kJ/kg]}$

výměník:  $q_D = h_p - h_8 \text{ [kJ/kg]}$

Správnost těchto dat lze snadno zkontrolovat. Při dosazení do následující rovnice se musí levá strana rovnat pravé.

$$q_V + q_G = q_K + q_A + q_D$$

Chladicí faktor jednotky vypočítáme za pomoci hodnot měrného tepla ve výparníku a vypuzovači. Tedy poměrem těchto toků na straně odběru chladu a na straně vložení pohonné energie.

$$E = q_V/q_G$$

Další krok se věnuje výpočtu skutečných tepelných, potažmo chladicích výkonů. Úroveň těchto výkonů odpovídá skutečnému množství obíhajícího chladiva ve formě chudého a bohatého roztoku.

$$m_m = \frac{Q_v \cdot 1000}{q_v} \left[ \frac{MJ}{h} \right]$$

$$m_b = f \cdot m_m$$

$$m_{ch} = (f - 1) \cdot m_m$$

Skutečné tepelné, respektive chladicí výkony nyní můžeme určit pro jednotlivé části jednotky sorpčního chlazení.

$$Q_V = \frac{q_V \cdot m_m}{1000} = \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \cdot \left[ \frac{kg}{h} \right] = [MJ/h]$$

$$Q_A = \frac{q_A \cdot m_m}{1000} = \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \cdot \left[ \frac{kg}{h} \right] = [MJ/h]$$

$$Q_K = \frac{q_K \cdot m_m}{1000} = \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \cdot \left[ \frac{kg}{h} \right] = [MJ/h]$$

$$Q_G = \frac{q_G \cdot m_m}{1000} = \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \cdot \left[ \frac{kg}{h} \right] = [MJ/h]$$

$$Q_D = \frac{q_D \cdot m_m}{1000} = \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \cdot \left[ \frac{kg}{h} \right] = [MJ/h]$$

Takto vypočteme spotřebu chladiva pro absorbér, kondenzátor, deflegmátor a celkovou spotřebu.

$$m_{WA} = \frac{Q_A \cdot 1000}{h_{w4} - h_{w3}} = \left[ \frac{MJ}{h} \right] / \left[ \frac{kJ}{kg} \right] = [kg/h]$$

$$m_{WKO} = \frac{Q_K \cdot 1000}{h_{w2} - h_{w1}} = \left[ \frac{MJ}{h} \right] / \left[ \frac{kJ}{kg} \right] = [kg/h]$$

$$m_{WD} = \frac{Q_D \cdot 1000}{h_{w6} - h_{w5}} = \left[ \frac{MJ}{h} \right] / \left[ \frac{kJ}{kg} \right] = [kg/h]$$

$$m_t = \frac{Q_G \cdot 1000}{h_{t1} - h_{t2}} = \left[ \frac{MJ}{h} \right] / \left[ \frac{kJ}{kg} \right] = [kg/h]$$

Tab. 7: Parametry chladicího cyklu absorpční jednotky

č.	entalpie h [kJ/kg]	hmotnostní průtok m [kg/s]	tlak p [bar]	teplota t [°C]	koncentrace chladiwa ξ [%]
1	42,3	0,31	0,61	35,6	43,1
2	42,3	0,31	7,15	35,6	43,1
3	78,1	0,31	7,15	67,1	43,1
4	109,7	0,29	7,15	92,7	37,4
5	81,6	0,29	7,15	58,1	37,4
6	81,6	0,29	0,61	49,5	37,4
7	1287,2	0,03	7,15	81,1	1
8	86,1	0,03	7,15	43,2	1
9	86,1	0,03	0,61	2	1
10	1267,4	0,03	0,61	2	1
11	201,4			98	
12	182,1			88,1	
13	53,3			30	
14	77,8			37	
15	63,2	2,71		30	
16	77,8			37	
17	25,3			14	
18	16,5			7	

## 7 Ekonomická analýza provozu zdrojů

Zhodnotit ekonomiku systému za celou dobu provozu lze pouze orientačně. Na výslednou bilanci má vliv mnoho faktorů, z nichž převážná většina v čase mění svoji cenu. V první řadě se promítnou náklady prvotní investice. Ceny nových technologií v čase klesají v důsledku úspory z rozsahu a úspory ze specializace na straně výrobce. Proto je při posuzování opakované investice nepřesné uvažovat stejnou cenu jako při prvním nákupu, očištěnou pouze o míru diskontu. Přesto se však takto často ve výpočtu uvažuje, jednak proto, že není možné v danou dobu získat přesnější informace a také pro zajištění přehlednosti výpočtu. Stejný postup byl zvolen i u výpočtu ekonomiky u varianty V1. Dále se mění čase zásadně mění ceny jednotlivých vstupních energií a ceny servisu a údržby zařízení. Další položkou, kterou je nutné odhadnout jsou náklady na opravy. Ty zohledňují poruchovost konkrétního systému a pro různé instalace se může výrazně měnit.

Při výpočtu variabilních nákladů v první řadě vycházíme ze společných parametrů jednotlivých systémů. Pro obě varianty je společná roční poptávka po teple a chladu. Ta za simulovaný rok dosáhla následující úrovně.

Potřeba tepla (vytápění + teplá voda)  $E_{pt} = 18619 \text{ kWh}$

Potřeba chladu  $E_{pch} = 160456 \text{ kWh}$

Další parametry jsou rozpracovány pro každou variantu zvlášť.

### 7.1 Zhodnocení varianty V1

Pro výrobu tepla i chladu je v této variantě používána pouze elektrická energie, spotřebovávaná kompresorovou jednotkou. Pro získání celkové spotřeby elektřiny za rok vynásobíme jednotlivé potřeby příslušným faktorem účinnosti (COP, EER).

$$E_{et} = \frac{E_{pt}}{COP} = \frac{18619}{3,81} = 4887 \text{ kWh}$$

$$E_{ech} = \frac{E_{pch}}{EER} = \frac{160456}{3,03} = 52956 \text{ kWh}$$

$$E_{celk} = E_{et} + E_{ch} = 4887 + 52956 = 57843 \text{ kWh}$$

Jednotková cena elektrické energie	2,21 Kč/kWh
Cena za elektrickou energii celkem	127 833 Kč/rok

Kde  $E_{et}$  je spotřeba elektrické energie pro výrobu požadovaného množství tepla  $E_{pt}$ . COP je tepelný faktor konkrétních použitých jednotek. Stejně tak je  $E_{ech}$  spotřeba elektrické energie vyžadovaná k vyrobení požadovaného množství chladu  $E_{pch}$  a EER příslušný chladicí faktor použité jednotky. Celkem tedy kompresorové jednotky za rok spotřebují  $E_{celk} = 57\,843$  kWh elektrické energie. Při jednotkové ceně 2,21 Kč/kWh elektřiny jsou tak roční náklady na energii 127 883 Kč. Další náklady obsahují projekční práce, montáž a údržbu. Tyto údaje jsou zpracovány za celý rok a posouzeny za období třiceti let jako běžný a diskontovaný tok peněz. Graf s těmito údaji tvoří náklady na zajištění tepla a chladu je součástí kapitoly 7.3. V něm se také počítá s kratší životností kompresorových jednotek, asi 15 let. Na rozdíl od absorpční chladicí jednotky, která životnost 30 let běžně dosahuje. Podrobné vyčíslení všech položek je v kapitole 7.3, kde jsou porovnány varianty V1 a V2.

Tab. 8: Struktura nákladů

Pořizovací náklady	KCHJ	980	tis. Kč
	projekce, montáž, příslušenství	170	tis. Kč
	<b>PN celkem</b>	<b>1150</b>	<b>tis. Kč</b>
Fixní náklady	údržba	60	tis. Kč
Variabilní náklady	cena elektrické energie	1,95	Kč/kWh
	spotřeba EE	57843	kWh
	<b>cena spotřebované EE</b>	<b>113</b>	<b>tis. Kč/rok</b>

Tab. 9: Diskontovaný peněžní tok

rok	Investiční náklady [tis. Kč]	CF [tis. Kč]	kum CF [Kč]	DCF [tis. Kč]	kum DCF [tis. Kč]
0	1 150	1 150	1150		1150
1		173	1323	175	1325
2		178	1501	182	1507
3		184	1685	189	1696
4		189	1874	197	1892
5		195	2068	205	2097
6		201	2269	213	2310
7		207	2476	221	2531
8		213	2688	230	2762
9		219	2908	240	3001
10		226	3133	249	3251
11		232	3366	259	3510
12		239	3605	270	3780
13		247	3852	281	4061
14		254	4106	292	4353
15		262	4368	304	4657
	1620	1620	5988	1620	6277
16		270	6257	316	6593
17		278	6535	329	6921
18		286	6821	342	7263
19		295	7115	356	7619
20		303	7419	370	7989
21		312	7731	385	8374
22		322	8053	401	8775
23		331	8384	417	9192
24		341	8726	434	9625
25		352	9077	451	10076
26		362	9440	469	10545
27		373	9813	488	11034
28		384	10197	508	11541
29		396	10593	528	12069
30		408	11001	549	12619

## 7.2 Zhodnocení varianty V2

Pro vyrobení uvedeného množství chladu  $E_{pch}$  je nutné dodat následující množství tepla  $E_{tch}$  z kogenerační jednotky. Sečtením celkového požadovaného tepla pro vytápění a ohřívání teplé vody  $E_{pt}$  a  $E_{tch}$  získáme veškeré teplo, které musí kogenerační jednotka za rok vyrobit  $E_p$ .

$$E_{tch} = \frac{E_{pch}}{EER} = \frac{160456}{0,76} = 213941 \text{ kWh}$$

$$E_p = E_{pt} + E_{tch} = 18619 + 213941 = 232560 \text{ kWh}$$

K vypočtení celkového toku peněz po dobu třiceti let byly použity následující parametry. Do pořizovacích nákladů jsou započteny ceny absorpční chladicí jednotky, kogenerační jednotky a veškerého příslušenství, pro zajištění provozu systému trigenerace, vč. projekčních prací a montáže. Dále byly za každý rok započítány náklady na standardní údržbu. Z energií tvoří náklady spotřebovaná elektřina na pohon čerpadel a spotřebovaný plyn k výrobě tepla. Od těchto ročních nákladů byly v bilanci odečteny neuskutečněné náklady za spotřebovanou elektřinu, která byla vyrobena vlastní kogenerační jednotkou.

Pořizovací náklady	KGJ	960	tis. Kč
	ACHJ	1250	tis. Kč
	chladicí věž	140	tis. Kč
	úpravna vody	180	tis. Kč
	rozvaděč chladicí věže	95	tis. Kč
	projekce, montáž, příslušenství	850	tis. Kč
	<b>PN celkem</b>	<b>3475</b>	<b>tis. Kč</b>

fixní náklady	údržba	20	tis. Kč
---------------	--------	----	---------

variabilní náklady	cena elektrické energie	1,95	Kč/kWh
	spotřeba EE	1100	kWh
	<b>cena spotřebované EE</b>	<b>2</b>	<b>tis. Kč/rok</b>

	cena plynu	9,15	Kč/m <sup>3</sup>
	průměrná spotřeba plynu	50000	m <sup>3</sup>
	<b>cena spotřebovaného plynu</b>	<b>458</b>	<b>tis. Kč/rok</b>

příjmy z elektřiny	EE z KGJ spotřebovaná v místě	185125	kWh
	<b>úspora na EE</b>	<b>361</b>	<b>tis. Kč/rok</b>



Tab. 10: diskontovaný peněžní tok

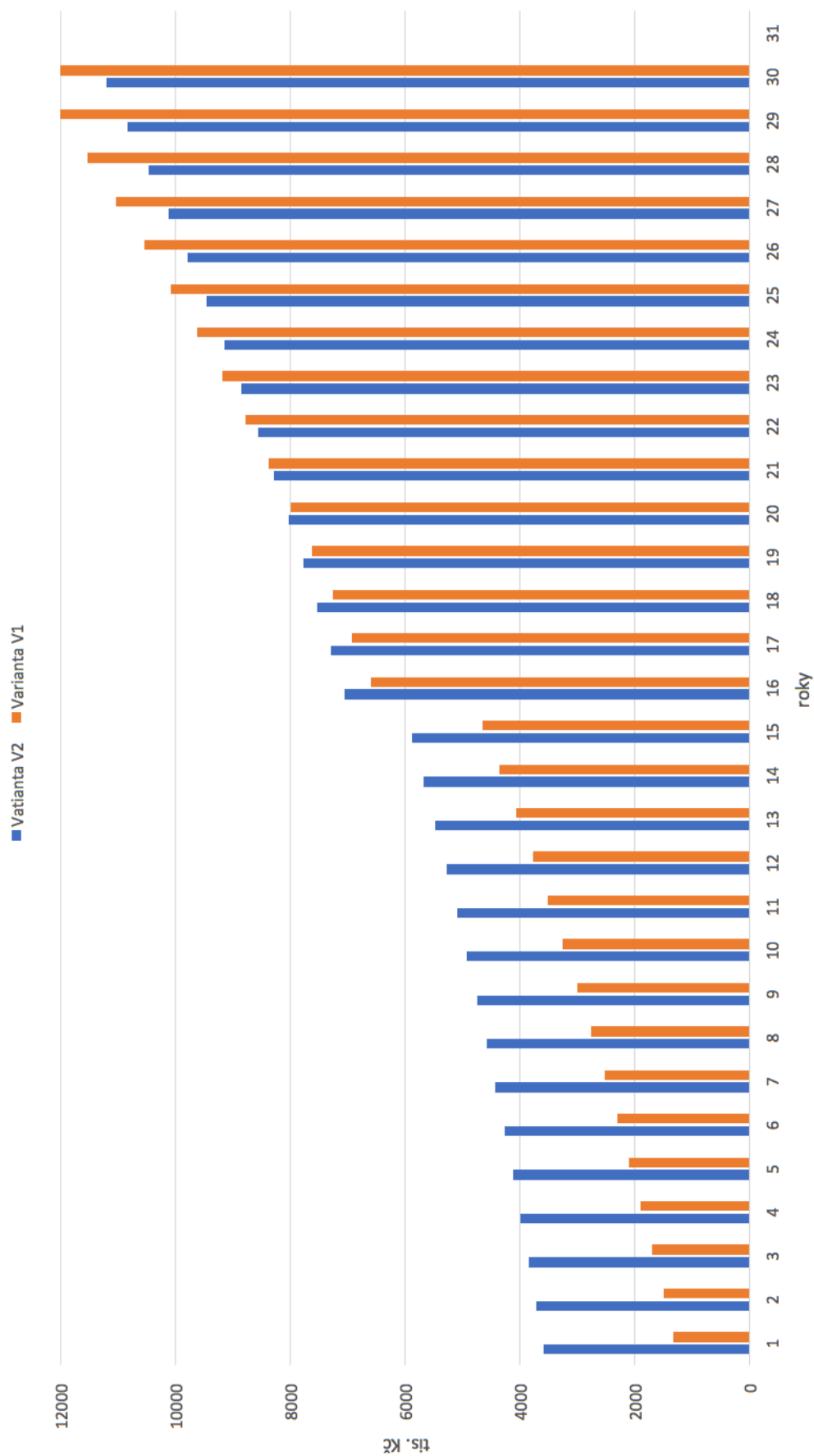
rok	Investiční náklady [tis. Kč]	CF [tis. Kč]	kum CF [Kč]	DCF [tis. Kč]	kum DCF [tis. Kč]
0	3 475	3 475	3475		3475
1		119	3594	120	3595
2		123	3717	125	3720
3		126	3843	130	3850
4		130	3973	135	3986
5		134	4107	141	4126
6		138	4245	146	4273
7		142	4387	152	4425
8		146	4533	158	4584
9		151	4684	165	4749
10		155	4839	172	4920
11		160	4999	178	5098
12		165	5164	186	5284
13		170	5334	193	5477
14		175	5508	201	5678
15		180	5688	209	5887
	960	960	6648	960	6847
16		185	6834	217	7064
17		191	7025	226	7291
18		197	7221	235	7526
19		203	7424	245	7771
20		209	7633	255	8025
21		215	7848	265	8290
22		221	8069	276	8566
23		228	8297	287	8852
24		235	8532	298	9150
25		242	8774	310	9461
26		249	9023	323	9783
27		257	9279	336	10119
28		264	9544	349	10468
29		272	9816	363	10832
30		280	10096	378	11210

### 7.3 Porovnání výhodnosti variant V1 a V2

Z ekonomického dlouhodobého porovnání obou variant v horizontu třiceti let vyplývá, že náklady na pořízení a provoz zařízení budou u varianty V2 celkově za dosavadní období nižší od 21. roku fungování systému. V tomto finančním schématu se předpokládá, že po patnácti letech bude nutné vyměnit za novou jak kogenerační jednotku, tak celý zdroj kompresorových jednotek. U absorpční chladicí jednotky je předpokládaná životnost po celých třicet let. Průběh vývoje cen je zřejmý z grafu na další straně.

Tento ekonomický model je však pouze obecný a orientační. Ve skutečném projektu hrají velkou roli podmínky, za kterých funguje kogenerační jednotka. Elektrickou energii, kterou vyrobí a nepodaří se jí spotřebovat v místě výroby, je možné přečerpávat do distribuční sítě, na kterou je jednotka napojená. Za tuto elektřinu je možné získat finanční odměnu, tzv. zelený bonus. V takovém případě, by se celkové náklady na provozování trigenerace ještě snížily a varianta V2 by tak přestihla variantu V1 dříve než během 21. roku. Tato možnost však není v ekonomickém modelu započtena. Jednak pro variabilitu ceny zeleného bonusu, a také z pohledu vývoje do budoucna. Vzhledem k rozmachu malých decentrálních, většinou obnovitelných, zdrojů je reálné, že v příštích letech bude cena elektřiny v některých dnech záporná. Posílání energie do sítě tak z dlouhodobého hlediska nemusí být výhodné a může být dokonce i ztrátové.

Diskontovaný tok peněz dvou variant projektu po dobu třiceti let



Obr. 26: Diskontovaný tok peněz dvou variant projektu po dobu třiceti let

## 8 Celkové zhodnocení

### 8.1 Zhodnocení provozu

Po ekonomické stránce jsou z dlouhodobého pohledu obě varianty konkurenceschopné i v měřítku klimatizace středně velkých administrativních budov. Při výběru zdroje chlazení pro klimatizaci investorem tak mohou hrát roli i další vlastnosti jednotlivých systémů.

Z tohoto pohledu disponuje absorpční chlazení řadou výhod. Především jde o jeho nadprůměrnou životnost. Vzhledem k tomu, že obsahuje malé množství pohyblivých dílů, může tato jednotka pracovat v průměru třicet let bez nutnosti rozsáhlejší výměny některých částí jednotky. Kromě životnosti jsou tyto jednotky téměř bezhlučné, díky absenci kompresorů. Tento fakt se podepisuje i na lepší možnosti regulace výkonu, kdy je možné plynule regulovat výkon v rozsahu 15 až 100 %. Další zásadní výhodou je menší spotřeba elektrické energie, která je v tomto případě spotřebovávaná pouze k pohonu pomocných čerpadel. S tím souvisí i lepší environmentální potenciál absorpčního chlazení po přepočítání vstupních energií na primární energie, jak je zřejmé z kapitoly 8.2. V tomto konkrétním případě patří mezi nevýhody nutnost zapojení trigenerace jako celku. S tím je spojeno mnoho dalších situací, které je nutné vyřešit již ve fázi příprav. Pro kogenerační jednotku je nutné zajistit přívod plynu, odvod tepla, spotřebu vyrobené elektřiny a v neposlední řadě licence k výrobě. Absorpční chladicí jednotku tak může být v některých projektech výhodnější napojit na místní centrální zásobování teplem nebo sluneční kolektory.

Kompresorové jednotky disponují některými výhodami pouze z titulu, že jsou v evropském trhu zdrojů chladu a tepla nejrozšířenějším řešením. Především si tak může investor a projektant vybírat z široké škály různých typů výrobků, velkého množství dodavatelů a dostupného servisu. Tyto jednotky jsou také lehčí a nezabírají tak velké množství objemu jako jednotky absorpční, ke kterým je nutné najít prostor i pro její příslušenství včetně mohutné kogenerační jednotky. Díky tomu je snadné umístit kompresorové jednotky například na střechu, kde nezabírají vnitřní prostor, a přitom jsou snadno dostupné. V těchto případech je však nutné řešit vysokou hlučnost těchto jednotek například protihlukovými stěnami.

## 8.2 Zhodnocení ekologického dopadu

Chladicí jednotky mají různé formy vlivu na životní prostředí během celého jejich životního cyklu, od výroby až po rozmontování. Za vlivy s největším negativním dopadem můžeme považovat dva aspekty. Prvním z nich je způsob získávání energie k pohonu chladicích jednotek v podobě výsledného množství primární energie a dopady jejího zpracovávání v podobě emisí skleníkových plynů. Druhým jsou dopady likvidace nebo nechtěného úniku chladicí kapaliny.

Množství emisí skleníkových plynů se může razantně lišit i v rámci jednotlivých variant. Kompresorové chlazení, které jako jediný zdroj používá elektrickou energii, je plně závislé na původu elektřiny, respektive na energetickém mixu výroby elektřiny v dané zemi. Například v Polsku, kde se většina elektřiny vyrábí v uhelných elektrárnách, můžeme tím pádem i kompresorové chlazení považovat za formu chlazení, která má za následek vysoké emise skleníkových plynů. Naprosto opačná situace by byla například v Norsku, kde je téměř všechna elektřina vyrobena z obnovitelných zdrojů. Podobná situace je také u absorpčních chladicích jednotek, kde jejich dopady jsou dány zdrojem tepla pro výrobu chladu. Při napojení na kogenerační jednotku, dochází spalováním plynu k vzniku spalin a emisí, které jsou nadprůměrné především co do obsahu NO<sub>x</sub>. Naproti tomu zapojení absorpčního chilleru na soustavu solárních kolektorů, získávajících teplo ze slunce, při zajištění elektřiny pro běh čerpadel z obnovitelných zdrojů, může být také zcela bezemisní.

Tab. 11: Množství neobnovitelné primární energie na chlazení

Energonositel		Dílčí vypočtená spotřeba energie [kWh/rok]	Faktor přeměny celkové primární energie [-]	Faktor přeměny neobnovitelné primární energie [-]	Celková primární energie [kWh/rok]	Celková neobnovitelná primární energie [kWh/rok]
varianta V1	elektrická energie	<b>57843</b>	3,2	3	<b>185098</b>	<b>173529</b>
	energie okolního prostředí	<b>175264</b>	1	0	<b>175264</b>	<b>0</b>
<b>Celkem V1</b>		<b>233107</b>				<b>173529</b>
varianta V2	zemní plyn	66154	1,1	1,1	72769	72769,4
	elektrická energie	1100	3,2	3,0	3520	3300
	energie okolního prostředí	166846	1,0	0,0	166846	0
<b>Celkem V2</b>		<b>234100</b>			<b>243135</b>	<b>76069</b>

Největší vypovídající hodnotu pak má propočítání vstupních energií na množství jejich neobnovitelné primární složky. Tento výpočet je proveden pro variantu V1 a variantu V2 v následující tabulce.

Druhým aspektem popisovaných chladicích jednotek je závadnost jejich chladicích kapalin, respektive jejich ekologický potenciál. Pro provoz kompresorových jednotek se běžně používají chladiva na bázi syntetických uhlovodíků. Ty se dále dělí na skupiny HFC, CFC, HCFC a HFO. Z nichž za nejnebezpečnější se považují fluorované nebo částečně fluorované uhlovodíky. Tato chladiva tak podléhají Nařízení evropského parlamentu 2014/517/ES a podle jejich dopadu na životní prostředí bude v následujících letech jejich používání zakázáno. Dopad chladiv se posuzuje parametrem GWP (global warming potential) a ODP (ozone depleting potential). GWP se značí jednotkou  $\text{kg CO}_{2\text{ekv}}$ , která nezahrnuje pouze produkci  $\text{CO}_2$ , ale všech skleníkových plynů, majících vliv na globální oteplování, jejichž účinek je přepočítán na ekvivalentní účinek jistého množství  $\text{CO}_2$ . Nejpoužívanějším chladivem pro středně velké klimatizace je R410A, které je použito také ve variantě V1. Hodnota GWP tohoto chladiva je  $2088 \text{ kg CO}_{2\text{ekv}}$ , to znamená, že podle zmíněného evropského nařízení bude jeho používání pro účely klimatizace zakázáno od roku 2020, pro některé systémy pak nejpozději od roku 2025. Jako dočasná náhrada se považuje chladivo R32 s hodnotou GWP  $675 \text{ kg CO}_{2\text{ekv}}$ . Pro mobilní interiérové klimatizační jednotky je předpokládána náhrada propan. Od roku 2025 se momentálně jeví za nejpravděpodobnější, přechod na přírodní chladiva na bázi  $\text{CO}_2$ , která splňují podmínku GWP menší než  $150 \text{ kg CO}_{2\text{ekv}}$ . Ty však vyžadují speciálně upravené kompresorové jednotky a zatím dosahují nižších účinností. Další vývoj v používání alternativních chladiv, tak z velké míře stále závisí na výzkumu.

Chladivo používané v absorpčních chladicích jednotkách je voda spolu s LiBr. Jde o přírodní chladivo, nemající zásadní negativní vliv na člověka a je snadno rozložitelné po ukončení provozu jednotky. Další kombinací chladiva je amoniak ( $\text{NH}_3$ ) neboli R717. Jde také o přírodní chladivo, které je dobře rozložitelné, a využitelné například na hnojení. V koncentrovaném množství je však nebezpečné pro zdraví člověka. V menších koncentracích může vyvolat podráždění horních cest dýchacích, při větších koncentracích pak vzniká zánět kůže, očí a plic. Proto je žádoucí, zabránit jeho nechtěným únikům k oběhu chladicího zdroje. Ani jedno z chladiv používaných v absorpčních chladicích jednotkách neobsahuje prvky poškozující ozonovou vrstvu.

V následující tabulce jsou shrnuty nejzásadnější výhody a nevýhody jednotlivých variant způsobu chlazení.

Tab. 12: Souhrn výhod a nevýhod jednotlivých variant

Parametry	KCHJ V1	ACHJ V2
velikost investice	nízká	vysoká
spotřeba elektřiny	vysoká (až 50 % výkonu)	nízká (5 % výkonu)
životnost	nízká	vysoká
hlučnost	vysoká	nízká
rozměry	malé	velké
hmotnost	malá	velká
nutnost servisu	vysoká	nízká
vliv na ŽP	potenciálně škodlivý	neutrální
potřeba dodávek tepla	žádná	vysoká

## 9 Závěr

Pokroky ve stavebních technologiích nám umožňují stavět budovy o lepších tepelně-technických parametrech a kvalitnějším utěsnění obálky, a tím dodat vyšší přidanou hodnotu každému investorovi, který kromě vyšší akustické pohody uvnitř objektu uvítá každé snížení nákladů na provoz, v tomto případě na vytápění budovy. Uzavírání interiéru od určité míry nutí obyvatele k vybudování systému nuceného větrání, aby se nesnížil komfort mikroklimatu v obytných místnostech. Dalším krokem je zajištění komplexní kvality vnitřního ovzduší pomocí klimatizace. To má za následek pozvolný opětný růst energetických nároků na úpravu vnitřního prostředí. Proti tomu stojí politické trendy v Evropě, které usilují o snížení těchto nároků.

Evropská směrnice 2010/31/ES zavádějící pojem NZEB (nearly zero energy building), dům s téměř nulovou spotřebou jako nový povinný standard. Jde o snížení neobnovitelné složky primární energie na provozování budov o 10 %. To zasáhne především země s nevhodným energetickým mixem pro výrobu elektřiny, typicky těch, které disponují nerostným bohatstvím v podobě fosilních paliv. V České republice množství elektřiny vyrobeného z bezemisních zdrojů nedosahuje ani poloviny celkové výroby. V těchto zemích vychází reálný faktor přeměny primární energie pro elektřinu nadměrně vysoký. To znevýhodňuje kompresorové chlazení v průkazech při posuzování energetické náročnosti budov a dalších posouzeních, pokud nebudou využívat místních obnovitelných zdrojů energie, jako například fotovoltaických panelů.

Se systémem trigenerace je to jinak. Prozatím se na kogeneraci se nahlíží jako obnovitelný zdroj nebo přinejmenším jako na vhodný zdroj tepla a elektřiny s velmi vysokou účinností (96 %). Trigenerace tvořená kogenerační jednotkou a chillerem na principu absorpčního chlazení tak produkuje znatelně méně emisí než srovnatelný zdroj na bázi kompresoru. V kombinaci se zdrojem tepla ze solárních kolektorů se tak stává téměř zcela bezemisní a energeticky méně náročná než dne běžně používané zdroje chlazení. Tato varianta je však vhodná spíše v zemích se stálejším a silnějším slunečním zářením během roku. Využití sluneční energie jako zdroje tepla pro chlazení je obzvláště slibné z důvodu téměř shodného průběhu maxim slunečního záření se špičkami teplené zátěže v budovách během letního období. V našich zeměpisných šířkách však bude



v budoucnu nejspíše využívaná pouze jako rozšíření třígeneračních systémů, postavených na jiném stálejším zdroji tepla.

Absorpční systém chlazení se tak do budoucna jeví jako konkurenceschopná alternativa pro chlazení administrativních budov. Jeho rozšíření nasvědčuje také požadavek na celkové snížení spotřeby energie, daný směrnicí Evropského parlamentu 2010/31/ES. Stejně tak může zapříčinit upouštění od klasických systémů chlazení, energeticky náročných na příjem množství primární energie. Systém trigenerace také vyhovuje budoucím trendům v energetice, tedy decentralizaci zdrojů elektrické energie.

Takovému rozšíření však brání několik netechnických problémů. Vysokou počáteční cenou odradí spoustu stavebníků, zřizujících systém chlazení. Další nevýhodou je minimální obecné povědomí o existenci této technologie. Přesto je nutné technologii absorpčního chlazení brát v úvahu a počítat s ní v mnohých projektech jako s reálnou alternativou zdroje chlazení.

## 10 Seznam obrázků a tabulek

### Obrázky

Obr. 1: Předpokládaný vývoj potřeby energie na vytápění a chlazení v Evropě v čase..	11
Obr. 2: Původ elektřiny v různých zemích použité k vytápění a chlazení.....	13
Obr. 3: Nalevo reálný Carnotův cyklus v p-v diagramu, vpravo ideální Carnotův cyklus zakreslený v t-s diagramu.....	16
Obr. 4: Výňatek z prováděcího nařízení č. 626/2011 .....	18
Obr. 5: Schéma kompresorové jednotky.....	19
Obr. 6: Sankeyův diagram kompresorového chlazení.....	20
Obr. 7: Spirálovité části scroll kompresoru .....	24
Obr. 8: Fáze scroll kompresoru .....	24
Obr. 9: Porovnání kompresorového a absorpčního chladicího cyklu.....	27
Obr. 10: Schéma trigenerace se solárními kolektory .....	28
Obr. 11: Sankeyův diagram absorpčního chladicího cyklu.....	29
Obr. 12: Typy trigenerace.....	31
Obr. 13 Graf průběhu venkovních teplot v roce 2002: .....	32
Obr. 14: Zobrazení modelované budovy a adiabatických bloků v grafickém prostředí DesignBuilder .....	33
Obr. 15: Vykreslení (render) grafické podoby objektu v prostředí DesignBuilder .....	34
Obr. 16: Potřeba tepla a chladu v budově během roku .....	40
Obr. 17: Porovnání teplot vnitřního vzduchu v místnostech při jižní a severní fasádě ..	41
Obr. 18: Součet potřeby vytápění a chlazení během roku .....	43
Obr. 19: Závislost EER na aktuálním chladicím výkonu .....	45
Obr. 20: Potřeba dodávky chladu dne 4. července a maximální výkon chladicí jednotky .....	45
Obr. 21: Spotřeba elektrické energie v budově během pracovních dnů a víkendu .....	47
Obr. 22: Přehled elektrické energie vyrobené a spotřebované v místě budovy .....	48
Obr. 23: Diagram pro výpočet EER absorpční jednotky .....	49
Obr. 24: p-h diagram porovnávacího cyklu .....	50
Obr. 25: Schéma cyklu absorpčního chlazení.....	55
Obr. 26: Diskontovaný tok peněz dvou variant projektu po dobu třiceti let.....	67

## Tabulky

Tab. 1: Chladiva řady R.....	21
Tab. 2: Rozdělení chladicích jednotek podle typu kompresoru .....	25
Tab. 3: Okrajové podmínky parametrů vzduchu .....	37
Tab. 4: Požadavky na teplotní parametry vzduchu v místnosti.....	38
Tab. 5: Statistické údaje o potřebě tepla a chladu .....	41
Tab. 6: Vstupní parametry pro výpočet EER.....	50
Tab. 7: Parametry chladicího cyklu absorpční jednotky.....	60
Tab. 8: Struktura nákladů .....	62
Tab. 9: Diskontovaný peněžní tok .....	63
Tab. 10: diskontovaný peněžní tok.....	65
Tab. 11: Množství neobnovitelné primární energie na chlazení .....	69
Tab. 12: Souhrn výhod a nevýhod jednotlivých variant .....	71

## 11 Seznam použitých zdrojů

- [1] DVOŘÁK, Z. *Chladicí technika I*. Praha: ČVUT, 1975. 344 str., opravený dotisk
- [2] DVORSKÝ, E.; HEJTMÁNKOVÁ, P. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN-technická literatura, 2005. 288 str. ISBN 80-7300-118-7
- [3] BEGENI, M.; ZMRHAL, V. Možnosti využití absorpčního chlazení pro klimatizaci budovy. In: 21. konference Klimatizace a větrání 2014. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2014, s. 23-30. ISBN 978-80-02-02520-7.
- [4] PARDO, N.; VATOPOULOS K.; KROOK-RIEKKOLA A.; MOYA, J. A.; PEREZ, A. *Heat and cooling demand and market perspective*. Publications Office of the European Union, 2012. ISBN 978-92-79-25310-2
- [5] COM (2016) 51 final. Communication from the Commission to the European Parliament. The European economic and social committee and the committee of the regions. *An EU Strategy on Heating and Cooling* (SWD 2016 24 final). Available at: [https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/1\\_EN\\_ACT\\_part1\\_v14.pdf](https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/1_EN_ACT_part1_v14.pdf)
- [6] Vyhláška č. 268/2009 Sb. *Technické požadavky na stavby*. Praha: Sagit, 2009, ročník 2009, číslo 268.
- [7] WARGOCKI, L. L.; WYON, P. DP.; LIAN, Z. *Effects of thermal discomfort in an office on perceived air quality, SBS symptoms, physiological responses, and human performance*, 2011. *Indoor Air* 21:5, pp 376-90
- [8] Building the Business Case: Health, Wellbeing and Productivity in Green Offices. *Better places for People* [online]. 2016(10), 27 [cit. 2017-10-29]. Dostupné z: [http://www.worldgbc.org/sites/default/files/WGBC\\_BtBC\\_Dec2016\\_Digital\\_Low-MAY24\\_0.pdf](http://www.worldgbc.org/sites/default/files/WGBC_BtBC_Dec2016_Digital_Low-MAY24_0.pdf)
- [9] MINCIUC, E.; CORRE, O.; ATHANASOVICI, V.; TAZEROUT, M. *Fuel saving and CO<sub>2</sub> emissions for tri-generation systems*. 2003, *Applied Thermal Engineering* 23, pp. 1333-1346
- [10] NĚMEČEK, Jiří. *Porovnání kompresorového a absorpčního chladicího stroje z hlediska účinnosti*. Plzeň, 2014. bakalářská práce (Bc.). Západočeská univerzita v Plzni. Fakulta strojní

- [11] DRKAL, F.; LAIN, M; ZMRHAL, V. *Klimatizace*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2015. 133 s. ISBN 978-80-01-05652-3
- [12] GRANRYD, Eric, et al. *Refrigerating engineering*. 5th edition. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH, 2009. 442 s. ISBN 978-91-7415-415-3.

## 12 Přílohy

Příloha č. 1: Hodnoty z diagramu chladiva pro variantu V1 .....	79
Příloha č. 2: Tepelný diagram voda - bromid lithný .....	80
Příloha č. 3: Technický list kompresorové chladicí jednotky .....	81
Příloha č. 4: Technický list kompresorové chladicí jednotky .....	82
Příloha č. 5: Technický list absorpční chladicí jednotky.....	83
Příloha č. 6: Technický list absorpční chladicí jednotky.....	84
Příloha č. 7: PENB varianty V1 .....	85



# Solkane® 410A

## Single-stage process

### Evaporator

Refrigerating cap.	: 56,0 kW
Temperature	: 0,00 °C
Superheating	: 0,00 K
Pressure drop	: 0,00 bar

### Condenser

Temperature	: 41,00 °C
Subcooling	: 0,00 K
Pressure drop	: 0,00 bar

### Compressor

Isentr. efficiency	: 0,800
--------------------	---------

### Suction line

Superheat	: 0,00 K
Pressure drop	: 0,00 bar

### Discharge line

Temperature loss	: 0,00 K
Pressure drop	: 0,00 bar

Point	p bar	t °C	v dm³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kgK)	x
1	7,98	0,00	32,73	421,23	1,8100	--
2s	24,78	59,14	11,43	452,23	1,8100	
2	24,78	65,02	11,96	459,97	1,8331	
3	24,78	65,02	11,96	459,97	1,8331	
3'	24,78	41,00	9,40	424,61	1,7245	
3"4'm	24,78	40,94	5,22	346,28	1,4755	
4'	24,78	40,88	1,03	267,94	1,2265	
4	24,78	40,88	1,03	267,94	1,2265	
5	7,98	-0,07	10,65	267,94	1,2486	0,307
56"m	7,98	-0,04	21,69	344,59	1,5293	
6"	7,98	0,00	32,73	421,23	1,8100	
6	7,98	0,00	32,73	421,23	1,8100	

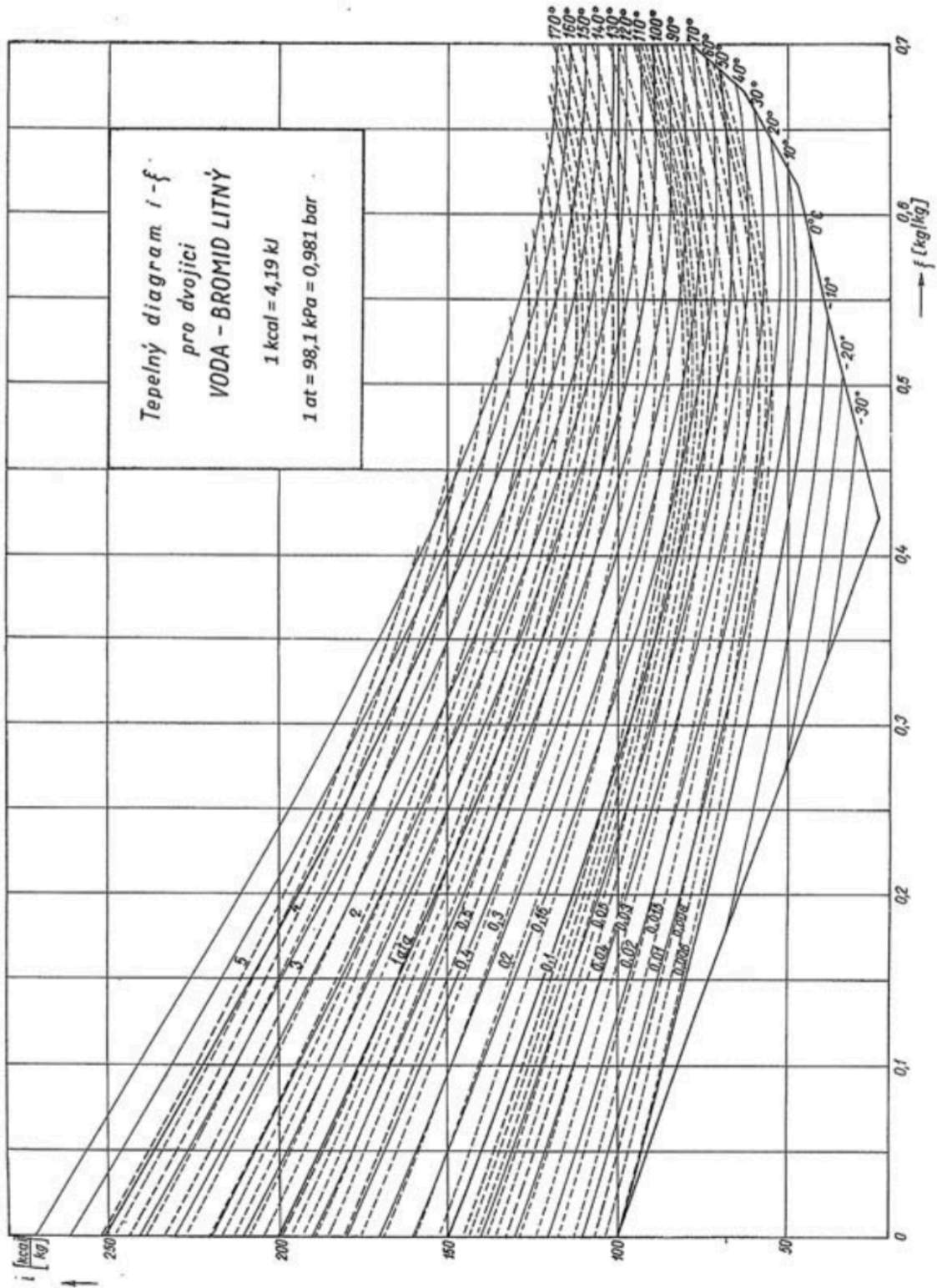
### Power

Condenser	: 70,2 kW
Compressor	: 14,2 kW

Suction line	: 0,000 kW
Discharge line	: 0,000 kW

Pressure ratio	: 3,10
Pressure difference	: 16,80 bar
Mass flow	: 365,33 g/s
Volume flow (Suction line)	: 43,04 m³/h
Volum. capacity	: 4684 kJ/m³
COP	: 3,96

Příloha č. 2: Tepelný diagram voda - bromid lithný





RQYQ-P/RXYQ-Q (tepelné čerpadlo)



VRV IV Q-series

## VRV pro výměnu

Cena na str. 166



Venkovní jednotka			RXYQ-T	RQYQ140P	8T	10T	12T	14T	16T	18T	20T
Systém	Modul venkovní jednotky 1			RQYQ140P							
Výkonová řada			HP	5	8	10	12	14	16	18	20
Chladicí výkon	Jmen.		kW	14,0	22,4	28,0	33,5	40,0	45,0	50,4	56,0
Topný výkon	Jmen.		kW	16,0	22,4	28,0	33,5	40,00	45,0	50,4	56,0
	Max.		kW	-	25,00	31,50	37,50	45,00	50,00	56,50	63,00
Příkon – 50 Hz	Chlazení	Jmen.	kW	3,36	5,21	7,29	8,98	11,0	13,0	15,0	18,5
	Vytápění	Jmen.	kW	3,91	4,75	6,29	7,77	9,52	11,1	12,6	14,50
		Max.	kW	-	5,5	7,38	9,1	11,2	12,8	14,6	17,0
EER			kW	4,17	4,30	3,84	3,73	3,64	3,46	3,36	3,03
ESEER – Automatic				-	7,53	7,20	6,96	6,83	6,50	6,38	5,67
ESEER – Standard				-	6,37	5,67	5,50	5,31	5,05	4,97	4,42
COP při jmenovitém výkonu			kW	4,09	4,72	4,45	4,31	4,20	4,05	4,00	3,86
COP při maximálním výkonu			kW	-	4,54	4,27	4,12	4,02	3,91	3,87	3,71
Maximální počet připojitelných vnitřních jednotek				10				64			
Vnitřní index připojení	Min.			62,5	100	125	150	175	200	225	250
	Jmen.			125	200	250	300	350	400	450	500
	Max.			162,5	260	325	390	455	520	585	650
Rozměry	Jednotka	Výška x šířka x hloubka	mm	1 680x635x765		1 685x930x765		1 685x1 240x765			
Hmotnost	Jednotka		kg	175	187	194		305		314	
Ventilátor	Přítok vzduchu	Chlazení	Jmen.	m <sup>3</sup> /min	95	162	175	185	223	260	251
Hladina akustického výkonu	Chlazení	Jmen.		dB(A)	78	79		81		86	88
Hladina akustického tlaku	Chlazení	Jmen.		dB(A)	54,0		58		61	64	65
Provozní rozsah	Chlazení	Min.–Max.		°CST				-5–43			
	Vytápění	Min.–Max.		°CMT				-20–15,5			
Chladivo	Typ				R-410A						
	Náplň		kg	11,1	5,9	6	6,3	10,3	10,4	11,7	11,8
			TCO <sub>eq</sub>	23,2	12,3	12,5	13,2	21,5	21,7	24,4	24,6
Vliv na globální oteplování (GWP)				2 087,5							
Připojovací rozměry	Kapalina	Vnější průměr	mm	9,52			12,7			15,9	
	Plyn	Vnější průměr	mm	15,9	19,1	22,2				28,6	
	Celková délka potrubí		Systém	Skutečná	m	300					
Elektrické napájení	Počet fází / Frekvence / Napětí		Hz/V	3~/50/380-415							
	Proud – 50 Hz	Max. proudová hodnota pojistky (MFA)	A	15	20	25	32	32	40	50	

Venkovní jednotka			RXYQ-Q	22T	24T	26T	28T	30T	32T	34T	36T	38T	40T	42T	
Systém	Modul venkovní jednotky 1			RXYQQ10T	RXYQQ8T		RXYQQ12T			RXYQQ16T		RXYQQ8T	RXYQQ10T	RXYQQ12T	
	Modul venkovní jednotky 2			RXYQQ12T	RXYQQ16T	RXYQQ14T	RXYQQ16T	RXYQQ18T	RXYQQ16T	RXYQQ18T	RXYQQ20T		RXYQQ10T	RXYQQ12T	
	Modul venkovní jednotky 3												RXYQQ18T	RXYQQ16T	
Výkonová řada			HP	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	
Chladicí výkon	Jmen.		kW	61,5	67,4	73,5	78,5	83,9	90,0	95,4	101,0	106,3	111,9	118,0	
Topný výkon	Jmen.		kW	69,0	75,0	82,5	87,5	83,9	100,0	95,4	113,0	106,3	111,9	131,5	
	Max.		kW	-	-	-	-	94,0	-	106,5	-	119,0	125,5	-	
Příkon – 50 Hz	Chlazení	Jmen.	kW	16,27	18,21	19,98	21,98	24,0	26,0	28,0	31,5	29,2	31,3	33,29	
	Vytápění	Jmen.	kW	16,48	18,31	20,30	21,90	20,4	25,6	23,7	29,8	25,1	26,7	32,98	
		Max.	kW	-	-	-	-	23,7	-	27,4	-	29,2	31,1	-	
EER			kW	3,78	3,70	3,68	3,57		3,5	3,4	3,2		3,6	3,54	
ESEER – Automatic				7,07	6,81	6,89	6,69	6,60	6,50	6,44	6,02	6,36	6,74	6,65	
ESEER – Standard				5,58	5,42	5,39	5,23	5,17	5,05	5,01	4,68	5,03	5,29	5,19	
COP při jmenovitém výkonu			kW	4,37	4,25	4,16	4,10	4,05	4,05	4,00	3,95		4,2	4,14	
COP při maximálním výkonu			kW	4,19	4,10	4,06		4,00		3,91	3,90	3,79	4,1	4,0	
Maximální počet připojitelných vnitřních jednotek				64											
Vnitřní index připojení	Min.			275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	
	Jmen.			550	600	650	700	750	800	850	900	950	1 000	1 050	
	Max.			715	780	845	910	975	1 040	1 105	1 170	1 235	1 300	1 365	
Připojovací rozměry	Kapalina	Vnější průměr	mm	15,9											
	Plyn	Vnější průměr	mm	28,6	34,9					300			41,3		
	Celková délka potrubí		Systém	Skutečná	m	300									
Proud – 50 Hz	Max. proudová hodnota pojistky (MFA)		A	63			80			100					

Obsahuje fluorované skleněné plyny | Hodnota STANDARD ESEER odpovídá normálnímu provozu tepelného čerpadla VRV4, není vzata do úvahy funkcionality zdokonalené úspory energie | Hodnota AUTOMATIC SEER odpovídá normálnímu provozu tepelného čerpadla VRV4, je vzata do úvahy funkcionality zdokonalené úspory energie (ovládání variabilní teploty chladiva) | Skutečný počet připojitelných vnitřních jednotek závisí na typu vnitřních jednotek (vnitřní VRV, Hydrobox, vnitřní RA atd.) a omezení poměru propojení pro systém (50% <= CR <= 130%)

RXYSCQ-TV1

## Kompaktní tepelné čerpadlo VRV IV-S

VRV s nejmenšími rozměry

- › Kompaktní a lehký design s jedním ventilátorem činí jednotku téměř nepostřehnutelnou
- › Pokrývá všechny požadavky budovy přes jedno kontaktní místo: přesné řízení teploty, větrání, vzduchotechnické jednotky a vzduchové clony Biddle
- › Široká škála vnitřních jednotek: lze buď připojit VRV nebo stylové vnitřní jednotky, jako např. Daikin Emura, Nexura...
- › Používá standardy a technologie VRV IV: variabilní teplota chladiva a kompresory plně osazené inventory
- › 3 kroky v tichém nočním režimu: krok 1: 47 dBA, krok 2: 44 dBA, krok 3: 41 dBA
- › Možnost omezení příkonu ve špičkách v rozsahu 30 až 80 %, např. během období s vysokou poptávkou po výkonu
- › Má všechny standardní funkce VRV



VRV IV S-series




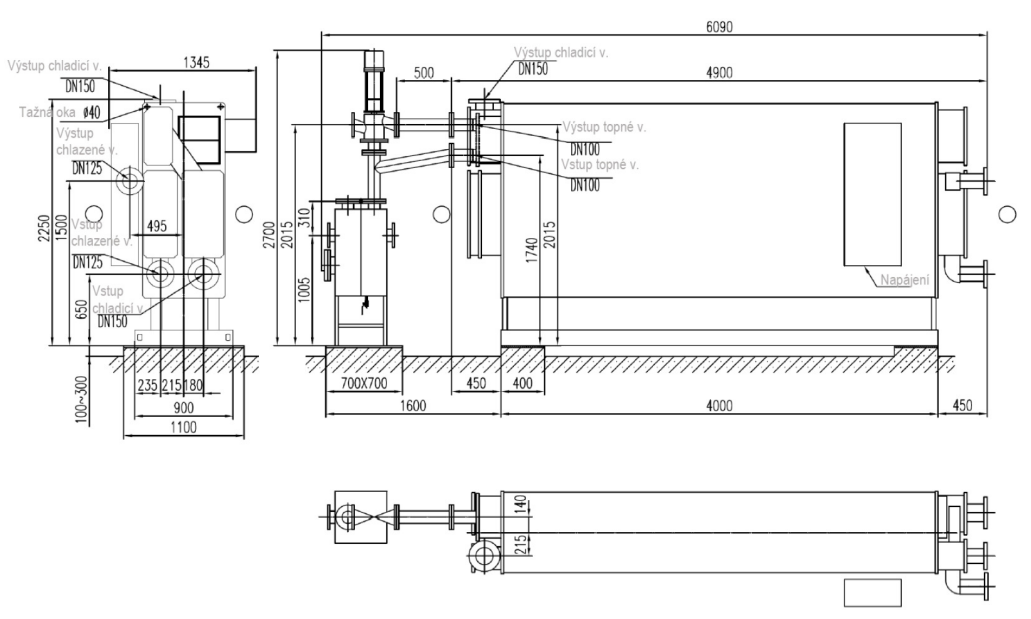
Cena na str. 163

Venkovní jednotka		RXYSCQ	4TV1	5TV1
Výkonová řada		HP	4	5
Chladicí výkon	Jmen.	kW	12,1	14,0
Topný výkon	Jmen.	kW	12,1	14,0
	Max.	kW	14,2	16,0
Příkon – 50 Hz	Chlazení	Jmen.	kW	4,26
	Vytápění	Jmen.	kW	3,91
		Max.	kW	5,00
EER		kW	3,53	3,29
COP při jmenovitém výkonu		kW	3,81	3,58
COP při maximálním výkonu		kW	3,43	3,20
Maximální počet připojitelných vnitřních jednotek				64 (1)
Vnitřní index připojení	Min.		50	62,5
	Jmen.			-
	Max.		130	162,5
Rozměry	Jednotka	Výška x šířka x hloubka	mm	823x940x460
Hmotnost	Jednotka		kg	94
Ventilátor	Průtok vzduchu	Chlazení	Jmen.	m <sup>3</sup> /min
				91
Hladina akustického výkonu	Chlazení	Jmen.	dBA	68
Hladina akustického tlaku	Chlazení	Jmen.	dBA	51
Provozní rozsah	Chlazení	Min.–Max.	°CST	-5~46
	Vytápění	Min.–Max.	°CMT	-20~15,5
Chladivo	Typ			R-410A
	Náplň		kg	3,7
			TCO <sub>eq</sub>	7,7
	Vliv na globální oteplování (GWP)			2 087,5
Připojovací rozměry	Kapalina	Vnější průměr	mm	9,52
	Plyn	Vnější průměr	mm	15,9
Elektrické napájení	Celková délka potrubí	Systém	Skutečná	m
	Počet fází / Frekvence / Napětí			1~/50/220-240
Proud – 50 Hz	Max. proudová hodnota pojistky (MFA)		A	32

(1) Skutečný počet jednotek závisí na typu vnitřních jednotek (vnitřní VRV DX, RA DX atd.) a omezení poměru propojení pro systém (bývá: 50 % ≤ CR ≤ 130 %).

(2) Obsahuje fluorované skleníkové plyny

27

	<b>BROAD AIR CONDITIONING</b> <b>ABSORPČNÍ JEDNOTKY PRO CHLAZENÍ A VYTÁPĚNÍ</b>		<b>Technická data zařízení: BDH35X175/95-34/28-7/14-50</b>		
			<b>Akce: Nabídka:</b>		
<b>Požadované parametry:</b>		<b>Technická specifikace</b>			
Typ zařízení:	horkovodní	Průtok chladená voda:	49 m <sup>3</sup> /h	Průtok chladicí voda:	136 m <sup>3</sup> /h
Výkon chlazení:	402 kW	Tlaková ztráta:	80 kPa	Tlaková ztráta:	95 kPa
Teplota chlazená voda	7/14 °C	Účinnost chlazení COP:	0,73	Odvedené teplo:	952 kW
Teplota chladicí voda:	34/28 °C	Množství teplé vody:	25 m <sup>3</sup> /h	Příkon:	2,8 kW
Teplota topné vody:	75/95 °C	Spotřeba tepla	550 kW	Napájení:	400/50/3 V/Hz/f
Dostupné teplo:	550 kW	Tlaková ztráta:	80 kPa	Transportní hmotnost:	6 900 kg
Počet zařízení:	1	Max. tlak ve výměnících:	0,8 MPa	Provozní hmotnost:	8 400 kg
					
<b>Připojení:</b>		Chladicí voda:	DN150	Topná voda:	DN100
		Chlazená voda:	DN125		
<b>Základní technický popis zařízení:</b>					
<ul style="list-style-type: none"> <li>* Výměníky chladicí a chlazené vody jsou tvořeny tenkostěnnými měděnými trubkami se zaválcovaným koncem do čel trubkovic zaručující naprostou těsnost a pevnost po celou dobu životnosti jednotky.</li> <li>* Čerpadla roztoku jsou hermetická, vybavena grafitovými ložisky. Na sání čerpadel jsou instalovány síta se samočisticím efektem. Výkon absorpčního a chladivového čerpadla je řízen frekvenčním měničem.</li> <li>* Všechny teplé a studené povrchy jsou již ve výrobě opatřeny tepelnou izolací odpovídající charakteristiky.</li> <li>* Zařízení je vybaveno PLC logikou OMRON, která zabezpečuje bezporuchový chod se vzdáleným dohledem.</li> <li>* V rozvaděči absorpční jednotky jsou umístěny stykače vnitřního okruhu absorpční jednotky, tak jako relátka pro beznapětové ovládání stykačů čerpadel příslušného hydraulického okruhu.</li> <li>* Pro řádný a bezporuchový provoz zařízení je nutno dodržet předepsané nominální provozní podmínky a zároveň dodržet požadovanou kvalitu cirkulační a doplňované vody.</li> <li>* Jednotky BROAD jsou dodávány s regulačním ventilem s havarijní funkcí na přívodu teplé vody zajišťující regulaci výkonu absorpční jednotky.</li> </ul>					
Dodavatel: <b>SOKRA, s.r.o.</b>				Razítko a podpis:	
Vypracoval:	Radek Begeni	Dne:	10.5.2017		
Poznámka: Všechny rozměry jsou uvedeny v mm, výše uvedená data jsou předběžná a budou v případě objednání upřesněna výrobcem zařízení					

### Model BDS, BDH, BDE Nepřímo-vytápěné absorpční parní, horkovodní a spalínové jednotky Jednostupňové jednotky

	Model	Chladicí výkon kW	Chlazená voda		Chladicí voda		Spotřeba páry kg/h	Spotř. horké vody m <sup>3</sup> /h	Spotř. spalín kg/h	Spotř. spalín kW	Hmot. LiBr t	Přep. Hmot. Provoz. hm. hlav. hmot. jed. části jednotky			
			Průtok m <sup>3</sup> /h	Tlaková ztráta kPa	Průtok m <sup>3</sup> /h	Tlaková ztráta kPa						t	t	t	
1°. parní ACHJ BDS	20	233	28.6	30	64.7	50	456	/	/	2.5	0.7	3.5	/	4	
	30	349	42.9	30	97.1	50	688	/	/	2.5	0.8	4.5	/	5.1	
	50	582	71.4	30	162	50	1146	/	/	2.5	1.7	6.5	/	7	
	75	872	107	30	243	60	1714	/	/	5.3	2.2	8.5	/	9.5	
	100	1163	143	30	324	60	2288	/	/	5.7	2.4	10.5	/	11.5	
	pára 0,1MPa	125	1454	179	30	405	60	2863	/	/	5.7	3.2	12.5	/	14
		150	1745	214	40	486	60	3438	/	/	5.7	3.5	14	/	16
		200	2326	286	40	647	60	4581	/	/	8.6	5.5	20	/	22
		250	2908	357	50	809	70	5728	/	/	10.1	6.0	23.5	/	26
		300	3489	429	50	971	70	6876	/	/	10.1	8.2	28	/	31
400		4652	571	50	1295	70	9167	/	/	13.9	8.9	32	/	37	
500	5815	714	60	1618	90	11465	/	/	13.8	11.7	/	27	44		
600	6978	857	60	1942	90	13757	/	/	17.5	14.5	/	29	49		
1°. horko- vodní ACHJ BDH	20	209	25.2	25	59.5	50	/	24.4	/	2.5	0.7	3.5	/	4	
	30	302	37.6	25	87.3	50	/	36	/	2.5	0.8	4.5	/	5.1	
	50	512	62.9	25	146	50	/	60	/	2.5	1.7	6.5	/	7	
	75	767	94.2	25	218	60	/	90	/	5.3	2.2	8.5	/	9.5	
	100	1023	125	25	291	60	/	120	/	5.7	2.4	10.5	/	11.5	
horká voda 98°C	125	1279	157	25	364	60	/	150	/	5.7	3.2	12.5	/	14	
	150	1535	188	30	437	60	/	180	/	5.7	3.5	14	/	16	
	200	2046	251	30	582	70	/	240	/	8.6	5.5	20	/	22	
	250	2558	313	40	728	70	/	300	/	10.1	6.0	23.5	/	26	
	300	3069	376	40	873	70	/	361	/	10.1	8.2	28	/	31	
	400	4092	503	40	1164	70	/	481	/	13.9	8.9	33	/	37	
	500	5115	628	50	1455	90	/	601	/	13.8	11.7	/	28	44	
600	6138	754	50	1746	90	/	722	/	17.5	14.5	/	30	50		
1°. spalín. ACHJ BDE	20	233	28.6	30	64.7	50	/	/	5621	2.5	0.8	4	/	4.4	
	30	349	42.9	30	97.1	50	/	/	8474	2.5	1.2	5	/	5.5	
	50	582	71.4	30	162	50	/	/	14128	2.5	2.1	7	/	7.6	
	75	872	107	30	243	60	/	/	21138	5.3	2.5	9	/	10	
	100	1163	143	30	324	60	/	/	28218	5.7	2.8	11	/	12.5	

#### Obecné podmínky:

1. Chlazená voda 7/14 °C
2. Chladicí voda 37/30 °C
3. Topná voda 65/55 °C
4. Teplá voda 80/60 °C
5. Nejnižší dovolená teplota výstupu chlazené vody je 5 °C
6. Nejnižší dovolená teplota vstupu chladicí vody je 10 °C
7. Nastavení průtoku chlazené vody je možné v rozmezí 50-120%, topné/teplé vody je 65-120%
8. Nejvyšší tlak chlazená, chladicí, topná a teplá voda: 0,8 MPa (vyjma speciálních požadavků)
9. Regulace výkonu 5-115%
10. Faktor zanesení chlazené, chladicí, topné a teplé vody je 0,085 m<sup>3</sup>.K/kW
11. Koncentrace roztoku LiBr je 52%.
12. Teplota ve strojovně musí být v rozmezí 5-43 °C a relativní vlhkost menší než 85%
13. Standardní klimatické podmínky pro chlazení jsou: teplota 36 °C relativní vlhkost 50% (MT 27°C)
14. Stanovený příkon je při nominálních podmínkách pro jednotlivé stavy

15. Teplota vody horkovodní jednotky 180/165°C
16. Teplota spalín (spalínová jednotka) 500/160°C
- 17 COP = 0,79 (spalínová a parní jednotka), 0,76 horkovodní
18. Životnost jednotky je navržena na 25 let
19. Tlak nasycené páry 0,1 MPa, Teplota kondenzátu 95°C
20. Teplá voda vstup/výstup 98/88°C
23. Teplota spalín vstup/výstup 300/130°C

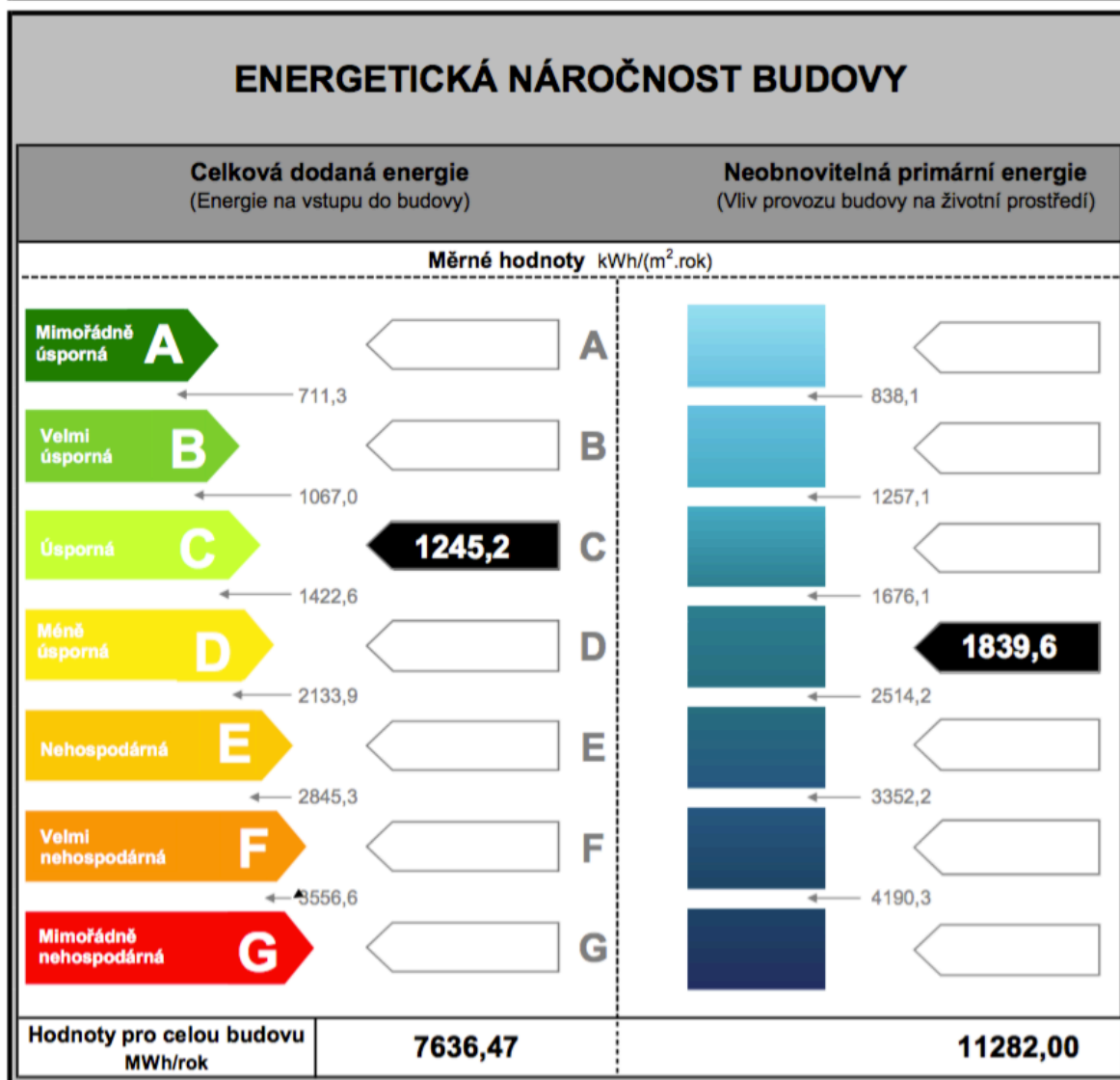
Pozn.:  
Technická specifikace je stanovena na základě Japonského průmyslového standardu JIS B 8622 „Absorption chillers“ nebo na základě standardu ARI 560 „Absorption water chilling and water Heating Packages“.

## PRŮKAZ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI BUDOVY

Evidenční číslo PENB:                      nevyplněno

vydaný podle zákona č. 406/2000 Sb., o hospodaření energií, a vyhlášky č. 78/2013 Sb., o energetické náročnosti budov

Ulice, číslo: <b>Michle</b> PSČ, místo: Typ budovy: <b>Administrativní budova</b> Plocha obálky budovy: <b>10105</b> m <sup>2</sup> Objemový faktor tvaru A/V: <b>0,48</b> m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> Celková energeticky vztázná plocha: <b>6133</b> m <sup>2</sup>	
---	--



DOPORUČENÁ OPATŘENÍ		Popis opatření je v protokolu průkazu a vyhodnocení jejich dopadu ma energetickou náročností je znázorněn šipkou
Opatření pro	Stanovena	
Vnější stěny:	<input type="checkbox"/>	Doporučení
Okna a dveře:	<input type="checkbox"/>	
Střechu:	<input type="checkbox"/>	
Podlahu:	<input type="checkbox"/>	
Vytápění:	<input type="checkbox"/>	
Chlazení/klimatizaci:	<input type="checkbox"/>	
Větrání:	<input type="checkbox"/>	
Přípravu teplé vody:	<input type="checkbox"/>	
Osvětlení:	<input type="checkbox"/>	
Jiné:	<input type="checkbox"/>	

PODÍL ENERGOISITELŮ NA DODANÉ ENERGI	
Hodnoty pro celou budovu MWh/rok	
<ul style="list-style-type: none"> <li><span style="color: blue;">■</span> Zemní plyn</li> <li><span style="color: black;">■</span> Černé uhlí</li> <li><span style="color: brown;">■</span> Hnědé uhlí</li> <li><span style="color: blue;">■</span> Propan-butan/LPG</li> <li><span style="color: pink;">■</span> Topný olej</li> <li><span style="color: red;">■</span> Elektřina</li> <li><span style="color: orange;">■</span> Dřevěné peletky</li> <li><span style="color: green;">■</span> Kusové dřevo, dřevní štěpka</li> <li><span style="color: yellow;">■</span> Energie okolního prostředí (elektřina a teplo)</li> <li><span style="color: purple;">■</span> Elektřina - dodávka mimo budovu</li> <li><span style="color: cyan;">■</span> Teplo - dodávka mimo budovu</li> <li><span style="color: orange;">■</span> CZT s vyšším než 80% podílem OZE</li> <li><span style="color: blue;">■</span> CZT s vyšším než 50% a nejvýše 80 % podílem OZE</li> <li><span style="color: red;">■</span> CZT s 50% a nižším podílem OZE</li> <li><span style="color: green;">■</span> Ostatní neuvedené energoisitele</li> </ul>	

UKAZATELE ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI BUDOVY							
	Obálka budovy	Vytápění	Chlazení	Větrání	Úprava vlhkosti	Teplá voda	Osvětlení
	$U_{em} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Dílčí dodaná energie		Měrné hodnoty $\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$			
Mimořádně úsporná							
<b>A</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<b>2,0</b>	<b>1,5</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<b>6,0</b>
<b>B</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<b>C</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<b>1136,1</b>	<input type="text"/>
<b>D</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<b>E</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<b>F</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<b>G</b>	<b>1,08</b>	<b>99,6</b>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Mimořádně neúsporná							
Hodnoty pro celou budovu MWh/rok		<b>610,6</b>	<b>12,0</b>	<b>9,5</b>	<b>0,0</b>	<b>6967,7</b>	<b>36,8</b>

Zpracovatel:	Jan Kráčmar	Osvědčení č.:	nevyplněno
Kontakt:	Thákurova 7	Vyhotoveno dne:	nevyplněno
		Podpis:	