

DIPLOMADOLGOZAT

Csaba Domonkos

2024.



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem
Szent István Campus
Létesítménymérnöki mesterképzési szak

Nemzetközi adatközpont épületgépészeti rendszerei
innováció és hatékonyság szempontjából

Belső konzulens:	Hermanucz Péter egyetemi tanársegéd
Belső konzulens intézete/tanszéke:	Műszaki Intézet, Épületgépészeti és Energetikai Tanszék
Külső konzulens:	Borbély Dávid Vezető épületgépész tervező
Készítette:	Csaba Domonkos

Gödöllő
2024.

MŰSZAKI INTÉZET
LÉTESÍTMÉNYMÉRNÖK MESTERSZAK
épületgépészet specializáció

DIPLOMADOLGOZAT
feladatlap

Csaba Domonkos (NX8060)

részére

A diplomadolgozat címe:

Nemzetközi adatközpont épületgépészeti rendszerei innováció és hatékonyság szempontjából

Feladatkiírás:

Tervezze meg és elemezze egy modern adatközpont épületgépészeti rendszereit, fókuszálva a hűtési technológiákra.

Részletezze a választott hűtési megoldások műszaki paramétereit és hatékonyságukat.

Végezzen számításokat a hűtési rendszer teljesítményére és energiafogyasztására vonatkozóan.

Végezetül mutassa be részletesen a szerverterem légállapotát.

Közreműködő tanszék: Épületgépészeti és Energetikai Tanszék

Külső konzulens: Borbély Dávid, vezető épületgépész tervező, Studio IN-EX Zrt.

Belső konzulens: Hermanucz Péter egyetemi tanársegéd, MATE, Műszaki Intézet

A dolgozat beadási határideje 2024. év 04. hó 22. nap

Kelt: 2024. év 02. hó 08. nap

Jóváhagyom

Átvettem



(tanszékvezető)



(szakfelelős)



(hallgató)

A dolgozat készítőjének külső konzulense nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon megjelent.

Kelt: Budapest, 2024. év 04. hó 17. nap



(külső konzulens)

Tartalomjegyzék

I. Rövidítések jegyzéke	iii
II. Jelölések jegyzéke	iv
1 Bevezetés és célkitűzések	1
2 Szakirodalmi áttekintés	3
2.1 Milyen lehetőségek vannak az adatközpontok szervertermeinek hűtésére?	4
2.2 A passzív és aktív hűtési megoldások összehasonlítása	9
2.3 Az adatközpontok energiahatékonyágának mérőszámai.....	9
PUE értékei a különböző technológiák esetén	11
2.4 Hőhasznosítási lehetőségek	11
3 Az épület bemutatása	16
3.1 Az A adatközpont bemutatása	17
4 Hűtéstechnika	21
4.1 A hűtési rendszer leírása	21
4.1.1 Magas hőmérsékletű hűtőrendszer	21
4.1.2 Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer – Tercier hűtőkör	27
4.2 Hűtési számítások - Az A1 épületrész magas hőmérsékletű hűtőrendszerének számításai	30
4.2.1 Szervertermek hűtési rendszerének számítása.....	30
4.2.2 A További helyiségek hűtési rendszereinek igényei.....	36
4.2.3 Szekunder oldal számításai	39
4.2.4 Hűtési modulok (CGM) számításai	40
4.2.5 Primer oldal számításai	41
4.2.6 Hűtési számítások konklúzió	44
5 Légtechnika	46
5.1 A légtechnikai rendszer leírása.....	46

5.1.1	Szervertermek	47
5.2	Légtechnikai számítások - A1 épületrész szervertermi légkezelőinek számításai ...	48
5.2.1	Szerverterem friss levegő meghatározása	48
5.2.2	A teljes rendszer friss levegő meghatározása	51
5.2.3	A rendszer kialakítása	52
5.2.4	A légkezelőgép bemutatása	53
5.2.5	A levegőkezelés folyamata	56
5.2.6	A légkezelőgép berendezésének igényei	60
5.2.7	Összegzés.....	61
6	Fűtéstechnika és hőexport.....	63
6.1	A fűtési rendszer leírása	63
6.1.1	Hőexport (Távhőellátási lehetőség)	65
7	Szerverterem légállapota	67
8	Összefoglalás.....	74
9	Summary	75
10	Irodalomjegyzék.....	76
11	Nyilatkozatok	79
12	Mellékletek	81

I. Rövidítések jegyzéke

A táblázatban a többször előforduló jelölések / rövidítések magyar és angol nyelvű elnevezése található. A ritkán alkalmazott rövidítések magyarázata első előfordulási helyüknél található.

Rövidítés	Magyar elnevezés	Angol elnevezés
DAC	Száraszevegős / Léghűtéses hűtőberendezés	Dry Air Cooler
HEX	Hőcserélő	Heat Exchanger
PPR	Előregyártott szivattyúház	Packaged Pumproom
WCC-	Folyadékűtéses / Vízhűtéses hűtőberendezés	Water-Cooled Chillers
-HCT	Magas kondenzációs vízhőmérséklettel	High Condenser water Temperature
-LCT	Alacsony kondenzációs vízhőmérséklettel	Low Condenser water Temperature
-LET	Alacsony párologtató vízhőmérséklettel	Low Evaporator Water Temperature
CGM	Hűtési modul	Cooling Generation Module
PHX	Lemezes hőcserélő	Plate Heat Exchanger

II. Jelölések jegyzéke

A táblázatban a többször előforduló fizikai mennyiségek találhatóak megnevezésükkel és mértékegységükkel. Az egyes mennyiségek jelölése – ahol lehetséges – megegyezik a hazai és a nemzetközi szakirodalomban elfogadott jelölésekkel. A ritkán alkalmazott jelölések magyarázata első előfordulási helyüknél található.

Latin betűk:

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység
<i>c</i>	Fajhő	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$
<i>h</i>	Nedves levegő entalpiája	kJ/kg
<i>m</i>	Hűtővíz tömegáram	$\text{kg}/\text{s} (=l/\text{s})$
<i>q</i>	Fajlagos terhelés	W/m^2
<i>t</i>	Hőmérséklet	$^{\circ}\text{C}$
<i>x</i>	Abszolút nedvességtartalom	g/kg
<i>A</i>	Terület	m^2
<i>Q</i>	Hőterhelés / Hűtési teljesítmény / Teljesítményigény	W
<i>P</i>	Berendezés teljesítménye	W
<i>V</i>	Térfogatáram	m^3/h

Görög betűk:

Jelölés	Megnevezés, (érték), /megjegyzés/	Mértékegység
<i>ρ</i>	sűrűség	kg/m^3

Indexek, kitevők:

Jelölés	Megnevezés, értelmezés
<i>br</i>	Bruttó teljesítményre utaló index
<i>el</i>	Előremenő csőre utaló index
<i>el</i>	Elszívott levegőre utaló index
<i>friss</i>	Friss levegőre utaló index
<i>n</i>	Normál üzemmódra utaló index
<i>nyár</i>	Nyári állapotra utaló index
<i>net</i>	Nettó teljesítményre utaló index
<i>prim</i>	Primer oldalra utaló index
<i>sec</i>	Szekunder oldalra utaló index
<i>tél</i>	Téli állapotra utaló index
<i>üz</i>	Vészhelyzeti üzemmódra utaló index
<i>vi</i>	Visszatérő csőre utaló index
<i>TOT</i>	Teljes részre utaló index

1 Bevezetés és célkitűzések

A XXI. század technológiai fejlődésének köszönhetően az információs társadalom és a felhő alapú szolgáltatások exponenciális növekedése kiemelt jelentőséget adott az adatközpontoknak. Ebben a dinamikusan változó világban az adatközpontok már nem csupán információtároló létesítményként vannak jelen, hanem az adatfeldolgozás kulcsszereplőivé is váltak. A növekvő energiaigények és a környezetvédelmi szempontok összhangba hozatala érdekében kulcsfontosságú a modern, energiatakarékos és környezetbarát épületgépészeti megoldások alkalmazása az adatközpontok esetén is.

Dolgozatom célja, hogy bemutassam egy nemzetközi adatközpont példáján keresztül az adatközpontok modern épületgépészeti rendszereit, különös tekintettel a hűtési, légtechnikai és fűtéstechnikai megoldásokra fókuszálva. Részletesen vizsgálom az adatközpontnál fellépő specifikus elvárásokat, és számításaim során ezen speciális igények egy-egy lehetséges megoldását keresem. Kiemelten foglalkozom az új, innovatív épületgépészeti megoldásokkal, amelyek lehetővé teszik az energiahatékonyság növelését és csökkentik az ökológiai lábnyomot. A szakirodalmi áttekintésemben megvizsgálom a különböző hűtéstechnikai megoldásokat és ezek energiahatékonysági jellemzőit.

Munkámban olyan kérdésekkel foglalkozom többek között, hogy milyen technológiai innovációk állnak rendelkezésre az adatközpontok hűtésére, hogyan befolyásolják ezek a technológiák az adatközpontok energiahatékonyságát és működési költségeit, milyen megoldások vannak a redundáns épületgépészeti rendszerek kialakítására, hogyan lehet a megfelelő légállapotot biztosítani az adatközpontokban, illetve, hogy milyen lehetőségek állnak rendelkezésre a fellépő hő hasznosítására. Az épületgépészeti rendszerek tervezésénél kiemelt jelentőséget fordítok a redundanciára.

Bemutatom az általam alkalmazott hűtési rendszer primer és szekunder oldalát és ezek berendezéseit, feltérképezem a fellépő hőterheléseket és számítási példáimon keresztül vizsgálom, hogy milyen hűtéstechnikai megoldásokkal lehet biztosítani a szükséges hűtési teljesítményt. A légtechnika fejezetben kifejtem az adatközpontnál alkalmazott különböző légtechnikai rendszerek működését, különös figyelmet fordítva a szellőzési módszerekre, a levegő minőségének biztosítására és az energiahatékonyság javítására irányuló technológiákra.

A fűtési rendszerek optimalizálásával kapcsolatos kihívások és lehetőségek bemutatása mellett kitérek a hővisszanyerő rendszerek alkalmazására és azok hatékonyságára is. Elemzem, hogy a hővisszanyerő technológiák hogyan illeszkednek az adatközpont rendszereihez.

Végezetül CFD szimuláció segítségével bemutatom a szerverteremben fellépő légállapotot, vizsgálva az optimális légtechnikai körülményeket.

2 Szakirodalmi áttekintés

Az információs technológia és a felhő alapú szolgáltatások egyre növekvő szerepe az adatközpontok jelentőségét is fokozza (Bliedy et al., 2018). A modern adatközpontok tervezésénél kulcsfontosságú szerepet kapnak a környezetbarát és energiatakarékos épületgépészeti megoldások (Dayarathna et al., 2015). A "Cooling Efficiency in Data Centers" cikk alapján az adatközpontok hűtési rendszerei jelentik a teljes energiafogyasztás jelentős részét, így a hatékony hűtési technológiák, mint a vízűtés és a levegő alapú hűtőrendszerek, elengedhetetlenek (Bitar et al., 2013).

Chen és munkatársai (2016) szerint az adatközpontok tervezésénél és üzemeltetésénél egyre nagyobb hangsúly helyeződik az energiahatékonyságra és a környezeti hatások minimalizálására. Az energiahatékony tervezés magába foglalja a hővisszanyerő rendszerek alkalmazását és az intelligens épületautomatizálási technológiák integrálását, amelyek jelentősen csökkenthetik az adatközpontok üzemeltetési költségeit és ökológiai lábnyomát (Chen et al., 2016).

Bilal és társai (2013) hangsúlyozzák, hogy az adatközpontok energiahatékonyságának javítására irányuló kutatások során a hűtési rendszerek optimalizálása alapvető jelentőséggel bír. Az új generációs adatközpontokban alkalmazott hűtési technológiák, mint például a hőszivattyús rendszerek és a hőcserélők, lehetővé teszik az energia visszanyerését és újrafelhasználását, csökkentve az adatközpontok ökológiai lábnyomát (Bilal et al., 2013).

Wang és munkatársai (2014) kiemelik az adatközpontok hálózati architektúrái fejlesztésének fontosságát a magas hálózati kapacitás és az erőforrások hatékony megosztása érdekében (Niranjan Mysore et al., 2009). A hálózati topológiák, mint a Fat-Tree és hibrid topológiák, lehetővé teszik az adatközpontokban a dinamikus igényekhez való alkalmazkodást (Greenberg et al., 2009), (Guo et al., 2008), ami elengedhetetlen a felhőszolgáltatások skálázhatósága és megbízhatósága szempontjából (Wang et al., 2014), (Guo et al., 2009).

DeCusatis (2017) szerint az adatközpontok tervezésekor nemcsak a technológiai, hanem a földrajzi, biztonsági és infrastrukturális szempontokat is figyelembe kell venni. Az adatközpontok gyakran egyedülálló építészeti kihívások elé néznek, mint például az emelt padlók (raised floors) és speciális hűtési megoldások tervezése, amelyek lehetővé teszik az optimális hőmérséklet-szabályozást és energiahatékonyságot (DeCusatis, 2017).

2.1 Milyen lehetőségek vannak az adatközpontok szervertermeinek hűtésére?

Az informatikai berendezések hatékony hűtéséhez az adatközpontok megfelelő elrendezése szükséges (Brown, 2008). Ez azt jelenti, hogy lehetővé kell tenni a szerverek hűtését szolgáló légáramlás jó keringését, és emellett figyelembe kell venni az alábbiak által meghatározott éghajlati normákat is.

A 2.1. táblázatban bemutatom az ETSI és az ASHRAE által előírt tervezési értékeket a levegő hőmérsékletére és páratartalmára (ETSI); (Steinbrecher és Schmidt, 2011).

2.1. táblázat: A levegő hőmérséklete és páratartalma (Forrás: Saját szerkesztés)

Szabvány	Minimum hőmérséklet	Maximum hőmérséklet	Minimum relatív páratartalom	Maximum relatív páratartalom
ETSI (alap eset)	5 °C	40 °C	5%	85%
ETSI (kivételes eset)	-5 °C	40 °C	5%	90%
ASHRAE 2011	18 °C	27 °C	5°C harmatponti hőmérséklet	60% és 15°C harmatponti hőmérséklet

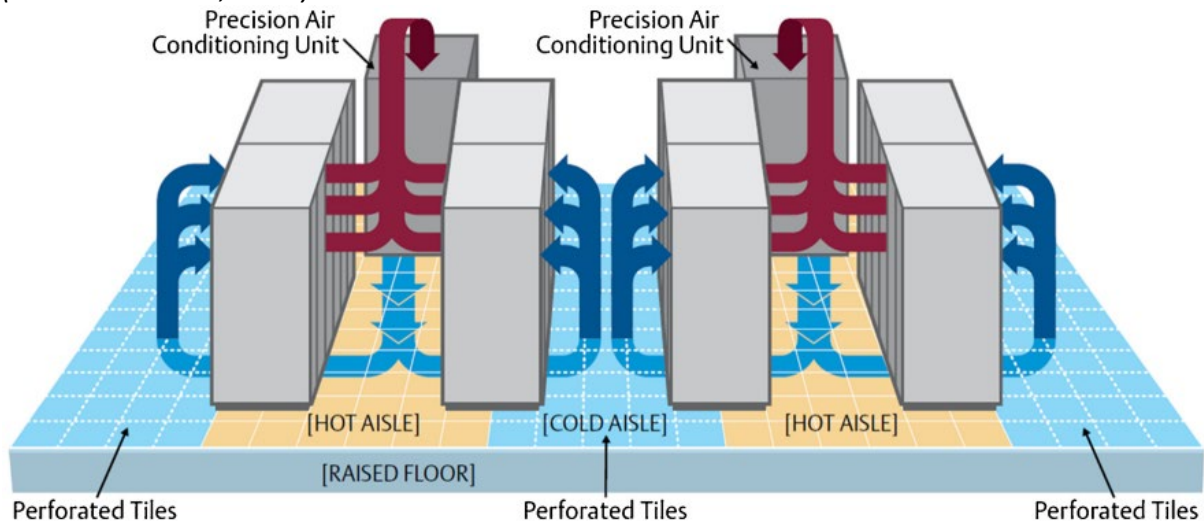
Melegfolyosó / hidegfolyosó elrendezés

A melegfolyosó/hidegfolyosó elrendezés a legelterjedtebb technika: a hideg levegő egy megemelt padlóból (raised floor) perforált lapokon (perforated tiles) keresztül jut be az adatközpontba (Fakhim et al., 2011). A levegő átáramlik a szervergépeken - elülső oldala felől (hidegfolyosó [cold-aisle]) a hátsó oldala felé (melegfolyosó [hot-aisle]) - és ezalatt elnyeli ezeknek a hőjét. A felmelegedett levegő távozik a melegfolyosón (Nadjahi et al., 2018). A forró levegőt innen a hűtési kör megfelelő egységei (pl. adatközponti légkondicionáló (CRAC) egységek vagy például ventilátorfal (fanwall)) szívják el (Patankar, 2010). Az elrendezés a 2.1 ábrán látható (Network, 2007).

A melegfolyosó/hidegfolyosó kialakításnál az a probléma, hogy a meleg és a hideg levegő keveredhet, ezért ezeket szükséges valamilyen módon elszeparálni egymástól. A 2.2. ábrán látható kétféle elszigetelés létezik: a hidegfolyosó elszigetelése és a melegfolyosó elszigetelése (Niemann et al., 2011).

2.1. ábra: Szervertermek melegfolyosós/hidegfolyosós kialakítása

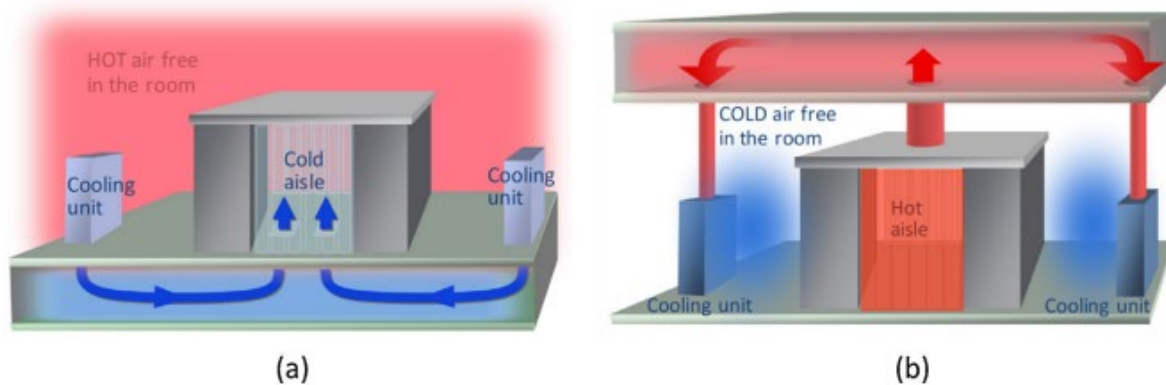
(Forrás: Network, 2007)



A hidegfolyosó elszigetelésének megközelítésében a hidegfolyosót fal zárja körül, lehetővé téve, hogy az adatközpont nagy mennyiségű forró levegővel legyen tele. A melegfolyosó elszigetelésének elvében a melegfolyosó zárt, és az IT-berendezésekből származó forró elszívott levegőt egy megemelt padlón / álmennyezeti téren keresztül összegyűjtik, és visszavezetik a CRAC-egységekhez vagy más beltéri egységhez (Capozzoli és Primiceri, 2015).

2.2. ábra: Elnszigetelés: a) hidegfolyosók elszigetelése; b) melegfolyosók elszigetelése

(Forrás: Niemann et al., 2011)



(Beltéri) hűtőegységek bemutatása

CRAC egység:

A melegfolyosó/hidegfolyosó elrendezés egyik lehetséges hűtési egysége a CRAC egység (Computer Room Air Conditioner) (Nada és Said, 2017), melyet magyarrá fordítva adatközponti légkondicionálónak lehet fordítani. A CRAC egységekkel való hűtés aktív hűtésnek minősül, hiszen közvetlenül hűtik és kondicionálják a levegőt a szervertermekben

hűtőközeg használatával. Az egységben játszódik le a teljes hűtési körfolyamat, megtalálható benne a kompresszor, elpárologtató, kondenzátor stb.

Többnyire kisebb vagy közepes méretű adatközpontokban alkalmazzák, ahol nincs szükség bonyolultabb levegőkezelésre.

CRAH egység:

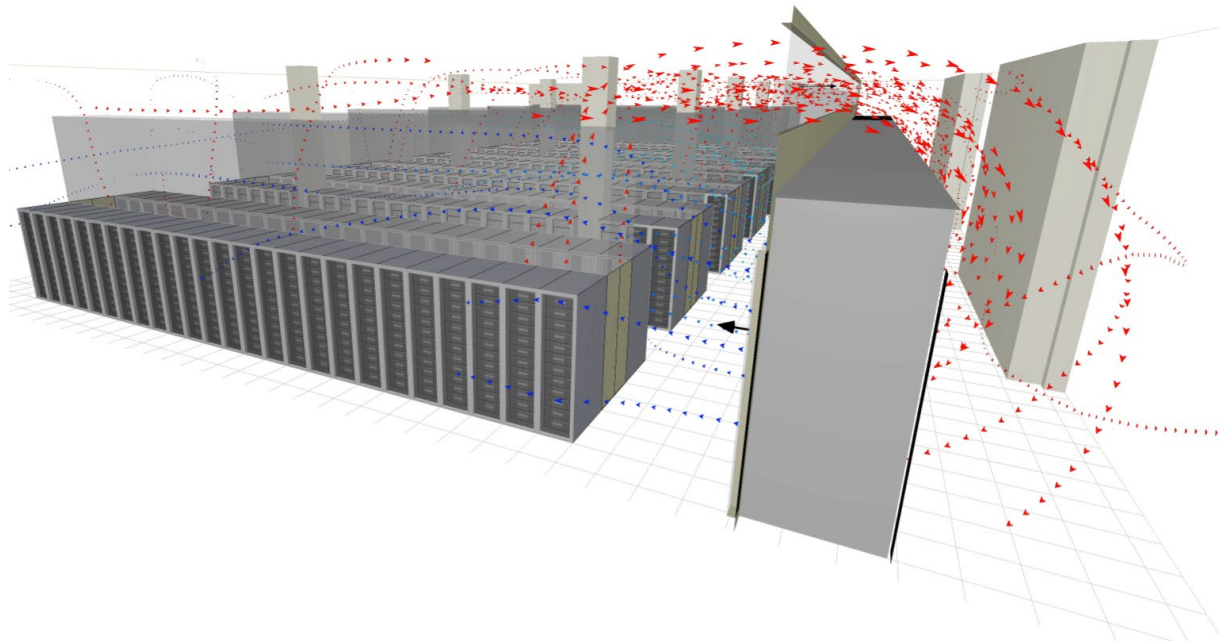
A másik lehetséges beltéri hűtési egysége a melegfolyosós/hidegfolyosós elrendezésnek a CRAH egység (Computer Room Air Handler) (Erden és Khalifa, 2015; Erden et al., 2016), melyet adatközponti levegőkezelő egységre lehet fordítani. A CRAH egységekkel történő hűtés passzív hűtésnek minősül, hiszen ezek hűtött vizet használnak (melyet például folyadékhűtő, szárazlevegős hűtőberendezés hűt le) a levegő hűtésére, ami energiatakarékosabbá és méretezhetőbbé teszi őket, így jobban illeszkednek a nagyobb adatközpontokba. (Erden et al., 2016)

Fanwall egység:

A fanwall (ventilátorfal) elrendezés egy innovatív hűtési megoldást kínál, különösen azokban az esetekben, ahol a megemelt padlószerkezet alkalmazása nem kívánatos. A fanwall megoldás is passzív hűtésnek minősül, a fanwall-ok működési elvükben megegyeznek a CRAH egységekkel, viszont ventilátorfal rendszer előnyei között szerepel, hogy nincs szükség megemelt padlóra, így költséghatékonyabbá válik a hagyományos megoldásokhoz képest (Ling et al., 2023). Alacsonyabb belmagasságok esetén is hatékonyan tud működni az ilyen rendszer. Ezenkívül, az FWC rendszer moduláris kialakítása révén kiváló rugalmasságot nyújt a bővítés vagy leépítés tekintetében, illetve lehetővé teszi, hogy egyes ventilátorok kiesése esetén is zavartalanul működjön a rendszer. Az FWC rendszer alkalmazása jelentősen leegyszerűsíti a légkezelési megoldásokat, hiszen a légáramlás irányítása közvetlenül a terem pereméről történik, ami lehetővé teszi a pontosabb hőmérséklet-szabályozást és javítja a hűtés hatékonyságát (Xiong et al., 2021). Szakdolgozatomban a bemutatott rendszer beltéri egységei ilyenek.

A 2.3. ábrán egy ventilátorfallyal hűtött szerverterem részlete látható.

2.3. ábra: Ventilátorfal kialakítása
(Forrás: Saját szerkesztés)

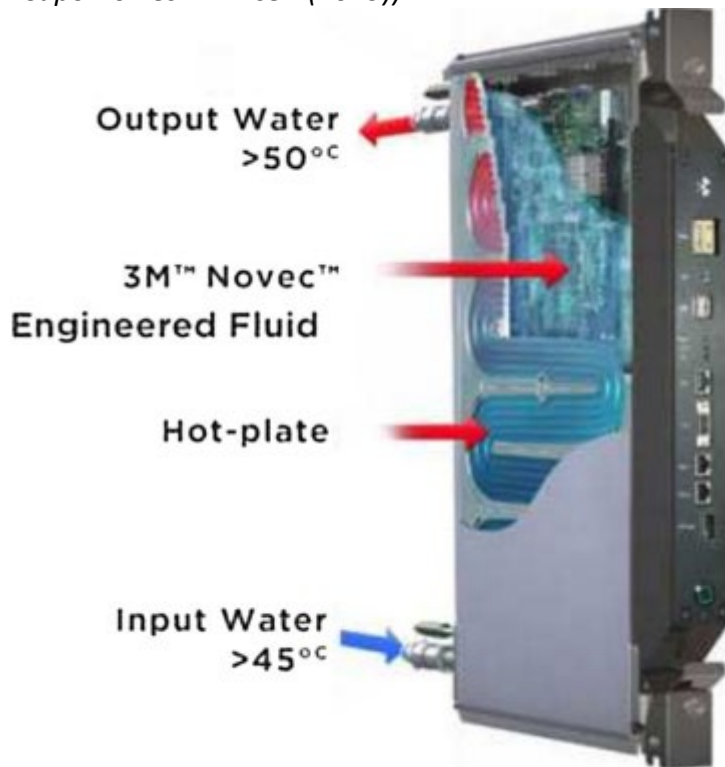


A CRAH egységeket és a ventilátorfalakat általában nagyobb adatközpontokban alkalmaznak, ahol a központi hűtőrendszer effektívebb és gazdaságosabb a nagyobb energiaigényű CRAC egységekhez képest (Chi et al., 2014). A folyadékűtéses rendszereket szintén nagyobb adatközpontokban alkalmazhatják, amelyek képesek a nagy teljesítménysűrűség támogatására, és számos előnyt kínálnak (Li és Kandlikar, 2015). A fő előny, amint arra Chi és társai is rámutattak (2014), az egységnyi hőátadási kapacitás nagyobb, ami lehetővé teszi, hogy a CPU és a hűtőközeg közötti kisebb hőmérsékletkülönbséggel dolgozzunk. Ezenkívül ez a megoldás kiküszöböli a léghűtéses rendszerek két alacsony hatékonyságú lépését, a hőcserélő-levegő és a levegő-hűtőközeg közötti hőátadást. Ennélfogva csökken a rendszer hőellenállása és nő az energiahatékonyság (Ohadi et al., 2012). A magasabb bemeneti hőmérséklet potenciálisan kiküszöbölheti a hővisszavezetéshez szükséges aktív berendezések szükségességét, és a hő újrafelhasználásának lehetőségét is megnyitja (Capozzoli és Primiceri, 2015).

Egy feltörekvő folyadékűtési technológia a teljesen vízbe merített közvetlen folyadékűtéses rendszer. Ez a szerverek folyadékba, általában ásványi olajba való merítéséből áll. A hő ezután közvetlenül egy külső körbe továbbítható, és végül leadható vagy újrafelhasználható. Hűtőházai kiküszöbölhetik a CRAC-egységek és hűtők szükségességét, lehetővé téve a felhasználók számára a nagy sűrűségű szerverek hűtését (Haywood et al., 2015). A merülő

hűtési megoldásra egy példát mutat be a 2.4. ábra Capozzoli és Primiceri (2015). Haywood és munkatársai (2015) bebizonyították, hogy a vízhűtéses kísérletekkel összehasonlítva, az ásványolajos kísérlet akár 81%-kal csökkentette a hőforrás és a kivezető vezeték közötti hőmérséklet-csökkenést.

2.4. ábra: Folyadékba merülő modul
(Forrás: Capozzoli és Primiceri (2015))



Kétfázisú hűtőrendszer

A kétfázisú hűtőrendszerek alkalmazásának mozgatórugója az volt, hogy hatékony hűtési megoldásokat kell találni a hatalmas energiaterhelést eltávolító eszközök számára (Ebrahimi et al., 2014). Ennek a technológiának a sajátossága, hogy több hűtési rendszert kombinálnak, ami mindig magában foglalja a párologtatási folyamatot. A passzív párologtató folyadékűtés különböző alkalmazásokban jöhet számításba (Baonga et al., 2006), (Valiorgue et al., 2009), (Samba et al., 2013). Különböző hűtőközegek állnak rendelkezésre (víz, levegő, hűtőközegek stb.), de a hűtőközeg megfelelő kiválasztása az egyes alkalmazások és beépítési lehetőségek függvénye.

2.2 A passzív és aktív hűtési megoldások összehasonlítása

A fentebb bemutatott passzív hűtési technológiák előnyökkel járnak a villamosenergia-fogyasztás csökkentése és az energiahatékonyság javítása szempontjából az aktív hűtési technológiával szemben.

A passzív hűtési technológiák az elmúlt években széles körben fejlődtek. A Green Grid 2011-es felmérése szerint a közvetlen levegőoldali gazdaságosító a legnépszerűbb, a vízóldali pedig a második helyen áll (Daraghmeah és Wang, 2017). A külső légállapotnak ehhez azonban a meghatározott határértéken belül kell lennie. Az Intel felmérése szerint a vízóldali gazdaságosítók költséghatékonyabbak, mint a levegőoldali gazdaságosítók (Garday, 2007). A folyadékűtéses rendszerek akár 30%-kal is csökkenthetik az adatközpontok összenergiafogyasztását a léghűtéses adatközpontokhoz képest, de drágák és folyadékszivárgási kockázatot jelentenek (Oró et al., 2018).

Egy másik nagyobb hőelvezetési kapacitással rendelkező hűtési technológia a termoszfionhurok. Egyszerűséget és kompaktságot kínál, és mikrocsatornás hőcserélőkkel társítva a huroktermoszifon képes nagyobb hőáramot eltávolítani, miközben kisebb hűtőközeg tömegárammal dolgozik (Capozzoli és Primiceri, 2015). Megfelelő tervezés esetén a termoszfion hurok egyenletesebb hőmérsékletet biztosíthat a berendezésben.

Napjainkban a passzív hűtőrendszerek lehetőséget nyújtanak a hulladékhő hasznosítására. Ez a szerver hőleadásából származó energia újrafelhasználásából áll. Oró és társai (2018) megtervezték a chipen lévő szerverek folyadékűtéses konfigurációját, amelyet numerikusan értékelték egy fedett uszoda esettanulmányához. A fedett uszoda üzemeltetője 18%-kal csökkenti működési költségeit. Ebrahimi és társai (2014) áttekintették a hűtőrendszer által elvont hő újrafelhasználására alkalmas különböző rendszereket. A szerzők különösen az abszorpciós hűtőrendszert és a szerves Rankine-ciklust részletezték, és azt állították, hogy ezek a technikák a legígéretesebb technológiák az adatközpontok hulladékhőjének újrafelhasználására.

2.3 Az adatközpontok energiahatékonyságának mérőszámai

Az energiafelhasználás hatékonyságát (PUE) a Green Grid kezdeményezés az adatközpont teljes teljesítményének és az informatikai berendezések által felhasznált teljesítménynek a

hányadosaként javasolja (Xiong et al., 2021); (DATA, 2008). Az adatközpontok energiahatékonyságának értékelésére szolgál az év során:

$$PUE = \frac{P_{DC}}{P_{IT}} [-] \quad (2.1)$$

Ahol P_{DC} az adatközpont energiaellátása, P_{IT} az IT-berendezések bemeneti teljesítménye.

Ez a következőképpen fejezhető ki (Tschudi et al., 2010):

$$PUE = \frac{P_{cooling} + P_{power} + P_{lighting} + P_{IT}}{P_{IT}} [-] \quad (2.2)$$

Ahol a $P_{cooling}$ a hűtőberendezések teljesítménye, P_{power} az energiaellátó rendszerben a hálózati veszteségek és egyéb infrastrukturális (UPS vagy PDU) hiányosságok miatt elvesztett teljesítmény, $P_{lighting}$ az adatközpont és a támogató terek megvilágítására használt teljesítmény, P_{IT} az IT-berendezések bemeneti teljesítménye.

Az 1-es PUE érték lenne az ideális (tökéletes) érték, mivel ez azt jelenti, hogy az informatikai berendezések az összes energiát felhasználják. Ez azonban akkor lehetséges, ha nincsenek hűtőberendezések vagy energiaellátó komponensek (Brady et al., 2013). Megfelelő tervezéssel az 1,6-os PUE-értéknek elérhetőnek kell lennie, de elérhető akár az 1,2 is (Cho et al., 2012). Ennek az értéknek a csökkentése nagymértékben függ a hűtés kialakításától és annak hatékonyságától. A PUE 50%-kal csökkenthető a hagyományos emelt padló helyett folyadékhűtés (passzív vagy aktív) alkalmazásával. A PUE csökkentése a szervergépenkénti teljesítmény 5 kW-ról 40 kW-ra történő növelését eredményezi (Garimella et al., 2012). A Lawrence Berkeley National Labs által végzett tanulmány (Greenberg et al., 2006), amelyben a szerzők 22 adatközpont teljesítményértékelését végezték el, és bemutatták a PUE-érték csökkentésére szolgáló legjobb gyakorlati technológiákat, amelyek között a szerzők a párologtató folyadékhűtés használatát és a hűtési infrastruktúra energiaoptimalizálását említették.

Maga a PUE nem veszi figyelembe az energia újrafelhasználását, ezért a Green Grid az energia újrafelhasználási hatékonyságot (ERE) a következőképpen határozta meg (Tschudi et al., 2010):

$$ERE = \frac{P_{cooling} + P_{power} + P_{lighting} + P_{IT} - P_{reuse}}{P_{IT}} [-] \quad (2.3)$$

Ahol a $P_{cooling}$ a hűtőberendezések teljesítménye, P_{power} az energiaellátó rendszerben a hálózati veszteségek és egyéb infrastrukturális (UPS vagy PDU) hiányosságok miatt elveszett teljesítmény, $P_{lighting}$ az adatközpont és a támogató terek megvilágítására használt teljesítmény, P_{IT} az IT-berendezések bemeneti teljesítménye, P_{reuse} a hő újrafelhasználási tényező.

PUE értékei a különböző technológiák esetén

A hagyományos légh kondicionált adatközpontok, amelyek jellemzően CRAC vagy CRAH egységeket használnak, általában magasabb PUE értékekkel rendelkeznek. Ebben az esetben a PUE érték 1,5 és 2,0 között mozoghat, mivel sok energia szükséges a hűtőberendezések működtetéséhez. Szabad hűtés alkalmazása (Free Cooling) esetén, például vízdoldali vagy légtér-oldali gazdaságosítók használatával, jelentősen csökkentheti az energiafogyasztást, mivel kihasználják a külső környezet alacsonyabb hőmérsékletét a hűtéshez. Ezáltal a PUE érték csökkenhet 1,2 és 1,5 közé. A modern folyadék hűtési és immerziós hűtési technológiák, amelyek közvetlenül hűtik a hardvereket, tovább csökkenthetik a PUE értéket. Ezek a megoldások lehetővé teszik, hogy a PUE értékek 1,1 és 1,3 között legyenek, mivel hatékonyabban távolítják el a hőt és kevesebb energiát igényelnek a levegő mozgatására. Új innovatív hűtési technológiák, mint például a kétállapotú mikrocsatornás hűtési rendszerek, még alacsonyabb PUE értékek elérését teszik lehetővé, potenciálisan 1,05 és 1,2 közötti értékeket érhetnek el (Krishnapura et al., 2013). Ezek a rendszerek kihasználják a folyadékok látens hőkapacitását a hatékonyság növelése érdekében. (Li et al., 2020); (Jauregui alzo, 2011); (Lei és Masanet, 2020); (Yuventi és Mehdizadeh, 2013)

2.4 Hőhasznosítási lehetőségek

Az adatközpontokban az energiafogyasztás jelentős mértékű, amely hőtermeléshez vezet. Az energiahatékonyság növelése érdekében az adatközpontok egyre inkább fordulnak a hővisszanyerés (heat recovery) technikáihoz. A hővisszanyerés lényege, hogy az adatközpontokban keletkező hőt nem hagyják veszendőbe menni, hanem hasznosítják más folyamatokhoz, például fűtési vagy ipari alkalmazásokhoz.

Az adatközpontokban a hővisszanyerés többféleképpen valósulhat meg. A leggyakoribb módszer a hűtőrendszerekben keletkező hőt hasznosítja, amelyet aztán épületek fűtésére, melegvíz-előállításra vagy más ipari folyamatokhoz használnak fel. Ez nem csak energiahatékony megoldás, de csökkenti a környezeti terhelést és hozzájárul a fenntarthatósági célok eléréséhez is (Huang et al., 2019).

Egy másik megközelítés a hőszivattyú alkalmazása, ami a hőt a forró levegőből vagy folyadékból kivonja, majd átviszik olyan helyekre, ahol szükség van rá. Ez a módszer rugalmas és hatékony lehet, különösen, ha az adatközpont közelében vannak olyan létesítmények, amelyekben szükség van erre a hőre (Davies et al., 2016).

Huang és munkatársai (2019) szerint a hővisszanyerés legelterjedtebb módszerei közé tartozik a hőszivattyúk használata és a háromfolyadékos hőcserélő technológia.

A "Using Data Centres for Combined Heating and Cooling – An Investigation for London" cikk központi témája az adatközpontok hőjének visszanyerése és újrahasznosítása a fűtési és hűtési rendszerekben. A szerzők megemlítik, hogy az adatközpontok hulladékhőjének újrahasznosítása jelentős energia-, szén-dioxid- és költségmegtakarítást eredményezhet. Ezen kívül a cikk olyan technikai kihívásokat is feltár, mint például a hővisszanyerési rendszer költsége és a telepítéshez szükséges infrastruktúra, valamint azt, hogyan lehetne a rendszert beilleszteni a már létező adatközpontokba (Davies et al., 2016).

A "Heating Homes with Servers: Workload Scheduling for Heat Reuse in Distributed Data Centers" cikkben Marcel Antal és munkatársai (2021) egy újszerű koncepciót vizsgálnak: az adatközpontok által termelt hő újrafelhasználását lakóépületek fűtésére. Ez a megközelítés két funkciót kombinál - a számítástechnikát és a háztartások fűtését - azáltal, hogy a szerverberendezéseket különböző lakóhelyeken telepítik. Antal és munkatársai (2021) szerint ez a módszer jelentősen csökkentheti az energiafogyasztást az adatközpontokban jellemzően keletkező hulladékhő felhasználásával ellentétben. A hagyományos hűtőrendszerek helyett, amelyek a hőt a környezetbe szórják, megközelítésük ezt a hőt a lakóterek fűtési igényeinek kielégítésére használja fel, potenciálisan csökkentve ezzel a hagyományos fűtési módszerekre való támaszkodást. Ennek érdekében felállítottak egy olyan modellt, melynek a célja a számítási feladatok elosztása a szerverek között oly módon, hogy a lakóházakban a kívánt hőmérsékletet fenntartsák. A munkaterhelés gondos ütemezésével a rendszer optimalizálni

tudja a szerverek által termelt hőt a lakók igényeinek megfelelően. A cikk két modellt ismertet, amelyeket a szerverek hőterhelése alapján a hőigény becslésére használnak. Az első egy termodinamikai elvekből levezetett és valós adatokkal kalibrált matematikai modell, amely lehetővé teszi a hőtermelés pontos előrejelzését. A második egy öntanuló modell, amely megjósolja a meghatározott hőmérséklet fenntartásához szükséges munkaterhelés mértékét. Az eredmények azt mutatták, hogy a javasolt munkaterhelés-ütemezési megközelítés és a hő újrafelhasználásának koncepciója hatékonyan képes a kívánt hőmérsékletet előállítani a lakóterekben, miközben megfelel az adatközpont működési követelményeinek. A szerverek által termelt hő újrafelhasználásával a szerzők szerint ez a módszer jelentős szerepet játszhat az energiapazarlás csökkentésében és a fenntarthatóság előmozdításában az adatközpontok működésében (Antal et al., 2021). (Antal et al., 2018)

G. I. Meijer "Cooling Energy-Hungry Data Centers" című cikkében (2010) az adatközpontok jelentős energiafogyasztását tárgyalja, amely az IT berendezések túlmelegedésének megakadályozásához szükséges hűtési infrastruktúrának köszönhető. Meijer (2010) kiemeli, hogy az adatközpontok energiafogyasztása jelentős: 2009-ben világszerte mintegy 330 terawattórát használtak fel, ami a világ villamosenergia-termelésének mintegy 2%-ának felel meg. Ennek a magas energiafogyasztásnak gazdasági és ökológiai következményei is vannak, mivel a becslések szerint a villamosenergia-termeléshez 200 millió tonna CO₂-kibocsátás kapcsolódik. Meijer (2010) szerint az energiafogyasztás csökkentésének hatékony módja a folyadékűtés. A folyadékűtés termodinamikailag hatékonyabb, mint a léghűtés, mivel a folyadékok lényegesen nagyobb hőkapacitással rendelkeznek. A cikk azt tárgyalja, hogy a folyadékűtés akár 50%-kal is csökkentheti az adatközpontok energiafogyasztását. Emellett ez a módszer lehetővé teszi az összegyűjtött hőenergia közvetlen felhasználását, lehetőséget teremtve a hő újrafelhasználására a távfűtésben vagy ipari alkalmazásokban. A cikk szerint az adatközpontok hulladékhőjének hasznosítása folyadékűtéssel megvalósíthatóbbá válik, ami jelentős energiamegtakarítást és szén-dioxid-kibocsátás csökkenését eredményezi. (Meijer, 2010)

A "Sustainability Analysis of Green Data Centers with CCHP and Waste Heat Reuse Systems" című cikkben Wan J. és munkatársai (2020) a kombinált hűtési, fűtési és energiaellátási (Combined Cooling, Heating, and Power [CCHP]) rendszerek és a hulladékhő újrafelhasználási (Waste Heat Reuse [WHR]) technológia alkalmazásának lehetőségeit vizsgálja az

adatközpontok fenntarthatóságának javítása érdekében. A tanulmány az energiagazdálkodási stratégiák értékelésére és a CCHP- és WHR-rendszerek környezeti hatásainak felmérésére összpontosít az adatközpontokban. Az általuk felállított stratégiák az energiaáramlás hatékony kezelésére szolgálnak, és célja az üzemeltetési költségek csökkentése, illetve adatközpontok fenntarthatóságának javítása. A szerzők e stratégiák teljesítményét valós munkaterhelésen alapuló szimulációk segítségével értékelik. Figyelembe veszik az olyan kulcsfontosságú fenntarthatósági mutatókat, mint az üzemeltetési költségek, a primerenergia-fogyasztás és a szén-dioxid-kibocsátás. A tanulmány numerikus eredményei azt sugallják, hogy a CCHP és WHR technológiák adatközpontokban történő bevezetése csökkentheti az üzemeltetési költségeket és növelheti a környezetbarátságot. A tanulmány azt is kimutatta, hogy a CCHP-rendszer energia előállító berendezésének hatékonysága jelentősen befolyásolja a rendszer fenntarthatóságát. (Wan et al., 2020)

A "Toward Zero-Emission Data Centers through Direct Reuse of Thermal Energy" című tanulmányban Brunschwiler és munkatársai (2009) új megközelítést javasolnak a nulla kibocsátású adatközpontok eléréséhez a hőenergia újrafelhasználására összpontosítva. Megközelítésük az adatközpontokból származó hő közvetlen újrafelhasználásának ötletét vizsgálja a környék fűtési rendszerei számára, fenntarthatóbb alternatívát kínálva a hagyományos hűtési módszerekhez képest. A szerzők nagy teljesítményű, minimális hőellenállással rendelkező folyadékhűtő eszközöket mutatnak be a szerverek hűtésére. Ebben a megközelítésben akár 60 °C-os hőmérsékletű előremenő forró víz is használható, ezáltal kiküszöbölve a hűtőberendezéseket és a hozzájuk kapcsolódó energiafogyasztást, és lehetővé téve a keletkező hő közvetlen újrafelhasználását. Brunschwiler és társai (2009) szerint az adatközpontok minden éghajlati övezetben hűthetők anélkül, hogy előhűtött hőhordozókra lenne szükség. A cikk kitér a közvetlen hő újrafelhasználásának pénzügyi előnyeire is, jelezve, hogy a hőellátás a szomszédos fűtési rendszerek számára csökkentheti az adatközpontok összköltségét. A szerzők megemlítik, hogy mivel Európában több mint 5000 távfűtési rendszer hőigény mintegy 9,7%-át fedezi, az adatközpontoknak bőséges lehetőségük van arra, hogy hőszolgáltatókká váljanak, ami a szén-dioxid-kibocsátás jelentős csökkentéséhez vezethet. Úgy vélik, hogy az ilyen beruházások gazdaságilag életképesek és ökológiailag is előnyösek, különösen az emelkedő energiaárak és a környezeti fenntarthatóságra való fokozott odafigyelés miatt. Végül soron az általuk javasolt megoldás lehetővé teszi, hogy az IT-ipar

kulcsszerepet játszon a szén-dioxid-kibocsátás csökkentésében és az éghajlatváltozás elleni küzdelemben. (Brunschwiler et al., 2009)

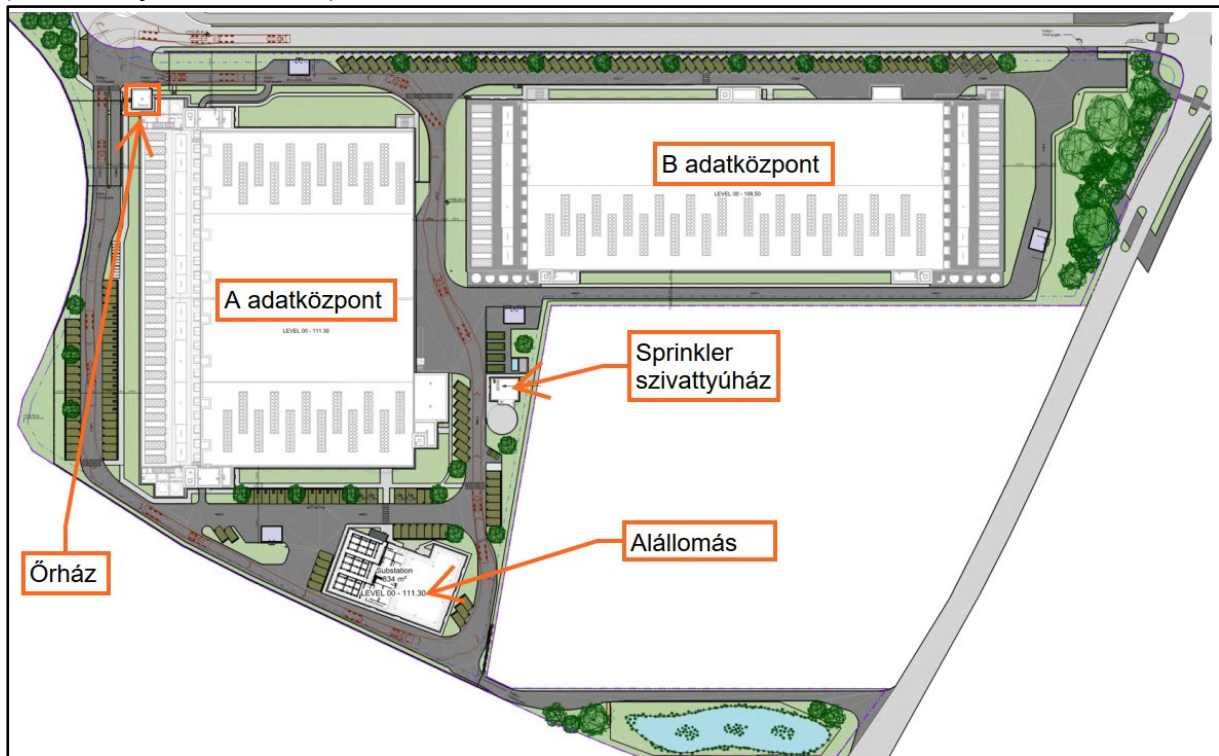
A hővisszanyerés az adatközpontokban olyan téma, amely az energiahatékonyság, a környezetvédelem és a fenntarthatóság szempontjából is fontos. Az adatközpontok a modern információs infrastruktúra alapját képezik, ezért az energiafelhasználásuk optimalizálása és a hő hasznosítása jelentős hatással lehet a teljes gazdaságra és környezetre.

3 Az épület bemutatása

A 3.1-3.2. ábrákon látható adatközpont-kampusz Németországban kerül megépítésre, a frankfurti régióban. A kampusz egy 4,45 hektáros területen helyezkedik el, ahol a tervek szerint 2 darab, háromszintes adatközpontot építenek. Ezen kívül 3 darab kiegészítő épület fog megépülni, nevezetesen a sprinkler szivattyúház, az állomás és az őrház.

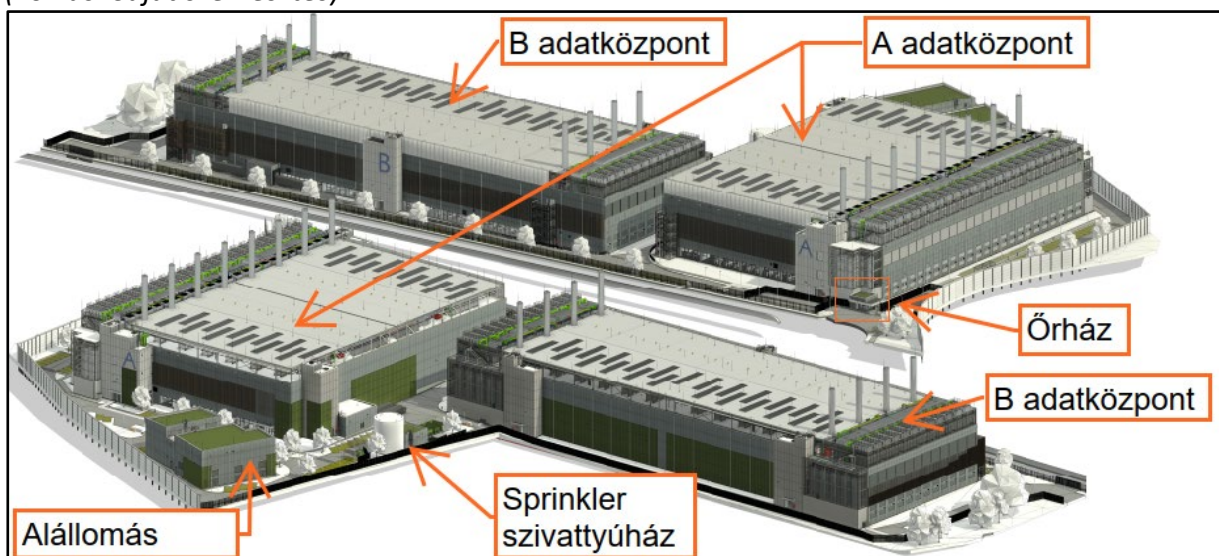
3.1. ábra: Helyszínrajz

(Forrás: Saját szerkesztés)



3.2. ábra: 3D-s madártávlatú áttekintés

(Forrás: Saját szerkesztés)



A kampusz több bejárati kapuval és biztonsági kerítéssel lesz biztosítva. A területre három bejáratot terveznek, a parkolóhelyek a telek északi és délnyugati oldalán helyezkednek el. Az épületek körül és az épületek között a tűzoltóság számára megközelíthetőségi utak kerülnek kialakításra.

Szakedolgozatomban az A adatközpontra fogok fókuszálni és annak épületgépészeti rendszereit mutatom be.

3.1 Az A adatközpont bemutatása

Az adatközpontban adatfeldolgozó berendezések (távközlés és számítástechnikai eszközök) kapnak helyet, melyek olyan üzleti vállalkozásokat és cégeket szolgálnak ki, amelyek online adatszolgáltatásokat nyújtanak a térségben. Az épületekben található rendszereknek megállás nélkül, a nap 24 órájában működniük kell. A biztonságtechnika kiemelkedő jelentőséggel bír a tervezés során az adatok eltulajdonításának megelőzése miatt. Az adatközpontba csak korlátozott számú látogató léphet be, betartva a szigorú előírásokat. Az alkalmankénti áruszállításokra szintén a megfelelő biztonsági előírások alkalmazandóak. A szervertermek (Suites/Vaults) az adatfeldolgozó berendezések és a támogató épületgépészeti berendezések számára lesznek fenntartva. Az épület tűzvédelmi sprinkler rendszerekkel és füstérzékelő rendszerekkel lesz felszerelve, amelyek korai figyelmeztetést adnak az esetleges égési eseményekre.

Az épület úgy van kialakítva, hogy összesen 40 MW (megawatt) IT kapacitást támogasson az egyes szinteken elosztva. Amikor arról beszélünk, hogy egy adatközpont 40 megawattos, akkor az az adatközpont által felhasználható vagy igénybe vehető maximális elektromos teljesítményt jelenti. Ez a szám azt mutatja, hogy az adatközpont milyen teljesítményig képes folyamatosan működni.

A szintek elrendezése olyan, hogy az északi és déli oldal a 3.3. ábrán feltüntetett rózsaszín vonalra (az épület középvonala /AG raszter/) tükörképei egymásnak.

Az épület 3 emeletes lesz, a tetőn és a mechanikai platformon kerülnek elhelyezésre a nagyobb épületgépészeti berendezések (pl. szárazlevegős hűtőberendezés, folyadékűtő, előregyártott szivattyúházak, légkezelő berendezések). Ezeket a műszaki berendezéseket a földszintről való rálátás ellen árnyékolják, és el lesznek látva zajvédelemmel a szükséges zajcsillapítás érdekében.

A földszinten található a főbejárat, a logisztikai terület (a 3.3. ábrán zölddel jelölt rész), a személyzeti terek (a 3.3. ábrán sárgával jelölt rész) és a transzformátorhelyiségek (a 3.3. ábrán pirossal jelölt rész), valamint 2 darab 4 MW teljesítményű szerverterem (a 3.3. ábrán késsel jelölt rész) és az azt kiegészítő műszaki terek (jelöletlen, fehér részek). Az első és a második emeleten 4-4 darab 4-4 MW-os szerverterem kerül kialakításra a hozzájuk kapcsolódó műszaki helyiségekkel, így kiadva a 40 MW-os nettó IT teljesítményt. A szervertermek egységenként 1160 m² hasznos alapterülettel rendelkeznek.

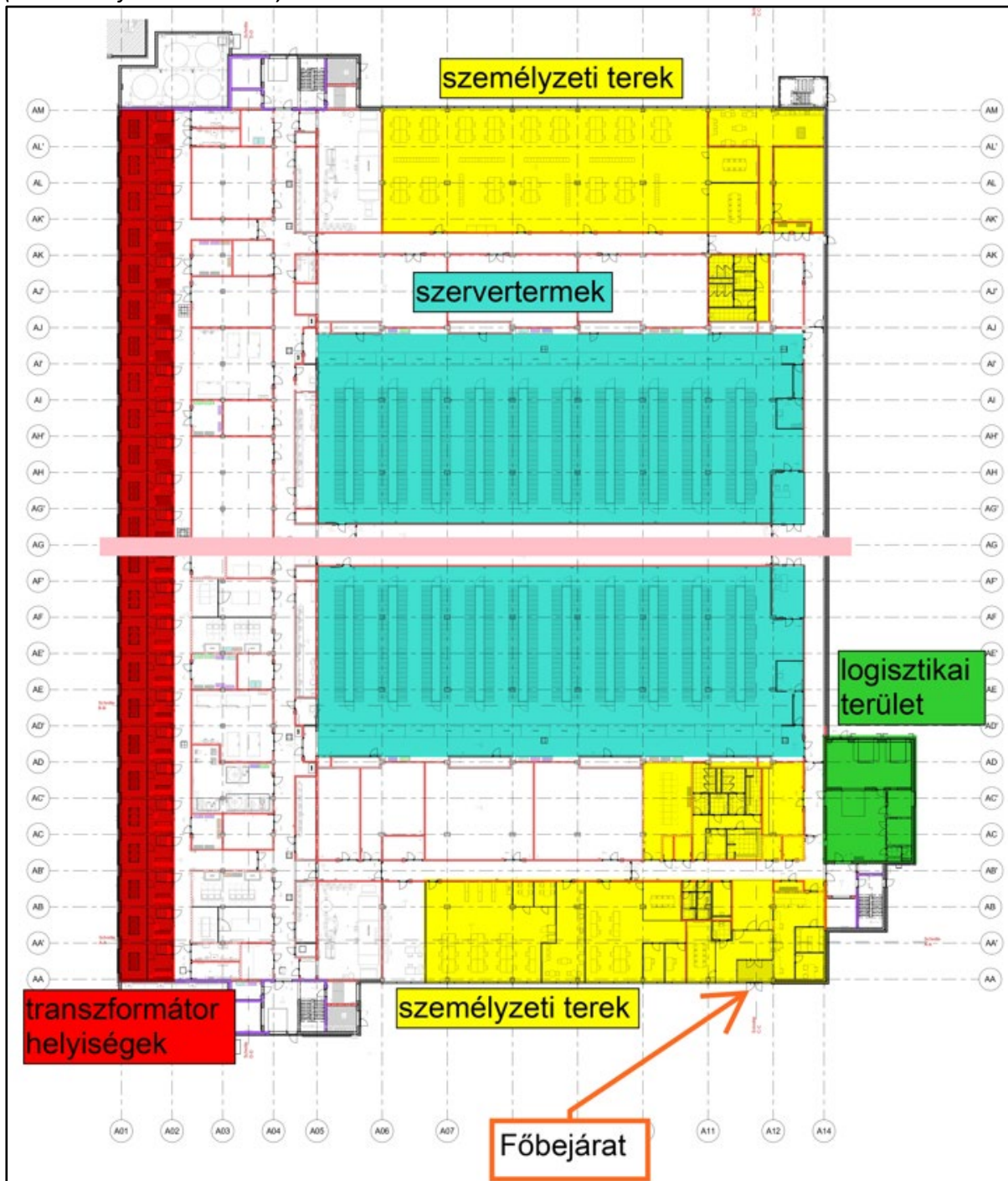
A generátorok a második emeleten elszeparálva lesznek elhelyezve, és a tetőn keresztül történik majd az elszívásuk. A dízelgenerátorokat csak a közüzemi áramellátás kiesése esetén használják az áramellátás biztosítására. Az üzemanyagtartályok az épületen kívül kerülnek kialakításra.

A személyzeti tér irodai és szociális helyiségekből tevődik össze a megrendelő operatív személyzete és ügyfelei számára. Az épületben naponta átlagosan körülbelül 75 ember fog tartózkodni.

A legtöbb szállítmány a rakodódokkba érkezik mind a berendezések kezdeti beszerzése, mind az időszakos cserék során. A szállítások során keletkező hulladékot a sprinkler szivattyúterem közelében található hulladékgyűjtőkben tömörítik és/vagy tárolják.

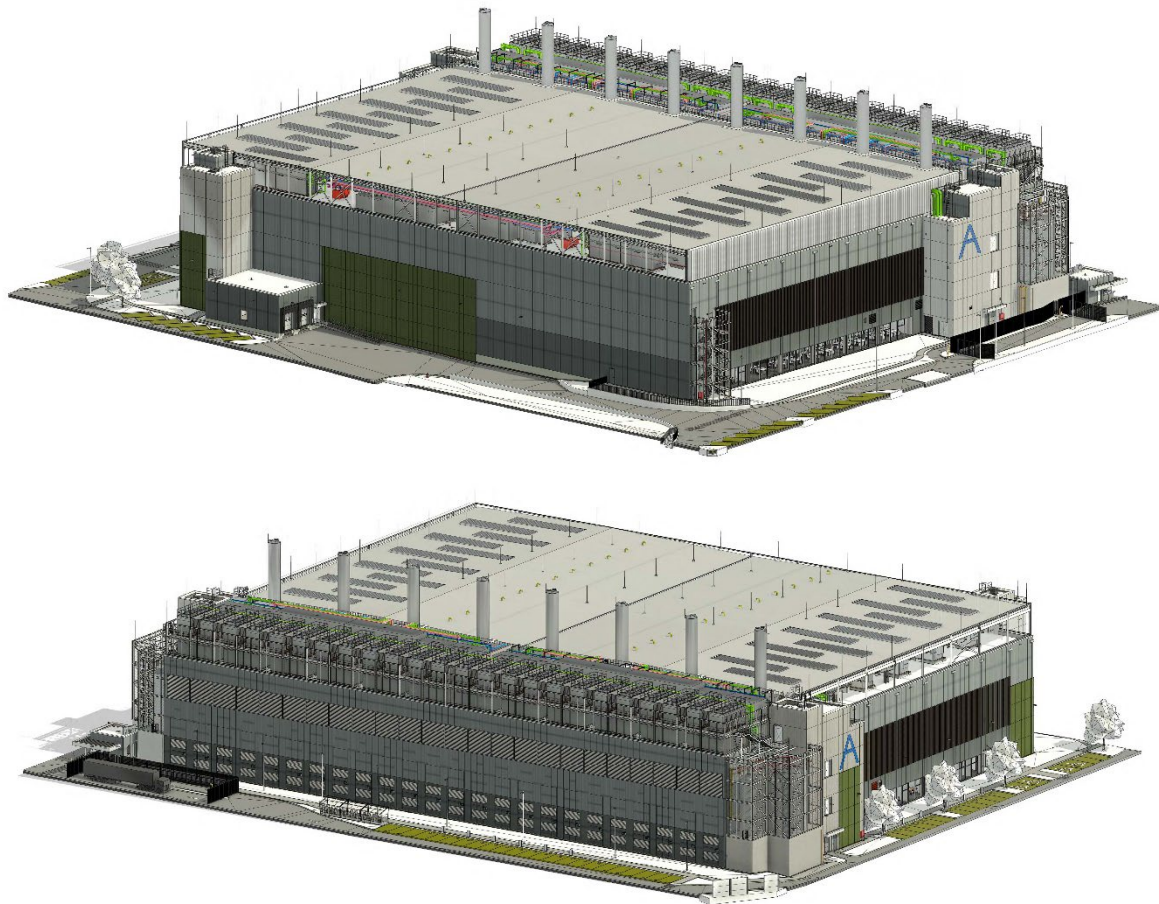
Az A épületben 3 darab lift van, amelyek mindegyike a tető fölé nyúlik, a hozzájuk tartozó zárt lépcsőházakkal együtt, hogy megkönnyítsék a tetőn lévő berendezések karbantartását és megközelítését. Az A épülethez 1 darab nyitott vészhelyzeti lépcsőház is tartozik, amely a második emeleten végződik.

3.3. ábra: Az A adatközpont földszinti alaprajza
(Forrás: Saját szerkesztés)



A 3.4. ábrán pedig az A adatközpont axonometrikus ábrázolása látható 2 oldalról.

3.4. ábra: Az A adatközpont axonometrikus ábrázolása
(Forrás: Saját szerkesztés)



4 Hűtéstechnika

Ebben a fejezetben ismertetni fogom az A adatközpont hűtési rendszerét. Bemutatom a rendszer hűtési köreit, illetve egy szerverterem példáján keresztül végigvezetem a különböző számításokat, amelyek fellépnek / felléphetnek egy adatközpont tervezése során.

4.1 A hűtési rendszer leírása

Az A épület északi és déli részének is (A1, illetve A2 épületrész) egy-egy különálló, független, magas hőmérsékletű hűtőrendszerrel kell rendelkeznie, melynek kialakítása az alábbi:

- Primer hűtőkör (35% propilén-glikol)
 - Szabadhűtés esetén / téli esetben: 19/31 °C előremenő / visszatérő folyadékhőmérséklet
 - Nyári esetben: 49/55 °C, illetve 55/62 előremenő / visszatérő folyadékhőmérséklet
- Szekunder hűtőkör (100% víz, 20/32 °C előremenő / visszatérő víz hőmérséklet)

Az A1, illetve A2 épületrész primer és szekunder rendszereit a redundancia miatt (normál esetben zárt szelepeken keresztül) össze kell kapcsolni. A magas hőmérsékletű hűtőrendszerek biztosítják a szervertermek (Suites/Vaults), és a kifestültségű helyiségek (LV rooms), valamint az elektromos felszállóvezetékek (Electrical risers) számára kialakított helyiségek hűtését.

A magas hőmérsékletű hűtőrendszer szekunder köréről kerül lecsatlakozásra az alacsony hőmérsékletű, tercier kör, melynek kialakítása az alábbi:

- Tercier hűtőkör (100% víz, 6/12 °C előremenő / visszatérő víz hőmérséklet)

Ezek a rendszerek biztosítják az összes többi olyan helyiség hűtését, melyekben alacsonyabb helyiség hőmérséklet az igény (például akkumulátorhelyiségek, műszaki helyiségek, irodahelyiségek stb.). A légkezelő egységek hűtési körei is ezen a rendszeren találhatóak meg.

A következő alfejezetekben részletezem az egyes körök kialakítását, melyeket ábrával is szemléltetek.

4.1.1 Magas hőmérsékletű hűtőrendszer

A hűtési kör első elemeként helyezkednek el a rendszer primer oldalán a szárazlevegős hűtőberendezések (Dry Air Coolers /DAC/), melyeknek szabad hűtést kell biztosítaniuk a

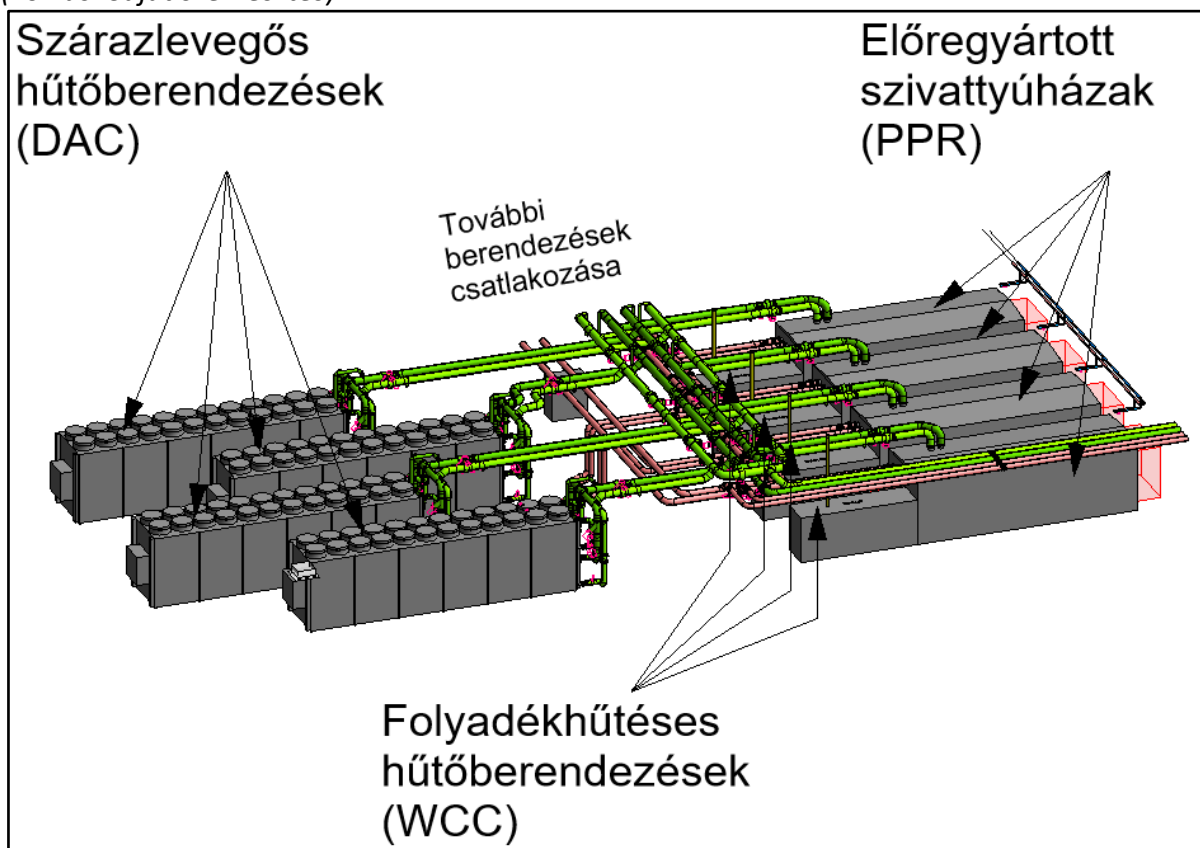
primer hűtőkör számára. Ez a szabad hűtési energia a szekunder hűtőkörbe a szabadhűtéses hőcserélőkön keresztül kerül át (Heat Exchanger /HEX/), amelyek az előregyártott szivattyúházakban (Packaged Pumprooms /PPR/) találhatóak.

Az elérhető szabadhűtés mértéke a környezeti időjárási viszonyoktól függ (télen nagyobb, nyáron kisebb). Ha teljes szabadhűtés nem érhető el, akkor a magas hőmérsékletű hűtési kör folyadék-hűtéses hűtőberendezései (Water-Cooled Chillers /WCC/) lépnek működésbe. Ezek biztosítják a további hűtőkapacitást, hogy a rendszer elérje a szükséges szekunder előremenő hűtővíz hőmérsékletet.

A 4.1. ábrán a magas hőmérsékletű hűtőrendszer primer köre berendezéseinek részlete látható.

4.1. ábra: A magas hőmérsékletű hűtési kör berendezései (részlet)

(Forrás: Saját szerkesztés)



A zöld csőpár a primer kör előremenő és visszatérő vezetékét szemlélteti, míg a piros csőpár a szekunder kör vezetékpárját.

Minden egyes előregyártott szivattyúházban egy 10 m³ kapacitású hűtővíz puffert is elhelyeznek, hogy áramkimaradás után, amíg a hűtőberendezés újraindul, a folyamatos hűtés biztosítva legyen. A fentebb említett összes elem a tetőn kerül elhelyezésre.

A szabadhűtéses hőcserélő, a magas hőmérsékletű hűtési kör folyadékűtéses hűtőberendezés és a hozzá tartozó puffer egy egységet alkot, melynek elnevezése hűtési modul (Cooling Generation Module /CGM/). Minden épületrésznek (A1, illetve A2) 12-12 darab hűtési modulja van N+1 konfigurációban. Ez azt jelenti, hogy normál esetben 12 darab modul működik, viszont, ha 1 modul meghibásodik akkor a maradék 11 modulnak is el kell tudnia látnia a hűtési igényeket. A 4.2. ábrán a hűtési modulok blokkvázlata látható.

Megfigyelhető a 4.2. ábrán, hogy a vízűtéses hőtőberendezésekhez két különböző hőfoklépcsőt adtam meg nyári esetre. Ez azért van, mert a magas hőmérsékletű hűtőrendszerhez kétféle vízűtéses hűtőberendezést kell használni:

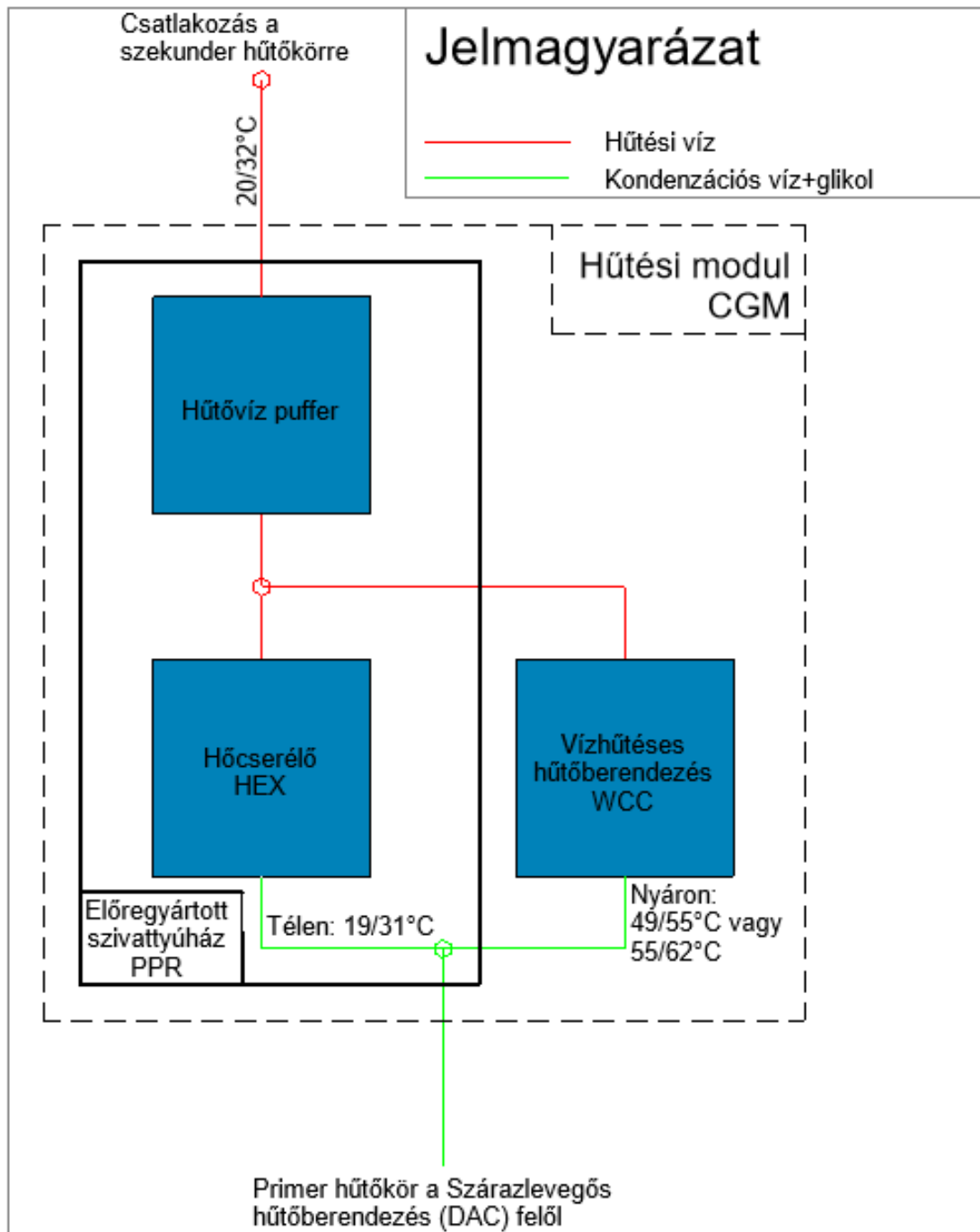
1. Vízűtéses hűtőberendezés magas kondenzációs víz hőmérséklettel (55/62 °C) (WCC-HCT)

A WCC-HCT-k száma: Épületrészenként 2 db (a 12 db-ból), tehát összesen 4 db (a 24 db-ból).

A WCC-HCT egységek kondenzátor oldala a következő rendszerekhez csatlakozik:

- **Távűtéses rendszer** - Magas hőmérsékleten történő energiacsere lehetővé tételére. A távűtéses rendszer lemezes hőcserélői külön helyiségben lesznek elhelyezve az első és második emeleten.
- **Primer hűtőkörös rendszer** (35% propilén-glikol) - A hőelvonás lehetővé tételére a primer hűtővízrendszeren és a szárazlevegős hűtőkön (DAC) keresztül abban az esetben, ha a távűtéses rendszerből nincs vagy nem elégséges a terhelésigény.
- Amennyiben nincs igény a távűtésre, úgy ezek a berendezések is alacsony kondenzációs víz hőmérsékleten üzemelnek (49/55 °C).

4.2. ábra: Hűtési modul egyvonalas blokkvázlat
(Forrás: Saját szerkesztés)



2. WCC-LCT: Vízhűtéses hűtőberendezés alacsony kondenzációs vízhőmérséklettel (49/55 °C)

A WCC-LCT-k száma: Épülettömbönként 10 db (a 12 db-ból), tehát összesen 20 db (a 24 db-ból).

A WCC-LCT egységek kondenzátor oldala a következő rendszerhez csatlakozik:

- **Primer hűtőkörös rendszerhez** (35% propilén-glikol) - Ezen hűtők által termelt hőt mindig a primer hűtőkörön és a szárazlevegő hűtőkön (DAC) keresztül kell elvezetni.

Minden primer és szekunder hidraulikus rendszert a tetőn lévő berendezésekhez és a felszállóvezetékekhez körgyűrűs kialakításon keresztül kell csatlakoztatni, így létrehozva a redundáns rendszert. A hűtővíz csővezetékeket épületblokkonként a tetőszintű körökből 8 darab dedikált felszállóvezetéken keresztül kell elvezetni a szervertermek számára, valamint 2 darab dedikált felszállóvezetéken keresztül a kisméretű helyiségek és az elektromos felszállóvezetékek helyiségei számára.

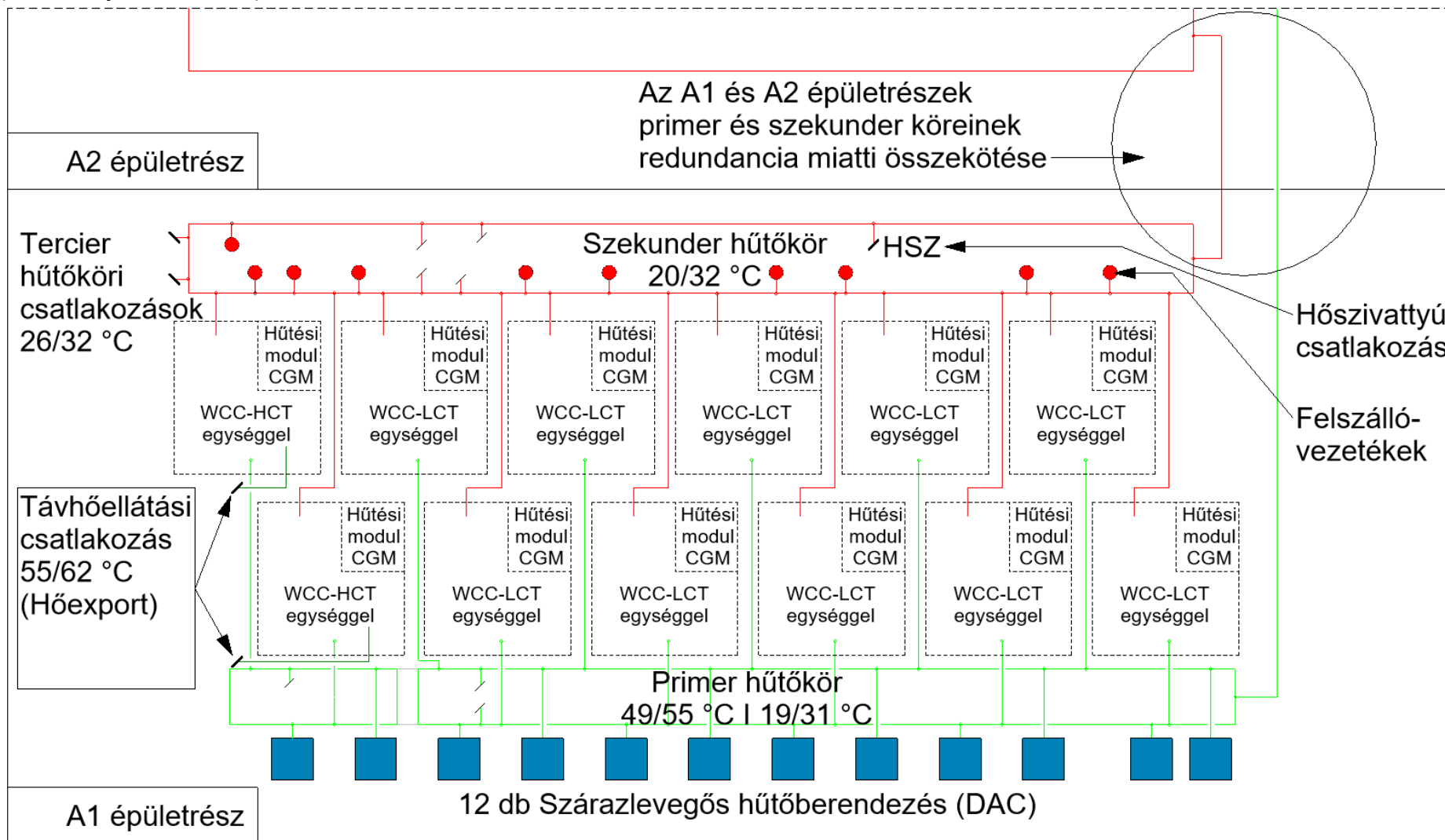
A magas hőmérsékletű hűtőrendszer szekunder körére csatlakozik még a központi fűtést ellátó egy darab hőszivattyú elpárologtatója is, mely a fellépő fűtési igényeket látja el. Erről részletesen a Fűtés témakörben írok.

Ahogy már fentebb is említettem, a szekunder hűtési körről kerül lecsatlakozásra két darab alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer (tercier hűtőkör), melyről a következő alfejezetben részletesebben írok.

A magas hőmérsékletű hűtőrendszer blokkvázlata látható a 4.3. ábrán, melyen megtalálhatóak a fentebb leírt berendezések, a primer és szekunder hűtési körök, illetve a szekunder körről való leágazások. Szintén ezen az ábrán szemléltetem a redundanciát az A1 és A2 épületrészek primer és szekunder körei között.

4.3. ábra: A magas hőmérsékletű hűtőrendszer egyvonalas blokkvázlata

(Forrás: Saját szerkesztés)



4.1.2 Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer – Tercier hűtőkör

Ahogy fentebb is említettem az alacsony hőmérsékletű hűtési köröket tekintem a tercier hűtőkörnek. Minden épületrésznek (A1, A2) két-két darab különálló, független, alacsony hőmérsékletű hűtőrendszerrel kell rendelkeznie. Ezek a körök a 4.3. ábrán bemutatott módon csatlakoztatom le a szekunder hűtési körről. A redundancia miatt van itt is szükség az ilyen fajta megoldásra, hiszen az alacsony hőmérsékletű hűtőrendszerhez csatlakozó több helyiség / berendezés redundáns hűtést igényel.

Minden redundáns hűtést igénylő helyiségnek több beltéri egységgel kell rendelkeznie. Egy helyiségen belül a beltéri egységek felét az egyik, míg másik felét a másik alacsony hőmérsékletű hűtőrendszerhez kell csatlakoztatni. Így, ha az egyik rendszer leáll, a másik rendszer képes a tér hűtésére. Hasonlóan járok el a szervertermek két-két darab légkezelő gépével is (A1, illetve A2 épület) is, melyekről részletesen írok a Légtechnika című fejezetben.

Minden alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer saját, a tetőn elhelyezett szivattyúházzal rendelkezik, amely tartalmazza a főbb berendezéseket (folyadékhűtő, szivattyúk, puffertartály, tágulási tartályok stb.) a szükséges hűtőkapacitás előállításához.

Az épületblokkonként lévő két alacsony hőmérsékletű hűtőrendszerből az egyiknek tartalmaznia kell egy lemezes hőcserélőt (Plate heat Exchanger /PHX/), amely hidraulikusan elválasztja az irodai területek hűtőrendszerét a többi hűtőberendezéstől. Az irodai területek nem igényelnek redundanciát, ezért ezeket a területek csak az adott épületblokk egyik alacsony hőmérsékletű hűtőrendszeréhez csatlakoztatom.

Az egyes épületrészek alacsony hőmérsékletű hűtőrendszerei (a fent leírtak szerint) a következő hidraulikus körökből állnak:

- **Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer 1 – Tercier hűtőkör 1**
 - Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer - adatközpont-specifikus területek (6/12 °C előremenő/visszatérő vízhőmérséklet)
 - Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer - irodai területek (8/14 °C előremenő/visszatérő vízhőmérséklet a hőcserélő (PHX) után)
- **Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer 2 – Tercier hűtőkör 2**

- Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer - adatközpont-specifikus területek (6/12 °C előremenő/visszatérő víz hőmérséklet)

A 4.4. ábrán bemutatom - a fentebb leírtak alapján - az alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer egyvonalas blokkvázlatát, amely a 4.3. ábra terciér hűtőköri csatlakozási pontjai szerint kapcsolódik a szekunder hűtőkörhöz.

Az alacsony hőmérsékletű hűtőtéljesítményt a következő vízhűtéses hűtőkkel kell előállítani:

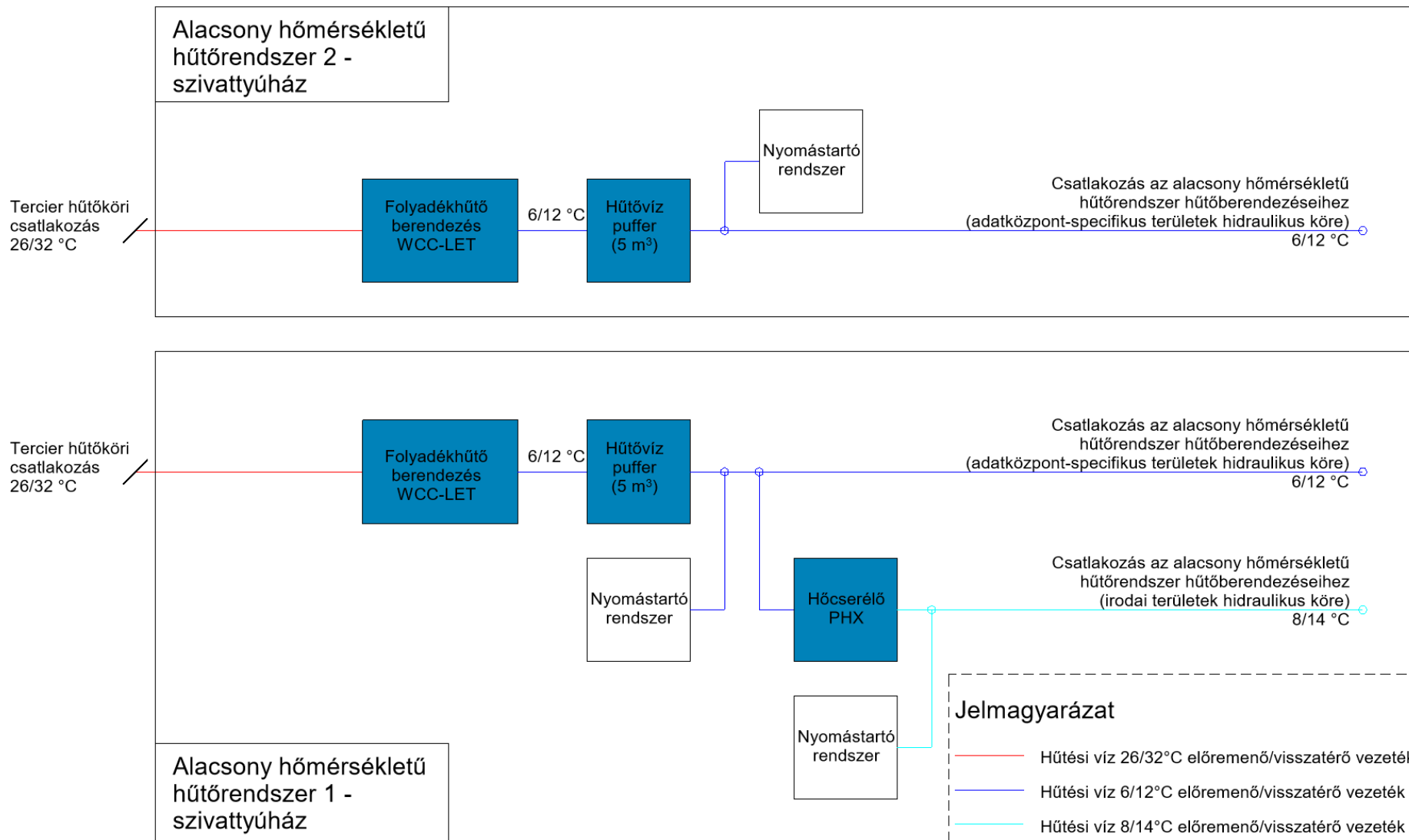
- **WCC-LET: Vízhűtéses hűtőberendezés alacsony párologtató víz hőmérséklettel**
 - A WCC-LET-ek száma: 2 db épületrészenként / összesen 4 db
 - Közeg: 100% víz a kondenzátor és az elpárologtató oldalán;

A vízhűtéses hűtőberendezések kondenzátorhőjét a magas hőmérsékletű hűtőrendszer szekunder hűtési körén keresztül vezetem el, ahogy azt a fentebb is ábrázoltam.

Az alacsony hőmérsékletű (terciér) hűtési kör számításaiból csak a szervertermek légkezelőgépei hűtőkalfereinek számítását végzem el a Légtechnika című fejezetben. A következő alfejezetben magára a magas hőmérsékletű hűtési körre fókuszálok, hiszen a szervertermek hűtőberendezései erről a körről kerülnek ellátásra.

4.4. ábra: Az alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer egyvonalas blokkvázlata

(Forrás: Saját szerkesztés)



4.2 Hűtési számítások - Az A1 épületrész magas hőmérsékletű hűtőrendszerének számításai

4.2.1 Szerverterem hűtési rendszerének számítása

Ebben a fejezetben szeretném ismertetni 1 darab szerverterem hűtési terheléseinek számításait. Példaként az A1 épületrész földszinti szervertermét mutatom be, melynek elnevezése Suite_A-L0-100.

Alapadatok:

- 1 db szerverterem nagysága: $A_{SZ} = 1160 \text{ m}^2$
- 1 db szerverterem IT terhelése: $\dot{Q}_{IT} = 4000 \text{ kW}$
- Világítás fajlagos terhelése (feltételezett érték): $\dot{q}_{vil} = 8 \text{ W/m}^2$
- 1 db szerverterem épületből adódó fajlagos hőterhelése (feltételezett érték, belső terű helyiségnek tekinthető): $\dot{q}_{ép} = 10 \text{ W/m}^2$
- Vízoldali előremenő hőmérséklet: $t_{v,el} = 20 \text{ °C}$
- Vízoldali visszatérő hőmérséklet: $t_{v,vi} = 32 \text{ °C}$

A szerverterem hűtését fanwall hűtőegységekkel kívánom megoldani, melyek bővebb leírása megtalálható a Szakirodalmi áttekintés fejezetben. A fanwallok 1 oldalra kerülnek elhelyezésre. A szerverterem hűtése a hidegfolyosó-melegfolyosó elvén működik, melynek a működését szintén a Szakirodalmi áttekintés fejezetben részletesen bemutattam, ebben a részben magára a hűtési körre koncentrálok.

Számítások:

Világítás terhelése:

$$\dot{Q}_{vil} = \dot{q}_{vil} \cdot A_{SZ} = 8 \cdot 1160 = 9280 \text{ W} = 9,28 \text{ kW} \quad (4.1)$$

Épületből adódó hőterhelés:

$$\dot{Q}_{ép} = \dot{q}_{ép} \cdot A_{SZ} = 10 \cdot 1160 = 11\,600 \text{ W} = 11,60 \text{ kW} \quad (4.2)$$

Fanwall ventilátorok általi hőfejlődés, a teljes hűtési terhelés 5 %-át feltételezve:

$$\dot{Q}_{vent} = 0,05 \cdot (\dot{Q}_{IT} + \dot{Q}_{vil} + \dot{Q}_{ép}) = 0,05 \cdot (4000 + 9,28 + 11,6) = 201,04 \text{ kW} \quad (4.3)$$

Teljes hűtési teljesítmény számítása a ventilátorok hőterhelését is figyelembe véve:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{TOT} &= \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{IT} + \dot{Q}_{vil} + \dot{Q}_{ép} = \\ &= 201,04 + 4000 + 9,28 + 11,6 = 4221,92 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.4)$$

A nettó hűtési teljesítmény számítása a ventilátorok hőterhelésének figyelembevétele nélkül:

$$\dot{Q}_{NET} = \dot{Q}_{IT} + \dot{Q}_{vil} + \dot{Q}_{ép} = 4000 + 9,28 + 11,6 = 4020,52 \text{ kW} \quad (4.5)$$

Normál üzemmódban 1 darab szerverteremben 16 darab (N+2) fanwall egység üzemel, ebből 2 darab a redundancia kielégítésére. Így 1 darab Fanwall egység teljes és nettó hűtési teljesítménye az alábbira adódik ki:

$$P_{FAN,br,n} = \frac{\dot{Q}_{TOT}}{16} = \frac{4221,92}{16} = 263,9 \text{ kW} \quad (4.6)$$

$$P_{FAN,net,n} = \frac{\dot{Q}_{NET}}{16} = \frac{4020,52}{16} = 251,3 \text{ kW} \quad (4.7)$$

Üzemzavar esetén pedig 14 darab (N) Fanwall működését feltételezve 1 darab Fanwall egység teljes és nettó hűtési terhelése:

$$P_{FAN,br,üz} = \frac{\dot{Q}_{TOT}}{14} = \frac{4221,92}{14} = 301,6 \text{ kW} \quad (4.8)$$

$$P_{FAN,net,üz} = \frac{\dot{Q}_{NET}}{14} = \frac{4020,52}{14} = 287,18 \text{ kW} \quad (4.9)$$

Megjegyzném, hogy a Fanwall egységeket erre a hőterhelésre kell kiválasztani, hogy képesek legyenek a megnövekedett hűtési teljesítményre is. A Fanwall berendezések a *1. számú mellékletben* megtalálhatóak, sárgával kiemelve benne a releváns részeket.

A kapott adatokat 4.1. táblázatban foglaltam össze.

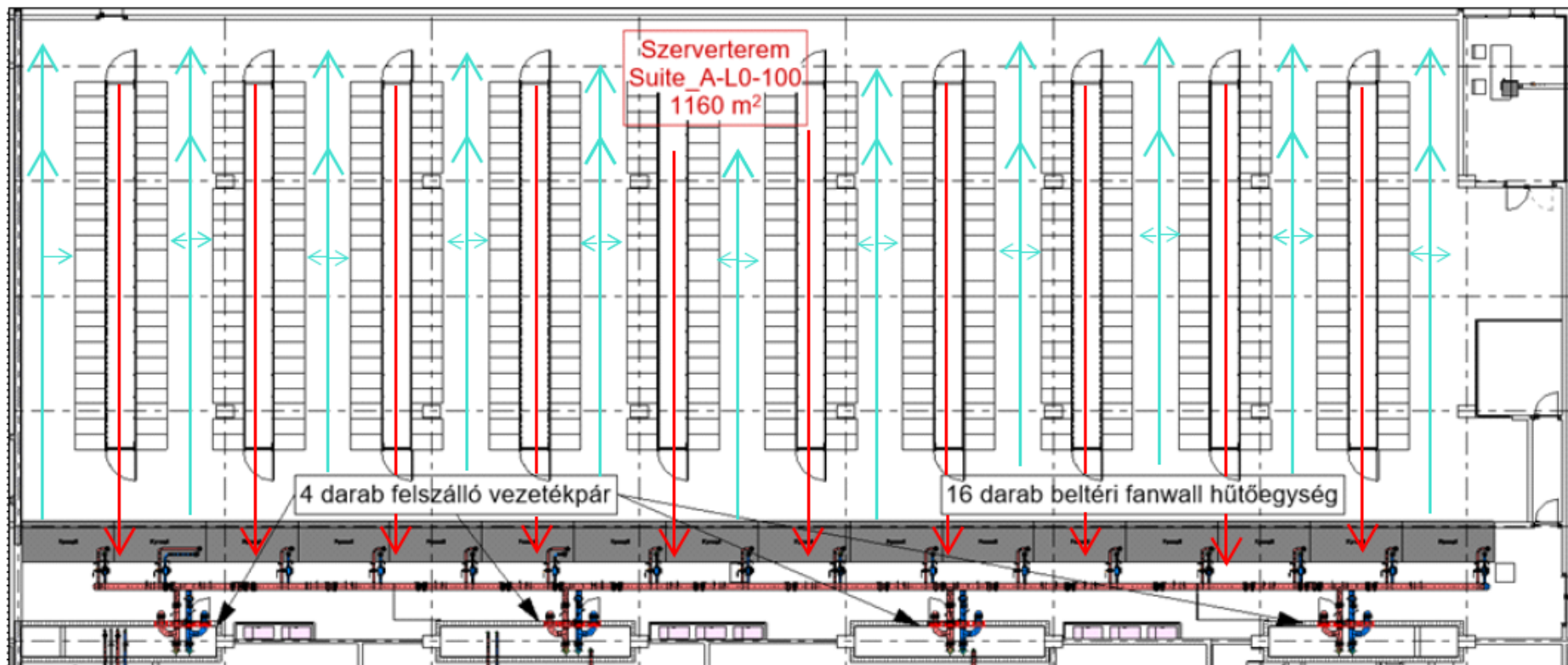
4.1. táblázat: Suite_A-L0-100 Szerverterem fanwall berendezéseinek hűtési teljesítménye
(Forrás: Saját szerkesztés)

Szervertermek			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Suite_A-L0-100 - Fanwall hűtési teljesítmény (normál üzemmódban)			
Működő Fanwall-ok száma ilyen esetben	16		Normál üzemmód -> Minden Fanwall működőképes
Fanwall Teljes hűtőteljesítménye egységenként (normál üzemmódban)	263,9	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátorok teljesítményének hőterhelését)
Fanwall Nettó hűtőteljesítménye egységenként (normál üzemmódban)	251,3	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Suite_A-L0-100 - Fanwall hűtési teljesítmény (Fanwall üzemzavar esetén)			
Működő Fanwall-ok száma ilyen esetben	14		Üzemzavar esetén -> N db Fanwall működésben
Fanwall Teljes hűtőteljesítménye egységenként (üzemzavar esetén)	301,6	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátorok teljesítményének hőterhelését)
Fanwall Nettó hűtőteljesítménye egységenként (üzemzavar esetén)	287,2	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)

A 4.5 ábrán a szerverterem hűtési alaprajza látható a 16 darab fanwall egységgel és a hozzá tartozó hűtési kör kialakítással. Látható a 4 darab felszálló vezetékpar, amiről a rendszer leírásánál is írtam.

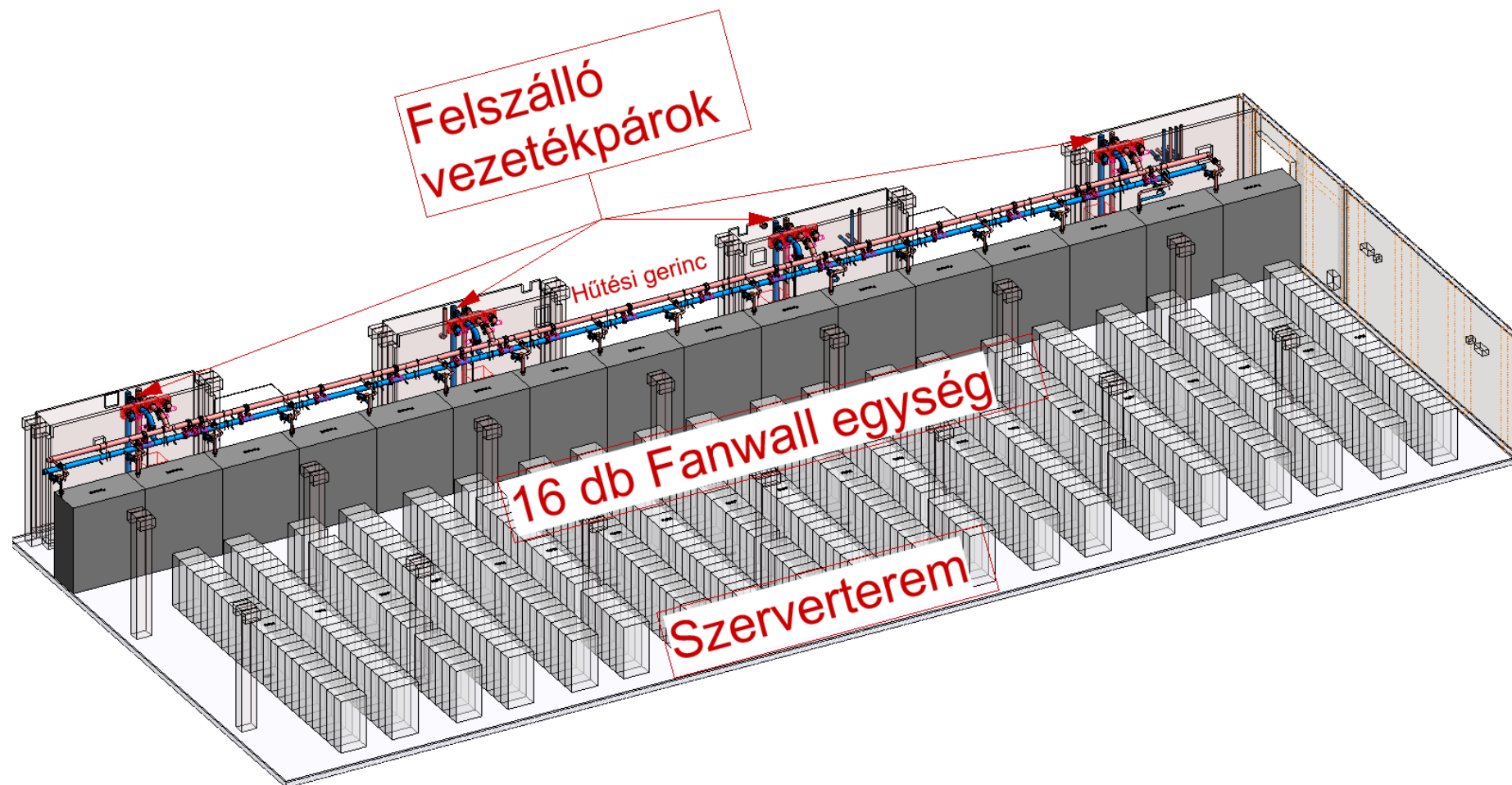
4.5. ábra: Szerverterem hűtési alaprajz

(Forrás: Saját szerkesztés)



A 4.6 ábrán pedig a szerverterem 3D modellje szerepel szintén a fanwall hűtő berendezésekkel és felszálló hűtési vezetékpárokkal.

4.6. ábra: Szerverterem hűtési kialakítás 3D modellje
(Forrás: Saját szerkesztés)

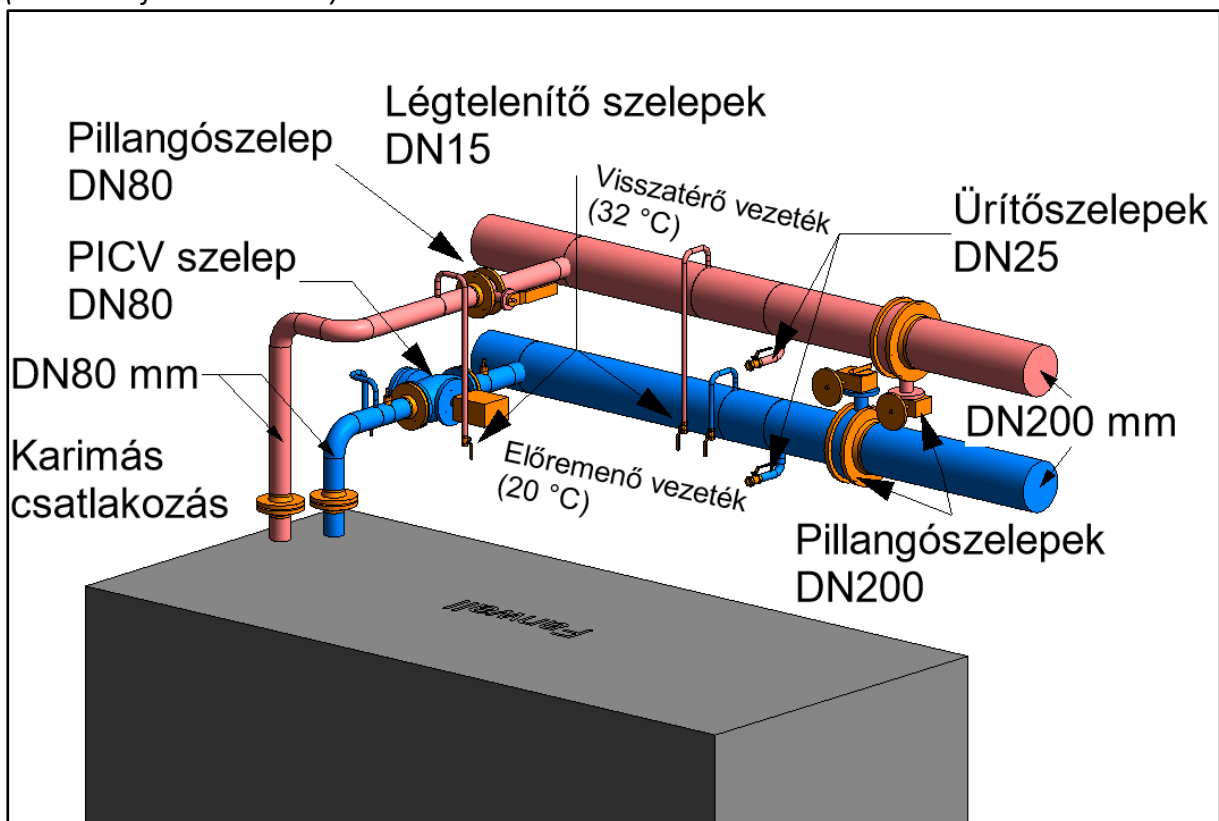


A 4.7 ábrán a fanwall hűtőegység bekötését ábrázoltam.

Az előremenő hűtési csőre PICV nyomásfüggetlen szabályozószelepet helyeztem, a visszatérő vezetékre pedig pillangószelepet. A fő vezetékekre, illetve lecsatlakozó vezetékekre is légtelenítő szelepeket helyeztem el, illetve DN25-ös méretű ürítőszelepeket a gerincekre. Minden fanwall egység előtt mind az előremenő, mind a visszatérő vezetéken pillangószeleppel történik az egység kiszakaszolása.

4.7. ábra: Fanwall hűtőegység bekötés

(Forrás: Saját szerkesztés)



Ahogy azt az épület bemutatásában is említettem, az A1 épületrészben 5 darab szerverterem található, melyek minden paraméterüket tekintve megegyeznek egymással, ezért a fentebb számított értékek ötszörösét véve megkapjuk az A1 épületrészben lévő 80 darab fanwall berendezés hűtési teljesítményét. Ezeket a 4.2. táblázatban összegeztem.

4.2. táblázat: Szervertermek fanwall berendezéseinek összes hűtési teljesítménye
(Forrás: Saját szerkesztés)

Szervertermek			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Szükséges Fanwallok száma összesen (A1 épületrész)	80		5 db adatközpont az A1 épületrészben
Szervertermek - Teljes hűtési terhelés - 20 MW-os informatikai teljesítményenként / A1 épületrész			
Teljes IT terhelés	20000	kW	5 db szervertermenben
A világításból adódó teljes terhelés	46,4	kW	8 W/m ² -t feltételezve
Az épületből adódó teljes terhelés	58	kW	10 W/m ² -t feltételezve (belső terü helyiség)
Fanwall ventilátorok összes hőterhelése	1005	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Szervertermek részére - A1 épületrész	21110	kW	
Tervezési dT	12	°C	
Teljes hűtővíz-áramlás a Fanwallokon keresztül a szervertermekbe - A1 épületrész	420,8	l/s	

A dT érték (hőfoklépcső) a hűtési rendszerek leírásánál is említett 20 °C-os előremenő és a 32 °C-os visszatérő hőmérséklet különbségéből adódóan 12 °C. A víz fajhője pedig a 20-30 °C-os tartományban körülbelül 4,18 kJ/(kg·°C).

A teljes hűtővíz-áramlást a 80 darab fanwall egységhez pedig a következő képletből lehet megkapni:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t \text{ [kW]} \quad (4.10)$$

, ahol:

\dot{Q} – Összes szükséges hűtési teljesítmény [kW]

\dot{m} – hűtővíz-áram [kg/s]

c – víz fajhője [kJ/(kg·°C)]

Δt – előremenő / visszatérő víz hőmérsékletkülönbsége [°C].

Ebből:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta t} = \frac{21\,110}{4,18 \cdot 12} = 420,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 420,8 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad (4.11)$$

4.2.2 A További helyiségek hűtési rendszereinek igényei

Ebben a részben csak azokat a számokat szerepeltetem, amelyek a szekunder és primer kör számításaihoz szükségesek. Az egyes helyiségek berendezéseinek hűtési teljesítményeire (normál üzemmódban és üzemzavar esetén) vonatkozó számításaim a 2. számú mellékletben részletezem, itt csak a kapott eredményeket tüntetem fel.

Kisfeszültségű helyiségek (LV rooms):

Az 5 darab szervertermen kívül a magas hőmérsékletű hűtési körön helyezkedik el még a 12 darab kisfeszültségű helyiségben (LV rooms) található 24 darab (N+1) CRAH egység.

CRAH egységek teljesítményei:

- Normál módban: $P_{CRAH,net,n} = 47,6 \text{ kW}$
- Üzemzavar esetén: $P_{CRAH,net,üz} = 95,2 \text{ kW}$

Az A1 épületrész kisfeszültségű helyiségeire (LV rooms) vonatkozó teljes hűtési terhelést a 4.3. táblázat tartalmazza.

4.3. táblázat: Kisfeszültségű helyiségek CRAH berendezéseinek összes hűtési teljesítménye (Forrás: Saját szerkesztés)

Kisfeszültségű helyiségek (LV rooms)			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Kisfeszültségű helyiségek - Teljes hűtési terhelés / A1 épületrész			
IT és MECH UPS veszteségek - Teljes hűtési terhelés	817,6	kW	A 12 db kisfeszültségű helyiségen keresztül
Kisfeszültségű elosztó és gyűjtősín veszteségek - Teljes hűtési terhelés	294,9	kW	
Világítás - Teljes hűtési terhelés	8,6	kW	8 W/m ² -t feltételezve
Épületből adódó - Teljes hűtési terhelés	21,6	kW	20 W/m ² -t feltételezve
CRAH ventilátorteljesítmény - Teljes hűtési terhelés	57,1	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Kisfeszültségű helyiségek részére - A1 épületrész	1200	kW	
Tervezési dT	10	°C	A CRAH kiválasztás szerint
Teljes hűtővíz-áramlás a CRAH egységeken keresztül a Kisfeszültségű helyiségekbe - A1 épületrész	28,7	l/s	

Elektromos felszállóvezetékek számára kialakított helyiségek:

2 db függőleges elosztó helyiség kerül kialakításra, ahol az elektromos felszállóvezetékek kerülnek elosztásra. Ezekbe a helyiségekbe 2-2 darab (N+1) Fan-coil egység (FCU) kerül telepítésre.

FC egységek teljesítményei:

- Normál módban: $P_{FC,net,n} = 10,6 \text{ kW}$
- Üzemzavar esetén: $P_{FC,net,üz} = 21,2 \text{ kW}$

Az A1 épületrész elektromos felszállóvezetékei számára kialakított helyiségekre vonatkozó teljes hűtési terhelést a 4.4. táblázat tartalmazza.

4.4. táblázat: Elektromos felszállóvezetékek helyiségei FC berendezéseinek összes hűtési teljesítménye
(Forrás: Saját szerkesztés)

Elektromos felszállóvezetékek (Függőleges Elosztás)			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Elektromos felszállóvezetékek (függőleges elosztás) - Hűtési terhelés / A1 épületrész			
Elektromos felszállóvezetékek (függőleges elosztás) - A-L0-902 + A-L0-903	21,2	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint
Elektromos felszállóvezetékek (függőleges elosztás) - A-L0-904	21,2	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint
FCU ventilátorteljesítmény (Összesen - minden felszállóhoz - becslés)	2,1	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Összes szükséges hűtési teljesítmény az Elektromos felszállóvezetékek részére - A1 épületrész	45	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátorok teljesítményének hőterhelését)
Tervezési dT	12	°C	
Teljes hűtővíz-áramlás a FC egységeken keresztül az Elektromos felszállóvezetékekhez - A1 épületrész	0,9	l/s	

Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszerek:

Ahogy a hűtési rendszer leírásánál részleteztem, a magas hőmérsékletű hűtőrendszerre csatlakoznak az alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer vízhűtéses hűtőberendezései, épületblokkonként 2 darab, melynek értékeit a 4.5. táblázat tartalmazza.

Megjegyzés: A szervertermi légkezelőgépek szintén ezen a körön találhatóak. Ezeknek a hűtőkaloriferének hűtési teljesítményigényét későbbiekben a Légtechnika fejezetben részletes számítással is bemutatom.

4.5. táblázat: Az alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer vízűtéses hűtőegységeinek összes hűtési teljesítménye
(Forrás: Saját szerkesztés)

Vízűtéses hűtők (WCC) kondenzátorai - Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Vízűtéses hűtők (WCC) kondenzátorai - Alacsony hőmérsékletű rendszer - Általános			
Alacsony hőmérsékletű rendszer vízűtéses kondenzátorainak teljes száma - A1 épületrész	2	-	
Termelt kondenzátorhő - Alacsony hőmérsékletű vízűtéses hűtőrendszerenként	576	kW	480 kW hűtési teljesítményt feltételezve 5-ös COP mellett
Vízűtéses hűtők (WCC) kondenzátorai - Alacsony hőmérsékletű rendszer / A1 épületrész			
Kondenzátor hőtermelés (A1 épületrész)	1152	kW	
Tervezési dT	12	°C	A kondenzátor a keveredés után 6 °C deltaT-vel működik. Csatlakozás a fő hűtővízrendszerhez: 12 °C dT.
Teljes hűtővíz-áramlás a vízűtéses hűtők (WCC) számára - Alacsony hőmérsékletű rendszer - A1 épületrész	23,0	l/s	A kondenzátor a keveredés után 6 °C deltaT-vel működik. Csatlakozás a fő hűtővízrendszerhez: 12 °C dT.

4.2.3 Szekunder oldal számításai

A fenti adatok alapján számítható a szekunder rendszer összes szükséges hűtési teljesítménye ($\dot{Q}_{TOT,sec}$) és a teljes szekunder oldali hűtővíz-áramlás ($\dot{m}_{TOT,sec}$), melyeket a 4.6. táblázatban szereplő 4 alrendszer összegeként kapunk meg.

4.6. táblázat: Szekunder rendszer összes szükséges hűtési teljesítménye és tömegárama
(Forrás: Saját szerkesztés)

Hűtési teljesítmény számítása - áttekintés			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Hűtési teljesítmény - Összes szükséges - A1 épületrész			
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Szervertermek részére - A1 épületrész	21110	kW	
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Kisfeszültségű helyiségek részére - A1 épületrész	1200	kW	
Összes szükséges hűtési teljesítmény az Elektromos felszállóvezetékek részére - A1 épületrész	45	kW	
Összes szükséges hűtési teljesítmény az alacsony hőmérsékletű rendszer vízűtéses kondenzátorai számára - A1 épületrész	1152	kW	
Szekunder hűtővízrendszer - Áramlás - A1 épületrész			
Teljes hűtővíz-áramlás a Fanallokon keresztül a szervertermekbe - A1 épületrész	420,8	l/s	
Teljes hűtővíz-áramlás a CRAH egységeken keresztül a Kisfeszültségű helyiségekbe - A1 épületrész	28,7	l/s	
Teljes hűtővíz-áramlás a FC egységeken keresztül az Elektromos felszállóvezetékekhez - A1 épületrész	0,9	l/s	
Teljes hűtővíz-áramlás a vízűtéses hűtők (WCC) számára - Alacsony hőmérsékletű rendszer - A1 épületrész	23,0	l/s	

A szekunder rendszer összes szükséges hűtési teljesítménye:

$$\dot{Q}_{TOT,sec} = \sum_i \dot{Q}_i = 21\,110 + 1200 + 45 + 1152 = 23\,507 \text{ kW} = 23,5 \text{ MW} \quad (4.12)$$

Teljes szekunder oldali hűtővízáramlás:

$$\dot{m}_{TOT,sec} = \sum_i \dot{m}_i = 420,8 + 28,7 + 0,9 + 23 = 473,4 \text{ l/s} \quad (4.13)$$

Így a szekunder hűtővízrendszer dT értéke, a 4.10-es képletet átrendezve:

$$\Delta t_{sec} = \frac{\dot{Q}_{TOT,sec}}{c \cdot \dot{m}_{tot,sec}} = \frac{23\,507}{4,18 \cdot 473,4} = 11,9 \text{ °C} \quad (4.14)$$

Az előremenő hűtővíz hőmérséklete a rendszer leírásánál is feltüntetett **20 °C** ($t_{el,sec}$), így megkapjuk a visszatérő hűtővíz hőmérsékletét:

$$t_{v,sec} = t_{el,sec} + \Delta t = 20 + 11,9 = \mathbf{31,9 \text{ °C}} \quad (4.15)$$

4.2.4 Hűtési modulok (CGM) számításai

A 12 db (N+1) hűtési modulnak a szekunder kör által igényelt 23 507 kW hűtési teljesítményt kell előállítani.

Normál üzemmódban:

Feltételezve, hogy mind a 12 darab hűtési modul üzemel, a modulonkénti hűtési teljesítmény:

$$\dot{Q}_{CGM,n} = \frac{\dot{Q}_{TOT,sec}}{12} = \frac{23\,507}{12} = \mathbf{1959 \text{ kW}} \quad (4.16)$$

Illetve a teljes szekunder hűtővíz-áramlás modulonként, normál üzemmódban:

$$\dot{m}_{CGM,n} = \frac{\dot{m}_{TOT,sec}}{12} = \frac{473,4}{12} = \mathbf{39,5 \text{ l/s}} \quad (4.17)$$

Vészhelyzeti üzemmódban:

Feltételezve, hogy a 12 darab hűtési modulból az egyik meghibásodik, a modulonkénti hűtési teljesítmény:

$$\dot{Q}_{CGM,\ddot{u}z} = \frac{\dot{Q}_{TOT,sec}}{11} = \frac{23\,507}{11} = 2137 \text{ kW} \quad (4.18)$$

Illetve a teljes szekunder hűtővíz-áramlás modulonként, vészhelyzeti üzemmódban:

$$\dot{m}_{CGM,\ddot{u}z} = \frac{\dot{m}_{TOT,sec}}{11} = \frac{473,4}{11} = 43,0 \text{ l/s} \quad (4.19)$$

4.2.5 Primer oldal számításai

A vízhűtéses hűtőberendezések (WCC) számításai:

A 12 darab hűtési modulból 10 darab alacsony kondenzációs hőmérsékletű vízhűtéses hűtőberendezéssel (WCC-LCT), illetve 2 darab magas kondenzációs hőmérsékletű vízhűtéses hűtőberendezéssel (WCC-HCT) kerül telepítésre. (Amennyiben nincs igény a távfűtésre, úgy ezek a berendezések is alacsony kondenzációs hőmérsékleten üzemelnek.) A két típus teljesítményének azonos nagyságúnak kell lennie ($\dot{Q}_{WCC-LCT} = \dot{Q}_{WCC-HCT} = \dot{Q}_{WCC}$) többek között a redundancia miatt is. Az általuk előállított hűtési teljesítmény tulajdonképpen a hűtési modulok teljesítménye, tehát a két érték azonos:

$$\dot{Q}_{CGM,n} = \dot{Q}_{WCC,2,n} = 1959 \text{ kW} \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{CGM,\ddot{u}z} = \dot{Q}_{WCC,2,\ddot{u}z} = 2137 \text{ kW} \quad (4.21)$$

Megjegyzés: Az indexben lévő kettes szám a kondenzáció utáni hűtési teljesítményre utal, illetve kifejezi a szekunder oldalt.

A vízhűtéses hűtőberendezések (WCC) EER értékének egy minimális 4,95-ös értéket határozok meg korábbi tapasztalatok alapján. A 3. számú mellékletben, a kapott eredmények alapján az általam kiválasztott vízhűtéses hűtőberendezések (WCC) adatlapja található, sárgával kiemelve a fontosabb adatokat (9. oldal). Itt megfigyelhető, hogy a gyártó EER értéke magasabb, mint az általam használt szám. A továbbiakban a 4,95-ös értéket veszem alapul, 4%-os biztonsági ráhagyással.

Ezek alapján a vízhűtéses hűtőberendezések kondenzátor oldali hőleadása, normál üzemmódban:

$$\dot{Q}_{WCC,1,n} = \dot{Q}_{WCC,2,n} + \frac{\dot{Q}_{WCC,2,n}}{EER} = 1959 + \frac{1959}{4,95} = 2355 \text{ kW} \quad (4.22)$$

Illetve vészhelyzeti üzemmódban:

$$\dot{Q}_{WCC,1,\ddot{u}z} = \dot{Q}_{WCC,2,\ddot{u}z} + \frac{\dot{Q}_{WCC,2,\ddot{u}z}}{EER} = 2137 + \frac{2137}{4,95} = 2569 \text{ kW} \quad (4.23)$$

Megjegyzés: Az indexben lévő egyes szám a vízűtéses hűtőberendezések (WCC) kondenzátor oldali / primer oldali teljesítményére utal.

Ezek alapján a vízűtéses hűtőberendezések kondenzátorainak teljes hőleadása:

$$\dot{Q}_{TOT,WCC,1} = 12 \cdot \dot{Q}_{WCC,1,n} = 12 \cdot 2355 = 28\,260 \text{ kW} = \dot{Q}_{TOT,prim} \quad (4.24)$$

A primer oldali hűtővízáramlás tervezett értéke hűtési modulonként:

- $\dot{m}_{prim} = 110 \text{ l/s}$

Normál üzemmód:

Tervezési ΔT (hőfoklépcső) a vízűtéses hűtőberendezések kondenzátorai esetében, a 4.10-es képletet átrendezve, illetve c értékére $3,9 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}$ -t véve a 35 %-os, 50 °C -os propilén-glikol közeg miatt:

$$\Delta t_{WCC,1} = \frac{\dot{Q}_{WCC,1,n}}{c_{PG} \cdot \dot{m}_{prim}} = \frac{2355}{3,9 \cdot 110} = 5,5 \text{ °C} = \Delta t_{prim} \quad (4.25)$$

Megjegyzés: Feltételezem, hogy nincs távfűtés, illetve feltételezve, hogy minden WCC (12 db) azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.

A kondenzátor belépő víz hőmérséklete:

- $t_{el,prim} = 49 \text{ °C}$

A kondenzátor kilépő víz hőmérséklete:

$$t_{v,prim} = t_{v,el,1} + \Delta t_1 = 49 + 5,5 = 54,5 \text{ °C} \quad (4.26)$$

Vészhelyzeti üzemmód:

Tervezési hőfoklépcső a vízűtéses hűtőberendezések kondenzátorai esetében, a 4.10-es képletet átrendezve, illetve c értékére $3,9 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}$ -t véve a 35 %-os, 50 °C -os propilén-glikol közeg miatt:

$$\Delta t_{WCC,1} = \frac{\dot{Q}_{WCC,1,\ddot{u}z}}{c_{PG} \cdot \dot{m}_{prim}} = \frac{2569}{3,9 \cdot 110} = 6,0 \text{ °C} = \Delta t_{prim,\ddot{u}z}$$

$$\Delta t_{WCC,1} = \frac{\dot{Q}_{WCC,1,\ddot{u}z}}{c_{PG} \cdot \dot{m}_{prim}} = \frac{2569}{3,9 \cdot 110} = 6,0 \text{ °C} = \Delta t_{prim,\ddot{u}z} \quad (4.27)$$

Megjegyzés: Feltételezem, hogy nincs távfűtés, illetve feltételezve, hogy minden WCC (11 db) azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.

A kondenzátor belépő víz hőmérséklete:

- $t_{el,prim} = 49 \text{ } ^\circ\text{C}$

A kondenzátor kilépő víz hőmérséklete:

$$t_{v,prim,\ddot{u}z} = t_{el,prim} + \Delta t_{prim,\ddot{u}z} = 49 + 6,0 = 55,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.28)$$

A szárazlevegős hűtőberendezés (DAC) értékei:

A szárazlevegős hűtőberendezés (DAC) teljes hőelvonásának értékei megegyeznek a vízhűtéses hűtőberendezések (WCC) kondenzátor oldali értékeivel. A szárazlevegős hűtőberendezés értékeit a 4.7. táblázatban közlöm.

4.7. táblázat: A szárazlevegős hűtőberendezés (DAC) teljes hőelvonásának értékei
(Forrás: Saját szerkesztés)

Szárazlevegős hűtőberendezések (DAC) - Normál üzemmódban - A1 épületrész			
A DAC-ok teljes hőleadása - A1 épületrész	28255	kW	35% PG a primer rendszerben
A telepített DAC-ok összes száma N-ben - A1 épületrész	11		
Redundáns DAC-ok - A1 épületrész	1		N+1 redundancia épületrészenként
A telepített DAC-ok teljes száma - A1 épületrész	12		
Az ebben a forgatókönyvben feltételezhetően aktív DAC-ok száma	12		Normál működés - Minden DAC működésben
Teljes hőelvonás DAC-onként (normál üzemmód)	2355	kW	Ebben a teljesítményszámításban nem feltételezem a távfűtésen keresztül történő hővisszanyerést.
Primer hűtővíz áramlás (35% PG) - DAC	110	l/s	
Az ebből adódó dT a DAC-ok esetében (35% PG)	5,5	°C	
Hűtővíz belépő víz hőmérséklet (35% PG)	54,5	°C	
Hűtővíz kilépő víz hőmérséklet (35% PG)	49	°C	A berendezés szállítója szerint; 40 °C belépő levegőhőmérséklettel (Ashrae N=20 (38,3 °C) + 1,7 °C recirkuláció)

Száraszevegős hűtőberendezések (DAC) - Vészhelyzeti üzemmódban - A1 épületrész			
A DAC-ok teljes hőleadása - A1 épületrész	28255	kW	35% PG a primer rendszerben
A telepített DAC-ok összes száma N-ben - A1 épületrész	11		
Redundáns DAC-ok - A1 épületrész	1		N+1 redundancia épületrészenként
A telepített DAC-ok teljes száma - A1 épületrész	12		
Az ebben a forgatókönyvben feltételezhetően aktív DAC-ok száma	11		Emergency Operations - All DACs assumed to be operative
Teljes hőelvonás DAC-onként (vészhelyzeti üzemmód)	2569	kW	Ebben a teljesítményszámításban nem feltételezem a távfűtésen keresztül történő hővisszanyerést.
c*p értéke (35% PG)	3,9	-	35%-os propilén-glikol esetén 50 °C-on
Primer hűtővíz áramlás (35% PG) - DAC	110	l/s	
Az ebből adódó dT a DAC-ok esetében (35% PG)	6,0	°C	
Hűtővíz belépő vízhőmérséklet (35% PG)	55	°C	
Hűtővíz kilépő vízhőmérséklet (35% PG)	49	°C	A berendezés szállítója szerint; 40 °C belépő levegőhőmérséklettel (Ashrae N=20 (38,3 °C) + 1,7 °C recirkuláció)

Az 4. számú mellékletben a kapott adatok alapján az általam kiválasztott száraszevegős hűtőberendezés (DAC) adatlapja található, sárgával kiemelve a fontosabb adatokat.

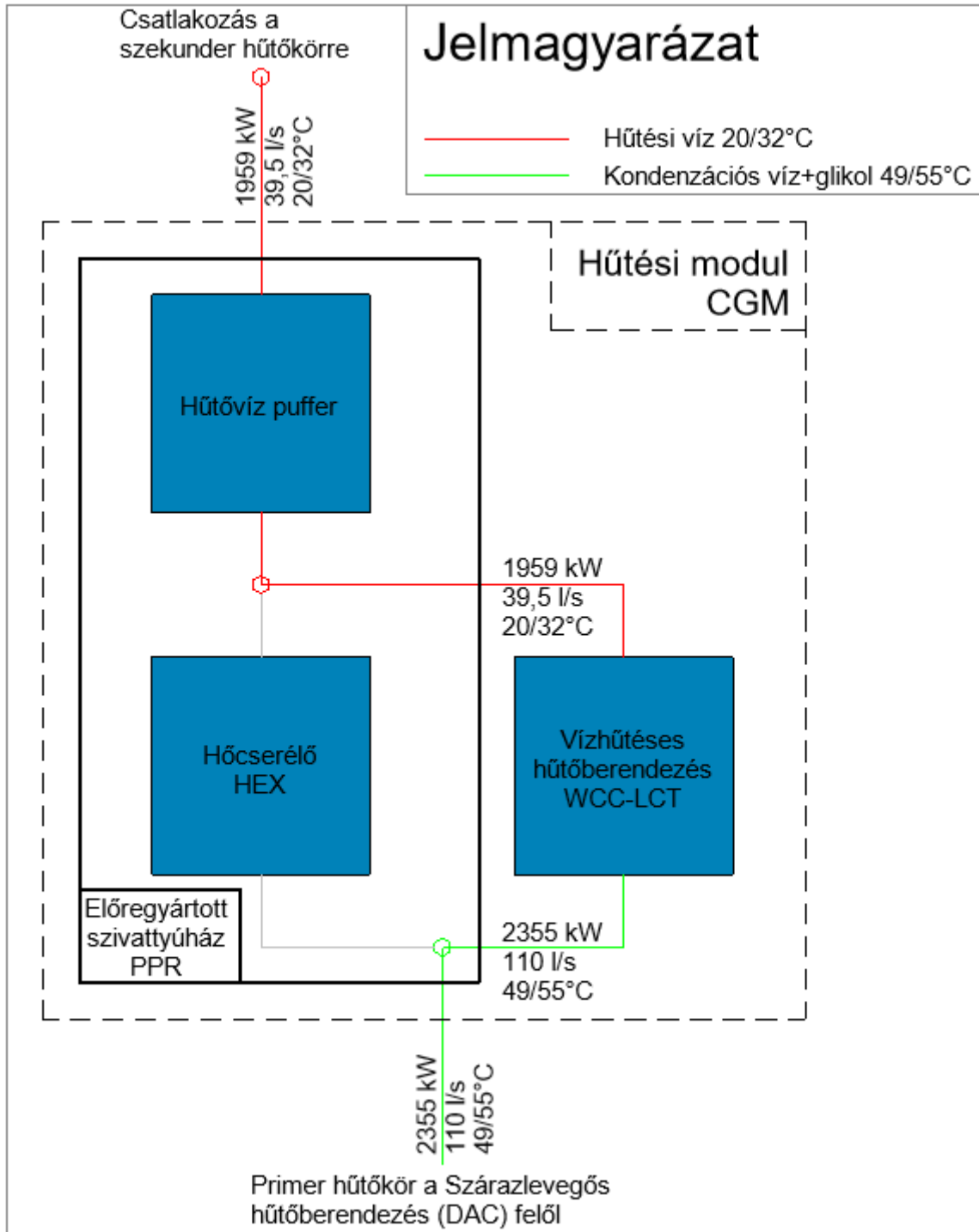
4.2.6 Hűtési számítások konklúzió

A 4.2. fejezetben bemutatam a hűtési számításokat az A1 épületrészen keresztül. Az A2 épületrész igényei szinte teljes mértékben megegyeznek, az eltérés a kisebb irodai részből adódik. Jelen dolgozatomban az A1 épületrészre koncentrálok, ezért az A2 eredményeivel nem foglalkozom.

A 4.8. ábrán 1 darab, alacsony kondenzációs hőmérsékletű vízhűtéses berendezéssel rendelkező hűtési modul eredményeit összegzem. Az egyvonalas blokkvázlaton a hűtési számítások eredményét mutatom be, normál üzemállapotot feltételezve, nyári (tervezési határérték) esetben.

Megjegyzés: A hőfokokat egészen kerekített értéként tüntetem fel.

4.8. ábra: Hűtési modul eredmények (normál üzemállapot, nyári eset, alacsony kondenzációs hőmérsékletű vízűtéses berendezés esetén)
 (Forrás: Saját szerkesztés)



5 Légtechnika

Hasonlóan a többi szakághoz, itt is elsősorban a szervertermek kialakítására fektetem a hangsúlyt, így miután a légtechnikai rendszerekről írtam, az A1 épületrész szervertermeinek légtechnikájával foglalkozom, ezekre elvégzem a szükséges számításokat.

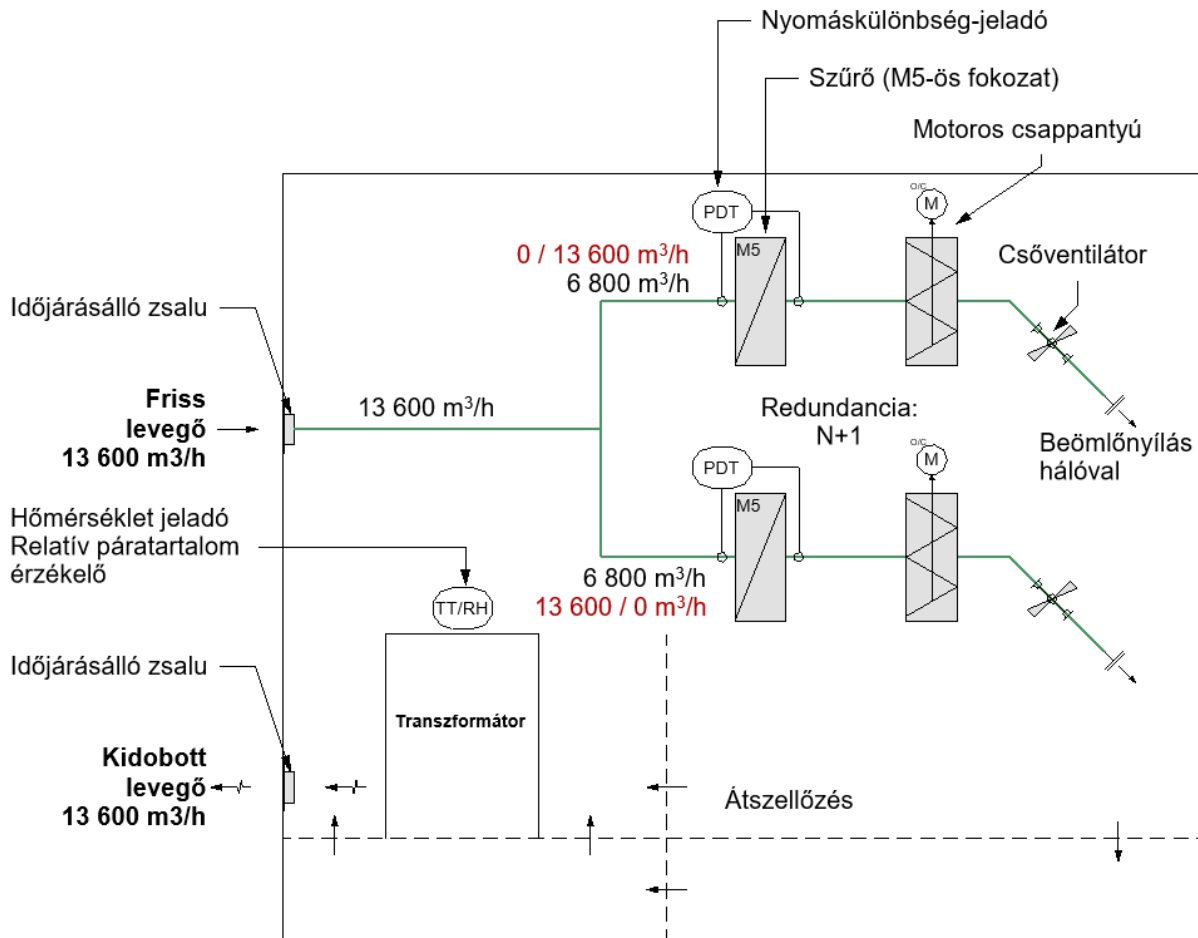
5.1 A légtechnikai rendszer leírása

Az épület helyiségeit 2 fő csoportba lehet sorolni. Kritikus, és nem kritikus helyiségek csoportja.

Kritikus helyiségek:

A kritikus helyiségekben a légtechnikai kialakítás szempontjából is fontos a redundancia. Ez történhet úgy, hogy 2 db légkezelő látja el a helyiségeket, így, ha az egyik meghibásodik, a másik még tudja biztosítani a friss levegő utánpótlását. Ezt a megoldást fogom alkalmazni én is a szervertermek esetén. A másik megoldás pedig, hogyha a friss levegő utánpótlása (pl. transzformátor helyiségek) vagy pedig az elhasznált levegő kidobása (pl. vészüzemi generátor helyiségek) csőventilátorok segítségével történik, akkor (N+1) darab ventilátoros ág kerül kiépítésre oly módon, hogy 1 darab ventilátor is képes legyen a teljes légmennyiség szállítására. Ilyen megoldás található például a transzformátor helyiségekben. Itt a friss levegő ágban kerül bevezetésre a levegő, amelyeken a ventilátorok normál üzemmódban 50-50 százalékát szállítják a szükséges levegőmennyiségnek, másképpen mondva a méretezési teljesítményük 50 százalékán működnek, és vészhelyzeti üzemmódban (egyik ventilátor meghibásodása esetén) a másik ventilátor továbbra is képes lesz a szükséges levegőmennyiség pótlására. Az 5.1. ábrán ennek a kialakításnak a sematikus vázlata látható (pirossal feltüntetve a vészüzemi állapotot).

5.1. ábra: Transzformátor helyiségek légtechnikai kialakítása
(Forrás: Saját szerkesztés)



Nem kritikus helyiségek:

A nem kritikus helyiségekbe a friss levegő pótlása légkezelőgépekkel történik, így az irodai rész (mely magába foglal minden olyan helyiséget, ami tartózkodási zónának számít és a raktár/ tároló funkcióval bíró helyiséget) és az elektromos helyiségek 1-1 önálló légkezelő egységet kap.

Jelen dolgozatban a szervertermek és a velük 1 rendszeren lévő helyiségek épületgépészeti kialakításaival foglalkozom, így a légtechnikai rendszerek kialakítása esetében is hasonlóan járok el.

5.1.1 Szervertermek

A legfontosabb információ, hogy a szervertermek hűtési terhelése 100 %-ban cirkulációs léghűtők által van fedezve. A szervertermek szellőztetőrendszerének fő célja:

- Páratartalom-szabályozás

- Enyhe túlnyomás biztosítása (a folyosókhoz képest)
- Megfelelő szellőzés biztosítása

Az épületet nyolc központi légkezelő egység szellőzteti, ezekből a szerverterem szellőztetéséről négy (épületrészenként 2-2 darab), a tetőre szerelt légkezelő egység gondoskodik. Az informatikai biztonsági raktárhelyiségek és a technológiai multifunkciós helyiségek (IT / Patch Area / MUR) hasonló páratartalom- és redundanciaigényűek, ezért szintén az szerverterem szellőztetőrendszereire vannak csatlakoztatva.

Az emberek csak új- és csereberendezések elhelyezése miatt, illetve karbantartási munkák miatt tartózkodnak ezekben a helyiségekben. Ezek a helyiségek ezért nem minősülnek tartózkodási zónáknak. E helyiségek szellőztetőrendszereit ezért csak a helyiségek páratartalmának fenntartására tervezték. A rendszer szabályozása a szerverterem állandó páratartalom tartására történik. Ha az egyik légkezelő meghibásodik, a szervertermet továbbra is a másik szellőztetőegység el tudja látni.

5.2 Légtechnikai számítások - A1 épületrész szervertermi légkezelőinek számításai

Hasonlóan a többi szakági számításaimhoz itt is az A1 épületrésszel fogok foglalkozni. Az A2 épületrész hasonlósága miatt ott az igények is szinte teljesen megegyeznek, és ugyanolyan módon történik a rendszer kialakítása, mint az A1 épületrészben.

Számításaimban az A1 épületrész szervertermeihez használt 2 darab légkezelőgép igényeit fogom meghatározni.

5.2.1 Szerverterem friss levegő meghatározása

A szükséges friss levegő igény meghatározásához először 1 darab szerverterem friss levegő és elszívott levegő igényeit számolom ki.

A példában bemutatott szerverterem a már a hűtési részben is tárgyalt A1 épületrész földszinti szerverterme, melynek elnevezése Suite_A-L0-100. A szerverteremmel egy légteret alkot a hűtési folyosó, illetve a forgalmi helyiség (0.4).

Alapadatok:

- Szerverterem (A-L0-100) nagysága: $A_1 = 1146,56 \text{ m}^2$
- Hűtési folyosó (A-L0-175) nagysága: $A_2 = 247,46 \text{ m}^2$

- Forgalmi helyiség (0.4) (A-L0-018) nagysága: $A_3 = 12,48 \text{ m}^2$
- Belmagasság: $h = 5,9 \text{ m}$

A légtér alapterülete:

$$A = \sum_i A_i = A_1 + A_2 + A_3 = 1146,56 + 247,46 + 12,48 = 1406,5 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

A légtérfogat:

$$V = A \cdot h = 1406,5 \cdot 5,9 = 8298,4 \text{ m}^3 \quad (5.2)$$

Különböző szellőzési követelményeket kell megvizsgálni, ahhoz, hogy megkapjam a szükséges friss levegő mennyiségét:

- Megrendelői igény (terület alapú követelmény): $0,52\text{-}0,53 \text{ l/s/m}^2$
- ASHRAE- 62.1 szabvány szerint (5. számú melléklet) (terület alapú követelmény): $0,3 \text{ l/s/m}^2$
- Minimális légcserezszám (n) alapján: $0,3 \text{ 1/h}$

A 3 darab igényből látszódik, hogy a megrendelői igénynél magasabb az elvárt légcsere, mint az ASHRAE- 62.1 szabvány szerint, ezért a szabványra kapott értéket szerverterem esetén nem szükséges kiszámolni.

Megrendelői igény esetén a szükséges frisslevegő mennyiség:

$$\dot{V}_{friss,1} = 0,53 \cdot A = 0,53 \cdot 1406,5 = 745,4 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 2683,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (5.3)$$

Minimális légcserezszám alapján a szükséges frisslevegő mennyiség:

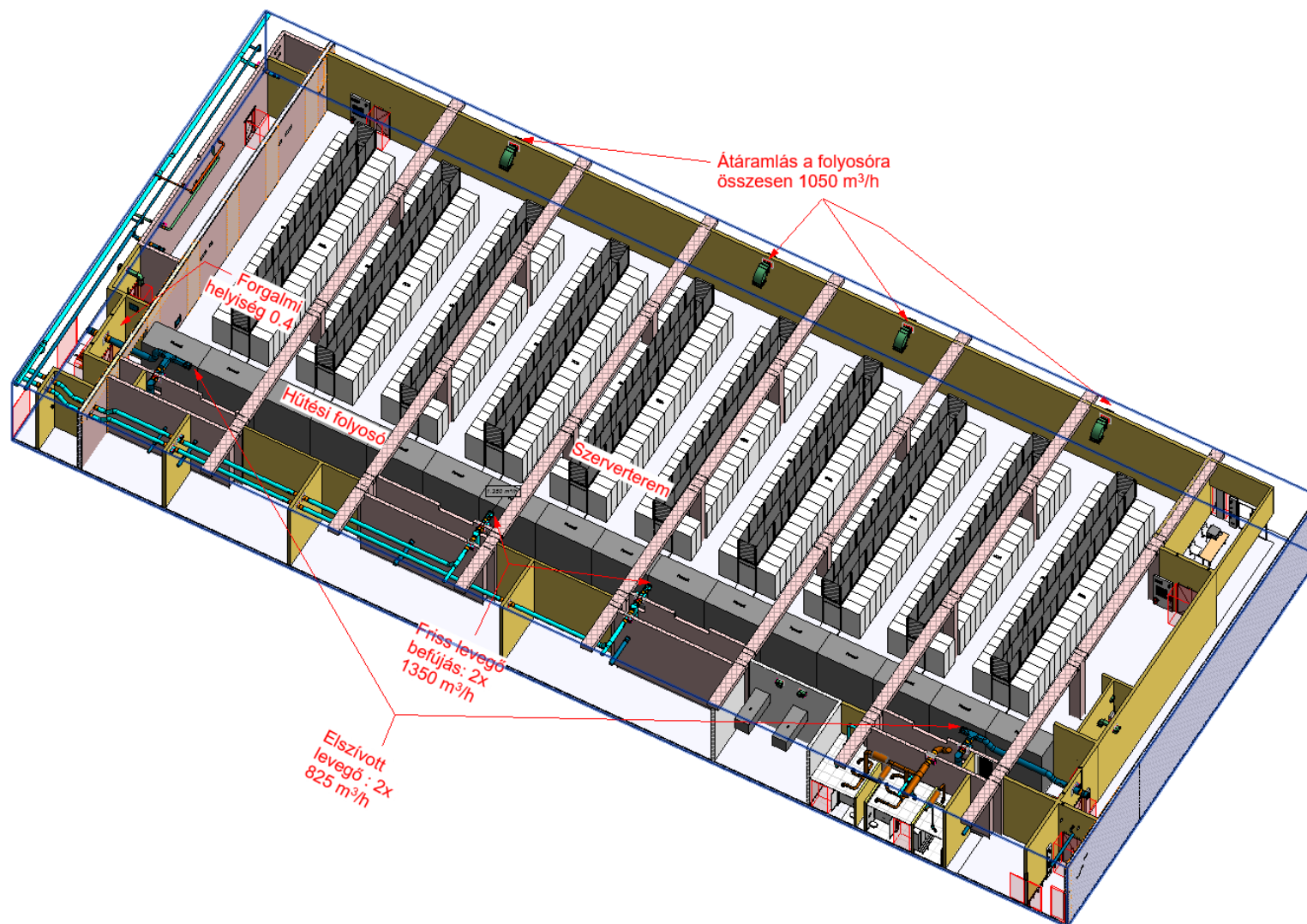
$$\dot{V}_{friss,2} = n \cdot V = 0,3 \cdot 8298,4 = 2489,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (5.4)$$

A megrendelői igény esetén kapott értéket kell figyelembe venni, hiszen látható, hogy az magasabb, mint a minimális légcserezszám alapján kapott érték.

Ez alapján a tervezett friss levegő: $\dot{V}_{friss} = 2700 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$.

A szerverteremből a túlnyomás biztosítása érdekében csak $\dot{V}_{el} = 1650 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ levegőt szívok el, $1050 \text{ m}^3/\text{h}$ levegő pedig átáramlik a szomszédos folyosókra az átszellőző rácsok segítségével. Az 5.2. ábrán a szerverterem légtechnikai kialakítása látható. A légszűrőhálózat méretezését a későbbiekben mutatom be, amikor már tudjuk a teljes rendszer nagyságát.

5.2. ábra: Szerverterem légtechnikai kialakítása
(Forrás: Saját szerkesztés)



5.2.2 A teljes rendszer friss levegő meghatározása

A fentebb említett szerverteremhez hasonlóan elvégeztem a többi szerverteremre és a hozzájuk tartozó helyiségekre is a friss levegő igény meghatározását (Microsoft Excel segítségével), melyet az 5.1. táblázatban összegzek.

5.1. táblázat: Szükséges friss levegő igény a szervertermekben (Forrás: Saját szerkesztés)

Helyiség információk						Szellőzési követelmények			Számítások					Szellőzés kialakítása				
Épület-rész	Név	Szám	Terület m ²	Bel-magasság m	Térfogat m ³	Megren- delői igény	Német előírás	Szellőzés ASHRAE- 62.1	Min. Légcsere 1/h	Szellőzési sebesség			Levegőcs- ere l/s	Szükséges friss levegő m ³ /h	Tervezett friss levegő m ³ /h	Tervezett elszívott levegő m ³ /h	Légcsere- szám 1/h	Megjegyzés
						Terület l/s/m ²	Terület l/s/m ²	Terület l/s/m ²		Megren- delői igény l/s	Német előírás l/s	ASHRAE 62.1 l/s						
Földszint																		
A1	IT A + Patch Area A + MUR A	A-L0-052 A-L0-053 A-L0-054	90,8	5,9	535	0,50	-	0,3	0,7	45,4	-	27,2	104,1	374,8	400	-	0,7	400 m ³ /h átszellőzés a folyósóra, majd onnan elszívás
A1	IT B + Patch Area B + MUR B	A-L0-041 A-L0-044 A-L0-045	87,5	5,9	516	0,50	-	0,3	0,7	43,7	-	26,2	100,4	361,3	400	-	0,8	400 m ³ /h átszellőzés a folyósóra, majd onnan elszívás
A1	Biztonsági berendezések helyiség	A-L0-099	59,4	6,1	362	0,50	-	0,3	0,7	29,7	-	17,8	70,3	253,2	300	-	0,8	300 m ³ /h átszellőzés a folyósóra, majd onnan elszívás
A1	Szerverterem + Hűtési folyosó + Forgalmi helyiség 0.4	A-L0-100 A-L0-175 A-L0-018	1406,5	5,9	8.298	0,53	-	0,3	0,3	745,4	-	422,0	691,5	2683,6	2700	1650	0,3	1050 m ³ /h átszellőzés a folyósóra, majd onnan elszívás
Első emelet																		
A1	Szerverterem + Hűtési folyosó + Forgalmi helyiség 1.26	A-L1-100 A-L1-175 A-L1-026	1389,9	5,9	8.200	0,53	-	0,3	0,3	736,6	-	417,0	683,4	2651,9	2700	1350	0,3	1350 m ³ /h átszellőzés a folyósókra, majd onnan elszívás
A1	Szerverterem + Hűtési folyosó + Forgalmi helyiség 1.28	A-L1-200 A-L1-275 A-L1-028	1432,8	5,9	8.454	0,52	-	0,3	0,3	745,1	-	429,8	704,5	2682,2	2700	1350	0,3	1350 m ³ /h átszellőzés a folyósókra, majd onnan elszívás
Második emelet																		
A1	Szerverterem + Hűtési folyosó + Forgalmi helyiség 2.17	A-L2-100 A-L2-175 A-L2-017	1387,0	5,9	8.183	0,53	-	0,3	0,3	740,6	-	416,1	681,9	2666,3	2700	1350	0,3	1350 m ³ /h átszellőzés a folyósókra, majd onnan elszívás
A1	Szerverterem + Hűtési folyosó + Forgalmi helyiség 2.19	A-L2-200 A-L2-275 A-L2-019	1432,9	5,9	8.454	0,52	-	0,3	0,3	745,1	-	429,9	704,5	2682,4	2700	1350	0,3	1350 m ³ /h átszellőzés a folyósókra, majd onnan elszívás
Összesen:															14 600	14 600	m³/h	

Az fentebb látható helyiségekben fejadag alapján nem kellett számolnom, mivel nem minősülnek emberi tartózkodási zónának ezek a helyiségek. A szükséges friss levegő igény minden esetben ki kell, hogy elégítse a szellőzési követelményeket, így mindig a legnagyobb értéket vettem figyelembe, és ezeket az értékeket ki is emeltem. A tervezett friss levegő igény meghatározásánál a szükséges friss levegő igényt 50-re, felfelé kerekítve határoztam meg.

Vastagon szedve jelöltem a légkezelőgép által befűjt friss levegőt, illetve az elszívott levegőt, a többi érték pedig a helyiségek közötti átszellőzött levegőt jelenti. A megjegyzés oszlopba pedig a helyiségek közötti átszellőzéseket is feltüntettem.

Így összesen a szellőző levegő: $\dot{V}_{szell} = 14\,600 \frac{m^3}{h}$. Amellett, hogy a szervertermek túlnyomásosak, az egész rendszert vizsgálva kiegyenlített szellőzésről beszélhetünk. Tehát a befűjt és elszívott levegő mennyisége azonos. A rendszer leírásánál említettem, hogy épületrészenként a szervertermi részek friss levegő ellátásáról 2-2 légkezelőgép gondoskodik.

Így 1 db légkezelőgépre jutó friss levegő igény: $\dot{V}_{LK,net} = \frac{\dot{V}_{szell}}{2} = 7300 \frac{m^3}{h}$

A légkezelőket: $\dot{V}_{LK} = 7800 \frac{m^3}{h}$ -ra méretezem, hogy maradjon biztonsági tartalék a rendszerben.

5.2.3 A rendszer kialakítása

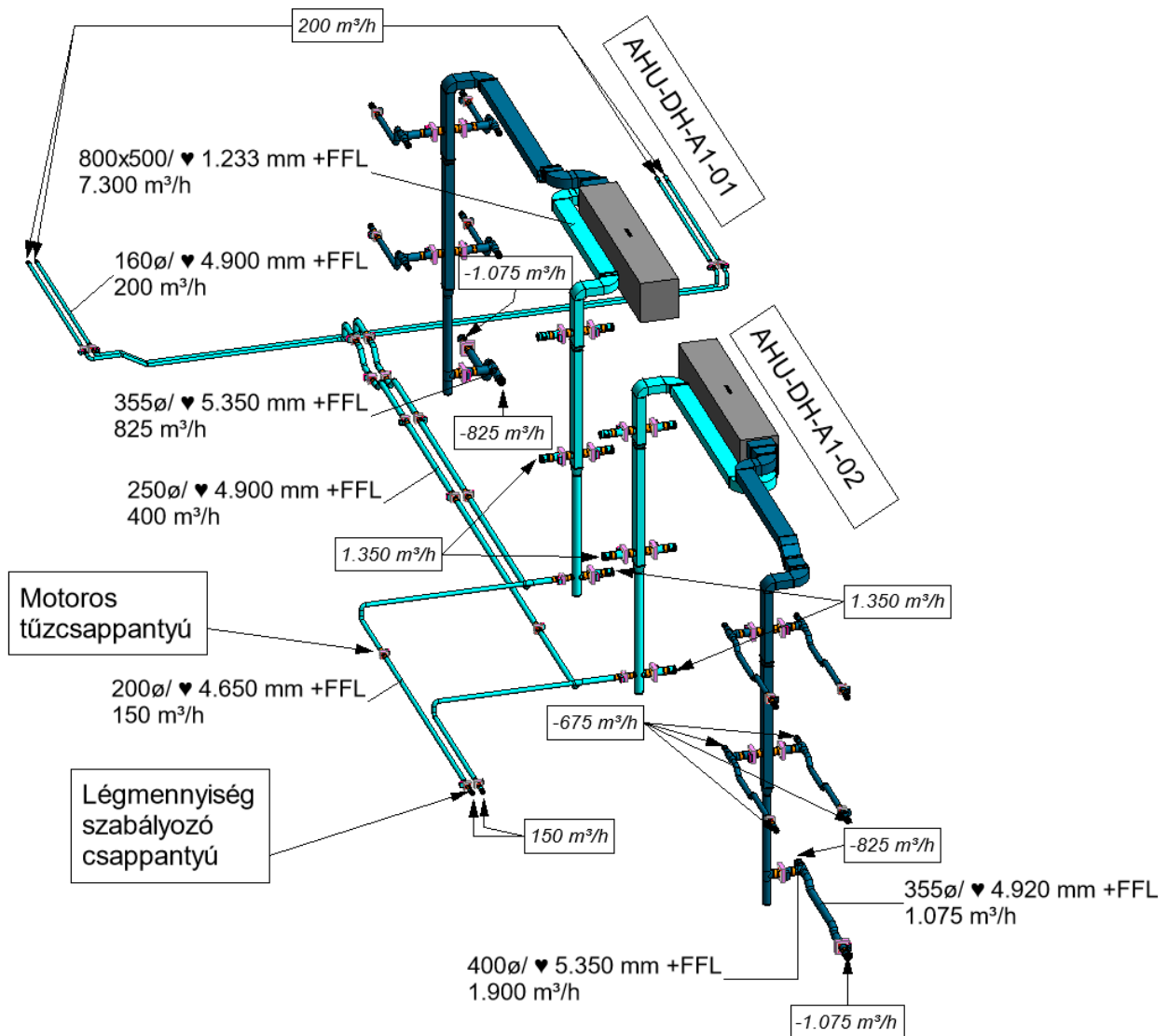
Az 5.3. képen axonometrikusan ábrázoltam a rendszer kialakítását.

A halványkék légcsatornahálózat a friss levegős ág, míg a sötétkék hálózat az elszívott levegős ág. A légcsatorna gerincekről, melyek a függőleges aknában kerülnek bevezetésre az épületbe, kör alakú légcsatornákkal történik a leállítás.

A gerincekben a maximálisan megengedett sebesség 6 m/s, így a légkezelőgéphez csatlakozó légcsatornákat 800x500-asra választottam, melyekhez a 7300 m³/h levegő mennyisége mellett 5,07 m/s légsebesség tartozik.

A maximálisan megengedett sebesség az épületben (a függőleges gerinceken kívül) 4 m/s, így efölé sehol sem mentem. A legnagyobb mennyiség, ami kör alakú légcsatornán keresztül történik az 1350 m³/h, melyhez Ø355-ös légcsatornát alkalmaztam. A maximális sebesség így ebben a szakaszban 3,79 m/s.

5.3. ábra: Szerverterem légtechnikai rendszerének axonometrikus ábrája
(Forrás: Saját szerkesztés)



A képen láthatóak továbbá a helyiségekbe bevezetett és a helyiségekből elszívott légmennyiségek is. Az elszívott levegő mennyiségeit mínusz előjellel különböztettem meg.

A tűzvédelmi csappantyúkat olyan esetekben alkalmaztam, amikor tűzvédelmi követelményekkel rendelkező falakon áthaladtam a légcsatornával.

A helyiségekbe befűjt és elszívott levegő mennyisége kör alakú szabályozó csappantyúkkal kerül beállításra.

5.2.4 A légkezelőgép bemutatása

Az 5.4. ábrán az A1 épületrész egyik légkezelőgépének (AHU-DH-A1-01) részegységei láthatóak.

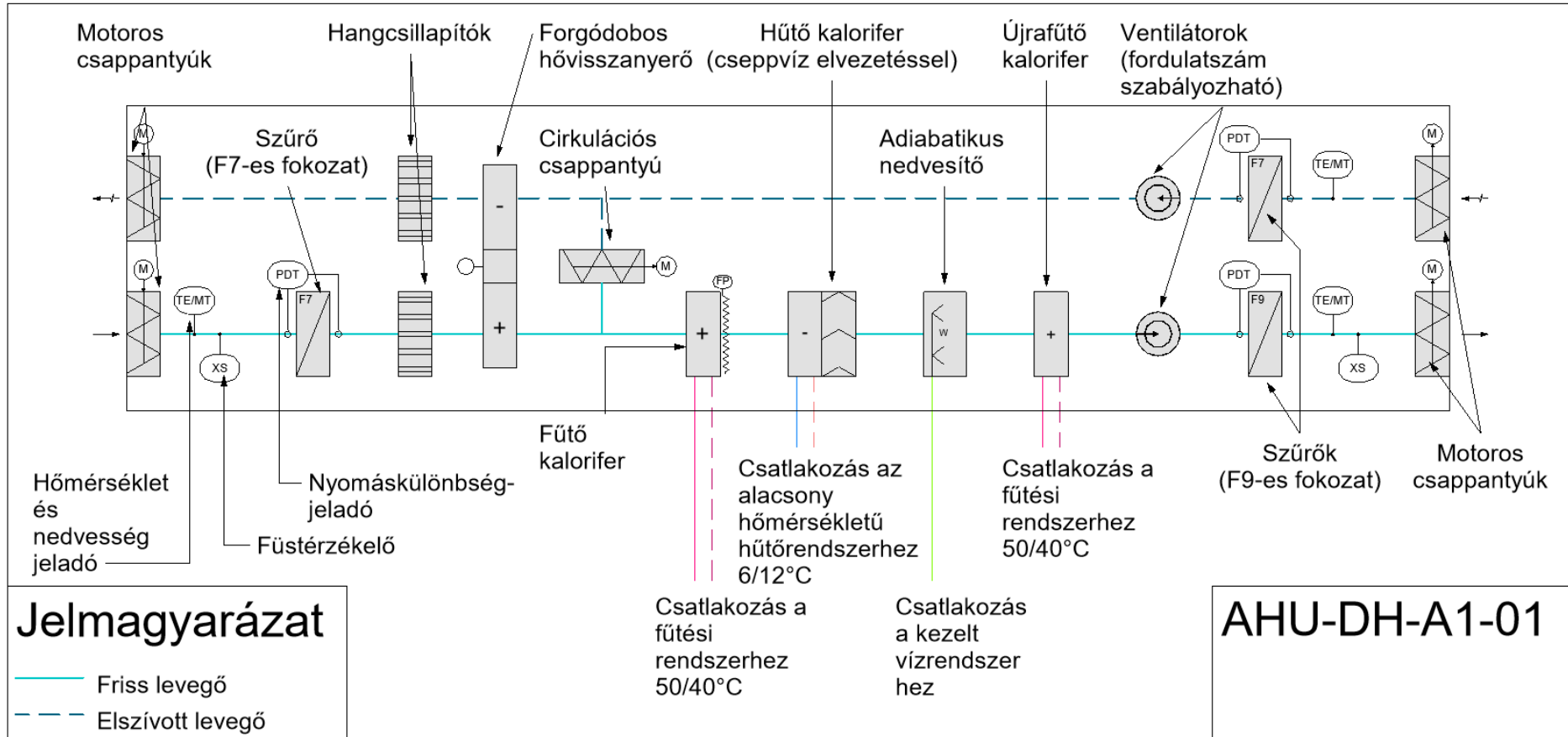
A tetőn lévő csatornarendszert túlnyomás- és alulnyomás-csökkentő szelepekkel láttam el, amelyek a csatornarendszer védelmére szolgálnak a tetőszinten lévő központi tűzvédelmi csappantyú bezárása esetén.

A hővisszanyerés forgódobos hővisszanyerővel történik, így az elszívott levegőből a hőn kívül nedvességet is vissza tudunk nyerni. Elképzeltető olyan üzemiállapot is, amikor 100%-os külsőlevegő üzemi áll fenn (vészhelyzeti üzemi, vagy például energiatakarékossági lehetőség), ilyenkor a forgódobos hővisszanyerő nem működik. A cirkulációs csappantyú alapesetben zárva van, de itt is elképzeltető olyan opció is (pl. vészeti üzemiállapot), amikor a levegő 100%-ban recirkulál.

Az adiabatikus nedvesítési szakasznak megfelelő hosszúságúnak kell lennie ahhoz, hogy a légáramba történő teljes elpárolgást lehetővé tegye a légtechnikai egységen belül. A nedvesítőnek legionella elleni védelemmel kell rendelkeznie, amely magában foglal egy időalapú öblítési programot, illetve kezelt vízzel kell táplálni.

5.4. ábra: Az AHU-DH-A1-01 légkezelő részegységei

(Forrás: Saját szerkesztés)



5.2.5 A levegőkezelés folyamata

Ahhoz, hogy a különböző részegységek teljesítmény-igényét ki tudjam számolni, fontos meghatározni a nedves levegő entalpiáját a különböző légállapotokban.

A nedves levegő entalpiája az alábbi képlettel számolható ki:

$$h = t_{lev} \cdot c_{p,lev} + x \cdot (c_{p,vg} \cdot t_{lev} + r_0) \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (5.5)$$

, ahol:

t_{lev} – levegő hőmérséklete [°C]

$c_{p,lev}$ – levegő fajhője, állandó nyomáson [kJ/(kg·°C)]

x – abszolút nedvességtartalom [kg/kg]

$c_{p,vg}$ – vízgőz fajhője, állandó nyomáson [kJ/(kg·°C)]

r_0 – a víz párolgáshője [kJ/kg].

A képletből az alábbi tényezőket konstansnak tekintem:

- $r_0 = 2500 \text{ kJ/kg}$
- $c_{p,lev} = 1,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$
- $c_{p,vg} = 1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$

Alapadatok

A szellőzőrendszerek tervezésénél a Hattersheim am Main-i telephelyen a következő külső légállapotokat feltételezem (a 6. számú mellékletből vett adat):

Külső légállapot:

Nyár

- $t_{K,nyár} = 38,3 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $x_{K,nyár} = 15 \text{ g/kg}$

Így a külső levegő entalpiája:

$$\begin{aligned} h_{K,nyár} &= t_{K,nyár} \cdot c_{p,lev} + x_{K,nyár} \cdot (c_{p,vg} \cdot t_{K,nyár} + r_0) \\ &= 38,3 \cdot 1 + \frac{15}{1000} \cdot (1,86 \cdot 38,3 + 2500) = 76,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Tél:

- $t_{K,tél} = -17,4 \text{ } ^\circ\text{C}$

- $x_{K,tél} = 0,6 \text{ g/kg}$

Így a külső levegő entalpiája:

$$h_{K,tél} = t_{K,tél} \cdot c_{p,lev} + x_{K,tél} \cdot (c_{p,vg} \cdot t_{K,tél} + r_0) \quad (5.7)$$

$$= -17,4 \cdot 1 + \frac{0,6}{1000} \cdot (1,86 \cdot (-17,4) + 2500) = -15,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Megjegyzés: A továbbiakban az entalpia számításának csak a kapott eredményét közlöm.

Szellőző levegő:

Nyár

- $t_{SZ,nyár} = 20 \text{ °C}$
- $x_{SZ,nyár} = 7 \text{ g/kg}$
- $h_{SZ,nyár} = 37,76 \text{ kJ/kg}$

Tél:

- $t_{SZ,tél} = 20 \text{ °C}$
- $x_{SZ,tél} = 9,5 \text{ g/kg}$
- $h_{SZ,tél} = 44,1 \text{ kJ/kg}$

Elszívott levegő:

Nyár

- $t_{EL,nyár} = 35 \text{ °C}$
- $x_{EL,nyár} = 13 \text{ g/kg}$
- $h_{EL,nyár} = 68,35 \text{ kJ/kg}$

Tél:

- $t_{EL,tél} = 19 \text{ °C}$
- $x_{EL,tél} = 3 \text{ g/kg}$
- $h_{EL,tél} = 26,61 \text{ kJ/kg}$

Hővisszanyerés utáni állapot

A forgódobos hővisszanyerő hatásfoka 70%. Ez azt jelenti, hogy az elszívott levegő hő-, és nedvesség tartalmának 70%-át vissza lehet nyerni. A hővisszanyerés utáni állapotban így 30% külső levegő „lesz jelen”, illetve 70% elszívott levegő.

Hővisszanyerő utáni levegő:

Nyár:

$$\bullet \quad t_{HV,nyár} = 0,3 \cdot t_{K,nyár} + 0,7 \cdot t_{EL,nyár} = 0,3 \cdot 38,3 + 0,7 \cdot 35 = 35,99 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.8)$$

$$\bullet \quad x_{HV,nyár} = 0,3 \cdot x_{K,nyár} + 0,7 \cdot x_{EL,nyár} = 0,3 \cdot 15 + 0,7 \cdot 13 = 13,6 \text{ g/kg} \quad (5.9)$$

$$\bullet \quad h_{HV,nyár} = 70,90 \text{ kJ/kg}$$

Tél:

$$\bullet \quad t_{HV,tél} = 0,3 \cdot t_{K,tél} + 0,7 \cdot t_{EL,tél} = 0,3 \cdot (-17,4) + 0,7 \cdot 19 = 8,08 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.10)$$

$$\bullet \quad x_{HV,tél} = 0,3 \cdot x_{K,tél} + 0,7 \cdot x_{EL,tél} = 0,3 \cdot 0,6 + 0,7 \cdot 3 = 2,28 \text{ g/kg} \quad (5.11)$$

$$\bullet \quad h_{HV,tél} = 13,81 \text{ kJ/kg}$$

Megjegyzés: A cirkulációs csappantyú normál esetben zárt állapotban van, így ezzel a komponenssel nem számolok.

Fűtés utáni állapot

Melegíteni csak a téli levegőt szükséges, méghozzá egy olyan hőmérsékletre, ahonnan az adiabatikus nedvesítés után megkapom a kívánt szellőző levegőállapotot. Téli esetben a szellőző levegő entalpiája $h_{SZ,tél} = 44,1 \text{ kJ/kg}$. Az adiabatikus nedvesítés állandó entalpián történik, így az adiabatikus nedvesítés előtt is $h_{F,tél} = 44,1 \text{ kJ/kg}$ -nak kell lennie a levegő entalpiájának téli esetben. Tudható az, hogy a levegő melegítésekor az abszolút nedvességtartalma nem változik, megegyezik a hővisszanyerés utáni értékkel: $x_{F,tél} = x_{HV,tél} = 2,28 \text{ g/kg}$.

Ismert a levegő abszolút nedvességtartalma és entalpiája, tehát ebből már tudom számolni a fűtőkalfifer utáni hőmérséklet is, az 5.5 képlet átrendezésével:

$$t_{F,tél} = \frac{h_{F,tél} - x_{F,tél} \cdot r_0}{c_{p,lev} + x_{F,tél} \cdot c_{p,vg}} = \frac{44,1 - \frac{2,28}{1000} \cdot 2500}{1 + \frac{2,28}{1000} \cdot 1,86} = 38,24 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.12)$$

Hűtés utáni állapot

Nyári esetben szükség van a levegő hűtésére, hogy csökkentsem a levegő nedvességtartalmát és hőmérsékletét. Ezután a légkezelési folyamat után már nem áll módban tovább csökkenteni a levegő nedvességtartalmát, ezért a szellőző levegő kívánt abszolút nedvességtartalmát el kell érni: $x_{H,nyár} = x_{SZ,nyár} = 7 \text{ g/kg}$. 96%-os relatív páratartalomig tudjuk csak hűteni a levegőt, e fölött a hűtési teljesítmény kondenzációra fordítódik.

Az ehhez tartozó entalpia és hőmérséklet a nyári és téli állapot Mollier diagramját tartalmazó 7. számú mellékletéről leolvasható:

- $h_{H,nyár} = 26,82 \text{ kJ/kg}$
- $t_{HV,nyár} = 9,2 \text{ °C}$

Adiabatikus nedvesítés utáni állapot

Az adiabatikus nedvesítés állandó entalpián történik és hőelvonással jár, ezért volt szükséges ilyen esetben túlfűteni a levegőt előtte.

Az adiabatikus nedvesítés utáni állapot megegyezik a téli szellőző levegő állapotával.

$$\bullet \quad t_{AN,tél} = t_{SZ,tél} = 20 \text{ °C} \quad (5.13)$$

$$\bullet \quad h_{AN,tél} = h_{SZ,tél} = 44,1 \text{ kJ/kg} \quad (5.14)$$

$$\bullet \quad x_{AN,tél} = x_{SZ,tél} = 9,5 \text{ g/kg} \quad (5.15)$$

Utófűtés utáni állapot

Nyáron a lehűtött levegőt addig kell felmelegíteni, míg el nem éri a kívánt szellőzési hőmérsékletet. Utófűtés esetén szintén nem történik nedvességtartalom-változás.

$$\bullet \quad t_{UF,nyár} = t_{SZ,nyár} = 20 \text{ °C} \quad (5.16)$$

$$\bullet \quad h_{UF,nyár} = h_{SZ,nyár} = 37,76 \text{ kJ/kg} \quad (5.17)$$

$$\bullet \quad x_{UF,nyár} = x_{H,nyár} = x_{SZ,nyár} = 7 \text{ g/kg} \quad (5.18)$$

Összefoglalás

Az 5.2. és 5.3. táblázatokban összefoglalva látható a levegő állapota az egyes légkezelési pontokban, téli és nyári esetre. A táblázat a szükséges adatokat tartalmazza a légkezelő berendezés egyes elemeinek méretezéséhez. A 7. számú mellékletben pedig ábrázoltam a folyamatokat Mollier-féle h-x diagramon

Téli esetben:

5.2. táblázat: Téli levegőállapotok

(Forrás: Saját szerkesztés)

Pont	t [°C]	x [g/kg]	h [kJ/kg]
0 – K (Külső)	-17,4	0,6	-15,92

1 – HV (Hővisszanyerés)	8,08	2,28	13,81
2 – F (Fűtés)	38,24	2,28	44,1
3 – AN=SZ (Adiabatikus nedvesítés=Szellőzés)	20	9,5	44,1
EL (Elszívott)	19	3	26,61

Nyári esetben:

5.3. táblázat: Nyári levegőállapotok

(Forrás: Saját szerkesztés)

Pont	t [°C]	x [g/kg]	h [kJ/kg]
0 – K (Külső)	38,3	15	76,87
1 – HV (Hővisszanyerés)	35,99	13,6	70,90
2 – H (Hűtés)	9,2	7	26,84
3 – UF=SZ (Utófűtés=Szellőzés)	20	7	37,76
EL (Elszívott)	35	13	68,35

5.2.6 A légkezelőgép berendezésének igényei

Ahhoz, hogy a légkezelőgépek berendezéseinek az igényeit megkapjam, meghatározom a levegő tömegáramát, amihez $\rho_{lev} = 1,2 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű levegővel számolok, illetve a már fentebb meghatározott $\dot{V}_{LK} = 7800 \text{ m}^3/\text{h}$ igényt veszem figyelembe:

$$\dot{m} = \rho_{lev} \cdot \dot{V}_{LK} = 1,2 \cdot \frac{7800}{3600} = 2,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.19)$$

Téli eset

A fűtés teljesítményigénye:

$$\dot{Q}_F = \dot{m} \cdot (h_F - h_{HV}) = 2,6 \cdot (44,1 - 13,81) = 78,8 \text{ kW} \quad (5.20)$$

Az adiabatikus nedvesítő vízigénye:

Az adiabatikus nedvesítő lágyított vizes hálózatról kerül ellátásra. A légnedvesítő minimális, becsült hatékonysága: $\eta_{LN} = 0,9$.

Nedvességtartalom változás a belépő és kilépő oldal között:

$$\Delta x = x_{AN} - x_F = 9,5 - 2,28 = 7,22 \frac{g}{kg} \quad (5.21)$$

A légnedvesítő vízszükséglete:

$$\dot{m}_{v\acute{I}Z'} = \dot{m} \cdot \Delta x = 2,6 \cdot 7,22 = 18,77 \frac{g}{s} = 67,58 \frac{l}{h} = 0,019 \frac{kg}{s} \quad (5.22)$$

A teljes vízigény a légnedvesítőhöz:

$$\dot{m}_{v\acute{I}Z} = \frac{\dot{m}_{v\acute{I}Z'}}{\eta_{LN}} = \frac{18,77}{0,9} = 20,86 \frac{g}{s} = 75,09 \frac{l}{h} = 0,021 \frac{kg}{s} \quad (5.23)$$

Tehát ez azt jelenti, hogy a szervertermek légkezelőgépeinek légnedvesítőjéhez 75,09 l mennyiségű kezelt vizet kell szállítani óránként vagy 0,019 l vizet másodpercenként, hogy elérjük a kívánt 9,5 g/kg nedvességet a téli esetben.

A hővisszanyeréssel megtakarított energia:

$$\dot{Q}_{HV} = \dot{m} \cdot (h_{HV} - h_K) = 2,6 \cdot (13,81 - (-15,92)) = 77,3 \text{ kW} \quad (5.24)$$

Megj.: A kapott adatokból látható, hogy a forgódobos hővisszanyerő a fűtési igény (156,1 kW) majdnem 50%-át fedezni tudja.

Nyári eset

A hűtés teljesítményigénye:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \cdot (h_{HV} - h_H) = 2,6 \cdot (70,9 - 26,84) = 114,6 \text{ kW} \quad (5.25)$$

Az utófűtés teljesítményigénye:

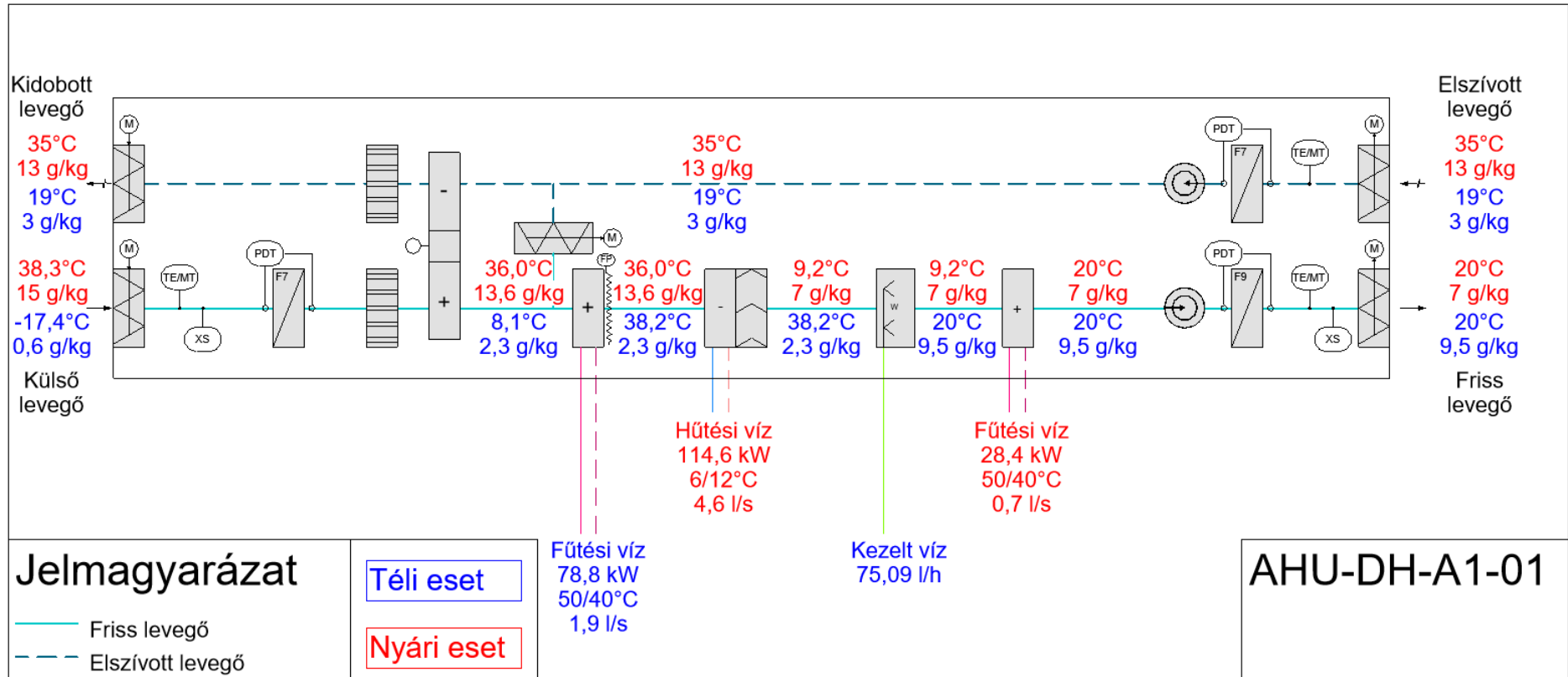
$$\dot{Q}_{UF} = \dot{m} \cdot (h_{UF} - h_H) = 2,6 \cdot (37,76 - 26,84) = 28,4 \text{ kW} \quad (5.26)$$

5.2.7 Összegzés

Az 5.5. ábrán bemutatom a légkezelés folyamatát. Feltüntettem a légkezelőgép berendezésének igényeit, illetve a téli és nyári levegőállapotokat.

5.5. ábra: A légkezelés folyamata

(Forrás: Saját szerkesztés)



6 Fűtéstechnika és hőexport

A fűtési részt kisebb terjedelemben szeretném bemutatni, hiszen a szervertermekben és általánosságban az adatközpontokban sokkal meghatározóbb a hűtés és a légtechnika kérdése. Ebben a részben a fűtési rendszer leírása mellett a hűtési rendszerből kinyerhető energia hasznosításáról írok még, mint hőexport (táv hőellátási) lehetőség.

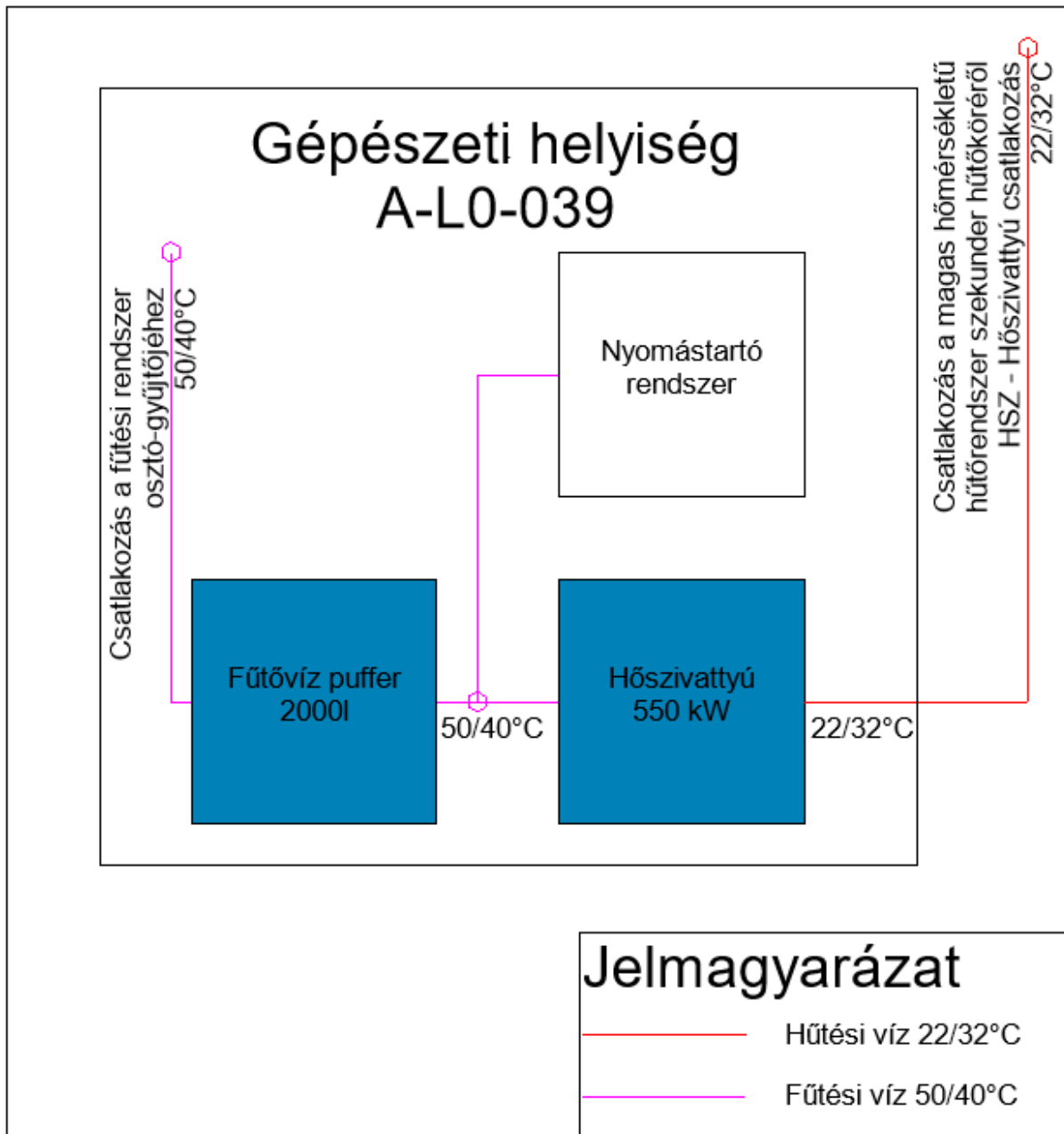
6.1 A fűtési rendszer leírása

A hűtési rendszer kialakításához hasonlóan a fűtési köröket is úgy alakítom ki, hogy az A1, illetve A2 épületrész egy-egy önálló fűtési körrel rendelkezzen.

Fűtésre a szervertermekben nincsen szükség, hiszen ott még a téli méretezési állapotban is a hőszükséglet többszörösét állítják elő a szerverek, ezért ott még téli esetben is hűtést kell alkalmazni. Azonban a szervertermek légkezelőit fűtőkaloriferrel, és utófűtő kaloriferrel fel kell szerelni, hogy a megfelelő minőségi levegő kerüljön bevezetésre, tehát ezekhez a fűtési körről biztosítok lecsatlakozást. Ezeknek az igényeit már a Légtechnika fejezetben meghatároztam, így ebben a részben már nem végzek további számításokat. Emellett fűtésre az irodai részeken van szükség, és a generátorolaj-fűtési rendszereihez is erről a körről történik a lecsatlakozás.

A szükséges fűtési teljesítmény fedezését egy-egy önálló hőszivattyúval tervezem megoldani az A1 és A2 épületrészek számára. A hőszivattyúk a földszinti gépészeti helyiségekben helyezkednek el. Az A1 épületrész hőszivattyújának elpárologtatója a Hűtés részben már bemutatott magas hőmérsékletű hűtőrendszer szekunder oldalához csatlakozik a 4.3. ábrán feltüntetett HSZ pontban. A hűtés fedezésére egy 550 kW-os egység határoztam meg, mely után nyomástartó rendszer és fűtővíz puffer is beépítésre kerül. Az osztó-gyűjtők szintén a földszinti gépészeti helyiségekben találhatóak, a fűtővíz innen kerül elosztásra. A fűtési kör jelen dolgozatomban nem kerül részletezésre ezért a 6.1. ábrán a fűtési kör blokkvázlata mellett a rendszer hőleadó oldalát a továbbiakban nem részletezem.

6.1. ábra: A fűtési rendszer egyvonalas blokkvázlata
(Forrás: Saját szerkesztés)



A fűtési rendszer rugalmasságának javítása, illetve a redundanciának való megfelelés érdekében még szükséges néhány intézkedés:

- A pufferedény belsejébe egy 85 kW teljesítményű elektromos fűtőtekerceszt helyezek el. Ennek használata akkor szükséges, ha a hőszivattyú nem működik. Amennyiben vészhelyzeti üzemmód jelentkezik, ez a teljesítmény a légkezelők fűtésére fordítódik, hiszen a legfontosabb a szerverterem zavartalan üzeme.

- Az A1 épületrész és A2 épületrész adatcsarnokait ellátó légkezelő egységeiben lévő fűtőkaloriferek csővezetékeit egymáshoz kell csatlakoztatni, a csövek között normál esetben zárt szelepekkel, így kialakítva az N+1-es redundanciát.
- Az egyes épületrészek (A1 és A2) két-két adatcsarnokának fűtési rendszereinek önálló fűtési körrel kell rendelkeznie.

A Légtechnika fejezetben bemutattam a fűtő, és utófűtő kalorifer igényeit, így ebben a fejezetben már nem végzek további számításokat.

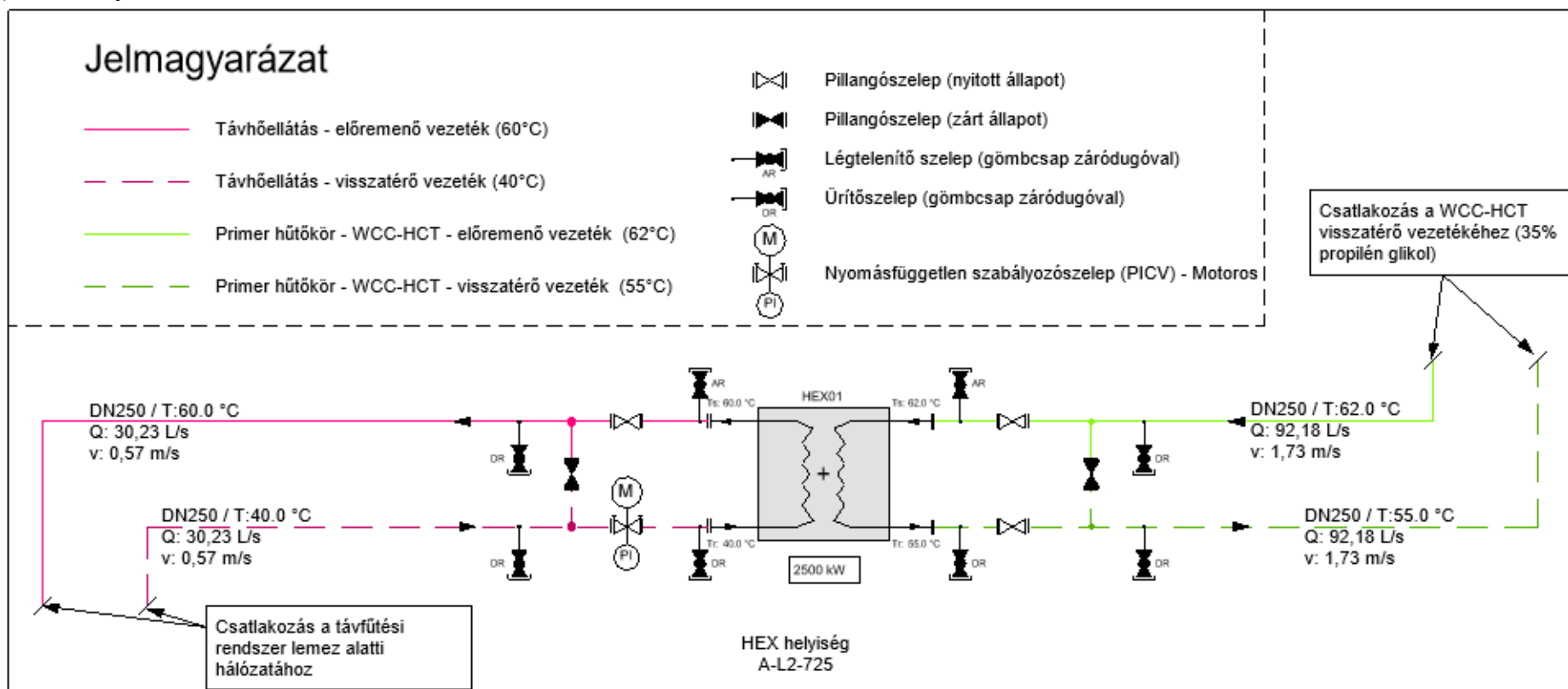
6.1.1 Hőexport (Távhőellátási lehetőség)

Ahogy a hűtési rendszer leírásánál említést tettem róla, a primer hűkőrön található 2-2 darab (A1, illetve A2 épületrész) magas kondenzációs vízhőmérséklettel rendelkező vízhűtéses hűtőberendezés (WCC-HCT). Ezek, amellet, hogy csatlakoznak a primer hűtőkörös rendszerhez, hőexport (távhőellátási) lehetőséget is biztosítanak. A távhőellátási csatlakozásokat a Hűtéstechnika fejezet 4.3. ábráján is megjelenítettem. A távfűtési körnek a hőenergiát hőcserélő segítségével továbbítják, melyek egységenként 2,5 MW-osak. A hőcserélők az első és a második emeleten lévő HEX helyiségekben találhatóak. A 4 darab hőcserélőnek köszönhetően az A épületből összesen 10MW hőt lehet exportálni a távhőellátási rendszeren keresztül. A 6.2. ábrán az A1 épületrész 2. emeletén található HEX helyiség hőcserélő körének kapcsolási rajzát mutatom be.

A magas kondenzációs vízhőmérséklettel rendelkező vízhűtéses hűtőberendezéseknek 62 °C-os kondenzátor középhőmérsékletet kell biztosítaniuk a szokásos (normál) üzemi körülmények között a távfűtési rendszerhez történő hőcseréhez. Amennyiben vészhelyzeti üzemmód lépne érvénybe, akkor az egységeknek alacsony kondenzátorhőmérsékletre kell kapcsolniuk, szüneteltetve a távhőellátást.

6.2. ábra: Távhőellátás kapcsolási rajza

(Forrás: Saját szerkesztés)



7 Szerverterem légállapota

Ebben a részben a fentebbi fejezeteken keresztül példaként már bemutatott szerverterem (Suite_A-L0-100 légállapotát taglalom. Ezt lehet általánosítani a többi szerverteremre is, mivel azok kialakítása azonos.

A Hűtéstechnika részben meghatároztam a fellépő maximális hőterhelést a szerverteremben, melynek értékét a 4.5 egyenletben kaptam meg:

- $\dot{Q}_{NET} = 4020,52 \text{ kW}$

A hűtésről 16 darab fanwall egység gondoskodik N+2 konfigurációban (N=14). A berendezések a terem egyik, hosszanti oldalánál helyezkednek el. A szerverterem hűtése a hidegfolyosó-melegfolyosó megoldás szerint történik, melyről részletesen írtam a Szakirodalmi áttekintés című fejezetben. A hideglevegőt a fanwall berendezések közvetlenül a terem légterébe fújják, mely áthaladva a szervereken felmelegszik, majd a melegfolyosókon keresztül bejut az álmennyezeti térbe, ahonnan visszaszívásra kerül. A 7.1. ábrán a fentebb leírt koncepciót alaprajzi nézeten mutatom be.

Ebben a fejezetben a normál üzemállapotot mutatom be, amikor mind a 16 darab egység működik.

A normál üzemállapotban 1 darab fanwall szükséges nettó teljesítménye a 4.7. egyenletből:

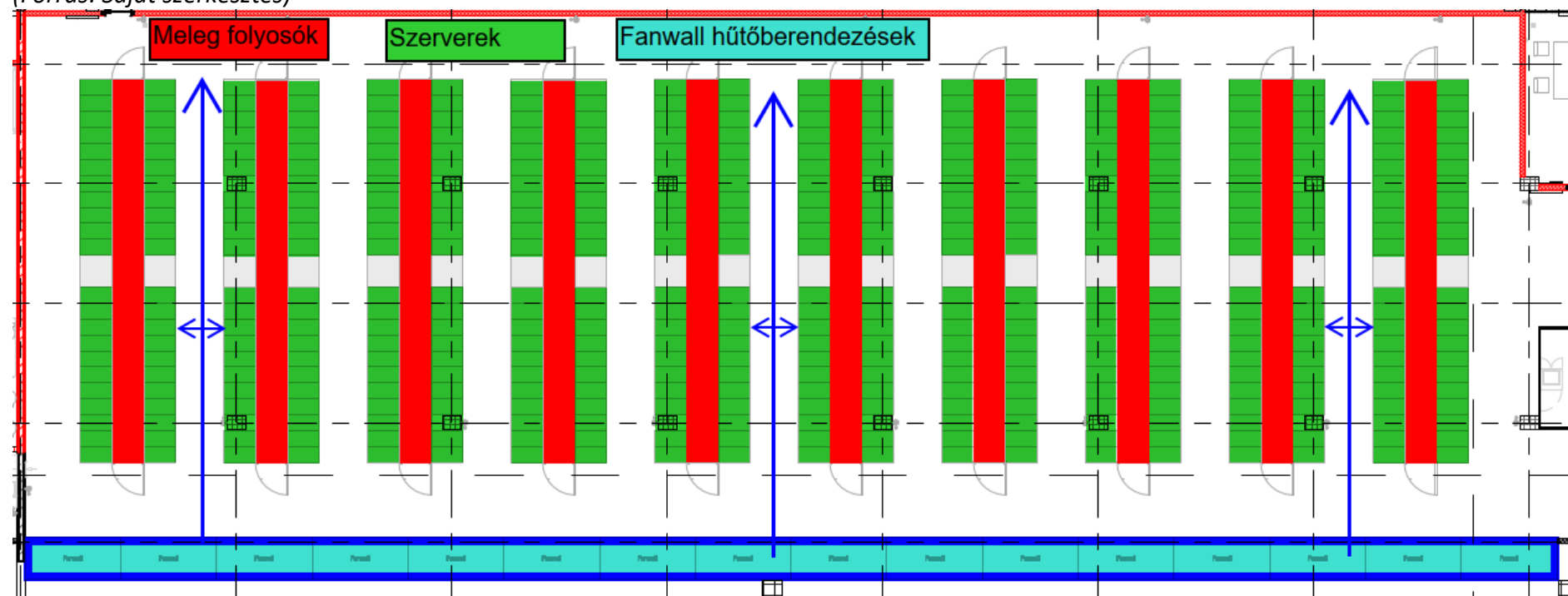
- $P_{FAN,net,n} = 251,3 \text{ kW}$

A fanwall berendezések tervezési hőfoklépcsői a gyártói adatlap alapján (1. számú melléklet) az alábbiak:

- Vízoldali tervezési hőmérséklet: 20 °C előremenő / 32 °C visszatérő
- Légoldali tervezési hőmérséklet: 24 °C előremenő / 35 °C visszatérő

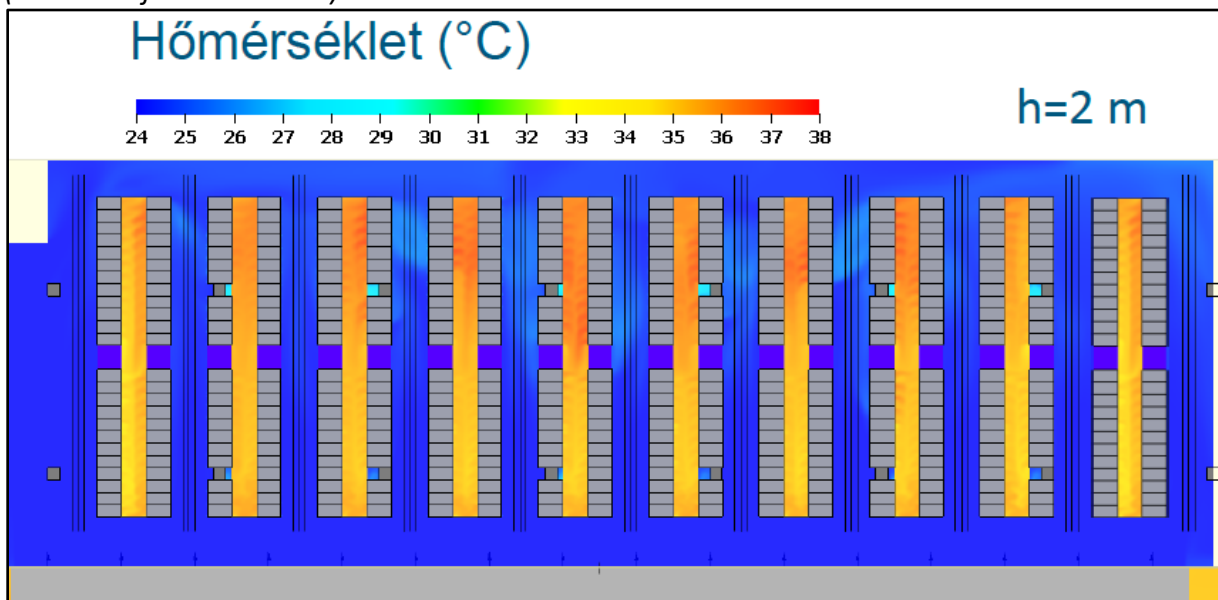
7.1. ábra: Szerverterem bemutatása

(Forrás: Saját szerkesztés)

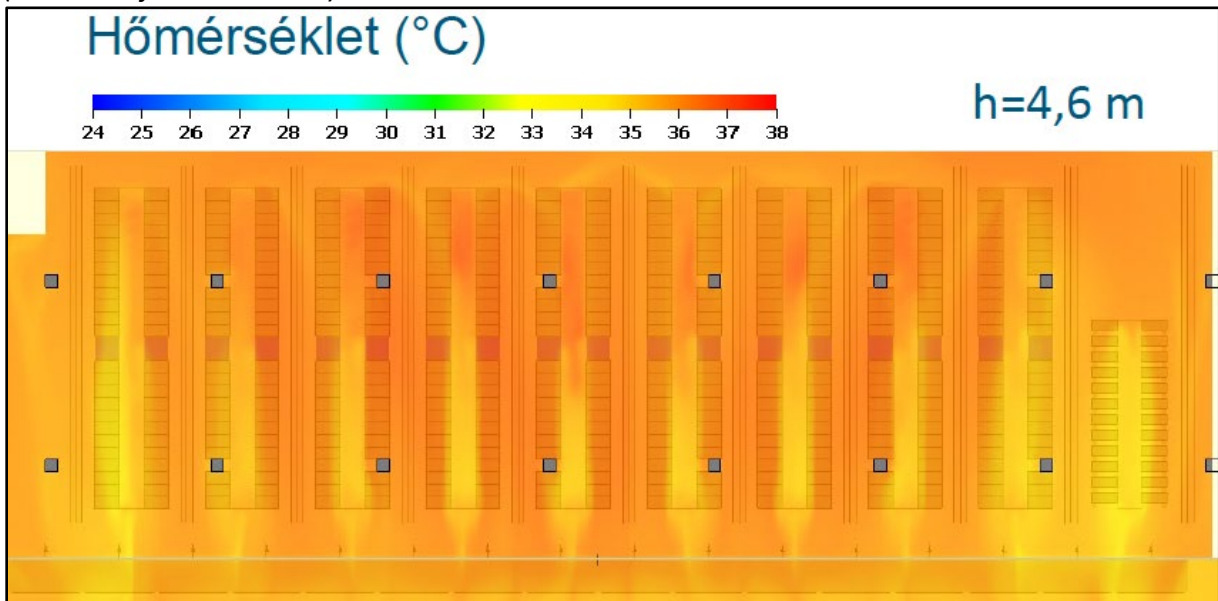


Követelmény, hogy a szerverek beömlési hőmérséklete 27 °C alatt legyen tartva. A mérési pontokat 2 méteres magasságban 300 mm-re a beömlőnyílástól kell felvenni. A mérés CFD szoftvert (6SigmaRoom R17.1) segítségével történt. Az elvégzett szimuláció eredményei láthatóak a következő képeken. Az 7.2. ábrán a hőmérséklet alakulása látható az említett 2 méteres magasságban, míg a 7.3. ábrán az álmennyezet feletti tér hőmérséklete látható, ahonnan a fanwall egységek a levegőt visszaszívják. Az átlagos elszívott levegő hőmérséklete $35,3\text{ °C}$, amely közel azonos a fanwall adatlapjában szereplő 35 °C -kal. Látható, hogy az álmennyezet felett már 33 °C -nál magasabb hőmérséklettartomány van, ezért fontos az elhasznált levegő elszeparálása a friss levegőjétől, hiszen ez a hőmérséklet már nagyon magas lenne a szerverek számára.

7.2. ábra: Szerverterem hőmérséklete 2 méteres magasságban
(Forrás: Saját szerkesztés)

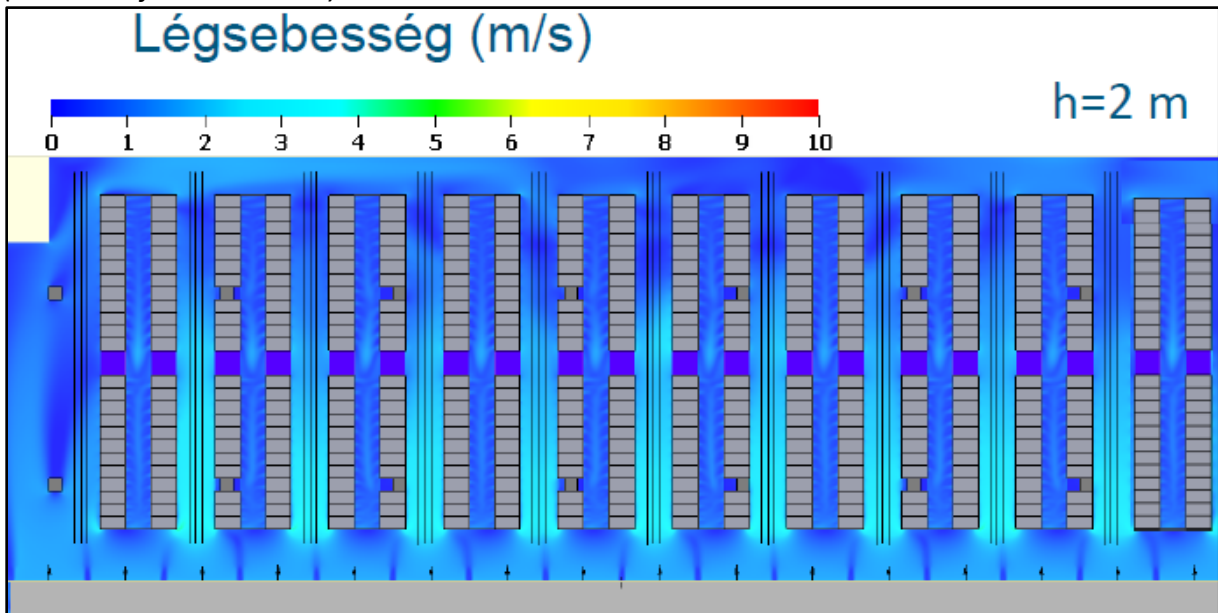


7.3. ábra: Szerverterem hőmérséklete 4,6 méteres magasságban
(Forrás: Saját szerkesztés)

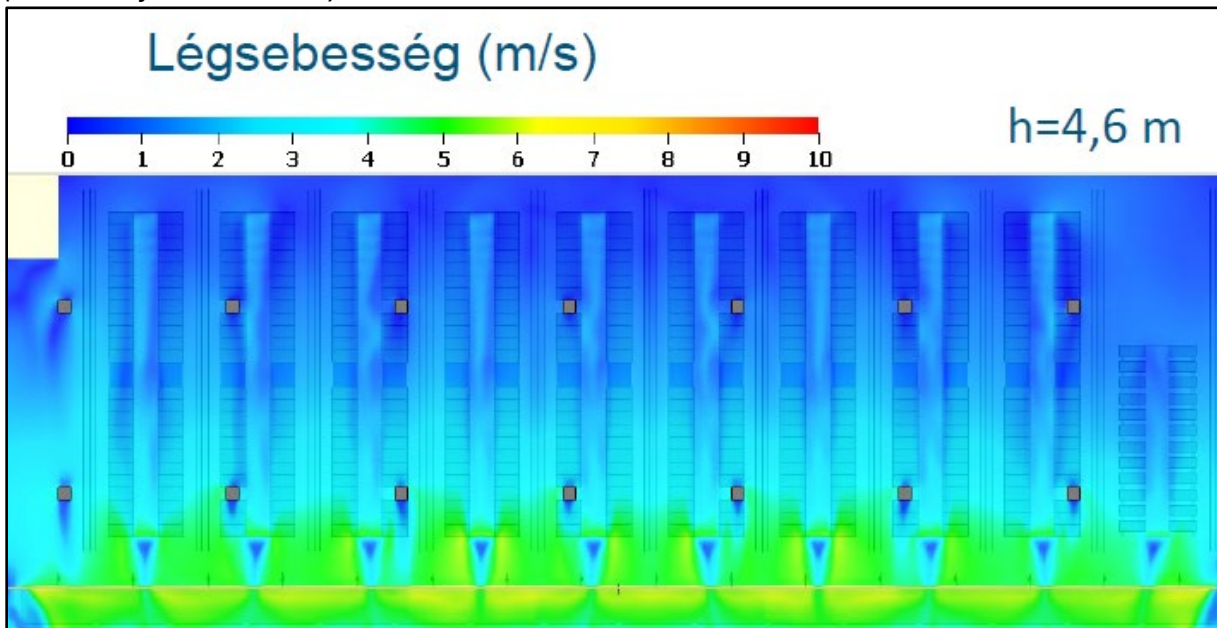


A 7.4. és a 7.5. ábra a levegő sebességét mutatja be 2 méter, illetve 4,6 méter magasan. A legnagyobb sebesség a fanwall berendezések szívó oldalán lép fel, ahol a berendezések „összegyűjtik” az elhasznált levegőt. Itt 7 m/s fölé is mehet akár a sebesség.

7.4. ábra: Szerverterem légsebesség grafikonja 2 méteres magasságban
(Forrás: Saját szerkesztés)

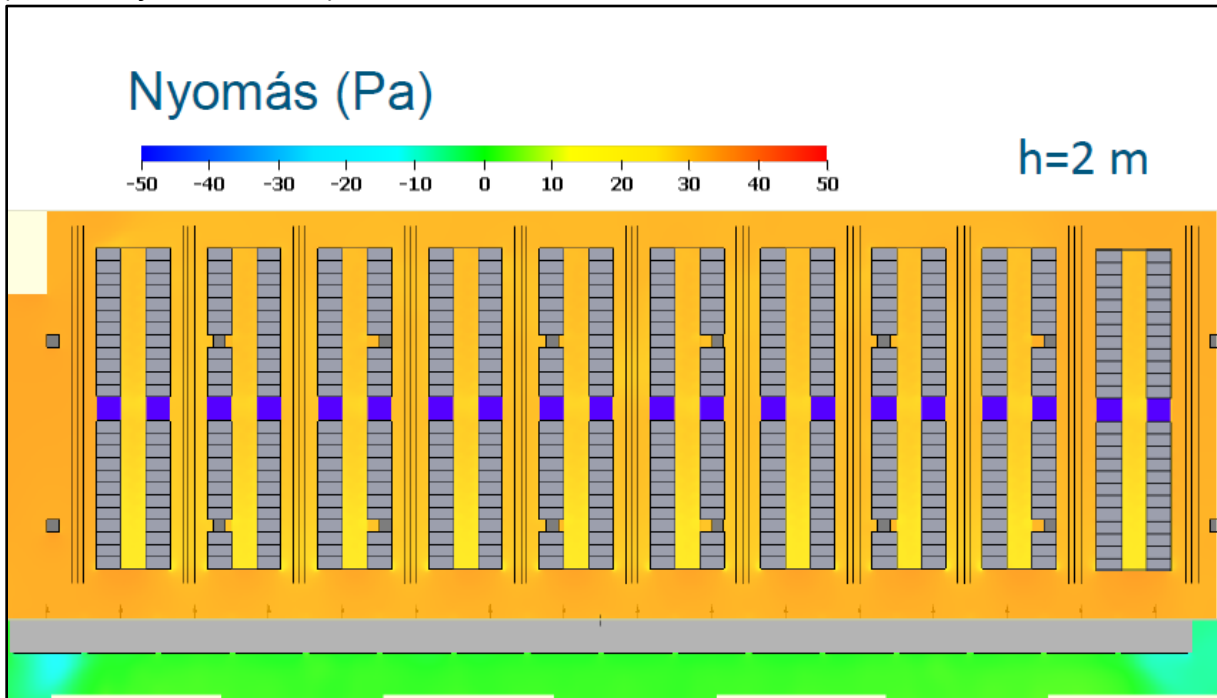


7.5. ábra: Szerverterem légsebesség grafikonja 4,6 méteres magasságban
(Forrás: Saját szerkesztés)

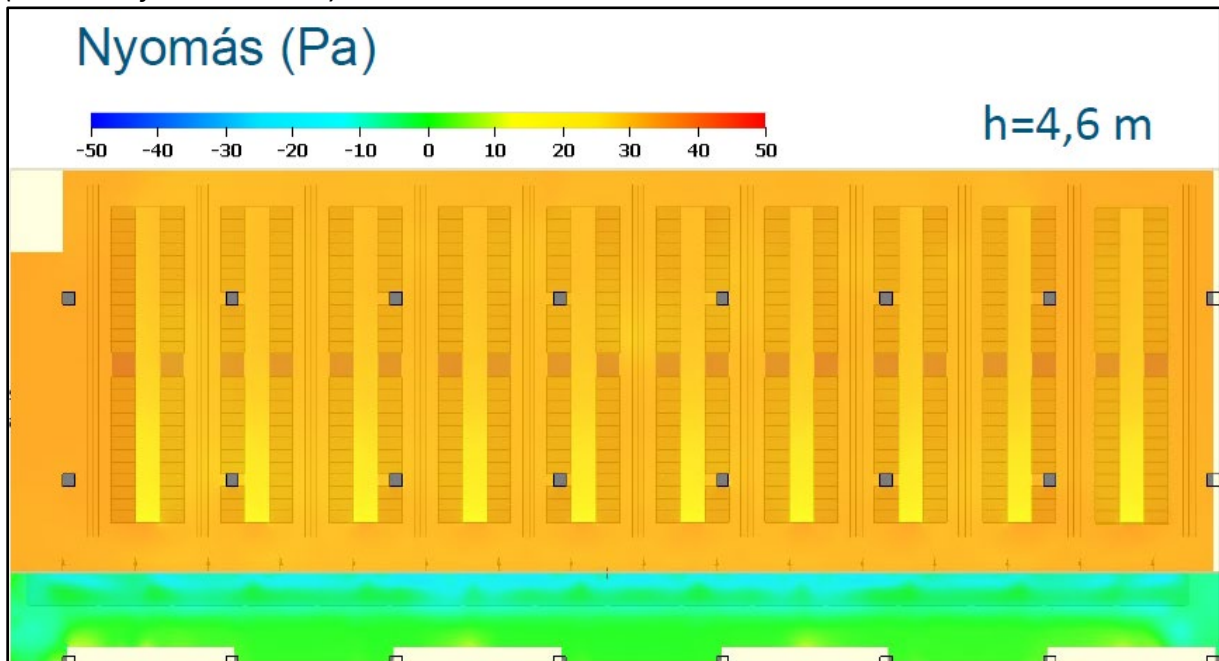


A 7.6-os és 7.7-es ábrán pedig a szerverteremben lévő nyomáseloszlás látható. A maximum nyomáskülönbség 39,49 Pa, míg az átlagos nyomáskülönbség 34,49 Pa.

7.6. ábra: Szerverterem nyomás grafikonja 2 méteres magasságban
(Forrás: Saját szerkesztés)

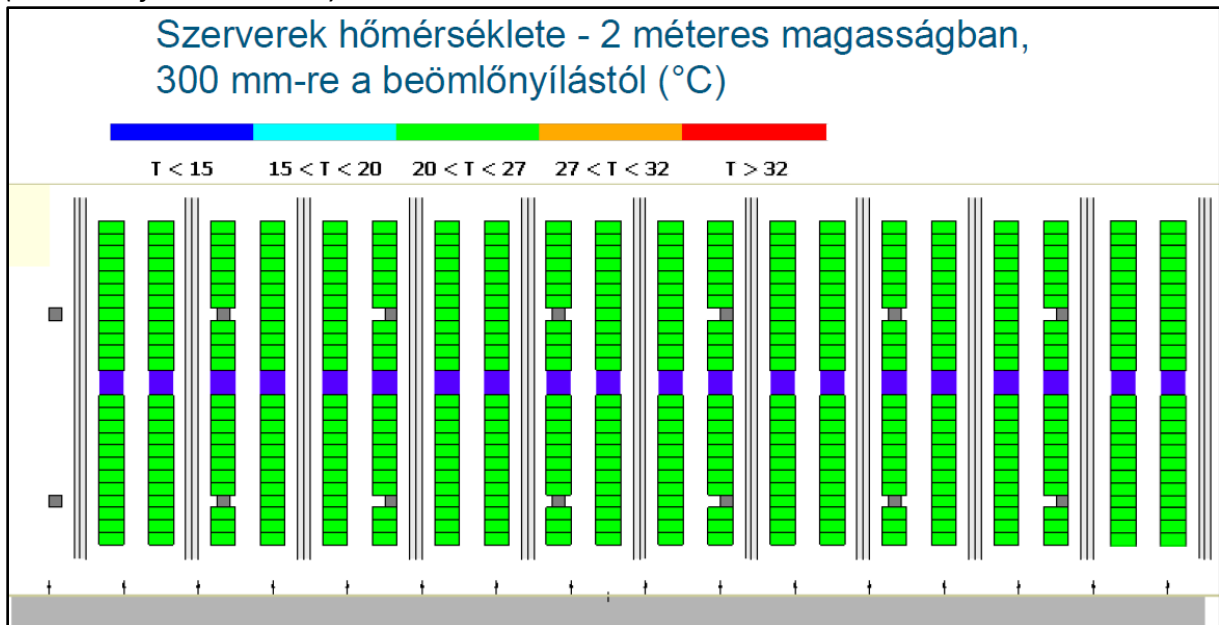


7.7. ábra: Szerverterem nyomás grafikonja 4,6 méteres magasságban
(Forrás: Saját szerkesztés)



A 7.8. ábrán pedig megfigyelhető a szerverek hőmérséklete. Látható, hogy kivétel nélkül, az összes szerver hőmérséklete a mérési pontban (2 méteres magasságban, 300 mm-re a beömlőnyílástól) 20 és 27 °C között van, mely kielégíti az igényeket.

7.8. ábra: Szerverek hőmérséklete a mérési pontban
(Forrás: Saját szerkesztés)



Összességében elmondható, hogy az adatközpont szervertermeiben így megvalósul egy olyan légállapot, melyben a szerverek a megfelelő hőmérsékleten tudnak működni.

Ahhoz, hogy a páratartalom is megfelelő értékek között legyen, légkezelő berendezésekkel, friss levegőt kell juttatni a szervertermekbe. Az 5. fejezetben már kiszámolt friss levegő igény 1 darab szerverterem esetén $\dot{V}_{friss} = 2700 \text{ m}^3/h$, és a szellőző levegő hőmérséklete $t_{SZ} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Ahhoz, hogy téli esetben is a megfelelő páratartalom biztosítva legyen, adiabatus nedvesítőt kell használni, melynek maximális vízigényét szintén kiszámoltam az 5. fejezetben: $\dot{m}_{v\acute{z}} = 75,09 \text{ l/h}$. Így a páratartalom a megfelelő tartományban (20-80%) lesz.

8 Összefoglalás

A dolgozatomban részletesen ismertettem az adatközpont hűtési rendszerének kialakítását, kiemelve a primer és szekunder hűtőkörök jellegzetességeit, illetve bemutattam, hogy miként teljesül a redundancia az adott rendszereknél. A hűtési megoldások számításai során a normál és a vészhelyzeti üzemállapotra vonatkozóan elemeztem a hűtőrendszerek hűtési teljesítményét, megmutatva, hogy a szabadhűtéses és a vízűtéses rendszerek miként képesek alkalmazkodni a változó környezeti feltételekhez, illetve üzemállapotokhoz. A részletek bemutatása mellett ábrákkal is szemléltettem a hűtési körök működését, megkönnyítve ezzel az összetett rendszerek megértését.

A következő részben elemeztem a kritikus és nem kritikus helyiségek különböző légtechnikai igényeit és redundanciáját. Bemutattam a légtechnikai rendszer kialakítását az adatközpont szervertermeiben. Ismertettem a szervertermek redundáns légkezelő rendszereket és az általuk biztosított frisslevegő ellátást, melyek méretezését számításokkal alá is támasztottam.

Továbbá szemléltettem a fűtéstechnikai megoldásokat, különös tekintettel az adatközpontok speciális igényeire. A hűtési rendszerből kinyerhető hő újrafelhasználását, mint távhőellátási lehetőséget is ebben a részben tárgyaltam, mely gazdasági szempont mellett környezeti szempontból is előnyös.

Végezetül a szerverterem légállapotát vizsgáltam, ahol a hidegfolyosó-melegfolyosó elrendezés szerinti hűtési megoldást alkalmaztam ventilátorfal (fanwall) megoldással. A hideglevegő közvetlenül a szerverterem légterébe kerül befújásra, és a felmelegedett levegő a melegfolyosókon keresztül távozik. A szerverterem hőmérsékletét és légsebességét CFD szimulációval vizsgáltam, és az eredményeket ábrákon szemléltettem. Ezek az ábrák bemutatták, hogy a szerverek hőmérséklete megfelelően 27 °C alatt marad, ami kielégíti az operációs követelményeket.

Összegésképpen, a dolgozatomban bemutattam, hogy az általam tervezett rendszer kialakítása és működése megfelelően biztosítja a szervertermek optimális légállapotát. Az elvégzett mérések és szimulációk alapján az adatközpont szervertermeiben megvalósul az ideális működési környezet, biztosítva a szerverek zavartalan és hatékony működését.

9 Summary

In my thesis, I described in detail the design of the data centre cooling system, highlighting the characteristics of the primary and secondary cooling circuits and how redundancy is achieved in the specific systems. In the calculations of the cooling solutions, I analysed the cooling efficiency of the cooling systems for normal and emergency operating scenarios, showing how free cooling and water cooling systems can adapt to changing environmental conditions and operating situations. In addition to showing the details, I have also illustrated the operation of the cooling circuits with diagrams to facilitate understanding of complex systems.

In the next section I have analysed the different ventilation requirements and redundancy of critical and non-critical rooms. I demonstrated the design of the air handling system in the data centre server rooms. I have described the fresh air supply provided by redundant air handling systems in the server rooms, the sizing of which has been supported by calculations.

I also illustrated heating solutions, with particular reference to the specific needs of data centres. The reuse of the heat recovered from the cooling system as a district heating option has also been discussed in this section, which is economically and environmentally beneficial.

Finally, I examined the air conditions in the server room, where I used a cold aisle-hot aisle cooling solution with a fanwall. Cold air is blown directly into the server room airspace and the heated air is exhausted through the hot aisles. The temperature and air velocity of the server room have been investigated by CFD simulation and the results are illustrated in diagrams. These plots showed that the server room temperature remained properly below 27°C, which satisfied the operational requirements.

In conclusion, I have shown in my thesis that the design and operation of my proposed system adequately ensures optimal air conditions in the server rooms. Based on the measurements and simulations carried out, the ideal operating environment is achieved in the data centre server rooms, ensuring the continuous and efficient operation of the servers.

10 Irodalomjegyzék

- Antal, M., Cioara, T., Anghel, I., Pop, C., Salomie, I. (2018). Transforming data centers in active thermal energy players in nearby neighborhoods. *Sustainability*, 10(4), 939.
- Antal, M., Cristea, A.-A., Pădurean, V.-A., Cioara, T., Anghel, I., Antal, C., Salomie, I., Saintherant, N. (2021). Heating homes with servers: Workload scheduling for heat reuse in distributed data centers. *Sensors*, 21(8), 2879.
- Baonga, J. B., Louahli-Gualous, H., Imbert, M. (2006). Experimental study of the hydrodynamic and heat transfer of free liquid jet impinging a flat circular heated disk. *Applied thermal engineering*, 26(11-12), 1125-1138.
- Bilal, K., Manzano, M., Khan, S. U., Calle, E., Li, K., Zomaya, A. Y. (2013). On the characterization of the structural robustness of data center networks. *IEEE Transactions on Cloud Computing*, 1(1), 1-1.
- Bitar, N., Gringeri, S., Xia, T. J. (2013). Technologies and protocols for data center and cloud networking. *IEEE Communications Magazine*, 51(9), 24-31.
- Bliedy, D., Mazen, S., Ezzat, E. (2018). Cost Model for Establishing a Data Center. *International Journal of Computer Science, Engineering and Applications (IJCSSEA) Vol, 8*.
- Brady, G. A., Kapur, N., Summers, J. L., Thompson, H. M. (2013). A case study and critical assessment in calculating power usage effectiveness for a data centre. *Energy Conversion and Management*, 76, 155-161.
- Brown, R. (2008). Report to congress on server and data center energy efficiency: Public law 109-431.
- Brunschwiler, T., Smith, B., Ruetsche, E., Michel, B. (2009). Toward zero-emission data centers through direct reuse of thermal energy. *IBM Journal of Research and Development*, 53(3), 11: 11-11: 13.
- Capozzoli, A., Primiceri, G. (2015). Cooling systems in data centers: state of art and emerging technologies. *Energy Procedia*, 83, 484-493.
- Chen, T., Gao, X., Chen, G. (2016). The features, hardware, and architectures of data center networks: A survey. *Journal of Parallel and Distributed Computing*, 96, 45-74.
- Chi, Y. Q., Summers, J., Hopton, P., Deakin, K., Real, A., Kapur, N., Thompson, H. (2014). Case study of a data centre using enclosed, immersed, direct liquid-cooled servers. 2014 Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM),
- Cho, J., Lim, T., Kim, B. S. (2012). Viability of datacenter cooling systems for energy efficiency in temperate or subtropical regions: Case study. *Energy and buildings*, 55, 189-197.
- Daraghme, H. M., Wang, C.-C. (2017). A review of current status of free cooling in datacenters. *Applied thermal engineering*, 114, 1224-1239.
- DATA, G. G. (2008). Center power efficiency metrics: PUE and dcie.
- Davies, G., Maidment, G., Tozer, R. (2016). Using data centres for combined heating and cooling: An investigation for London. *Applied thermal engineering*, 94, 296-304.
- Dayarathna, M., Wen, Y., Fan, R. (2015). Data center energy consumption modeling: A survey. *IEEE Communications surveys & tutorials*, 18(1), 732-794.
- DeCusatis, C. (2017). Data center architectures. In *Optical Interconnects for Data Centers* (pp. 3-41). Elsevier.
- Ebrahimi, K., Jones, G. F., Fleischer, A. S. (2014). A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and sustainable energy reviews*, 31, 622-638.

- Erden, H. S., Khalifa, H. E. (2015). Parameter estimation for lumped capacitance modeling of CRAH units during chilled water interruption. International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition,
- Erden, H. S., Yildirim, M. T., Koz, M., Khalifa, H. E. (2016). Energy assessment of CRAH bypass for enclosed aisle data centers. 2016 15th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm),
- ETSI, E. E. (2014). 300 019-1-3 V2. 3.2. *Equipment Engineering (EE)*, 1-3.
- Fakhim, B., Behnia, M., Armfield, S., Srinarayana, N. (2011). Cooling solutions in an operational data centre: A case study. *Applied thermal engineering*, 31(14-15), 2279-2291.
- Garday, D. (2007). Reducing data center energy consumption with wet side economizers. *White paper, Intel*.
- Garimella, S. V., Yeh, L.-T., Persoons, T. (2012). Thermal management challenges in telecommunication systems and data centers. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 2(8), 1307-1316.
- Greenberg, A., Hamilton, J. R., Jain, N., Kandula, S., Kim, C., Lahiri, P., Maltz, D. A., Patel, P., Sengupta, S. (2009). VL2: A scalable and flexible data center network. Proceedings of the ACM SIGCOMM 2009 conference on Data communication,
- Greenberg, S., Mills, E., Tschudi, B., Rumsey, P., Myatt, B. (2006). Best practices for data centers: Lessons learned from benchmarking 22 data centers. *Proceedings of the ACEEE summer study on energy efficiency in buildings in Asilomar, CA. ACEEE, August, 3*, 76-87.
- Guo, C., Lu, G., Li, D., Wu, H., Zhang, X., Shi, Y., Tian, C., Zhang, Y., Lu, S. (2009). BCube: a high performance, server-centric network architecture for modular data centers. Proceedings of the ACM SIGCOMM 2009 conference on Data communication,
- Guo, C., Wu, H., Tan, K., Shi, L., Zhang, Y., Lu, S. (2008). Dcell: a scalable and fault-tolerant network structure for data centers. Proceedings of the ACM SIGCOMM 2008 conference on Data communication,
- Haywood, A. M., Sherbeck, J., Phelan, P., Varsamopoulos, G., Gupta, S. K. (2015). The relationship among CPU utilization, temperature, and thermal power for waste heat utilization. *Energy Conversion and Management*, 95, 297-303.
- Huang, Q., Shao, S., Zhang, H., Tian, C. (2019). Development and composition of a data center heat recovery system and evaluation of annual operation performance. *Energy*, 189, 116200.
- Jaureguiualzo, E. (2011). PUE: The Green Grid metric for evaluating the energy efficiency in DC (Data Center). Measurement method using the power demand. 2011 IEEE 33rd International Telecommunications Energy Conference (INTELEC),
- Krishnapura, S., Musilli, J., Budhai, P. (2013). Intel IT: Extremely Energy-Efficient, High-Density Data Centers. *Space*, 1050U.
- Lei, N., Masanet, E. (2020). Statistical analysis for predicting location-specific data center PUE and its improvement potential. *Energy*, 201, 117556.
- Li, J., Jurasz, J., Li, H., Tao, W.-Q., Duan, Y., Yan, J. (2020). A new indicator for a fair comparison on the energy performance of data centers. *Applied Energy*, 276, 115497.
- Li, Z., Kandlikar, S. G. (2015). Current status and future trends in data-center cooling technologies. *Heat Transfer Engineering*, 36(6), 523-538.

- Ling, W., Bi, Z., Chen, T. (2023). A Simulation Study of Factors Affecting Cooling Performance of a Fan Wall-Cooled Data Center. *Energy Sustainability*,
- Meijer, G. I. (2010). Cooling energy-hungry data centers. *Science*, 328(5976), 318-319.
- Nada, S., Said, M. (2017). Effect of CRAC units layout on thermal management of data center. *Applied thermal engineering*, 118, 339-344.
- Nadjahi, C., Louahlia, H., Lemasson, S. (2018). A review of thermal management and innovative cooling strategies for data center. *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, 19, 14-28.
- Network, P. E. (2007). Five Strategies for Cutting Data Center Energy Costs Through Enhanced Cooling Efficiency. *A White Pap. From Expert. Business-Critical Contin.*
- Niemann, J., Brown, K., Avelar, V. (2011). Impact of hot and cold aisle containment on data center temperature and efficiency. *Schneider Electric Data Center Science Center, White Paper*, 135, 1-14.
- Niranjan Mysore, R., Pamboris, A., Farrington, N., Huang, N., Miri, P., Radhakrishnan, S., Subramanya, V., Vahdat, A. (2009). Portland: a scalable fault-tolerant layer 2 data center network fabric. Proceedings of the ACM SIGCOMM 2009 conference on Data communication,
- Ohadi, M., Dessiatoun, S., Choo, K., Pecht, M., Lawler, J. V. (2012). A comparison analysis of air, liquid, and two-phase cooling of data centers. 2012 28th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM),
- Oró, E., Allepuz, R., Martorell, I., Salom, J. (2018). Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an indoor swimming pool. *Sustainable cities and society*, 36, 185-203.
- Patankar, S. V. (2010). Airflow and cooling in a data center.
- Samba, A., Louahlia-Gualous, H., Le Masson, S., Nörterhäuser, D. (2013). Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments. *Applied thermal engineering*, 50(1), 1351-1360.
- Steinbrecher, R., Schmidt, R. (2011). Data center environments. *ASHRAE J*, 53(42), e9.
- Tschudi, B., Vangeet, O., Cooley, J., Azevedo, D. (2010). ERE: A metric for measuring the benefit of reuse energy from a data center. *White Paper*, 29, 82-83.
- Valiorgue, P., Persoons, T., McGuinn, A., Murray, D. (2009). Heat transfer mechanisms in an impinging synthetic jet for a small jet-to-surface spacing. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(4), 597-603.
- Wan, J., Zhou, J., Gui, X. (2020). Sustainability analysis of green data centers with CCHP and waste heat reuse systems. *IEEE Transactions on Sustainable Computing*, 6(1), 155-167.
- Wang, T., Su, Z., Xia, Y., Hamdi, M. (2014). Rethinking the data center networking: Architecture, network protocols, and resource sharing. *IEEE access*, 2, 1481-1496.
- Xiong, X., Fulpagare, Y., Lee, P. S. (2021). A numerical investigation of fan wall cooling system for modular air-cooled data center. *Building and Environment*, 205, 108287.
- Yuventi, J., Mehdizadeh, R. (2013). A critical analysis of power usage effectiveness and its use in communicating data center energy consumption. *Energy and buildings*, 64, 90-94.

11 Nyilatkozatok

NYILATKOZAT

a diplomadolgozat nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: Csaba Dávid
A Hallgató Neptun kódja: UX8060
A dolgozat címe: Nemzetközi adatközpont épületgépészeti rendszerei innováció és hatékonyság szempontjából
A megjelenés éve: 2024
A konzulens intézetének neve: Műszaki Intézet
A konzulens tanszékének a neve: Épületgépészeti és Energetikai Tanszék

Kijelentem, hogy az általam benyújtott diplomadolgozat egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, és az irodalomjegyzékben szerepeltettem.

Ha a fenti nyilatkozattal valótlan állítottam, tudomásul veszem, hogy a záróvizsga-bizottság a záróvizsgából kizár és a záróvizsgát csak új dolgozat készítése után tehetek.


A leadott dolgozat, mely PDF dokumentum, szerkesztését nem, megtekintését és nyomtatását engedélyezem.

Tudomásul veszem, hogy az általam készített dolgozatra, mint szellemi alkotás felhasználására, hasznosítására a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem mindenkori szellemi tulajdon-kezelési szabályzatában megfogalmazottak érvényesek.

Tudomásul veszem, hogy dolgozatom elektronikus változata feltöltésre kerül a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem könyvtári repozitori rendszerébe. Tudomásul veszem, hogy a megvédett és

- nem titkosított dolgozat a védést követően
- titkosításra engedélyezett dolgozat a benyújtásától számított 5 év eltelte után nyilvánosan elérhető és kereshető lesz az Egyetem könyvtári repozitori rendszerében.

Kelt: 2024 év 04 hó 18 nap


Hallgató aláírása



NYILATKOZAT

Csaba Domonkos (név) (hallgató Neptun azonosítója: nx8o60)
konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a diplomadolgozatot áttekintettem, a hallgatót az
irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól
tájékoztattam.

A diplomadolgozatot a záróvizsgán történő védésre **javaslom / nem javaslom**.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen **nem***

Kelt: 2024 év április hó 22 nap

belső konzulens

12 Mellékletek

I. melléklet - Fanwall adatlap

TECHNICAL SELECTION

Software version: ELCA World v. 1.8.3.0
User: Matteo Lazzari
Database version: 1.9.3.0
Print data:06/02/2024 15:24

TECHNICAL SELECTION

RCWALL 462 - Data Halls
Water cooled air coolers for IT Cooling



Model	RCWALL 462
Version	-
Frame	3H2
Primary circuit type	CHILLED WATER

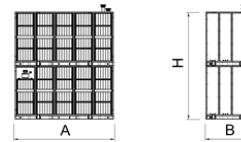
1.1 INDOOR UNIT

MAIN CIRCUIT			
DESIGN CONDITIONS		EMERGENCY OP.	NORMAL OP.
Dry bulb temperature	°C	35,0	35,0
Relative humidity	%	30	30
Altitude	m	140	140
Air flow	m ³ /h	83500	72500
ESP External Static Pressure	Pa	75	60
Fluid type		WATER	WATER
Glycol	%	0	0
Coil's inlet fluid temperature	°C	20,0	20,0
Coil's outlet fluid temperature	°C	32,0	32,0
Coil working pressure	kPa	1600	1600
PERFORMANCE AT DESIGN CONDITIONS			
Total cooling capacity gross	kW	303,6	261,5
Sensible cooling capacity gross	kW	303,6	261,5
Net cooling capacity	kW	290,6	252,5
Net sensible cooling capacity	kW	290,6	252,5
SHR		1,00	1,00
Fluid flow	l/s	6,08	5,39
Coil pressure drop	kPa	40	32
Leaving air temperature	°C	24,0	24,0
Leaving air relative humidity	%	56	56
FANS: Ziehl-Abegg RH63D-ZIK.GL.VR			
Fans type		EC BASIC	
Quantity	N°	8	
Air flow	m ³ /h	83500	72500
Fans power input	kW	12,9	9,0
Unit pressure drop	Pa	309	245
Cos phi	-	0,92	-
Unit pressure drop (clogged filter)	Pa	419	-
Fans power input (clogged filter)	kW	16,7	-
Fan balancing (ISO 1940)	mm/s	6,3	
Min fan speed [with active air flow alarm]	%	20 [50]	
ACCESSORIES			
FILTERS			
Accessory filter type		ePM10 50% (M5)	
CW VALVE			
Type		PICV	
Valve body		Danfoss AB-QM DN80	
Actuator		Danfoss AME 435 QM	
Quantity		1	

The performance shown are obtained from theoretical calculations and tolerances will apply. Rpt.version:1.0.7.0

WEIGHT & DIMENSIONS

A	mm	3600
B	mm	1600
H	mm	4000
Weight	kg	3000



ELECTRICAL DATA (refer to indoor unit)

Power supply	V/ph/Hz	400/3+N/50
Max Electrical power absorbed (FLI)	kW	36,8
Max absorbed current (FLA)	A	57,6

PIPEWORK CONNECTIONS

CHW Inlet/Outlet diameter	DN	80
Location of CHW pipework connections	-	Top
Type	-	Flanged PN16

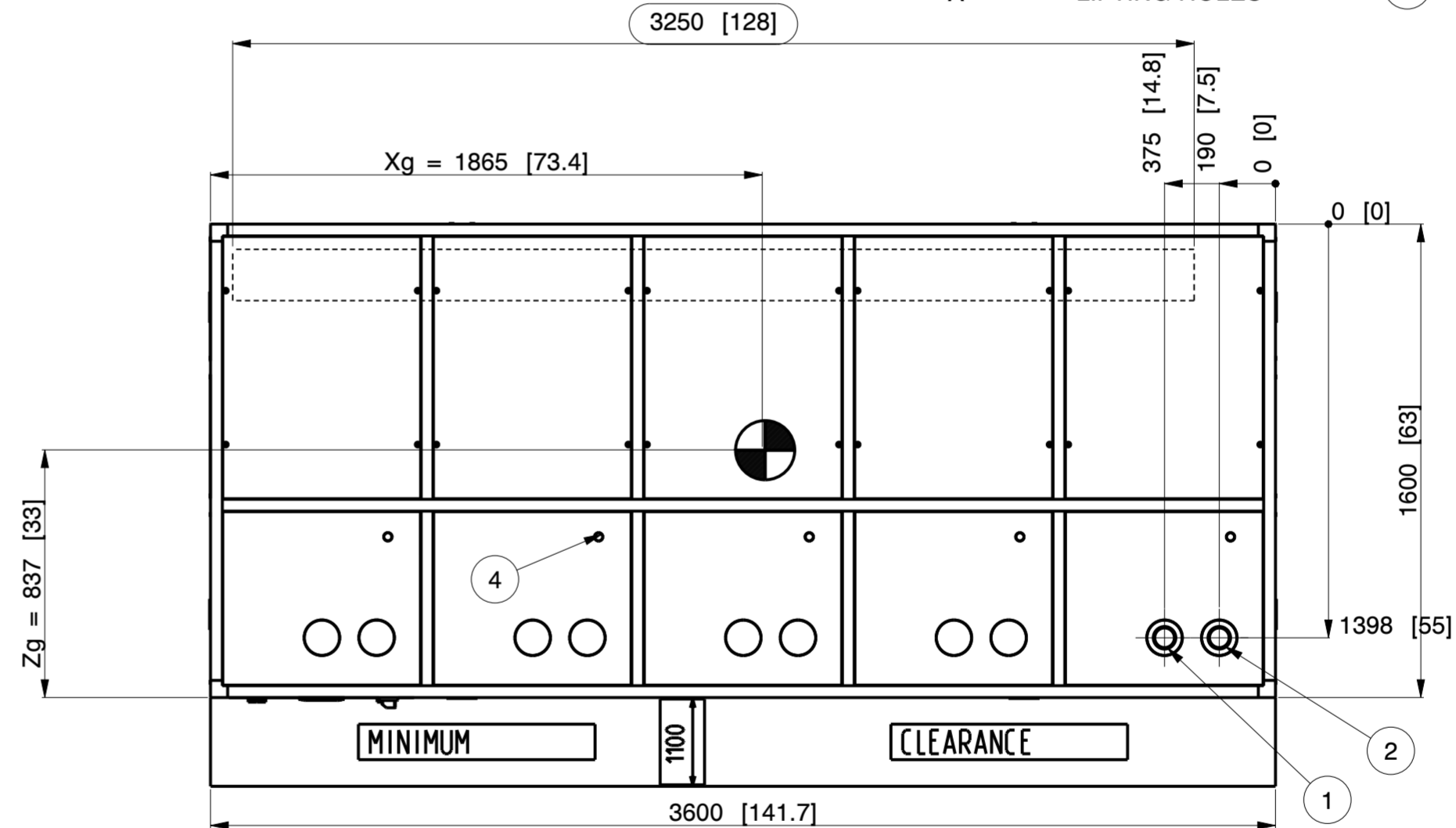
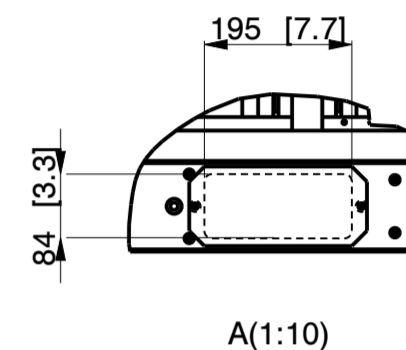
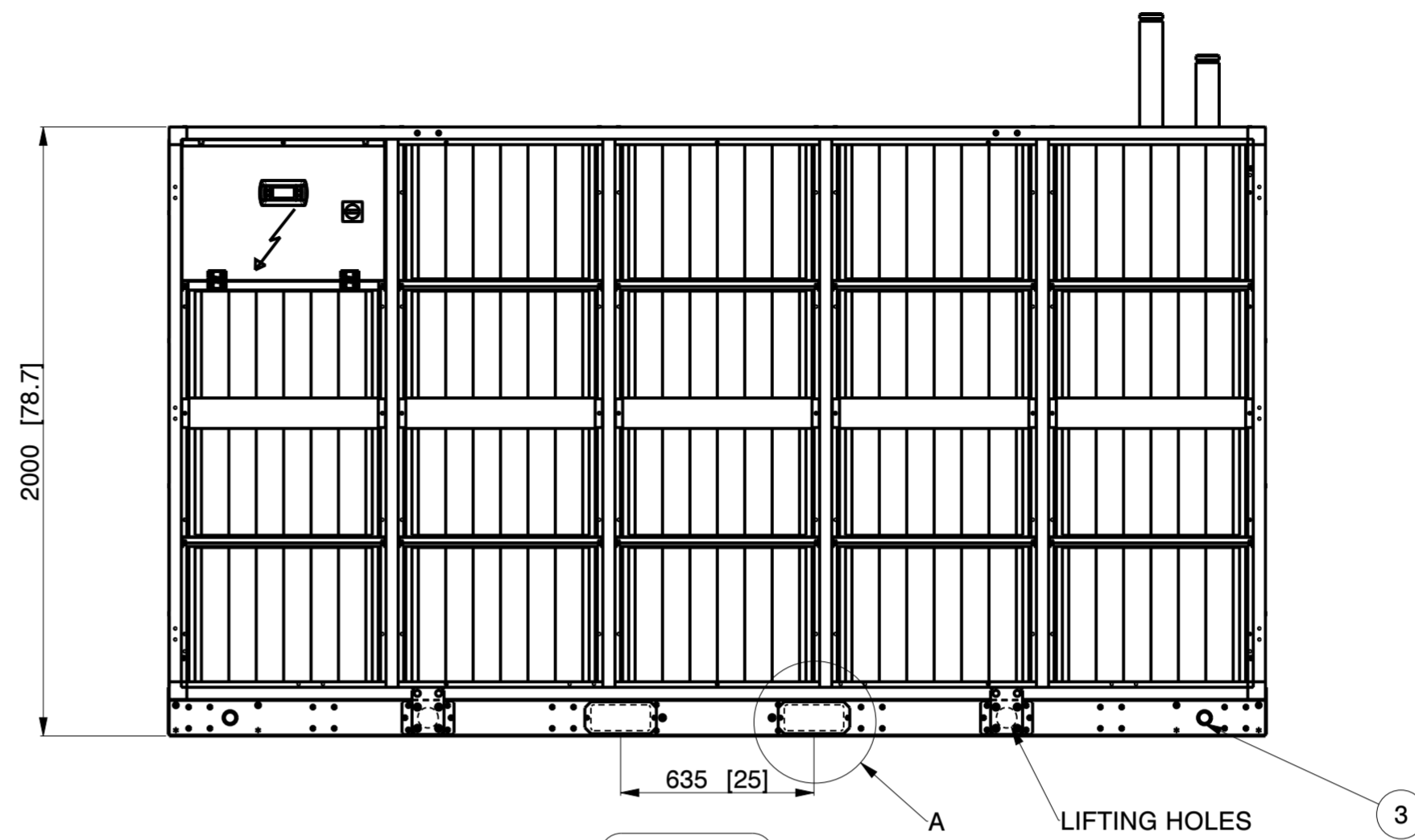
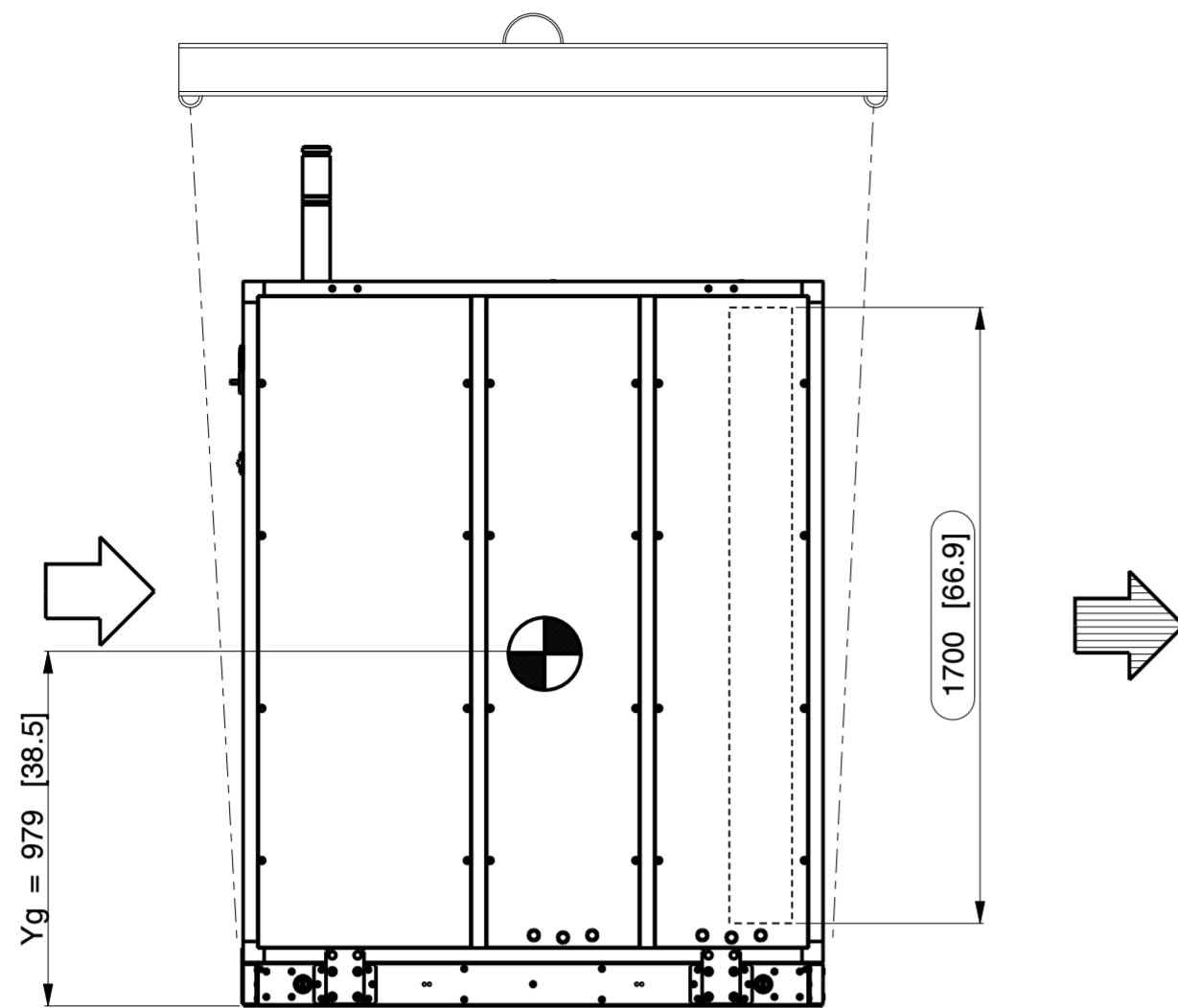
SEISMIC QUALIFICATION according to ICC ES AC156 (2020)

Maximum achieved seismicity - Sds for z/h=1	g	0,85
Maximum achieved seismicity - Sds for z/h=0	g	0,88

Notes: The evaluation criterion followed is aimed at providing supporting data for the architectural seismic certification of mechanical, electrical and other parts not considered "structural" that must be permanently connected to an architectural building or component. The integrity of the anchorage of the machine and of the components to the structure must be guaranteed by accepting small subsidence, small fractures and anomalies provided these do not have any impact on the safety of people during the seismic event

When installations in seismic zones are planned, the machines must be installed in an appropriate way:

- Follow and pay attention to installations instruction.
- Pay attention to anchoring to support structure.



- ENTRATA ARIA
-AIR INLET
- USCITA ARIA
-AIR OUTLET
- BARICENTRO
-CENTER OF GRAVITY
- SPAZIO DI RISPETTO
-MINIMUM CLEARANCE
- QUOTE USCITA ARIA
-AIR OUTLET DIM.
- QUOTE INGR. ARIA
-AIR INLET DIM.

mm [inches]

CONNESSIONI / CONNECTIONS			
4	ALIMENTAZIONE ELETTRICA	ELECTRICAL FEEDING	
3	SCARICO CONDENSA	DRAIN DISCHARGE	
2	USCITA ACQUA REFRIGERATA 3" VICTAULIC	WATER OUTLET 3" VICTAULIC	
1	INGRESSO ACQUA REFRIGERATA 3" VICTAULIC	WATER INLET 3" VICTAULIC	
3	/	/	/
2	/	/	/
1	/	/	/
REV.N°	DESCRIPTION		DATE DRAWN
DESCRIPTION: RCWALL M1 462			MITSUBISHI ELECTRIC HYDRONICS & IT COOLING SYSTEMS S.p.A.
DRAWN:	R.S.	DATE: 05.09.23	AUDITED:
SCALE:	SIZE: A2	N° SHEET: 1-2	SUBSTITUTES N°:
DRAWING N°: D5T6105US1-00			REV.N°:
<small>CONFIDENTIAL DOCUMENT PROPERTY OF MEHITS SPA IT CANNOT BE REPRODUCED NOR DELIVERED WITHOUT COMPANY WRITTEN CONSENT</small>			

II. melléklet - Hűtési kapacitás számítás

Hűtési kapacitás számítás - A1			
Tárgy	Hűtési kapacitás számítás - A1		
Hűtési teljesítmény számítása - áttekintés			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Hűtési teljesítmény - Összes szükséges - A1 épületrész			
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Szerverterem részére - A1 épületrész	2110	kW	
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Kisfeszültségű helyiségek részére - A1 épületrész	1200	kW	
Összes szükséges hűtési teljesítmény az Elektromos felszállóvezetékek részére - A1 épületrész	45	kW	
Összes szükséges hűtési teljesítmény az alacsony hőmérsékletű rendszer vízhűtési kondenzátorai számára - A1 épületrész	1152	kW	
Összesen szükséges hűtési teljesítmény - A1 épületrész	23506	kW	
Szekunder hűtővízrendszer - Áramlás - A1 épületrész			
Teljes hűtővíz-áramlás a Fanwallakon keresztül a szerverterembe - A1 épületrész	420,8	l/s	
Teljes hűtővíz-áramlás a CRAH egységeken keresztül a Kisfeszültségű helyiségekbe - A1 épületrész	28,7	l/s	
Teljes hűtővíz-áramlás a FC egységeken keresztül az Elektromos felszállóvezetékekhez - A1 épületrész	0,9	l/s	
Teljes hűtővíz-áramlás a vízhűtési hűtők (WCC) számára - Alacsony hőmérsékletű rendszer - A1 épületrész	23,0	l/s	
Teljes szekunder hűtővíz-áramlás - A1 épületrész	473,4	l/s	
Tervezési dT - Szekunder hűtővízrendszer	11,9	°C	
Szekunder hűtővízrendszer - Hőmérséklet (vizoldal)			
Előremenő hűtővíz hőmérséklet	20	°C	
Visszatérő hűtővíz hőmérséklet	31,9	°C	
Tervezési dT	11,9	°C	
Hűtési modul (CGM) - Normál üzemmód			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Hűtési modul (CGM) - Normál üzemmód - Általános			Hűtési modul (CGM) = 1 db Előregyártott szivattyúház (PPR) + 1 db Vízhűtési hűtőberendezés (WCC)
A telepített CGM-ek összes száma N-ben - A1 épületrész	11		
Redundáns CGM-ek - A1 épületrész	1		N+1 redundancia épületrészenként
A telepített CGM-ek teljes száma - A1 épületrész	12		
Az ebben a forgatókönyvben feltételezhetően aktív CGM-ek száma	12		Normál működés -> Redundáns CGM-ek működésben
Összes hűtési teljesítmény CGM-enként (normál üzemmódban)	1959	kW	
Teljes szekunder hűtővíz-áramlás CGM-enként (normál üzemmódban)	39,5	l/s	
Vízhűtési hűtőberendezések (WCC) - Normál üzemmódban - A1 épületrész			
Alacsony kondenzációs hőmérsékletű WCC-k összes telepített száma - A1 épületrész	10	-	
Magas kondenzációs hőmérsékletű WCC-k összes telepített száma - A1 épületrész	2	-	A magas kondenzációs hőmérsékletű hűtők távfűtést biztosíthatnak (igény esetén).
A telepített WCC-k száma összesen	12		
Az ebben a forgatókönyvben aktívnak feltételezett WCC-k száma összesen - A1 épületrész	12		Normál működés - Minden WCC üzemel
Hűtési teljesítmény - alacsony kondenzációs hőmérsékletű WCC-nként - A1 épületrész	1959	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Hűtési teljesítmény - magas kondenzációs hőmérsékletű WCC-nként - A1 épületrész	1959	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Alacsony kondenzációs hőmérsékletű WCC-k EER értéke - A1 épületrész	4,95	-	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Magas kondenzációs hőmérsékletű WCC-k EER értéke - A1 épületrész	4,95	-	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Hőleadás WCC kondenzátornál alacsony kondenzációs hőmérsékleten	2355	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Hőleadás WCC kondenzátornál magas kondenzációs hőmérsékleten	2355	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
A WCC kondenzátorok teljes Hőleadás - A1 épületrész	28255	kW	Normál működés - Minden WCC üzemel
Hűtővíz áramlás (35% PG) - WCC kondenzátor (35% PG)	110,0	l/s	Feltételezzük, hogy nincs távfűtés -> Feltételezzük, hogy minden WCC azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.
Tervezési dT a WCC-k kondenzátorai esetében (35% PG)	5,5	K	Feltételezzük, hogy nincs távfűtés -> Feltételezzük, hogy minden WCC azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.
Kondenzátor belépő vízhőmérséklet - WCC (35% PG)	49	°C	Feltételezzük, hogy nincs távfűtés -> Feltételezzük, hogy minden WCC azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.
Kondenzátor kilépő vízhőmérséklet - WCC (35% PG)	54,5	°C	
Szárazlevegős hűtőberendezések (DAC) - Normál üzemmódban - A1 épületrész			
A DAC-ok teljes hőleadása - A1 épületrész	28255	kW	35% PG a primer rendszerben
A telepített DAC-ok összes száma N-ben - A1 épületrész	11		
Redundáns DAC-ok - A1 épületrész	1		N+1 redundancia épületrészenként
A telepített DAC-ok teljes száma - A1 épületrész	12		
Az ebben a forgatókönyvben feltételezhetően aktív DAC-ok száma	12		Normál működés - Minden DAC működésben
Teljes hőelvonás DAC-onként (normál üzemmód)	2355	kW	Ebben a teljesítményszámításban nem feltételezzük a távfűtést keresztül történő hővisszanyerést.
Primer hűtővíz áramlás (35% PG) - DAC	110	l/s	
Az ebből adódó dT a DAC-ok esetében (35% PG)	5,5	K	
Hűtővíz belépő vízhőmérséklet (35% PG)	54,5	°C	
Hűtővíz kilépő vízhőmérséklet (35% PG)	49	°C	A berendezés szállítója szerint; 40dC belépő levegőhőmérséklettel (ASHRAE N=20 (38,3 °C) + 1,7 °C recirkuláció)
Hűtési modul (CGM) - Vészhelyzeti működés			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Hűtési modul (CGM) - Vészhelyzeti működés - Általános			Hűtési modul (CGM) = 1 db Előregyártott szivattyúház (PPR) + 1 db Vízhűtési hűtőberendezés (WCC)
A telepített CGM-ek összes száma N-ben - A1 épületrész	11		
Redundáns CGM-ek - A1 épületrész	1		N+1 redundancia épületrészenként
A telepített CGM-ek teljes száma - A1 épületrész	12		
Az ebben a forgatókönyvben feltételezhetően aktív CGM-ek száma	11		Vészhelyzeti üzemmód -> 1 db CGM meghibásodása
Összes hűtési teljesítmény CGM-enként (vészhelyzeti működés)	2137	kW	
Teljes szekunder hűtővíz-áramlás CGM-enként (vészhelyzeti működés)	43,0	l/s	

Vízűtéses hűtőberendezések (WCC) - Vészhelyzeti üzemmódban - A1 épületrész			
Alacsony kondenzációs hőmérsékletű WCC-k összes telepített száma - A1 épületrész	10	-	
Magas kondenzációs hőmérsékletű WCC-k összes telepített száma - A1 épületrész	2	-	A magas kondenzációs hőmérsékletű hűtők távfűtést biztosíthatnak (igény esetén).
A telepített WCC-k száma összesen	12		
Az ebben a forgatókönyvben aktívnak feltételezett WCC-k száma összesen - A1 épületrész	11		Vészhelyzeti üzemmód - 1 db WCC meghibásodása
Hűtési teljesítmény - alacsony kondenzációs hőmérsékletű WCC-nként - A1 épületrész	2137	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Hűtési teljesítmény - magas kondenzációs hőmérsékletű WCC-nként - A1 épületrész	2137	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Alacsony kondenzációs hőmérsékletű WCC-k EER értéke - A1 épületrész	4,95	-	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Magas kondenzációs hőmérsékletű WCC-k EER értéke - A1 épületrész	4,95	-	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Hőleadás WCC kondenzátornál alacsony kondenzációs hőmérsékleten	2569	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
Hőleadás WCC kondenzátornál magas kondenzációs hőmérsékleten	2569	kW	Az értéket a beszállítónak meg kell erősítenie
A WCC kondenzátorok teljes Hőleadás - A1 épületrész	28255	kW	1 db Alacsony kondenzációs hőmérsékletű WCC meghibásodása feltételezett
c'p értéke (35% PG)	3,9	-	35%-os propilén-glikol esetén 50 °C-on
Hűtővíz áramlás (35% PG) - WCC kondenzátor (35% PG)	110,0	l/s	Feltételezzük, hogy nincs távfűtés -> Feltételezzük, hogy minden WCC azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.
Tervezési dT a WCC-k kondenzátorai esetében (35% PG)	6,0	K	Feltételezzük, hogy nincs távfűtés -> Feltételezzük, hogy minden WCC azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.
Kondenzátor belépő vízhőmérséklet - WCC (35% PG)	49	°C	Feltételezzük, hogy nincs távfűtés -> Feltételezzük, hogy minden WCC azonos teljesítményen és alacsony kondenzációs hőmérsékleten működik.
Kondenzátor kilépő vízhőmérséklet - WCC (35% PG)	55,0	°C	
Száraszevegős hűtőberendezések (DAC) - Vészhelyzeti üzemmódban - A1 épületrész			
A DAC-ok teljes hőleadása - A1 épületrész	28255	kW	35% PG a primer rendszerben
A telepített DAC-ok összes száma N-ben - A1 épületrész	11		
Redundáns DAC-ok - A1 épületrész	1		N+1 redundancia épületrészenként
A telepített DAC-ok teljes száma - A1 épületrész	12		
Az ebben a forgatókönyvben feltételezhetően aktív DAC-ok száma	11		Emergency Operations - All DACs assumed to be operative
Teljes hőelvonás DAC-onként (vészhelyzeti üzemmód)	2569	kW	Ebben a teljesítményszámításban nem feltételezzük a távfűtésen keresztül történő hővisszanyerést.
c'p értéke (35% PG)	3,9	-	35%-os propilén-glikol esetén 50 °C-on
Primer hűtővíz áramlás (35% PG) - DAC	110	l/s	
Az ebből adódó dT a DAC-ok esetében (35% PG)	6	K	
Hűtővíz belépő vízhőmérséklet (35% PG)	55	°C	
Hűtővíz kilépő vízhőmérséklet (35% PG)	49	°C	A berendezés szállítója szerint; 40dC belépő levegőhőmérséklettel (ASHRAE N=20 (38.3 °C) + 1,7 °C recirkuláció)

Szerverterem			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Szerverterem - Általános			
Kisfeszültségű helyiségek száma összesen - 20 MW-os informatikai teljesítményenként / A1 épületrész	5		
Szerverterem - Hőmérsékletek (Levegő oldal)			
Befújt levegő Hőmérséklet	24	°C	
Visszatérő levegő Hőmérséklet	35	°C	
Szerverterem - Hőmérsékletek (Vízoldal)			
Előremenő hűtővíz hőmérséklet	20	°C	
Visszatérő hűtővíz hőmérséklet	32	°C	
Suite_A-L0-100 - Hűtési terhelés			
IT terhelés	4000	kW	
Világítás terhelése	9,28	kW	8 W/m ² -t feltételezve
Épületből adódó hőterhelés	11,60	kW	10 W/m ² -t feltételezve (belső terü. helyiség)
Fanwall ventilátor teljesítmény	201,04	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Teljes hűtési teljesítmény	4222	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátorok teljesítményének hőterhelését)
Nettó hűtési teljesítmény	4021	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Suite_A-L0-100 - Fanwall Mennyisége			
A Fanwallok száma N konfigurációban	14		
A redundáns Fanwallok száma	2		
A Fanwallok száma összesen	16		Kettős megtáplálás N+2
Szükséges Fanwallok száma összesen (A1 épületrész)	80		5 db adatközpont az A1 épületrészben
Suite_A-L0-100 - Fanwall hűtési teljesítmény (normál üzemmódban)			
Működő Fanwall-ok száma ilyen esetben	16		Normál üzemmód -> Minden Fanwall működőképes
Fanwall Teljes hűtőtelteljesítménye egységenként (normál üzemmódban)	263,9	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátorok teljesítményének hőterhelését)
Fanwall Nettó hűtőtelteljesítménye egységenként (normál üzemmódban)	251,3	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Suite_A-L0-100 - Fanwall hűtési teljesítmény (Fanwall üzemzavar esetén)			
Működő Fanwall-ok száma ilyen esetben	14		Üzemzavar esetén -> N db Fanwall működésben
Fanwall Teljes hűtőtelteljesítménye egységenként (üzemzavar esetén)	301,6	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátorok teljesítményének hőterhelését)
Fanwall Nettó hűtőtelteljesítménye egységenként (üzemzavar esetén)	287,2	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Szerverterem - Teljes hűtési terhelés - 20 MW-os informatikai teljesítményenként / A1 épületrész			
Teljes IT terhelés	20000	kW	5 db szerverteremben
A világításból adódó teljes terhelés	46,4	kW	8 W/m ² -t feltételezve
Az épületből adódó teljes terhelés	58	kW	10 W/m ² -t feltételezve (belső terü. helyiség)
Fanwall ventilátorok összes hőterhelése	1005	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Szerverterem részére - A1 épületrész	21110	kW	
Tervezési dT	12	K	
Teljes hűtővíz-áramlás a Fanwallokon keresztül a szerverterembe - A1 épületrész	420,8	l/s	
Kisfeszültségű helyiségek (LV rooms)			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Kisfeszültségű helyiségek - Általános			
Kisfeszültségű helyiségek száma összesen - 20 MW-os informatikai teljesítményenként / A1 épületrész	12		
Kisfeszültségű helyiségek - Hőmérsékletek (Levegő oldal)			
Befújt levegő Hőmérséklet	24	°C	
Visszatérő levegő Hőmérséklet	34	°C	
Kisfeszültségű helyiségek - Hőmérsékletek (Vízoldal)			
Előremenő hűtővíz hőmérséklet	20	°C	
Visszatérő hűtővíz hőmérséklet	30	°C	
Kisfeszültségű helyiségek - CRAH Mennyiség			
CRAH egységek száma N konfigurációban (helyiségenként)	1		
A tartalék CRAH egységek száma (helyiségenként)	1		
Összesen telepített CRAH egység száma (helyiségenként)	2		
A Kisfeszültségű helyiségekhez szükséges CRAH-egységek teljes száma - A1 épületrész	24		
Kisfeszültségű helyiségek - Hűtési terhelés (normál üzemmód)			
IT és MECH UPS veszteségek - Hűtési terhelés (helyiségenként)	68,1	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint (83 %-a az elektromos meghibásodási módoknak)
Kisfeszültségű elosztó és gyűjtősín veszteségek - Hűtési terhelés (helyiségenként)	24,6	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint (69 %-a az elektromos meghibásodási módoknak)
Világítás - Hűtési terhelés (helyiségenként)	0,7	kW	8 W/m ² -t feltételezve
Épületből adódó - Hűtési terhelés (helyiségenként)	1,8	kW	20 W/m ² -t feltételezve
CRAH ventilátorteljesítmény - Hűtési terhelés (helyiségenként)	4,8	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Teljes hűtőtelteljesítmény (helyiségenként) (normál üzemmódban)	100,0	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátor teljesítményének hőterhelését)
Nettó hűtőtelteljesítmény (helyiségenként) (normál üzemmódban)	95,2	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Kisfeszültségű helyiségek - CRAH hűtési teljesítmény (normál üzemmódban)			
Az ebben a forgatókönyvben működő CRAH-ok száma (helyiségenként)	2		Normál üzemmód -> Minden CRAH működőképes
CRAH Összes hűtési teljesítmény egységenként (normál üzemmódban)	50,0	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátor teljesítményének hőterhelését)
CRAH Nettó hűtési teljesítmény egységenként (normál üzemmódban)	47,6	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Kisfeszültségű helyiségek - CRAH hűtési teljesítmény (CRAH Meghibásodás)			
Az ebben a forgatókönyvben működő CRAH-ok száma (helyiségenként)	1		CRAH meghibásodási eset -> Nincs elektromos meghibásodás (normál üzemmód)
CRAH Összes hűtési teljesítmény egységenként (CRAH meghibásodás)	100,0	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátor teljesítményének hőterhelését)
CRAH Nettó hűtési teljesítmény egységenként (CRAH meghibásodás)	95,2	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Kisfeszültségű helyiségek - Hűtési terhelés (elektromos meghibásodás)			
IT és MECH UPS veszteségek - Hűtési terhelés (helyiségenként)	81,8	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint
Kisfeszültségű elosztó és gyűjtősín veszteségek - Hűtési terhelés (helyiségenként)	35,6	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint
Világítás - Hűtési terhelés (helyiségenként)	0,7	kW	8 W/m ² -t feltételezve
Épületből adódó - Hűtési terhelés (helyiségenként)	1,8	kW	20 W/m ² -t feltételezve
CRAH ventilátorteljesítmény - Hűtési terhelés (helyiségenként)	6,0	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Teljes hűtőtelteljesítmény (helyiségenként) (elektromos meghibásodás)	125,9	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátor teljesítményének hőterhelését)
Nettó hűtőtelteljesítmény (helyiségenként) (elektromos meghibásodás)	119,9	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Kisfeszültségű helyiségek - Hűtési terhelés (elektromos meghibásodás)			
Az ebben a forgatókönyvben működő CRAH-ok száma (helyiségenként)	2		Elektromos üzemzavar -> Minden CRAH működőképes
CRAH Teljes hűtőtelteljesítmény egységenként (Elektromos hiba)	62,9	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátor teljesítményének hőterhelését)
CRAH Nettó hűtőtelteljesítmény egységenként (Elektromos hiba)	60,0	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Kisfeszültségű helyiségek - Teljes hűtési terhelés / A1 épületrész			
IT és MECH UPS veszteségek - Teljes hűtési terhelés	817,6	kW	A 12 db kisfeszültségű helyiségen keresztül
Kisfeszültségű elosztó és gyűjtősín veszteségek - Teljes hűtési terhelés	294,9	kW	
Világítás - Teljes hűtési terhelés	8,6	kW	8 W/m ² -t feltételezve
Épületből adódó - Teljes hűtési terhelés	21,6	kW	20 W/m ² -t feltételezve
CRAH ventilátorteljesítmény - Teljes hűtési terhelés	57,1	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Összes szükséges hűtési teljesítmény a Kisfeszültségű helyiségek részére - A1 épületrész	1200	kW	
Tervezési dT	10	K	A CRAH kiválasztás szerint
Teljes hűtővíz-áramlás a CRAH egységeken keresztül a Kisfeszültségű helyiségekbe - A1 épületrész	28,7	l/s	

Elektromos felszállóvezetékek (Függőleges Elosztás)			
	Érték	Me.	Megjegyzések
Elektromos felszállóvezetékek (függőleges elosztás) - Hűtési terhelés / A1 épületrész			
Elektromos felszállóvezetékek (függőleges elosztás) - A-L0-902 + A-L0-903	21,2	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint
Elektromos felszállóvezetékek (függőleges elosztás) - A-L0-904	21,2	kW	Elektromos hőterhelés-számítás szerint
FCU ventilátorteljesítmény (Összesen - minden felszállóhoz - becslés)	2,1	kW	A teljes hűtési terhelés 5%-a
Összes szükséges hűtési teljesítmény az Elektromos felszállóvezetékek részére - A1 épületrész	45	kW	A teljes hűtés (beleértve a ventilátorok teljesítményének hőterhelését)
Tervezési dT	12	K	
Teljes hűtővíz-áramlás a FC egységeken keresztül az Elektromos felszállóvezetékhez - A1 épületrész	0,9	l/s	
Elektromos felszállóvezetékek (Függőleges Elosztás) - FCU Mennyiség			
FC egységek száma N konfigurációban (felszállóvezetékenként)	1		
A tartalék FC egységek száma (felszállóvezetékenként)	1		
Összesen telepített FC egység száma (felszállóvezetékenként)	2		N+1
A Elektromos felszállóvezetékek szükséges FC egységek teljes száma - A1 épületrész	4		
Elektromos felszállóvezetékek (Függőleges Elosztás) - FC hűtési teljesítmény (normál üzemmódban)			
Az ebben a forgatókönyvben működő FC-ok száma (helyiségenként)	2		Normál üzemmód -> Minden FC működőképes
Nettó hűtési teljesítmény egységenként (normál üzemmódban) - A-L0-902 + A-L0-903	10,6	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Nettó hűtési teljesítmény egységenként (normál üzemmódban) - A-L0-904	10,6	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Elektromos felszállóvezetékek (Függőleges Elosztás) - FC hűtési teljesítmény (vészhelyzeti működés)			
Az ebben a forgatókönyvben működő FC-ok száma (helyiségenként)	1		Vészhelyzeti művelet -> 1 db FC meghibásodás
Nettó hűtési teljesítmény egységenként (vészhelyzeti működés) - A-L0-902 + A-L0-903	21,2	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Nettó hűtési teljesítmény egységenként (vészhelyzeti működés) - A-L0-904	21,2	kW	Nettó hűtés (a ventilátor teljesítményének hőterhelése nélkül)
Vízűtéses hűtők (WCC) kondenzátorai - Alacsony hőmérsékletű hűtőrendszer			
Vízűtéses hűtők (WCC) kondenzátorai - Alacsony hőmérsékletű rendszer - Általános			
Alacsony hőmérsékletű rendszer vízűtéses kondenzátorainak teljes száma - A1 épületrész	2	-	
Termelt kondenzátorhő - Alacsony hőmérsékletű vízűtéses hűtőrendszerenként	576	kW	480 kW hűtési teljesítményt feltételezve 5-ös COP mellett
Vízűtéses hűtők (WCC) kondenzátorai - Alacsony hőmérsékletű rendszer / A1 épületrész			
Kondenzátor hőtermelés (A1 épületrész)	1152	kW	
Tervezési dT	12	K	A kondenzátor a keveredés után 6K dT-nél működik. Csatlakozás a fő hűtővízrendszerhez 12K dT-nél.
Teljes hűtővíz-áramlás a vízűtéses hűtők (WCC) számára - Alacsony hőmérsékletű rendszer - A1 épületrész	23,0	l/s	A kondenzátor a keveredés után 6K dT-nél működik. Csatlakozás a fő hűtővízrendszerhez 12K dT-nél.
Cooling Overview			
	Value	Unit	Remarks
Fanwalls			
Fanwalls - Redundancy per Vault	N+2	-	
Fanwalls - Max required Net Cooling	287,2	kW	
Fanwalls - Total amount of units required per Building Block (A1)	80	-	
Water Cooled Chillers - High Condenser Temperature (HCT) + Low Condenser Temperature (LCT) units			
Water Cooled Chillers - Redundancy per Building Block	N+1	-	
Water Cooled Chillers - Max required Net Cooling	2137	kW	
Water Cooled Chillers - Total amount of units required per Building	12	-	Of which: 2x (WCC-HCT) and 10x (WCC-LCT) per building block (A1)
Száraz levegős hűtők (Dry Air Coolers /DAC/)			
Dry Air Coolers - Redundancy per Building Block	N+1	-	
Dry Air Coolers - Max required Heat rejection - Chiller System	2569	kW	35% PG in primary system - Inlet temperature 55dC / Outlet temperature 49dC
Dry Air Coolers - Total amount of units required per Building Block	12	-	
LV Room CRAHs			
LV Room CRAHs - Redundancy per LV Room	N+1	-	
LV Room CRAHs - Max required Net Cooling	95,2	kW	
LV Room CRAHs - Total amount of units required per Building Block	24	-	

III. melléklet - WCC adatlap

**Pos. 1.1 Ölfreier Turbo-Flüssigkeitskühlsatz,
Quantum W2020-T4I00-1010**

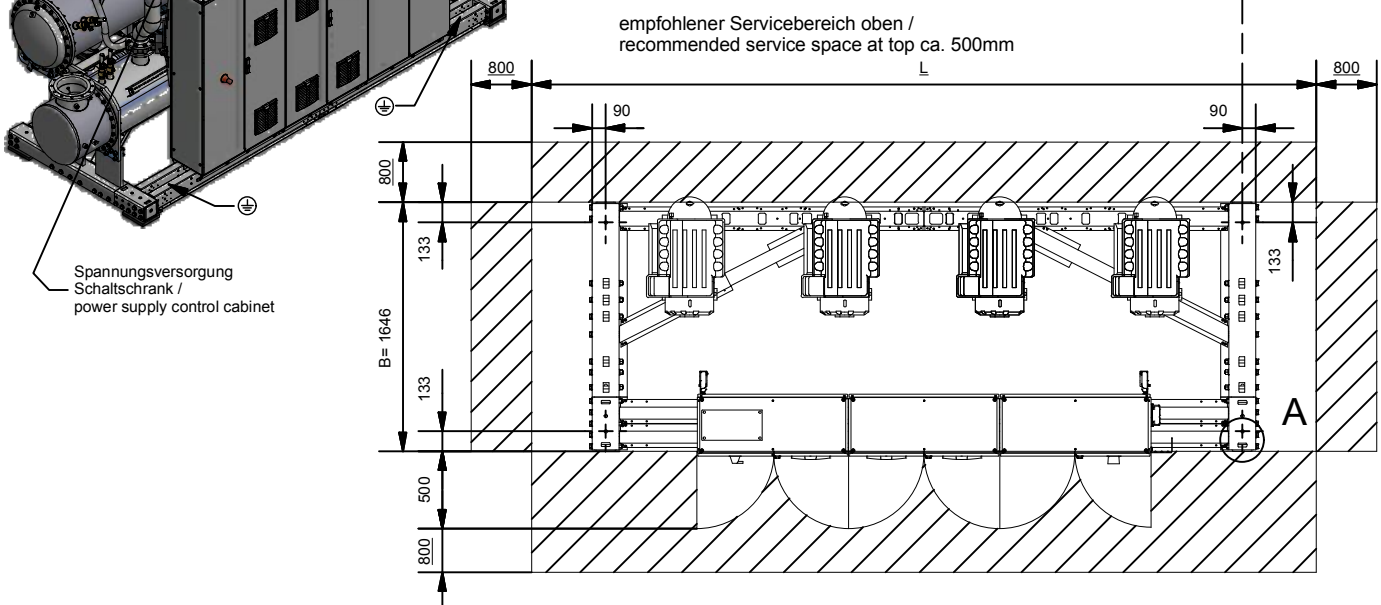
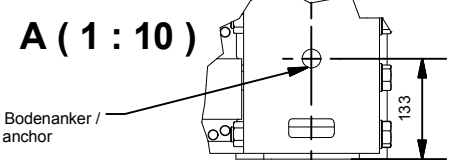
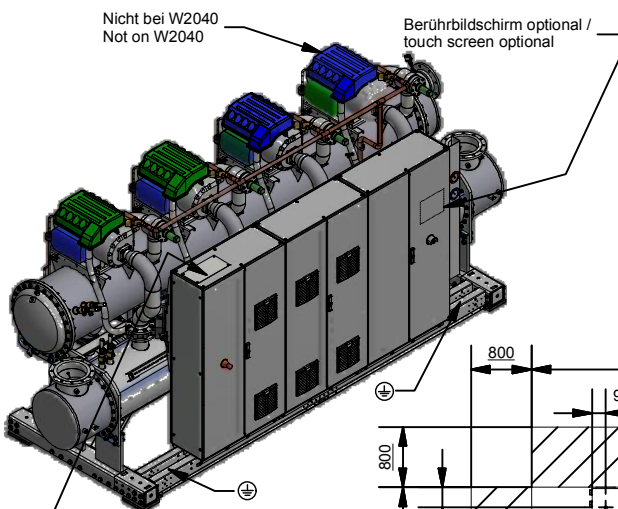
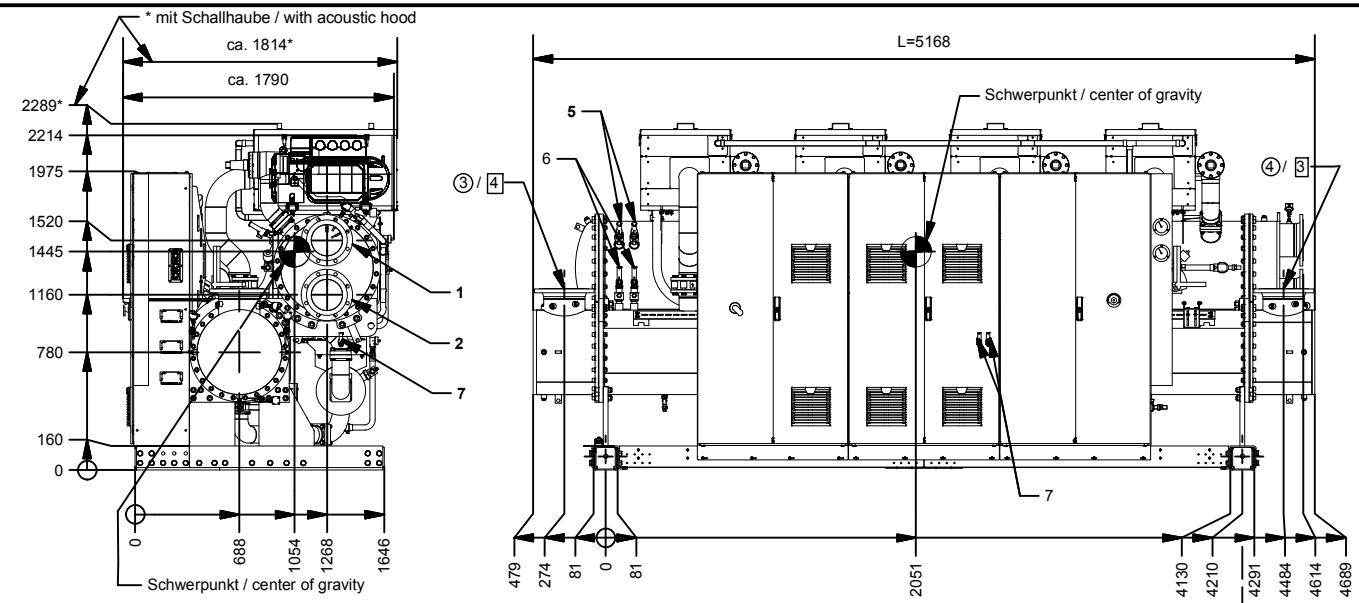


Zertifiziert gemäß dem „AHRI Water-Cooled Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages“-Zertifizierungsprogramm, das auf AHRI-Standard 550/590 (I-P) und AHRI-Standard 551/591 (SI) basiert. Zertifizierte Produkte finden Sie in der AHRI-Directory unter www.ahridirectory.org.

Technische Daten:

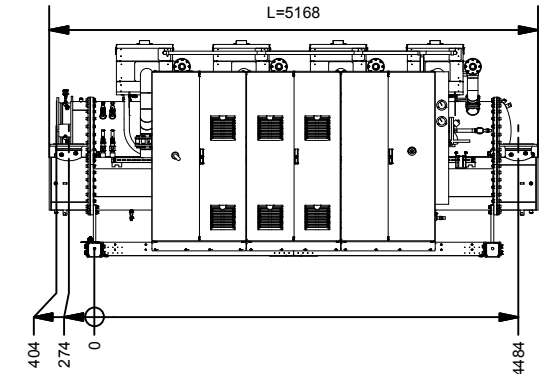
erstellt mit Selectum Version 2.90.125 , DB .08.05.2023 und CPREngine 2810 , gültig für eine Maschine

Profil	Auslegungspunkt Kältemaschinenbetrieb	
Kälteleistung	%	100
Kälteleistung Q _o	kW	2100
Wärmeleistung Q _c	kW	2507
Elektrische Leistungsaufnahme	kW	407,4
EER		5,15
SEER		10,04
Raumkühlungs-Jahresnutzungsgrad η _{s,c}		398,60
SEPR HT		8,72
Maximale Kälteleistung Q _o	kW	2560
Verdampfer		
Kälte­trä­ger / Kon­zen­tra­tion		Wasser
Volumenstrom	m ³ /h	151,2
Eintrittstemperatur Kälte­trä­ger	°C	32,00
Austrittstemperatur Kälte­trä­ger	°C	20,00
Druckabfall gesamt	bar	0,13
Verschmutzungsfaktor	m ² K/W	0,000018
Passzahl		1
Verflüssiger		
Wärme­trä­ger / Kon­zen­tra­tion		Propylenglykol / Wasser / 35 %
Volumenstrom	m ³ /h	379,5
Eintrittstemperatur Wärme­trä­ger	°C	49,00
Austrittstemperatur Wärme­trä­ger	°C	55,00
Druckabfall gesamt	bar	0,41
Verschmutzungsfaktor	m ² K/W	0,000044
Passzahl		2
Anzahl	Stück	4

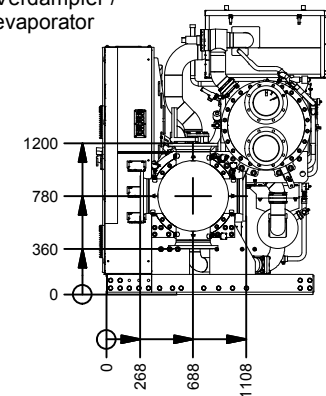


Anschlussvarianten / connection variants

Verflüssiger links /
condenser left



Anschlussvarianten Verdampfer /
connection variants evaporator



1	Wärmeträgeraustritt	heat medium outlet	DIN EN 1092-1 11 B1 DN200 - PN10
2	Wärmeträgereintritt	heat medium inlet	DIN EN 1092-1 11 B1 DN200 - PN10
3	Kälte-trägeraustritt	chilled medium outlet	DIN EN 1092-1 11 B1 DN250 - PN10
4	Kälte-trägereintritt	chilled medium inlet	DIN EN 1092-1 11 B1 DN250 - PN10
5	Optionales Sicherheitsventil Verflüssiger	optional safety valve condenser	G 1" ISO 228
6	Optionales Sicherheitsventil Verdampfer	optional safety valve evaporator	G 1" ISO 228
7	Optionales Sicherheitsventil Economiser	optional safety valve economizer	G 1/2" ISO 228

Achtung / attention:
Toleranz Außenabmessungen: ± 30mm / tolerance of outside dimensions: ±30mm
Technische Änderungen vorbehalten / subject to technical modifications

Gewicht / weight		Betriebsgewicht / operation weight [kg]	
Typ / type	Transportgewicht / transport weight [kg]		
W1885-T4O00	5900	6700	
W1940-T4E00	5900	6700	
W2020-T4I00	6000	6800	
W2040-T2L1G	5600	6400	



ENGIE Refrigeration GmbH

Josephine-Hirmer-Straße 1 & 3 D-88131 Lindau

Benennung / Designation: Quantum W1885_W1940_W2020_W2040	Zeichnungsnummer / Drawing Number: GA9205M	Rev. / Rev.: C
---	--	--------------------------

Datum / Date 12.12.2022	Bearb. / Editor N.Dudic	Datum / Date 19.12.2022	Prüfer / Approved R.Giesa
----------------------------	----------------------------	----------------------------	------------------------------

IV. melléklet - DAC adatlap

Customer
Country
Project
Enquiry dated
Date
Version Sw

Attention

Quotation nr
Reference
Your contact person
Your contact phone

520KW/2310KW

Dry Cooler	S-JGCDS4035-0911-C2x12-13.2-88-L D (eb) TA		Number of passes	2
Required Capacity	2520.0	kW	Fluid	ETHYLENE GLYCOL 35%
Air Flow	660290.0	m ³ /h	Fluid Inlet Temperature	55.0 °C
Air velocity	2.07	m/s	Fluid Outlet Temp. Required	49.0 °C
Air pressure/Altitude	1013/140	mbar/m	Pressure drops	48 kPa
Air Inlet	40.0	°C	Volume flow	396.1 m ³ /h
Externe Pressung	60	Pa		
Night Solutions				
Required Capacity	2310.0	kW	Fluid	ETHYLENE GLYCOL 35%
Air Flow	403890.0	m ³ /h	Fluid Inlet Temperature	46.0 °C
Air Inlet	27.0	°C	Fluid Outlet Temp. Required	40.0 °C
Fan (nominal data) piece(s)	24 (400V/3/50Hz) (eb) TA (3)		Solution	Day/Night
Fan Speed	1017	RPM	Noise Pressure Level (2)	63/54 dB(A)
Capacity per motor / total	3.2/76,8	kW	At the distance of	10 m
Current per motor / total (3)	4.1/98.4	A	Noise Power Level	97/88 dB(A)
Cap. on duty point motor/total	2.55/61,30	kW	Energy efficiency class	C
Construction				
Casing	FeZn powder painted		Fins	Aluminium
Varnashing	Powder coated RAL 9010		Surface	15538,4 m ²
Dry weight (4)	14.700	kg	Fin pitch	2.5-2.1 mm
Max. operating pressure	12	bar	Tubes	Copper
Length (L)	13.900	mm	Tube volume	2589.0 dm ³
Width (D)	2.720	mm	Headers	4 x 133x3,0 / 4 x 133x3,0
Height (H)	3.960	mm	Manifold position	Same side
No. suspensions			Header material	Copper

Our general terms of sales and delivery apply

Capacity- and temperatures are in accordance with EN327, EN328 and EN1048, tolerance Temperatures 0.2K

(1) Fluid group 2 according to directive 67/548/EWG

(2) by using the enveloping surface method acc. to EN 13487 - note: tolerance of sound emission of the fans +2dB

(3) The current consumption can differ in dependance of the air temperature and of the variations of system voltage according to the VDE guidance For the details of the fan duty points (full- and part-load) we are referring to the norm of the fan manufacturer, according to DIN 24166 Class 3.

The data are for the operating point. Only the stamp data of the fans are relevant for the fuses of the plant. This will be communicated in the circuit diagram. Only from us confirmed circuit diagrams are binding.

(4) Dimension and weight are not valid for all possible options! By order please refer on confirmed drawing

V. melléklet - ASHRAE Standard 62.1-2013

TABLE 6.2.2.1 Minimum Ventilation Rates in Breathing Zone (Continued)
(This table is not valid in isolation; it must be used in conjunction with the accompanying notes.)

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values			Air Class
	cfm/person	L/s·person	cfm/ft ²	L/s·m ²		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
						#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person	L/s·person	
Coffee stations	5	2.5	0.06	0.3	H	20	8	4	1
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3	H	50	6	3.1	1
Corridors	—	—	0.06	0.3	H	—	—	—	1
Occupiable storage rooms for liquids or gels	5	2.5	0.12	0.6	B	2	65	32.5	2
Hotels, Motels, Resorts, Dormitories									
Bedroom/living room	5	2.5	0.06	0.3	H	10	11	5.5	1
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3	H	20	8	4.0	1
Laundry rooms, central	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	2
Laundry rooms within dwelling units	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3	H	30	10	4.8	1
Multipurpose assembly	5	2.5	0.06	0.3	H	120	6	2.8	1
Office Buildings									
Breakrooms	5	2.5	0.12	0.6		50	7	3.5	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3	H	10	11	5.5	1
Occupiable storage rooms for dry materials	5	2.5	0.06	0.3		2	35	17.5	1
Office space	5	2.5	0.06	0.3	H	5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3	H	30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3	H	60	6	3.0	1
Miscellaneous Spaces									
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3	H	5	17	8.5	2
Banks or bank lobbies	7.5	3.8	0.06	0.3	H	15	12	6.0	1
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3	H	4	20	10.0	1

GENERAL NOTES FOR TABLE 6.2.2.1

- 1 Related requirements:** The rates in this table are based on all other applicable requirements of this standard being met.
- 2 Environmental Tobacco Smoke:** This table applies to ETS-free areas. Refer to Section 5.17 for requirements for buildings containing ETS areas and ETS-free areas.
- 3 Air density:** Volumetric airflow rates are based on an air density of 0.075 lb_{da}/ft³ (1.2 kg_{da}/m³), which corresponds to dry air at a barometric pressure of 1 atm (101.3 kPa) and an air temperature of 70°F (21°C). Rates may be adjusted for actual density but such adjustment is not required for compliance with this standard.
- 4 Default occupant density:** The default occupant density shall be used when actual occupant density is not known.
- 5 Default combined outdoor air rate (per person):** This rate is based on the default occupant density.
- 6 Unlisted occupancies:** If the occupancy category for a proposed space or zone is not listed, the requirements for the listed occupancy category that is most similar in terms of occupant density, activities, and building construction shall be used.

ITEM-SPECIFIC NOTES FOR TABLE 6.2.2.1

- For high-school and college libraries, use values shown for Public Assembly Spaces—Libraries.
- Rate may not be sufficient when stored materials include those having potentially harmful emissions.
- Rate does not allow for humidity control. Additional ventilation or dehumidification may be required to remove moisture. “Deck area” refers to the area surrounding the pool that would be expected to be wetted during normal pool use, i.e., when the pool is occupied. Deck area that is not expected to be wetted shall be designated as a space type (for example, “spectator area”).
- Rate does not include special exhaust for stage effects, e.g., dry ice vapors, smoke.
- When combustion equipment is intended to be used on the playing surface or in the space, additional dilution ventilation and/or source control shall be provided.
- Default occupancy for dwelling units shall be two persons for studio and one-bedroom units, with one additional person for each additional bedroom.
- Air from one residential dwelling shall not be recirculated or transferred to any other space outside of that dwelling.
- Ventilation air for this occupancy category shall be permitted to be reduced to zero when the space is in occupied-standby mode.

VI. melléklet - Frankfurt Am Main 106370_SI

FRANKFURT AM MAIN, Germany

WMO: 106370

Lat: 50.0258N Lon: 8.5214E Elev: 104 StdP: 100.08 Time Zone: 1.00 (EUC) Period: 94-19 WBAN: 99999

Annual Heating, Humidification, and Ventilation Design Conditions

Table with columns for Coldest Month, Heating DB (99.6%, 99%), Humidification DP/MCDB and HR (99.6%, 99%), Coldest Month WS/MCDB (0.4%, 1%), MCWS/PCWD to 99.6% DB, and WSF. Values include 1, -8.2, -5.9, -13.2, 1.2, -6.4, -10.2, 1.6, -4.1, 12.4, 9.6, 11.0, 8.7, 3.1, 40, 0.527.

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

Table with columns for Hottest Month, Hottest Month DB Range, Cooling DB/MCWB (0.4%, 1%, 2%), Evaporation WB/MCDB (0.4%, 1%, 2%), MCWS/PCWD to 0.4% DB, and Extreme Max WB. Values include 7, 10.5, 32.1, 20.0, 30.0, 19.2, 28.0, 18.4, 21.2, 28.6, 20.4, 27.0, 19.6, 25.7, 3.3, 90.

Table with columns for Dehumidification DP/MCDB and HR (0.4%, 1%, 2%) and Enthalpy/MCDB (0.4%, 1%, 2%). Values include 19.1, 14.1, 22.4, 18.2, 13.3, 21.9, 17.4, 12.6, 21.7, 61.8, 28.6, 59.1, 26.8, 56.4, 25.8, 23.7.

Extreme Annual Design Conditions

Table with columns for Extreme Annual WS (1%, 2.5%, 5%), Extreme Annual Temperature (Mean, Standard Deviation), and n-Year Return Period Values of Extreme Temperature (n=5, n=10, n=20, n=50 years). Values include 9.6, 8.4, 7.4, -11.1, 35.5, 3.4, 1.5, -13.6, 36.6, -15.5, 37.4, -17.4, 38.3, -19.9, 39.3, -11.7, 22.8, 3.3, 0.7, -14.1, 23.3, -16.0, 23.7, -17.9, 24.1, -20.2, 24.7.

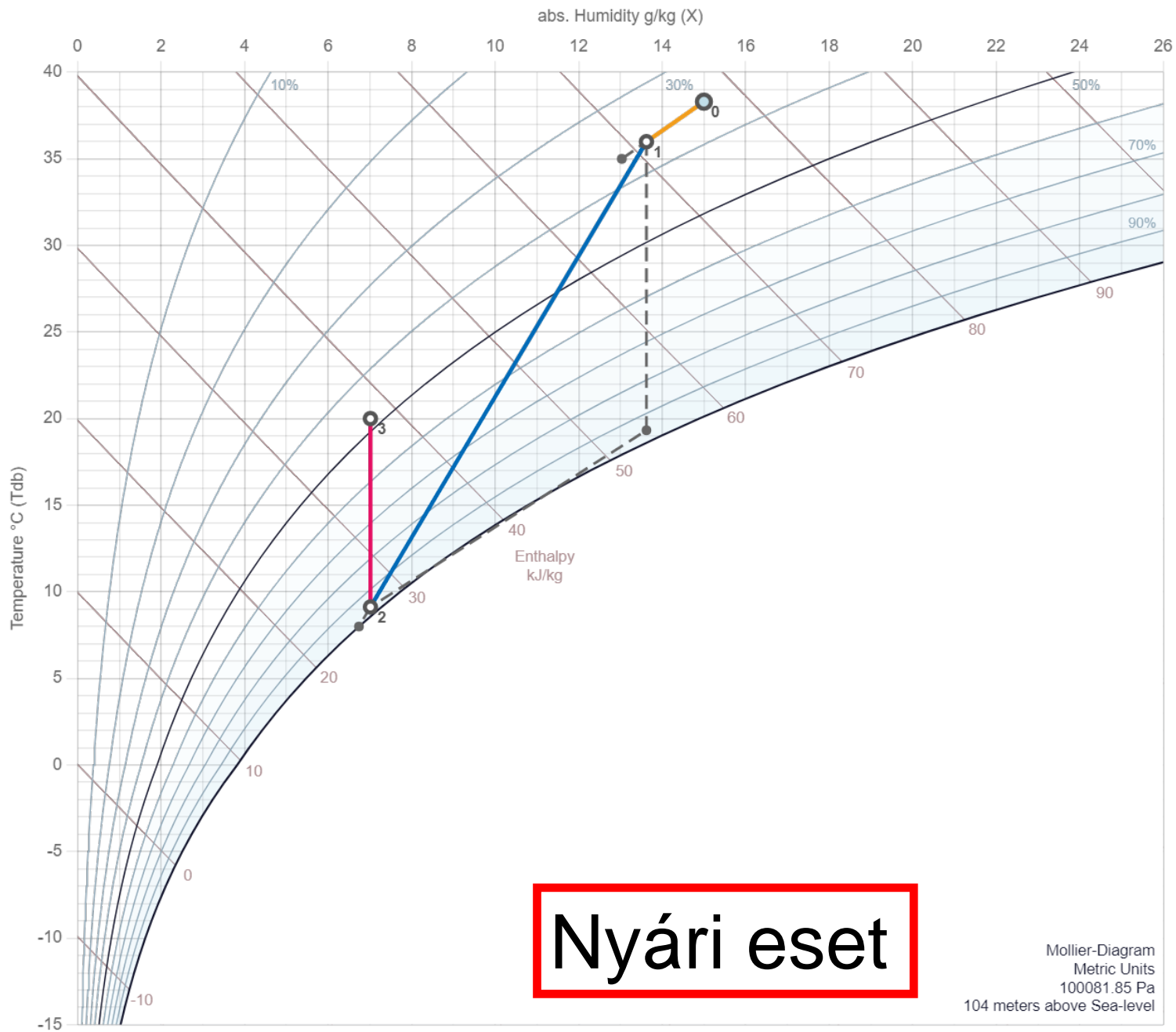
Monthly Climatic Design Conditions

Large table with columns for Annual, Jan, Feb, Mar, Apr, May, Jun, Jul, Aug, Sep, Oct, Nov, Dec. Rows include Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours (DBAvg, DBStd, HDD10.0, HDD18.3, CDD10.0, CDD18.3, CDH23.3, CDH26.7), Wind (WSAvg), Precipitation (PrecAvg, PrecMax, PrecMin, PrecStd), Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures (0.4%, 2%, 5%, 10%), Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures (0.4%, 2%, 5%, 10%), Mean Daily Temperature Range (5% DB, 5% WB), and Clear-Sky Solar Irradiance (taub, taud, Ebn at Noon, Edh at Noon). Values include 11.1, 2.0, 3.0, 6.7, 11.2, 14.7, 18.6, 20.8, 19.8, 15.8, 11.2, 6.3, 3.2, 7.56, 4.47, 4.09, 3.95, 4.01, 3.78, 3.63, 3.50, 3.28, 3.14, 3.61, 3.69, 4.19, 961, 249, 196, 114, 33, 4, 0, 0, 1, 30, 120, 213, 2854, 507, 428, 360, 214, 124, 42, 15, 21, 89, 223, 362, 470, 1379, 1, 1, 13, 70, 151, 258, 334, 304, 174, 66, 8, 2, 233, 0, 0, 0, 1, 12, 49, 91, 67, 13, 1, 0, 0, 2157, 0, 0, 0, 32, 132, 452, 849, 584, 103, 4, 0, 0, 728, 0, 0, 0, 2, 28, 143, 329, 202, 23, 0, 0, 3.4, 3.8, 3.8, 3.9, 3.5, 3.5, 3.4, 3.3, 3.0, 3.1, 3.2, 3.3, 3.6, 692, 54, 52, 45, 42, 62, 64, 72, 61, 56, 59, 59, 64, 851, 137, 130, 122, 89, 123, 134, 163, 121, 134, 171, 99, 177, 497, 4, 8, 8, 0, 16, 18, 30, 3, 14, 7, 1, 12, 96, 26, 30, 27, 21, 29, 28, 32, 32, 28, 33, 25, 34, 13.1, 14.2, 20.2, 26.2, 29.5, 33.0, 35.1, 34.8, 29.8, 23.8, 16.8, 13.1, 10.7, 9.3, 11.8, 14.7, 19.0, 20.5, 20.9, 20.7, 19.0, 16.8, 13.4, 10.5, 11.6, 12.0, 17.5, 24.0, 26.8, 30.1, 32.9, 31.1, 26.2, 20.1, 14.2, 11.9, 9.4, 8.6, 10.6, 13.9, 17.5, 19.4, 20.1, 19.2, 18.0, 15.6, 11.8, 9.9, 9.8, 10.4, 15.1, 21.1, 24.2, 28.0, 30.2, 28.9, 23.8, 18.1, 13.0, 10.4, 8.2, 7.8, 9.8, 13.1, 15.8, 18.6, 19.1, 18.7, 17.2, 14.7, 10.9, 8.7, 8.1, 9.0, 13.0, 18.9, 22.1, 25.9, 28.0, 26.8, 21.6, 16.8, 11.6, 9.0, 6.8, 6.8, 9.1, 12.1, 14.6, 17.9, 18.4, 18.2, 16.1, 14.0, 10.0, 7.6, 11.5, 10.7, 13.0, 16.0, 20.3, 22.4, 22.1, 21.9, 20.4, 17.6, 14.2, 11.5, 12.8, 12.9, 17.3, 22.7, 27.9, 30.0, 31.5, 29.0, 25.8, 21.1, 15.7, 12.7, 9.7, 9.2, 11.7, 14.6, 18.5, 20.7, 21.1, 20.9, 19.1, 16.3, 12.6, 10.2, 11.0, 11.2, 15.7, 21.8, 24.9, 27.5, 29.0, 28.0, 24.5, 19.2, 14.1, 11.5, 8.1, 8.1, 10.6, 13.5, 16.9, 19.6, 20.4, 19.9, 17.9, 15.3, 11.2, 9.0, 9.4, 10.1, 14.0, 19.7, 22.5, 25.9, 27.1, 26.1, 22.4, 17.7, 12.7, 10.4, 6.7, 6.9, 9.4, 12.6, 15.6, 18.7, 19.6, 19.1, 16.9, 14.3, 10.1, 7.6, 7.9, 8.7, 12.7, 17.9, 20.2, 24.5, 25.6, 24.5, 20.8, 16.3, 11.3, 8.7, 4.8, 6.2, 8.5, 10.3, 10.1, 10.2, 10.5, 10.3, 9.3, 7.7, 5.0, 4.5, 6.0, 8.8, 12.2, 14.2, 13.8, 13.8, 14.5, 14.2, 12.6, 9.9, 6.7, 5.6, 4.7, 6.0, 6.7, 6.4, 6.0, 5.4, 4.4, 5.1, 5.7, 4.8, 4.5, 5.7, 7.7, 10.4, 12.3, 12.2, 12.1, 11.9, 10.4, 8.7, 6.0, 5.5, 4.8, 5.6, 6.0, 5.9, 5.8, 5.3, 4.4, 5.1, 5.1, 5.4, 4.7, 4.7, 0.331, 0.360, 0.397, 0.415, 0.420, 0.422, 0.427, 0.421, 0.392, 0.384, 0.356, 0.329, 2.363, 2.296, 2.208, 2.211, 2.231, 2.252, 2.234, 2.277, 2.339, 2.330, 2.346, 2.359, 698, 764, 796, 826, 839, 838, 827, 812, 797, 725, 654, 639, 67, 91, 117, 130, 133, 131, 132, 120, 102, 87, 68, 59, 0.79, 1.53, 2.67, 4.21, 4.97, 5.53, 5.23, 4.51, 3.28, 1.92, 0.90, 0.60, 0.12, 0.24, 0.38, 0.54, 0.54, 0.49, 0.58, 0.42, 0.43, 0.20, 0.11, 0.07.

Historical Trends

Table with columns for DBAvg, Heating (99% DB, 99% DP), Cooling (1% DB, 1% DP), and Degree-Days (HDD10.0, HDD18.3, CDD10.0, CDD18.3). Values include N/A for Station Only and various numerical values for Regional (44 neighbors).

VII. melléklet - Mollier diagram



Calculated Point Values

Point	Tdb [°C]	Twb [°C]	Tdew [°C]	X [g/kg]	H [kJ/kg]	RH [%]	Pv [Pa]	ρ [kg/m ³]	Air Flow [m ³ /h]
0	38.3	25	20.1	15	77.11	35	2357	1.109	7800
1	36	23.6	18.6	13.6	71.19	36.1	2145	1.119	7800
2	9.1	8.8	8.6	7	26.83	96.4	1116	1.23	7800
3	20	13.4	8.6	7	37.92	47.7	1116	1.184	7800

Calculated Process Changes

Process	Action	ΔT [°C]	ΔX [g/kg]	ΔX [l/h]	ΔH [kJ/kg]	Power ΔH [kW]	Power ΔT [kW-T]
0-1	Heat recovery	-2.3	-1.4	-12.9	-5.92	-15.4	-6.2
1-2	Cool	-26.9	-6.6	-62.1	-44.36	-115.3	-72.1
2-3	Heat	10.9	0	0	11.09	28.8	28.8

All processes are calculated with 1.2 kg/m³ as uniform density.

- Tdb = Dry Bulb Temperature
- Twb = Wet Bulb Temperature
- Tdew = Dew Point Temperature
- X = Absolute Humidity
- H = Enthalpy
- RH = Relative Humidity
- ρ = Air Density
- Pv = Vapor Pressure

The calculated and visualized results might vary from the input assignment due to inaccuracy in formulas or physical constraints.
Trajectories of the air processes are plotted as straight lines to the resulting value, but may actually be curved due to condensation.

Air start conditions

Altitude m Air Flow

Temp. (Dry Bulb) °C Abs. Humidity

Write description

Thermal efficiency % Temperature

Moisture recovery % Humidity

Write description

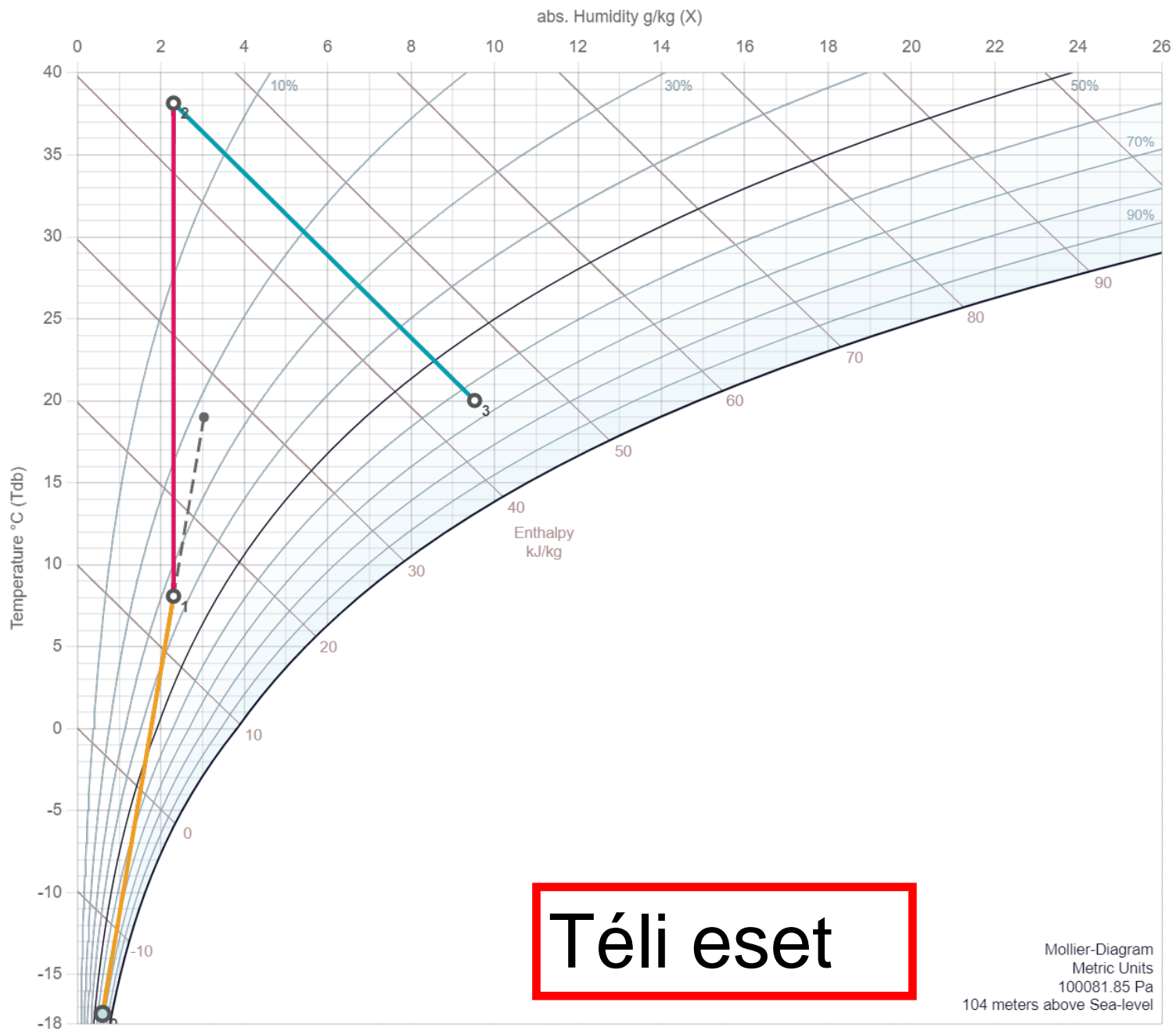
Coil Temp.

Coil Efficacy % Value

Write description

to Temp.

Value



Calculated Point Values

Point	Tdb [°C]	Twb [°C]	Tdew [°C]	X [g/kg]	H [kJ/kg]	RH [%]	Pv [Pa]	ρ [kg/m ³]	Air Flow [m ³ /h]
0	-17.4	-17.9	-20.7	0.6	-16.02	73	96	1.363	7800
1	8.1	2.5	-6.9	2.3	13.92	34.2	369	1.238	7800
2	38.2	15.7	-6.9	2.3	44.31	5.5	369	1.118	7800
3	20	15.7	13.1	9.5	44.31	64.5	1509	1.182	7800

Calculated Process Changes

Process	Action	ΔT [°C]	ΔX [g/kg]	ΔX [l/h]	ΔH [kJ/kg]	Power ΔH [kW]	Power ΔT [kW-T]
0-1	Heat recovery	25.5	1.7	16	29.95	77.9	66.7
1-2	Heat	30.1	0	0	30.38	79	79
2-3	Humidify	-18.1	7.2	67.8	0	0	-47.6

All processes are calculated with 1.2 kg/m³ as uniform density.

- Tdb = Dry Bulb Temperature
- Twb = Wet Bulb Temperature
- Tdew = Dew Point Temperature
- X = Absolute Humidity
- H = Enthalpy
- RH = Relative Humidity
- ρ = Air Density
- Pv = Vapor Pressure

The calculated and visualized results might vary from the input assignment due to inaccuracy in formulas or physical constraints.
Trajectories of the air processes are plotted as straight lines to the resulting value, but may actually be curved due to condensation.

Air start conditions

Altitude m Air Flow

Temp. (Dry Bulb)

°C

Abs. Humidity

Write description

Thermal efficiency

%

Temperature

Moisture recovery

%

Humidity

Write description

Power

Value

Write description

Adiabatic ΔX

Value