

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STAVEBNÍ**

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV



**PROJEKT CHLAZENÍ DATOVÉHO
CENTRA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. LEONA PÁRALOVÁ

Vedoucí diplomové(bakalářské) práce : doc. Ing. Karel Papež, CSc.

2017



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební

Tháškurova 7, 166 29 Praha 6

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Páralová Jméno: Leona Osobní číslo: 380214

Zadávací katedra: katedra technických zařízení budov

Studijní program: budovy a prostředí

Studijní obor: budovy a prostředí

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Projekt chlazení datového centra

Název diplomové práce anglicky: Project data center cooling

Pokyny pro vypracování:
Základní výpočty pro zadání
Schéma systému chlazení
Projekt systému chlazení

Seznam doporučené literatury:
Skriptá EEB2 - technologické systémy staveb
Kniha větrání a klimatizace (Sékyová, Frestl, Nový)
základní normy a předpisy po uvedené téma

Jméno vedoucího diplomové práce: Doc. Ing. Karel Papež, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 13.10.2016

Termín odevzdání diplomové práce: 8.1.2017

Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku

Podpis vedoucího práce

Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta(ky)

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vypracovala samostatně s použitím uvedené literatury a podkladů.

V Praze, dne 4.1.2017

Poděkování:

Tímto bych ráda poděkovala vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Karlu Papežovi, CSc., za ochotu a cenné rady, které mi v rámci vypracování diplomové práce poskytl.

Anotace

Diplomová práce se zabývá chlazením datového centra. Teoretická část práce se zabývá seznámením se systémy chlazení a jejich použití. Výsledkem výpočtové části je návrh chladicího systému pro datové centrum včetně zdroje chladu, potrubních rozvodů a konečné distribuce chladu.

Klíčová slova

- Datové centrum
- Chlazení
- Tepelná zátěž
- Zdroj chladu
- Volné chlazení

Annotation

The thesis deals with cooling the data center. The theoretical part deals with familiarization with cooling systems and their use. The result of the calculation is to design a cooling system for the data center, including cold sources, piping and a final distribution of cold.

Klíčová slova

- Data center
- Cooling
- Thermal load
- The Cold sources
- Freecooling

Obsah

Úvod	8
A. Teoretická část	9
A.1 Úvod do teoretické části	10
A.2 Základní rozdělení přípravy chladu.....	10
A.2.1 Lokální příprava chladu	10
A.2.2 Centrální příprava chladu.....	10
A.3 Chladicí systémy	11
A.3.1 Přímé chlazení.....	11
A.3.2 Nepřímé chlazení	14
A.4 Zdroje chladu.....	15
A.4.1 Adsorpční chlazení.....	15
A.4.2 Absorpční chlazení.....	16
A.4.3 Volné chlazení.....	17
A.4.4 Kompresorové chlazení.....	20
A.4.5 Kompresorové chlazení zásady návrhu/provozu	23
A.5 Chlazení datových center	23
A.5.1 Koncové spotřebiče chladu v datových centrech.....	24
B. Výpočtová část	26
B.1 Analýza objektu.....	27
B.1.1 Popis objektu.....	27
B.1.2 Koncepce chlazení	27
B.1.3 Návrhové parametry.....	29
B.2 Výpočet tepelné zátěže a potřeby chladicího výkonu	29
B.2.1 Výpočet součinitele prostupu tepla	29
B.2.2 Tepelná zátěž vnějších stěn.....	30
B.2.3 Tepelná zátěž od střechy	31

B.2.4	Tepelné zisky okny	32
B.2.5	Produkce tepla od lidí.....	32
B.2.6	Produkce tepla od svítidel	32
B.2.7	Produkce tepla od strojů.....	32
B.2.8	Celková tepelná zátěž.....	32
B.2.9	Vlhkostní zátěž.....	33
B.2.10	Potřeba chladicího výkonu	33
B.3	Návrh koncových spotřebičů chladu	34
B.4	Návrh zdroje chladu (Chilleru).....	36
B.5	Návrh suchého chladiče.....	38
B.6	Dimenzování a hydraulické posouzení potrubí	39
B.6.1	Dimenzování	39
B.6.2	Tlakové ztráty třením v potrubí.....	41
B.6.3	Tlakové ztráty místními odpory	41
B.6.4	Celkové tlakové ztráty v tabulce	42
B.7	Návrh čerpadel a zabezpečovacích zařízení	43
B.7.1	Čerpadla	43
B.7.2	Expanzní nádoby	47
B.7.3	Pojistný ventil	52
B.7.4	Měření a regulace	54
Závěr.....	54
Použité zdroje	55
Seznam použitých zkratk a označení.....	56
Seznam obrázků a tabulek	57
Seznam příloh	59

ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá návrhem chladicího systému datového centra, které se nachází ve vrchních třech patrech jinak administrativní budovy. Cílem práce je navrhnout vhodnou variantu pro odvedení tepelné zátěže z datového centra během celého roku. V objektu je také nutné řešit požadavek na množství větracího vzduchu, který zajistí vzduchotechnické sestavy pro přívod a odvod vzduchu, jejíž návrh už není součástí této práce.

Teoretická část diplomové práce pojednává o běžně používaných chladících systémech. Jedná se o systémy přímého a nepřímého chlazení a jejich varianty. Práce dále popisuje různé zdroje a výrobu chladu. Cílem teoretické části je obecné seznámení s chlazením a chladícími zařízeními jako takovými. Dále vyhodnocení nejlepší varianty pro další řešení v diplomové práci.

Následuje část výpočtová, jejímž výsledkem je návrh systému chlazení pro tento provoz. Výpočtová část zahrnuje návrh koncepce chlazení, výpočet tepelné zátěže a stanovení potřebného chladicího výkonu. Dále návrh zdroje chladu, koncových chladících jednotek a dimenze potrubí.

Část nazvaná projekt obsahuje technickou zprávu, výkresovou dokumentaci a výkaz výměr navrženého systému.

A. TEORETICKÁ ČÁST

A.1 Úvod do teoretické části

Prvky principu klimatizace se objevily již ve starověkých civilizacích. Např. bohatí Římané měli své domy jednou zdí spojené s akvaduktem, který je ochlazoval. Za otce principu klimatizace v moderním pojetí je považován britský vědec Michael Faraday, který v roce 1820 zjistil, že stlačené amonium (NH_3) v kapalném stavu dokáže chladit, pokud je postupně vypouštěno. Za skutečného vynálezce klimatizace je považován americký inženýr Willis Carrier, který instaloval 17. července 1902 první klimatizační systém. Tato klimatizace byla instalována v americkém New Yorku v tiskárně Sackett-Wilhelm, která si jej objednala, jelikož měla velké problémy s usycháním barev a mačkáním papíru kvůli vysoké teplotě a vlhkosti vzduchu. Carrierova klimatizace pracovala na principu vzduchu hnaného kolem trubek se studenou vodou. Tím docházelo ke srážení vodních par na těchto trubkách, čímž se ochlazoval okolní prostor [1].

V některých oblastech je klimatizace nejen standard, ale spíše nezbytnost. V současnosti díky velkému technologickému rozmachu jsou k dispozici desítky druhů klimatizačních zařízení od různých výrobců. S klimatizací se běžně setkáváme všude od automobilů přes kanceláře a administrativní budovy až po tovární haly a výpočetní sály. [2]

Cílem teoretické části této práce je popsat obvyklé možnosti chlazení, jejich výhody a nevýhody.

A.2 Základní rozdělení přípravy chladu

Chladicí systém zahrnuje veškerá potřebná zařízení a rozvody, která pomohou odvést tepelnou zátěž požadované místnosti. Podle toho, jakým médiem dosáhneme snížení teploty v požadované místnosti, rozlišujeme přímé a nepřímé chlazení. [3]

A.2.1 Lokální příprava chladu

Lokální klimatizační zařízení jsou vhodné pro „malé“ aplikace, místní potřebu chladu. [4] Slouží k úpravě vzduchu přímo v místnosti např. v kancelářích, technických místnostech nebo částečně obývaných místnostech. Je to obvykle instalace lokálních zařízení o „malém“ chladícím výkonu.

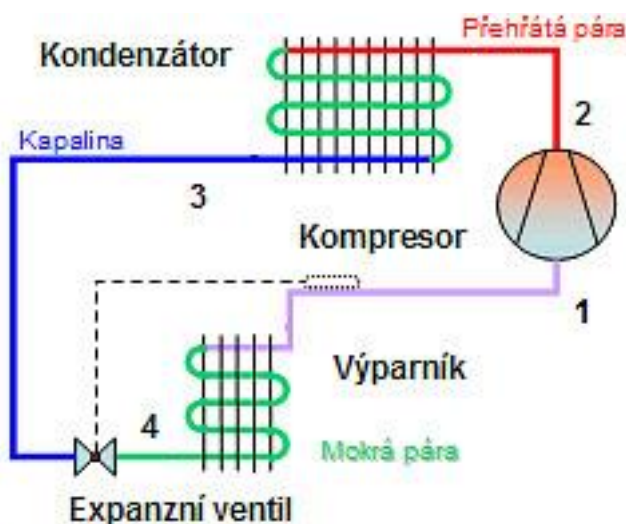
A.2.2 Centrální příprava chladu

Centrální chlazení je nejčastějším řešením pro nové objekty s rovnoměrnou potřebou chladu. Je to chlazení s jedním centrálním zdrojem chladu a dále rozvodem chladu po celém objektu ke koncovým spotřebičům.

A.3 Chladicí systémy

A.3.1 Přímé chlazení

Přímé chlazení spočívá ve chlazení vzduchu přímo výparníkem (výparníky) chladicí jednotky. Tohoto způsobu se používá především k lokálnímu chlazení jednotlivých místností obytných budov nebo jednotlivých kanceláří menších administrativních objektů. Jedná se o tzv. SPLIT, MULTISPLIT a VRV chladicí systémy. Schéma chladicího systému přímého výparu je zobrazeno na obrázku č.1. Výhodou tohoto systému je možnost celoročního provozu. Díky chladicímu médiu, kterým je chladivo, je možné systém používat i při teplotách exteriéru hluboko pod bodem mrazu. Naopak zásadní nevýhodou je riziko úniku chladiva do větracího vzduchu nebo přímo do místnosti. Při návrhu je potřeba dbát pokynů výrobců na maximální délky chladivového potrubí, výšku systému a další omezení. Venkovní jednotky jsou také zdrojem hluku.



Obr. 1 Cyklus chlazení

Provedení „SPLIT“ systémů je podle provedení buď pouze chladicí, nebo v provedení tepelného čerpadla, které umožňuje vytápění. Po přepnutí expanzního ventilu se vzájemně změni funkce výparníku a kondenzátoru. Systém se skládá z jedné venkovní kompaktní jednotky, která obsahuje kompresor, kondenzátor, ventilátor a řídicí jednotku a vnitřní jednotky, či více vnitřních jednotek umístěných přímo v chlazeném prostoru ve kterých se nachází oddělený výparník. Výparník je s venkovní jednotkou spojen pomocí měděného potrubí, ve kterém je vedeno chladivo.

Rozdělení

SPLIT

Jedná se o systém, kde jedna venkovní jednotka přísluší jedné vnitřní jednotce. Tento systém patří k nejmenším, avšak k nejčastěji používaným chladicím systémům na trhu.



Obr. 2 Split systém [5]

MULTI-SPLIT

Jedná se o systém, kde k jedné venkovní jednotce přísluší více vnitřních jednotek. Minimálně dvě a maximálně pět vnitřních jednotek. Systém umožňuje individuální řízení každé vnitřní jednotky a je tak vhodný pro chlazení více místností.

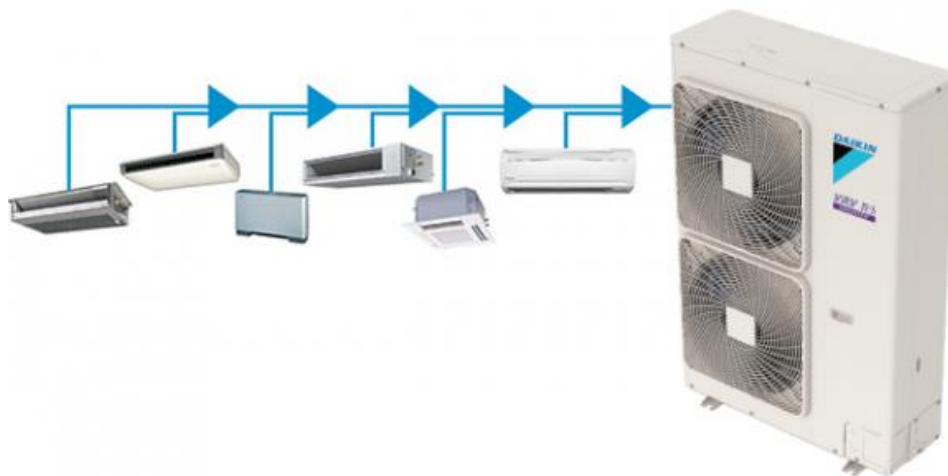


Obr. 3 Multi-split [5]

VRF (VRV) systémy

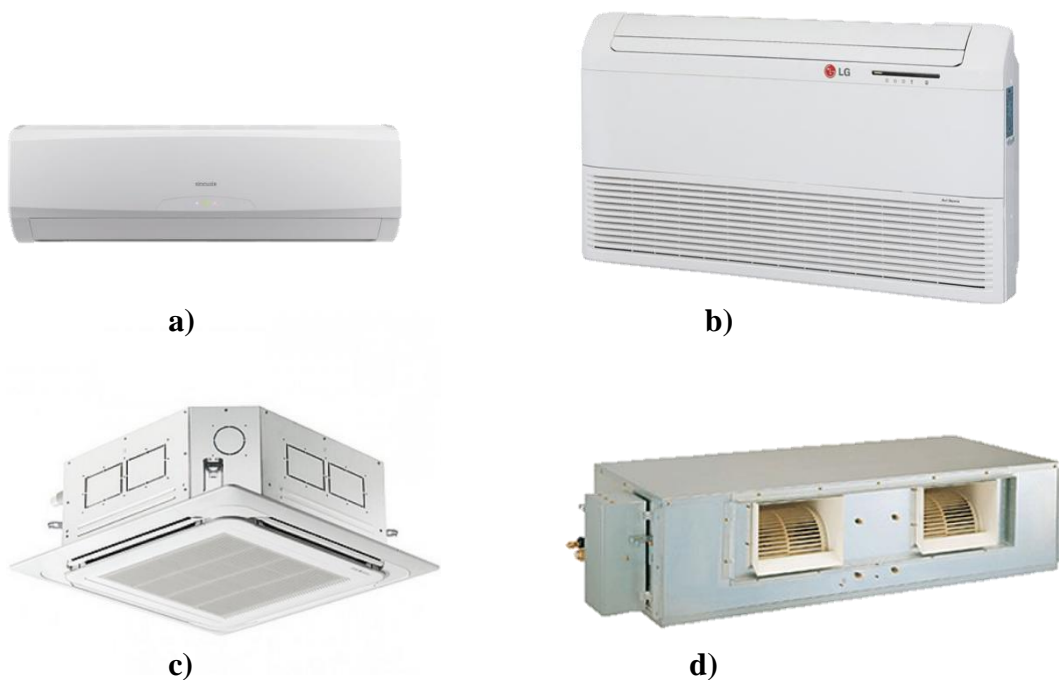
Jedná se o více zónový systém s možností napojení většího počtu vnitřních jednotek na jednu venkovní jednotku. (V současnosti výrobci udávají až 64 jednotek). Systém

se používá pro větší chladicí výkony 14 až 50 kW. Venkovní jednotky pro přímé výparníky v centrálních jednotkách bývají běžně ve výkonech od 12 do 50 kW, pro rozsáhlejší aplikace pak může být výkon navýšen až na 160 kW.



Obr. 4 VRF systém [5]

Typy vnitřních jednotek



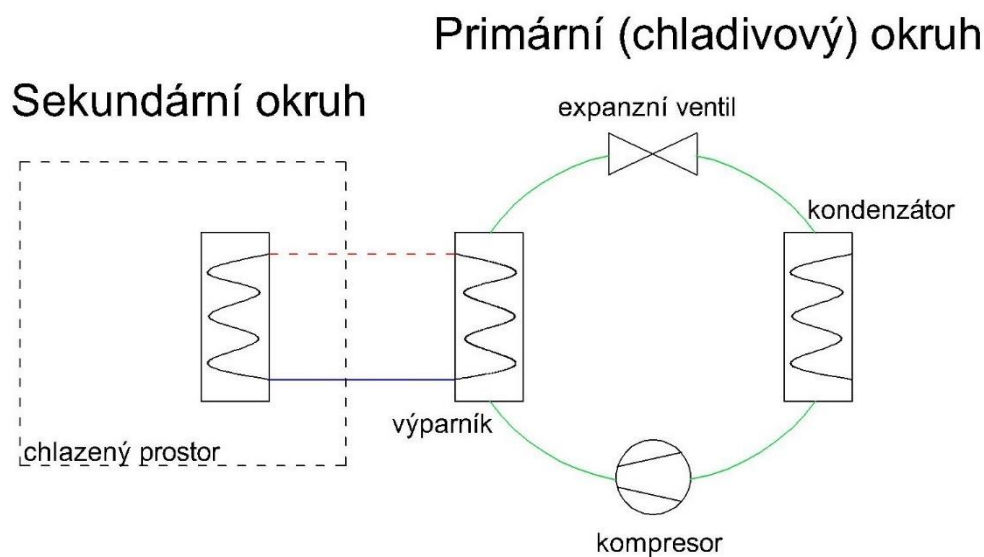
Obr. 5 Typy vnitřních jednotek [5]

a – nástěnná; b – parapetní (podstropní); c – kazetová; d – kanálová

A.3.2 Nepřímé chlazení

Metoda tzv. nízkoenergetického chlazení při kterém je přívodní vzduch ve výměníku chlazen adiabaticky ochlazeným odváděným vzduchem. [4] Nepřímé chlazení se používá tehdy, kdy je třeba zajistit chlazení na větší vzdálenost nebo z nějakého jiného důvodu umístit chlazený předmět jinam. Při využití nepřímého chlazení se používá jako chladicí médium ledová voda či různé nemrznoucí kapalinové směsi. Teplonosná látka, kterou je nejčastěji voda v rozsahu teplot 6 až 18 °C je ochlazována ve výparníku zdroje chladu. Okruh teplonosné látky musí být vybaven pojistnými prvky (expanzní nádoba, pojistný ventil), dále zde najdeme čerpadla, akumulární zásobník, který slouží také jako hydraulický vyrovnávač tlaků. Systém je dále vybaven armaturami na regulaci teploty (kvalitativní) nebo regulaci průtoku (kvantitativní).

Hlavní výhodou oproti přímému systému je snadné odhalení úniku chladiva. Případný únik navíc nezpůsobí větší škody, jelikož nehrozí vzájemná kontaminace chladivového a vodního okruhu. V nepřímém systému je rovněž možné snížit tlak teplonosné látky, čímž dosáhneme snížení hluku v potrubí a armaturách. Systém je rovněž vhodný pro větší budovy či komplexy více budov s centrálním zásobováním chladu. Tím je možné výrazně snížit náklady na provoz systému.



Obr. 6 Schéma nepřímého chlazení

Rozvod teplonosné látky v objektu je řešen obdobným způsobem jako u vytápění. Pro potrubí jsou používány především ocelové a měděné rozvody. [2] Zvýšenou pozornost je nutné věnovat tepelné izolaci rozvodů chladu, která musí dostatečně účinně snižovat únik chladu do okolí a současně zabraňovat průniku vodních par z okolí k potrubí, které by na něm kondenzovaly. Ve strojovně chladu používáme rozdělovač a sběrač, kterým rozdělíme teplonosnou látku do několika větví podle rozlehlosti objektu. K jednotlivým spotřebičům chladu přivádíme potrubí s chladicí a vratnou vodou.

A.4 Zdroje chladu

Chlazení můžeme rozdělit na chlazení KOMPRESOROVÉ, VOLNÉ, ABSORPČNÍ a ADSORPČNÍ.

Adsorpční = Adsorpce kapaliny do tuhé látky

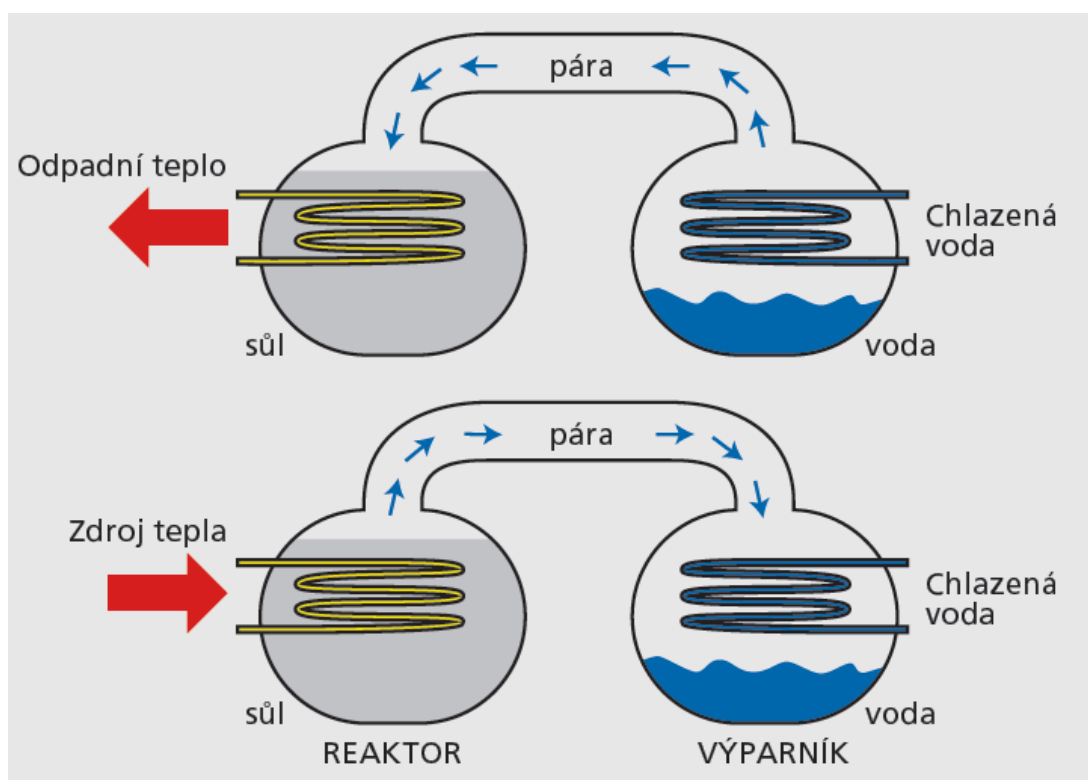
Absorpční = Absorbér – chladivo (voda+amoniak)

Volné = Suchý chladič, adiabatický chladič, otevřená a uzavřená věž

Kompresorové = kompaktní chiller, vodou chlazený chiller, chiller s odděleným kondenzátorem

A.4.1 Adsorpční chlazení

Celý princip adsorpčního chlazení je založen na schopnosti molekul vody lépe vytvářet vazby s určitou hygroskopickou solí než s ostatními molekulami vody. Zařízení se skládá ze dvou oddělených nádob – z reaktoru obsahující hygroskopickou sůl a výparníku obsahující vodu. Voda se začne vypařovat. Pokud je v soustavě nízký tlak nebo dokonce vakuum, voda začne vřít a tím se proces vypařování urychlí. Při tomto procesu je z chlazené vody přiváděné k výparníku odebíráno teplo. Vodní páry jsou navázány na sůl až do jejího plného nasycení. Proces vypařování předává tepelnou energii z vody „do“ soli. Ze soli odvádíme odpadní teplo, které můžeme využít pro ohřev bazénu nebo pro vytápění. Následně je nádoba reaktoru ohřívána vnějším zdrojem tepla a v důsledku zahřátí dojde k vypuzení vodních par ze soli. Vodní pára se vrací zpět do výparníku a proces se cyklicky opakuje. [6]



Obr. 7 Schéma adsorpčního chlazení [6]

A.4.2 Absorpční chlazení

Generátor, ve kterém je obsažen roztok obsahující chladivo, je ohříván zdrojem tepla. Zde předá svoji energii a chladivo se z roztoku odpaří. Zbytek roztoku je odváděn do absorbéru. Páry chladiva putují do kondenzátoru, kde jsou ochlazeny chladicí vodou. Pro regeneraci ohřáté chladicí vody se nejčastěji používá chladný vzduch nebo voda. Zkapalněné chladivo je dále rozstříkováno ve výparníku, kde odebere chlazené teplo vodě a odpaří se. Ochlazenou vodu následně využíváme pro účely chlazení. Vzniklá pára proudí do absorbéru, odevzdá teplo a zkapalní. Uvolněné teplo je odváděno. Kapalně chladivo zředí přiváděný roztok. Zředěný roztok je přečerpán zpátky do generátoru a celý cyklus se opakuje. [6]

Výhody

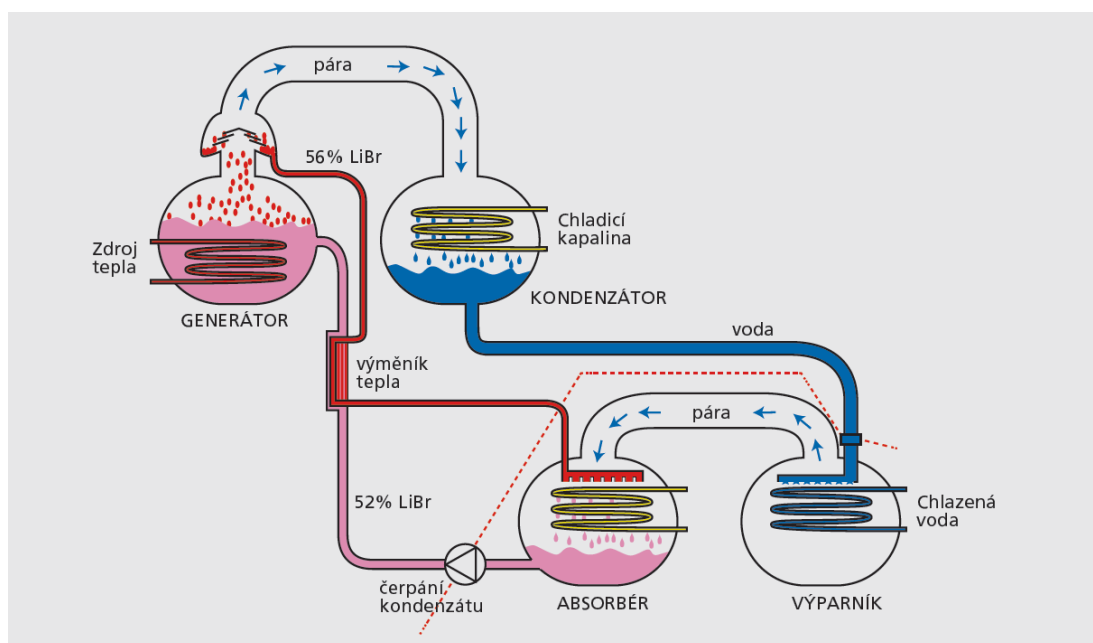
- Zdroj chladu s využitím odpadního tepla (min 90°C – voda, olej, spaliny)
- Dlouhá životnost zařízení cca 25let
- Jednoduchá obsluha

Nevýhody

- Hluk
- Nutná velká nosnost strojovny – při prasknutí výměníku se „naplní celý chiller chlazenou kapalinou“ zvýší se nárazově hmotnost

Poznámky

- Velké chladicí výkony



Obr. 8 Schéma absorpčního chlazení [6]

A.4.3 Volné chlazení

Free cooling (volné chlazení) je využívání nízkých venkovních teplot pro výrobu chladu (chladicí vody) v chladných obdobích bez nutnosti používání kompresorového chlazení. Provoz Free coolingu je z energetického hlediska velice nenáročný. Při tomto druhu chlazení fungují pouze ventilátory, které nasávají vzduch skrz lamelový výměník s nemrznoucí kapalinou, ta své teplo odevzdává do vzduchu a tím se ochlazuje. Pro volné chlazení se používá například zařízení, kterému se říká suchý chladič. Funkcí tohoto chladiče je odvádět teplo z chillerů v místnostech, kde nelze použít klasický monoblokový chladič např. kvůli hluku. Mezi suchým chladičem a chillerem je okruh se směsí propylenglykolu (nemrznoucí směsí), protože potrubí se nachází ve venkovním prostředí.

Freecooling se vyplatí pro budovy, které potřebuju chladit celoročně.

Příklady volného chlazení s jejich výhodami a nevýhodami

SUCHÝ CHLADIČ



Obr. 9 Suchý chladič [7]

Výhody

- Lehké zařízení
- Dlouhá životnost zařízení
- Jednoduchá obsluha
- Hluk zařízení lze navrhnout na konkrétní podmínky
- Není potřeba voda pro adiabatický děj

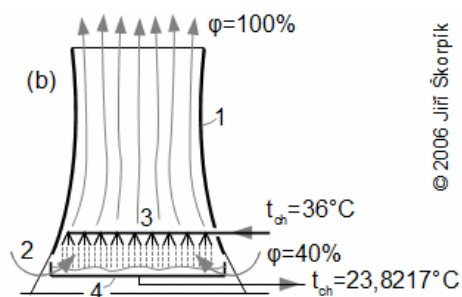
Nevýhody

- Při volném chlazení je nutné použít glykoly (nemrznoucí směsi)
- Nižší účinnost oproti věžím nebo adiabatickým chladičům

Poznámky

- Velice jednoduché zařízení

OTEVŘENÁ VĚŽ



© 2006 Jiří Škorpík

Obr. 10 Otevřená chladicí věž [8]

Výhody

- Velice levné zařízení
- Vysoká účinnost

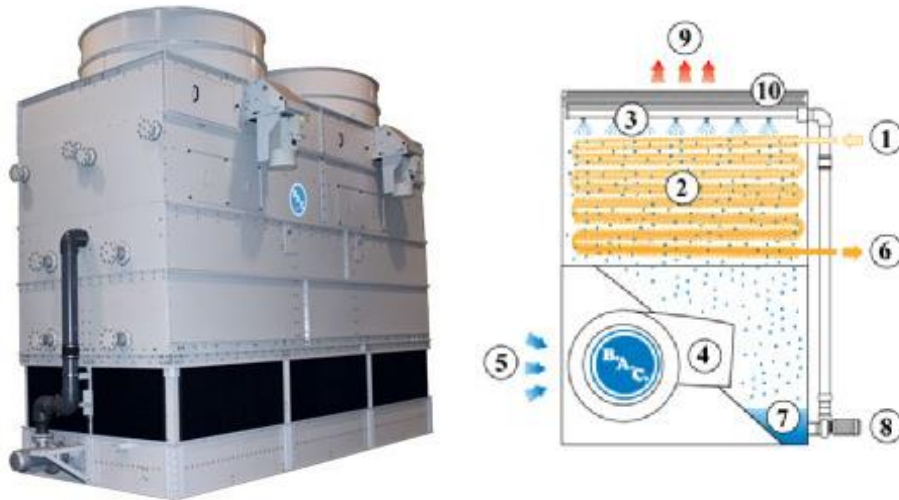
Nevýhody

- Nutná úprava vody
- Velká spotřeba vody na odpar
- Zanášení chladicí kapaliny nečistotami

Poznámky

- Velice jednoduché zařízení

UZAVŘENÁ VĚŽ



Obr. 11 Uzavřená chladicí věž [9]

Výhody

- Levné zařízení
- Vysoká účinnost

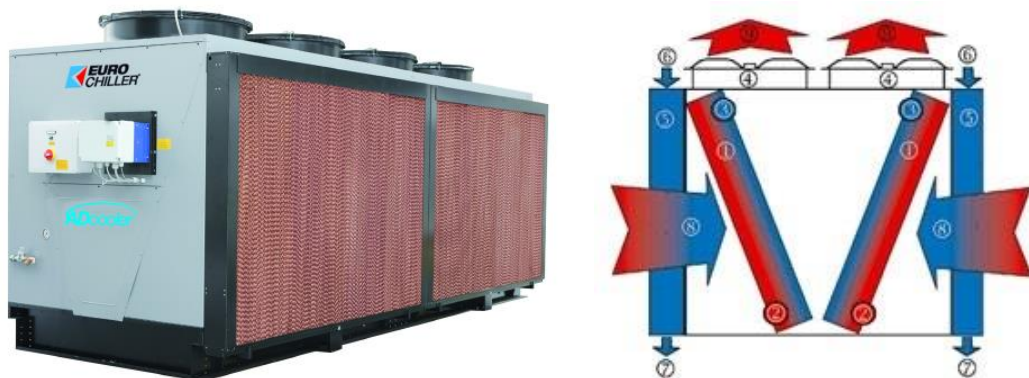
Nevýhody

- Nutná úprava vody
- Velká spotřeba vody na odpar
- Vyhřívání vany

Poznámky

- Velmi jednoduché zařízení

ADIABATICKÝ CHLADIČ



Obr. 12 Adiabatický chladič [10]

Výhody

- Vysoká účinnost
- Není potřeba úprava vody

Nevýhody

- Spotřeba vody na odpar
- Životnost 5 let adiabatických lamel

Poznámky

- Velice jednoduché zařízení

A.4.4 Kompresorové chlazení

Kompresorové chlazení je nejběžnějším systémem pro výrobu chladu. Setkáváme se s ním denně v ledničce nebo v autě. Skládá se ze čtyř základních komponentů (kompresor, kondenzátor, škrťací ventil a výparník), které jsou navzájem propojeny chladivovým potrubím.

Páry chladiva (freony) se v kompresoru stlačují a přivádí do kondenzátoru, kde zkondenzují. V kondenzátoru vysrážené chladivo přechází do sběrače, odkud jej dle potřeby přepouštíme přes redukční ventil do výparníku. Zde dojde k prudkému snížení teploty a přeměně z kapalně fáze na plynnou \Rightarrow vznik chladu. Z výparníku se vrací plynné chladivo ke kompresoru.

Příklady kompresorového chlazení s jejich výhodami a nevýhodami

KOMPAKTNÍ CHILLER (BLOKOVÁ CHLADÍCÍ JEDNOTKA)



Obr. 13 Kompaktní chiller [11]

Kompaktní chiller se vyznačuje jednoduchou instalací a údržbou. Jednotku tvoří jedna skříň, která se umísťuje zpravidla na střechu objektu nebo na volné prostranství na betonový základ. Její součástí jsou všechny dříve jmenované komponenty chladicího okruhu.

Výhody

- Integrované oběhové čerpadlo – je-li potřeba
- Nízká spotřeba el. energie na výrobu chladiva – není kondenzační čerpadlo
- Jednoduchá obsluha
- Malá strojovna – ve strojovně pouze akumulací nádrž a rozdělovač sběrač
- Mnoho dodavatelů v ČR

Nevýhody

- Hluk
- Hmotnost
- Integrovaný freecooling

Poznámky

- Chladicí výkon cca 5kW ÷ 1500kW
- Návrhový bod je daný venkovní letní teplotou min. 32°C, standart t = 35°C

CHILLER VODOU CHLAZENÝ



Obr. 14 Vodou chlazený chiller [12]

Chladicí jednotky s vodou chlazeným kondenzátorem vynikají vyšší účinností. Díky investičním nákladům a větší náročnosti na údržbu se zpravidla používají na větší instalace. Obvyklé je použití jedné jednotky při požadovaném výkonu 200-2400 kW. Pro větší chladicí výkony je zapotřebí použít více paralelně zapojených jednotek.

Výhody

- Hluk – suchý chladič nebo chladicí věž lze vždy akusticky „naladit“
- Hmotnost venkovních zařízení
- Lze jednoduše vyřešit freecooling
- Jednoduchá obsluha

Nevýhody

- Vyšší spotřeba el. energie na výrobu chladu – je nutné kondenzační čerpadlo
- Velká strojovna – chiller v ní musí být umístěn
- Velká spotřeba vody

Poznámky

- Obrovské chladicí výkony, které začínají už na 50kW

CHILLER S ODDĚLENÝM KONDENZÁTOREM



Obr. 15 Chiller s odděleným kondenzátorem [12]

Systém můžeme podle umístění rozdělit na dvě části. Větší část tvoří samotná chladicí jednotka a další zařízení na straně teplotnosné látky, která jsou umístěna ve strojovně chlazení. Oddělený kondenzátor musí být se strojní částí chladicí jednotky propojen potrubím, v němž proudí chladivo.

Výhody

- Hluk – kondenzátor se dá vždy akusticky „naladit“
- Hmotnost venkovního zařízení

- Nízká spotřeba chladicího výkonu v létě

Nevýhody

- Velké množství chladiva
- Velká strojovna
- Vyšší spotřeba el. energie

Poznámky

- Málo používané řešení

A.4.5 Kompresorové chlazení zásady návrhu/provozu

- Zajistit konstantní průtok vody přes výparník
- Δt chladicí kapaliny 5-9°C (rozdíl teplot chladicí kapaliny vstup/výstup)
- Akumulace chladu – tzn. dodržení minimálního objemu vody v soustavě (zajistit chod chilleru na minimální výkonový krok po dobu 8min.)
- Trvale dodržet maximální teplotu chladicí kapaliny vstupující do výparníku (20÷26°C)

A.5 Chlazení datových center

Datová centra neboli serverovny jsou prostory pro umístění počítačové techniky serverového typu. Tyto prostory jsou určeny k nepřetržitému provozu. Je to místo, které má serverům a dalším technologickým zařízením zajistit bezproblémový a stabilní provoz bez vlivu z okolí. Protože pro propojení všech komponent bylo zapotřebí velké množství kabelů, bylo nutné následně vytvořit standardy a metody pro přizpůsobení a organizaci vedení, například racky pro umístění komponent, zdvojené podlahy a kabelové žlaby (instalované nad hlavou nebo pod zvýšenou podlahou). Tyto serverovny také vyžadovaly velký přísun energie musely být také efektivně chlazeny, aby dokázaly předcházet přehřátí.

Chlazení datového centra slouží k odvodu technologického tepla, které ve velké míře produkují veškerá technická zařízení umístěná v serverovně. V případě poruchy klimatizace dochází v serverovně k brzkému přehřátí všech zařízení během poměrně krátké doby, jedná se zpravidla o jednotky minut.

Nejmodernější přístup řešení chlazení DC nabízí – mechanické oddělování teplotních zón. Před počítači, kde je vzduch do serverů nasáván, se udržuje co nejnižší teplota. Za nimi, kde nasává vzduch klimatizace, se udržuje teplota co nejvyšší. Aby se tyto zóny nemíchaly, musejí být mechanicky odděleny.

Servery se ukládají do rozvaděčů (tzv. racků). Dále je potřeba racky plné serverů naskládat do dvou řad proti sobě. A ulička, která vznikla se uzavře pomocí střechy a dveří. Tímto se vytvoří tzv. studená nebo teplá ulička. Tam kde počítače nasávají vzduch, je studená ulička a tam kde servery vzduch vyfukují se nachází ulička teplá.

Do tohoto systému už zbývá jen připojit přesnou klimatizaci, která bude nasávat vzduch z teplé zóny, chladit jej, upravovat jeho vlhkost a vyfukovat do studené zóny.

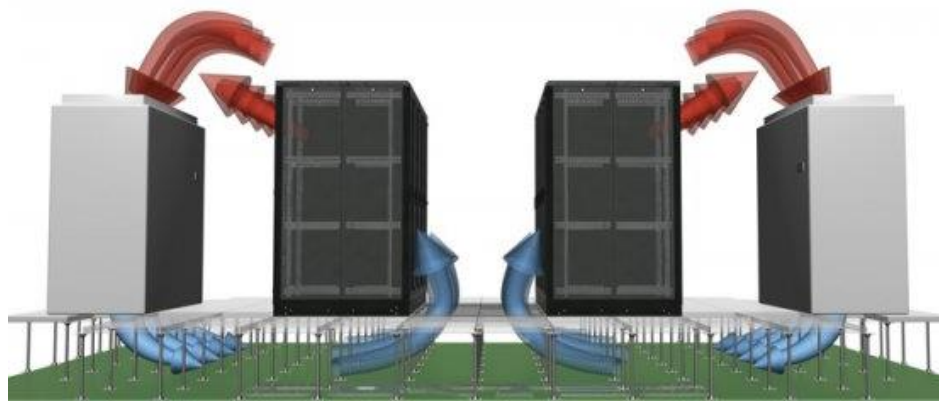
Čím větší je teplotní rozdíl mezi zónami, tím větší bude efektivita chlazení. Lze dosáhnout rozdílu až 15 stupňů celsia. [13]

A.5.1 Koncové spotřebiče chladu v datových centrech

Klasickým a nejrozšířenějším způsobem chlazení IT je chlazení vzduchem. V současné době se používají tři způsoby chlazení. První jsou sálové jednotky tzv. CRAC (Computer Room Air Condition), druhé jsou mezirackové jednotky (in-row) a jako poslední jsou používány jednotky CoolTop.

SÁLOVÉ JEDNOTKY

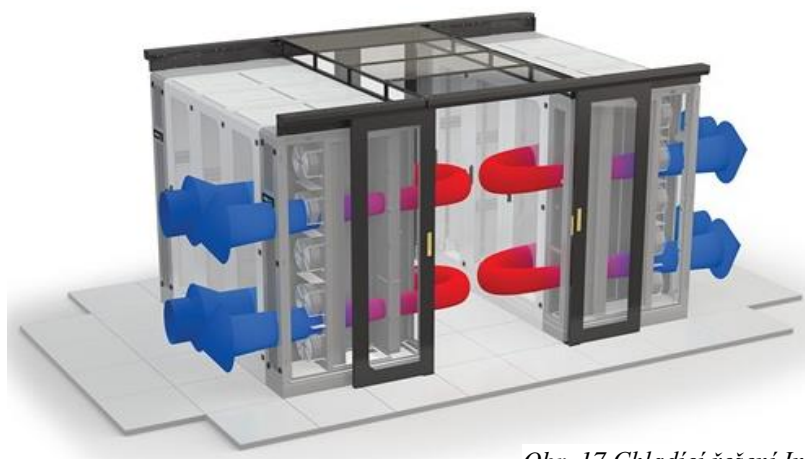
Takzvané „skříně“ se většinou nacházejí po obvodu místnosti, shora nasávají teplý vzduch vy výměníku ho ochladí a vyfukují pod zdvojenou podlahu, odkud se dostává perforovanými dlaždicemi do studené uličky před servery [13]. Problémem ale je dlouhý vertikální okruh vzduchu s vysokou energetickou spotřebou a neschopnost lokálně reagovat na potřeby serverů. CRAC navíc zabírá mnoho podlahového prostoru.



Obr. 16 Chladicí řešení sálovými jednotkami [14]

MEZIRACKOVÉ JEDNTOKY

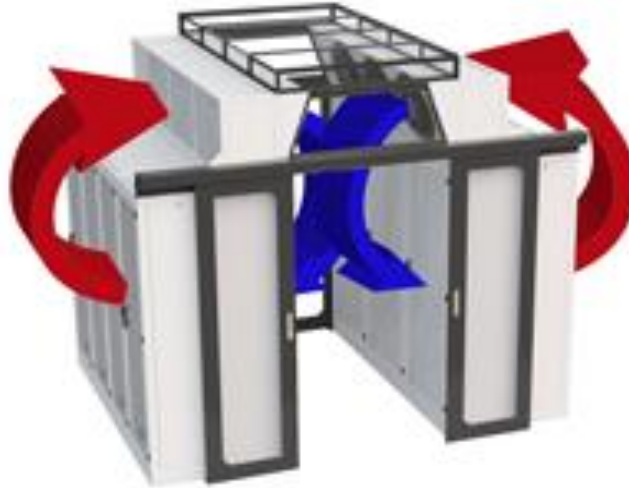
Modernější způsob nabízejí in-row jednotky umístěné mezi rozvaděči, které zásobují chladným vzduchem servery ve své blízkosti. Okruh proudění vzduchu je horizontální, velmi krátký a lze tak poměrně pružně reagovat na lokální IT potřeby. [x]



Obr. 17 Chladicí řešení In-row jednotkami [14]

NADRACKOVÉ JEDNOTKY

Třetí řešení nabízí jednotka CoolTop, která se vrací k vertikálnímu systému, ale lokálnímu. Chladicí jednotky jsou umístěny přímo nad rozvaděči, kde nasávají z jejich zadních částí vzduch a ochlazený jej foukají dolů před rozvaděče. Jednotka CoolTop tak nabízí daleko lepší využití energie, může reagovat na lokální požadavky, a přitom nezabírá žádnou plochu v datovém centru.



Obr. 18 Chladicí řešení jednotkami CoolTop [14]

B. VÝPOČTOVÁ ČÁST

B.1 Analýza objektu

B.1.1 Popis objektu

Cílem této diplomové práce je návrh řešení chlazení datového centra vniklého v rekonstruované administrativní budově. Datové centrum zasahuje do třech nejvyšších podlaží administrativní budovy a jeho celková rozloha je zhruba 300 m². Půdorysné rozměry budovy jsou 33,36x15,06 m. V 5.NP se nachází datový sál podlahové ploše 182 m². V 6.NP se nachází datový sál o podlahové ploše 48,5 m² dále strojovna chlazení a místnost UPS a Baterií. V 7.NP je umístěn poslední data sál o rozloze 29,4 m². Pro umístění venkovních jednotek bude sloužit střecha objektu nad 7.NP.

Tab. 1 Plochy místností

Podlaží	Místnost		Plocha
	č.m.	popis	[m ²]
5.NP	5.01	Serverovna	182,2
	5.02	Serverovna	72,4
	5.14	Akumulátory	18,3
6.NP	6.01	Serverovna	48,5
	6.02	El. rozvaděče	14,7
	6.13	Strojovna chlazení	60,7
	6.14	UPS	28,1
7.NP	7.01	Serverovna	29,4

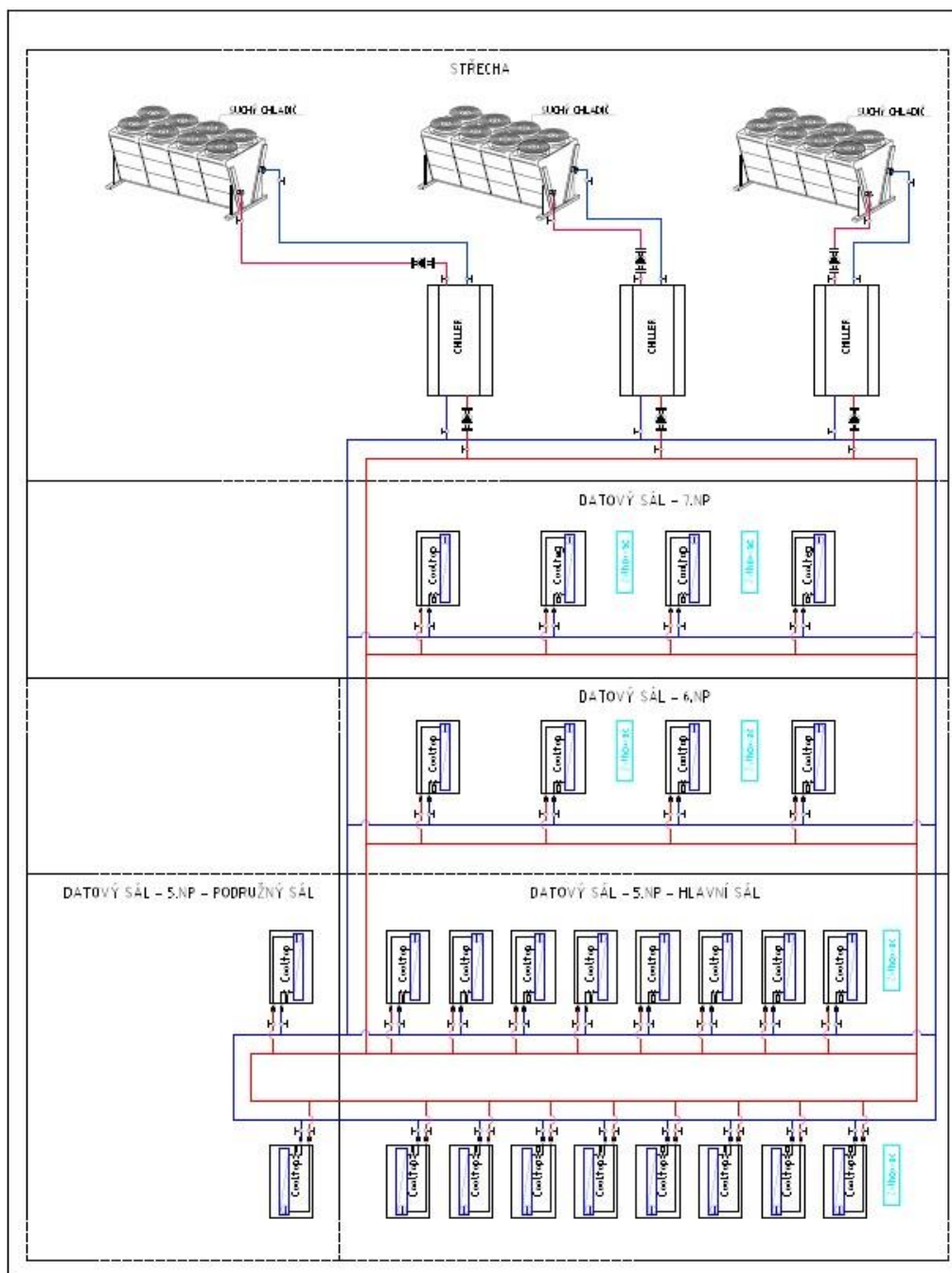
B.1.2 Koncepce chlazení

Zdrojem chladu pro vnitřní chladicí jednotky (CoolTop) jsou chillery ve vnitřním provedení typu CSI s oddělenými suchými chladiči, chillery jsou umístěny ve strojovně chladu v 6NP - místnost 6.13. Chillery pracují s chlazenou vodou o teplotním spádu 18°/13°C.

Odvod tepla (teplo od technologického zařízení + výkonu kompresorů) z kondenzačních výměníků chillerů je řešen oddělenými suchými chladiči umístěnými na střeše objektu. Každý chiller je samostatně připojen na jeden suchý chladič. Okruh chladicí vody je naplněn nemrznoucí směsí.

Chlazení datasálů v 5NP, 6NP a 7NP je řešeno nadrackovými chladicími jednotkami CoolTop s uzavřenou teplou uličkou, v 7NP budou osazeny nadrackové jednotky se zvýšeným chladicím výkonem. Každá chladicí jednotka je přes uzavírací armatury napojena na pátevní rozvod chlazené vody, pro zaregulování systému je okruh každé jednotky osazen ventilem s nastavením omezení maximálního průtoku.

Pátevní potrubní rozvody chlazené vody strojoven zdrojů chladu i datových sálů jsou vždy navrženy s napájením ze dvou stran a vystrojení připojení jednotlivých zařízení (chillerů, vnitřních chladicích jednotek) uzavíracími armaturami tak, aby při poruše těsnosti umožňovaly odpojení poškozené části při zachování funkčnosti zbylého systému. Systém potrubí je dimenzován na plnou teoretickou kapacitu datacentra dle popisu výše, tj. 800kW příkonu IT.



- Přívodní potrubí chlazené vody
- Vratné potrubí chladicí vody
- Měděné potrubí pro přímý výpar

Obr. 19 Schéma koncepce chlazení

B.1.3 Návrhové parametry

Pro určení klimatických podmínek byly použity hodnoty Chomutova.

Tab. 2 Návrhové parametry exteriéru

Chomutov	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]
Léto	35	60

B.2 Výpočet tepelné zátěže a potřeby chladicího výkonu

B.2.1 Výpočet součinitele prostupu tepla

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{d}{\lambda} + R_{se}}$$

U - Součinitel prostupu tepla [W/m²K]

R_{si} - odpor při přestupu tepla na straně interiéru [m²K/W]-dle normy ČSN 73 0540-3

R_{se} - odpor při přestupu tepla na straně exteriéru [m²K/W]-dle normy ČSN 73 0540-3

d – tloušťka konstrukce [m]

λ – součinitel tepelné vodivosti [Wm⁻¹K⁻¹]

Ve výpočtové části je uveden příklad výpočtu pro jednu konstrukci. Výpočty ostatních konstrukcí byly provedeny v programu Teplo2014 a jsou uvedeny v příloze.

Výpočet pro obvodovou stěnu tl. 450mm.

Skladba:

tl. 5mm omítka sádrová λ= 0,6 Wm⁻¹K⁻¹

tl. 450mm Pórobetonová tvárnice λ = 0,089 Wm⁻¹K⁻¹

tl. 12mm Omítka vápenocementová λ = 0,8 Wm⁻¹K⁻¹

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{d}{\lambda} + R_{se}} = \frac{1}{0,13 + \sum \left(\frac{0,005}{0,57} + \frac{0,450}{0,174} + \frac{0,012}{0,99} \right) + 0,04} = 0,360 \frac{W}{m^2K}$$

Pokud není uvedeno jinak, použité hodnoty součinitele tepelné vodivosti zdíva jsou převzaty z normy ČSN 73 0540-3.

Výsledky:

Výsledky součinitelů prostupu tepla všech konstrukcí je uveden v Tab. 3.

Tab. 3 Vypočítané hodnoty součinitele prostupu tepla

Typ konstrukce	TLoušťka konstrukce	Součinitel prostupu tepla - U
	[mm]	[W/m ² K]
Stěna vnější	450	0,360
Střecha	255	1,555
Stěna vnitřní	350	0,439
Sádkartonová příčka	150	1,056

B.2.2 Tepelná zátěž vnějších stěn

Pro tepelnou zátěž stěnami je rozhodující plocha stěny, součinitel prostupu tepla, tloušťka stěny a její orientace ke světovým stranám. Výpočet byl proveden pro jednotlivé místnosti samostatně.

$$Q_s = U \cdot S \cdot [(t_{rm} - t_i) + m \cdot (t_{r\psi} - t_{rm})]$$

Q_s – tepelná zátěž vnější stěny [W]

U – součinitel prostupu tepla [W/m²K]

S – plocha stěny [m²]

t_{rm} – průměrná rovníková sluneční teplota pro konkrétní fasádu [°C] [24]

t_i – návrhová teplota interiéru [°C]

$t_{r\psi}$ – rovníková sluneční teplota v době ψ dříve [°C]

$\psi = 32\delta - 0,5$ [h]

m – zmenšení teplotního kolísání

$$m = \frac{1 + 7,6 \cdot \delta}{2500\delta}$$

δ – tloušťka stěny [m]

Ve výpočtové části je uveden příklad výpočtu tepelné zátěže jedné vnější stěny tl.450 mm na severní stranu. Výpočty všech konstrukcí jsou v příloze B.

$t_{rm} = 26,2$ °C odkaz [15] norma ČSN 73 0548

$U = 0,36$ W/m²K

$S = 33,36 \cdot 2,75 = 91,74$ m²

$\psi = 32 \cdot 0,45 - 0,5 = 13,9 \Rightarrow 14$ h

$t_{r\psi} = 18,1$ °C

$$m = \frac{1 + 7,6 \cdot \delta}{2500^\delta} = \frac{1 + 7,6 \cdot 0,45}{2500^{0,45}} = 0,13$$

$$Q_s = U \cdot S \cdot [(t_{rm} - t_i) + m \cdot (t_{r\psi} - t_{rm})]$$

$$Q_s = 0,36 \cdot 91,74 \cdot [(26,2 - 20) + 0,13 \cdot (18,1 - 26,2)]$$

$$Q_s = 135,83 \text{ W}$$

Výsledky

Výsledky tepelné zátěže od stěn jsou uvedeny v tabulce 4.

Tab. 4 Tepelná zátěž od stěn

Místnost	Orientace stěny	Typy stěny	Tepelná zátěž [W]
501	S	Stěna vnější	135
	Z	Stěna vnější	24
502	J	Stěna vnější	24
	V	Stěna vnější	23
601	S	Stěna vnější	37
	J	Stěna vnější	24
701	S	Stěna vnější	23
	J	Stěna vnější	24

B.2.3 Tepelná zátěž od střechy

$$Q_r = U_s \cdot S \cdot (t_{rm} - t_i)$$

Q_r – Tepelná zátěž střechou

U_s – Součinitel prostupu tepla konstrukcí viz tab.3

S – plocha střechy [m²]

t_{rm} – průměrná rovníková sluneční teplota pro konkrétní fasádu [°C] [24]

t_i – teplota interiéru [°C]

Výpočet

$$t_{rm} = 33,6 \text{ °C}$$

$$U = 1,555 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$S = 29,36 \text{ m}^2$$

$$Q_r = U_s \cdot S \cdot (t_{rm} - t_i) = 1,555 \cdot 29,36 \cdot (33,6 - 20) = \mathbf{784 \text{ W}}$$

B.2.4 Tepelné zisky okny

Tepelné zisky okny v tomto projektu neuvažují vzhledem k tomu, že datové sály jsou bez oken.

B.2.5 Produkce tepla od lidí

Tepelné zisky od lidí v tomto projektu neuvažují vzhledem k tomu, že prostor datových sálů je bezobslužný

B.2.6 Produkce tepla od svítidel

Tepelnou zátěž od svítidel jsem získala od profese elektro podle požadavků osvětlení datových sálů. Přesné údaje zátěže od svítidel jsou uvedeny v příloze č. 3.

B.2.7 Produkce tepla od strojů

Tepelná zátěž od strojů byla dodána od profese IT, která podle požadavků investora a nařízení vlády navrhla počty rozvaděčů do datových sálů. Konkrétní zátěže od technologie pro jednotlivé sály jsou uvedeny v příloze č.3.

B.2.8 Celková tepelná zátěž

Tab. 5 Tepelná zátěž

	Počet jednotek	Výkon jednotky [kW]	Soudobý výkon - chiller[kW]	Redundance
Data sál 7NP				
Rozvaděče 10ks po 6,2kW/rack	10	6,20	22,9	
Tepelné zisky-místnost	1	1,13	1,13	
Střešní chladicí jednotka (CoolTop)	2	-29,00		N+1
Příkon jednotek (CoolTop)	2	0,66	1,3	
Požadavek na chladicí výkon chilleru			25,4	kW

	Počet jednotek	Výkon jednotky [kW]	Soudobý výkon - chiller[kW]	Redundance
Data sál 6NP				
Rozvaděče 80ks po 4kW/rack	20	4,00	29,6	
Tepelné zisky-místnost	1	0,57	0,3	
Střešní chladicí jednotka (CoolTop) - 1. etapa 2x CHA	4	-29,00		N+1
Příkon jednotek	4	0,66	2,0	
Požadavek na chladicí výkon chilleru			31,9	kW

	Počet jednotek	Výkon jednotky [kW]	Soudobý výkon - chiller[kW]	Redundance
Data sál 5NP hlavní sál				
Rozvaděče 80ks po 4kW/rack (60ks v 1. etapě)	80	4,00	118,4	
Tepelné zisky-místnost	1	1,72	1,0	
Střešní chladicí jednotka (CoolTop)	16	-29,00		N+1
Příkon jednotek	16	0,66	7,9	
Požadavek na chladicí výkon chilleru			127,4	kW

	Počet jednotek	Výkon jednotky [kW]	Soudobý výkon - chiller[kW]	Redundance
Data sál 5NP podružný sál				
Rozvaděče 20ks po 4kW/rack (bude až ve II. etapě)	0	4,00	0,0	
Police s PC v podružném sále 5NP	10	2,00	7,4	N+1
Tepelné zisky-místnost	1	0,71	0,6	
Střešní chladicí jednotka (CoolTop)	2	-29,00		N+1
Příkon jednotek	2	0,66	0,7	
Požadavek na chladicí výkon chilleru			8,6	kW

	Počet jednotek	Výkon jednotky [kW]	Soudobý výkon - chiller[kW]	Redundance
Chiller plant				
Celková tepelná zátěž			193,3	kW
Chiller CSI 1001 GE	3	100,10	200,2	N+1

Celková tepelná zátěž na jeden zdroj chladu = 100,1kW

Celková tepelná zátěž = 193,3 kW => 200 kW při Redundanci N+1

B.2.9 Vlhkostní zátěž

V tomto projektu neuvažují vlhkostní zátěž, protože prostory serveroven jsou bezobslužné a nejsou zde ani žádné jiné zdroje vlhkosti.

B.2.10 Potřeba chladicího výkonu

$$Q_{ch,potřebný} = Q_{ch,max} \cdot s$$

$Q_{ch,potřebný}$ – potřebný chladicí výkon [W]

$Q_{ch,max}$ – celková tepelná zátěž objektu [W] viz. kapitola B.2.8

s – součinitel současnosti – vliv nerovnoměrného obsazení místnosti v čase

Výpočty

$$Q_{ch,max} = 200 \text{ kW}$$

$$s = 1$$

$$Q_{ch,potřebný} = Q_{ch,max} \cdot s = 200 \cdot 1 = \mathbf{200 \text{ kW}}$$

B.3 Návrh koncových spotřebičů chladu

Pro průmyslové chlazení datových sálů jsem navrhla nadrackové jednotky fancoil (CoolTop). Jsou to jednotky speciálně navržené pro umístění na horních krytech IT rozvaděčů. Jednotky budou použity v koncepci studené a teplé uličky. Kdy uzavřenou uličkou byla zvolena ulička studená. Tyto jednotky jsem navrhla i z důvodů podlahové plochy sálů, která v tomto projektu nebyla nijak velká a proto je využití nadrackových jednotek ideálním řešením.

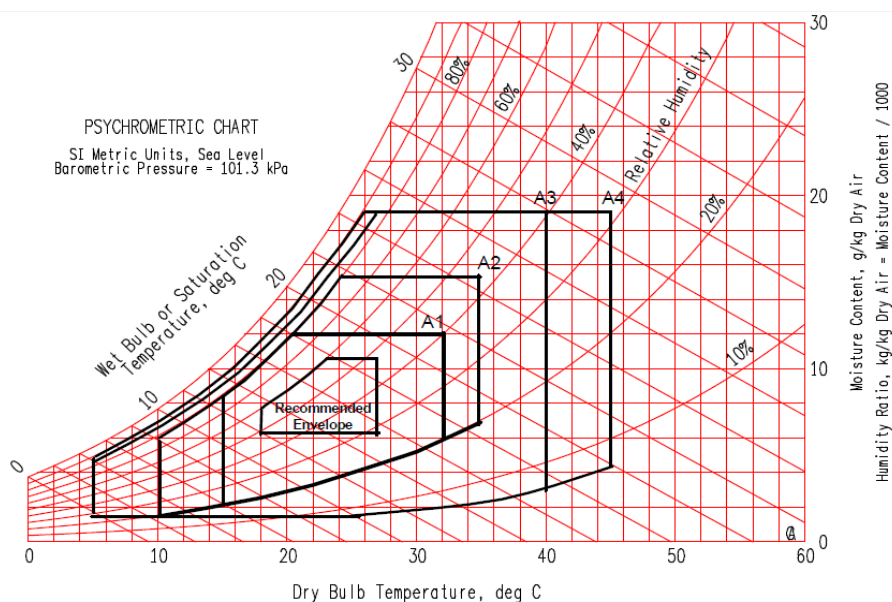
Jednotky budou vodou chlazené s teplotním spádem vody 13°C/18°C. Díky vysoké teplotě vody nebude nutné prostor sálů vlhčit a tím budou sníženy náklady na vlhčení.

Teplotu jsem takto zvolila i s ohledem na maximální využití volného chlazení. Díky němuž budou výrazně sníženy provozní náklady.

K návrhu nadrackové jednotky jsem použila software firmy Conteg s.r.o.

Parametry vnitřního vzduchu pro ITC sály:

- Teplá ulička: $t_i = 33^\circ\text{C}$; relativní vlhkost cca 30%
- Studená ulička: $t_i = 23 \pm 2^\circ\text{C}$; relativní vlhkost 50÷60% - *zákazník požaduje oblast*



Obr. 20 Pracovní oblast počítačů

Diplomová práce
19.12.2016

CoolTop2
AC-TOP2-CW-240/60...



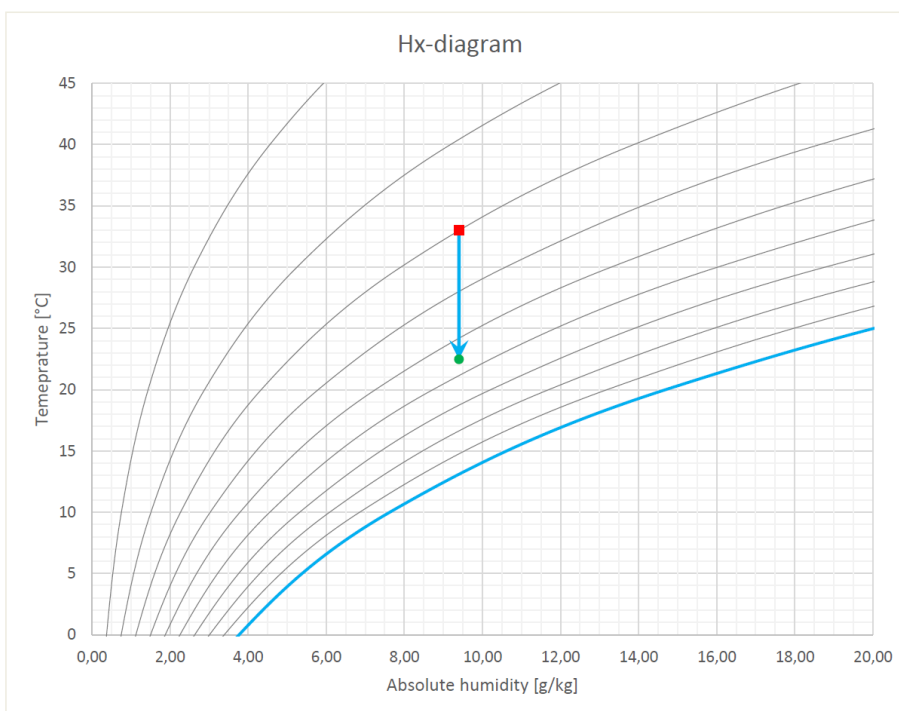
Input

Air temperature	33 °C
Relative humidity	30 %
Airflow	7700 m ³ /h
Altitude	0 m.a.s.l.
Water inlet temperature	13 °C
Water outlet temperature	18 °C
Glycol	0 %
Droplet separator	no



Results

Sensible capacity	28,30 kW
Fan heat	0,71 kW
Net sensible cooling capacity	27,59 kW
Temperature difference	10,5 °C
Outlet air temperature	22,5 °C
Outlet relative humidity	55,4 %
Total cooling capacity	28,30 kW
Waterflow	4863 kg/h
Water pressure drop	13 kPa
Amount of condensate water	0,00 l/h
Power lost by condensation	0,00 kW

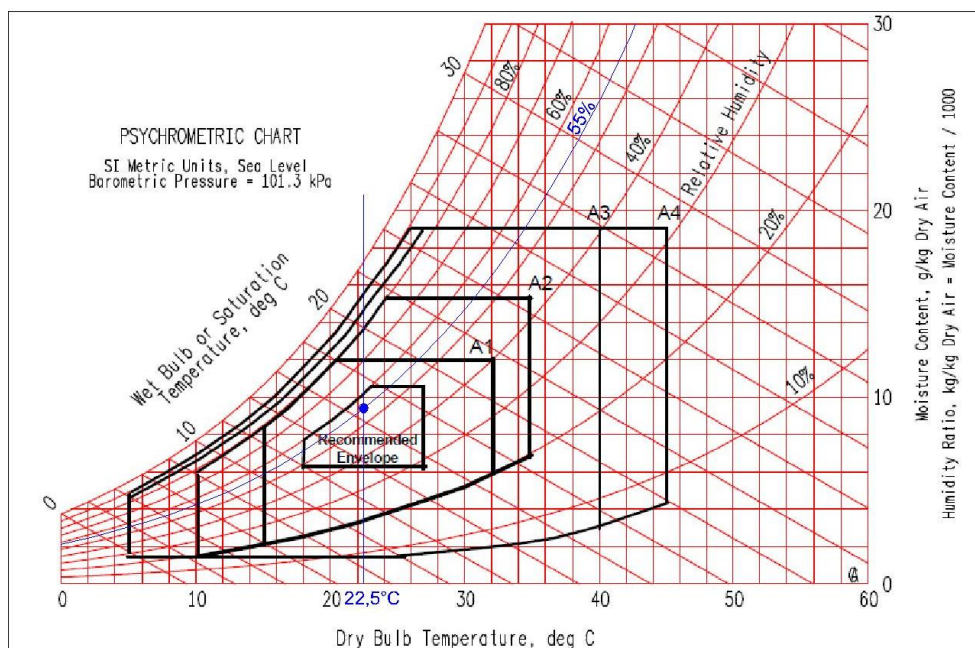


■ ...vstupní hodnoty ● ...výstupní hodnoty → ...chlazení

Obr. 21 Návrh jednotky CoolTop

Do pracovní oblasti počítačů jsem umístila výstupní hodnoty CoolTopů. Tzn. Teplotu a vlhkost ochlazeného vzduchu. Tento vzduch je následně nasáván přes počítače do teplé uličky od kud si vzduch bere opět chladicí jednotka coolTop, čímž IT technologie ochlazuje viz odstavec A.5.1. *Nadrackové jednotky.*

Navržený CoolTop je pro danou technologii vhodný. Jeho parametry spadají do Doporučené obálky.



Obr. 22 Parametry CoolTopu v pracovní oblasti IT

B.4 Návrh zdroje chladu (Chilleru)

Vstupní parametry pro návrh chilleru:

- Vodou chlazený
- Chladicí médium – voda
- Teplotní spád média – 13/18°C
- Integrovaný freecooling
- Chladicí výkon 100,1 kW
- Vnitřní provedení

Návrh zdroje chladu jsem provedla pomocí zástupců výrobce STULZ, kdy na zadané hodnoty byl vyselektován Chiller STULZ CSI 1001 GE.

Parametry chilleru CSI 1001GE

- Chladicí výkon 100,1 kW
- Kondenzační teplota 50°C
- Vstupní teplota chlazené vody 18°C
- Výstupní teplota chlazené vody 13°C

- Průtok chlazení vody 17,1 m³/h
- Médium – studená strana voda

- Provedení InDoor
- Tlaková ztráta chladiče 82 kPa
- Vstupní teplota média 39,4°C
- Výstupní teplota média 46,2°C
- Průtok média 18,5 m³/h
- Médium – kondenzační strana Propylénglykol 35%
- Příkon/kompresor 12,4 kW



Obr. 23 Chiller STULZ CSI 1001GE

V příloze D specifikace od výrobce.

Výrobníky chlazené vody s vodou chlazeným kondenzátorem budou umístěny ve strojově chlazení.

B.5 Návrh suchého chladiče

Vstupní parametry vycházející ze selekce chilleru:

- Teplotní spád média 46,2/39,4°C
- Médium 35% propylenglykol
- Venkovní návrhová teplota 35°C

Výpočet potřebného výkonu suchého chladiče:

$$Q_{SCH} = Q_{chlazení} + Q_{příkon, CH}$$

$Q_{chlazení} = 100,1 \text{ kW}$ = celkový chladicí výkon viz. B.2.8

$Q_{příkon, CH} = 12,4 \text{ kW/1 kompresor}$ = návrh Chilleru viz. B.4

$$Q_{SCH} = Q_{chlazení} + Q_{příkon, CH} = 100,1 + (2 \cdot 12,4) = \mathbf{124,9 \text{ kW}}$$



Suchý chladic GFW 090.1/3-M(S)-F4/01/6P

Výkon:	125.0 kW	Látka:	Propylenglykol 35 Vol. % ⁽¹⁾
Rezerva plochy:	-0.9 %	Vstup:	46.2 °C
Prutok vzduchu:	54900 m ³ /h	Výstup:	39.4 °C
Rychlost vzduchu:	1.7 m/s		
Vstupní tepl. vzduchu:	35.0 °C	Tlaková ztráta:	0.85 bar
Nadmorská výška:	0 m	Prutok:	16.78 m ³ /h
Výstupní tepl. vzduchu:	42.2 °C		
k:	37.97 W/(m ² ·K)	Hmotnostní tok:	17140 kg/h
Ventilátory (EC): (VT03028U.1) 3 ks 3~400V 50-60Hz		Hladina akust. tlaku:	49 dB(A) ⁽²⁾
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		ve vzdálenosti:	10.0 m
Otáčky:	690 min-1	Hladina akust. výkonu:	81 dB(A)
Výkon (mech./el.):	0.72 kW/0.94 kW	ErP:	Compliant ⁽³⁾
Proud:	1.50 A ⁽⁴⁾		
Celkový el. příkon:	2.82 kW	Energetická třída:	C (2014)
Opláštění:	Pozink. ocel, RAL 7035	Trubky:	Med ⁽⁵⁾
Teplosmenná plocha:	804.3 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁵⁾
Objem:	85.2 l	Přípoje (1 výměník):	
Roztec lamel:	2.00 mm	Vstup:	2 x 42.0 * 1.60 mm
Hmotnost:	777 kg ⁽⁶⁾	Výstup:	2 x 42.0 * 1.60 mm
Max. provozní tlak:	16.0 bar	PED classification:	Art. 3, par. 3 ⁽⁷⁾
Rozměry: ⁽⁶⁾			
Délka:	3775 mm	Sberac:	2 x 42.0 * 1.60 mm
Šírka:	1185 mm	Rozdelovac:	2 x 42.0 * 1.60 mm
Výška:	1720 mm ⁽⁶⁾	Pocet tahu:	6
Pocet noh:	8	Pocet okruhu:	2N
		Pocet sekci:	2 * 16

Obr. 24 Návrh suchého chladiče



Obr. 25 Suchý chladič Güntner

B.6 Dimenzování a hydraulické posouzení potrubí

V objektu jsou navrženy dva hydraulické okruhy:

- Okruh od zdroje chladu ke spotřebiči chladu
- Okruh od zdroje chladu k suchému chladiči

V tomto odstavci je cílem stanovit dimenze potrubí a jeho tlakové ztráty pro nekritičtější trasu potrubí. Zároveň vyregulování soustavy tak aby tlakové ztráty ke spotřebičům byly stejné.

Dimenze potrubí byly navrženy s ohledem na rychlost proudění média v potrubí. Rychlost proudění v sálech je přibližně kolem 2 m/s.

B.6.1 Dimenzování

Návrh dimenze potrubí na základě průtoku a teplotě média jsem stanovila pomocí software IMI hydronic Hy select.

Vstupní parametry – KONDENZAČNÍ STRANA:

Od zdroje chladu k suchému chladiči

- | | |
|-----------------|---|
| • Médium | 35% propylenglykol |
| • Teplota média | 40°C |
| • Průtok | 18,5 m ³ /h viz návrh chilleru B.4 |

Výpočet tlakové ztráty trubky

Průtok: 18500 l/h

Název potrubí: **** Ocelové trubky obecné ****

Potrubí	měrná tl.zt. Pa/m	v m/s	Typ proudění
200 (8")	1,57	0,153	Turbulentní
150 (6")	6,28	0,272	Turbulentní
125 (5")	14,7	0,387	Turbulentní
100 (4")	41,3	0,593	Turbulentní
80 (3")	148	1	Turbulentní
65 (2 1/2")	327	1,38	Turbulentní
50 (2")	1198	2,33	Turbulentní
40 (1 1/2")	3956	3,74	Turbulentní
32 (1 1/4")	8572	5,08	Turbulentní
25 (1")	35597	8,84	Turbulentní

Voda/Propylen glykol - 35hmotnostní %
Teplota: 40 °C

Ano

Obr. 26 Návrh dimenze potrubí - IMI Hy select

Výstupní hodnoty:

- Dimenze potrubí DN 80
- Měrná tlaková ztráta 148 Pa/m
- Rychlost proudění 1 m/s

Vstupní parametry – STUDENÁ STRANA:

- Médium voda
- Teplota média 13°C
- Průtok 85,5 m³/h viz návrh chilleru B.4 – studená strana – návrh dimenze potrubí pro plnou etapu (tzn. v Redundanci N+1 – 5+1) = 5 · 17,1 = 85,5 m³/h

Výpočet tlakové ztráty třením v potrubí

Geometrie a charakteristiky potrubí

Ocelové trubky bezešvé	DN 125 (5")
Vnitřní průměr potrubí	d = 0.124 m ???
Drsnost potrubí	k = 0.1 mm ???
Délka potrubí	l = 1 m

Vlastnosti proudící tekutiny

Voda	
Teplota	t = 13 °C
Hustota	ρ = 998.8 kg/m ³ ???
Kinematická viskozita	ν = 0.00000 m ² /s ???

<input checked="" type="radio"/> Průtok potrubím	Q _v = 85,5 m ³ /h
<input type="radio"/> Rychlost proudění	w = 1,97 m/s

TLAKOVÁ ZTRÁTA TŘENÍM	p_{zt} = 316.1 Pa ???
------------------------------	--------------------------------------

Obr. 27 Návrh dimenze potrubí - tzb-info

Výstupní hodnoty:

- Dimenze potrubí DN 125
- Měrná tlaková ztráta 316,1 Pa/m
- Rychlost proudění 1,97 m/s

B.6.2 Tlakové ztráty třením v potrubí

Tlaková ztráta třením v potrubí $p_t = R \cdot l$

R – měrná tlaková ztráta třením v potrubí [Pa/m]

l – délka potrubí [m]

Výpočet proveden pomocí SW HySelect – IMI Hydronic, Tzb-info.cz

B.6.3 Tlakové ztráty místními odpory

Ztráty místními odpory se počítají u T-kus, Redukcí a potřebných armatur.

$$p_m = 0,5 \cdot \sum \xi \cdot \rho \cdot w^2$$

ξ – součinitel místního odporu – stanovené z tabulky na tzb-info [16]

ρ – hustota vody uvažováno 1000 kg/m³

w – rychlost proudění [m/s]

B.6.4 Celkové tlakové ztráty v tabulce

Tlakové ztráty zařízení jsou převzaty přímo z technických dat samotných zařízení. Tlakové ztráty třením na rovných úsecích potrubí jsou stanoveny podle odstavce B.6.1. Tlakové ztráty místními odpory podle počtu armatur a kolen podle odstavce B.6.5.

Tab. 6 Tlakové ztráty třením - Studená strana

tlakové ztráty - zařízení :SELEKCE

PRŮTOK m ³ /hod	TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa	POZNÁMKA
	95 000	suma
17,1	45 000	Cooltop
17,1	50 000	Chiller Stulz

tlakové ztráty třením : - TZB - INFO/IMI

PRŮTOK m ³ /hod	DIMENZE "DN"	DÉLKA m	MĚRNÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa/m	RYCHLOST m/s	TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa
					31 026
17,1	65	4,5	270	1,25	1 215
85,5	125	34	315	1,97	10 710
44,2	100	60	263	1,56	15 780
5	50	27	123	0,67	3 321

tlaková ztráta - místní ztráty:

PRŮTOK m ³ /hod	DIMENZE "DN"	kv	ζ / ks	POČET	RYCHLOST m/s	TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa	POZNÁMKA
						61 935	suma
17,1	65		0,5	4	1,25	1 561	KOLENA
85,5	125		0,5	14	1,97	13 570	KOLENA
5	50		0,5	22	0,67	2 466	KOLENA
44,2	125-100		1,5	2	1,56	3 647	REDUKCE
44,2	125-100		0,1	2	1,56	243	REDUKCE
17,1	65	54		1	1,25	10 028	ZPĚTNÁ KLAPKA
17,1	65	275		2	1,25	773	KLAPKA
85,5	125	1650		26	1,97	6 981	KLAPKA
44,2	100	750		32	1,56	11 114	KLAPKA
17,1	65	96		1	1,25	3 173	FILTR
17,1	65	95		1	0,98	3 240	STAF
5	50	22,5		1	0,67	4 938	FUSION
5	50	158		2	0,67	200	FUSION

Tab. 7 Tlakové ztráty třením - Kondenzační strana

tlakové ztráty - zařízení : SELEKCE

PRŮTOK m ³ /hod	TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa	POZNÁMKA
	167 000	suma
18,5	82 000	CHILLER - KONDENZÁTOR
18,5	85 000	SCH - LETNÍ PROVOZ

tlakové ztráty třením : - TZB - INFO

PRŮTOK m ³ /hod	DIMENZE "DN"	DÉLKA m	MĚRNÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa/m	RYCHLOST m/s	TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa	POZNÁMKA
					23 178	suma
18,5	80	110	189	0,98	20 790	od CHILL k SCH a zpět
9,25	50	6	398	1,25	2 388	přípoje k SCH

tlaková ztráta - místní ztráty:

PRŮTOK m ³ /hod	DIMENZE "DN"	kv	ζ / ks	POČET	RYCHLOST m/s	TLAKOVÁ ZTRÁTA Pa	POZNÁMKA
						16 889	suma
18,5	80		0,5	30	0,98	7 448	KOLENA
18,5	80	95		1	0,98	3 792	ZPĚTNÁ KLAPKA
18,5	80	500		5	0,98	685	KLAPKA
18,5	80	149		1	0,98	1 542	FILTR
18,5	80	100		1	0,98	3 423	STAF

B.7 Návrh čerpadel a zabezpečovacích zařízení

B.7.1 Čerpadla

B.7.1.1 Čerpadlo na studené straně

Vstupní parametry:

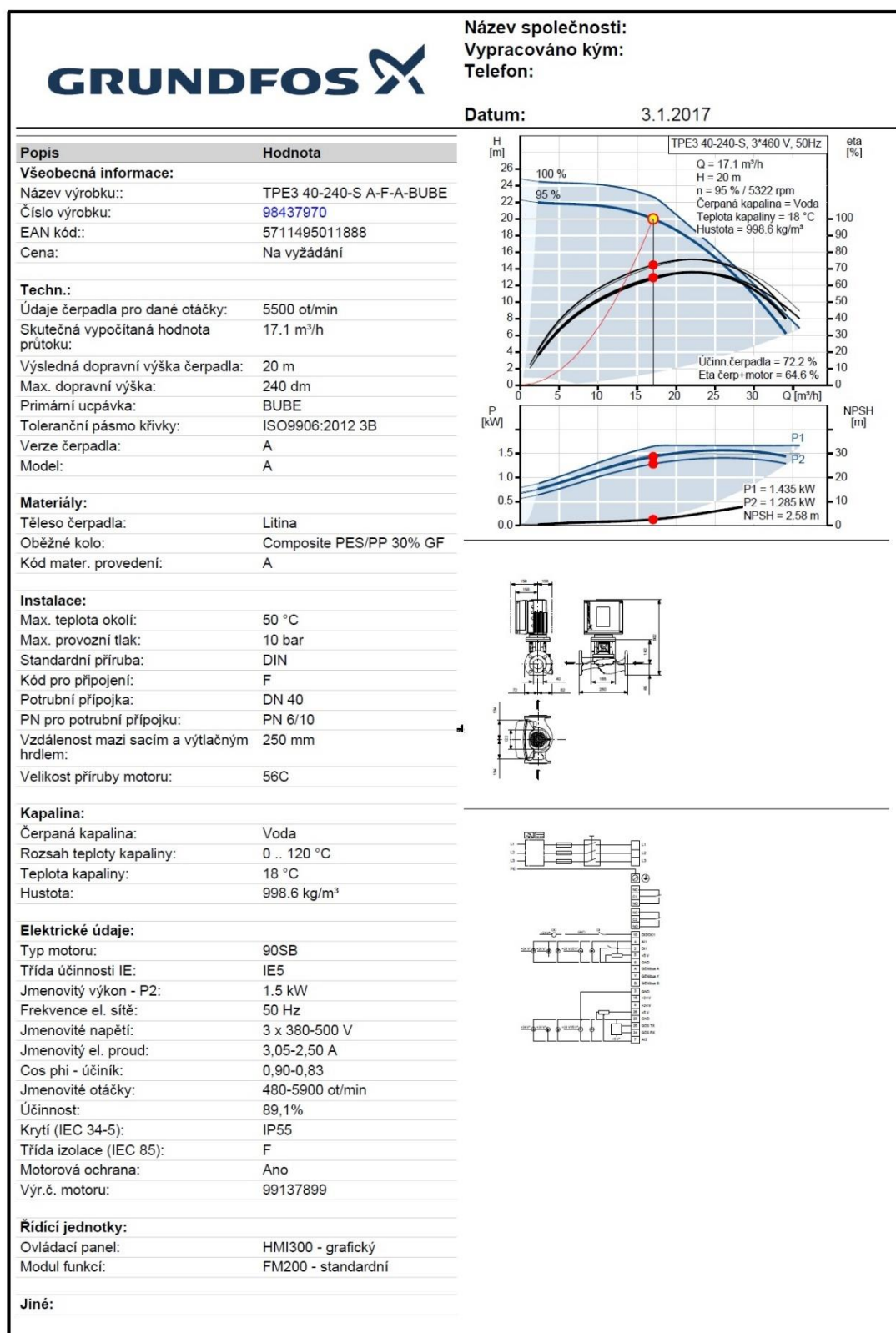
- Dimenze potrubí DN65
- Dispoziční přetlak 19,74 m s 5% rezervou na tlak
- Průtok 17,1 m³/h - VODA

Návrh:

Návrh proveden na stránkách výrobce ze vstupních parametrů

Navrženo čerpadlo TPE3 40-240-S A-F-A-BUBE

Technická specifikace navrženého čerpadla:



Vytvářeno z Grundfos CAPS [2016.08.047]

4/5

Obr. 28 Technické parametry čerpadla

B.7.1.2 Čerpadlo na kondenzační straně

Vstupní parametry:

- Dimenze potrubí DN80
- Dispoziční přetlak 21,19m s 12% rezervou na tlak
- Průtok 18,5 m³/h - PROPYLENGLYKOL

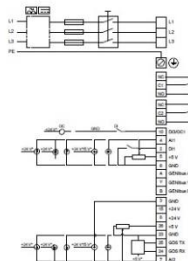
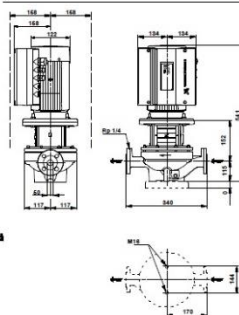
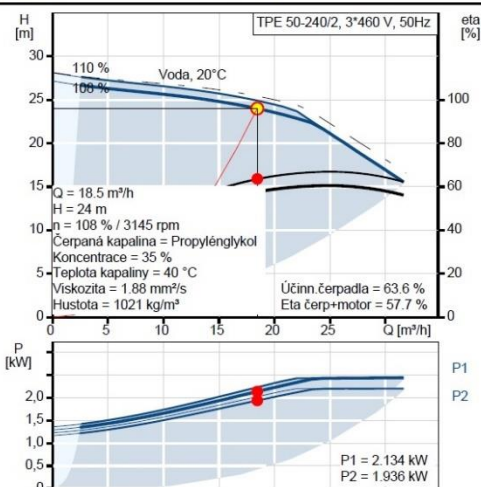
Návrh:

Návrh proveden na stránkách výrobce ze vstupních parametrů

Navrženo čerpadlo **TPE3 50-240/2 A-F-A-GQQE**

Technická specifikace navrženého čerpadla (viz. níže)

Popis	Hodnota
Všeobecná informace:	
Název výrobku::	TPE 50-240/2 A-F-A-GQQE
Číslo výrobku:	98112644
EAN kód::	5710629215352
Cena:	Na vyžádání
Tech.:	
Údaje čerpadla pro dané otáčky:	2900 ot/min
Skutečná vypočítaná hodnota průtoku:	18.5 m³/h
Výsledná dopravní výška čerpadla:	24 m
Max. dopravní výška:	240 dm
Skutečný průměr oběž. kola:	130 mm
Primární ucpávka:	GQQE
Toleranční pásmo křivky:	ISO9906:2012 3B
Verze čerpadla:	A
Model:	A
Materiály:	
Těleso čerpadla:	Litina
	EN-JL 1040
	ASTM A48-40 B
Oběžné kolo:	Litina
	EN-JL 1030
	ASTM A48-30 B
Kód mater. provedení:	A
Instalace:	
Max. teplota okolí:	50 °C
Max. provozní tlak:	16 bar
Standardní příruba:	DIN
Kód pro připojení:	F
Potravní přípojka:	DN 50
PN pro potravní přípojku:	PN 16
Vzdálenost mezi sacím a výtlačným hrdlem:	340 mm
Velikost příruby motoru:	FF165
Kapalina:	
Čerpaná kapalina:	Propylénglykol
Rozsah teploty kapaliny:	-25 .. 60 °C
Koncentrace:	35 %
Teplota kapaliny:	40 °C
Hustota:	1021 kg/m³
Kinematická viskozita:	1.88 mm²/s
Elektrické údaje:	
Typ motoru:	90LD
Třída účinnosti IE:	NA
Jmenovitý výkon - P2:	2.2 kW
Frekvence el. sítě:	50 Hz
Jmenovité napětí:	3 x 380-500 V
Jmenovitý el. proud:	4,15-3,40 A
Cos phi - účinník:	0,93-0,87
Jmenovité otáčky:	360-4000 ot/min
Účinnost:	90,1%
Krytí (IEC 34-5):	IP55
Třída izolace (IEC 85):	F
Motorová ochrana:	Ano



B.7.2 Expanzní nádoby

B.7.2.1 Výpočet objemu vody v soustavě – studená strana

V_{CoolTop} – objem vody v FCU

V_{chiller} – objem vody ve zdroji chladu

$V_{\text{potrubí}}$ – objem vody v potrubí

$V_{\text{soustavy}} = V_{\text{FCU}} + V_{\text{chiller}} + V_{\text{potrubí}} = 775 \text{ l}$ – výpočet pomocí SW HySelect IMI

Sada trubek	Dimenze	Délka m
** Ocelové trubky obecné **	65 (2 1/2")	270
** Ocelové trubky obecné **	125 (5")	315
** Ocelové trubky obecné **	100 (4")	263
** Ocelové trubky obecné **	50 (2")	123

Celkový objem vody 7.73 m3

Buttons: Reset, Zrušit, Ano

Obr. 30 Výpočet objemu vody v potrubí

Zdroje	Kapacita W	Objem m3	Ts °C	Množství
Chiller - deskový výměník tepla	100.1	1,865e-5	13	3

Projektovaná venkovní teplota zdrojů: 300 W, 1,865e-5 m3

Další, např. zásobní nádrž: 0 m3

Další potrubí: 7,73 m3

Cilová lineární Dp: 150 Pa/m

Spotřebiče	Kapacita W	Plocha m2	Objem* m3	Ts °C	Tr °C	prostorluch, vn °C	Množství
Fancoil	27.59		0,015	13	18	20	24

* zahrnuje objem vody potrubní sítě

Soustava celkem 662 W, 0.015 m3

Soustava celkem 7.75 m3

Buttons: Reset, Zrušit, Ano

Obr. 31 Výpočet celkového objemu vody v soustavě

B.7.2.2 Návrh expanzní nádoby – studená strana

Návrh expanzní nádoby jsem provedla pomocí softwaru od firmy IMI Hydronic – Hy Select

Vstupní parametry:

Udržování tlaku - Chlazení

Typ zařízení na udržování tlaku: Expanzní nádoba

Optional functions:

Doplňování vody: Standardní

Odplyňování

Objem vody [Vs]: m³

Instalovaný výkon [Qs]: W

Statická výška [Hst]: m

Otevírací tlak pojistného ventilu: bar

Max teplota [t_{max}]: °C

Teplota přívodu: °C

Teplota zpátečky: °C

Min. teplota [t_{min}]: °C

Teplota při napouštění: °C

Udržování tlaku na: sání čerpadla

Výtlač čerpadla: kPa

NPSH čerpadla [p_{zmin}]: kPa

Max. šířka: m

Max. výška: m

Doplňování vody

Statický tlak vodní soustavy: bar

Teplota doplňovací vody: °C

Obr. 32 Vstupní údaje

Vypočítané hodnoty:

Vypočítané údaje														
Expanzní koeficient [e]	0,00206				Expansion vessel	Compresso	Transfero							
Expanzní objem [Ve]	0,016 m ³													
Vodní rezerva [Vwr]	0,039 m ³													
Kontrakční objem [Vcontr]	0 m ³													
Přetlak par [pv]	0 bar													
Minimální tlak [p0]	0,888 bar													
Min. PSV [psvs]					6 bar	1,89 bar	2,09 bar							
Počáteční tlak [pa]								1,19 bar	1,19 bar					
Cílový tlak [pman]								1,29 bar	1,39 bar					
Konečný tlak [pe]					5,4 bar	1,39 bar	1,59 bar							
Tlakový faktor [PF]					1,42	1,10								
Jmenovitý objem [VN]					0,078 m ³	0,06 m ³								
Nezbytný průtok pro vyrovnání objemu [qN]								0,115 l/h						
Expanzní potrubí až do 10 m [DNe]														
Expanzní potrubí až do 30 m [DNe]														

Expansion vessel														
Název	Počet nádob	Jmenovitý objem m ³	Max. tlak bar	Tepl. rozsah °C	Tovární nastavení tlaku bar	Průměr m	Výška m	Hmotnost kg	Max. hmotnost kg	Připojení	Požadovaný počáteční tlak f _{nat} bar	Optimalizovaný počáteční tlak f _{nopt} bar	Optimizovaná vodní rezerva f _{vwr} m ³	
<input type="checkbox"/> SD 80.10	1	0,08	10	5/70	4	0,636	0,346	16	95,9	☒ Vnější závit	2,66	2,82	0,04	
<input checked="" type="checkbox"/> SD 50.10	2	0,05	10	5/70	4	0,536	0,316	12	62	☒ Vnější závit	2,08	3,16	0,055	
<input type="checkbox"/> SD 35.10	3	0,035	10	5/70	4	0,485	0,28	9,7	44,7	☒ Vnější závit	1,99	3,23	0,058	
<input type="checkbox"/> SD 25.10	4	0,025	10	5/70	4	0,436	0,249	8	33	☒ Vnější závit	2,08	3,16	0,055	

Klikněte zde pro seznam vyloučených produktů.

Příslušenství expanzní nádoby														
Pleno														
Název	Počet zařízení	PS bar	Tepl. rozsah °C	Šířka m	Výška m	Hloubka m	Hmotnost kg	Výkon W	Napájecí napětí Volty	Kvs Kv	SPL dB(A)	dpu bar	qNwm l/h	IP
<input type="checkbox"/> PI	1	10	0/65	1,7	0,22	0,28	4	40	230 VAC	0,5	-	1,5-4,5	-	54

Obr. 33 Vypočítané hodnoty navržené EN

Návrh expanzní nádoby pro studenou stranu (chlazená voda)

Expanzní naboba STATICO SD 50.10

- objem 50 l
- max. tlakem 10 bar
- v počtu 2 ks na chiller.
- Rozměry 536x316 mm

B.7.2.3 Výpočet objemu vody v soustavě – studená strana

Objem potrubí jsem vypočítala pomocí tabulky na tzb-info a tabulky z kap. B.6.4 Tab.8, kde jsou délky daných potrubí.

Tab. 8 Rozměry potrubí

OCELOVÉ TRUBKY BEZEŠVÉ									
Vnější pr./tl. stěny v mm		Jmen. světlost v mm	Vnější průměr trubky	Tloušťka stěny trubky	Vnitřní průměr trubky	Objem 1,0m trubky	Světlý průřez trubky	Povrch 1,0m trubky	Hmotnost 1,0m trubky
D/tl. stěny		DN	D	t	d ₁	V	A	S	M
[mm/mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[dm ³ /m]	[m ² ·10 ⁻⁴]	[m ² /m]	[kg/m]
22,0/2,6	x	15	22,00	2,60	16,80	0,2217	2,2176	0,0691	1,244
28,0/2,6	x	20	28,00	2,60	22,80	0,4083	4,0828	0,0880	1,629
31,8/2,6	x	25	31,80	2,60	26,60	0,5557	5,5572	0,0999	1,872
38,0/2,6	x	32	38,00	2,60	32,80	0,8450	8,4496	0,1194	2,270
44,5/2,6	x	40	44,50	2,60	39,30	1,2130	12,1304	0,1398	2,687
51,0/2,6		40	51,00	2,60	45,80	1,6475	16,4748	0,1602	3,103
57,0/2,9	x	50	57,00	2,90	51,20	2,0589	20,5887	0,1791	3,869
60,3/2,9		50	60,30	2,90	54,50	2,3328	23,3283	0,1894	4,105
70,0/3,2		50	70,00	3,20	63,60	3,1769	31,7690	0,2199	5,272
76,0/3,2	x	65	76,00	3,20	69,60	3,8046	38,0459	0,2388	5,745
89,0/3,6	x	80	89,00	3,60	81,80	5,2553	52,5529	0,2796	7,582
108,0/4,0	x	100	108,00	4,00	100,00	7,8540	78,5398	0,3393	10,259

$V_{\text{potrubí}}$ – objem propylenglykolu v potrubí

$$V_{\text{potrubí}} = 2,0589 \cdot 6 + 5,2553 \cdot 110 = 590 \text{ l}$$

V_{chiller} – objem propylenglykolu ve zdroji chladu = 1l/chiller

$$V_{\text{chiller}} = 1 \cdot 3 = 3 \text{ l}$$

V_{SCH} – objem propylenglykolu v Suchém chladiči = 2,33l/SCH

$$V_{\text{SCH}} = 2,33 \cdot 3 = 7 \text{ l}$$

$$V_{\text{soustavy}} = 590 + 3 + 7 = 600 \text{ l}$$

B.7.2.4 Návrh expanzní nádoby – kondenzační strana

$$V_e = 1,3 \cdot V_s \cdot n \cdot \frac{1}{\eta}$$

V_e – objem expanzní nádoby [l]

V_{soustavy} – objem propylenglykolu v soustavě [l]

n – součinitel zvětšení objemu [-]

η – stupeň využití EN [-]

Tab. 9 Tabulka k určení součinitele zvětšení objemu [17]

Tabulka k určení n

$\Delta t = t_{max} - 10$ [K]	20	30	40	45	50	55	60	65	70
n [-]	0,00401	0,00749	0,01169	0,01413	0,01672	0,01949	0,02243	0,02551	0,02863
$\Delta t = t_{max} - 10$ [K]	75	80	85	90	95	100	105	110	115
n [-]	0,03198	0,03553	0,03916	0,04313	0,04704	0,05112	0,05529	0,05991	0,06435

$$\Delta t = t_{max} - 10 = 46 - 10 = 36^\circ\text{C}$$

Lineární interpolací:

$$y = y_0 + (x - x_0) \cdot \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} = 0,00749 + (36 - 30) \cdot \frac{0,01169 - 0,00749}{40 - 30}$$

$$y = 0,01001$$

$$n = 0,01001$$

$$\eta = \frac{P_{k,dov,A} - P_{d,A}}{P_{k,dov,A}}$$

$P_{k,dov,A}$ - nejvyšší dovolený absolutní tlak = otevírací absolutní tlak pojistného ventilu [kPa] = 6 bar

$P_{d,A}$ - hydrostatický absolutní tlak [kPa]

$$P_{d,A} = \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} + P_B$$

ρ - hustota kapaliny - 35%propylenglykol = 1017,5 kg/m³

g - tíhové zrychlení = 10 m/s²

h - výška vodního sloupce na EN [m] = 7,5 m

P_B - barometrický tlak = 100 kPa

$$P_{d,A} = \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} + P_B = 1017,5 \cdot 10 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} + 100 = \mathbf{176,3125 \text{ kPa}}$$

$$\eta = \frac{P_{k,dov,A} - P_{d,A}}{P_{k,dov,A}} = \frac{600 - 176,3125}{600} = \mathbf{0,7061}$$

$$V_e = 1,3 \cdot V_s \cdot n \cdot \frac{1}{\eta} = 1,3 \cdot 600 \cdot 0,01001 \cdot \frac{1}{0,7061} = 110,57 \text{ l}$$

$$V_e = \mathbf{110,57 \text{ l na 1 chiller}} \Rightarrow \frac{\mathbf{110,57}}{\mathbf{3}} = \mathbf{36 \text{ l}} \Rightarrow \mathbf{návrh 50 \text{ l EN}}$$

Návrh expanzní nádoby pro kondenzační stranu (glykolová strana)

Expanzní nádoba STATICO SD 50.10

- objem 50 l
- max. tlakem 10 bar
- v počtu 1 ks na chiller.
- Rozměry 536x316 mm

B.7.3 Pojistný ventil

Vstupní hodnoty:

- Výkon zdroje – $Q=100,1$ kW
- Otevírací přetlak pojistného ventilu – **4bar studená strana**

Návrh:

Návrh pojistného ventilu byl proveden pomocí software na webových stránkách tzb-info.cz [18]

Zdroj tepla:	Skupina:	Teplotní interval [°C]	vstup do PV	výstup z PV
<input checked="" type="radio"/> výměník tepla	<input checked="" type="radio"/> A1	$T_1 < 100$	voda	voda
<input type="radio"/> kotel	<input type="radio"/> A2	$100 < T_1 < t_{2x}$	voda	směs
	<input type="radio"/> A3	$100 \leq t_{2x} \leq T_1$	pára	pára
	B		pára	pára

T_1 - výpočtová teplota ohřívací vody na vstupu

t_{2x} - teplota ohřívání vody na mezi odparu při přetlaku p_{ot}

Výpočtové parametry pojistných ventilů: <input type="text" value="DUCO MEIBES"/>						
jmenovitá světlost DN [mm]	1/2"	3/4"	1"	5/4"	6/4"	2"
nejmenší průtočný průřez S_o [mm ²]	<input type="text" value="113"/>	<input type="text" value="176"/>	<input type="text" value="380"/>	<input type="text" value="804"/>	<input type="text" value="1017"/>	<input type="text" value="1589"/>
výtokový součinitel α_w [-]	<input type="text" value="0,444"/>	<input type="text" value="0,565"/>	<input type="text" value="0,684"/>	<input type="text" value="0,693"/>	<input type="text" value="0,549"/>	<input type="text" value="0,576"/>

Poznámka: Přednastavené hodnoty průtočného průřezu a výtokového součinitele můžete změnit a výpočet se provede znovu pro Vámi zadané hodnoty.

Obr. 34 Návrh pojistného ventilu

$p_{ot} =$ <input type="text" value="400"/> kPa	... otevírací přetlak pojistného ventilu
$Q_n =$ <input type="text" value="100,1"/> kW	... jmenovitý výkon zdroje tepla
$S_o =$ 23 mm ²	... vypočtený minimální průřez sedla pojistného ventilu
<input 3="" 4"="" type="text" value="1/2" x=""/> KD	... navržený pojistný ventil
$S_o =$ 113 mm ²	... skutečný průřez sedla navrženého pojistného ventilu
$d_1 =$ 16 mm	... minimální vnitřní průměr vstupního pojistného potrubí
$d_2 =$ 16 mm	... minimální vnitřní průměr výstupního pojistného potrubí

Poznámka: Na vypočtený vnitřní průměr pojistného potrubí se v případě napojení pohlíží pouze orientačně. Dimenze potrubí musí vyhovovat podmínce, aby tlaková ztráta pojistného potrubí před pojistným ventilem nepřesáhla hodnotu $0,03 \cdot p_{ot}$ a celková ztráta pojistného potrubí nepřesáhla hodnotu $0,10 \cdot p_{ot}$

Obr. 35 Návrh pojistného ventilu

Vstupní hodnoty:

- Výkon zdroje – $Q=100,1$ kW
- Otevírací přetlak pojistného ventilu – **6bar kondenzační starna**

Návrh:

Návrh pojistného ventilu byl proveden pomocí software na webových stránkách tzb-info.cz [18]

Zdroj tepla:	Skupina:	Teplotní interval [°C]	vstup do PV	výstup z PV
<input checked="" type="radio"/> výměník tepla	<input checked="" type="radio"/> A1	$T_1 < 100$	voda	voda
<input type="radio"/> kotel	<input type="radio"/> A2	$100 < T_1 < t_{2x}$	voda	směs
	<input type="radio"/> A3	$100 \leq t_{2x} \leq T_1$	pára	pára
	B		pára	pára

T_1 - výpočtová teplota ohřívací vody na vstupu

t_{2x} - teplota ohřívání vody na mezi odparu při přetlaku p_{ot}

Výpočtové parametry pojistných ventilů:		<input type="text" value="vlastní hodnoty"/>					
jmenovitá světlost DN [mm]		1/2"	3/4"	1"	5/4"	6/4"	2"
nejmenší průřez S_o [mm ²]		<input type="text" value="113"/>	<input type="text" value="176"/>	<input type="text" value="380"/>	<input type="text" value="804"/>	<input type="text" value="1017"/>	<input type="text" value="1589"/>
výtokový součinitel α_w [-]		<input type="text" value="0,444"/>	<input type="text" value="0,565"/>	<input type="text" value="0,684"/>	<input type="text" value="0,693"/>	<input type="text" value="0,549"/>	<input type="text" value="0,576"/>

Poznámka: Přednastavené hodnoty průřezného průřezu a výtokového součinitele můžete změnit a výpočet se provede znovu pro Vámi zadané hodnoty.

Obr. 36 Návrh pojistného ventilu

$p_{ot} =$	<input type="text" value="600"/>	kPa	... otevírací přetlak pojistného ventilu
$Q_n =$	<input type="text" value="100,1"/>	kW	... jmenovitý výkon zdroje tepla
$S_o =$	<input type="text" value="18"/>	mm ²	... vypočtený minimální průřez sedla pojistného ventilu
	<input type="text" value="1/2"/>		... navržený pojistný ventil
$S_o =$	<input type="text" value="113"/>	mm ²	... skutečný průřez sedla navrženého pojistného ventilu
$d_1 =$	<input type="text" value="16"/>	mm	... minimální vnitřní průměr vstupního pojistného potrubí
$d_2 =$	<input type="text" value="16"/>	mm	... minimální vnitřní průměr výstupního pojistného potrubí

Poznámka: Na vypočtený vnitřní průměr pojistného potrubí se v případě napojení pohlíží pouze orientačně. Dimenze potrubí musí vyhovovat podmínce, aby tlaková ztráta pojistného potrubí před pojistným ventilem nepřesáhla hodnotu $0,03 \cdot p_{ot}$ a celková ztráta pojistného potrubí nepřesáhla hodnotu $0,10 \cdot p_{ot}$

Obr. 37 Návrh pojistného ventilu

B.7.4 Měření a regulace

Systém MaR bude zajišťovat monitorování provozních a poruchových stavů zařízení profese vzduchotechniky, klimatizace, silnoproudé elektroinstalace a dalších technických částí, které jsou nezbytné pro bezporuchový provoz nově vybudovaného datového centra. Návrh rozsahu instalace a použití konkrétních prvků systému MaR bude předmětem dalšího stupně projektové dokumentace pro provádění stavby. Návrh systému MaR bude vycházet z projektové dokumentace stavby a ostatních návazných profesí, konzultace s jednotlivými projektanty a požadavků investora.

ZÁVĚR

Výsledkem diplomové práce je projekt chlazení datového centra. Stupeň zpracování je na úrovni prováděcího projektu.

Teoretická část měla za cíl seznámit čtenáře s druhy chladících systémů a jednotlivých zařízení. Pro datové centrum se jeví jako nejlepší řešení nepřímé chlazení s výměníky fancoil. Jako zdroje chladu byly zvoleny chillery ve vnitřním provedení s integrovaným freecolingem a oddělenými suchými chladiči. Koncové jednotky CoolTop byly vybrány s ohledem na podlahovou plochu datových sálů. Takto byl prostor sálu maximálně využit pro umístění rozvaděčů.

Ve výpočtové části byla navržena jednotlivá zařízení podle požadovaného výkonu chlazení. Tento výkon byl stanoven na základě výpočtů tepelné zátěže a podkladů od investora s parametry IT technologií. Dále byly navrženy rozvody chladu a další zařízení zajišťující chod chlazení datového centra.

Řešení celého centra je shrnuto v technické zprávě a výkresové dokumentaci, která je v příloze této práce.

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] Historie chlazení [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z <https://cs.wikipedia.org/wiki/Klimatizace>
- [2] Popis chlazení [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z <http://www.blueteam.cz/klimatizace-a-chlazení/historie-klimatizace.html>
- [3] Rozdělení příprav chladu [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=90565
- [4] Lokální příprava chladu, Nepřímé chlazení [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/tz31/zadani/tz31-u5-chlazení_ve_vzduchotechnice.pdf
- [5] Split system, Multi-split system, VRV system, Typy vnitřních jednotek obrázky [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z www.doktorchlazení.cz,
- [6] Absorpční chlazení, Adsorpční chlazení [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z <http://www.systherm.com/upload/download/systherm-pl-absorpcni-a-adsorpcni-chlazení.pdf>
- [7] Suchý chladič [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z <http://www.energoekonom.cz/produkty-alfa-v-vdd-293?tabs=Technick%C3%A9%20informace>
- [8] Otevřená chladicí věž [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z <http://www.chladiciveze.com/veze2013/box1.php>
- [9] Uzavřená chladicí věž [online] [cit. 2016-12-15] dostupné z <http://www.baltimore.cz/katalog-uzavrene-chladici-veze-20>
- [10] Adiabatický chladič [online] [cit. 2016-12-16] dostupné z <http://www.lplastcompany.cz/cs/cat/chlazení/>
- [11] Kompaktní chiller [online] [cit. 2016-12-16] dostupné z http://www.conteg.cz/files/1/produkty/chillers/RAE_menu_main.png
- [12] Vodou chlazený chiller, Chiller s odděleným kondenzátorem [online] [cit. 2016-12-16] dostupné z <http://www.klimatizace-ciur.cz/files/climaveneta/chillery/voda02.jpg>
- [13] Chlazení datových center [online] [cit. 2016-12-16] dostupné z http://sdeleni.idnes.cz/datove-centrum-jak-zajistit-efektivni-chlazení-f5d-tec_sdeleni.aspx?c=A160112_144138_tec_sdeleni_ahr
- [14] Chladicí řešení sálovými jednotkami, InRow jednotkami, jednotkami CoolTop [online] [cit. 2016-12-17] dostupné z <http://www.conteg.cz/ventilace-a-chlazení>

[15] Rovnocenné sluneční teploty vzduchu, Székyová M, Ferstl K, Nový R. Větrání a klimatizace. Bratislava 2006. Jaga Group, s.r.o.

[16] Součinitel místního odporu, [online] [cit. 2017-1-2] dostupné z <http://voda.tzb-info.cz/teorie-voda-kanalizace/8514-vliv-mistnich-odporu-na-tlakove-ztraty-v-potrubu>

[17] Tabulka k určení souč. zvětšení obejmu [online] [cit. 2017-1-2] dostupné z <http://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/1156-navrh-expanzni-nadoby#tabn>

[18] Návrh pojistného ventilu [online] [cit. 2017-1-2] dostupné z <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/43-vypocet-pojistneho-ventilu-pro-kotle-a-vymeniky-tepla>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ

Zkratky

VZT – vzduchotechnika

FCU – jednotka fancoil

VRV – Variable Refrigerant Flow

tl. – tloušťka

č.m. – číslo místnosti

MaR – měření a regulace

NP – nadzemní podlaží

Fyzikální veličiny

c – měrná tepelná kapacita [$\text{JKg}^{-1}\text{K}^{-1}$]

m – hmotnost [kg]

S – plocha [m^2]

t – teplota [$^{\circ}\text{C}$]

v – rychlost [m/s]

T – teplota [K]

φ – relativní vlhkost [%]

χ - měrná vlhkost [g/kg]
 λ – součinitel tepelné vodivosti [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
 U – součinitel prostupu tepla [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
 w – rychlost proudění [m/h]
 V – objem [m^3]
 Q – výkon [W]
 l – délka [m]
 p – tlak [Pa]
 ρ – hustota [kg/m^3]
 ξ – součinitel místního odporu [-]
 δ – tloušťka stěny [m]

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obrázky

Obr. 1 Cyklus chlazení.....	11
Obr. 2 Split systém [5].....	12
Obr. 3 Multi-split [5].....	12
Obr. 4 VRV systém [5].....	13
Obr. 5 Typy vnitřních jednotek [5].....	13
Obr. 6 Schéma nepřímého chlazení.....	14
Obr. 7 Schéma adsorpčního chlazení [6].....	15
Obr. 8 Schéma absorpčního chlazení [6].....	16
Obr. 9 Suchý chladič [7].....	17
Obr. 10 Otevřená chladicí věž [8].....	18
Obr. 11 Uzavřená chladicí věž [9].....	19
Obr. 12 Adiabatický chladič [10].....	19
Obr. 13 Kompaktní chiller [11].....	20

Obr. 14 Vodou chlazený chiller [12].....	21
Obr. 15 Chiller s odděleným kondenzátorem [12].....	22
Obr. 16 Chladicí řešení sálovými jednotkami [14]	24
Obr. 17 Chladicí řešení In-row jednotkami [14].....	24
Obr. 18 Chladicí řešení jednotkami CoolTop [14].....	25
Obr. 19 Schéma koncepce chlazení	28
Obr. 20 Pracovní oblast počítačů	34
Obr. 21 Návrh jednotky CoolTop	35
Obr. 22 Parametry CoolTopu v pracovní oblasti IT	36
Obr. 23 Chiller STULZ CSI 1001GE	37
Obr. 24 Návrh suchého chladiče	38
Obr. 25 Suchý chladič Güntner.....	39
Obr. 26 Návrh dimenze potrubí - IMI Hy select.....	40
Obr. 27 Návrh dimenze potrubí - tzb-info	41
Obr. 28 Technické parametry čerpadla	44
Obr. 29 Technické parametry čerpadla	46
Obr. 30 Výpočet objemu vody v potrubí	47
Obr. 31 Výpočet celkového objemu vody v soustavě.....	47
Obr. 32 Vstupní údaje	48
Obr. 33 Vypočítané hodnoty navržené EN	49
Obr. 34 Návrh pojistného ventilu.....	52
Obr. 35 Návrh pojistného ventilu.....	53
Obr. 36 Návrh pojistného ventilu.....	53
Obr. 37 Návrh pojistného ventilu.....	54

Tabulky

Tab. 1 Plochy místností.....	27
Tab. 2 Návrhové parametry exteriéru	29
Tab. 3 Vypočítané hodnoty součinitele prostupu tepla.....	30
Tab. 4 Tepelná zátěž od stěn	31
Tab. 5 Tepelná zátěž	32
Tab. 6 Tlakové ztráty třením - Studená strana	42
Tab. 7 Tlakové ztráty třením - Kondenzační strana.....	43
Tab. 8 Rozměry potrubí	50
Tab. 9 Tabulka k určení součinitele zvětšení objemu [17]	51

SEZNAM PŘÍLOH

- A. Výpočet součinitele prostupu tepla
- B. Tepelná zátěž konstrukcí
- C. Návrh Fancoilů
- D. Technický list chilleru
- E. Technický list suchého chladiče
- F. Návrh čerpadel – tlakové ztráty
- G. Technické parametry čerpadla studená strana
- H. Technické parametry čerpadla kondenzační strana
- I. Technický list expanzní nádoby
- J. Technický list pojistný ventil 4 bar
- K. Technický list pojistný ventil 6 bar
- L. Projektová dokumentace
 - 121. Technická zpráva
 - 122. Schéma
 - 123. Púdorys 5.NP
 - 124. Púdorys 6.NP
 - 125. Púdorys 7.NP
 - 126. Púdorys střechy
 - 127. Strojovna chlazení
 - 128. Výkaz výměr