



1949

ÉPÜLETEK SUGÁRZÓ HŰTÉSI RENDSZEREINEK ENERGETIKAI ÉS EXERGETIKAI VIZSGÁLATA

Egyetemi doktori (PhD) értekezés

a szerző neve: L. Szabó Gábor
témavezető neve: Dr. Kalmár Ferenc

DEBRECENI EGYETEM
Természettudományi és Informatikai Doktori Tanács
Földtudományok Doktori Iskola
Debrecen, 2019.

Ezen értekezést a Debreceni Egyetem Természettudományi és Informatikai Doktori Tanács Földtudományok Doktori Iskola Tájvédelem és éghajlat programja keretében készítettem a Debreceni Egyetem természettudományi doktori (PhD) fokozatának elnyerése céljából.

Nyilatkozom arról, hogy a tézisekben leírt eredmények nem képezik más PhD disszertáció részét.

Debrecen, 20.....

.....

L. Szabó Gábor

a jelölt aláírás

Tanúsítom, hogy L. Szabó Gábor doktorjelölt 2013-2019 között, a fent megnevezett Doktori Iskola Tájvédelem és éghajlat programjának keretében, irányításommal végezte munkáját. Az értekezésben foglalt eredményekhez a jelölt önálló alkotó tevékenységével meghatározóan hozzájárult. Nyilatkozom továbbá arról, hogy a tézisekben leírt eredmények nem képezik más PhD disszertáció részét.

Az értekezés elfogadását javasolom.

Debrecen, 20.....

.....

Dr. Kalmár Ferenc

a témavezető aláírás

**ÉPÜLETEK SUGÁRZÓ HŰTÉSI RENDSZEREINEK
ENERGETIKAI ÉS EXERGETIKAI VIZSGÁLATA**

Értekezés a doktori (Ph.D.) fokozat megszerzése érdekében
a Földtudományok tudományágban

Írta: L. Szabó Gábor okleveles létesítménymérnök

Készült a Debreceni Egyetem Földtudományok Doktori Iskolája
(Tájvédelem és éghajlat programja) keretében

Témavezető: Dr. Kalmár Ferenc

A doktori szigorlati bizottság:

elnök:	Dr. Lóki József
tagok:	Dr. Szánthó Zoltán
	Dr. Fazekas Lajos

A doktori szigorlat időpontja: 2018. november 20.

Az értekezés bírálói:

Dr.....
Dr.....

A bírálóbizottság:

elnök:	Dr.....
tagok:	Dr.
	Dr.
	Dr.
	Dr.

Az értekezés védésének időpontja: 20...

Tartalomjegyzék

1	Bevezetés	1
2	Az irodalmi előzmények áttekintése	7
2.1	A kapcsolódó fogalmak összefoglaló tisztázása	7
2.2	Hőterhelés vizsgálat fontossága.....	9
2.3	Az épületek sugárzó hűtési energialeadói.....	10
2.3.1	Sugárzó hűtések.....	10
2.3.2	Az energialeadók hatékonyságának komfort szempontú értékelése.....	11
2.3.3	A beágyazott fal és mennyezet hűtés méretezése	12
2.4	Az épületek hűtési energiatermelői	15
2.4.1	Hűtőgépek / hőszivattyúk mennyiségi és minőségi értékelése.....	15
2.4.2	Az abszorpciós hűtőgépek.....	21
2.4.3	A napenergia hűtési hasznosítása.....	24
2.4.4	Hűtés geotermikus energiával.....	27
3	Anyag és módszertan	30
3.1	A hőterhelés vizsgálata.....	30
3.1.1	A vizsgált környezet, épület.....	30
3.1.1.1	A vizsgálat során figyelembe vett mintanapok.....	30
3.1.1.2	A mintahelyiség a hőterhelések számításakor.....	31
3.1.2	Hőterhelés számítási módszerek.....	31
3.1.2.1	MSZ-04-140-4:78.....	31
3.1.2.2	MSZ EN ISO 13790:2008	33
3.1.2.3	MSZ EN ISO 52016-1:2017	34
3.1.3	A szabványösszehasonlítás peremfeltételei	37
3.1.4	A hőterhelés érzékenységvizsgálati paraméterei	39
3.2	Az épületek sugárzó hűtési energialeadói.....	40
3.2.1	A fal- és mennyezethűtést összehasonlító mérések paraméterei.....	40
3.2.2	Sugárzó hűtések hőmérséklet-viszonyairól.....	43
3.2.3	A sugárzó hűtések energetikai és exergetikai értékelésének összefüggéseinek alkalmazásához rögzített paraméterek.....	44
3.3	Az épületek hűtési energiatermelői	44
3.3.1	A valós hűtőkapacitás gyakorlati meghatározása, és hatása a jelzőszámokra	45
3.3.2	A napenergiával működtetett abszorpciós hűtőgép vizsgálatának paraméterei ...	45
3.3.3	Hűtés geotermikus energiával.....	46

4	Az eredmények	48
4.1	A hőterhelés vizsgálatok	48
4.1.1	A szabványok számítási eljárásának összehasonlítása	48
4.1.2	A hőterhelés érzékenységvizsgálata az MSZ EN ISO 52016-1:2017 szabvány számítási eljárásának használata esetén	49
4.2	Az épületek sugárzó hűtési energialeadóinak vizsgálata	55
4.2.1	A fal és mennyezethűtés összehasonlítása komfort szempontból	55
4.2.2	A fal és mennyezethűtés energetikai és exergetikai értékelésének elmélete	62
4.2.3	A fal és mennyezethűtés energetikai és exergetikai értékelésének gyakorlata	67
4.2.4	A hűtési rendszerek elosztó hálózata	73
4.3	Az épületek hűtési energiatermelőinek vizsgálata	74
4.3.1	A kompresszoros és abszorpciós hűtőgépek összehasonlítása	74
4.3.1.1	A gépek összehasonlítása a hagyományos jelzőszámokkal	74
4.3.1.2	A gépek energetikai és exergetikai összehasonlításának komplex szemlélete	76
4.3.1.3	A komplex összehasonlító szemlélet eredménye	79
4.3.2	Az abszorpciós gép értékelése egy új tényezővel	82
4.3.3	A napenergiával működtetett abszorpciós hűtőgép	85
4.3.4	A kútmélyítés hatása	90
5	Összefoglalás	92
5.1	Kezdeti hipotézisek vizsgálata az eredmények tükrében	92
5.2	Eredmények hasznosíthatósága	92
5.3	További kutatási lehetőségek	94
5.4	Új eredmények, tézisek	95
	Irodalomjegyzék	100
1	Függelék. Az 1. fejezet ábrái	106
2	Függelék. A 2. fejezet ábrái	107
3	Függelék. A 3. fejezet ábrái	108
4	Függelék. A 4. fejezet ábrái	109

Ábrajegyzék

1.1. ábra	A fontosabb hűtési rendszerek (a) klasszikus, illetve (b) új szemléletű felosztása	3
2.1. ábra	Az előremenő és visszatérő hűtővízen keresztül a vázolt fogalmak értelmezése	8
2.2. ábra	Hőmérsékleteloszlás ideális állapotban és a beágyazott felülethűtéseknel	10

2.3. ábra A Kollmar-módszerben szereplő jelölések értelmezése (a) mennyezet- és (b) falhűtésnél	13
2.4. ábra (a) A hőcserélő viszonyai (b) A hűtőgép/hőszivattyú viszonyai	16
2.5. ábra (a) Az ideális mechanikus hűtőgép felépítése (b) a fordított Carnot-körfolyamat T-s diagramban	17
2.6. ábra Az abszorpciós gépek (a) általános felépítése (b) egyszerűsített vázlata (c) az ideális gép körfolyamata T-s diagramban	22
2.7. ábra A globál sugárzás megoszlása Magyarországon.....	24
2.8. ábra Napenergia hasznosítás az épületgépészeti hűtésben	25
2.9. ábra Az egyes kollektorokkal létrehozható közeg hőmérsékletek	25
2.10. ábra A parabolavályús napkollektorok működése.....	26
2.11. ábra Magyarország hőmérséklet-eloszlási térképe (a) 1000 m, (b) 2000 m mélyen a felszín alatt	27
2.12. ábra A geotermia használhatósága, az energia hőmérsékletének függvényében.....	28
2.13. ábra Az egyes geotermikus energia hasznosítási módokkal felhasznált energia változása	29
2.14. ábra A geotermikus energia hűtési hasznosíthatósága.....	29
3.1. ábra Külső hőmérséklet és napsugárzási intenzitás alakulása egy... (a) szimmetrikus, (b) aszimmetrikus extrém hőségnap (c) aszimmetrikus extrém forrónap.	30
3.2. ábra A vizsgált irodahelyiség alaprajzi vázlata.....	31
3.3. ábra Az MSZ EN ISO 13790:2008 szerinti hűtési hőterhelés számítás RC-modellje.....	33
3.4. ábra A BKM laboratóriumban végzett beállított mérések körülményei.....	41
3.5. ábra A mérési időszakban a hűtési rendszer működése	41
4.1. ábra A napi legnagyobb órai hőterhelés doboz diagramja	50
4.2. ábra Az üvegezési arány és a napi legnagyobb órai hőterhelés kapcsolata	51
4.3. ábra A hőterhelés érzékenysége a összesített sugárzásátbocsátó képesség -, az üvegezési arány -, és az árnyékolási arány változására (a homlokzat nyugati tájolásánál).....	51
4.4. ábra A hőterhelés érzékenysége a hőcsere sugárzási részarányának ismeretében	54
4.5. ábra A (a) lég- (b) közepes sugárzási hőmérséklet változása a mérések során	55
4.6. ábra A teszt helyiség levegőjének (a) relatív nedvességtartalma (b) CO ₂ koncentrációja	56
4.7. ábra A légsebesség 1,1 m magasban a mérések során	56
4.8. ábra A számolt PMV értékek (a) falhűtés (b) mennyezethűtés esetén	57
4.9. ábra A szubjektív AMV értékek (a) falhűtés (b) mennyezethűtés esetén	58
4.10. ábra Egy helyiségben az elvonható legnagyobb hőterhelés értéke a helyiség léghőmérsékletének függvényében, eltérő relatív nedvességtartalmú levegőnél (a)	

5/8°C-os mennyezethűtés, (b) 16/19°C-os mennyezethűtés, (c) 5/8°C-os falhűtés, (d) 16/19°C-os falhűtés,.....	63
4.11. ábra A három mennyiségi jelzőszám kapcsolata.....	65
4.12. ábra Fal, illetve mennyezethűtés esetén elvonható hőáram nagysága (a) 5/8°C (b) 16/19°C-os hőfoklépcsőt megengedő hűtési rendszerrel	67
4.13. ábra A mennyezet illetve falhűtő rendszerrel biztosított hidegenergiaáram exergia-tartalmának alakulása egy órára vonatkoztatva (a) 5/8°C (b) 16/19 °C-os rendszereknél	69
4.14. ábra A jóság fok illetve a termokémiai hatásfok függvényében a teljes exergetikai rendszerhatásfok és a fajlagos hűtőteljesítmény illetve a hőviszony alakulása (a) mechanikus kompresszoros hűtőgépeknél, (b) abszorpciós hűtőgépeknél.....	74
4.15. ábra Adott teljes exergetikai rendszerhatásfok létrehozásához szükséges fajlagos hűtőteljesítmény és hőviszony alakulása 5/8 illetve 16/19°C-os rendszernél.....	75
4.16. ábra Adott teljes exergetikai rendszerhatásfok létrehozásához szükséges előremenő fűtővíz hőmérséklet, eltérő hőfoklépcsők mellett (a) 5/8°C-os fogyasztói rendszer (b) 16/19°C-os fogyasztói rendszer.....	76
4.17. ábra A „ δ ” tényező értékének alakulása eltérő fűtési hőfoklépcső mellett, a kiűzési és az előremenő fűtővíz függvényében. A fűtési hőfoklépcső: (a) 5°C (b) 10°C (c) 15°C (d) 20°C.....	78
4.18. ábra A hűtőgépek összehasonlítása (a) energia-, és exergiaigény; (b) energia-, és exergiahatékonyság szempontjából.....	79
4.19. ábra A fajlagos hűtőteljesítmény függvényében a hűtőgépek összehasonlítása	80
4.20. ábra A kompresszoros és az abszorpciós hűtőgépek összehasonlítása (a) energetikai, illetve (b) exergetikai szempontból	81
4.21. ábra Az abszorpciós hűtők és hőszivattyúk mennyiségi és minőségi jelzőszámainak alakulása a termokémiai teljesítmény viszonyszám függvényében.....	83
4.22. ábra A két vizsgált paraméter függvényében a ... (a) hűtési (b) fűtési hőviszony; (c) hűtési (d) fűtési termokémiai hatásfok; (e) hűtési, (f) fűtési exergetikai hatásfok.....	83
4.23. ábra A minta kollektor típusal nyerhető hőenergia mennyisége, egy átlagos napon a (a) vizsgált hónapban, (b) az egész hónap alatt, [MJ]-ban, eltérő kollektor szám esetén, 84°C-os fűtendő közegnél.....	85
4.24. ábra A minta hűtőgéppel nyerhető hidegenergia mennyisége (a) egy átlagos napon a vizsgált hónapban (b) az egész hónap alatt, [MJ]-ban, eltérő kollektor szám esetén, 7/12°C-os hűtött víznél	86

4.25. ábra	Az abszorpciós hűtőgép (a) termokémiai (b) exergetikai hatásfokának alakulása az év során, eltérő kollektor szám esetén.....	87
4.26. ábra	Tetszőleges számszorosára növeljük a kollektorok számát, hánszorosára változik az egy kollektorral nyert hidegenergia mennyisége a négy évszakban	88
4.27. ábra	A termokémiai hatásfok változása az év során az egy kollektorral működő rendszerhez képest.....	88
4.28. ábra	Az abszorpciós hűtőgép várható (a) termokémiai illetve (b) exergetikai hatásfokának alakulása a kút mélységének függvényében.....	91

Táblázatok jegyzéke

1.1. táblázat	Alapenergiahordozók hazai termelése, [PJ].....	4
3.1. táblázat	A vizsgálat bemeneti adatai (szürke háttérrel a referencia állapot adatai).....	40
3.2. táblázat	A mérőalanyok kora, magassága és tömege.....	42
3.3. táblázat	A fogyasztói rendszer egy-egy „elemének” adatai.....	44
3.4. táblázat	A minta kollektor adatai	46
3.5. táblázat	A vizsgált geotermikus kutak.....	47
4.1. táblázat	A hőterhelés legnagyobb értéke, és időpontja az MSZ EN ISO 13790:2008-as szabvány számítási elve szerint mennyezethűtés és légtechnika alkalmazása esetén is.....	48
4.2. táblázat	A hőterhelés legnagyobb értéke, és időpontja az MSZ EN ISO 52016-1:2017-es szabvány számítási elve szerint	48
4.3. táblázat	Az eltérések nagysága a hatályos szabvány számítási eljárásával meghatározottakhoz képest.....	49
4.4. táblázat	Hőterhelés osztályok.....	50
4.5. táblázat	Az operatív hőmérséklet értékei a napi legnagyobb órai hőterhelésnél, [°C].....	50
4.6. táblázat	A hőterhelés változása a homlokzat északi tájolása esetén, [%].....	52
4.7. táblázat	A hőterhelés változása a homlokzat keleti tájolása esetén, [%].....	52
4.8. táblázat	A hőterhelés változása a homlokzat déli tájolása esetén, [%].....	52
4.9. táblázat	A hőterhelés változás szöge, [°]-ban.....	53
4.10. táblázat	A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (falhűtés, férfiak).....	59
4.11. táblázat	A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (falhűtés, nők).....	60
4.12. táblázat	A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (mennyezethűtés, férfiak).....	60
4.13. táblázat	A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (mennyezethűtés, nők).....	60

4.14. táblázat	A fal- illetve mennyezethűtésnél, eltérő „ $t_{c,2,min}$ ” értékek mellett, az elvonható legnagyobb hőterhelés elszállításához ténylegesen szükséges előremenő víz hőmérséklet alapvető statisztikai jellemzői. A hűtési hőfoklépcső 3°C	68
4.15. táblázat	A fal illetve mennyezethűtésnél, eltérő „ $t_{c,2,min}$ ” értékek mellett, az elvonható legnagyobb hőterhelés elszállításakor ténylegesen kialakuló felületi hőmérséklet alapvető statisztikai jellemzői. A hűtési hőfoklépcső 3°C	68
4.16. táblázat	A fal illetve mennyezethűtésnél az „ $\gamma_{ad,s}$ ” értékei a vizsgált esetekben	69
4.17. táblázat	A fal illetve mennyezethűtésnél az „ $\gamma_{ad,w}$ ” értékei a vizsgált esetekben	70
4.18. táblázat	A fal illetve mennyezethűtésnél az „ γ_{res} ” értékei a vizsgált esetekben	70
4.19. táblázat	A fal illetve mennyezethűtésnél az „ η_{ex} ” értékei a vizsgált esetekben.....	70
4.20. táblázat	A fal illetve mennyezethűtés megfelelősége a hőterheléshez.....	71
4.21. táblázat	Azon legnagyobb napi hőterhelés esetek áttekintő táblázata, melyeknél nem hűthető ki a mennyezethűtő rendszerrel a helyiség	72
4.22. táblázat	Azon legnagyobb napi hőterhelés esetek áttekintő táblázata, melyekkel kihűthető a mennyezethűtő rendszerrel a helyiség.....	72
4.23. táblázat	A minta kollektorokkal nyerhető fűtővíz statisztikai adatai	87
4.24. táblázat	A mintahűtőgép exergetikai hatásfokának statisztikai vizsgálata az év folyamán, eltérő kollektorszámánál	88
4.25. táblázat	A 4 db minta kollektorral nyerhető hűtőkapacitás és ennek aránya a mintahűtőgép névleges hűtőkapacitásával	89
4.26. táblázat	Az abszorpciós hűtőgép „hatékonysága”	90

Jelölések jegyzéke

Jele	Mértékegysége	Neve
$5,67 \cdot 10^{-8}$	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	A Stefan–Boltzmann-féle állandó.
A	m^2	A hűtött fal illetve mennyezet felületének nagysága.
A_1	-	Konstans, értéke 17,625.
A_A	m^2	Az abszorbercső felülete.
A_r/A_{Du}	m^2/m^2	Az effektív sugárzó felület és a test Du Bois-felülete közötti arány.
A_t	m^2	A parabola tükör felülete.
B_1	$^{\circ}\text{C}$	Konstans, értéke 243,04.
COP	-	Hőszivattyúk teljesítmény tényezője.

d	m	A hűtőcső külső átmérője.
d_{1-4}	m	A mennyezet illetve fal hűtő-fűtő rétegen kívüli rétegeinek vastagsága.
d_5	m	A hűtő-fűtőcső réteg helyiség felé eső része, a cső helyiség felé eső legközelebbi pontja(i)tól.
d_6	m	A hűtőfűtő réteg túloldali tér felé eső része, a cső a túl oldali tér felé eső legközelebbi pontja(i)tól.
EER	-	Hűtőgépek energiahatékonysági mutatója.
E_{XA}	W	Az abszorberben felszabaduló energiaáram exergia-tartalma.
E_{XC}	W	A hűtőközeg által a kondenzátorban leadott energiaáram exergia-tartalma.
E_{XE}	W	A hűtőközeg által az elpárologtatóban felvett energiaáram exergia-tartalma.
E_{XG}	W	A gazdag oldalt által a kiűzőben felvett energiaáram exergia-tartalma.
E_{XH}	W	A hőszivattyúk fűtési energiaáramának exergia-tartalma.
E_{Xk}	W	A hűtőgép illetve hőszivattyú működtetéséhez szükséges exergia-tartalom bevitel.
E_{XR}	W	A hidegenergiaáram exergia tartalma.
ΔE_{Xr}	W	A hűtőkapacitás illetve a fűtőteljesítmény létrehozásához szükséges energiaáram igényelt exergia-tartalma.
$\Delta E_{X_{sec,C}}$	W	A hűtési fogyasztói rendszer energiaáram igényének exergia-tartalma.
$\Delta E_{X_{sec,H}}$	W	A fűtési fogyasztói rendszer energiaáram igényének exergia-tartalma.
$\Delta E_{X_{v\acute{z}}}$	W	A hűtővíz hidegenergiatartalom változásának exergia-tartalma.
f	-	A valós rendszer működtetését figyelembe vevő egyidejűségi tényező.
f_{cl}	-	A ruházattal borított testfelület aránya.
F_{obst}	-	Az átlátszó felületek árnyékolási tényezője.
$F_{P-A,i}$	-	Az emberi testfelület és az „i” felület közötti besugárzási tényező.
F_{rf}	-	A hőcserélő felület minőségi tényezője.
g	-	Összesített sugárzás átbocsátó képesség.
$g_{h\acute{u}t}$	-	Fajlagos tüzelőhő.

G_r	%	Az üvegezés aránya a vizsgált szerkezeten.
h_c	$W/(m^2 \cdot K)$	A konvektív hőátadási tényező.
h_r	$W/(m^2 \cdot K)$	A sugárzási hőátadási tényező.
i	m	A csöveket tartalmazó hűtő-fűtő réteg vastagsága.
I_0	W/m^2	A vízszintes felületre érkező teljes sugárzási teljesítmény.
I_{cl}	$(m^2 \cdot K)/W$	A ruházat hőellenállása.
l	m	A hűtőcsövek osztása.
L	m	A hűtőcső hossza.
M	W/m^2	A testfelületre vonatkoztatott metabolikus hőtermelés.
m		Számolt tényező.
P	kW	A mechanikus kompresszoros hűtőgép illetve hőszivattyú működtetéséhez szükséges elektromos teljesítmény.
p_a	Pa	A nedves levegőben lévő vízgőz parciális nyomása.
PMV	-	Egy helyiségben tartózkodó ember várható hőérzeti értéke.
P_{SZ}	W	Az oldatkeringtető szivattyú elektromos teljesítményigénye.
$Q_0; \dot{Q}_0$	$kJ; kW$	A hűtőgép által elvont hő illetve hőáram (azaz a hűtőkapacitás).
$Q_A; \dot{Q}_A$	$kJ; kW$	Az abszorberben felszabaduló hő illetve hőáram.
$Q_G; \dot{Q}_G$	$kJ; kW$	A kiűzőbe bevitt hő illetve hőáram.
$Q_H; \dot{Q}_H$	$kJ; kW$	A hűtőgép által leadott hő illetve hőáram
$Q_{hasznos}$	kJ	Az előállított hasznos hőenergia
$\dot{Q}_{HT,max}$	kW	A felülethűtéssel elvonható legnagyobb hőáram.
$\dot{Q}_{HT,R}$	kW	Adott kialakítású rendszerrel elvonható legnagyobb hőáram értéke.
$\dot{Q}_{HT,RH}$	kW	A leghidegebb, felületi kicsapódást még nem okozó felülettel elvonható legnagyobb hőáram értéke.
$\dot{Q}_{HT,max}$		
$\dot{Q}_{HT,R}$	kW/m^2	Egységnyi felületen sugárzó hűtéssel elvonható hőáram.
$\dot{Q}_{HT,RH}$		
Q_{primer}	kJ	A gép működtetéséhez szükséges primer energia mennyisége.
\dot{Q}_R	W	A felülethűtéssel elvonható hőáram.
\dot{Q}_{Tr}	W	Az abszorpciós gép transzmissziós hővesztesége.
\dot{Q}_v	W	A felülethűtéssel, a szerkezet túoldaláról elvont hőáram. (A felülethűtés hidegenergiaáramának vesztesége.)

R	-	A napkövetés szöghibáit figyelembe vevő tényező.
r	-	A tükör reflexiók tényezője.
R*	-	A sugárzás szögviszonyait jellemző tényező.
R _C	(m·K)/W	A cső hőátbocsátási ellenállása,
RH	%	A helyiség levegő relatív nedvességtartalma
T ₀	K	A hűtőközeg elpárolgási hőmérséklete.
T _a	K	A helyiségben kialakuló léghőmérséklet.
T _A	K	A hűtőközeg elnyelési hőmérséklete.
T _b	K	A szerkezet túloldalán lévő térben kialakuló léghőmérséklet.
T _C	K	A hűtőközeg kondenzálódási hőmérséklete.
T _c	K	A hűtővíz közéghőmérséklete.
T _{c,1}	K	A helyiségből kilépő hűtővíz hőmérséklete. A hűtőgépbe belépő hűtővíz hőmérséklete.
T _{c,2}	K	A helyiségbe belépő hűtővíz hőmérséklete. A hűtőgépből kilépő hűtővíz hőmérséklete.
t _{cl}	°C	A ruházat felületi hőmérsékletét
T _{cső}	K	Az adott hőáram elvonásakor kialakuló csőfelszíni hőmérséklet felülethűtésnél.
T _d	K	A helyiség levegő harmatponti hőmérséklete.
t _e	°C	A külső levegő hőmérséklete.
t _f	°C	Az abszorber csőbe belépő közeg hőmérséklete.
T _G	K	A hűtőközeg kiűzési hőmérséklete.
T _{g,1}	K	A kiűzőbe belépő fűtővíz hőmérséklete.
T _{g,2}	K	A kiűzőből kilépő fűtővíz hőmérséklete.
T _H	K	A hűtött mennyezet vagy fal felületi hőmérséklete.
t _{h1}	°C	A melegítendő közeg hőmérséklete A hőszivattyúba belépő közeg hőmérséklete.
t _{h2}	°C	A felmelegített közeg hőmérséklete. A hőszivattyúból kilépő közeg hőmérséklete.
T _k	K	A környezeti levegő hőmérséklete.
T _{K,1}	K	A hűtött helyiségben a léghőmérséklet.
T _{K,2}	K	A hűtőgép illetve a hőszivattyú felállítási helyén a léghőmérséklet.
t _r	°C	A közepes sugárzási hőmérsékletet.
T _{s,i}	K	Az „i” felület a felületi hőmérséklete.

T_x	K	Az exergia számításához szükséges referencia hőmérséklet.
ΔT	K	A $T_{g,1}$ és a $T_{g,2}$ hőmérsékletek különbsége.
U_0	W/(m ² ·K)	A hőhordozó folyadék és a környezet közötti hőátbocsátási tényező.
U_1	W/(m ² ·K)	A cső külső felszínének a vizsgált helyiség felé eső legközelebbi pontja és a helyiség levegője közötti hőátbocsátási tényező.
U_2	W/(m ² ·K)	A cső külső felszínének a túloldali tér felé eső legközelebbi pontja és a túl oldali tér levegője közötti hőátbocsátási tényező.
U_k	W/(m ² ·K)	Az elnyelő szerkezet hőátbocsátási tényezője.
U_w	W/(m ² ·K)	Az ablak hőátbocsátási tényezője.
v_{ar}	m/s	A relatív légsebesség az emberi test környezetében.
W	W/m ²	az emberi test által végzett mechanikai munka, egységnyi testfelületre vonatkoztatva.
α	-	Az abszorber sugárzás elnyelési tényezője.
β	-	A termokémiai teljesítmény viszonyszám.
γ	-	A felülethűtés hőmérséklet viszonyaitól függő tényező.
γ_t	-	A tükör optikai hatásfoka.
$\gamma_{ad,s}$	-	Illesztési jelzőszám.
$\gamma_{ad,w}$	-	Tervezési jelzőszám.
γ_{res}	-	Tartalékot megadó jelzőszám.
δ	-	Az abszorpciós gépek hőmérséklet viszonyaitól függő tényező.
ϵ	-	A fajlagos hűtőteljesítmény.
ϵ_1	-	A ruházattal borított emberi test emissziós tényezője.
ϵ_H	-	A fajlagos fűtőteljesítmény.
ϵ_{HC}	-	A fordított Carnot-körfolyamatú gép fajlagos fűtőteljesítménye.
ϵ_{KC}	-	A fordított Carnot-körfolyamatú gép fajlagos hűtőteljesítménye.
ζ	-	A hűtési hőviszony.
ζ_H	-	A fűtési hőviszony.
ζ_{HC}	-	A fordított Carnot-körfolyamatú gép fűtési hőviszonya
ζ_{KC}	-	A fordított Carnot-körfolyamatú gép hűtési hőviszonya
η_1	%	A kondenzátorba belépő víz hőmérsékletétől függő hatásfok.
η_2	%	Az elpárologtatóba belépő víz hőmérsékletétől függő hatásfok.
η_3	%	A kiűzőbe belépő víz hőmérsékletétől függő hatásfok.
η_{ex}	%	A felülethűtés exergetikai jelzőszáma.

$\eta_{Ex,C}$	%	A hűtőgép hűtési exergetikai hatásfoka.
$\eta_{Ex,H}$	%	A hőszivattyú fűtési exergetikai hatásfoka.
$\eta_{HC,ABSZ}$	%	Az abszorpciós hőszivattyú fűtési termokémiai hatásfoka.
$\eta_{HC,MHG}$	%	A mechanikus kompresszoros hőszivattyú fűtési jóságai foka.
$\eta_{KC,ABSZ}$	%	Az abszorpciós hűtőgép hűtési termokémiai hatásfoka.
$\eta_{KC,MHG}$	%	A mechanikus kompresszoros hűtőgép hűtési jóságai foka.
$\eta_{p,sz}$	%	A primer energiából szekunderré való átalakítás hatásfoka.
$\eta_{sys,C}$	%	A hűtési teljes exergetikai rendszerhatásfok.
$\eta_{sys,H}$	%	A fűtési teljes exergetikai rendszerhatásfok.
κ_1	W/(m ² ·K)	A csövet tartalmazó réteg alatti rétegek és a helyiség közötti hőátbocsátási tényező.
κ_2	W/(m ² ·K)	A csövet tartalmazó réteg feletti rétegek és a túloldali tér levegője közötti hőátbocsátási tényező.
λ	W/(m·K)	A csöveket tartalmazó hűtő-fűtő réteg hővezetési tényezője.
λ_{1-4}	W/(m·K)	A mennyezet illetve fal hűtő-fűtő rétegen kívüli rétegeinek hővezetési tényezője.
α_1	W/(m ² ·K)	A hűtött felület és a helyiséglevegő közötti teljes hőátadási tényező.
α_2	W/(m ² ·K)	A túloldali falfelület és a túloldali tér levegője közötti teljes hőátadási tényező.

Indexek

ABSZ

MHG

ex

C

H

N

min

max

0

Általános jelentés

Termokémiai kompresszorral működő gépek,
pl. abszorpciós gépek.

Mechanikus kompresszorral működő gépek

Exergetikai

Hűtés

Fűtés

Névleges állapot

Legkisebb

Legnagyobb

Méretezési állapot

1 Bevezetés

Témaválasztás

Az Európai Parlament és a Tanács 2010/31/EU irányelve (Európai Parlament és Tanács, 2013) szerint az Unió energiafogyasztásának 40%-a az épületekkel kapcsolatos, és mennyisége gyarapodik. Az épületek energiamérlegében a hűtési rendszerek részaránya folyamatosan nő. Ezért minden olyan intézkedés, mely az épületek energiafogyasztását visszafogja, illetve megújuló energiaforrással történő fedezését elősegíti, erősíti az Unió és benne Hazánk energiabiztonságát és függetlenségét. A hűtési rendszerek optimális tervezése és üzemeltetése szempontjából a mennyiségi (energetikai) elemzések mellett, elengedhetetlen a minőségi (exergetikai) számítások elvégzése is, hiszen csak így kaphatunk választ arra a rendkívül összetett kérdésre, hogy hőleadás, hőszállítás, hőtermelés szempontjából melyik rendszer hatékonyabb.

A téma nagysága miatt bizonyos önkorlátokat fogalmaztam meg, melyeket a továbbiakban ismertetek.

Épülettípus választás

A legújabbkori európai ember életét épített környezetben tölti. Otthon alszik, plázákban, bevásárlóközpontokban nézelődik, 3 és 4D mozikban kapcsolódik ki, munkát pedig valamilyen szintén zárt környezetben végez. A disszertáció olyan munka-épületekkel foglalkozik, ahol a vezetési, a szervezési, és a kutatási, vagyis a szellemi munkavégzés folyik. A szellemi munkavégzés olyan épületekben és helyiségekben végzik, melyeket irodaépületekként, irodánként tudunk besorolni. Az irodaépületek télen és nyáron is kihasználtak, és jelentős fűtési-hűtési igényekkel rendelkeznek. Jelen munka ezért az irodaépületeket vizsgálja, elsősorban hűtési szempontból.

A tartós szellemi munkavégzés másfajta megterhelést ad az emberi szervezetnek, mint az elmúlt évszázadok döntően fizikai munkái. Ennek kutatásában már komoly előrehaladások történtek, de vannak még feltáratlan területek. Az irodaépületekben az ember a „kiinduló adat”, vagyis egy olyan „gép”, melynek lehetőségeit maximális ki lehet és ki is kell aknázni egy jó munkáltatónak. Ezért az építészeti és gépészet felé olyan elvárásokat támasztanak, melyek ezt elősegítik.

Az irodaépületekben végzett tartós, magas minőségű szellemi munkavégzés szükséges, de nem elégséges feltétele az, hogy az ember „jól érezze magát”. Ez utóbbi érzéshez tartozó környezet fizikai leírásával foglalkozik többek közt a komfortelmélet. A leírt fizikai környezetet az épületgépészeti rendszerek (fűtés-, hűtés-, légtechnika) képesek létrehozni. Ezek komfort központú méretezéséhez elengedhetetlen a vizsgált épület belső és külső igényeinek minél pontosabb leírása.

Az irodaépületek jellemzően (bel)városi környezetben épülnek, vagy pedig olyan kertvárosi helyszíneken, melyek beépülése az épület élettartalma alatt megtörténhet. Ez az épület érő

napsugárzás szimmetriájának eltorzulását eredményezi (lásd később). A jelenlegi építészeti tendenciák szerint ezen épületek jelentős üvegezett felületi aránnyal épülnek, melynek oka elsősorban a természetes fény az emberi teljesítőképességre gyakorolt pozitív hatásában keresendő. Viszont ennek az az ára, hogy a helyiségbe a természetes fénnel jelentős sugárzási hőterhelés is jut, melynek kompenzálásáról a hűtési rendszernek kell gondoskodnia.

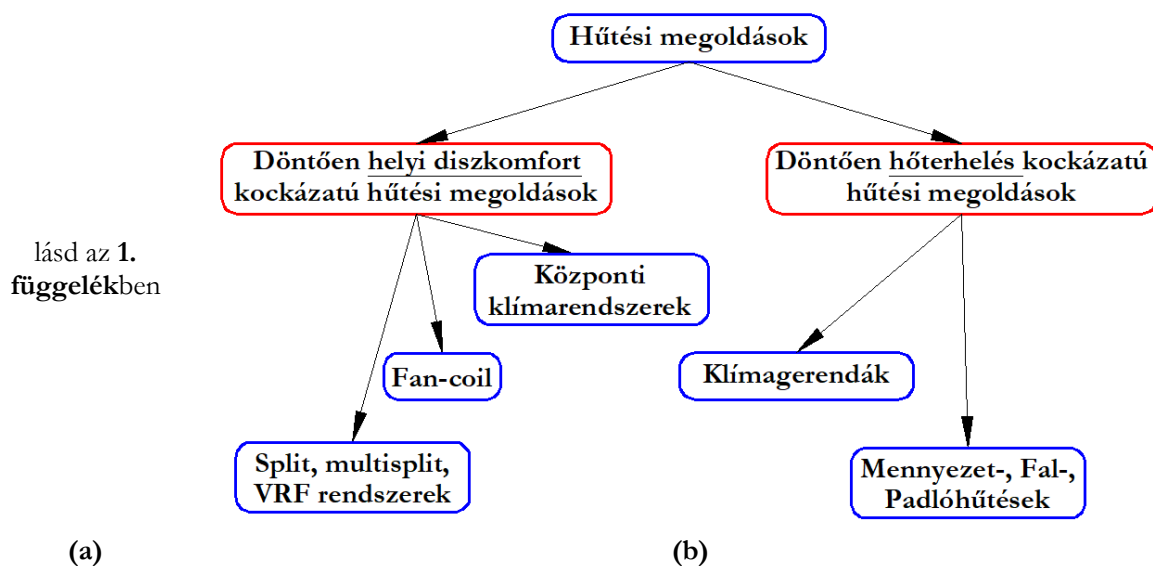
Az irodaépületeket érő hatások közül nem csak külsők érdekesek, hanem a belsők is. A régi irodai munkavégzési tendenciák szerint a nyári időszakban jelentős arányú volt a szabadságolás, ez mára gyakorlatilag eltűnt, és épületgépészetileg nyugodtan tekinthetjük úgy, hogy az irodák egész évben kihasználtak. Így pedig nyáron a helyiségben keletkező belső hőterhelések értéke is megnövekszik. Egyfelől az emberek hőterhelésével lehet számolni, másrészt ezen személyek által használt technikai berendezések hőleadásával. A belső hőterhelések aránya a teljes hőterheléshez képest az épület építészeti kialakításától függően jelentősen változhat akár 34 és 88% között is. Mindezek alapján fontos megvizsgálni, hogy az irodaépület építészeti tervezésekor mire érdemesebb nagyobb figyelmet fordítani. Egy építészeti rosszul kialakított irodaépületbe nem biztos, hogy a különböző komfort szabványokban leírt körülményeket létrehozni képes hűtési rendszert lehet betervezni.

A komfort szabványok (pl. MSZ EN ISO 7730) az irodákat A, B, C komfortkategóriába sorolják, annak függvényében, hogy a szabályozással mennyire tudjuk tartani az előírt belső operatív hőmérsékleteket, valamint a helyi diszkomfort tényezők meghatározott értékeit. Nyilvánvalóan egy magasabb komfortfokozatú irodaépületet nagyobb összegért lehet el- illetve kiadni, de ennek magvalósítása az építész és gépész tervezők szoros együttműködését igényli.

Ha pedig már költségek, egyáltalán nem sokadrendű kérdés az, hogy mekkora az épületgépészeti rendszerek energia felhasználása és üzemeltetési költsége. Egy épületgépészeti rendszer akkor a legenergiahatékonyabb, ha nincs rá szükség. Ha ez kivitelezhetetlen, akkor arra kell törekedni, hogy a szükséges hőbevitel illetve elvonás minél kevesebb legyen és azt a lehető leghatékonyabb módon végezzük el. Nyári állapotban az a hőmennyiség melyet el kell vonnia az irodahelyiségből a hűtési rendszernek nem más, mint a hőterhelés. Egy alacsony energiafelhasználású hűtési rendszerhez elengedhetetlen a hőterhelés minimális szintre csökkentése, ezért vizsgálja részletesen a disszertáció egy irodahelyiségben a hőterhelés alakulását különböző, építészeti paraméterek mellett.

Helyiség hűtő megoldás kiválasztása

Egy adott helyiségben keletkezett hőterheléseket különféle módon lehet elvonni a hűtési rendszerekkel. A jelenleg használt hűtési rendszereket a klasszikus vagy elmélet-centrikus felfogás szerint az **1.1. ábra (a) része** szerint tudjuk csoportosítani.



1.1. ábra A fontosabb hűtési rendszerek (a) klasszikus, illetve (b) új szemléletű felosztása

Eszerint a felosztás szerint a működési mód a döntő, viszont a gyakorlati kiválasztáshoz nem sok segítséget ad. A gyakorlati döntésekhez a hűtési rendszerek egy másfajta csoportosítása javasolt, mely segítségével könnyebb a megfelelő döntést megtalálni. A használt hűtési rendszereket két csoportba osztanám, attól függően, hogy csak a helyi diszkomfort kialakulásának vagy pedig a hőterhelés fedezetlenségének („teljes diszkomfort”) lesz nagyobb kockázata. Az első csoportba a központi klimatechnikai, a fan-coil és a „gázos” megoldások tartoznának, a másodikba a felülethűtések és a klímagerendás rendszerek. Ezt mutatja az **1.1. ábra (b) része**.

Az első csoportba sorolt hűtési megoldásoknál a gyakorlati kiválasztásuk menete olyan, hogy jelentős tartalékkal rendelkeznek. (például a fan-coil-okat a legalacsonyabb ventilátor fokozatra szokás kiválasztani). Ezeknél a megoldásoknál a hűtés miatti helyi diszkomfort kialakulása a nagyobb valószínűségű, mint a „kihűtetlenség”. A legvalószínűbb kockázatuk a huzat és a zaj lesz. Ezeket a megoldásokat emiatt mindenképp szükséges ezekre ellenőrizni. További közös jellemzője ezeknek a rendszereknek, hogy gyors reagálásúak, így nem szükséges a folyamatos működés a megfelelő állapotok fenntartásához. A vizsgálandó irodaépületben folyamatosan dolgoznak, így indokolt olyan hűtési rendszert vizsgálni, mely az emberi tevékenységhez hasonlóan folyamatos működést igényel. Ezek a második csoportban találhatóak.

Az ebbe a csoportba tartozó megoldások folyamatos működést igényelnek. Ezeknél a megoldásoknál magas hőmérsékletű, így alacsony exergia-tartalmú hűtővízzel történik a felesleges hő elszállítása a helyiségből. Emiatt nagyobb a kockázata annak, hogy nem tudjuk a teljes hőterhelést elvonni. Ezeknél a megoldásoknál (ha képes kihűteni a helyiséget), akkor a helyi diszkomfort kialakulásának kockázata kisebb, mint a másik csoportnál.

Hűtési energiatermelő és működtető energiaforrásának kiválasztása

De milyen hűtőgépet célszerű választania annak, aki környezettudatosan és mégis hatékonyan hűtene? A gyakorlat számára csak a mechanikus kompresszoros hűtőgépek (spirál-, csavar-, dugattyús-, forgódugattyús-, és turbókompresszoros) jöhetnek szóba, valamint egyes speciális esetekben az abszorpciós hűtőgépek.

Gépészeti felépítésük és energia felhasználásuk ismert, viszont működésükhöz igényelt energia minősége egy kevésbé vizsgált terület. A mechanikus kompresszorok elektromos áramot, míg az abszorpciós hűtők hőenergiát igényelnek működésükhöz. Minőségi szempontból a két energiaforma különbözik, ezért érdemes vizsgálni. A disszertációban ezért összehasonlítom a két hűtőgép típust az igényelt energia minősége, azaz exergia-tartalma szempontjából is.

A hűtőgépeket működtető energiát végső soron primer (alap-) energia hordozókból nyerjük. Az energiahordozókban az energia anyagi formában kötött. A primer energiahordozók természetben előfordulnak, melyekből vagy közvetlenül kinyerjük az energiát, vagy kezelésnek alávetve szekunder (átalakított) energiahordozókként hasznosítjuk őket. (Bihari, 2011)

Energiatudatosság szempontjából általában az a célravezető (vannak kivételek), ha az igényeinket közvetlenül primer energiaforrásból tudjuk fedezni, így kimarad az energiaszállítástól a szekunder energiaforrás létrehozásának veszteségei.

A primer energiahordozókat három csoportba lehet besorolni. Az első csoportba a fosszilis, a másodikba a nukleáris, a harmadikba a megújuló energiahordozók tartoznak. Az egyes primer energiahordozókból kinyert energia mennyisége 2010-2017 között látható az **1.1. táblázatban**.

1.1. táblázat Alapenergiahordozók hazai termelése, [PJ] (Központi Statisztikai Hivatal, 2019)

Megnevezés		2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
Fosszilis	Szén	66,7	68,9	67,3	67,5	66,5	63,6	61,2	53,7
	Kőolaj és származékai	45,6	40,5	43,1	36,9	35,1	36,3	41,5	43,9
	Földgáz	93,6	88,5	74,0	64,7	60,2	57,3	59,8	59,1
Nukleáris		172,5	171,6	172,8	168,2	171,5	173,6	176,0	176,5
Megújuló	Biomassza és biogáz	111,6	115,8	126,4	134,7	122,9	133,7	132,1	130,5
	Szél és víz energia	2,6	3,1	3,6	3,4	3,5	3,3	3,4	3,5
	Geotermikus és napenergia	4,4	4,7	4,9	5,2	4,4	5,4	6,4	7,3

A fosszilis energiahordozókból nem tudunk villamos és hőenergiát közvetlenül előállítani. A folyamatnak mindig lesz egy közbenső, összehatásfokot rontó tagja. Ez legtöbbször egy hőcserélő, egy gázturbina vagy egy gázmotor lesz. A nukleáris energiahordozókból képesek vagyunk egy lépésben villamos áramot előállítani, és ennek melléktermékeként hőt. De a folyamat helyhez kötött, így nem használható országosan hőtermelésre.

A megújuló energia források alkalmasak lehetnek arra, hogy közvetlenül működtessük velük a hűtőgépeket. Az Európai Unió 2020-ra 20%-os megújuló energia részarány növekedést irányoz elő az 1990-es szinthez képest, így még fontosabb előnyben részesíteni az olyan hűtési megoldásokat, ahol megújuló energiákkal hozzuk létre a hidegenergiát. Tehát, ha környezettudatosan akarunk hűteni, akkor a hűtőgép működtetéséhez szükséges energiát megújuló energiaforrásból kell fedezni.

Ezért fontos kérdés az, hogy az egyes megújuló energiaforrásokat, mennyire tudjuk integrálni ezen rendszerekhez. Megújuló energiaforrásokkal közvetlenül tudunk hőenergiát létrehozni, közvetve és közvetlenül pedig elektromos áramot is. Egy hűtési rendszer működtetéséhez így a szoba jöhető megújuló energiaforrások a nap-, a geotermikus -, víz-, a szélenergia valamint a biomassza és a biogáz.

Ezek közül a biomassza és a biogáz emberi léptékkal nézve valóban megújul, de vitatható az, hogy tekinthetjük-e egyáltalán „igazi” megújuló energiaforrásnak. Az én mérnöki véleményem az, hogy ezeket nem tekintem ténylegesen megújulónak. Magyarország földrajzi adottságai alapján a víz- és szélenergia nem egy könnyen, nagy mennyiségben kiaknázható energiaforrás, így a vizsgálatukat szintén elvettem.

A geotermikus energia és a napenergia viszont mindkét hűtőgép típusnál szóba jöhet. Persze alkalmazásuknál nagyon oda kell figyelni a részletekre. A geotermikus energiát hő formájában nyerjük ki, így a termikus kompresszor működtetésére közvetlenül alkalmas lehet, míg elektromos áram előállítására egy erőműben használható. A napenergiát a napkollektorokkal hőként tudjuk hasznosítani, míg napelemekkel elektromos áramként.

A kutatás fontosabb célkitűzései és hipotézisei

A kutatási munkám elsőrendű célja a sugárzó hűtési rendszerek energetikai és exergetikai elemzése. A vizsgálat az emberi és állagvédelmi igényektől, a rendszert működtető energiaforrásig tart. Kiemelt szempont, hogy kutatási munkám eredményeit akár rövidtávon is alkalmazni lehessen a hűtési rendszerek tervezése során. Ezért a tudományos munka egyes lépései a hőterhelés-hőelvonás-hőszállítás-hőtermelés vizsgálatára fókuszálnak.

A kutatás munkám céljai és hipotézisei:

- 1) a hazai gyakorlatban ismert, a hőterhelés értékének meghatározására szolgáló számítási módszerek eredményeinek összehasonlítása;
- 2) az egyik hőterhelés számítási módszer esetében megvizsgálni annak érzékenységét, olyan építészeti jellemzőkre, melyeket akár épületfelújítás során is befolyásolni lehet. Azt feltételeztem, hogy a hőterhelés értékét leginkább az árnyékolás mértéke befolyásolja.

- 3) mivel a felülethűtéseknel kiemelten fontos az állagvédelem, célul tűztem ki olyan összefüggések kidolgozását, melyek alapján meghatározható a felülethűtéssel elvonható legnagyobb hőterhelés értéke. Azt feltételeztem, hogy a legnagyobb elvonható fajlagos hőáram falhűtéssel érhető el.
- 4) célom továbbá a két leggyakrabban alkalmazott felülethűtési mód (fal- és mennyezethűtés) vizsgálata hőérzeti szempontból. Hipotézisem az, hogy a PMV és a szubjektív hőérzeti válaszok (AMV) értékei között nem lesz szignifikáns különbség és 0-hoz (hőérzeti szempontból semleges állapot) közelítenek.
- 5) gyakorlati szempontból fontosnak tartom a mechanikus kompresszoros és az abszorpciós hűtőgépek összehasonlítását. Azt feltételeztem, hogy lehet találni olyan esetet, amikor úgy energetikailag, mint exergetikailag jobb a gyakorlatban kevésbé elterjedt abszorpciós hűtőgép.
- 6) az abszorpciós gépek energetikai és exergetikai jelzőszámaiban megjelennek az adott készülékre jellemző hőáram értékek különböző üzemeltetési hőmérsékletek mellett. A célom az, hogy a jelzőszámok meghatározását részben, vagy egészben függetlenítsem a hőáramok értékeitől.
- 7) fontosnak tartom megvizsgálni a napenergia és a geotermikus energia hasznosítás hatékonyságát az abszorpciós hűtőgépek esetében.

Programadás

Jelen munka egy irodahelyiség fal- illetve mennyezethűtésével kíván foglalkozni. Elsőnek összehasonlít három hőterhelés számítási módszert. Majd vizsgálja az érvényben lévő szabványban szereplő hőterhelés számítási eljárás mennyire érzékeny, néhány építészeti is fontos jellemzőre. Ennek érdekében a számítási eredményeket egy minta irodahelyiségen keresztül mutatja be. Ezután a két energialeadó megoldást az emberi komfort szempontjából hasonlítja össze, arra nézve, hogy tapasztalható-e különbség közöttük. A sugárzó hűtési energialeadók értékelésére mennyiségi és minőségi szempontból jelzőszámokat vezet be. Ezután vizsgálja a szóba jövő hűtőgépeket. Összehasonlítja energetikai és exergetikai szempontból a hagyományos, mechanikus kompresszorral és a termikus kompresszorral működő hűtőgépeket.

Az abszorpciós hűtő(-fűtő)gépek képesek a megújuló energiaforrásokat integrálni. Emiatt összegyűjti és rendezzi a mennyiségi és minőségi jelzőszámaikat és megvizsgálja, hogy értékeit az egyes paraméterek hogyan befolyásolják. Ezen paraméterek közül a legfontosabb várhatóan a hőforrás hőmérséklete. Mivel a megújuló energiaforrásokkal jellemzően alacsony hőmérsékletű fűtőközeget tudunk biztosítani, így fontos kérdés annak megvizsgálása, hogy mennyire hatékonyan képes hőenergiát és hőelvonást létrehozni az ilyen típusú készülék.

2 Az irodalmi előzmények áttekintése

Az irodalmi áttekintés elején szükségesnek tartom néhány, az értekezésben előforduló fogalmat tisztázni. Különösen azokat, melyeket a műben esetleg másként értelmezek, mint a legtöbb szakirodalom.

2.1 A kapcsolódó fogalmak összefoglaló tisztázása

Hőségnapról beszélünk, ha a napi maximum külső hőmérséklet legalább 30 °C, valamint *forrónap*ról, ha legalább 35°C. Az *extrém hőség- illetve forrónap* abban különbözik az előbbtől, hogy nem a napi maximumnak, hanem legalább 1 órai átlag hőmérsékletnek kell elérnie a 30 illetve 35 °C-ot. Ha a napi külső hőmérséklet nyáron nem éri el a 30°C-ot akkor egyszerű *nyári nap*ról beszélünk. (Csáky, 2015); (Országos Meteorológiai Szolgálat, 2019)

Egy vizsgált napot akkor tekintünk *szimmetrikusnak* a sugárzás szempontjából, ha a délelőtti időszakban ugyanakkora napsugárzással számol, mint délután. Az *aszimmetrikus* nap viszont számol azzal a gyakorlati tapasztalattal, hogy a sugárzási energiahozam a nap folyamán nem szimmetrikus, vagyis a keleti és nyugati tájolású függőleges felületek teljes sugárzási hozama között szignifikáns eltérés van. Az aszimmetriát a felhőzet, a levegő nedvességtartalom illetve a légköri aeroszol koncentráció okozza, különösen városi környezetben. (Csáky, 2015)

Hőterhelésnek nevezzük a rendeltetészerű épülethasználattal összefüggő tevékenységekből; a napsugárzásból származó, illetve a környezetből a helyiségbe jutó energiaáramok összegét. (Fekete, et al., 1985)

A helyiségből elvont hőáram értelemszerűen a helyiség szempontjából negatív. A téma könnyebb értelmezése és tárgyalása érdekében, be lehet vezetni egy ezzel abszolút értékben megegyező, de ellentétes előjelű mennyiséget, a *hidegenergiát*. A hidegenergiát a rendszer „biztosítja” a helyiség számára, s így egy a fűtési rendszer hőenergiájához hasonló, pozitív előjelű mennyiséget nyerünk. Az energia minőségi értékelésére bevezették az *exergia* fogalmát. Az exergia nem más, mint az energia másformába átalakítható része, így egy pozitív előjelű mennyiség. Ez a fogalom kifejezetten általános, minden energiatípusra igaz, szükségesnek tartom a hőtechnikai folyamatokra érvényes alakját bemutatni. (Rant, 1956), (Schmidt, 2009), (Hepbasli, 2012), (Halászné & Kalmár, 2007), (Halászné & Kalmár, 2008) (Kalmár, 2006)

Az áramló hőtechnikai rendszereknél az életszerűbb leírás érdekében néhány jellemzőt egységnyi időre vonatkoztatunk. Így tömeg, térfogat és energia helyett tömegáramról, térfogatáramról és energiaáramról beszélünk. Az exergia viszont nem áramlik, ez egy állapotjellemző (mint pl. a hőmérséklet vagy a térfogat). Így az energiának és az energiaáramnak is van exergia-tartalma. Szóhasználatban tehát (látszatra) nincs különbség, de jelölésben hasznosnak gondolom megkülönböztetni. A továbbiakban az energia exergia-tartalmát kisbetűvel (pl. „ex:”),

míg az energiaáram exergia-tartalmát nagybetűvel (pl. „ Ex_i ”) fogom jelölni. (Hadid & Zoughaib, 2017), (Simon, 2008), (Simon, 2008)

A „ \dot{Q}_i ” hidegenergiaáramot általánosan úgy határozzuk meg, hogy a „ T_i ” hőmérsékletű közeg, „ T_K ” hőmérsékletű környezetben mekkora hűtés létrehozására képes:

$$\dot{Q}_i = c \cdot \dot{m} \cdot (T_K - T_i) \quad [W] \quad (2.1)$$

A hőenergiaáramok exergia-tartalma a Carnot-hatásfokkal tudjuk meghatározni (Wall, 1986):

$$Ex_i = \dot{Q}_i \cdot \left| \frac{T_i - T_X}{T_i} \right| = c \cdot \dot{m} \cdot \frac{(T_K - T_i) \cdot (T_X - T_i)}{T_i} \quad [W] \quad (2.2)$$

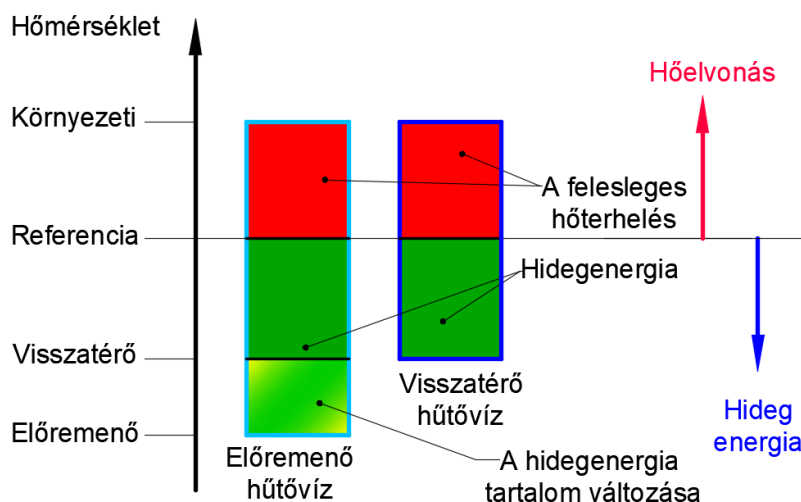
Ahol „ T_X ” az exergia számításához szükséges referencia hőmérséklet, [K]-ben. Hűtésnél célszerű értéke 299,15 [K] (26 [°C]).

Itt jegyezném meg, hogy néhány régebbi szakirodalom a hő exergia-tartalmát „*munkaképesség*”-nek (először: (Hibbey, 1956)) vagy „*hasznosítható energia*”-nak (először: (Heller, 1952)) is nevezi. Mindkét elnevezéssel azt kívánják kifejezni, hogy az exergia nem más, mint a hőből maximálisan kinyerhető technikai munka.

Egy hűtött rendszerben az előremenő hűtővíz („ $t_{c,2}$ ”) elvon „ \dot{Q}_R ” hőáramot, ennek hatására felmelegszik. Azaz az előremenő hűtővíz által létrehozható „ \dot{Q}_e ” hidegenergiaáramból a visszatérő hűtővíznél („ $t_{c,1}$ ”) csak „ \dot{Q}_v ” hidegenergiaáram marad. A két hidegenergiaáram különbsége lesz az elvont „ \dot{Q}_R ” hőáram. A két hidegenergiaáram exergia-tartalmának különbsége adja a hűtővíz változó energia tartalmának exergia-változását egységnyi idő alatt, röviden a hűtővíz igényelt exergia-tartalom változását:

$$\Delta Ex_{v\acute{I}z} = Ex_e - Ex_v = \dot{Q}_R \cdot \left[\frac{T_K \cdot T_X}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - 1 \right] \quad [W] \quad (2.3)$$

Egy hűtési rendszer előre- és visszatérő vizén keresztül a vázolt fogalmakat az **2.1. ábra** segítségével lehet értelmezni.



2.1. ábra Az előremenő és visszatérő hűtővizén keresztül a vázolt fogalmak értelmezése

Tovább bonyolítja a helyzetet, hogy egy összetettebb rendszer esetén az energiaáram szükséges exergia-tartalmát, mindig csak a rendszer „végpontján” lehet értelmezni. Az összetett rendszer végéig az energia(áram)-igény nő folyamatosan, nem az exergia-tartalom. Tehát egy közvetett hűtési rendszer esetén, amelynél a hűtőrendszer energialeadóból, elosztóhálózatból és energiatermelőből áll, a *rendszer exergia-igénye* nem más, mint a hűtőgépet működtető energia szükséges exergia-tartalma.

Viszont a rendszer hatékonyságának számszerűsíthető ellenőrzéséhez célszerű a belső pontokon is meghatározni az energia(áram)-igény exergia-tartalmát, úgy mintha a rendszer ott érne véget. A továbbiak ennek szellemében értelmezhetők.

2.2 Hőterhelés vizsgálat fontossága

A klíma a nyári (és részben az átmeneti) időszakban, az energiacsökkentési törekvésekre negatívan hat. Európa éghajlata az üvegházhatás miatt évente egyre változóbb lesz (Schär, et al., 2004). A korábbiakhoz képest gyorsabban változó körülményekhez a megtervezett és kivitelezett rendszerek egyre kevésbé lesznek alkalmasak. Ha energiatakarékosak kívánunk lenni, az épületek gépészeti rendszereit rendkívül körültekintően kell megtervezni. Ehhez elengedhetetlen a kiinduló tervezési adatok minél pontosabb felvétele.

Így a megfelelő hűtési rendszer kiválasztásához a hőterhelést a lehető legpontosabban kell meghatározni. Az ISO 13790 szabvány és az ISO 52016 szabvány nemzetközileg elfogadott számítási algoritmust ad meg a hőterhelés meghatározásához (Lin, et al., 2016), (Li, et al., 2015). Mindkét algoritmus használatakor figyelembe kell venni a számítások során a hely specifikus meteorológiai adatokat. Továbbá az épület kialakítását, a téralakokat, a felhasznált építőanyagokat, egy adott régióra vagy országra előírt energiahatékonysági követelményeket és a tartani kívánt belső hőmérsékleteket. (Kalmár, 2016), (Csáky, 2015), (Csáky & Kalmár, 2015), (Csáky & Kalmár, 2014), (Csáky & Kalmár, 2017) Az értekezésemben a hőterhelés vizsgálatokat a Debrecenben regisztrált napsugárzás és hőmérséklet adatok figyelembevételével végeztem. A vizsgálataim során úgy döntöttem, hogy a homlokzat átlátszó felületére összpontosítok (pl. üvegezési és árnyékolási arány).

Korábban kimutatták, hogy az ablakok hőátbocsátási tényezőjének hatása az épületek nyári hőterhelésére elhanyagolható az üvegezés egyéb fizikai tulajdonságaihoz képest (MSZ EN ISO 13790, 2008). Továbbá, ha az épület megfelelően szigetelt, akkor az átlátszatlan elemeken áthaladó hőnövekedés is elhanyagolható, még a szigetelőanyag öregedési folyamatát is figyelembe véve (MSZ EN ISO 52016-1, 2017). A hőterhelés vizsgálatokhoz elsőnek a megfelelő számítási módszer kiválasztása a legfontosabb. Erre több lehetőség is van ((Pogran, et al., 2013), (Yang & Li, 2008), (Zhou, et al., 2008), (Yam, et al., 2003)), én a Magyarországon korábban érvényes, de még mindig használt két szabványt és a jelenleg is érvényest vizsgáltam.

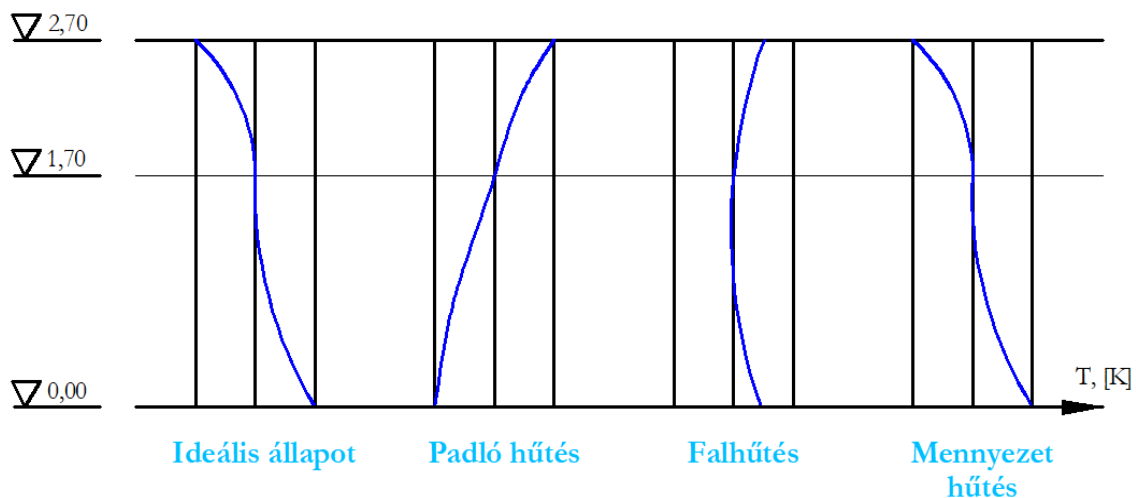
2.3 Az épületek sugárzó hűtési energialeadói

2.3.1 Sugárzó hűtések

Az emberi test sugárzásos módon képes legjobban leadni a hőt (ez a teljes hőleadás 42-44%-át jelenti). Így az olyan hűtési megoldások, melyek képesek az így leadott hőt elvezetni, fontos vizsgálni. Ezért foglalkozok a sugárzó hűtésekkel a disszertációmban.

A beágyazott felülethűtéseknel, a helyiség tömör határolószerkezetében vezetett csőben keringő hűtött víz, a helyiség léghőmérsékletéhez közeli hőmérsékletű (jellemző a 16/19°C, 16/22°C, 17/20°C hőfoklépcső), így az exergia-tartalma alacsony. (Babiak, et al., 2007) A hűtött felület alapján megkülönböztetünk padló-, fal- és mennyezethűtéset. Az ideális, és a háromféle felülethűtés hőmérsékleteloszlás-jellege látható a **2.2. ábrán**. Az ábrából látható, hogy mennyezethűtéssel jól tudjuk közelíteni az ideálist, a fallal közepesen, míg a padlóval egyáltalán nem. Így a továbbiakban a fal és mennyezethűtést vizsgáltam tovább. (Macskásy & Bánhidi, 1985)

Itt jegyezném meg, hogy a padlöhűtést ritkán alkalmazzuk, jellemzően akkor, ha nagy belmagasságú (>3,5m) vagy napsugárzásnak túlzottan kitett, nagy üvegfelületekkel rendelkező helyiségek hőterhelését kívánjuk csökkenteni.



2.2. ábra Hőmérsékleteloszlás ideális állapotban és a beágyazott felülethűtéseknel

A sugárzó hűtéset lehet nedves vagy száraz technológiával kialakítani. A száraz kialakításnál előre gyártott gipszkarton paneleket helyezünk egymás mellé, melyekben a cső már beépített. Előnye a gyors szerelés mellett, hogy utólagosan is kivitelezhető, meglévő épületeknél. Hátránya viszont, hogy a panelek mérete gyártóként változik, valamint, hogy nem a teljes rendelkezésre álló felületet tudjuk kitölteni vele (szerelési hézagok, lámpakiosztás, kimaradó felületek stb.), hanem nagyságrendileg csak a 60-70%-át. Ez azt eredményezi, hogy a felület nem lesz homogén

hőmérsékletű, és a hőmérsékletkülönbségek érzékelésére érzékenyebb emberek ezt már észre vehetik. (Homonnay Györgyné, 2000)

A nedves technológiánál a helyszínen alakítjuk ki a csövek fektetését, tetszőleges osztásközzel, a teljes rendelkezésre álló felületen, majd elvakoljuk. Előnye, hogy alkalmazásával egy határoló felület tekinthető homogén hőmérsékletűnek és az, hogy a száraz fektetéssel szemben nagyobb hőterhelés elvonására alkalmas. Hátránya, hogy a helyszíni élőmunka igénye nagyobb, és így meglévő épületeknél az alkalmazása nehezebb. (Homonnay Györgyné, 2000)

A disszertáció a továbbiakban a nedves fektetéssel foglalkozik, vizsgálja ezen felülethűtések alkalmasságát a hőterhelés fedezésére. Ha a nedves fektetési technológiával nem felel meg a fal- illetve a mennyezethűtés, akkor a szárazal sem fog. Ez viszont nem csökkenti azt a tényt, hogy a levont következtések (kisebb korrekcióval), de igazak a száraz technológiás rendszerekre is.

A jelenleg érvényben lévő energetikai rendelet előírásainak csak a fokozott légzárású ablakok képesek megfelelni. Ennek következménye mindig az, hogy a benntartózkodók friss levegő igényének kielégítéséről gondoskodni kell. A vizsgálódások során a hűtött helyiségek friss levegő ellátása megoldott, de kezeletlen, azaz külső állapotú levegőt jut a helyiségbe, és a felülethűtésnek ennek visszahűtéséről is gondoskodnia kell.

2.3.2 Az energialeadók hatékonyságának komfort szempontú értékelése

Egy helyiségben tartózkodó ember szubjektív hőérzeti értékét (Actual Mean Vote, azaz „AMV”) mérésekkel lehet meghatározni. Viszont a várható hőérzeti értékét (Predicted Mean Vote, azaz „PMV”) a következő összefüggéssel tudjuk meghatározni. (MSZ EN ISO 7730, 2005) (Bánhidi & Kajtár, 2000) (Kalmár, 2013):

$$\begin{aligned}
 PMV = & (0,303 \cdot e^{(-0,036 \cdot M)} + 0,028) \\
 & \cdot \{(M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_a] - 0,42 \\
 & \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) - 0,0014 \cdot M \\
 & \cdot (34 - t_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \\
 & \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad [-]
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Ahol „t_a” a helyiség léghőmérséklete [°C]-ban; „p_a” a vízgőz parciális nyomása [Pa]-ban; és az „I_{cl}” a ruházat hőellenállása [(m²·K)/W]-ben.

A ruházat felületi hőmérsékletét a következő összefüggéssel tudjuk számolni: (MSZ EN ISO 7933, 2004) (MSZ EN ISO 9920, 2007) (Kalmár, 2013) (Bánhidi & Kajtár, 2000).

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_{cl} \\
 & \cdot \{h_r \cdot f_{cl} \cdot 10^{-8} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_c \\
 & \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad [°C]
 \end{aligned}
 \tag{2.5}$$

Ahol „M” a testfelületre vonatkoztatott metabolikus hőtermelés [W/m²]-ben, a „W” pedig az emberi test által végzett mechanikai munka, egységnyi testfelületre vonatkoztatva [W/m²]-ben, melynek értéke nulla a legtöbb tevékenységnél.

A sugárzási hőátadási tényező („h_r”) értékét a következő összefüggés adja meg (MSZ EN ISO 7933, 2004) (ASHRAE, 1985):

$$h_r = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon_1 \cdot \frac{A_r}{A_{Du}} \cdot \frac{(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4}{t_{cl} - t_r} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.6)$$

Ahol az „5,67·10⁻⁸” a Stefan–Boltzmann-féle állandó, [W/(m²·K⁴)], az „ε₁” pedig a ruházattal borított emberi test emissziós tényezője. Az „A_r/A_{Du}” az effektív sugárzó felület és a test Du Bois-felülete közötti arány, amelynek értéke 0,7 ülő ember esetében és 0,77 álló ember esetében.

A ruházattal borított testfelület arányát („f_{cl}”) a következő összefüggéssel határozzuk meg: (MSZ EN ISO 7730, 2005) (Kalmár, 2013):

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 \cdot I_{cl} & \text{ha } I_{cl} < 0,078 [(m^2 \cdot K)/W] \\ 1,05 + 0,645 \cdot I_{cl} & \text{ha } I_{cl} > 0,078 [(m^2 \cdot K)/W] \end{cases} \quad [-] \quad (2.7)$$

A konvektív hőátadási tényezőt („h_c”) a következő egyenlettel tudjuk meghatározni (MSZ EN ISO 7730, 2005) (Kalmár, 2013):

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot (t_{cl} - t_a)^{0,25} & \text{ha } 2,38 \cdot (t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{ha } 2,38 \cdot (t_{cl} - t_a)^{0,25} < 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (2.8)$$

Ahol „v_{ar}” a relatív légsebesség (az emberi test környezetében) [m/s]-ban.

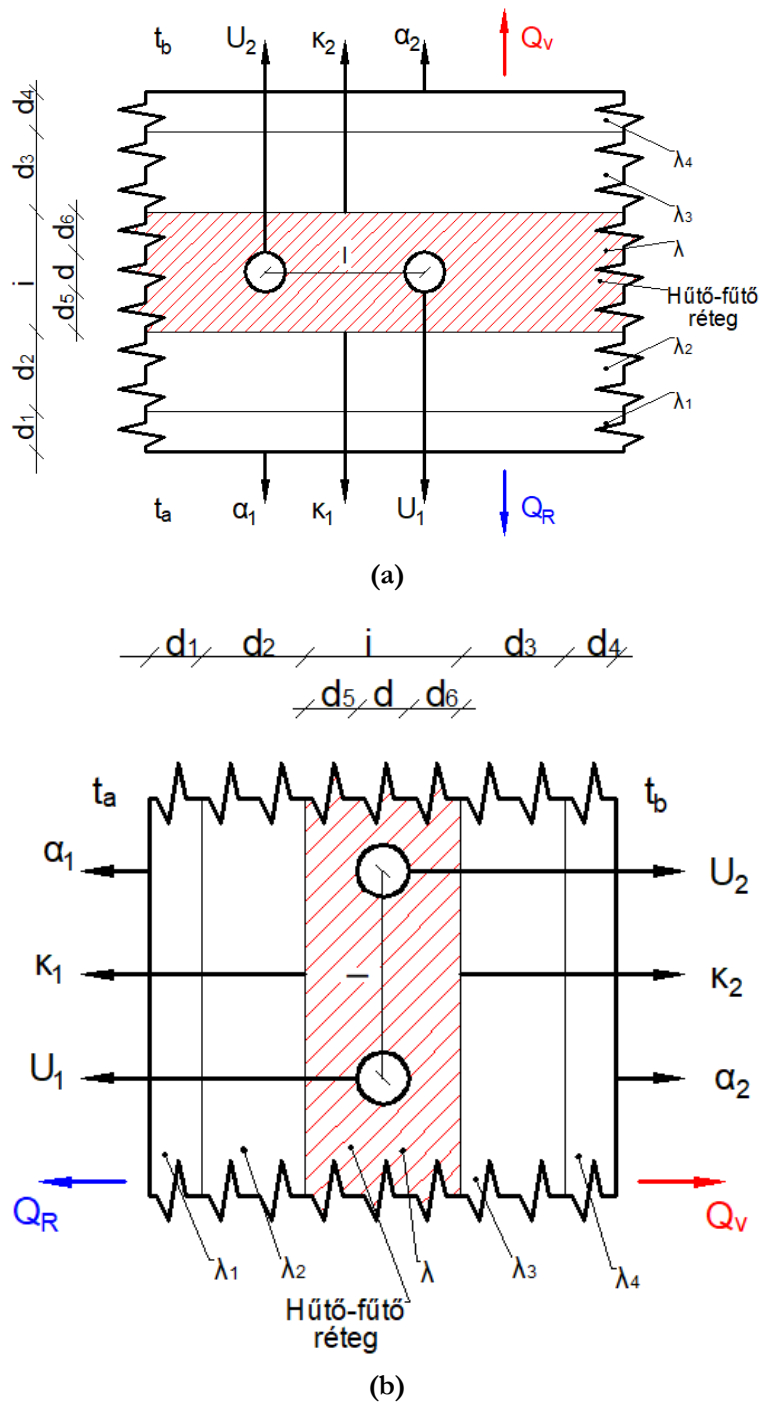
A közepes sugárzási hőmérsékletet a következő összefüggés adja meg (MSZ EN ISO 7730, 2005) (Bánhidi & Kajtár, 2000):

$$t_r = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n (F_{P-A,i} \cdot T_{s,i}^4)} - 273,15 \quad [^\circ C] \quad (2.9)$$

Ahol „F_{P-A,i}” az emberi testfelület és az „i” felület közötti besugárzási tényező, a „T_{s,i}” pedig ennek a felületi hőmérséklete [K]-ben.

2.3.3 A beágyazott fal és mennyezet hűtés méretezése

Egy kiépítésre került mennyezet- vagy falhűtési rendszerrel elvonható hőterhelés mennyiségét a Kollmar-módszerrel tudjuk meghatározni. A módszerben használt jelöléseket az **2.3. ábra** szemlélteti (Kollmar & Liese, 1954), (Kollmar, 1954) (Homonnay Györgyné, 2000) (Bánhidi & Garbai, 2008) (Bánhidi, 1974) (Macskásy & Bánhidi, 1985):



2.3. ábra A Kollmar-módszerben szereplő jelölések értelmezése (a) mennyezet- és (b) falhűtésnél

Az ábrán szereplő jelölések jelentése a következő. A „ T_a ” és „ T_b ” a helyiségben illetve a szerkezet túloldalán lévő térben kialakuló léghőmérséklet, [K]-ben. Az „ l ” és a „ d ” a hűtőcső osztása és külső átmérője [m]-ben. Az „ i ” és a „ λ ” a csöveket tartalmazó hűtő-fűtő réteg vastagsága [m]-ben illetve hővezetési tényezője [W/(m·K)]-ben. A „ d_{1-4} ” és a „ λ_{1-4} ” a mennyezet illetve fal hűtő-fűtő rétegen kívüli rétegeinek vastagsága [m]-ben, illetve hővezetési tényezője, [W/(m·K)]-ben. A „ d_5 ” a hűtő-fűtőcső réteg helyiség felé eső része, a cső helyiség felé eső legközelebbi pontja(i)tól, [m]-ben. A

„d₆” a hűtőfűtő réteg túloldali tér felé eső része, a cső a túl oldali tér felé eső legközelebbi pontja(i)tól, [m]-ben. A „Q_R” a felülethűtés hasznos hőárama, a „Q_v” pedig a vesztesége, [W]-ban. Az „U₁” a cső külső felszínének a vizsgált helyiség felé eső legközelebbi pontja és a helyiség levegője közötti, az „U₂” pedig a cső külső felszínének a túloldali tér felé eső legközelebbi pontja és a túl oldali tér levegője közötti hőátbocsátási tényező [W/(m²·K)]-ben. Az „α₁” a hűtött felület és a helyiséglevegő közötti, az „α₂” a túloldali falfelület és a túloldali tér levegője közötti hőátadási tényező [W/(m²·K)]-ben. A „κ₁”, „κ₂” a csövet tartalmazó réteg alatti illetve feletti rétegek és a helyiség illetve a túloldali tér levegője közötti hőátbocsátási tényező, [W/(m²·K)]-ben.

Ezen módszer szerint a mennyezet vagy fal felületi hőmérséklete (a vizsgált térben):

$$T_H = \frac{T_{cső} - T_a}{U_1 \cdot \alpha_1} \cdot \frac{\tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{0,5 \cdot m \cdot l} + T_a \quad [K] \quad (2.10)$$

Ahol az „m” számolt tényező értéke a következőképp határozható meg (Bánhidí & Garbai, 2008):

$$m = \sqrt{\frac{\kappa_1 + \kappa_2}{i \cdot \lambda}} \quad (2.11)$$

Az (2.10)-es összefüggésben szereplő „T_{cső}” az adott hőteljesítmény elvonásakor kialakuló csőfelszíni hőmérséklet [K]-ben. Meghatározása az alábbi összefüggésből lehetséges:

$$T_{cső} = \frac{T_{c,1} + T_{c,2}}{2} - (\dot{Q}_R + \dot{Q}_v) \cdot \frac{R_C}{L} \quad [K] \quad (2.12)$$

Ahol „L” és az „R_C” a cső hossza [m]-ben illetve a vonalmenti hőátbocsátási ellenállása, [(m·K)/W]-ban. A „T_{c,2}” a helyiségbe belépő, a „T_{c,1}” pedig az onnan távozó hűtővíz hőmérséklete, [K]-ben.

Veszteségmentes állapotban¹ a felülethűtőrendszerrel elvont hőáram („Q_R+Q_v”) megegyezik a helyiségből elvonható hőterheléssel („Q_R”). Utóbbit a következő összefüggéssel határozható meg a hűtött felület nagyságának és hőmérsékletének ismeretében:

$$\dot{Q}_R = A \cdot \alpha_1 \cdot (T_H - T_a) \quad [W] \quad (2.13)$$

Ahol „A” a hűtött fal illetve mennyezet felület nagysága [m²]-ben.

A kicsapódás elkerüléséhez a felületi hőmérsékletnek nagyobbnek kell lennie az „RH” relatív nedvességű, és „T_a” léghőmérsékletű helyiség levegő harmatpontjánál („T_d”, [K]). Utóbbit a másik kettő függvényében általánosan a Magnus-formula alapján határozhatjuk meg (Lawrence., 2005):

$$T_H > T_d = \frac{B_1 \cdot [A_1 \cdot (T_a - 273,15) + (B_1 + T_a - 273,15) \cdot \ln RH]}{A_1 \cdot B_1 - (B_1 + T_a - 273,15) \cdot \ln RH} + 273,15 \quad (2.14)$$

¹ A felülethűtő rendszerrel csak a helyiségből vonunk el hőt, a szomszédos helyiségből nincs, vagy elhanyagolhatóan kicsi a hőelvonás.

Ahol „ A_1 ” értéke 17,625 [-], míg a „ B_1 ”-é pedig 243,04 [°C], a Magnus-formula kidolgozói által megadott konstansok.

Egy hűtési energialeadón a helyiségből „ Q_R ” hőenergiát kell elvonni, azaz a rendszernek ezzel egyenértékű, de ellentétes előjelű hidegenergiát kell biztosítania. Ennek egységnyi időre vonatkoztatott exergia-tartalma megegyezik a hűtött felület exergia-szükségletének és a hűtővíz exergia változásának („ $\Delta Ex_{v\acute{I}z}$ ”) összegével (Kalmár, 2006):

$$Ex_R = F_{rf} \cdot \dot{Q}_R + \Delta Ex_{v\acute{I}z} \quad [W] \quad (2.15)$$

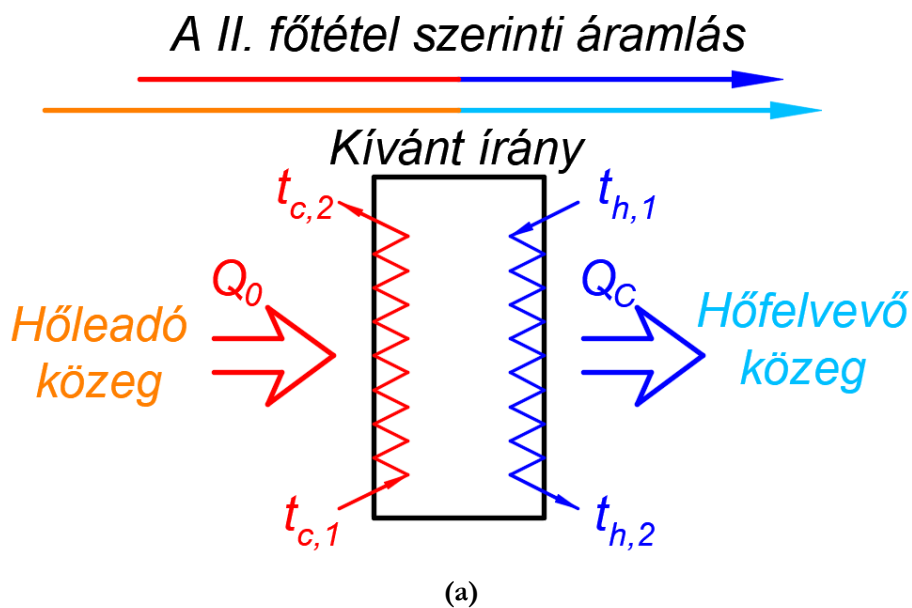
Ahol az „ F_{rf} ” a hőcserélő felület minőségi tényezője, értékét a következőképp tudjuk felírni (Kalmár, 2006):

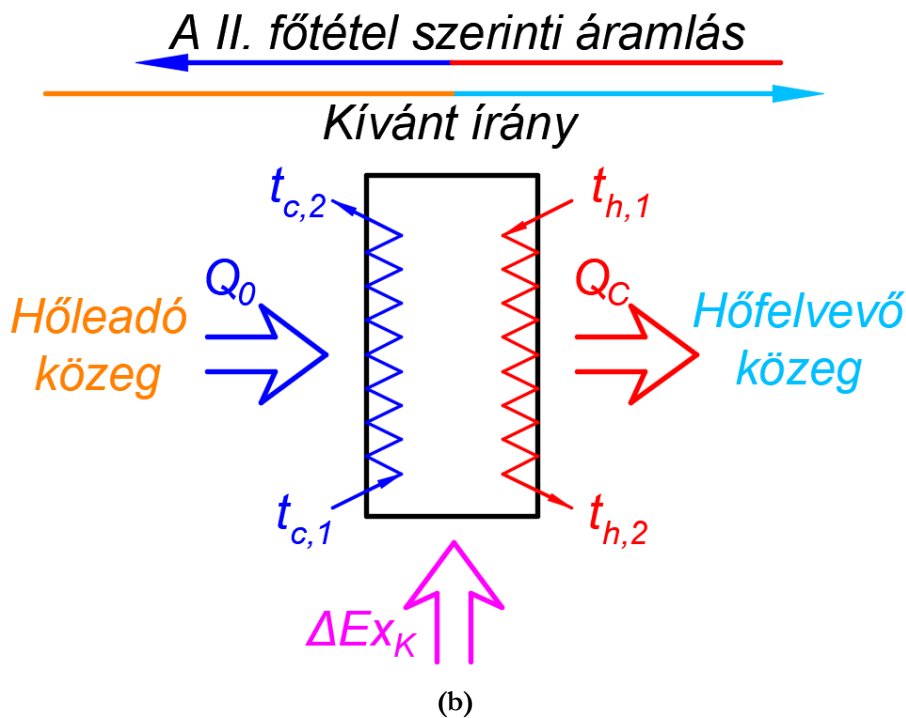
$$F_{rf} = 1 - \frac{T_X}{T_H} = \frac{T_H - T_X}{T_H} \quad [-] \quad (2.16)$$

2.4 Az épületek hűtési energiatermelői

2.4.1 Hűtőgépek / hőszivattyúk mennyiségi és minőségi értékelése

A termodinamika második főtételét célzottan megvalósító, legegyszerűbb gépészeti berendezés a hőcserélő. A készülékben, a hűtendő közegtől („ $t_{c,1}$ ”) hőenergiát vonunk el („ Q_0 ”) és azt átadjuk a melegítendő közegnek („ $t_{h,1}$ ”). A hőleadás folytán a hűtendő közeg hűtött közeggé („ $t_{c,2}$ ”), míg a felvett hőenergia („ Q_H ”) miatt, a melegítendő közeg melegítetté („ $t_{h,2}$ ”) válik. Ezt mutatja az **2.4. ábra (a) része**. (Homonnay Györgyné, 2000)





2.4. ábra (a) A hőcserélő viszonyai (b) A hűtőgép/hőszivattyú viszonyai

A készülék akkor a leghatékonyabb, ha az elvont és leadott hőenergia (illetve a hőáram is) megegyezik. Azaz, ha:

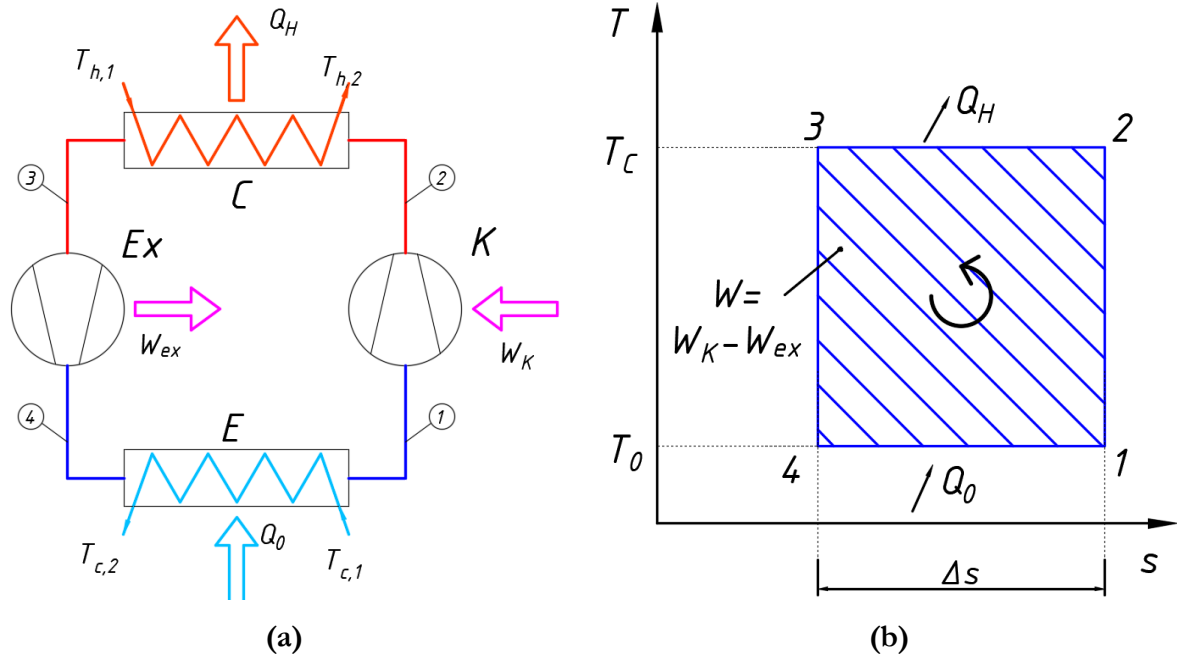
$$\frac{Q_0}{Q_H} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_H} = 1 \quad (2.17)$$

Nem nehéz belátni, hogy a működés feltétele az, hogy a hőmérsékletek között az alábbi egyenlőtlenségek álljanak fenn:

$$\begin{aligned} t_{c,2} &\leq t_{c,1} \\ t_{h,1} &\leq t_{h,2} \\ t_{h,1} &\leq t_{c,1} \end{aligned} \quad (2.18)$$

A három feltételből, ha az utolsó nem áll fenn, akkor egy olyan berendezésre van szükség, mely segítségével mesterségesen, a természetes hőáramlás irányát megfordítására leszünk képesek. Ezek a berendezések a hűtőgépek–hőszivattyúk. A megfordításhoz szükséges külső exergia-tartalom bevétel („ Ex_k ”). Ennek segítségével érjük azt el, hogy a hidegebb közeggel fűtjük a melegebb közeget. Ezt mutatja a 2.4. ábra (b) része.

A hűtőgép egy olyan gépészeti megoldás, mely négy fő részegységből (elpárologtató, kondenzátor, expanziós részegység, és a kompresszor) épül fel, és alkalmas a környezeti hőmérséklethez képest hidegebb közegből hőenergiát elvonni, majd azt a környezetbe juttatni. (Beke, 2000) Ehhez külső exergia bevitele szükséges. Ezt két formában vihetjük be. Elektromos munkaként mechanikus kompresszor esetén, és hőenergiaként termikus kompresszornál.



2.5. ábra (a) Az ideális mechanikus hűtőgép felépítése²

(b) a fordított Carnot-körfolyamat T-s diagramban

Az első csoport, a **mechanikus kompresszorral** működő készülékek (2.5. ábra). Manapság a hűtő- és klimatechnikában szinte kizárólag ezeket használjuk. A hűtőközeg sűrítését külső elektromos munka befektetésével hozza létre. A jelenlegi piacon gyakran használt típusai a spirál-, a csavar-, a turbó- és a forgódugattyús kompresszor. (Jakab, 2006)

Hatékonyságának leírására szolgáló legfontosabb mennyiségi jelzőszáma hűtési oldalról a fajlagos hűtőtéljesítmény, fűtési oldalról pedig a fajlagos fűtőtéljesítmény. Ezek értéke közel azonos a hűtőgép-üzem energia hatékonysági mutatójával („EER”) illetve a hőszivattyú-üzem teljesítmény tényezőjével („COP”) (Recknagel, et al., 2000) (Zöld, 2000).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P} \cong EER \quad [-] \quad (2.19)$$

$$\varepsilon_H = \frac{\dot{Q}_H}{P} \cong COP \quad [-] \quad (2.20)$$

Ahol „P” a hűtőkapacitás illetve fűtőtéljesítmény előállításához szükséges elektromos teljesítmény, [kW]-ban.

Ennek a két jelzőszámnak a maximuma a fordított Carnot-körfolyamat fajlagos hűtő-, illetve fűtőtéljesítménye (Recknagel, et al., 2000):

² Megjegyzés: A valóságos gépek esetén a drága expanziós gép helyett expanziós fojtó szelepet építenek be. Mivel a fojtó szelepen állandó entalpia érték mellett következik be a nyomáscsökkenés, emiatt nem tudunk expanziós munkát visszanyerni. Így a folyamat fenntartásához szükséges „W” munka azonos lesz a kompresszorban felvett „W_K” munkával.

$$\varepsilon_{KC} = \frac{T_0}{T_c - T_0} \quad [-] \quad (2.21)$$

$$\varepsilon_{HC} = \frac{T_c}{T_c - T_0} \quad [-] \quad (2.22)$$

Ahol „ T_0 ” a hűtőközeg elpárolgási, „ T_c ” pedig a kondenzálódási hőmérséklete a hűtőgépben, [K]-ben.

Ha a vizsgált gépek fajlagos hűtő-, illetve fűtőteljesítményét az elméleti maximumhoz viszonyítjuk, akkor kapjuk a hűtőgépek/hőszivattyúk második mennyiségi jelzőszámát, a hűtési illetve fűtési jósági fokot (Recknagel, et al., 2000):

$$\eta_{KC,MHG} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{KC}} = \frac{\dot{Q}_0}{P} \cdot \frac{T_c - T_0}{T_0} = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \cdot \frac{T_c - T_0}{P} \quad [\%] \quad (2.23)$$

$$\eta_{HC,MHG} = \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_{HC}} = \frac{\dot{Q}_H}{P} \cdot \frac{T_c - T_0}{T_c} = \frac{\dot{Q}_H}{T_c} \cdot \frac{T_c - T_0}{P} \quad [\%] \quad (2.24)$$

Ez a kétféle jelzőszám csak a mennyiségi viszonyokról tájékoztat minket. Ha a hőmérséklet viszonyokat is figyelembe akarjuk venni, szükséges a készülék minőségi (exergetikai) jelzőszámait is megvizsgálni. Ehhez elsőnek vizsgáljuk meg a fontosabb részegységeknél az energiaáramok exergia-tartalmát. A hűtőközeg által az elpárolgatóban illetve a kondenzátorban felvett illetve leadott energiaáram exergia-tartalma „ T_X ” referencia hőmérsékletnél: (Halászné & Kalmár, 2007)

$$Ex_E = \dot{Q}_0 \cdot \frac{T_X - T_0}{T_0} \quad [W] \quad (2.25)$$

$$Ex_C = \dot{Q}_C \cdot \frac{T_c - T_X}{T_c} \quad [W] \quad (2.26)$$

Az elektromos áram közel teljes egészében átalakítható más energiaformába. Emiatt a mechanikus kompresszorban felvett energiaáram értéke megegyezik az exergia-tartalmával. Értéke felírható a kétféle mennyiségi jelzőszámmal is:

$$Ex_K = Ex_{r,MHG} = P = \frac{\dot{Q}_0}{\varepsilon} = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \cdot \frac{T_c - T_0}{\eta_{KC,MHG}} \quad [W] \quad (2.27)$$

$$Ex_K = Ex_{r,MHG} = P = \frac{\dot{Q}_C}{\varepsilon_H} = \frac{\dot{Q}_C}{T_c} \cdot \frac{T_c - T_0}{\eta_{HC,MHG}} \quad [W] \quad (2.28)$$

A készülékek minőségi jelzőszáma, az exergetikai hatásfok, az előbbieket ismeretében felírható. Ennek meghatározásánál a munkaközeg által, a kompresszorban felvett energiaáram exergia-tartalmával („ Ex_K ”) osztjuk vagy az elpárolgatóban elvont (hűtésnél, „ Ex_E ”), vagy a kondenzátorban leadott hőáram (fűtés, „ Ex_H ”) exergia-tartalmát. Természetesen ez felírható a két mennyiségi jelzőszámmal is (Halászné & Kalmár, 2007):

$$\eta_{Ex,C,MHG} = \frac{Ex_E}{Ex_K} = \varepsilon \cdot \frac{T_X - T_0}{T_0} = \eta_{KC,MHG} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_c - T_0} \quad [\%] \quad (2.29)$$

$$\eta_{Ex,H,MHG} = \frac{Ex_C}{Ex_K} = \varepsilon_H \cdot \frac{T_C - T_X}{T_C} = \eta_{HC,MHG} \cdot \frac{T_C - T_X}{T_C - T_0} \quad [\%] \quad (2.30)$$

Abban az esetben a rendszert egy energiatermelő működteti, akkor az exergetikai hatásfok közel azonos a hűtési illetve fűtési teljes exergetikai rendszerhatásfokkal („ η_{sys} ”). Értéke mechanikus kompresszoros gépeknél (Caliskana & Hepbasli, 2010):

$$\eta_{sys,MHG} = \frac{\Delta Ex_{sec}}{\Delta Ex_{r,MHG}} \quad [\%] \quad (2.31)$$

Ahol a „ $\Delta Ex_{r,MHG}$ ” a „ Q_0 ” hűtőkapacitás illetve „ Q_H ” fűtőteljesítmény létrehozásához szükséges energiaáram igényelt exergia-tartalma. A „ ΔEx_{sec} ” a fogyasztói rendszer energiaáram igényének exergia-tartalma. Értéke hűtésnél illetve fűtésnél a (2.3)-as összefüggéssel határozható meg:

$$\Delta Ex_{sec,C} = \dot{Q}_0 \cdot \left[\frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - 1 \right] \quad [W] \quad (2.32)$$

$$\Delta Ex_{sec,H} = \dot{Q}_H \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{h,1} \cdot T_{h,2}} \right] \quad [W] \quad (2.33)$$

Ahol a „ $T_{K,2}$ ” a hűtőgép helyén a léghőmérséklet, [K]-ben.

Így az elektromos árammal működtetett kompresszoros hűtőgép esetén a teljes exergetikai rendszerhatásfok a következő alakot veszi fel:

$$\eta_{sys,C,MHG} = \varepsilon \cdot \left[\frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - 1 \right] = \eta_{KC,MHG} \cdot \frac{T_0}{T_C - T_0} \cdot \left[\frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - 1 \right] \quad [\%] \quad (2.34)$$

$$\eta_{sys,H,MHG} = \varepsilon_H \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{h,1} \cdot T_{h,2}} \right] = \eta_{HC,MHG} \cdot \frac{T_C}{T_C - T_0} \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{h,1} \cdot T_{h,2}} \right] \quad [\%] \quad (2.35)$$

A második hűtőgép csoportba a **termikus kompresszorral** működő készülékek tartoznak. Ezeknél a hűtőközeg sűrítése termikus úton valósul meg, így működtetésükhöz külső hőenergia bevezetése szükséges. A termikus kompresszor egy összetett gépészeti berendezés, melynél egy oldószerben elnyeletjük a hűtőközeg gázt, majd ebből a bevezetett hőenergia segítségével kiűzzük azt. Attól függően, hogy ez az oldószer szilárd (szilikagél) vagy folyékony halmazállapotú, beszélünk ad- illetve abszorpciós gépekről. A kettő közül az utóbbi a gyakrabban használt. (Henning, et al., 2009) Ezen készülékek technikai kialakításában van egy apró, de annál fontosabb változtatás fűtési szempontból. Mivel az abszorberben is történik hőfejlődést, emiatt a fűtendő közeg előbb oda lép be, majd felmelegedve halad a kondenzátorhoz. Ezt figyelembe véve az abszorpciós hűtőgépek hűtési illetve fűtési hőviszonya mely analóg a fajlagos hűtő- illetve fűtőteljesítménnyel (Komondy & Halász, 1981) (Dvorak & Cervemka, 1964):

$$\zeta = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_G} \quad [-] \quad (2.36)$$

$$\zeta_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_G} = \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_G} \quad [-] \quad (2.37)$$

Ahol „ Q_G ” a hűtőkapacitás létrehozásához a gép kiűzőjébe bevezetett fűtőteljesítmény, a „ Q_A ” pedig az abszorberben időegység alatt felszabaduló hőenergia, [kW]-ban.

Maximumuk a fordított Carnot-körfolyamatból határozható meg (Recknagel, et al., 2000):

$$\zeta_{KC} = \frac{T_0}{T_G} \cdot \frac{T_G - T_A}{T_c - T_0} \quad [-] \quad (2.38)$$

$$\zeta_{HC} = \frac{T_A \cdot (T_c - T_0) + T_c \cdot (T_G - T_A)}{T_G \cdot (T_c - T_0)} = \frac{T_c \cdot T_G - T_A \cdot T_0}{T_G \cdot (T_c - T_0)} \quad [-] \quad (2.39)$$

Ahol „ T_A ” a hűtőközeg elnyelési, „ T_G ” pedig a kiűzési hőmérséklete a hűtőgép termokémiai kompresszorában, [K]-ben.

A kétféle hőviszony aránya az abszorpciós gépek termokémiai hatásfoka:

$$\eta_{KC,ABSZ} = \frac{\zeta}{\zeta_{KC}} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_G} \cdot \frac{T_G}{T_0} \cdot \frac{T_c - T_0}{T_G - T_A} = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \cdot \frac{T_G}{\dot{Q}_G} \cdot \frac{T_c - T_0}{T_G - T_A} \quad [\%] \quad (2.40)$$

$$\eta_{HC,ABSZ} = \frac{\zeta_H}{\zeta_{HC}} = \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_G} \cdot \frac{T_G \cdot (T_c - T_0)}{T_A \cdot (T_c - T_0) + T_c \cdot (T_G - T_A)} \quad [\%] \quad (2.41)$$

A kétféle mennyiségi jelzőszám után itt is felírható az exergetikai hatásfok. Abszorpciós gépeknél a fűtési energiaáram exergia-tartalma megegyezik az abszorberben és a kondenzátorban bekövetkező exergia-változás összegével:

$$Ex_H = \dot{Q}_A \cdot \frac{T_A - T_X}{T_A} + \dot{Q}_C \cdot \frac{T_c - T_X}{T_c} \quad [W] \quad (2.42)$$

A hűtőközeg által a kiűzőben felvett „ Q_G ” energiaáram exergia-tartalma a következő:

$$Ex_K = Ex_G = \dot{Q}_G \cdot \frac{T_G - T_X}{T_G} \quad [W] \quad (2.43)$$

Ezen „ Q_G ” energiaáramot melegvítámaszú abszorpciós gépeknél fűtővízzel fedezzük. A fűtővíz exergia-tartalom változását az (2.33)-as összefüggéshez hasonlóan tudjuk meghatározni.

$$\Delta Ex_{r,ABSZ} = \dot{Q}_G \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{g,1} \cdot T_{g,2}} \right] \quad [W] \quad (2.44)$$

Ahol „ $T_{g,1}$ ” illetve „ $T_{g,2}$ ” a kiűzőbe be- és onnan kilépő fűtővíz hőmérséklete, [K]-ben.

Ez utóbbi felírható a hőviszonnyal és a termokémiai hatásfokkal is:

$$\Delta Ex_{r,ABSZ} = \frac{\dot{Q}_0}{\zeta} \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{g,1} \cdot T_{g,2}} \right] = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \cdot \frac{T_G}{\eta_{KC,ABSZ}} \cdot \frac{T_c - T_0}{T_G - T_A} \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{g,1} \cdot T_{g,2}} \right] \quad [W] \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{r,ABSZ} &= \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\zeta_H} \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{g,1} \cdot T_{g,2}} \right] = \\ &= \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\eta_{HC,ABSZ}} \cdot \frac{T_G \cdot (T_c - T_0)}{T_c \cdot T_G - T_A \cdot T_0} \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{g,1} \cdot T_{g,2}} \right] \quad [W] \end{aligned} \quad (2.46)$$

A gép exergetikai hatásfoka az (2.29) és (2.30)-as összefüggéshez hasonlóan:

$$\eta_{Ex,C,ABSZ} = \zeta \cdot \frac{T_G}{T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X} = \eta_{KC,ABSZ} \cdot \frac{T_G - T_A}{T_G - T_X} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_c - T_0} \quad [\%] \quad (2.47)$$

$$\begin{aligned}\eta_{Ex,H,ABSZ} &= \frac{\eta_{KC,ABSZ}}{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A} \cdot \frac{T_C \cdot T_G - T_A \cdot T_0}{T_G \cdot (T_C - T_0)} \cdot \left[\dot{Q}_A \cdot \frac{T_G}{T_A} \cdot \frac{T_A - T_X}{T_G - T_X} + \dot{Q}_C \cdot \frac{T_G}{T_C} \cdot \frac{T_C - T_X}{T_G - T_X} \right] \\ &= \zeta_H \cdot \left[\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A} \cdot \frac{T_G}{T_A} \cdot \frac{T_A - T_X}{T_G - T_X} + \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A} \cdot \frac{T_G}{T_C} \cdot \frac{T_C - T_X}{T_G - T_X} \right] \quad [\%]\end{aligned}\quad (2.48)$$

A hűtőgép exergetikai hatékonysága itt is jellemezhető a teljes exergetikai rendszerhatásfokkal. Ennek értéke abszorpciós hűtőgépeknél:

$$\begin{aligned}\eta_{sys,C,ABSZ} &= \eta_{KC,ABSZ} \cdot \frac{T_0}{T_G} \cdot \frac{T_G - T_A}{T_C - T_0} \cdot \left[\frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{C,1} \cdot T_{C,2}} - 1 \right] \cdot \frac{T_{g,1} \cdot T_{g,2}}{T_{g,1} \cdot T_{g,2} - T_{K,2} \cdot T_X} \\ &= \zeta \cdot \left[\frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{C,1} \cdot T_{C,2}} - 1 \right] \cdot \frac{T_{g,1} \cdot T_{g,2}}{T_{g,1} \cdot T_{g,2} - T_{K,2} \cdot T_X} \quad [\%]\end{aligned}\quad (2.49)$$

$$\begin{aligned}\eta_{sys,H,ABSZ} &= \eta_{HC,ABSZ} \cdot \frac{T_{g,1} \cdot T_{g,2}}{T_{h,1} \cdot T_{h,2}} \cdot \frac{T_{h,1} \cdot T_{h,2} - T_{K,2} \cdot T_X}{T_{g,1} \cdot T_{g,2} - T_{K,2} \cdot T_X} \cdot \frac{T_C \cdot T_G - T_A \cdot T_0}{T_G \cdot (T_C - T_0)} \\ &= \zeta_H \cdot \left[1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_X}{T_{h,1} \cdot T_{h,2}} \right] \cdot \frac{T_{g,1} \cdot T_{g,2}}{T_{g,1} \cdot T_{g,2} - T_{K,2} \cdot T_X} \quad [\%]\end{aligned}\quad (2.50)$$

2.4.2 Az abszorpciós hűtőgépek

A továbbiakban a termokémiai kompresszorokat alkalmazó abszorpciós hűtőgépeket vizsgálom. Elsőnek összefoglalom, amit erről a gépről fontos tudni.

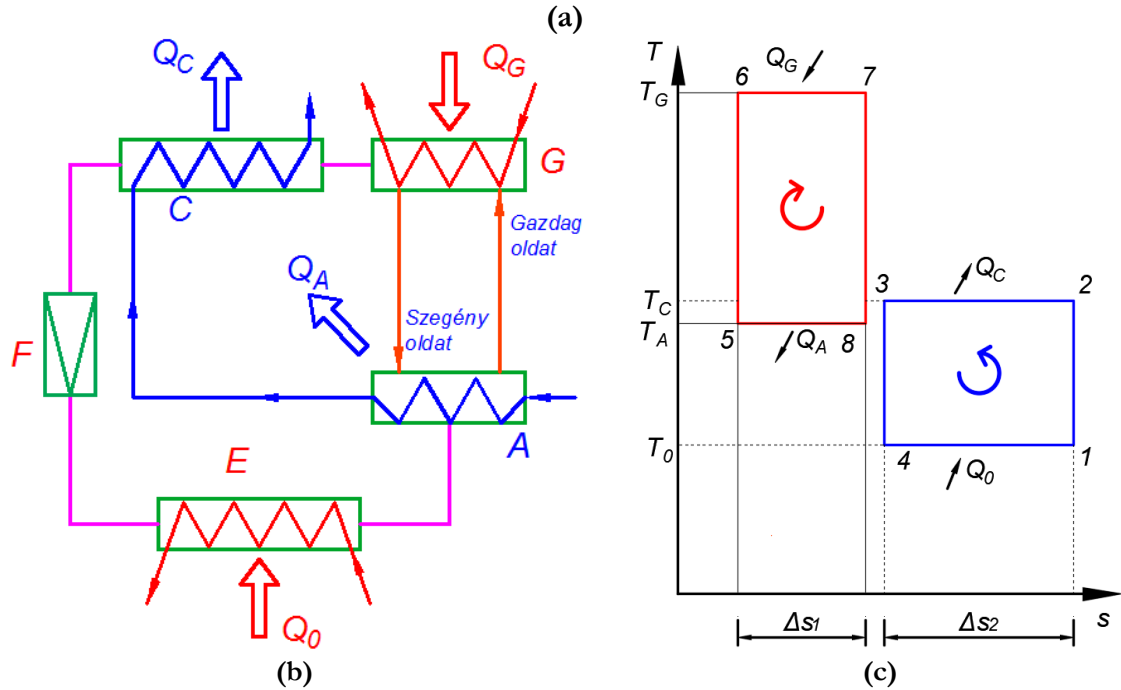
Az abszorpciós hűtőgép, egy olyan készülék melyben a munkaközeg sűrítését az elpárologtató („E”) után egy termokémiai kompresszor végzi. Ezt úgy éri el, hogy előbb az abszorberben („A”), az úgynevezett szegényoldatban elnyeleti az elpárologtatóból érkező hűtőközeg gázt. A felszabaduló hő („Q_A”) elvezetéséről gondoskodni kell. Az elnyelődés után a szegényoldat gazdagoldattá válik, melyet egy oldatkeringtető szivattyú juttat a kiűzőbe. A kiűzőben („G”) a fűtőközeg hőleadásának („Q_G”) hatására távozik a hűtőközeg gáz a kondenzátor („C”) felé. A visszamaradó oldat hűtőközegben „szegényoldattá” válik, majd egy fojtáson keresztül visszajut az abszorberbe. (Láng & Jakab, 1984) (Stamatescu, 1972) A hűtőközeg útja a kondenzátortól az elpárologtatóig, azonos a mechanikus kompresszoros gépekben lévő útjával.

Az abszorpciós hűtőgépek hőmérlegét, figyelembe véve a termokémiai kompresszort is, fel tudjuk írni a következő összefüggéssel: (Zöld, 2000):

$$(\dot{Q}_C - \dot{Q}_0) + \dot{Q}_{Tr} = (\dot{Q}_G - \dot{Q}_A) + P_{SZ} \quad (2.51)$$

Ahol „ \dot{Q}_{Tr} ” a készülék transzmissziós hővesztesége [W]-ban, a „ P_{SZ} ” pedig a keringtető szivattyú elektromos teljesítmény igénye [W]-ban.

lásd a 2. függelékben



2.6. ábra Az abszorpciós gépek (a) általános felépítése (b) egyszerűsített vázlat (c) az ideális gép körfolyamata T-s diagramban

Ha figyelembe vesszük, hogy a legfejlettebb készülékeknél a transzmissziós veszteség, és a keringtető szivattyú elektromos teljesítménye nagyságrendekkel kisebb a hőmérség másik négy tagjához képest, akkor nem tévedünk nagyot, ha a szakirodalomhoz hasonlóan eltekintünk tőlük a továbbiakban. Így a 2.6. ábra alapján következőt kapjuk. (Kalmár & Szabó, 2014), (Komondy & Halász, 1981):

$$\dot{Q}_0 + \dot{Q}_G = \dot{Q}_A + \dot{Q}_C \quad (2.52)$$

A termodinamika második főtétele szerint az entrópia egyensúly is fenn áll (entrópia-mérlegegyenlet) (Komondy & Halász, 1981):

$$\frac{Q_0}{T_0} + \frac{Q_G}{T_G} = \frac{Q_A}{T_A} + \frac{Q_C}{T_C} \quad (2.53)$$

Ha ezt egységnyi időre vonatkoztatjuk ($d/d\tau$), akkor is megmarad:

$$\frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \frac{\dot{Q}_G}{T_G} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \frac{\dot{Q}_C}{T_C} \quad (2.54)$$

A négy hőmérséklet között a következő kapcsolat áll fenn:

$$T_G > T_C \geq T_A > T_0 \quad (2.55)$$

Az abszorpciós hűtők felhasználása

Az abszorpciós hűtőgépeket jelenleg jellemzően nagy teljesítményeknél alkalmazzuk. Az előállított hidegenergiát gyakran használjuk távhűtésben, míg az energia termelés vagy sziget üzemben vagy pedig a trigenerációban történik.

A távhűtéskor az abszorpciós hűtőgépek biztosítják a távhűtő hálózat hidegenergiaigényének közel 80%-át, míg a maradékot a kompresszoros hűtőgépek fedezik. Ezzel a felosztással a nehezen szabályozható, lassú reagálású abszorpciós hűtők az alapgép feladatait tudják ellátni. A gyors reagálású, és pontosan szabályozható mechanikus kompresszoros gépek a csúcsgigényeket fedezik.

A trigenerációs alkalmazás lényege az, hogy a kogenerációt kiegészítjük a hidegenergia előállításával is. Kogeneráció alatt a kapcsolat villamos és hőenergia előállítást értjük. Ebben az esetben a primer energiaforrásból (pl. egy gázmotoron vagy mikrogázturbinán keresztül) villamos áramot hozunk létre, és ezen folyamat során keletkező hulladékhőt használjuk fel a hőenergiatermelésre. Ha a folyamatba abszorpciós hűtőt építünk be, akkor trigenerációvá fejleszthetjük. Ez esetben a keletkező hulladékhő egy részét az abszorpciós hűtőgép működtetésére használjuk, és így villamos, hő-, és hidegenergiát is elő tudunk állítani. (Bihari, 2011)

Fajlagos tüzelőhő, fajlagos primerenergia felhasználás

Ehhez kapcsolódóan beszélni kell a fajlagos tüzelőhő vagy inkább a fajlagos primerenergia felhasználásról is. A fogalom azt fejezi ki, hogy egységnyi hasznos energia előállításához mekkora primer energiaigény szükséges. A különböző hőellátási módok energetikai összehasonlítása a (primer energiahordozóra vonatkoztatott) fajlagos tüzelőhőfelhasználással történhet tehát (Bihari, 2014), (Büki, 2012):

$$g_{hút} = \frac{Q_{primer}}{Q_{hasznos}} \quad (2.56)$$

Ahol a „ Q_{primer} ” a gép működtetéséhez szükséges primer energia mennyisége, míg a „ $Q_{hasznos}$ ” a géppel előállított hasznos hőenergia mennyisége kJ-ban.

Azaz például egy abszorpciós hűtőgép esetén, ha a kiűzőbe szükséges „ Q_G ” hőenergiaáramot 100%-ban primer energia forrásból fedezzük, akkor a hűtés fajlagos primer energia felhasználása a következő:

$$g_{hút} = \frac{Q_G}{Q_0} \quad (2.57)$$

Ahol a „ Q_0 ” a hűtőgép által termelt hidegenergia mennyisége [kJ]-ban.

Ugyanez lesz a helyzet, ha a kiűzőben szükséges energiát közvetlenül más primer energiaforrásból fedezzük. Abban az esetben, ha egy primer energiahordozóból előbb hőenergiát állítunk elő és abból fedezzük csak a kiűzőben szükséges energiamennyiséget, akkor az alábbi összefüggést kell rá használni:

$$g_{hút} = \frac{Q_G}{\eta_{p,sz} \cdot Q_0} \quad (2.58)$$

Ahol „ $\eta_{p,sz}$ ” a primer energia szekunder energiává való átalakításának hatásfoka.

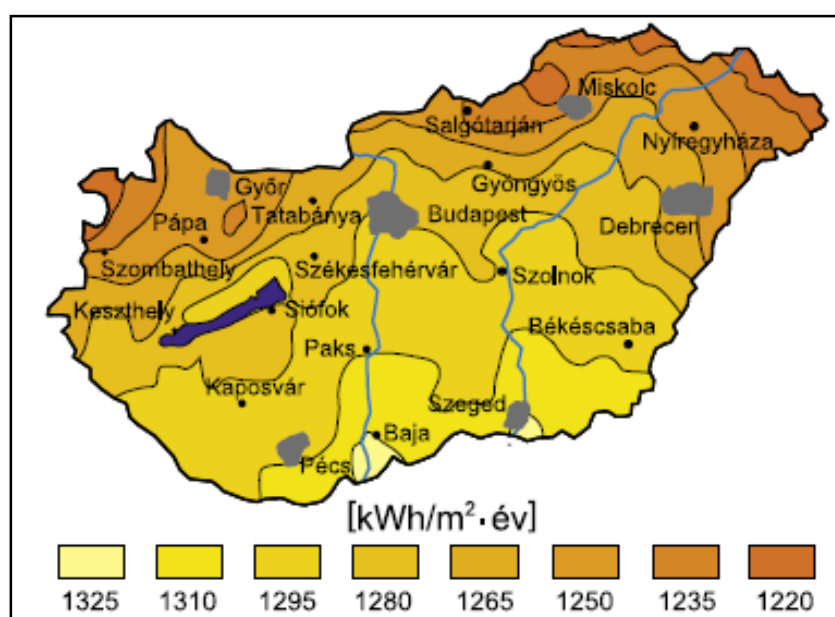
Ugyanezt az összefüggést kell használni, a mechanikus kompresszoros hűtőgépek esetén, azzal a különbséggel, hogy a „ Q_G ” helyére a bevezetett villamos munkát kell beírni.

Annak a primer energiaforrásnak a választása a legcélszerűbb egy gép működtetésére, amelyiknek a fajlagos primerenergia felhasználása (fajlagos tüzelőhő értéke) a legkisebb. Ez azt jelenti, hogy 1kJ hidegenergia létrehozásához a lehető legkevesebb primer energiát használunk fel. (Bihari, 2014), (Büki, 2012)

Ha nem áll pontos mért adat rendelkezésünkre, akkor használhatjuk az egyes primer energiafajták fajlagos tüzelőhő értékére a 7/2006 TNM rendelet, V.1. táblázatának értékeit is. A rendelet a fajlagos tüzelőhő értékét „Primer energia átalakítási tényező”-nek nevezi. Nap-, és geotermikus energiára 0-t ad meg, így indokoltnak tartom, a továbbiakban ezt a két primer energiaforrás hűtési hasznosítását vizsgálni. (7/2006 TNM rendelet, 2019)

2.4.3 A napenergia hűtési hasznosítása

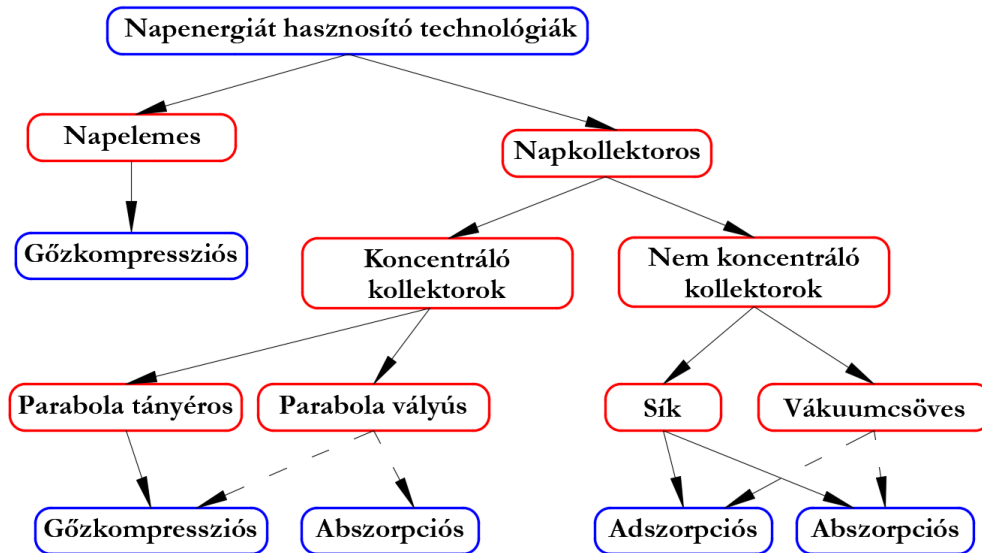
Magyarország az északi mérsékelt övben található, de országrészenként eltérő a vízszintes felületre érkező napsugárzás mennyisége (2.7. ábra). A déli országrészekben ~ 1325 kWh/(m²·év), a rosszabb adottságú részekben pedig ~ 1220 kWh/(m²·év) hőenergia érkezik a Napból éves szinten. Ez a mennyiség elvi síkon már elegendő egy abszorpciós hűtőgép működtetéséhez. (Kalmár, 2008)



2.7. ábra A globál sugárzás megoszlása Magyarországon

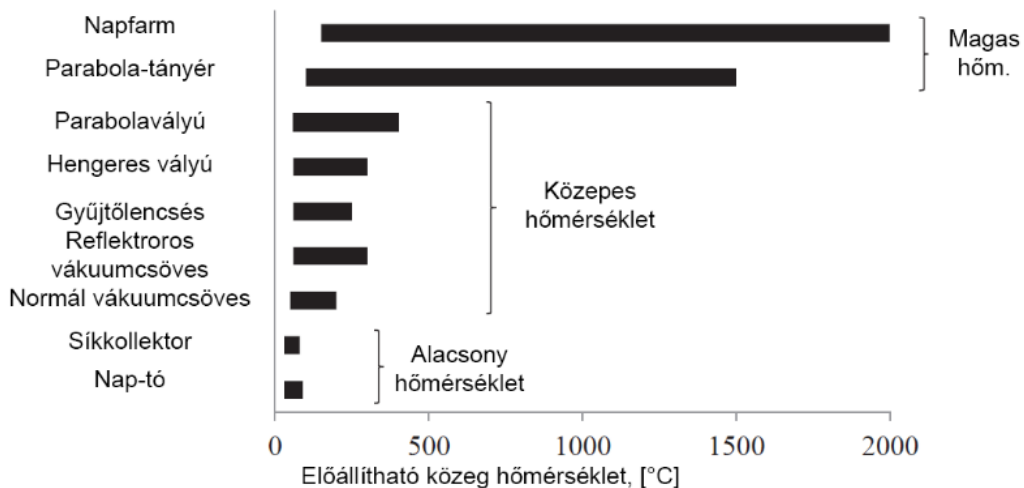
(Kalmár, 2008), (Csoknyai, et al., 2013)

A napenergia hasznosítását az épületgépészeti hűtésben több szempont alapján lehet megtenni. Véleményem szerint az aktuális állapotokat legjobban Lazzarin és Noro foglalja össze a „*Past, present, future of solar cooling: Technical and economical considerations*” című 2018-as cikkükben (Lazzarin & Noro, 2018). Ezt mutatja magyarul a 2.8. ábra.



2.8. ábra Napenergia hasznosítás az épületgépészeti hűtésben (Lazzarin & Noro, 2018)

Az ábrából láthatjuk, hogy elméletileg abszorpciós hűtőgép működtetésére alkalmas lehet a síkcsöves, vákuumcsöves és a parabolavályús napkollektor is. *Napkollektornak* nevezzük, a napenergiát összegyűjtő, majd azt hőenergiává alakító berendezéseket. A napkollektoroknak több típusa ismert, nem csak a 2.8. ábra szereplők. Az általuk létrehozható közeg hőmérsékleteket foglalja össze egy áttekinthető ábrán Yilmaza és Mwesigyebe a *Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review* 2018-as cikkükben (Yilmaza, & Mwesigyebe, 2018). Magyar nyelvű fordítását a 2.9. ábra láthatjuk.



2.9. ábra Az egyes kollektorokkal létrehozható közeg hőmérsékletek (Yilmaza, & Mwesigyebe, 2018)

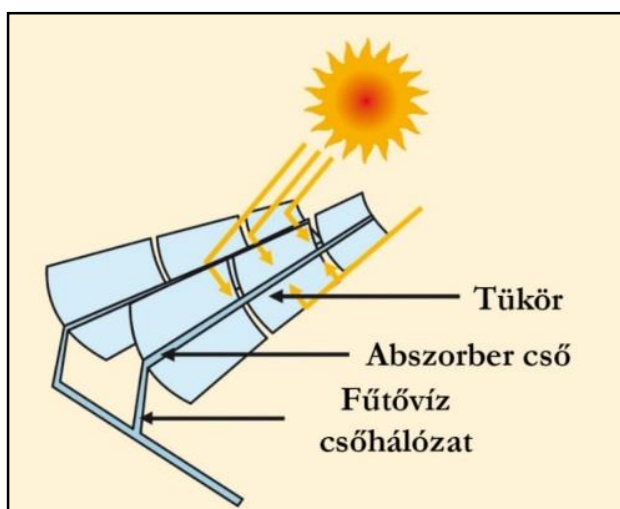
Az ábrából látható, hogy a sugárzást koncentráló szerkezetek, és azon belül is elsősorban a parabolavályús megoldások lehetnek alkalmasak az abszorpciós hűtőgépek energiahatékony működtetésére. Vizsgáljuk meg őket alaposabban.

A sugárzást koncentráló szerkezetekben a hőtechnikailag értékes felületek csökkentése érdekében, tükör vagy lencseszerkezet felhasználásával nagy energiasűrűséget hoznak létre. A kisebb elnyelő felületek, megfelelő üzemi körülmények mellett kisebb hőveszteséget jelentenek. (Gyurcsovics, 1982)

Alapvetően kétfajta sugárzást koncentráló napkollektor típust különböztetünk meg, a parabola-tányéros illetve a parabola-vályús napkollektorokat.

A parabola-tányéros napkollektoroknál egy pontban, míg a parabola-vályús megoldásnál egy vonal mentén történik a sugárzás koncentráció. Az előbbinél így rendkívül magas hőmérsékletű közeget tudunk létrehozni, de a rendszer bővíthetősége korlátozott. (Csitári & Németh, 2013)

A parabolavályús napkollektorok legtöbbször egy hosszú tükrös vákuumcsöve(ke)t (abszorbercsöveket) alkalmaznak arra, hogy a belépő napsugarakat lineárisan koncentrálják. A koncentrált napsugarak az abszorbercsőbe belépő fűtőközeget felmelegítik. A használt vákuumcsövek szelektív bevonattal rendelkeznek, a napenergia elnyelés maximalizálásához, de üvegburával ellátottak, a hőveszteség minimalizálásához. E kollektor gyűjtőtükrei parabola kialakításúak. Mind a parabolatükör, mind az elnyelő abszorbercső követi a napot, így magas szintű optikai hatékonyságot és nagy sugárzás koncentrációt tud biztosítani, viszonylag egyszerű és olcsó kialakítás mellett. (Kincaida, et al., 2018)



2.10. ábra A parabolavályús napkollektorok működése.

(/theenergybackyard.files.wordpress.com, dátum nélk.)

Azonban a növekvő modul mérettel növekszik a tartószerkezetre jutó szélterhelés. Ennek kompenzálása pedig növeli a beruházási költségeket. Továbbá figyelembe kell venni, hogy a sugárzást koncentráló kollektor szerkezetek teljesítményének meghatározásakor, hogy az optikai koncentrációhoz közvetlen sugárzás szükséges, a szórt sugárzás kárba vész, valamint azt, hogy veszteséget jelent minden olyan szóródás, amely megszünteti a napsugarak párhuzamosságát.

További veszteséget jelent még a pontatlan napkövetés is (Gyurcsovics, 1982), (Kincáida, et al., 2018)

Ennek figyelembevételével a sugárzást koncentráló kollektor hasznos teljesítménye meghatározható a következő összefüggéssel (Gyurcsovics, 1982):

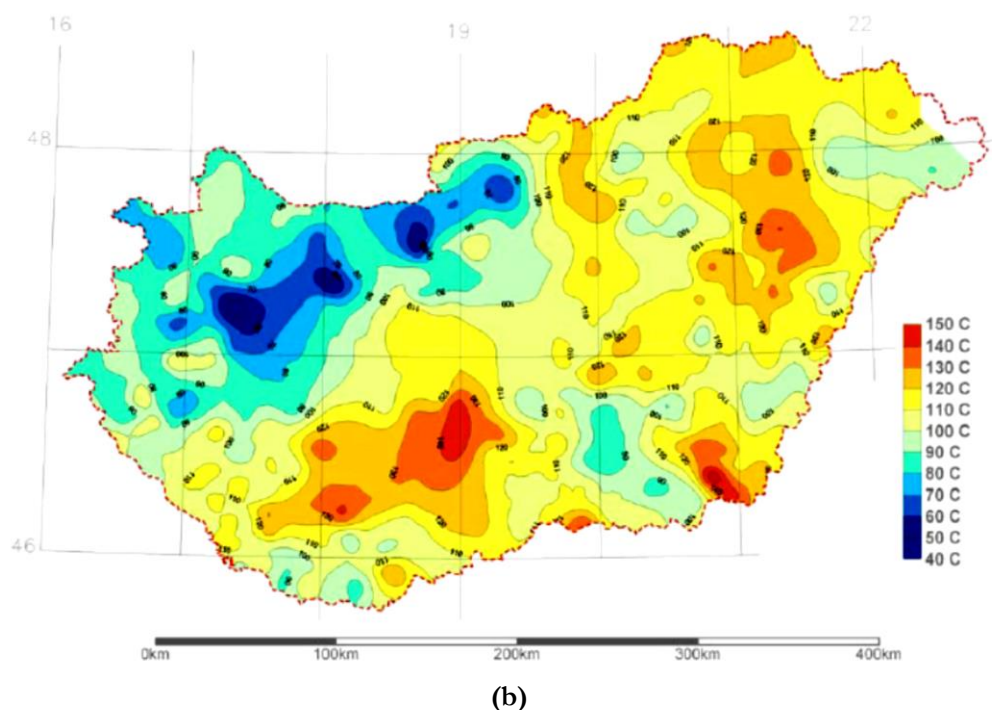
$$\dot{Q}_H = \frac{U_0}{U_k} \cdot A_t \cdot \left[R^* \cdot I_0 \cdot R \cdot r \cdot \alpha \cdot \gamma_1 \cdot \frac{A_A}{A_t} \cdot U_k \cdot (t_f - t_e) \right] \quad [\text{W}] \quad (2.59)$$

Ahol az „ U_0 ” a hőhordozó folyadék és a környezet közötti, az „ U_k ” pedig az elnyelő szerkezet hőátbocsátási tényezője, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ -ben. Az „ A_t ” illetve „ A_A ” a parabola tükör illetve az abszorbercső felülete, $[\text{m}^2]$ -ben. A „ t_f ” és „ t_e ” az abszorber csőbe belépő közeg illetve a környezeti levegő hőmérséklete, $[\text{°C}]$ -ban. Az „ R^* ” a sugárzás szögviszonyait jellemző, az „ R ” pedig a napkövetés szöghibáiból származó tényező, $[-]$ -ban. Az „ r ” a tükör reflexió, az „ α ” pedig az abszorber sugárzás elnyelési tényezője, $[-]$ -ban. A „ γ_1 ” a tükör optikai hatásfoka, $[-]$ -ben. Az „ I_0 ” pedig a vízszintes felületre érkező teljes sugárzási teljesítmény, $[\text{W}/\text{m}^2]$.

2.4.4 Hűtés geotermikus energiával

Hazánk a Kárpát-medencében terül el. Ezen terület rendkívül kedvező geotermális adottságokkal rendelkezik. A Föld magja felől a felszínre tartó hőáram nagyságrendileg duplája kontinensünk átlagának. (Vető, et al., 2004). Így a hőmérséklet kilométerenként 45 °C -kal nő, ezért Hazánkra nagy geotermális potenciál jellemző (Csoknyai, et al., 2013); (Mádlné Szőnyi, et al., 2008); (Liebe, 2001). Magyarország hőmérséklet-eloszlási térképe látható a **2.11. ábra**

lásd a 2. függelékben



2.11. ábra Magyarország hőmérséklet-eloszlási térképe (a) 1000 m, (b) 2000 m mélyen a felszín alatt (Csoknyai, et al., 2013); (Mádlné Szőnyi, et al., 2008); (Dövényi, et al., 2001)

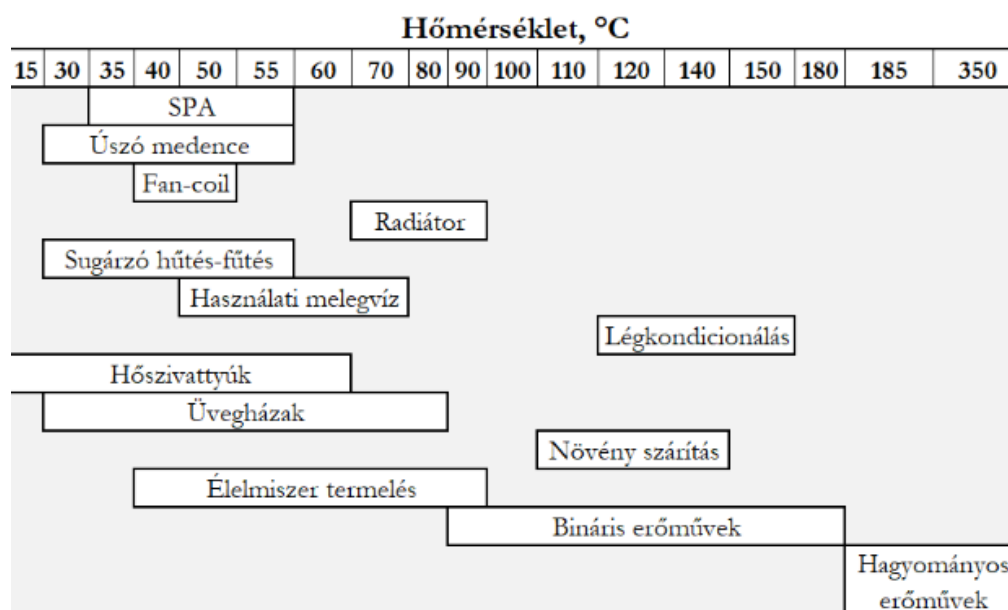
A **2.11. ábra** alapján, 1000 méter mélyen 55-65 °C, 2000 méteren pedig 110-120°C a jellemző hőmérséklet. Az Észak-Kelet Alföldön, 1000 méteren akár 70°C, míg 2000 méteren már 130-140°C is lehet (Csoknyai, et al., 2013); (Mádlné Szőnyi, et al., 2008).

Megjegyzendő, hogy ez a hőmérséklet egy várható értéke az ott található kőzeteknek, melyet a kisebb anomáliák módosíthatnak. Továbbá fontos észben tartani, hogy ez a kőzetek hőmérséklete, nem a rétegvizeké. A kívánt mélységekben nem feltétlenül fog rétegvíz előfordulni.

A geotermikus energiát, termelő kutak segítségével nyerhetjük ki. A 2004. évi állapotok szerint Magyarországon több mint 900 db termálvízkút üzemel. Ezeket ivóvízellátásra (26 %), mezőgazdasági igényekre (21 %), balneológiára és gyógyásatra (31 %) valamint egyéb (többcélú, kommunális, ipar) igények (22 %) ellátására használjuk (Csoknyai, et al., 2013).

A szakirodalomban számos módszert javasoltak a mélységi geotermikus energia kiaknázására. Ezeknek két csoportja van. Az egyik termálvíz kitermeléssel üzemel, a másik anélkül. A termálvíz hasznosítási módszereknek két fő csoportja van. Az egyikben csak kitermeljük a termálvizet, és használat után a szabadba engedjük. Míg a másik csoportban a felhasznált termálvizet visszasajtoljuk. Nyilván ez megdrágítja a geotermikus energia használatát, de környezettudatosabb és fenntarthatóbb használatot tesz lehetővé. Továbbá, ez lehetőséget teremt a meglévő kutak felhasználására vagy kútmélyítéssel, vagy visszasajtoló kútként való hasznosításként. A disszertációban lévő vizsgálataimat, ezen kétkutas rendszerekkel (Falcone, et al., 2018) történő geotermikus energia hasznosítására végeztem el.

A kinyert hőenergia hőmérsékletének függvényében mutatja a hasznosítási lehetőségeket az úgynevezett Lindal diagram. (**2.12. ábra**)



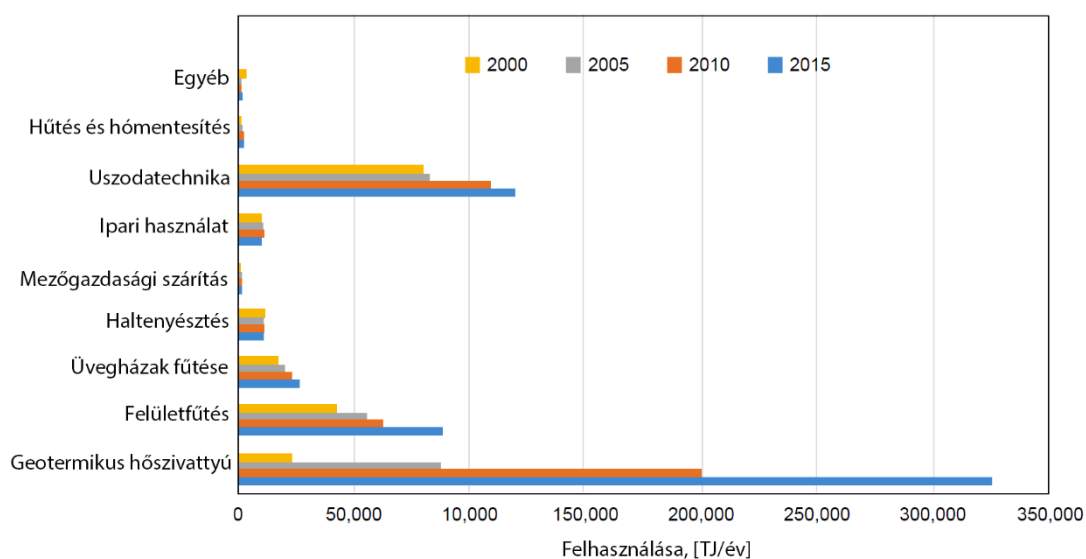
2.12. ábra A geotermia használhatósága, az energia hőmérsékletének függvényében (Lindal diagram)

(www.unionegeotermica.it, dátum nélk.); (Soelaiman, 2016)

A kinyert geotermikus energiát közvetve, illetve közvetlenül használhatjuk. Az előbbi azt jelenti, hogy elektromos áram előállítására használjuk a hőt. Az utóbbinál viszont a kinyert hőt egyből (vagy elszállítva) használjuk fel. Fontosabb közvetlen hasznosítási mód például a hőszivattyúzás, a sugárzó felületek és a fólia sátrak fűtése, távfűtés, a balneológiai alkalmazások, a hóolvasztás, vagy akár hűtés is. Ezen alkalmazási módok lehetőségeit a kinyert hőforrás hőmérséklete lekorlátozza.

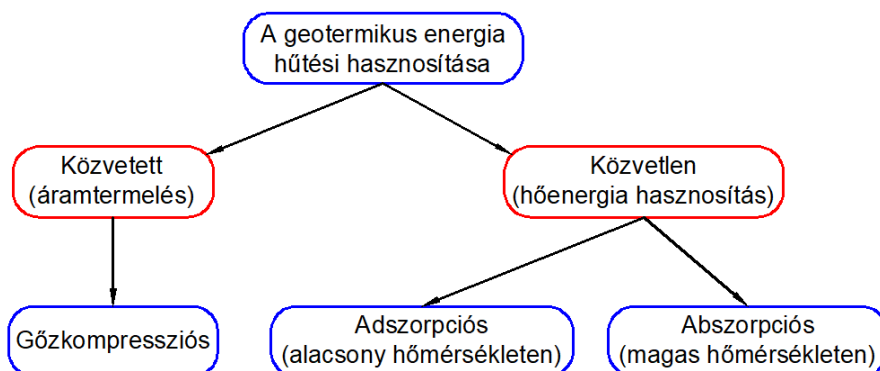
Itt jegyezném meg, hogy a termálvíz mellett gyakran tör fel a kutakból kísérőgáz (pl. metán) is, melyet, ha hasznosítunk gázmotorral vagy mikrógázturbinával, akkor tovább lehet növelni a folyamat energiahatékonyágát.

Az egyes hasznosítási lehetőségekkel évente felhasznált geotermikus energia mennyisége látható a **2.13. ábrán**, világszinten 2000-2015 között.



2.13. ábra Az egyes geotermikus energia hasznosítási módokkal felhasznált energia változása (Lund & Boyd, 2015); (Dincer & Ozcan, 2018)

Mint láthatjuk, jelenleg a geotermikus energiát elvéve használjuk hűtésre, de a technológia nem ismeretlen. A geotermikus energia hűtési hasznosíthatóságát foglalja össze a **2.14. ábra**.



2.14. ábra A geotermikus energia hűtési hasznosíthatósága

3 Anyag és módszertan

3.1 A hőterhelés vizsgálata

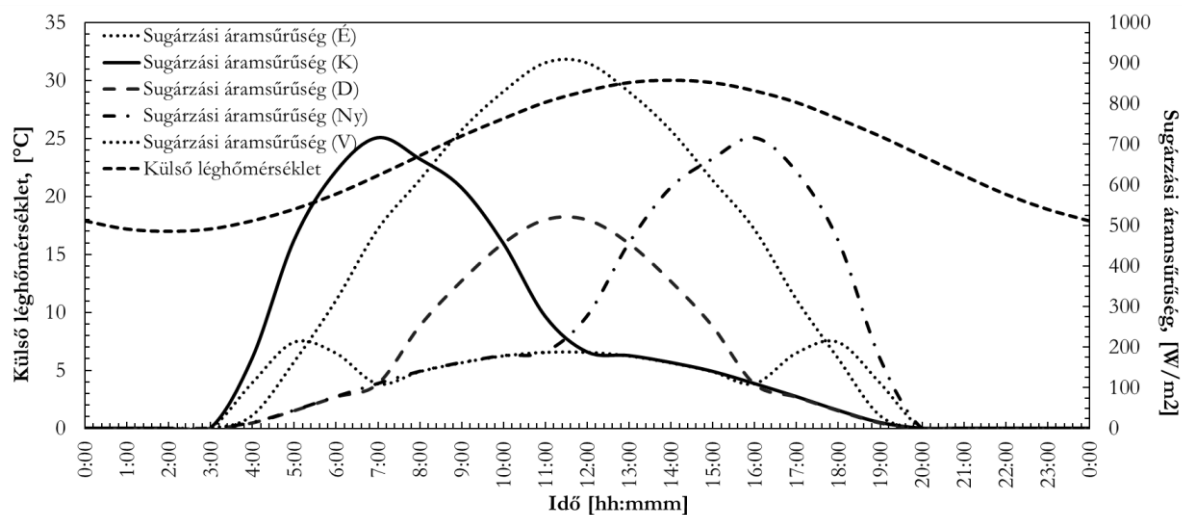
3.1.1 A vizsgált környezet, épület

3.1.1.1 A vizsgálat során figyelembe vett mintanapok

A nyári napsugárzás és a kültéri hőmérséklet változását többen is elemezték az elmúlt években. Megfigyelhető, hogy a korábban, 2012-ig alkalmaz(hat)ott MSZ-04-140-04:78 szabvány által előírt hőmérséklet és napsugárzás adatokkal ellentétben a legtöbb valós napon nem alakul ki napsugárzási szimmetria a keleti és nyugati tájolás között. Azt tapasztalják, hogy a napsugárzás intenzitása a napenergia hozam a keleti tájolásnál meghaladja a nyugatit. Ezeket a napokat tekintjük aszimmetrikus napnak. (Csáky, 2015) (Verbai, et al., 2015) (Verbai, et al., 2014) (Csáky & Kalmár, 2014)

Úgy döntöttem, hogy az értekezésben egy szimmetrikus és egy aszimmetrikus extrém hőségnapot, továbbá egy extrém forrónapot fogok vizsgálni.

A kültéri hőmérsékletváltozás és a napsugárzás intenzitásának alakulása a **3.1. ábrán** látható. Az **(a)** részlet a szimmetrikus extrém hőségnapot (Forrás: (MSZ-04-140-2, 1991)), a **(b)** részlet az aszimmetrikus extrém hőségnapot (Debrecen, 2012.06.30; (Csáky, 2015)), míg a **(c)** az aszimmetrikus extrém forrónapot (Debrecen, 2011.07.10 (Csáky, 2015)) mutatja.



(a)

lásd a 3. függelékben

(b) - (c)

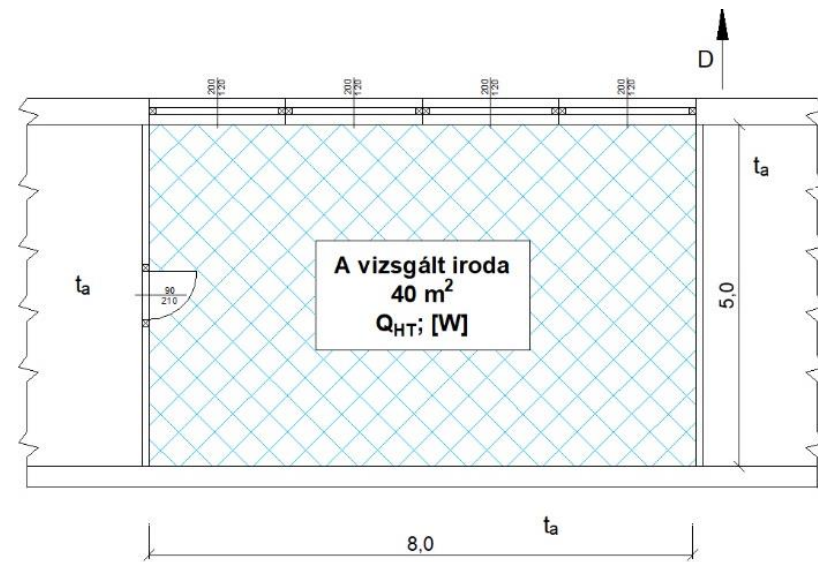
3.1. ábra Külső hőmérséklet és napsugárzási intenzitás alakulása egy...

(a) szimmetrikus (MSZ-04-140-2, 1991), **(b)** aszimmetrikus extrém hőségnap (Csáky, 2015)

(c) aszimmetrikus extrém forrónap (Csáky, 2015).

3.1.1.2 A mintahelyiség a hőterhelések számításakor

A vizsgálataim során használt helyiség egy négy emeletes irodaépület második emelén található nagyterű iroda. A helyiség egy külső fallal rendelkezik, a többi határoló szerkezetének túloldalán mindenhol vele megegyező léghőmérsékletű iroda található. Az iroda belmagassága 3,5 m, ebből 0,5 m az állmennyezet. A külső fal 8,0m hosszú, az iroda szélessége 5,0m. Az iroda alaprajzi vázlatát az **3.2. ábrán** látható.



3.2. ábra A vizsgált irodahelyiség alaprajzi vázlatát

A vizsgált irodában 10 fő dolgozik 8:00-17:00 között. A szellőző levegő kezeletlen, teljes egészében kültéri friss levegő. A szellőző levegő mennyiségének megállapítására a $30 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{fő})$ fejadagot vettem figyelembe. A külső fal hőátbocsátási tényezője $0,24 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, és a helyiség további szerkezetei is megfelelnek hőtechnikailag az érvényben lévő szabályoknak (7/2006-os TNM rendelet, 2016.1.1-ei állapot, költségoptimalizált szint). A helyiség hőtároló kapacitása $318110 \text{ J}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$.

A hőterhelés számítás során a helyiség referencia állapotában az ablak kettős, szelektív, alacsony emissziós bevonatú üvegezésű. Így a hőátbocsátási tényezője $1,1 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, az üvegezés „g” tényezője 0,67, míg a külső falon az üvegezés aránya 40%.

3.1.2 Hőterhelés számítási módszerek

3.1.2.1 MSZ-04-140-4:78

Az MSZ-04-140-4:78 szabvány (MSZ-04-140-4, 1978) szerint a hőterhelés („ \dot{Q}_I ”) az a hőteljesítmény, amelyet egy helyiségből a legmelegebb nyári időszakban el kell vonni a kívánt belső légállapot fenntartása érdekében. A belső („ \dot{Q}_i ”) és a külső hőterhelés („ \dot{Q}_e ”) összege, de nem

tartalmazza a külső szellőző levegő kezeléséhez szükséges hűtési teljesítményigényt, amely adott esetben a hűtőgép méretezésekor azonban figyelembe kell venni.

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_e + \dot{Q}_i \quad [W] \quad (3.1)$$

A belső hőterhelés meghatározása a következő összefüggéssel történik:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_E + \dot{Q}_V + \dot{Q}_M + \dot{Q}_A + \dot{Q}_B \quad [W] \quad (3.2)$$

Ahol a „ \dot{Q}_E ” az emberi, a „ \dot{Q}_V ” a világítás, a „ \dot{Q}_M ” a(z ipari) gépek és berendezések hőleadása. A „ \dot{Q}_A ” az anyag, illetve áru ki-és betárolásából származó hő, míg a „ \dot{Q}_B ” az egyéb belső hőforrások okozta hőterhelés.

Az emberi hőleadás megállapításához egy táblázatot ad, amely tartalmazza egy ember nedves, száraz és teljes hőleadását a belső léghőmérséklet függvényében. A világítás hőleadásának számításakor a világítás névleges teljesítményét korrigálja a világítás egyidejűségi tényezőjével, a lámpatestek esetleges szellőzési tényezőjével, valamint a világítás hőtárolási tényezőjével. A három korrekciós tényező meghatározásához táblázatokot ad meg.

A „ \dot{Q}_M ” és a „ \dot{Q}_A ” értékeit ipari üzemek esetén veszi csak figyelembe, irodaépület esetén nem jelentkezik. Az egyéb belső hőforrások okozta terhelés közé sorolja a kisebb gépek hőleadását (irodában például a számítógépek hőleadása), valamint a belső transzmissziós hőáramokat is.

A külső hőterhelések alatt a tömör („ \dot{Q}_F ”) és az üvegezett („ $\dot{Q}_ü$ ”) határoló szerkezeteken keresztül bejutó hőáramok összegét érti:

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_F + \dot{Q}_ü \quad [W] \quad (3.3)$$

A külső falakon és a tetőfödemen keresztül behatoló külső hőterhelést, az úgynevezett egyenértékű hőmérsékletkülönbség („ Δt_{ekv} ”) módszerével határozza meg:

$$\dot{Q}_F = A_F \cdot k \cdot \Delta t_{ekv} \quad [W] \quad (3.4)$$

Ahol „ A_F ” illetve „ k ” a külső fal vagy tetőfödém felülete ($[m^2]$) illetve hőátbocsátási tényezője ($[W/(m^2 \cdot K)]$).

Ez a módszer a napi periódusban állandóan ismétlődő külső hőmérsékleti és napsugárzási hatásokat helyettesíti, egy időben változó hőmérsékletkülönbség mellett lejátszódó hőátbocsátással. A módszer kulcsa a „ Δt_{ekv} ” meghatározása. Ezen szám értéke függ a külső felület helyzetétől (tájolása, fekvése), minőségétől (rövidhullámú napsugárzási abszorpciós- és hosszuhullámú környezeti emisszió) és hőtechnikai tulajdonságaitól (hőátbocsátás, hőelnyelés, hőcsillapítás). Valamint a tartani kívánt belső léghőmérséklettől („ t_i ”) is. A következő összefüggéssel számítható:

$$\Delta t_{ekv} = t_0 + C_t \cdot A_t + C_l \cdot A_l - t_i \quad [K] \quad (3.5)$$

Ahol a „ t_0 ”, a „ C_t ” és a „ C_l ” értékét a szabvány által megadott táblázatból kell kivenni, míg az „ A_t ” és az „ A_l ” értékeit görbékéből kell leolvasni (szükség esetén interpolálni).

A „ t_e ” léghőmérsékletű környezetből az üvegezett felületeken bejutó „ $\dot{Q}_ü$ ” hőterhelést a következő összefüggéssel kell kiszámolni:

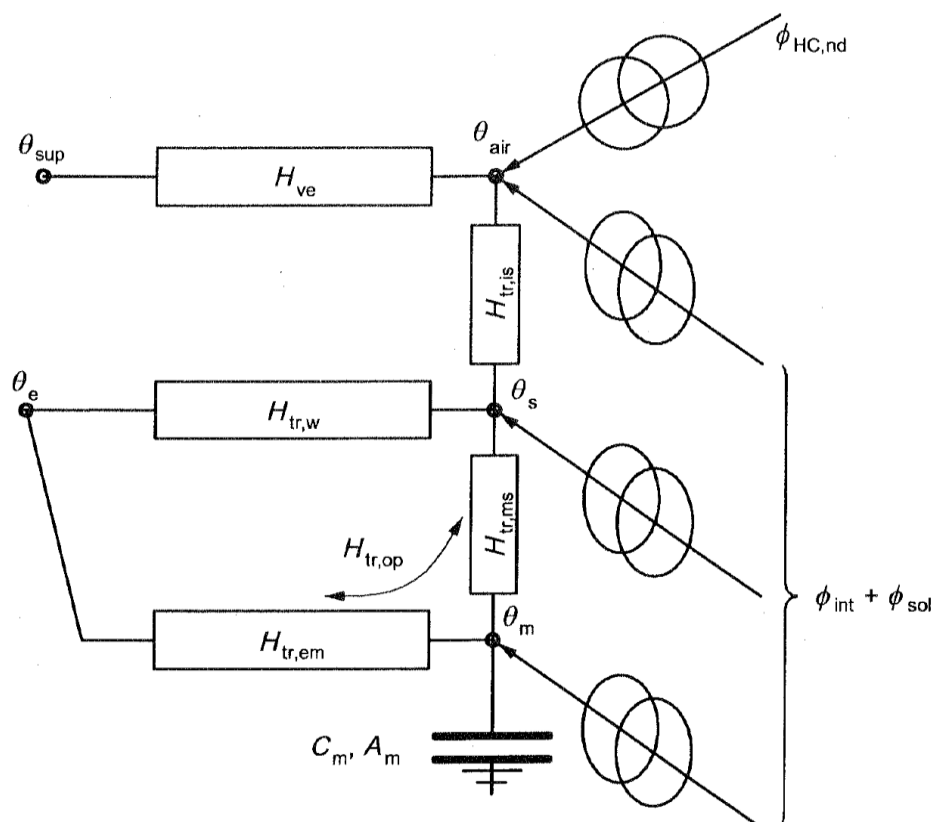
$$\dot{Q}_ü = A_ü \cdot [N_ü \cdot N_A \cdot I_{SRG} \cdot z + k_ü \cdot (t_e - t_i)] \quad [W] \quad (3.6)$$

Ahol az „ $A_ü$ ”, az „ $N_ü$ ”, és a „ $k_ü$ ” az üvegezés felülete ($[m^2]$), naptényezője és hőátbocsátási tényezője ($[W/(m^2 \cdot K)]$). Az „ N_A ” az árnyékolás naptényezője, a „ z ” redukciós tényező. Az „ I_{SRG} ” a 3 mm vastag normál síküvegen keresztül behatoló napsugárzás intenzitása $[W/m^2]$ -ben.

3.1.2.2 MSZ EN ISO 13790:2008

Az MSZ EN ISO 13790:2008 szabvány (MSZ EN ISO 13790, 2008) egy komplex, hűtési és fűtési hőigények meghatározására alkalmas szabvány volt. Lehetőséget adott havi és óra módszerrel is egy akár több zónás épület hőszükségletének és hőterhelésének meghatározására. A számításokhoz a szabvány a Crank-Nicholson féle módszert alkalmazza.

A számítási módszert legegyszerűbben a **3.3. ábra** foglalja össze.



3.3. ábra Az MSZ EN ISO 13790:2008 szerinti hűtési hőterhelés számítás RC-modellje (MSZ EN ISO 13790, 2008)

Az RC ábrán az egyes csomópontokban hőmérsékletek találhatóak, míg a hőveszteség/hőterhelés tényezőket téglalapok jelölik. A helyiségeket érő energiaáramokat nyílak jelképezik. Az épület „alapja” a hőtároló kapacitás („ C_m ”) és a hőtároló tömeg effektív felülete („ A_m ”).

A hőtároló tömeg hőmérsékletét („ θ_m ”) a külső léghőmérséklet (a hőtároló tömeggel rendelkező szerkezetek hőveszteség/hőterhelés tényezőjén keresztül) és a napsugárzásból („ Φ_{sol} ”), valamint belső hőterhelésekből („ Φ_{int} ”) származó hőáramok határozzák meg. A közepes sugárzási hőmérsékletet („ θ_s ”), a hőtároló tömeggel és azzal nem rendelkező szerkezetek hőveszteség/hőterhelés tényezőjén keresztül, a hőtároló tömeg felületi hőmérséklete („ θ_m ”) és a külső léghőmérséklet („ θ_e ”) határozza meg. Ezt torzítja még a belső hőterhelésekből („ Φ_{int} ”) és a napsugárzásból („ Φ_{sol} ”) származó hőáramok.

A helyiség léghőmérsékletét több tényező befolyásolja. Egyrészt a „ $H_{tr, is}$ ” hőveszteség/hőterhelés tényező, mely a közepes sugárzási és a léghőmérséklet közötti kapcsolatot jellemzi. Továbbá a szellőző levegő hőmérséklete („ θ_{sup} ”) a szellőzési hőveszteség/hőterhelés tényezőn keresztül, valamint a belső hőterhelésekből („ Φ_{int} ”) és a napsugárzásból („ Φ_{sol} ”) származó hőáramok. Ezzel kialakul a hűtetlen helyiség léghőmérséklete, melyet a kívánt értékre a „ $\Phi_{HC, nd}$ ” hidegenergiaáram segítségével tudunk beállítani.

3.1.2.3 MSZ EN ISO 52016-1:2017

A jelenleg érvényes szabvány (MSZ EN ISO 52016-1, 2017) egy rendkívül összetett, számtalan tényezőt figyelembe vevő számítási módszert ad meg. Ezt a szabványt az MSZ EN ISO 13790:2008 alapján dolgozták ki ugyan, de számos eltérés is van (pl. szükséges megadni a gépi hűtés által elvont hő konvektív részarányát).

Az MSZ EN ISO 52016-1:2017 szabvány számolási algoritmus szerint a következő lépésekben kell meghatározni az órai hőterhelés értékét:

1. Első lépésben legyen nulla a beépített hűtési kapacitás („ $\Phi_{HC, ld, un, ztc, t}$ ”) a vizsgált helyiségben (azaz a helyiség hűtetlen).
2. Számítsuk ki a hűtetlen helyiségben a kialakuló operatív hőmérsékletet („ $\theta_{int, op, 0, ztc, t}$ ”).
3. Ha ez a számított érték meghaladja a helyiségre előírt ($\theta_{int, op, set, ztc, t}$) értéket, akkor hűtési rendszer beépítése szükséges.
4. Előzetesen vegyük fel a beépített hűtőkapacitásra a tízszeresét a helyiség hasznos alapterületének („ $\Phi_{HC, upper, ztc, t} = 10 \cdot A_{use, ztc}$ ”). Majd ezzel az elméleti értékkel számítsuk ki az operatív hőmérsékletet („ $\theta_{int, op, upper, ztc, t}$ ”).
5. Végül határozzuk meg a tényleges hűtőkapacitás igényt:

$$\Phi_{HC,ld,un,ztc,t} = \Phi_{HC,upper,ztc,t} \cdot \frac{\theta_{int,op,set,ztc,t} - \theta_{int,op,0,ztc,t}}{\theta_{int,op,upper,ztc,t} - \theta_{int,op,0,ztc,t}} \quad (3.7)$$

Az operatív hőmérsékletet a léghőmérséklet és a helyiség határoló szerkezeteinek közepes sugárzási hőmérsékletének átlagként számítják ki. (A gyakorlatban a konvektív és a sugárzási hőátadási tényezőket egyenlőnek tekintik.) A közepes sugárzási hőmérsékletet („ $\theta_{int,r,mn,ztc}$ ”) a következő összefüggéssel kell kiszámolni:

$$\theta_{int,r,mn,ztc,t} = \frac{\sum_{eli=1}^{eln} (A_{eli} \cdot \theta_{pli=pln,eli,t})}{\sum_{eli=1}^{eln} A_{eli}} \quad (3.8)$$

Ahol „ A_{eli} ” illetve „ $\theta_{pli=pln,eli,t}$ ” az eli-edik épület elem felülete m^2 -ben, illetve hőmérséklete $^{\circ}C$ -ban.

6. A helyiség léghőmérsékletét és a belső felületek hőmérsékletét a helyiség- illetve az épületelemek energia-egyensúlya alapján tudjuk kiszámolni.
7. A helyiség energetikai egyensúlyi egyenletét a következőképp tudjuk felírni:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{C_{int,ztc}}{\Delta t} + \sum_{eli=1}^{eln} (A_{eli} \cdot h_{ci,eli}) + \sum_{vei}^{ven} H_{ve,vei,t} + H_{tr,tb,ztc} \right] \cdot \theta_{int,a,ztc,t} \\ & - \sum_{eli=1}^{eln} (A_{eli} \cdot h_{ci,eli} \cdot \theta_{pln,eli,t}) \\ & = \frac{C_{int,ztc}}{\Delta t} \cdot \theta_{int,a,ztc,t-1} + \sum_{vei}^{ven} (H_{ve,vei,t} \cdot \theta_{sup,vei,t}) + H_{tr,tb,ztc} \cdot \theta_{e,a,t} \\ & + f_{int,c} \cdot \Phi_{int,ztc,t} + f_{sol,c} \cdot \Phi_{sol,ztc,t} + f_{H/C,c} \cdot \Phi_{HC,ztc,t} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Ahol „ $C_{int,ztc,t}$ ” a helyiség hőkapacitása J/K-ben. A „ Δt ” a figyelembe vett időtartalom s-ban. A „ $\theta_{int,a,ztc,t}$ ” illetve a „ $\theta_{int,a,ztc,t-1}$ ” a belső léghőmérséklet értéke a vizsgált illetve az előző időtartományban. A „ $\theta_{e,a,t}$ ” a külső léghőmérséklet $^{\circ}C$ -ban. A „ $h_{ci,eli}$ ” az eli-edik épütelelem belső konvektív hőátadási tényezője W/($m^2 \cdot K$)-ben. A „ $H_{ve,k,t}$ ” illetve a „ $\theta_{sup,k,t}$ ” a k-adik szellőzési rendszer teljes hőcserélési együtthatója W/K-ben; illetve a levegő befúvási hőmérséklete $^{\circ}C$ -ban. A „ $H_{tr,tb,ztc}$ ” a hőhidak teljes hőcserélési együtthatója W/K-ben. A „ $\Phi_{int,ztc,t}$ ” és a „ $\Phi_{HC,ztc,t}$ ” A belső hőforrások illetve hűtési energialeadók által időegység alatt leadott/elvont hő; a „ $\Phi_{sol,ztc,t}$ ” pedig a helyiségbe az üvegezett felületeken közvetlenül bejutó napsugárzásból származó hőterhelés. Mindhárom érték W-ban értendő. Az „ $f_{int,c}$ ”, az „ $f_{sol,c}$ ” és az „ $f_{H/C,c}$ ” a belső hőforrások által leadott hő, a napsugárzásból származó hőterhelés illetve a hűtési energialeadók által elvont hő konvektív részaránya.

8. Az épületelemek három részre lehet tagolni. A külső és belső oldalon kívül a szerkezet belsejét lehet külön kezelni. A három részre eltérő egyensúlyi egyenlet vonatkozik.
9. A helyiség felé eső felületre energetikai egyensúlyi egyenlet a következő:

$$\begin{aligned}
 & - (h_{pli-1,eli} \cdot \theta_{pli-1,eli,t}) + \left[\frac{\kappa_{pli,eli}}{\Delta t} + h_{ci,eli} + h_{ri,eli} \cdot \sum_{elk=1}^{eln} \left(\frac{A_{elk}}{A_{tot}} \right) + h_{pli-1,eli} \right] \cdot \theta_{pli,eli,t} \\
 & - h_{ci,eli} \cdot \theta_{int,a,z,t} - \sum_{elk=1}^{eln} \left(h_{ri,eli} \cdot \frac{A_{elk}}{A_{tot}} \cdot \theta_{pli,elk,t} \right) \\
 & = \frac{\kappa_{pli,eli}}{\Delta t} \cdot \theta_{pli,eli,t-1} + \frac{1}{A_{tot}} \\
 & \cdot [(1 - f_{int,c}) \cdot \Phi_{int,ztc,t} + (1 - f_{sol,c}) \cdot \Phi_{sol,ztc,t} + (1 - f_{H/c,c}) \\
 & \cdot \Phi_{HC,ztc,t}]
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Ahol az „ A_{elk} ” az elk-edik felületelem területe, míg az „ A_{tot} ” $elk=1, \dots, eln$ -ig ezek összege m^2 -ben. A „ $\theta_{pli,eli,t}$ ” és a „ $\theta_{pli-1,eli,t}$ ” a pli-edik illetve az előtte lévő csomópont hőmérséklete a vizsgált időtartományban, míg a „ $\theta_{pli,eli,t-1}$ ” az előző időtartományban a pli-edik csomópont hőmérséklete. Mindhárom hőmérséklet $^{\circ}C$ -ban értendő. A „ $h_{pli-1,eli,t}$ ” a pli-edik és az előtt lévő csomópont közötti hővezetési tényező $W/(m^2 \cdot K)$ -ben. A „ $\kappa_{pli,eli}$ ” a pli-edik csomópont hőkapacitása $J/(m^2 \cdot K)$ -ben míg a „ $h_{ri,eli}$ ” a belső felület sugárzási hőátadási tényezője $W/(m^2 \cdot K)$ -ben.

10. A szerkezeten belüli energetikai egyensúly egyenlet a következő:

$$\begin{aligned}
 & -h_{pli-1,eli} \cdot \theta_{pli-1,eli,t} + \left[\frac{\kappa_{pli,eli}}{\Delta t} + h_{pli,eli} + h_{pli-1,eli} \right] \cdot \theta_{pli,eli,t} - h_{pli,eli} \cdot \theta_{pli+1,eli,t} \\
 & = \frac{\kappa_{pli,eli}}{\Delta t} \cdot \theta_{pli,eli,t-1}
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

Ahol a „ $\theta_{pli+1,eli,t}$ ” a pli-edik csomópont utáni csomópont hőmérséklete $^{\circ}C$ -ban, a „ $h_{pli,eli,t}$ ” pedig a pli-edik és az utána következő csomópont közötti hőátadási tényező $W/(m^2 \cdot K)$ -ben.

11. Az épületelem külső oldalán az energetikai egyensúlyi egyenlet a következő:

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{\kappa_{pli,eli}}{\Delta t} + h_{ce,eli} + h_{re,eli} + h_{pli,eli} \right) \cdot \theta_{pli,eli,t} - h_{pli,eli} \cdot \theta_{pli+1,eli,t} \\
 & = \frac{\kappa_{pli,eli}}{\Delta t} \cdot \theta_{pli,eli,t-1} + (h_{ce,eli} + h_{re,eli}) \cdot \theta_{e,t} + \alpha_{sol,pli,eli} \\
 & \cdot (I_{sol,dif,eli,t} + I_{sol,dir,eli,t} \cdot F_{sh,obst,eli,t}) - \theta_{sky,eli,t}
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

Ahol „ $\theta_{e,t}$ ” a külső környezeti hőmérséklet $^{\circ}C$ -ban. A „ $h_{ce,eli}$ ” illetve a „ $h_{re,eli}$ ” a külső felületi konvektív illetve sugárzási hőátadási tényező $W/(m^2 \cdot K)$ -ben. A „ $\alpha_{sol,eli}$ ” a külső felület napsugárzás elnyelési tényezője $W/(m^2 \cdot K)$ -ben, az „ $F_{sh,obst,eli,t}$ ” a külső takarások árnyékolásának csökkentő hatását figyelembe vevő tényező, míg a „ $\theta_{sky,eli,t}$ ” az égbolt (extra) hőszugárzása W/m^2 -ben. Az „ $I_{sol,dif,eli,t}$ ” illetve a „ $I_{sol,dir,eli,t}$ ” a teljes napsugárzás diffúz illetve direkt része β_{eli} dőlésszög és γ_{eli} tájolási szögnél. A „ β_{eli} ” az elem dőlésszöge (vízszintes, felfelé néző), míg a „ γ_{eli} ” a tájolási szöge, fokokban.

12. A külső opaque szerkezeteknél öt csomópontot kell felvenni (egyét a belső, egyet a külső oldalon és hármát a szerkezetben).
13. A transzparens szerkezeteknél két csomópontot kell felvenni (egyét a belső, egyet a külső oldalon).
14. A belső elemeknél nincs előírás a csomópontok számára (célszerű a rétegek között felvenni őket).
15. Az eljárás a hőtároló kapacitást az épületszerkezet hőtároló kapacitás-osztályától függően veszi figyelembe. :

„I” osztály (a szerkezet tömege a belső oldalt koncentrálnodik):

$$\kappa_{pl5,eli} = \kappa_{m,eli} \quad (3.13)$$

$$\kappa_{pl1,eli} = \kappa_{pl2,eli} = \kappa_{pl3,eli} = \kappa_{pl4,eli} = 0 \quad (3.14)$$

„E” osztály (a szerkezet tömege a külső oldalt koncentrálnodik):

$$\kappa_{pl1,eli} = \kappa_{m,eli} \quad (3.15)$$

$$\kappa_{pl2,eli} = \kappa_{pl3,eli} = \kappa_{pl4,eli} = \kappa_{pl5,eli} = 0 \quad (3.16)$$

„IE” osztály (a szerkezet tömege megoszlik a belső és a külső oldal között):

$$\kappa_{pl1,eli} = \kappa_{pl5,eli} = \frac{\kappa_{m,eli}}{2} \quad (3.17)$$

$$\kappa_{pl2,eli} = \kappa_{pl3,eli} = \kappa_{pl4,eli} = 0 \quad (3.18)$$

„D” osztály (a szerkezet tömege egyenletesen oszlik meg):

$$\kappa_{pl1,eli} = \kappa_{pl5,eli} = \frac{\kappa_{m,eli}}{8} \quad (3.19)$$

$$\kappa_{pl2,eli} = \kappa_{pl3,eli} = \kappa_{pl4,eli} = \frac{\kappa_{m,eli}}{4} \quad (3.20)$$

„M” osztály (a szerkezet tömege a szerkezet belsejében koncentrálnodik):

$$\kappa_{pl3,eli} = \kappa_{m,eli} \quad (3.21)$$

$$\kappa_{pl1,eli} = \kappa_{pl2,eli} = \kappa_{pl4,eli} = \kappa_{pl5,eli} = 0 \quad (3.22)$$

Ahol a „ $\kappa_{m,eli}$ ” az eli-edik opaque elem hőkapacitása J/(m²·K)-ban.

A hűtési energialeadók által elvont hő konvektív részarányának („ $f_{C,c,ztc}$ ”) megadásához elkerülhetetlen a hűtési mód eldöntése. Ezért a vizsgálataim során felülethűtést feltételeztem. Mennyezethűtésnél a konvektív részarányt 30%-kal, falhűtésnél 40%-kal vettem figyelembe.

3.1.3 A szabványösszehasonlítás peremfeltételei

A háromféle számítási eljárás összehasonlításához meghatároztam a hőterhelés értékét a mintahelyiségben. A számolás során igyekeztem a lehető legtöbb paramétert azonosnak felvenni. Így a vizsgált helyiségben 10 fő tartózkodik munkaidőben (07:00-17:00), és számítógép előtt végeznek ülő munkát. A szellőzési hőterhelés értékét fejadag módszerrel határoztam meg, egy

ember friss levegő igényét $30 \text{ m}^3/\text{h}$ -val vettem figyelembe. Az egész mintaépületet és így a vizsgált helyiséget is magas légtömörségűnek és gépi szellőzéssel ellátottnak tekintettem.

Az *MSZ-04-140-4:1978*-as szabvánnyal történő számoláskor a hűtött helyiség belső méretezési léghőmérsékletét kell megadni, ezt $26 \text{ }^\circ\text{C}$ -ra vettem fel (*MSZ-04-140-2*, 1991). A benn tartózkodók hőleadását $116 \text{ W}/\text{fő}$ -vel, a laptopoké 50 W -tal vettem figyelembe. Az *MSZ-04-140-4:1978*-as szabvány egy szimmetrikus extrém hőségnapot tekint mintanapnak, melynek részletes sugárzási és hőmérséklet adatait az *MSZ-04-140-2:1991*-es szabvány tartalmazza. (**3.1. ábra (a) része**).

Az *MSZ EN ISO 13790:2008*-as szabvány szerinti méretezéskor az *MSZ CR 1752*-ben leírt, „B” komfortkategória elérését tűztem ki célul. Az itt előírt operatív hőmérséklet tartásához a felületek hőmérsékletét is figyelembe kell venni, ehhez pedig szükséges felvenni ezeknek egy kiinduló értékét is. Ezt, állandósult állapotot feltételezve, 26°C -ra vettem fel. Az *MSZ EN ISO 13790:2008* lehetőséget ad, hogy irodákban a gépi és az emberi hőleadást egyszerűsített módon, a szabvány *G.9-es táblázat*-ának segítségével számoljuk, mellyel éltem is. A táblázat figyelembe veszi a helyiség funkcióját, (iroda, vagy egyéb), a hét adott napját (hétköznap vagy hétvége) illetve az időszakot ($7:00-17:00$, $17:00-23:00$ és $23:00-7:00$). Ezen paraméterek mellett megadja a gépek és emberek együttes hőleadását helyiség alapterületére vonatkoztatva. A mintanap sugárzási és külső hőmérséklet adatait a szabvány használatakor nekünk kell megadni. A számolás során a **3.1. ábra** mindhárom mintanapján meghatároztam a hőterhelés értékét.

Az *MSZ EN ISO 52016-1:2017*-es szabvány esetén is a *MSZ CR 1752*-ben (*MSZ CR 1752*, 2000) leírt, „B” komfortkategória elérése volt a cél. Ennek megfelelően hasonló kiinduló adataim voltak, mint az *MSZ EN ISO 13790:2008*-as szabvány esetén. Három eltérés volt csupán. Az egyik, hogy a gépek és emberek hőleadásának megállapításához itt nem kapunk segédtáblázatot, ezért úgy határoztam meg, mint az *MSZ-04-140-4:78* esetén.

A második eltérés a helyiség hőtároló tömegének figyelembe vételénél volt. A tömör szerkezetek hőtároló tömegét az *MSZ EN ISO 13790:2008*, egységesen a vizsgált szerkezet helyiség felé eső 10cm -es vastagságával veszi figyelembe. Míg az *MSZ EN ISO 52016-1:2017* öt alcsoportot különböztet meg, attól függően, hogy a szerkezetben az anyagtömeg hol összpontosul. A vizsgált helyiség a külső tömör határoló szerkezete az „I” hőtároló tömeg osztályba tartozik.

Az *MSZ EN ISO 52016-1:2017*-es szabvány egyik legfontosabb változtatása, hogy már a hőterhelés számítás kezdetén meg kell adni a konvektív hőelvonás részarányát. Mivel ez az érték technikai megoldásonként eltér, így gyakorlatilag már a hőterhelés számításakor meg kell adni, hogy mivel fogunk hűteni a helyiségben. Ez eléggé szélsőséges hőterhelés eredményekhez vezethet. A vizsgálat során a konvektív hőelvonás szempontjából két szélső esetet igyekeztem figyelembe venni. Így mennyezethűtést és központi légtechnikát vizsgáltam.

3.1.4 A hőterhelés érzékenységvizsgálati paraméterei

Egy újépítésű irodaház egyik nagyterű irodáját vizsgáltam. Ennek az irodának azon jellemzői lettek változtatva, melyek befolyásolják a hőterhelés értékét. A vizsgált jellemzők az ablak típusa, tájolása és árnyékolása, az üvegezett felület aránya, valamint a hűtés módja és a nyári méretezési mintanap. A vizsgált esetek kiválasztásánál törekedtem arra, hogy az előforduló két határeset és egy valószínű legyen elemezve. Mivel az iroda épület új építésű, ezért a szerkezetek hőátbocsátási tényezőinek meg kellett felelniük az érvényben lévő előírásoknak. Azaz az ablakok hőátbocsátási tényezői $1,15 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ alattiak kell, hogy legyenek. Ennek a feltételnek kialakítási szempontból a kétszeres üvegezésű ablakok csak akkor felelnek meg, ha a külső és belső oldalt is alacsony emissziós bevonatú az üveg. Továbbá vizsgáltam egy egyszerű, valamint egy kétoldali szelektív, alacsony emissziós bevonatú háromszoros üvegezésű ablak is. Ennél a három ablaktípusnál eltért nem csak a hőátbocsátási tényező (rendre 1,1; 1,0 és $0,82 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$), de az összesített sugárzás átbecsátó képesség („g”) (0,67; 0,7 és 0,5) is.

Az adatbázis felépítésénél fontosnak tartottam, hogy a külső fal üvegezési arányát is vizsgáljam. A minta iroda helyiség olyan kialakítású, hogy egy oldala érintkezik csak a külső környezettel. Ennek a falnak az üvegezése reálisan 20 és 80% között változhat, de a 40% a legvalószínűbb. Ezért ezt a három esetet vizsgáltam. A helyiség üvegezett fala bármilyen tájolású lehet egy új építésű épületnél, így mind a négy fő égtáj vizsgáltam. A negyedik elemzett jellemző az ablak árnyékolása volt. Az árnyékolás jelentős szerepet játszik a helyiség hőterhelésénél, mivel a direkt napsugárzás egy részét nem engedi be a helyiségbe. Az ablakokat a benn tartózkodók vagy árnyékolás nélkül hagyják, vagy pedig enyhén esetleg erősen árnyékolják, így mindhárom esetet vizsgáltam.

A külső környezet erősen befolyásolja a hőterhelést. Ha az iroda épület a belvárosban helyezkedik el, az őt ért közvetlen napsugárzás délelőtti és délutáni mennyisége között aszimmetria lelhető fel. Továbbá, a külső hőmérséklet alapján beszélünk egyszerű nyári napról, hőségnapról és forrónapról. Ha a hűtési rendszer egy hőségnapon és (a ritkább) forrónapon képes kihűteni a helyiséget akkor egy egyszerű nyári napon is képes rá. Így hőségnapot és forrónapot vizsgáltam. Az aszimmetria hatását csak hőségnapnál elemeztem. Így a választott három mintanap egy szimmetrikus és egy aszimmetrikus extrém hőségnap, valamint egy aszimmetrikus extrém forrónap.

Végül pedig a hűtés módját kellett figyelembe vennem, mivel az MSZ EN ISO 52016-1:2017-es szabvány már a hőterhelés meghatározásánál kéri a konvekciósan elvont hőterhelés arányát. Ez minden hűtési megoldásnál más és más. Így végül a két vizsgált sugárzó hűtési módnál végeztem el a számítást, azaz a fal és mennyezethűtésnél.

Az értekezés során vizsgáltam hőterhelés érzékenységet az üvegezés arányára („Gr”), az árnyékolási faktorára („F_{obst}”) valamint az összesített sugárzásátbocsátó képességre („g”). A vizsgálat során változtatott adatokat az **3.1. táblázat** foglalja össze.

3.1. táblázat A vizsgálat bemeneti adatai (szürke háttérrel a referencia állapot adatai)

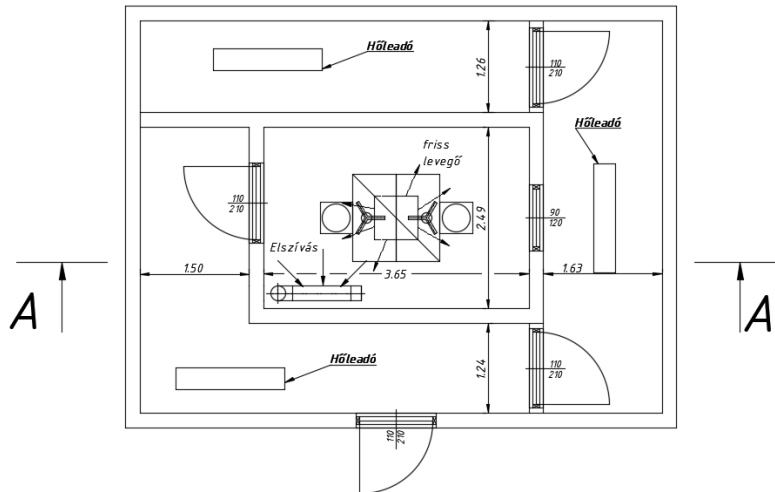
Paraméter	A vizsgált esetek			
Tájolás	Észak	Kelet	Nyugat	Dél
Meteorológiai adatok	Szimmetrikus extrém hőségnap	Aszimmetrikus extrém hőségnap	Aszimmetrikus extrém forrónap	Aszimmetrikus extrém forrónap
Árnyékolás	Árnyékolatlan (F _{obst} =1,0)	Résben árnyékolt (F _{obst} =0,7)	Erősen árnyékolt (F _{obst} =0,4)	Erősen árnyékolt (F _{obst} =0,4)
Üvegezés	Háromszoros, kétoldali szelektív, alacsony emissziós bevonatú üvegezés (g=0,5; U _w =0,82 W/(m ² ·K))	Kettős, szelektív, alacsony emissziós bevonatú üvegezés (g=0,67; U _w =1,1 W/(m ² ·K))	Egyszerű háromszoros üvegezés: (g=0,7; U _w =1,0 W/(m ² ·K))	Egyszerű háromszoros üvegezés: (g=0,7; U _w =1,0 W/(m ² ·K))
Üvegezési arány	G _r =20%	G _r =40%	G _r =80%	G _r =80%

Az első oszlopban látható, hogy a tájolás, a meteorológiai adatok, az átlátszó felületek árnyékolási tényezője, az üvegezés típusa, és a homlokzat üvegezési aránya volt a változtatott paraméter a vizsgálat során. A homlokzat tájolása négyféle (észak, kelet, dél és nyugat) lehet, valamint három különböző meteorológiai napot vizsgáltam, háromféle árnyékolási móddal, három üvegezési aránnyal és háromféle üvegezéssel. A számítások ezek kombinációjára lett elvégezve, így összesen 648 hőterhelés eset lett kialakítva. (324 falhűtési, 324 mennyezethűtési eset)

3.2 Az épületek sugárzó hűtési energialeadói

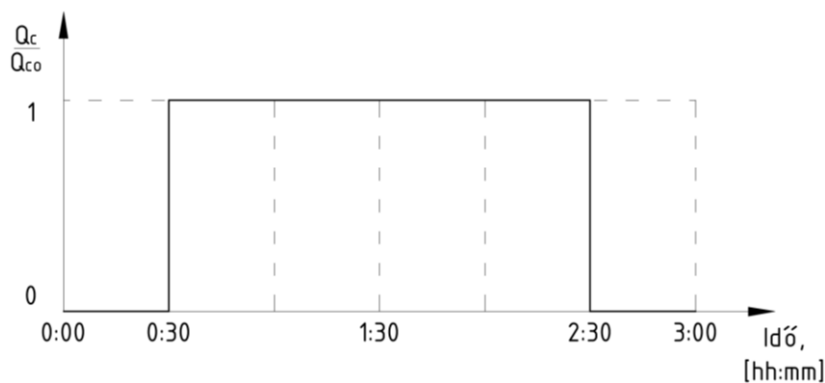
3.2.1 A fal- és mennyezethűtést összehasonlító mérések paraméterei

A Debreceni Egyetem Belső Környezet Minősége Laboratóriumában lévő teszt helyiségben vizsgálni lehet a benntartózkodók hőkomfortját, különböző környezeti paramétereknél. A helyiség egy adiabatikus kamrában helyezkedik el, amely 15 cm PUR panelekből épül fel. Az ablaktalan (azaz nem terheli közvetlen napsugárzás) adiabatikus kamra vizsgálati helyiségen kívüli részében a léghőmérséklet (-15) és 34 °C között állítható. A vizsgálati helyiség belső méretei: 2,49×3,65×2,56 m (**3.4. ábra**). A falai 20 cm vastag, vertikálisan lyukacsos téglából épülnek fel. Padlójába, mennyezetébe és egyik falába (egymástól függetlenül) hidraulikai hálózat került kiépítésre, így lehetséges a helyiségben felület fűtést-hűtést alkalmazni. A friss levegőt keveréses és elárasztásos légvezetési rendszerrel lehet bejuttatni. Az előbbi megoldást választottam a mérésekhez. A befúvó anemosztát a mennyezet alatt helyezkedik el, míg az elszívó rács a padló felett.



3.4. ábra A BKM laboratóriumban végzett beállított mérések körülményei

A vizsgálat célja az volt, hogy összehasonlítsam a mérőhelyiségben kialakuló termikus komfortot mennyezet illetve falhűtés esetén. A hőterhelést úgy választottam meg, hogy hűtés nélkül 29 °C-os lég- és közepes felületi hőmérséklet alakuljon ki. A hűtött felület nagysága 7,0 m² mind fal-, mind mennyezethűtésnél. A mérések időtartalma 3 óra volt. Az első 30 percben az alanyok a vizsgálati helyiségben ültek, míg a szellőzési és felülethűtési rendszerek ki voltak kapcsolva. Fél óra után mindkét rendszert bekapcsoltam, és további két órán át üzemeltettem. A helyiségben 2 ember ült, számukra 100m³/h (azaz fejenként 50m³/h) térfogatáramú és 29°C-os szellőző levegőt biztosítottam. A két óra letelte után a két rendszert kikapcsoltam, és további félórát kellett ilyen helyiségben ülnie a mérőalanyoknak. (3.5. ábra)



3.5. ábra A mérési időszakban a hűtési rendszer működése

Az első félóra szerepe az volt, hogy a mérőalanyok akklimatizálódjanak a helyiség körülményeihez. Az utolsó félórában pedig vizsgáltam hűtőrendszer feltételezett szakaszos üzemének emberi komfortra gyakorolt hatását. A méréseket 24 fővel (12-12 nő illetve férfi) végeztem, a ruházatuk hőszigetelő képessége 0,5 clo, aktivitási szintjük 1,0 met volt. A ruházatukat a mérés során nem változtathatták. A mérőalanyok jellemzőit a **3.2. táblázat** tartalmazza.

3.2. táblázat A mérőalanyok kora, magassága és tömege

Nem	Kor [év]	Magasság [cm]	Tömeg [kg]
Nők	22-26	153-170	48-66
Férfiak	22-26	170-190	73-98

A mérések során, a vizsgálati helyiség és az adiabatikus kamra közötti térben folyamatosan 6,0 kW hőterhelést hoztam létre.

A kísérlet során mértem a felületek közepes sugárzási hőmérsékletét valamint a levegő sebességét, relatív páratartalmát, CO₂ koncentrációját és hőmérsékletét 1,1 m magasságban. Ezen komfort paraméterek mérését TESTO 435 és TESTO 480-as műszerekkel végeztem. A műszerekhez csatlakozó szondák és pontosságuk:

- léghőmérséklet mérő (pontossága $\pm(0,3^{\circ}\text{C} + \text{a mérté érték } 0,1\%-a)$);
- glóbusz hőmérő (pontossága $\pm(0,3^{\circ}\text{C} + \text{a mérté érték } 0,1\%-a)$);
- CO₂ mérő (pontossága $\pm(75 \text{ ppm} + \text{a mérté érték } 3\%-a)$);
- relatív páratartalom mérő (pontossága $\pm 2 \% \text{ RH}$);
- légsebesség mérő (pontossága $\pm(0,03\text{m/s} + \text{a mérté érték } 5\%-a)$).

Két mérőeszközt és két-két szondát rögzítettem a 3.4. ábra szerint a mérőalanyok közelébe. Az eszközök által mért értékek között kis eltéréseket tapasztaltam: 0,2 K-t a hőmérsékletben, 12 ppm-et a CO₂ koncentrációban, 2%-ot a relatív páratartalomban és 0,02 m/s-ot a légsebességben. A várható hőérzeti érték számításakor ezen mért értékeket is figyelembe vettem a mérőalanyoknál.

A mérések során az alanyoknak 15 percenként ki kellett tölteni egy rövid kérdőívet. Megkértem, hogy válaszoljanak a következő kérdésekre:

1. Jelölje be a 7 pontos hőérzeti skálán az Ön által tapasztalt hőérzeti értéket.

-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
hideg	hűvös	kellemesen hűvös	semleges	kellemesen meleg	meleg	forró
2. Általában a levegő áramlási sebessége megfelelő-e?				Igen	Nem	
Ha nem, mit változtatna?				Csökkentené	Növelné	
3. Tapasztal-e huzathatást?				Igen	Nem	
Ha igen, kérjük adja meg a helyét:						
	Boka	Törzs		Nyak		Fej
4. Felületek hőmérséklete megfelelő-e?				Igen	Nem	
Ha nem, mit változtatna?						
Padló hőmérsékletét:				Növelné	Csökkentené	

Mennyezet hőmérsékletét:	Növelné	Csökkentené
Fal hőmérsékletét:	Növelné	Csökkentené
Ablak hőmérsékletét:	Növelné	Csökkentené
5. Elégedett-e a belső levegő minőségével?	Igen	Nem

3.2.2 Sugárzó hűtések hőmérséklet-viszonyairól

A sugárzó hűtésekkel elvonható legnagyobb hőterhelés értéke több tényezőtől függ, melyből a két legfontosabbat vettem figyelembe. Az egyik, hogy adott hűtőgéppel racionálisan előállítható hűtővíz és hűtési hőfoklépcsővel mekkora az a leghidegebb felület melyet létre lehet hozni. A másik az, hogy ennek a hűtött felületnek a hőmérséklete akkora legyen, hogy a levegő nedvességtartalma ne csapódjon ki rajta.

A feltételeket a helyiség felől a gépház felé haladva vizsgálva a hűtött felület hőmérséklete az első. A túl hideg felületen a levegő nedvességtartalma kicsapódik, ez pedig szerkezeti problémákat okozhat az egészségügyi bajokon (penészesedés) túl. Ennek hőmérséklete függ a levegő nedvességtartalmától és hőmérsékletétől. Értéke nagyságrendileg egy hűtött helyiségben 17°C. Itt célszerű megjegyezni, hogy ha a hűtött felület fal, és ezen hűtött fal elé bútort helyezünk akkor ezáltal egy részlegesen elszeperált, túlhűtött részteret hozunk létre, melyben a levegő hőmérséklete alacsonyabb a helyiség többi részéhez képest. Az azonos páratartalmú, de hidegebb levegőből arányaiban több nedvesség fog kicsapódni. Így a falhűtésnél nemcsak belsőépítészeti, de a kondenzációs veszély is magasabb.

A következő rész a hűtött felület és a csőben áramló közeg közötti rész. Ez a rész beágyazott sugárzó hűtések legfontosabb része. A szerkezetbe adott fektetési mélységbe, meghatározott csövek közti távolsággal („osztásköz”) helyezzük el a hűtő(-fűtő) csöveket. A jelenlegi felülethűtések csövei műanyagból készülnek, hogy a fémek jelentősebb hőtágulását kiküszöböljük. A csövek fektetési mélysége meghatározza azt, hogy a csövön keresztül bekövetkezett hőelvonás (hűtésnél) mekkora hányada származik a hűtendő helyiségből és mekkora a szerkezet túloldaláról (=veszteség). Ideálisan a cső hűtött helyiség felőli oldalán végtelen nagy a hővezetési tényező, míg a másik oldalán nulla. Ennek érdekében a helyiséghez a lehető legközelebb helyezzük el a csöveket, míg a túloldalán hőszigetelést építünk a szerkezetbe. (L. Szabó & Bodó, 2018)

A csövekben áramló közeg-hőmérséklet hatásának vizsgálata két esetben indokolt. Az egyik a legnagyobb elvonható hőterhelés elszállításához szükséges vízhőmérséklet. Ez az érték vagy a hűtőgéppel racionálisan előállítható leghidegebb hűtővíz és hőfoklépcső, vagy pedig a levegő harmatpontjánál éppen magasabb hűtött felületi hőmérséklet előállításához szükséges hűtővíz hőmérséklete.

3.2.3 A sugárzó hűtések energetikai és exergetikai értékelésének összefüggéseinek alkalmazásához rögzített paraméterek

Az összefüggések alkalmazásának bemutatásához szükséges néhány adatot rögzíteni. Az ebben a fejezetben rögzített értékekkel számoltam a következő pontoknál, ha nem adtam meg más értéket.

Vizsgáljuk meg elsőnek a fogyasztói rendszer egy „elemét”. Ez az „elem” egy helyiség hűtött felülete. Ez a hűtött felület egy (belső) fal- illetve a mennyezet. A fogyasztói rendszert vizsgáltam úgy, hogy a leghidegebb hűtővíz 5/8°C-os illetve 16/19°C-os hőmérsékletű. A **3.3. táblázat** a fogyasztói rendszer egy-egy ilyen „elemé”-nek jellemzőit mutatja be.

3.3. táblázat A fogyasztói rendszer egy-egy „elemének” adatai

Jellemző		Mennyezethűtés	Falhűtés
A rétegfelépítése (a helyiség felé haladva, vastaggal szedve a csöveket tartalmazó réteg)		0,6 cm csempe, 6 cm kavicsbeton, 20 cm vasbeton ³ , 2 cm vakolat	2 cm vakolat, 30 cm téglá, 1,5cm vakolat
Hűtött felület	A, [m ²]	40	24
Csőhossz	L, [m]	800	480
A cső külső felszínének a vizsgált helyiség felé eső legközelebbi pontja és a helyiség levegője közötti hőátbocsátási tényező	U ₁ , [W/(m ² ·K)]	7,440	9,695
Az „m” tényező	m	11,78	29,74
Csőosztás	l, [mm]	50	
A cső vonalmenti hőátbocsátási ellenállása	R _c , [(m·K)/W]	0,1998	
A hűtött felület és a helyiséglevegő közötti, teljes hőátadási tényező	α ₁ , [W/(m ² ·K)]	10	
A helyiség levegő relatív páratartalma	RH, [%]	50	

3.3 Az épületek hűtési energiatermelői

A teljes fogyasztói rendszer hűtőkapacitás igénye 100 kW. Ehhez választottam mechanikus kompresszoros illetve abszorpciós hűtőgépet. A hűtőgépek 50°C-ös környezetben működnek, és a referencia hőmérséklet 26°C. Az elpárolgási hőmérséklet 3°C, a kondenzálódási pedig 40°C. Az abszorpciós hűtőgépben az elnyelési hőmérséklet 35 °C, míg a kiűzési 68 °C volt.

³ Csövek az alsó vasalat alatt helyezkednek el.

3.3.1 A valós hűtőkapacitás gyakorlati meghatározása, és hatása a jelzőszámokra

Az abszorpciós hűtőgépek teljesítmény adatait, és hatékonyságát a gyártók egy, általuk meghatározott állapotra adják meg a katalógusaikban. Ez az úgy nevezet névleges állapotuk, melyhez tartozó hűtőkapacitás („ Q_0 ”), a működésükhöz igényelt fűtőteliesség („ Q_G ”) és a kettő aránya, a hőviszony („ ζ ”) is felveszi a névleges értéküket („ $Q_{0,N}$ ”; „ $Q_{G,N}$ ”; „ ζ_N ”).

Természetesen ez a névleges állapot nem áll elő gyakran, már tervezési állapotban sem. Ezt kompenzáló a gyártók hatásfokokat adnak meg, mellyel korrigálni lehet a névleges hűtőkapacitást („ $Q_{0,N}$ ”), hogy tervezéshez a lehető legjobban ismerjük a létrehozható tényleges hűtőkapacitást („ Q_0 ”). A gyártók leggyakrabban a kondenzátorba („ η_1 ”), az elpárologtatóba („ η_2 ”) illetve a kiűzőbe („ η_3 ”) belépő víz hőmérsékletétől függő hatásfokot adják meg. Valamint figyelembe kell venni, hogy az adott üzemben biztosított tényleges fűtőteliesség („ Q_G ”), hogyan alakul a névlegeshez („ $Q_{G,N}$ ”) képest. A valós hűtőkapacitást a következőképp tudjuk meghatározni:

$$\dot{Q}_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \frac{\dot{Q}_G}{\dot{Q}_{G,N}} \cdot \dot{Q}_{0,N} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \zeta_N \cdot \dot{Q}_G \quad (3.23)$$

Az összefüggés tartalmazza a névleges állapotra jellemző hőviszony értékét. Ha ezt felhasználjuk, megkapjuk egy tetszőleges üzemi állapot hőviszonyát:

$$\zeta = \frac{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \frac{\dot{Q}_G}{\dot{Q}_{G,N}} \cdot \dot{Q}_{0,N}}{\dot{Q}_G} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \zeta_N \quad (3.24)$$

Ezt figyelembe véve a hűtőgép termokémiai hatásfoka:

$$\eta_{KC} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \zeta_N \cdot \frac{T_C - T_0}{T_0} \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A} \quad (3.25)$$

Az exergetikai hatásfoka pedig:

$$\eta_{Ex,C} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \zeta_N \cdot \frac{T_G}{T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X} \quad (3.26)$$

3.3.2 A napenergiával működtetett abszorpciós hűtőgép vizsgálatának paraméterei

A vizsgálat során az abszorpciós hűtőgép egy 11kW-os névleges hűtőkapacitású gép. A kiűzőjéből 2,9 m³/h térfogatárammal, 84°C-os fűtővíz lép ki. Névleges üzemi állapotban 16kW fűtőteliességet kell biztosítani. Hűtőtornyból érkező víz hőmérsékletétől függő hatásfok („ η_1 ”) 108%, míg a belépő hűtendővíz hőmérsékletétől függő („ η_2 ”) 83%. A belépő fűtővíz hőmérsékletétől („ η_3 ”) függő hatásfok értéke a kollektorból érkező felmelegített fűtővíz hőmérsékletétől függ. A hűtőgép kiűzője és a parabolavályús napkollektor között (-17)°C-ig fagyálló glikol-víz keverék kering. A hűtőgép elpárolgási hőmérséklete 3,7°C, az elnyelési 35°C, a kondenzálódási 42°C, a kiűzési 80°C, és a referencia pedig 26°C volt.

A napkollektor adatai az elméleti modell elkészítéséhez egy, a spanyolországi Almeria-ban használt parabolikus napkollektor értékein alapulnak. Ez utóbbinak az adatai a (Hoyer, 1998) tanulmányában összegyűjtöttek. A használt modell-vályú adatait az **3.4. táblázat** foglalja össze.

3.4. táblázat A minta kollektor adatai

Jellemző	Jelölése	Értéke
A hőhordozó folyadék és a környezet közötti hőátbocsátási tényező, [W/(m ² ·K)]	U ₀	4,4473
Az elnyelő szerkezet hőátbocsátási tényezője, [W/(m ² ·K)]	U _k	4,4481
Egy parabola-vályú tükör felülete, [m ²]	A _t	5,42
Egy parabola-vályú abszorber felülete, [m ²]	A _A	0,15
Egy parabola-vályú modul hossza, [m]	L	3,05
A sugárzás szögviszonyait jelentő tényező, [-]	R*	1,3
A napkövetés szöghibáiból származó tényező, [-]	R	1
A tükör reflexiós tényezője, [-]	r	0,96
Az abszorber sugárzás elnyelési tényezője, [-]	α	0,86
A tükör optikai hatásfoka, [-]	γ ₁	0,999

A külső hőmérséklet és a sugárzási adatokat a (Gyurcsovics, 1982) értékeivel vettem figyelembe. Az előzetes becslő számítások azt mutatták, hogy 6-7 kollektorra lenne szükség ahhoz, hogy a készülék ≈11kW hűtőkapacitást tudjon biztosítani a nyári hónapokban, munkaidőben (8-16 óra). Így vizsgáltam 1-7 kollektor alkalmazásakor a rendszer energiaviszonyait és hatásfokait.

3.3.3 Hűtés geotermikus energiával

A geotermális energiával működő hűtésnek nagy teljesítményű hűtőgépek esetén van létjogosultsága. Annak érdekében, hogy a valósághoz a legjobban illeszkedő állapotokat vizsgálhassak, szükségesnek gondoltam egy kiépült mintarendszert vizsgálni. Magyarországi viszonylatban nem találtam tisztán geotermális energiával működő abszorpciós hűtőgépet, de olyat, ami távhővel működik, igen. Mivel a távhő erőforrása végső ponton lehet akár geotermális energia is, emiatt úgy döntöttem, ezt a rendszert tekintem mintának a vizsgálataimhoz.

A mintarendszer a Debrecen belvárosában lévő Kölcsey Központban található. Az épület hűtésére egy THERMAX LT 65S abszorpciós hűtőgép került beépítésre (Q_{0,N}=2,288 MW, Q_{G,N}=3,259 MW, ζ_N=0,7021). A készülék működtetéséhez legalább 60°C-os fűtővíz kell, ezt távhővel biztosítják. A készüléket egy 234 m³/h térfogatáramú és 90/80°C-os hőfoklépcsőjű fűtővíz működteti. A készülék 7/12 °C hűtött víz hálózatot lát el 350 m³/h térfogatárammal. A hűtőgépen belül az elpárolgási hőmérséklet 3,7 °C, míg a kondenzálódási 42°C. Az elnyelés 35°C-

on történik. Ideális esetben a kiűzési hőmérséklet elérheti a fűtővíz visszatérő hőmérsékletét (80°C). Ezt figyelembe véve az ideális hőviszony értéke:

$$\zeta_{KC} = \frac{276,85}{315,15 - 276,85} \cdot \frac{353,15 - 308,15}{353,15} = 0,921 \quad [-] \quad (3.27)$$

A hűtőgép hűtőkapacitását a névlegeshez képest korrigáló hatásfokok értéke $\eta_1=100\%$; $\eta_2=110\%$ és $\eta_3=98\%$. Így a valós hőviszony értéke a következő:

$$\zeta = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 0,98 \cdot 0,7021 = 0,7568 \quad [-] \quad (3.28)$$

Ezután meghatározhattam az abszorpciós hűtőgép termokémiai hatásfokát:

$$\eta_{CK} = \frac{\zeta}{\zeta_{KC}} = \frac{0,7568}{0,921} = 82,17 \quad [\%] \quad (3.29)$$

Valamint az exergetikai hatásfokát is $T_x=26^\circ\text{C}$ -os referencia hőmérséklet mellett:

$$\eta_{Ex,C} = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 0,98 \cdot 0,7021 \cdot \frac{353,15}{276,85} \cdot \frac{299,15 - 276,85}{353,15 - 299,15} = 39,87 \quad [\%] \quad (3.30)$$

A mintarendszerben szereplő gép ismertetése után, megvizsgáltam, hogy debreceni környezetben milyen geotermikus kutakkal lehetne üzemeltetni ezt a gépet, és ez által ezt a hűtési rendszert. A TÁMOP-4.2.2-08/1-2008-0017 projekt keretében 149 geotermikus kutat elemeztek és különböző geológiai profilokat értékelték. A korábbi eredmények alapján (Kulcsár, 2012), csak 14 kutat választottam ki, melyek az előzetes vizsgálatok szerint alkalmasak lehetnek abszorpciós hűtőgép működtetésére. A vizsgált kutakat az **3.5. táblázat** mutatja be.

3.5. táblázat A vizsgált geotermikus kutak

Sorszama	Elhelyezkedése	Víz hőmérséklet [$^\circ\text{C}$]	Kútmélység
1	Minta projekt, Debrecen	90,00	-
2	Cserkeszőlő, 618/1 hrsz,	85,10	1504,00
3	Debrecen fürdő 1 hévízkút	60,00	1547,00
4	Debrecen fürdő 9 hévízkút	67,00	1038,60
5	Hajdúdorog fürdő hévíz	62,50	1037,00
6	Hajdúnánás fürdő 1 hévíz	66,00	1013,00
7	Hajdúszoboszló fürdő 13	61,00	1001,10
8	Hajdúszoboszló fürdő 3	68,00	1054,00
9	Jászkisér, MÁV Építőgépjavitó üzem	70,00	1250,00
10	Karcag, vízfúrás	75,00	1497,00
11	Kisújszállás, vízfúrás	60,00	1224,00
12	Mezőtúr, strandfürdő	74,20	1494,90
13	Szolnok, vízfúrás	63,00	1100,00
14	Tiszacsege fürdő	72,00	1271,00

4 Az eredmények

4.1 A hőterhelés vizsgálatok

4.1.1 A szabványok számítási eljárásának összehasonlítása

Az **MSZ-04-140-4:1978** szerint a helyiség hőterhelés maximuma 13:00 órakor jelentkezik, és értéke 3352 W. Ennek összetevői a szellőzési hőterhelés (480W), a gépek- (500W), és az emberek hőleadása (1160W), valamint az üvegezett felületeken keresztül bejutó hőnyereség (1095W). A hőterhelés számítás eredményét az **MSZ EN ISO 13790:2008** szerint, a három bemutatott mintanapra a **4.1. táblázat** tartalmazza. Mindhárom mintanap esetén a legnagyobb hőterhelés 16:00-kor alakult ki. Az **MSZ EN ISO 52016-1:2017** szerinti eredményeket a **4.2. táblázat** tartalmazza.

4.1. táblázat A hőterhelés legnagyobb értéke, és időpontja az MSZ EN ISO 13790:2008-as szabvány számítási elve szerint mennyezethűtés és légtechnika alkalmazása esetén is

	Hőterhelés maximum, [W]	Időpont; [hh:mm]
Szimmetrikus extrém hőségnap („SZH”)	1714	16:00
Aszimmetrikus extrém hőségnap („AH”)	1980	16:00
Aszimmetrikus extrém forrónap („AF”)	4125	16:00

4.2. táblázat A hőterhelés legnagyobb értéke, és időpontja az MSZ EN ISO 52016-1:2017-es szabvány számítási elve szerint

	Mennyezethűtés		Légtechnika	
	Hőterhelés maximum, [kW]	Időpont, [hh:mm]	Hőterhelés maximum, [kW]	Időpont, [hh:mm]
SZH	2463	14:00	4527	14:00
AH	2619	16:00	4697	16:00
AF	3685	15:00	5757	15:00

Jelenleg az MSZ EN ISO 52016-1:2017-es szabvány hatályos, ezért ehhez viszonyítottam az eltérések meghatározásakor. A pozitív érték megmutatja, hogy mennyivel méretezünk túl az MSZ EN ISO 52016-1:2017-es szabvány alapján meghatározott eredményekhez képest, ha az MSZ-04-140-4:1978-as vagy az MSZ EN ISO 13790:2008-as szabvány számítási módszerét alkalmazzuk. A negatív érték azt jelenti, hogy az MSZ-04-140-4:1978-as vagy az MSZ EN ISO 13790:2008-as szabvány számítási eljárásával alul méretezünk a hatályos szabvány alapján meghatározott hőterheléshez képest. A számolt értékeket tartalmazza a **4.3. táblázat**.

4.3. táblázat Az eltérések nagysága a hatályos szabvány számítási eljárásával meghatározottakhoz képest

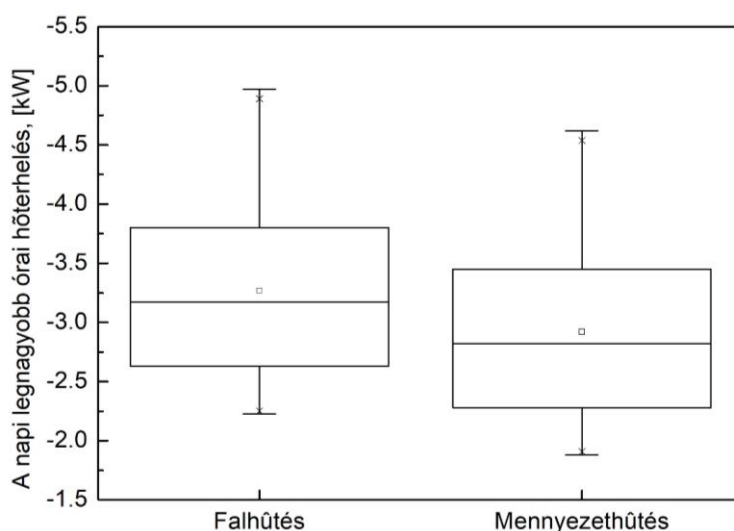
		Mennyezethűtés		Légtechnika	
		Hőterhelés maximum, [kW]	Időpont eltolódás, [hh:mm]	Hőterhelés maximum, [kW]	Időpont eltolódás, [hh:mm]
MSZ EN	SZH	-30,41%	2:00	-62,14%	2:00
ISO 13790:2008	AH	-24,40%	0:00	-57,85%	0:00
	AF	11,94%	1:00	-28,35%	1:00
MSZ-04- 140-04- 1978	SZH	36,09%	-1:00	-25,96%	-1:00
	AH	27,99%	-3:00	-28,64%	-3:00
	AF	-9,04%	-2:00	-41,78%	-2:00

A táblázatból látható, hogy azonos mintanapnál is jelentős az eltérés a három szabvány számítási eljárásával meghatározott hőterhelés között. Mennyezethűtésnél szimmetrikus extrém hőségnapon 36,09%-kal, aszimmetrikus extrém hőségnapon 27,99%-kal nagyobb hőterhelést számolunk az MSZ-04-140-4:1978-as szabvány eljárását használva, viszont egy aszimmetrikus extrém forrónapon 9,04%-kal alacsonyabb értéket kapunk. Légűtésnél viszont mindhárom mintanapon alul méretezünk. Extrém hőségnapokon 25,96-28,64%-kal, az aszimmetrikus extrém forrónapon viszont 41,78%-kal. A hőterhelés maximumának értéke, a hűtési módtól függetlenül 1-3 órával hamarabb jelentkezik. Ha az MSZ EN ISO 13790:2008 szerint számolunk mennyezethűtésnél, akkor kisebb hőterhelést kapunk szimmetrikus (-30,41%), illetve aszimmetrikus (-24,40%) extrém hőségnapon. Aszimmetrikus extrém forrónapon viszont 11,94%-kal nagyobb hőterhelés értéket nyerünk. Ha légtechnikával oldjuk meg a hűtést, akkor az alul méretezés nagyobb. Szimmetrikus extrém hőségnapon (-62,14)%, aszimmetrikus extrém hőségnapon (-57,85)%, míg egy aszimmetrikus extrém forrónapon (-28,35)%.

Ha a hűtési rendszert az MSZ-04-140-4:1978-as szabvány szerint meghatározott hőterhelésre tervezzük, szimmetrikus vagy aszimmetrikus extrém hőségnapon, sugárzó hűtésnél ellátja a feladatát. A többi esetben viszont 9-41%-ban alul méretezünk. AZ MSZ EN ISO 13790:2008 esetén viszont csak sugárzó hűtés és aszimmetrikus extrém forrónap esetén tudja ellátni a feladatát a hűtési rendszer. A többi vizsgált esetben az alul méretezés 24-62% is lehet.

4.1.2 A hőterhelés érzékenységvizsgálata az MSZ EN ISO 52016-1:2017 szabvány számítási eljárásának használata esetén

A gyakorlatban a hűtőgépeket a legnagyobb hőterhelés értékre választjuk ki (a rejtett hővel korrigálva, ha szükséges). Számításom során meghatároztam a teljes nap óránkénti hőterhelés változását, de a gyakorlathoz igazodva csak a napi legnagyobb hőterhelés értékeket mutatom itt be. A vizsgált 648 esetben a napi legnagyobb órai hőterhelés értékeit a **4.1. ábra** mutatja.



4.1. ábra A napi legnagyobb órai hőterhelés doboz diagramja

A nyert napi legnagyobb órai hőterhelés értékeket (324 falhűtési 324 mennyezethűtési eset) hat hőterhelés osztályba soroltam. (4.4. táblázat).

4.4. táblázat Hőterhelés osztályok

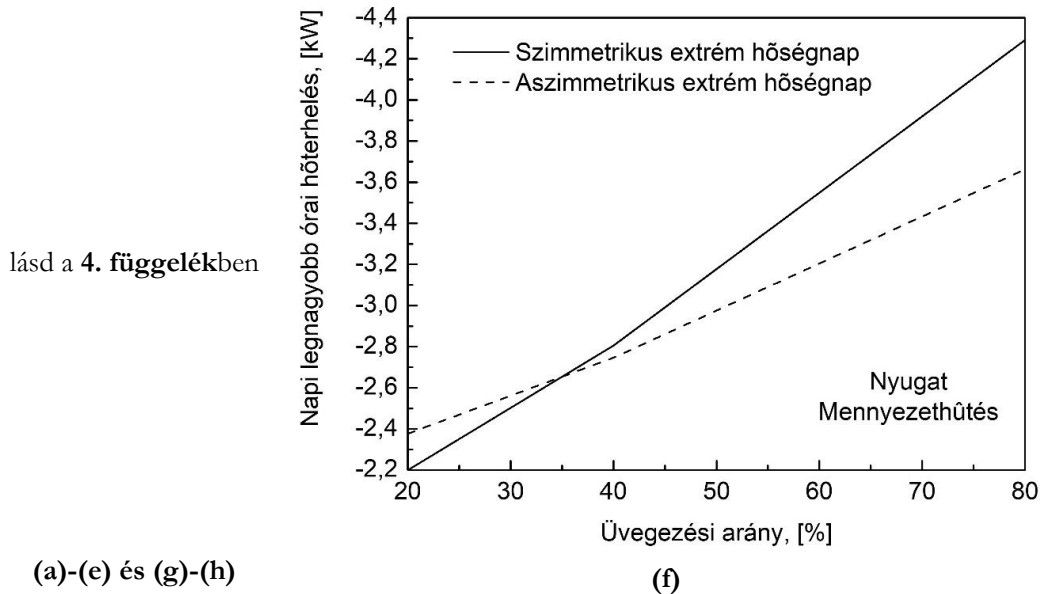
Osztály	Falhűtés		Mennyezethűtés			
	Határai	Elemek száma	Határai	Elemek száma		
1.	-4971	-4513	18	-4617	-4161	18
2.	-4512	-4056	24	-4160	-3705	24
3.	-4055	-3598	85	-3704	-3250	87
4.	-3597	-3140	38	-3249	-2794	36
5.	-3139	-2683	65	-2793	-2338	65
6.	-2682	-2225	94	-2337	-1882	94

A kapott értékek 55%-a a 3. és a 6. osztályba esik, mind fal, mind mennyezethűtés esetén. A belső operatív hőmérséklet értékei, a napi legnagyobb órai hőterhelés értékeknél, a 4.5. táblázatban bemutatott.

4.5. táblázat Az operatív hőmérséklet értékei a napi legnagyobb órai hőterhelésnél, [°C]

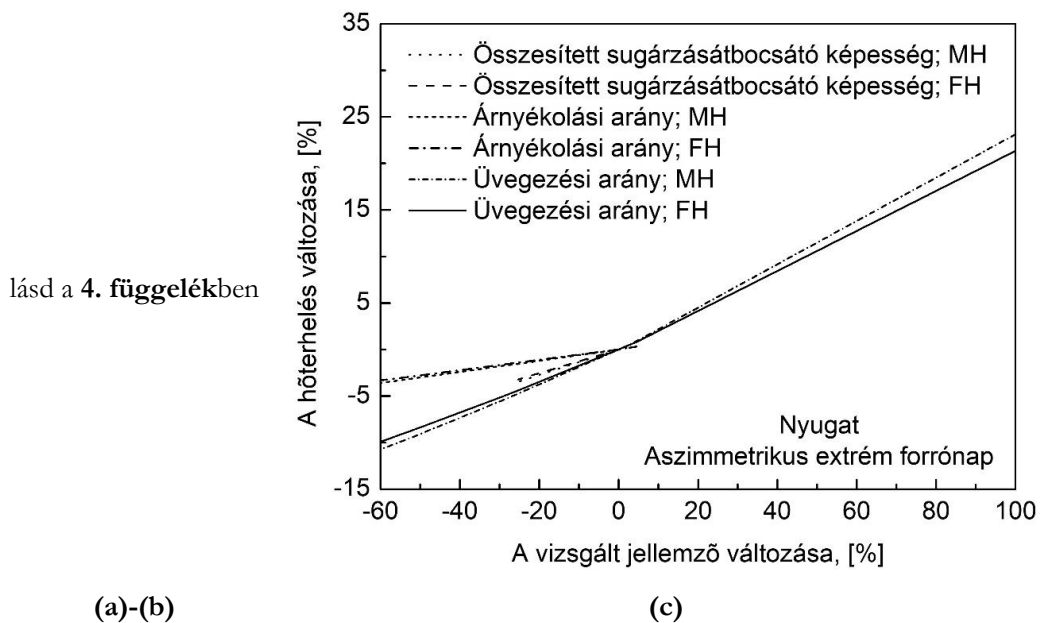
	Falhűtés	Mennyezethűtés
Minimum	25,82	25,80
Maximum	26,26	26,21
Középértéke	26,17	26,14
Átlaga	26,13	26,10
Szórása	0,102	0,100

Az üvegezési arány hatása a napi legnagyobb órai hőterhelésre eltérő tájolás és hűtési mód mellett látható a **4.2. ábrán**.



4.2. ábra Az üvegezési arány és a napi legnagyobb órai hőterhelés kapcsolata

A összesített sugárzásátbocsátó képesség („ g' ”) és az üvegezési arány („ G_f' ”) hatását a napi legnagyobb órai hőterhelés értékére, nyugati tájolású homlokzatnál mutatja a **4.3. ábra**.



4.3. ábra A hőterhelés érzékenysége a összesített sugárzásátbocsátó képesség -, az üvegezési arány -, és az árnyékolási arány változására (a homlokzat nyugati tájolásánál)

A diagramok abszcisszáján az elemzett paraméter változása látható [%]-ban. Az abszcissa 0 értéke az egyes jellemzők referencia értékeihez tartozik. Megfigyelhető, hogy az üvegezési arány és az összesített sugárzásátbocsátó képesség nőtt és csökkent is, míg az árnyékolási faktor csak csökkent. Ennek oka, hogy az árnyékolási faktor referencia értéke 1 volt. Ez az érték nem növelhető

tovább. Megfigyelhető, hogy a három jellemző változtatása a napi legnagyobb órai hőterhelés lineáris változásához vezet, ha a MSZ EN ISO 52016-1:2017 szabvány szerinti számítási módszert használjuk. Az északi, a keleti és a déli tájolású homlokzati falak esetén a hőterhelés érzékenységet 4.6. táblázat–4.8. táblázatok tartalmazzák fal és mennyezethűtésnél.

4.6. táblázat A hőterhelés változása a homlokzat északi tájolása esetén, [%]

Minta nap	Falhűtés						Mennyezethűtés					
	ΔF_{obst} , [%]		Δg , [%]		ΔG_r , [%]		ΔF_{obst} , [%]		Δg , [%]		ΔG_r , [%]	
	-30	-60	-25,37	4,48	-50	100	-30	-60	-25,37	4,48	-50	100
SZH	-0,1	-0,3	-2,9	0,4	-9,2	21,1	-0,1	-0,3	-3,3	0,5	-10,5	24,1
AH	0,0	0,0	-2,2	0,2	-7,7	18,6	0,0	0,0	-2,5	0,2	-8,7	20,8
AF	-0,2	-0,4	-2,1	0,1	-5,9	13,6	-0,2	-0,4	-2,3	0,1	-6,4	14,7

4.7. táblázat A hőterhelés változása a homlokzat keleti tájolása esetén, [%]

Minta nap	Falhűtés						Mennyezethűtés					
	ΔF_{obst} , [%]		Δg , [%]		ΔG_r , [%]		ΔF_{obst} , [%]		Δg , [%]		ΔG_r , [%]	
	-30	-60	-25,37	4,48	-50	100	-30	-60	-25,37	4,48	-50	100
SZH	-1,2	-2,5	-3,8	0,5	-10,4	21,8	-1,5	-2,9	-4,3	0,6	-11,8	24,8
AH	-0,8	-1,6	-2,8	0,3	-8,5	18,0	-0,9	-1,8	-3,2	0,4	-9,6	20,1
AF	-1,2	-2,3	-2,8	0,2	-7,0	18,3	-1,3	-2,6	-3,1	0,2	-7,6	20,8

4.8. táblázat A hőterhelés változása a homlokzat déli tájolása esetén, [%]

Minta nap	Falhűtés						Mennyezethűtés					
	ΔF_{obst} , [%]		Δg , [%]		ΔG_r , [%]		ΔF_{obst} , [%]		Δg , [%]		ΔG_r , [%]	
	-30	-60	-25,37	4,48	-50	100	-30	-60	-25,37	4,48	-50	100
SZH	-3,6	-7,3	-5,8	0,9	-14,9	36,3	-4,1	-8,3	-6,6	1,1	-16,9	41,0
AH	-2,1	-3,5	-3,9	0,5	-10,3	29,2	-2,4	-4,1	-4,4	0,6	-11,6	32,7
AF	-1,6	-3,2	-3,2	0,3	-8,2	21,4	-1,8	-3,5	-3,5	0,3	-9,0	23,1

A táblázatokban a hőterhelés változása látható, és minden változtatott paraméter („ F_{obst} ”, „ g ”, „ G_r ”) esetén két érték jelenik meg. Az árnyékolási faktort („ F_{obst} ”) 30, illetve 60%-kal csökkentettem, az összesített sugárzásátbocsátó képesség („ g ”) értékét a referencia állapothoz képest 25,37% csökkentettem, illetve 4,48%-kal növeltem míg a homlokzat üvegezési arányát („ G_r ”) 50%-kal csökkentettem és 100%-kal növeltem. Megfigyelhető, hogy az üvegezési arány változása gyakorolja a legnagyobb hatást a hőterhelésre. Ezenkívül megállapítható, hogy a hőterhelés legmagasabb változásait szimmetrikus extrém hőségnapra kaptam.

A hőterhelés érzékenysége az üvegezési arány -, összesített sugárzásátbocsátó képesség - és az árnyékolási faktor változása függ attól a szögtől, mely a hőterhelés változás a vízszintes tengellyel bezár. Minél nagyobb a szög, annál nagyobb az érzékenység. A vizsgált napokon és a négy fő égtájnál kiszámított értékeit a 4.9. táblázat tartalmazza.

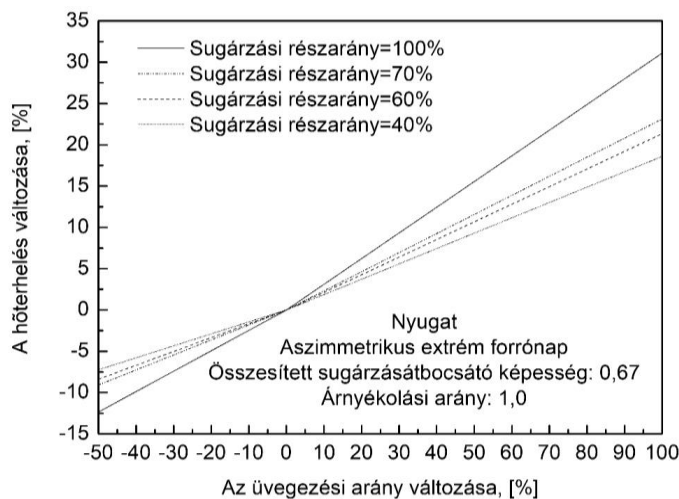
4.9. táblázat A hőterhelés változás szöge, [°]-ban

Vizsgált napok	Hűtés típusa	Tájolás	G_r	g	F_{obst}
Szimmetrikus extrém hőségnap	Mennyezethűtés	É	13,0	7,2	0,3
		K	13,7	9,4	2,8
		Ny	25,9	18,6	12,8
		D	21,1	14,3	7,9
	Falhűtés	É	11,4	6,2	0,3
		K	12,1	8,2	2,4
		Ny	23,5	16,7	11,4
		D	18,8	12,7	6,9
Aszimmetrikus extrém hőségnap	Mennyezethűtés	É	11,1	5,3	0,0
		K	11,2	6,8	1,7
		Ny	17,0	10,3	5,8
		D	16,4	9,6	3,9
	Falhűtés	É	9,9	4,6	0,0
		K	10,0	6,0	1,5
		Ny	15,3	9,2	5,1
		D	14,7	8,5	3,4
Aszimmetrikus extrém forrónap	Mennyezethűtés	É	8,0	4,5	0,4
		K	10,7	6,4	2,4
		Ny	12,1	7,3	3,4
		D	12,1	7,3	3,3
	Falhűtés	É	7,4	4,1	0,4
		K	9,6	5,8	2,2
		Ny	11,2	6,7	3,2
		D	11,2	6,7	3,0

A táblázatból látható, hogy minden vizsgált esetben, az üvegezési arány változására a legérzékenyebb a hőterhelés. Megfigyelhető, hogy adott tájolásnál a mennyezethűtésnél tapasztalható nagyobb érzékenység. A vizsgált építészeti paramétereknél, a legnagyobb érzékenység szimmetrikus extrém hőségnapon jelentkezett. Az aszimmetrikus extrém hőségnapnál nagyobb érzékenységet tapasztaltam, mint aszimmetrikus extrém forrónapnál. Adott mintanapon és adott

hűtési típusnál a nyugati tájolásnál tapasztaltam a legnagyobb érzékenységet, azonban az aszimmetrikus napoknál a déli és a nyugati tájolás érzékenysége majdnem szinte azonos.

A számítások során mennyezethűtésnél 70%-nak, falhűtésnél pedig 60%-nak tekintettem a hőcsere sugárzásos részarányát. A 4.4. ábra a napi legnagyobb órai hőterhelés érzékenysége látható a három vizsgált paraméternél aszimmetrikus extrém forrónapon, nyugati homlokzatú tájolásnál (összesen 1296 szimuláció nyomán).



lásd a 4.
függelékben

(a)

(b)-(c)

4.4. ábra A hőterhelés érzékenysége a hőcsere sugárzásos részarányának ismeretében

Egy vizsgált paraméternél („ F_{obst} ”, „ g ”, „ G_r ”) látható hogy a hőterhelés legnagyobb érzékenységét az ideális eset adja (a sugárzásos részarány 100%). A hőcsere sugárzásos részarány csökkentésekor az érzékenység alacsonyabb. Ha a homlokzat üvegezett felülete megduplázódik, a hőterhelés ideális esetben kb. 30%-kal nő, míg ha felére csökkentjük, akkor kb. 10%-kal csökken. A összesített sugárzásátbocsátó képesség és az árnyékolási faktor esetében a hőterhelés érzékenysége hasonló. A sugárzásos részarány reális értékeinél a hőterhelés 3%-os csökkenése tapasztalható, ha összesített sugárzásátbocsátó képességet 25%-kal, míg az árnyékolási faktort 60%-kal csökkentjük.

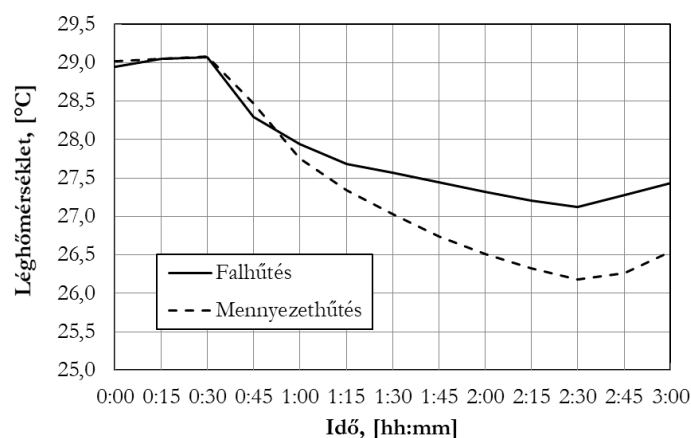
A hőterhelés érzékenységvizsgálatával kapcsolatos kutatásom korlátai:

- 1) A piacon jelenleg megtalálható ablakokat vettem figyelembe. A vizsgált hőátbocsátási, és összesített sugárzásátbocsátó képességek ezekre jellemzőek.
- 2) Egy bizonyos geometriájú irodát feltételeztem, és a benttartózkodóknak 10 főt állapítottam meg, tehát a belső hőterhelések állandók voltak a munkaidő alatt.
- 3) A külső hőmérséklet és a napsugárzási adatokat Debrecenben mérték.
- 4) A két legelterjedtebb felülethűtő rendszert vizsgáltam. Feltételeztem, hogy a friss (100%-ban külső) levegő nem okoz változást a hőmérsékletben és relatív páratartalomban.

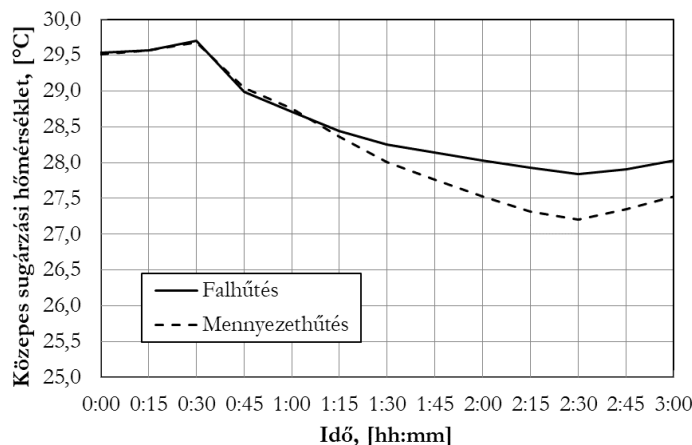
4.2 Az épületek sugárzó hűtési energialeadóinak vizsgálata

4.2.1 A fal és mennyezethűtés összehasonlítása komfort szempontból

A léghőmérséklet változása a 3,0 órás mérés során, 1,1 m magasan, fal- illetve mennyezethűtés esetén, látható a **4.5. ábra (a) részletén**. A hűtő-fűtő rendszer hőtehetetlensége és a szabályozó rendszer hiszterézise miatt a léghőmérséklet kis eltéréseket mutat a különböző mérések között, de ezek maximális eltérése $\pm 0,5^\circ\text{C}$ volt. A közepes sugárzási hőmérséklet változása a **4.5. ábra (b) részletén** látható. A különböző mérések közötti átlagos sugárzási hőmérséklet változás $\pm 0,3^\circ\text{C}$ volt. Ezek az eltérések alacsonyabbak voltak, mint a léghőmérséklet esetén. Az épületelemek hőtehetetlensége segített megőrizni a közepes sugárzási hőmérsékletet a kívánt értéken.



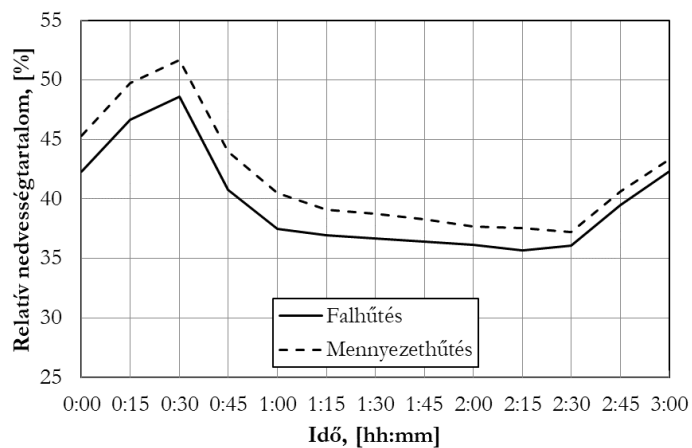
(a)



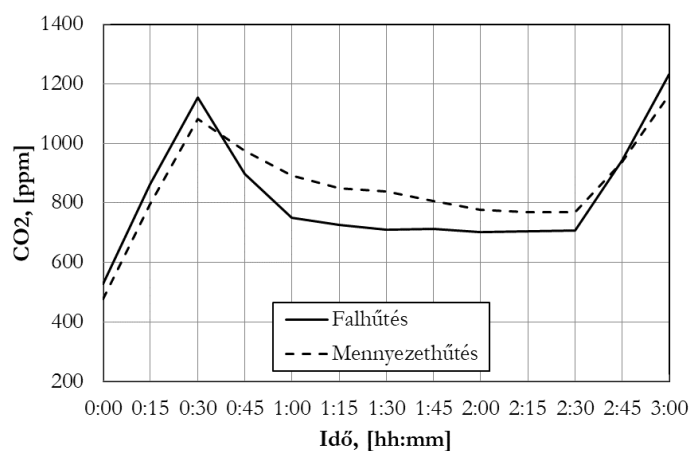
(b)

4.5. ábra A (a) lég- (b) közepes sugárzási hőmérséklet változása a mérések során

A helyiség levegő (1,1 m magasban mérve) relatív nedvességtartalmának változása látható a **4.6. ábra (a) részletén**. A **(b) részleten** pedig a CO_2 koncentrációja.



(a)

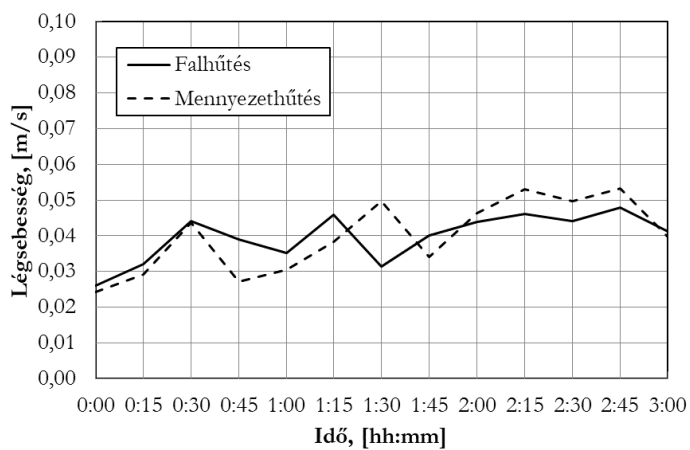


(b)

4.6. ábra A teszt helyiség levegőjének (a) relatív nedvességtartalma (b) CO₂ koncentrációja

A beltéri levegő CO₂ és a relatív nedvességtartalom diagramjai megmutatják a szellőző rendszer működési módját.

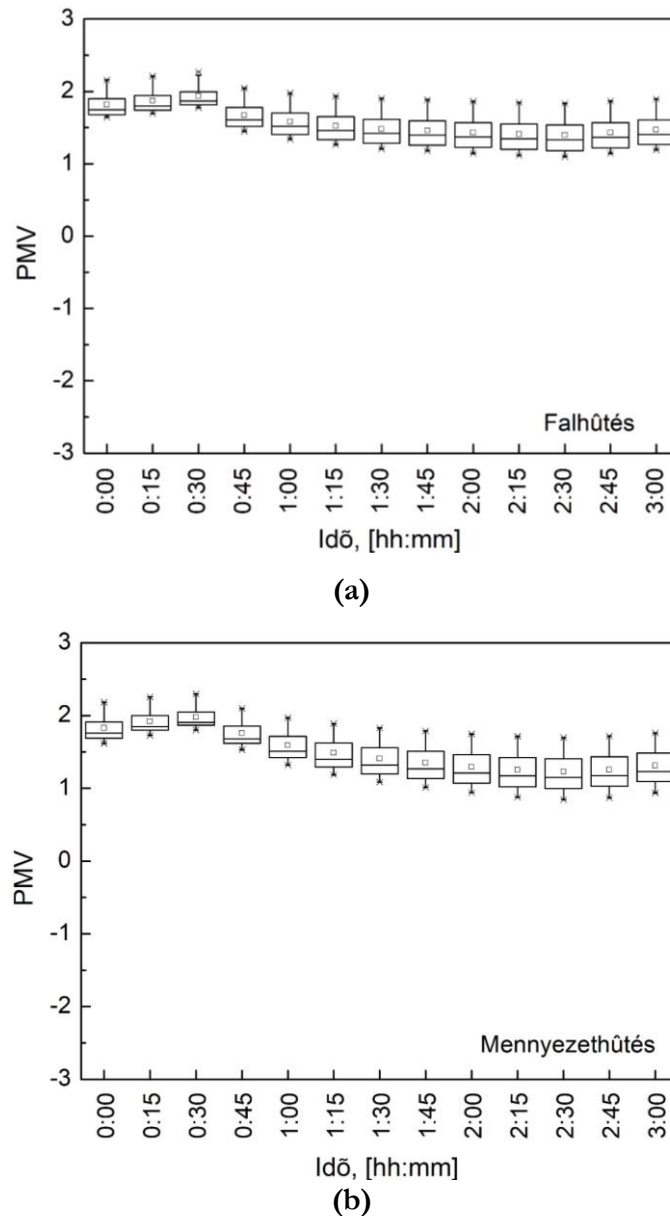
A mérések alatt a légsebesség változása (1,1 m magasban) látható a 4.7. ábrán.



4.7. ábra A légsebesség 1,1 m magasban a mérések során

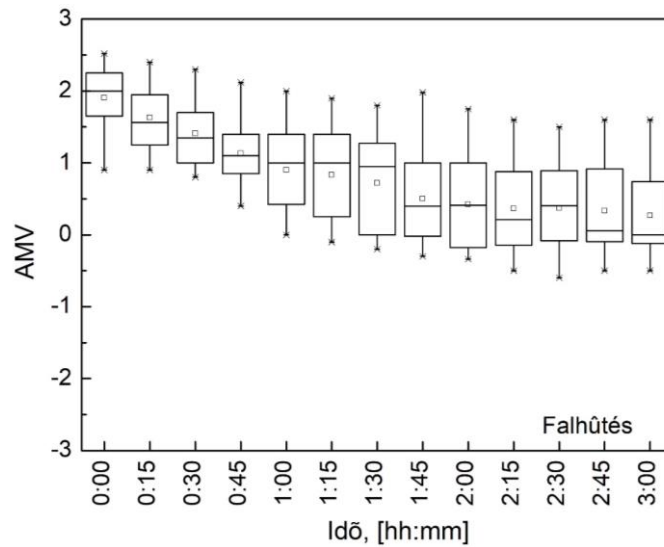
A tartózkodás zónában fal- és mennyezethűtés esetén is hasonlóan alacsony volt a légsebesség. Így ez a mikrokörnyezet alkalmas a sugárzó hűtési rendszerek szubjektív hőkomfortra gyakorolt hatásának vizsgálatára.

A számolt PMV értékeket mutatja fal- **((a) részlet)** és mennyezethűtés **((b) részlet)** esetén a **4.8. ábra**. A mérési folyamat egy-egy pillanatában a számított PMV értékek kis változásait a mikroklíma paraméterek kis változásai okozzák.

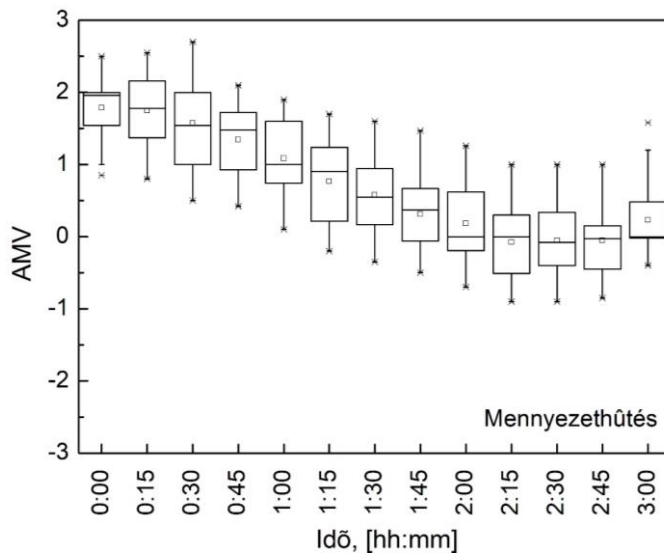


4.8. ábra A számolt PMV értékek **(a)** falhűtés **(b)** mennyezethűtés esetén

A szubjektív AMV értékeket mutatja a **4.9. ábra**.



(a)



(b)

4.9. ábra A szubjektív AMV értékek (a) falhűtés (b) mennyezethűtés esetén

A mérések kezdetén a lég- és a közepes sugárzási hőmérsékletet 29, illetve 29,5°C-ra állítottam be. A bemutatott 12-12 fal-, illetve mennyezethűtési mérés után, a szabályozó rendszer hiszterézise és a hidraulikus rendszer hőtehetetlensége miatt a mikroklimatikai paraméterek között kis különbségeket regisztráltam.

Az első 30 percben a mérőalanyok hőleadása miatt nőtt a vizsgálati helyiség hőterhelése. A lég- és a közepes sugárzási hőmérséklet emiatt szintén nőtt. A mérőalanyok által leadott hő eltérő volt, mivel testük jellemzői is változatosak voltak. Emiatt a teszhelyiségben hőmérséklet és a levegő relatív páratartalmánál kis eltéréseket lehetett tapasztalni. Utóbbi a mérések elején körülbelül 45% volt, és a mérések során 35-52% között tartottam. Mivel sem a szellőzés, sem a hűtési rendszerek nem működtek a mérések első és utolsó 30 percében, ekkor a levegő relatív páratartalma és CO₂ koncentrációja jelentősen nőtt. A CO₂ koncentráció 30 perc alatt gyakorlatilag megduplázódott.

A mért értékek alapján a számított PMV +1,8 volt, és a mérések három órája alatt nagyon kis mértékben csökkent. A mérőalanyok szubjektív AMV értéke +2,0-nál kezdődött és az első 30 percben enyhén csökkent, bár a lég- és a közepes sugárzási hőmérséklet ebben az időszakban nőtt.

A jelenséget az akklimatizáció okozhatja. A hűtési rendszerek elindítása után a szubjektív AMV érték a két óra alatt csaknem 0-ra csökkent (még negatív érték is előfordult). A szubjektív AMV értékre adott válaszokat nemek szerint elemeztem, ismételt ANOVA-val, mind fal-, mind mennyezethűtés esetén, de nem volt szignifikáns különbség. Az alanyok által adott válaszokat összehasonlítottam a számított PMV értékekkel is, ismételt ANOVA módszerrel. A nyert eredményeket a 4.10. táblázat–4.13. táblázatok mutatják be.

4.10. táblázat A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (falhűtés, férfiak)

	MeanDiff	SEM	Alpha	Sig	LCL	UCL	ANOVA eredménye
0:00	0,201	0,179	0,05	0	-0,170	0,571	Nincs szignifikáns különbség
0:15	0,538	0,199	0,05	1	0,126	0,951	Szignifikáns különbség
0:30	0,739	0,258	0,05	1	0,205	1,273	Szignifikáns különbség
0:45	0,813	0,244	0,05	1	0,307	1,319	Szignifikáns különbség
1:00	0,988	0,306	0,05	1	0,353	1,623	Szignifikáns különbség
1:15	1,035	0,298	0,05	1	0,416	1,653	Szignifikáns különbség
1:30	1,114	0,284	0,05	1	0,524	1,703	Szignifikáns különbség
1:45	1,428	0,302	0,05	1	0,801	2,055	Szignifikáns különbség
2:00	1,451	0,295	0,05	1	0,840	2,062	Szignifikáns különbség
2:15	1,486	0,285	0,05	1	0,895	2,077	Szignifikáns különbség
2:30	1,403	0,278	0,05	1	0,827	1,979	Szignifikáns különbség
2:45	1,431	0,295	0,05	1	0,820	2,043	Szignifikáns különbség
3:00	1,449	0,296	0,05	1	0,836	2,063	Szignifikáns különbség

A táblázatban szereplő jelölések jelentése:

- „MeanDiff” – Az átlagértékek közötti különbség.
- „SEM” – Az átlagos standard hiba.
- „Alpha” – A szignifikancia szint.
- „Sig” –
 - „Sig=0”-nál az átlagos különbség nem szignifikáns 0,05-ös szinten
 - „Sig=1”-nél pedig az átlagos különbség szignifikáns 0,05-ös szinten.
- „LCL” – Az alsó megbízhatósági határ.
- „UCL” – A felső megbízhatósági határ.

4.11. táblázat A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (falhűtés, nők)

	MeanDiff	SEM	Alpha	Sig	LCL	UCL	ANOVA eredménye
0:00	-0,009	0,149	0,05	0	-0,318	0,299	Nincs szignifikáns különbség
0:15	0,301	0,165	0,05	0	-0,042	0,644	Szignifikáns különbség
0:30	0,653	0,195	0,05	1	0,249	1,058	Szignifikáns különbség
0:45	0,676	0,179	0,05	1	0,306	1,046	Szignifikáns különbség
1:00	0,802	0,178	0,05	1	0,433	1,170	Szignifikáns különbség
1:15	0,790	0,191	0,05	1	0,395	1,185	Szignifikáns különbség
1:30	0,866	0,239	0,05	1	0,369	1,362	Szignifikáns különbség
1:45	0,949	0,170	0,05	1	0,596	1,302	Szignifikáns különbség
2:00	1,032	0,197	0,05	1	0,623	1,441	Szignifikáns különbség
2:15	1,075	0,184	0,05	1	0,693	1,456	Szignifikáns különbség
2:30	1,124	0,187	0,05	1	0,737	1,512	Szignifikáns különbség
2:45	1,229	0,186	0,05	1	0,843	1,615	Szignifikáns különbség
3:00	1,415	0,191	0,05	1	1,018	1,812	Szignifikáns különbség

4.12. táblázat A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (mennyezethűtés, férfiak)

	MeanDiff	SEM	Alpha	Sig	LCL	UCL	ANOVA eredménye
0:00	0,293	0,198	0,05	0	-0,118	0,703	Nincs szignifikáns különbség
0:15	0,318	0,211	0,05	0	-0,120	0,755	Nincs szignifikáns különbség
0:30	0,442	0,274	0,05	0	-0,126	1,010	Nincs szignifikáns különbség
0:45	0,551	0,228	0,05	1	0,078	1,024	Szignifikáns különbség
1:00	0,587	0,224	0,05	1	0,121	1,052	Szignifikáns különbség
1:15	0,795	0,218	0,05	1	0,343	1,247	Szignifikáns különbség
1:30	1,080	0,213	0,05	1	0,638	1,522	Szignifikáns különbség
1:45	1,236	0,198	0,05	1	0,825	1,647	Szignifikáns különbség
2:00	1,495	0,200	0,05	1	1,081	1,910	Szignifikáns különbség
2:15	1,594	0,233	0,05	1	1,110	2,078	Szignifikáns különbség
2:30	1,572	0,243	0,05	1	1,069	2,076	Szignifikáns különbség
2:45	1,688	0,237	0,05	1	1,196	2,180	Szignifikáns különbség
3:00	1,519	0,236	0,05	1	1,029	2,009	Szignifikáns különbség

4.13. táblázat A szignifikancia elemzés eredménye a PMV és az AMV között (mennyezethűtés, nők)

	MeanDiff	SEM	Alpha	Sig	LCL	UCL	ANOVA eredménye
0:00	0,172	0,146	0,05	0	-0,130	0,474	Nincs szignifikáns különbség
0:15	0,374	0,142	0,05	1	0,079	0,669	Szignifikáns különbség
0:30	0,699	0,165	0,05	1	0,357	1,040	Szignifikáns különbség

0:45	0,660	0,178	0,05	1	0,292	1,028	Szignifikáns különbség
1:00	0,849	0,176	0,05	1	0,485	1,214	Szignifikáns különbség
1:15	1,095	0,195	0,05	1	0,690	1,499	Szignifikáns különbség
1:30	1,040	0,149	0,05	1	0,731	1,348	Szignifikáns különbség
1:45	1,337	0,192	0,05	1	0,938	1,735	Szignifikáns különbség
2:00	1,236	0,200	0,05	1	0,821	1,651	Szignifikáns különbség
2:15	1,575	0,219	0,05	1	1,121	2,029	Szignifikáns különbség
2:30	1,519	0,238	0,05	1	1,025	2,013	Szignifikáns különbség
2:45	1,447	0,229	0,05	1	0,972	1,923	Szignifikáns különbség
3:00	1,148	0,225	0,05	1	0,682	1,614	Szignifikáns különbség

A mennyezethűtéssel kapcsolatos méréseknél, a légsebesség nem volt elfogadható az első félórában a mérőalanyok 75-95%-nak. Ők nagyobb légsebességet szerettek volna. A szellőző-hűtő rendszer bekapcsolása után 15 perccel, az érintettek 45%-a kijelentette, hogy a légsebesség elfogadható. A pozitív válaszok aránya tovább nőtt, és egy óra múlva pedig elérte a 85-95%-ot. Az (belső levegő minőségével kapcsolatos) 5. kérdésben ugyanez a tendencia figyelhető meg. Annak ellenére, hogy a szellőző levegő ki lett kapcsolva a mérések utolsó 30 percére, a mérőalanyok a 79,2-87,5%-a elfogadta a levegő sebességét, illetve minőségét is. A huzatérzettel kapcsolatos kérdésre (a 3-as számú) a „Nem” válasz értékei voltak magasak. Ez volt a válasz az egyes mérések során legalább 75%-ban, de előfordult a 100%-os eset is. A felületek hőmérsékletére vonatkozó 4. kérdésre az elégedetlenek aránya csak a mérések első félórájában volt magas, (kb. 62,5% csökkentenél a felületek hőmérsékletét). A szellőző és a hűtő rendszer bekapcsolása után minden 15 percben csökkent ezen mérőalanyok aránya, egy óra múlva már a 12,5% is elérte.

Falhűtés esetén a levegő sebessége nem volt elfogadható az első 30 percben a mérőalanyok 62,5%-ának (növelték volna). A szellőztető és a hűtőrendszer bekapcsolása után az elégedetlen személyek aránya csökkent, ennek ellenére az elégedettek legnagyobb aránya csak 87,5% volt és a rendszerek kikapcsolása után azonnal reagáltak. A rendszerek kikapcsolása után az elégedettek aránya 30 perc alatt 70%-ra csökkent. A trend hasonló volt a beltéri levegő minőségével kapcsolatos kérdésnél is. A mérések kezdetén 20,8% volt a megelégedettek aránya, majd a szellőztető és a hűtőrendszer bekapcsolása után ez az arány nőtt, és elérte a 91,7%-ot. A rendszerek kikapcsolása után pedig 79,2%-ra csökkent a beltéri levegővel megelégedettek aránya. Huzatot érzők arányának maximuma 20,8% volt a mérések során. Azok aránya, akik nem éreztek huzatot, hosszabb ideig érte el a 100%-ot, mint mennyezethűtésnél. Kezdetben az alanyok mintegy 50%-a volt elégedett a felületek hőmérsékletével. A szellőztető és a falhűtő rendszer bekapcsolása után ez az arány 87,5%-ra emelkedett. Majd a hűtő- és szellőztető rendszer kikapcsolása után a mérőalanyok reakciója gyors volt, az elégedettek aránya 75%-ra csökkent.

4.2.2 A fal és mennyezethűtés energetikai és exergetikai értékelésének elmélete

A felülethűtéssel racionálisan elvonható legnagyobb hőterhelés

A (2.10); a (2.12) és a (2.13)-as egyenleteket felhasználva kapjuk a következőt:

$$\dot{Q}_R = \frac{0,5 \cdot (T_{c,1} + T_{c,2}) - T_a}{U_1 \cdot A} \cdot \frac{\tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{0,5 \cdot m \cdot l} - \dot{Q}_R \cdot \frac{R_C}{U_1 \cdot A \cdot L} \cdot \frac{\tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{0,5 \cdot m \cdot l} \quad [W] \quad (4.1)$$

Ezt átrendezve kapjuk az adott kialakítású rendszerrel elvonható hőterhelést:

$$\dot{Q}_R = \frac{(T_{c,1} + T_{c,2} - 2 \cdot T_a) \cdot U_1 \cdot A \cdot L \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{L \cdot m \cdot l + 2 \cdot U_1 \cdot A \cdot R_C \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)} \quad [W] \quad (4.2)$$

Ez az első összefüggés, mellyel megadhatjuk egy zárt térből elvonható legnagyobb hőterhelés értékét. Méretezési állapotban vonjuk el a legnagyobb hőterhelés mennyiségét. Ebben az esetben a léghőmérséklet felveszi a legnagyobb hőterheléshez tartozó léghőmérsékletet („ $T_{a,0}$ ”). Míg az előremenő és visszatérő víz hőmérséklete a hűtőgéppel racionálisan előállítható legkisebb értékek („ $T_{c,2,min}$ ” illetve „ $T_{c,1,min}$ ”, középértékük a „ $\bar{T}_{c,min}$ ”) lesznek. Így ez az első összefüggés a következő:

$$\dot{Q}_{HT,R} = \frac{(T_{c,1,min} + T_{c,2,min} - 2 \cdot T_{a,0}) \cdot U_1 \cdot A \cdot L \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{L \cdot m \cdot l + 2 \cdot U_1 \cdot A \cdot R_C \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)} \quad [W] \quad (4.3)$$

A felülethűtéssel elvonható legnagyobb hőterhelés nagyságának második összefüggése a helyiséglevegő harmatpontjától függ. Ha a helyiség levegő nedvességtartalma nem csapódik ki, akkor az elvonható legnagyobb hőáram értéke „ $\dot{Q}_{HT,RH}$ ”. Ezt „ T_H ” hőmérsékletű felülettel kell elvonni. Ezen hőmérséklet értéke felülről közelíti (de soha el nem érheti) a harmatponti hőmérsékletet („ T_d ”). Vagyis:

$$\dot{Q}_{HT,RH} = \lim_{T_H \rightarrow T_d} A \cdot \alpha_1 \cdot (T_H - T_{a,0}) = A \cdot \alpha_1 \cdot (T_d - T_{a,0}) \quad [W] \quad (4.4)$$

Felhasználva a (2.14)-es és a (4.4)-es összefüggéseket:

$$\dot{Q}_{HT,RH} = A \cdot \alpha_i \cdot \frac{(B_1 + T_{a,0} - 273,15)^2 \cdot \ln RH}{A_1 \cdot B_1 - (B_1 + T_{a,0} - 273,15) \cdot \ln RH} \quad [W] \quad (4.5)$$

A (4.3)-as és a (4.5)-ös összefüggés alapján felírható a felülethűtéssel, zárt térből elvonható legnagyobb hőterhelés értéke:

$$\dot{Q}_{HT,max} = \begin{cases} \dot{Q}_{HT,R} = \frac{(2 \cdot \bar{T}_{c,min} - 2 \cdot T_{a,0}) \cdot U_1 \cdot A \cdot L \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{L \cdot m \cdot l + 2 \cdot U_1 \cdot A \cdot R_C \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}, \text{ ha } \dot{Q}_{HT,R} \geq \dot{Q}_{HT,RH} \\ \dot{Q}_{HT,RH} = A \cdot \alpha_1 \cdot \frac{(B_1 + T_{a,0} - 273,15)^2 \cdot \ln RH}{A_1 \cdot B_1 - (B_1 + T_{a,0} - 273,15) \cdot \ln RH}, \text{ ha } \dot{Q}_{HT,R} < \dot{Q}_{HT,RH} \end{cases} \quad (4.6)$$

Ha a (4.6)-os összefüggés értékét a hűtött épületelem (fal vagy mennyezet) területére vonatkoztatjuk, akkor a zárt térből elvonható legnagyobb hőterhelés fajlagos értékét kapjuk:

$$\dot{q}_{HT,max} = \begin{cases} \dot{q}_{HT,R} = \frac{(T_{c,1,min} + T_{c,2,min} - 2 \cdot T_{a,0}) \cdot U_1 \cdot L \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{L \cdot m \cdot l + 2 \cdot U_1 \cdot A \cdot R_C \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}, \text{ ha } \dot{q}_{HT,R} \geq \dot{q}_{HT,RH} \\ \dot{q}_{HT,RH} = \alpha_1 \cdot \frac{(B_1 + T_{a,0} - 273,15)^2 \cdot \ln RH}{A_1 \cdot B_1 - (B_1 + T_{a,0} - 273,15) \cdot \ln RH}, \text{ ha } \dot{q}_{HT,R} < \dot{q}_{HT,RH} \end{cases} \quad (4.7)$$

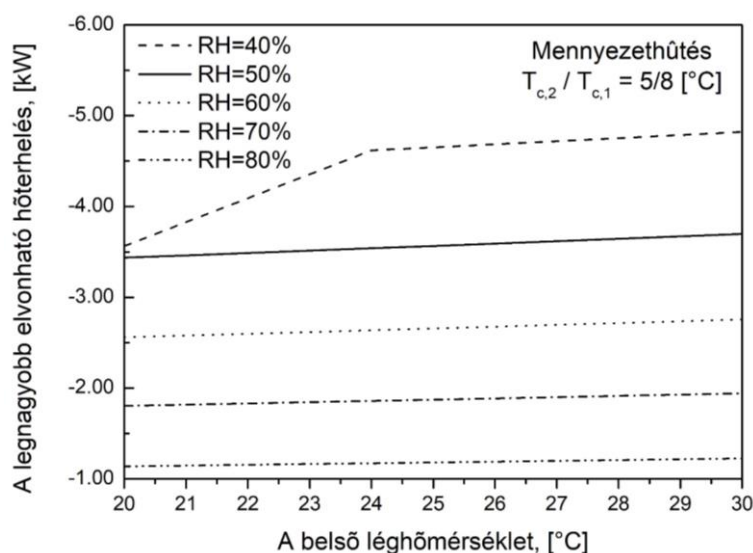
A (4.9)-es összefüggés felírja a helyiségből racionálisan elvonható legnagyobb hőterhelés értékét. A (4.1)-es összefüggéssel meghatározható ennek elvonásához szükséges hűtővíz hőmérséklet, valamint a (2.13)-as egyenlettel az ekkor kialakuló felületi hőmérséklet:

$$\bar{T}_{c,0} = \frac{T_{c,1,0} + T_{c,2,0}}{2} = T_{a,0} + \dot{Q}_{HT,max} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot m \cdot l}{U_1 \cdot A \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)} + \frac{R_C}{L} \right) \quad [K] \quad (4.8)$$

$$T_{H,0} = T_{a,0} + \frac{\dot{Q}_{HT,max}}{A \cdot \alpha_i} \quad [K] \quad (4.9)$$

Ahol a „ $T_{H,0}$ ” a legnagyobb elvonható hőterhelés elszállításakor kialakuló hűtött felületi hőmérséklet, [K]-ben. Értéke felülről közelíti a helyiség levegő harmatponti hőmérsékletét (de mindenképp nagyobb annál), ha a kondenzációt el akarjuk kerülni. A „ $T_{c,2,0}$ ” és „ $T_{c,1,0}$ ” a hűtőgép felől érkező és oda visszatérő hűtővízhőmérséklet [K]-ben, a legnagyobb elvonható hőterhelés elszállításakor. Értéke megegyezik a „ $T_{c,2,min}$ ” illetve a „ $T_{c,1,min}$ ”-mal, ha rendszerkialakítás lesz a döntő szempont, a legnagyobb hőterhelés meghatározásakor.

A felírt összefüggések alkalmazásához megvizsgáltam egy helyiségben, eltérő vízhőmérsékletű fal- illetve mennyezethűtéssel elvonható legnagyobb hőterhelés alakulását, eltérő belső léghőmérséklet és relatív páratartalom mellett. Az eredményeket a **4.10. ábra** mutatja.



lásd a 4. függelékben

(a)

(b)-(d)

4.10. ábra Egy helyiségben az elvonható legnagyobb hőterhelés értéke a helyiség léghőmérsékletének függvényében, eltérő relatív nedvességtartalmú levegőnél (a) 5/8°C-os mennyezethűtés, (b) 16/19°C-os mennyezethűtés, (c) 5/8°C-os falhűtés, (d) 16/19°C-os falhűtés,

Az ábrából látható, hogy növekvő helyiség léghőmérséklet mellett egyre több hőenergiát tudunk elvonni a helyiségből. Az is látható, hogy minél kisebb a levegő relatív nedvességtartalma, annál több hőenergia vonható el. A görbékben a „törések” oka, hogy töréspontokon megváltozik a felhasznált összefüggés. (A törés előtt a rendszer kialakítás feltétele alapján kell számolni a (4.6)-os összefüggést, utána pedig a páratartalom feltétele alapján)

Az elvonható legnagyobb hőterhelés exergia-tartalma

A (2.3)-as összefüggést a leírt rendszerre alkalmazva megkapjuk a hűtővíz exergia változását. Vegyük továbbá figyelembe, hogy az energia leadó a helyiségben található, ezért a „ $T_{K,1}$ ” környezeti léghőmérséklet megegyezik a helyiség „ T_a ” léghőmérsékletével:

$$\Delta Ex_{v\acute{I}z} = \dot{Q}_R \cdot \left[\frac{T_a \cdot T_X}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - 1 \right] \quad [W] \quad (4.10)$$

A (2.15)–(2.16) és a (4.10)-es összefüggéseket felhasználva felírhatjuk a rendszer által az energialeadónál igényelt energiaáram szükséges exergia-tartalmát.

$$Ex_R = \dot{Q}_R \cdot \frac{T_X}{T_{c,1} \cdot T_{c,2} \cdot T_H} \cdot [T_a \cdot T_H - T_{c,1} \cdot T_{c,2}] \quad [W] \quad (4.11)$$

A legnagyobb elvonható hőterhelés elszállításakor a (4.11)-es összefüggés a következő alakot veszi fel:

$$Ex_{HT,max} = \dot{Q}_{HT,max} \cdot \frac{T_X}{T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0} \cdot T_{H,0}} \cdot [T_{a,0} \cdot T_{H,0} - T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0}] \quad [W] \quad (4.12)$$

A felülethűtés értékelési mutatói

A hűtési rendszer mennyiségi és minőségi módon is jellemezhető. Az első mennyiségi jelzőszám, már a rendszer tervezési fázisban meghatározható. Ez a tervezett hűtött felülettel elvonható hőterhelés illeszkedését adja meg a helyiség tényleges hőterheléséhez. Meghatározásához a felülethűtő rendszerrel racionálisan elvonható legnagyobb hőterhelés értékét („ $Q_{HT,max}$ ”) osztjuk a zárt tér hőterhelésével („ Q_{HT} ”) (illesztési jelzőszám):

$$\gamma_{ad,s} = \frac{\dot{Q}_{HT,max}}{\dot{Q}_{HT}} \quad [\%] \quad (4.13)$$

A hűtőrendszert megfelelően tervezték, ha értéke valamivel magasabb mint 100%, mivel ez azt jelenti, hogy a rendszer rendelkezik tartalékkal, és lehet növelni a hűtővíz hőmérsékletét, melynek előállítása kevesebb energiabefektetéssel jár.

A második mennyiségi jelzőszám a megvalósítandó hűtőrendszer teljesítményének illeszkedését adja meg a hőterheléséhez. Meghatározható a választott hőfoklépcső mellett elvont hőáram („ Q_R ”) és a helyiség hőterhelésének („ Q_{HT} ”) arányaként (tervezési jelzőszám):

$$\gamma_{ad,w} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{HT}} \quad [\%] \quad (4.14)$$

Az optimális értéke 100%, mert ekkor pontosan annyi hőt tud elvonni a rendszer a helyiségből, mint amekkora annak hőterhelése.

A harmadik mennyiségi jelzőszám a rendszer hűtőkapacitás tartalékát adja meg (tartalékot megadó jelzőszám):

$$\gamma_{res} = 1 - \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{HT,max}} \quad [\%] \quad (4.15)$$

Ez a jelzőszám információt ad a hűtési rendszer flexibilitásáról, ha működtetési ideje alatt a helyiség hőterhelése növekedne. Továbbá a „ γ_{res} ” értéke mindig pozitív (vagy nulla), ha felülethűtő rendszert megfelelően terveztek (azaz nincs felületi páralecsapódás).

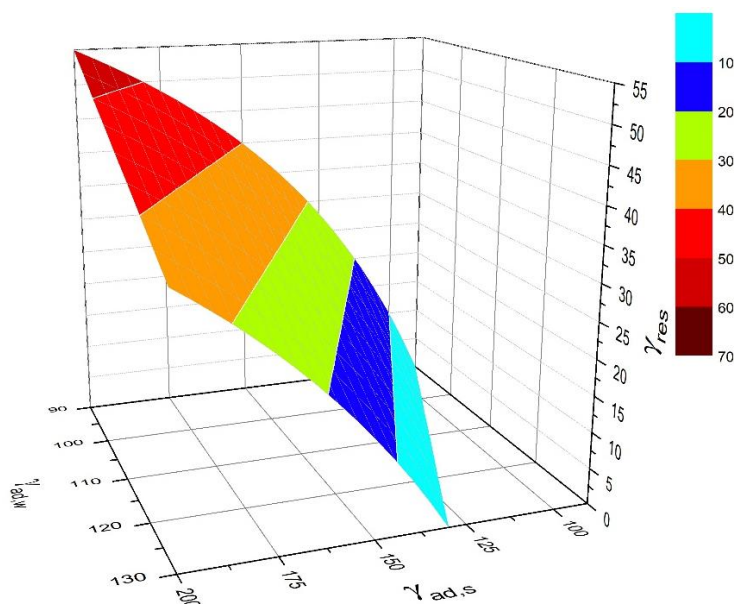
A negyedik jelzőszám a hűtőrendszer minőségét jellemzi, exergetikailag. Értéke a helyiségbe telepített hűtőfelület által igényelt hidegenergiaáram exergia-tartalmának („ Ex_R ”) és a racionálisan elvonható legnagyobb hőterhelés elszállításakor igényelt hidegenergiaáram exergia-tartalmának („ $Ex_{HT,max}$ ”) aránya.

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_R}{Ex_{HT,max}} \quad [\%] \quad (4.16)$$

A három mennyiségi jelzőszám közötti kapcsolat, felhasználva a (4.13)–(4.15) összefüggéseket:

$$\gamma_{res} + \frac{\gamma_{ad,w}}{\gamma_{ad,s}} = 1,0 \quad (4.17)$$

A fogyasztói rendszer mennyiségi értékelésének három jelzőszáma közötti kapcsolatot a **4.11. ábra** mutatja be vizuálisan.



4.11. ábra A három mennyiségi jelzőszám kapcsolata

A minőségi és mennyiségi jelzőszámok közötti kapcsolathoz írjuk fel a következőt, felhasználva a (4.11), a (4.12), és a (4.16)-os összefüggéseket:

$$\eta_{ex} = \left[\frac{T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0} \cdot T_{H,0}}{T_{c,1} \cdot T_{c,2} \cdot T_H} \cdot \frac{T_a \cdot T_H - T_{c,1} \cdot T_{c,2}}{T_{a,0} \cdot T_{H,0} - T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0}} \right] \cdot \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{HT,max}} \quad [\%] \quad (4.18)$$

Az összefüggés alapján a negyedik jelzőszám nem függ a referencia hőmérséklettől. A nyert összefüggés egy szorzat, melynek első tagja egy, a hőmérséklet viszonyoktól függő tényező:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0} \cdot T_{H,0}}{T_{c,1} \cdot T_{c,2} \cdot T_H} \cdot \frac{T_a \cdot T_H - T_{c,1} \cdot T_{c,2}}{T_{a,0} \cdot T_{H,0} - T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0}} \\ &= \frac{T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0} \cdot T_{H,0}}{T_{a,0} \cdot T_{H,0} - T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0}} \cdot \left[\frac{T_a}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - \frac{1}{T_H} \right] \end{aligned} \quad (4.19)$$

Így a négy jelző szám közötti kapcsolat felírható a következő alakban is:

$$\eta_{ex} = (1 - \gamma_{res}) \cdot \gamma = \frac{\gamma_{ad,w}}{\gamma_{ad,s}} \cdot \gamma \quad (4.20)$$

Ez azt jelenti, hogy a hűtőrendszer minősége (exergetikai szempontból) erősen függ a mennyiségi jelszámok értékeitől.

Ez pedig felveti annak kérdését, hogy mit tekinthetünk megfelelőnek. Ha a rendszer tervezését, és a hőfoklépcsőt úgy választjuk meg, hogy a „ γ_{res} ” értéke 0% legyen akkor nincs biztonsági tartalék a rendszerben. De a mai épületgépészeti és így a hűtési rendszereket is legalább 20 évre tervezik. A tervezési fázisban nem feltételezhető, hogy a hőterhelés állandó lesz a következő 20 évben. Változhatnak a belső hőterhelések, például, több ember dolgozik benn, csökken a berendezések hőenergia leadása, vagy épp egy nagyobb hőleadású gép kerülhet be a helyiségbe. Változhat a helyiség szűkebb környezete (más funkciót kap a szomszédos helyiség vagy a szomszéd épületet reflektáló üvegezésű ablakkal látják el), és persze, (ha nem is észrevehetően,) de maga a klíma is 20 év alatt. Jelenleg a hőmérséklet növekedésére lehet számítani már rövid távon is, ezért mindenképp javasolt a rendszereket bizonyos tartalékkal ellátni.

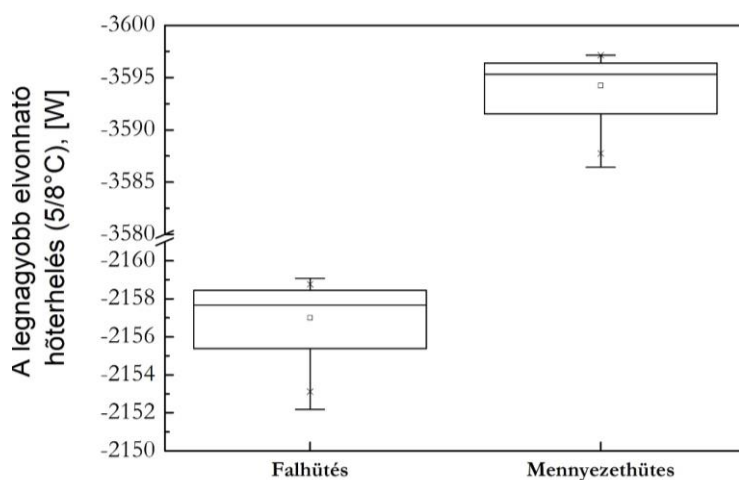
Szintén nem egy jó döntés hűtőgépet tartósan a lehető legalacsonyabb hőmérsékletű hűtővíz előállítására használni, mert ekkor az élettartalma drasztikusan csökken. Ezt a csökkentett élettartalmat tovább apasztja az, hogy hűtésnél mennyiségi szabályozást használunk, így átmeneti időben sem emelkedhet a hűtővíz hőmérséklet. A másik véglet a túl nagy tartalék beépítése a rendszerbe, mely szintén nem egy jó döntés. A hőterhelés számítás alapján a legnagyobb hőterhelés értéket igyekszünk meghatározni. Ez, a választott mintanapon is csak egy órát fog fennállni, a munkaidő többi részében kevesebb lesz. Egy, a mintanapnál hűvösebb napon pedig szintén nem fogjuk elérni ezt a hőterhelést. Mindegyik esetben a szabályozásnak úgymond „le kell fojtania” a rendszert, annak érdekében, hogy ne hűtse túl a helyiséget. A „fojtás” pedig a legenergiapazarlóbb szabályozási megoldások egyike, így ha lehetőségünk van rá, kerülni kell.

4.2.3 A fal és mennyezethűtés energetikai és exergetikai értékelésének gyakorlata

A következőkben az **4.1.2. pontban** leírt hőterheléseket kívánom fedezni az **3.2.3 pontban** bemutatott fal- illetve mennyezethűtési rendszerrel. Elsőnek meghatározom a kétféle hűtési rendszerben az elvonható hidegenergiaáramok nagyságát 5/8°C illetve 16/19°C-os hűtővíz hőmérsékletet megengedő rendszerben.

Elvonható hidegenergiaáramok nagysága

Ilyen kialakítások mellett, a léghőmérséklettől függően („ $T_{a,0}$ ”), a hűtőgép által előállítható leghidegebb hűtési hőfoklépcső mellett mennyezetnél (-3597,15) és (-3586,43)W között, míg falnál (-2.152) és (-2.159)W között tudunk legfeljebb elvonni hőt, felületi kondenzáció nélkül időegység alatt. Az összes értéket a **4.12. ábra (a) része** foglalja össze. Ha pedig a gyakorlatban felülethűtésekre elfogadott hőfoklépcsőt használjuk, akkor a mennyezethűtési rendszerrel (-2191) és (-2299)W közötti hőmennyiséget tudunk elvonni időegység alatt a kialakuló léghőmérséklet függvényében, míg egy hűtött fallal (-1273) és (-1340)W-t. A részletesebb eredményeket a **4.12. ábra (b) része** mutatja.



lásd a 4. függelékben

(a)

(b)

4.12. ábra Fal, illetve mennyezethűtés esetén elvonható hőáram nagysága **(a)** 5/8°C **(b)** 16/19°C-os hőfoklépcsőt megengedő hűtési rendszerrel

A hűtött felület hőmérséklete

A rendszer által biztosított hidegenergiaáram exergia-tartalmának meghatározásához szükséges kiszámolni, hogy mekkora a hűtővíz szükséges hőmérséklete illetve mekkora lesz a kialakuló hűtött felületi hőmérséklet. Hiába tudnánk a tervezési hőfoklépcsőkkel nagyobb hőelvonást létrehozni, de a felületi kondenzáció elkerülése miatt ez nem mindig lehetséges. Hidegebb vizet előállítani pedig energiapazarló megoldás. Ezért elsőnek meghatároztam a (4.8)-as egyenlettel a hűtővíz ténylegesen szükséges hőmérsékletét a 324 fal illetve 324 mennyezethűtési esetben. A nyert eredményeket a **4.14. táblázat** tartalmazza.

4.14. táblázat A fal- illetve mennyezethűtésnél, eltérő „ $t_{c,2,min}$ ” értékek mellett, az elvonható legnagyobb hőterhelés elszállításához ténylegesen szükséges előremenő vízhőmérséklet alapvető statisztikai jellemzői.

A hűtési hőfoklépcső 3°C.

$t_{c,2,0}$	$t_{c,2,min}=5^{\circ}\text{C}$		$t_{c,2,min}=16^{\circ}\text{C}$	
	Falhűtés	Mennyezethűtés	Falhűtés	Mennyezethűtés
Minimum / Maximum, [°C]	10,25 / 10,65	10,71 / 11,08	16,00 / 16,00	16,00 / 16,00
Módusz, [°C]	10,63	11,08	16,00	16,00
Medián, [°C]	10,57	11,02	16,00	16,00
Átlag, [°C]	10,53	10,98	16,00	16,00
Szórása	0,092	0,091	0,000	0,00

A táblázatból látható, hogy 16°C-os megengedett előremenő vízhőmérsékletnél, működhet a rendszer ilyen hőmérsékletű vízzel. Viszont 5°C-os megengedett előremenő hűtővíz hőmérsékletű rendszerrel nem tudjuk ezt megtenni, mert a felületi kondenzáció elkerüléséhez legalább 10,25°C-os lehet az előremenő hűtővíz hőmérséklete, 3°C-os hőfoklépcső mellett.

A tényleges vízhőmérsékletek ismeretében meghatározható a kialakuló felületi hőmérsékletek értékei. A kétféle vízhőmérsékletű rendszereknél a **4.15. táblázat**ban szereplő értékeket kaptam.

4.15. táblázat A fal illetve mennyezethűtésnél, eltérő „ $t_{c,2,min}$ ” értékek mellett, az elvonható legnagyobb hőterhelés elszállításakor ténylegesen kialakuló felületi hőmérséklet alapvető statisztikai jellemzői. A hűtési hőfoklépcső 3°C.

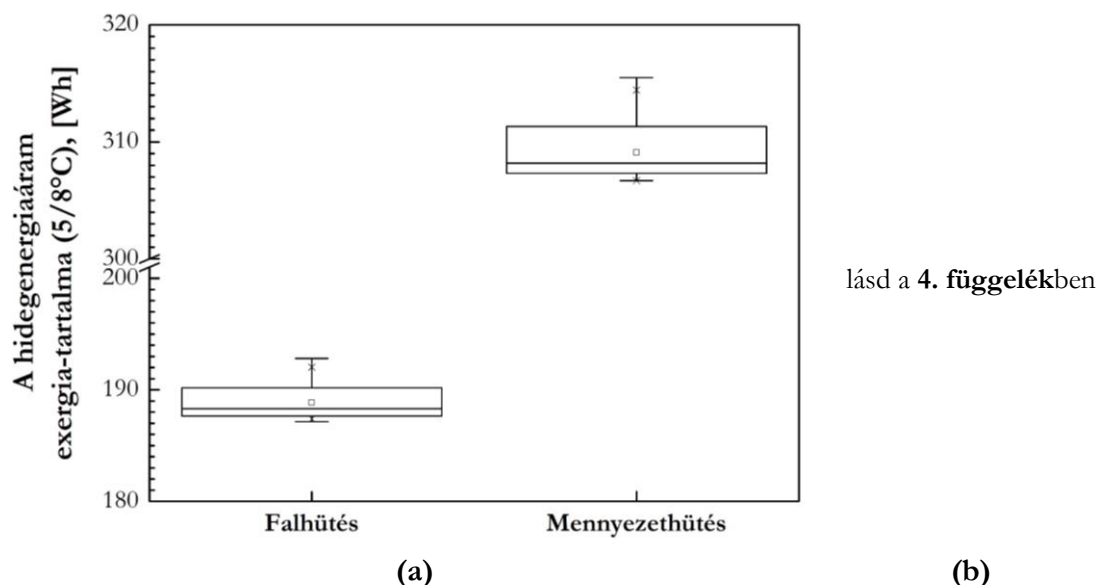
$t_{c,2,0}$	$t_{c,2,min}=5^{\circ}\text{C}$		$t_{c,2,min}=16^{\circ}\text{C}$	
	Falhűtés	Mennyezethűtés	Falhűtés	Mennyezethűtés
Minimum / Maximum, [°C]	14,61 / 15,01	14,59 / 14,97	19,19 / 19,28	18,95 / 19,03
Módusz, [°C]	15,00	14,97	19,27	19,01
Medián, [°C]	14,93	14,90	19,26	19,01
Átlag, [°C]	14,89°C	14,87	19,25	19,01
Szórása	0,094	0,092	0,021	0,018

A $t_{c,2,min}=5^{\circ}\text{C}$ rendszereknél nyert felületi hőmérséklet értékek mind a 324 fal és a 324 mennyezethűtési esetben a teljes hőterhelés fedezésekor kialakuló léghőmérséklet harmatponti hőmérsékletének értékével lettek egyenlők.

A hidegenergia exergia-tartalma egy órára vonatkoztatva

A hőmérséklet viszonyok meghatározása után már számolható a helyiségbe belépő hidegenergiaáram exergia-tartalma. Ha a hűtőgéppel racionálisan előállítható leghidegebb hűtővizet (5°C) tekintjük a „ $t_{c,2,min}$ ”-nak, akkor a **4.13. ábra (a) részén** szereplő értékeket kapjuk fal-, illetve

mennyezethűtésnél. Ha pedig a gyakorlat által elfogadott víz hőmérsékletet (16°C) tekintjük „ $t_{c,2,min}$ ”-nak, akkor a **4.13. ábra (b) részén** szereplő eredményeket kapjuk.



4.13. ábra A mennyezet illetve falhűtő rendszerrel biztosított hidegenergiaáram exergia-tartalmának alakulása egy órára vonatkoztatva **(a)** 5/8°C **(b)** 16/19 °C-os rendszereknél

A hidegebb víz hőmérsékletű rendszer esetén az exergia tartalom 187,14-192,81 [Wh] (falhűtés) illetve 306,68-315,50 [Wh] (mennyezethűtés) között alakult. A magasabb hőmérsékletű rendszerénél pedig 66,90-70,02 [Wh] (falhűtés) illetve 116,94-122,14 [Wh] (mennyezethűtés) között.

A felülethűtés mennyiségi és minőségi értékelése az új mutatókkal

A felülethűtési rendszer tervezési fázisát jellemző „ $\gamma_{ad,s}$ ” értékeinek fontosabb statisztikai jellemzőit mutatja a három vizsgált mintanapon a **4.16. táblázat**.

4.16. táblázat A fal illetve mennyezethűtésnél az „ $\gamma_{ad,s}$ ” értékei a vizsgált esetekben

...hűtés	SZH		AH		AF	
	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet
Minimum	46,32%	83,58%	53,64%	98,04%	43,34%	77,75%
Maximum	97,01%	191,11%	84,46%	162,62%	60,05%	110,65%
Medián	82,97%	160,17%	75,64%	143,44%	55,26%	101,03%
Átlag	79,97%	153,55%	73,40%	139,01%	53,90%	98,41%
Szórása	0,13	0,28	0,09	0,18	0,05	0,10
Megfelelőség	-	103	-	94	-	85
	0,00%	95,37%	0,00%	87,04%	0,00%	78,70%

Megfelelőnek a legalább 100%-os értékeket tekintettem. A 324 falhűtési esetből egy sem teljesíti ezt, míg a 324 mennyezethűtési esetből 282 (87,04%) teljesíti.

A leírt rendszerekhez, ha a gyakorlati 16/19°C-os hűtővízrendszert alkalmazzuk, akkor a „ $\gamma_{ad,w}$ ” értékei a **4.17. táblázat** szerint alakulnak.

4.17. táblázat A fal illetve mennyezethűtésnél az „ $\gamma_{ad,w}$ ” értékei a vizsgált esetekben

...hűtés	SZH		AH		AF	
	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet
Minimum	27,40%	51,06%	32,26%	60,84%	26,01%	48,19%
Maximum	59,97%	121,88%	52,32%	103,94%	37,20%	70,72%
Medián	50,94%	101,27%	46,52%	91,00%	33,97%	64,08%
Átlag	48,94%	96,96%	45,05%	88,03%	33,03%	62,23%
Szórása	0,08	0,18	0,06	0,13	0,03	0,07
Megfelelőség	-	48 db	-	39 db	-	30 db
	0,00%	44,44%	0,00%	36,11%	0,00%	27,78%

Megfelelőnek tekintetem azokat az eseteket amelyeknél 95-105%-on belül volt a vizsgált jellemző értéke. Ez 117 mennyezethűtési eset volt (36,11%).

A kialakított 16/19°C-os rendszerben a tartalék nagyságát a **4.18. táblázat** mutatja.

4.18. táblázat A fal illetve mennyezethűtésnél az „ γ_{res} ” értékei a vizsgált esetekben

...hűtés	SZH		AH		AF	
	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet
Minimum	38,18%	36,22%	37,92%	36,09%	38,05%	36,09%
Maximum	40,85%	38,91%	39,85%	37,95%	40,51%	38,64%
Medián	38,65%	36,71%	38,45%	36,50%	38,52%	36,57%
Átlag	38,91%	36,98%	38,70%	36,76%	38,77%	36,83%
Szórása	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Megfelelőség	-	-	-	-	-	-
	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%

Megfelelőnek a legfeljebb 10% tartalékot tartalmazó rendszert tekintetem. Mint látható, a vizsgálati körülményeim között, nem volt olyan eset, ami megfelelt volna. Mindegyik rendszerben maradt legalább 36% tartalék.

Az exergetikai hatásfok értékei a **4.19. táblázatban** láthatók.

4.19. táblázat A fal illetve mennyezethűtésnél az „ η_{ex} ” értékei a vizsgált esetekben

...hűtés	SZH		AH		AF	
	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet	Fal	Mennyezet
Minimum	34,70%	37,07%	35,61%	37,99%	35,00%	37,33%

Maximum	37,16%	39,69%	37,41%	39,83%	37,29%	39,83%
Medián	36,72%	39,21%	36,91%	39,41%	36,85%	39,34%
Átlag	36,48%	38,94%	36,68%	39,16%	36,61%	39,09%
Szórása	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Az exergetikai hatásfok falhűtésnél 36,48-36,68% között változik átlagosan, míg a mennyezethűtésnél 38,94-39,16% között. Tehát mennyezethűtésnél nagyjából 2,4%-kal magasabb exergetikai hatásfokot tudunk elérni, mint falhűtésnél.

A rendszerhez való megfelelése a hőterhelés adatbázisnak

A 4.20. táblázat összefoglaltam, hogy a vizsgált helyiségben, eltérő megengedett hőfoklépcsők mellett milyen két szélső érték között változik a hőterhelés, a rendszerrel elvonható legnagyobb hőterhelés, a fajlagos hőelvonás, és a teljes kihűtéshez szükséges felület nagysága fal-, illetve mennyezethűtés esetén.

4.20. táblázat A fal illetve mennyezethűtés megfelelése a hőterheléshez

		$T_{c,2,min}/T_{c,1,min}=5/8^{\circ}\text{C}$		$T_{c,2,min}/T_{c,1,min}=16/19^{\circ}\text{C}$	
		Falhűtés	Mennyezet-hűtés	Falhűtés	Mennyezet-hűtés
Rendelkezésre álló felület	A, [m ²]	24	40	24	40
Minimum	Q_{HT} , [W]	2225	1882	2225	1882
	Q_R ; $Q_{HT,max}$, [W]	2152	3586	1273	2191
	$q_{R,max}$; $q_{HT,max}$, [W/m ²]	89,67	89,66	53,04	54,77
	$A_{szüks}$, [m ²]	24,74	20,93	40,02	32,82
Maximum	Q_{HT} , [W]	4971	4617	4971	4617
	Q_R ; $Q_{HT,max}$, [W]	2159	3597	1340	2299
	$q_{R,max}$; $q_{HT,max}$, [W/m ²]	89,96	89,93	55,85	57,48
	$A_{szüks}$, [m ²]	55,38	51,45	92,27	83,00

A táblázatból látható, hogy egy fal hűtésével nem lehet a helyiséget kihűteni egyetlen vizsgált esetben sem, ahogy ez a 4.16. táblázatból is látható volt. Mennyezethűtésnél az 5/8°C-os megengedett hőmérsékletű rendszerrel 269 esetben (83,02%) lesz elegendő a felület, míg a 16/19°C-os rendszerben ez 85 esetre (26,23%) csökken.

Érdeemes megvizsgálni azokat a mennyezethűtési eseteket, amelyek nem felelnek meg, és azokat melyek megfelelnek. Elsőnek azokat az eseteket elemzem, melyek mennyezethűtésnél nem felelnek meg, még 5/8°C-os rendszer esetén sem. Ezen variációk adatait a 4.21. táblázat foglalja össze.

4.21. táblázat Azon legnagyobb napi hőterhelés esetek áttekintő táblázata, melyeknél nem hűthető ki a mennyezethűtő rendszerrel a helyiség

Mintanap	Üvegezési arány	Tájolás	Árnyékolás	Üvegezés	
SZH	80%	Nyugati	Árnyékolatlan ($F_{\text{obst}}=1,0$)	Mind	
			Enyhén árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,7$)	$g=0,67$	$g=0,7$
AH	80%	Nyugati	Árnyékolatlan ($F_{\text{obst}}=1,0$)	$g=0,67$	$g=0,7$
AF	40%	Keleti; Dél	Árnyékolatlan ($F_{\text{obst}}=1,0$)	$g=0,67$	$g=0,7$
		Nyugati	Enyhén árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,7$)		
	80%	Mind	Mind	Mind	

A táblázatból látható, hogy 80%-os üvegezés és nyugati tájolás esetén szinte lehetetlen kihűteni a helyiséget. Aszimmetrikus extrém forrónapon pedig már a 40%-os üvegezési arány is gondot okozhat.

Ha a gyakorlatban elfogadott, magas hűtési hőfoklépcsőt ($16/19^{\circ}\text{C}$) használjuk, akkor a **4.22. táblázat**ban láthatjuk azokat a hőterhelés eseteket, melyekhez megfelel a mennyezethűtőrendszer.

4.22. táblázat Azon legnagyobb napi hőterhelés esetek áttekintő táblázata, melyekkel kihűthető a mennyezethűtő rendszerrel a helyiség

Mintanap	Üvegezési arány	Tájolás	Árnyékolás	Üvegezés	
SZH	20%	Mind	Mind	Mind	
		Északi	Mind	Mind	
	40%	Keleti	Erősen árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,4$)	Mind	
			Enyhén árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,7$)		
		Árnyékolatlan ($F_{\text{obst}}=1,0$)	$g=0,5$	$g=0,67$	
		Nyugati	Erősen árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,4$)	$g=0,5$	
		Déli	Erősen árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,4$)	$g=0,5$	$g=0,67$
Enyhén árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,7$)	$g=0,5$				
AH	20%	Északi	Mind	Mind	
		Keleti	Enyhén árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,7$)	Mind	
			Árnyékolatlan ($F_{\text{obst}}=1,0$)	$g=0,5$	$g=0,67$
		Nyugati	Erősen árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,4$)	Mind	
			Enyhén árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,7$)	$g=0,5$	
		Déli	Erősen árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,4$)	Mind	
			Enyhén árnyékolt ($F_{\text{obst}}=0,7$)	$g=0,5$	$g=0,67$
			Árnyékolatlan ($F_{\text{obst}}=1,0$)	$g=0,5$	

A **4.22. táblázatból** az látszik, hogy szimmetrikus extrém hőségnap és 20%-os üvegezésnél minden esetben képes lesz a rendszer kiszolgálni az igényeket. Viszont 40%-os üvegezés mellett csak az északi tájolásnál lesz megfelelő. A keleti tájolás is megfelelő, ha az üvegezés „g” tényezője kisebb mint 0,7. A nyugati tájolás csak akkor jó, ha erősen árnyékolt háromszoros, kétoldali szelektív, alacsony emissziós bevonatú üvegezésű az ablak. Míg a déli tájolás enyhébb árnyékolás mellett is jó lehet, ha az ablak „g” tényezője 0,5. A 80%-os üvegezésnél nem tudunk olyan esetet létrehozni, mellyel a gyakorlatban alkalmazott hőfoklépcsőnél a mennyezzettel ki tudnánk hűteni a helyiséget. Aszimmetrikus extrém forrónap esetén már 40%-os üvegezés mellett sem tudjuk kihűteni az épületet. A 20%-os üvegezési arány mellett is szükséges a nyugati tájolásnál árnyékolni, valamint jobb minőségű ablakot használni, tájolástól függetlenül.

4.2.4 A hűtési rendszerek elosztó hálózata

A hűtési rendszerek elosztóhálózatát jelentős hőszigeteléssel látják el. Emiatt minimálisra csökkennek a hidegenergia veszteségek (a hűtött víz nem kívánt felmelegedése). Abban az esetben, ha az elosztóhálózat veszteségétől eltekintünk, akkor a fogyasztói rendszer hidegenergiaáram igénye megegyezik a rendszerhez tartozó „n” darab energialeadó hidegenergiaáram igényének összegével, az egyidejűségek figyelembevételével. Ezt a hidegenergiaáram igényt kell a hűtőgép elpárologtatójánál előállítani:

$$\dot{Q}_0 = f \cdot \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{R,i} \quad [W] \quad (4.21)$$

Ahol „f” a valós rendszer működtetését figyelembe vevő egyidejűségi tényező. Két szempontot kell figyelembe venni értékének megadásakor. Egyrészt, hogy a nap folyamán az eltérő tájolású helyiségeknél nem egyszerre jelentkezik a helyiség hőterhelés maximuma. A másik, hogy a nyári szabadságolások alatt, nem feltétlenül van szükség minden helyiség hűtésére.

Abban az esetben, ha a választott energialeadónak nem kell a helyiségben a rejtett hőt is fedeznie (azaz a helyiséglevegő nedvességtartalma nem csapódik ki), és az épület minden helyiségét folyamatosan hűtjük, akkor a „ \dot{Q}_0 ” értéke megegyezik az épület hőterhelésével.

Az elosztó hálózat elején szükséges hidegenergiaáram exergia-tartalmát szoktuk a fogyasztói rendszer exergia-igényének is nevezni. Értéke a következő:

$$\Delta Ex_{sec} = \dot{Q}_0 \cdot \left[\frac{T_{K,2} \cdot T_x}{T_{C,2} \cdot T_{C,1}} - 1 \right] \quad [W] \quad (4.22)$$

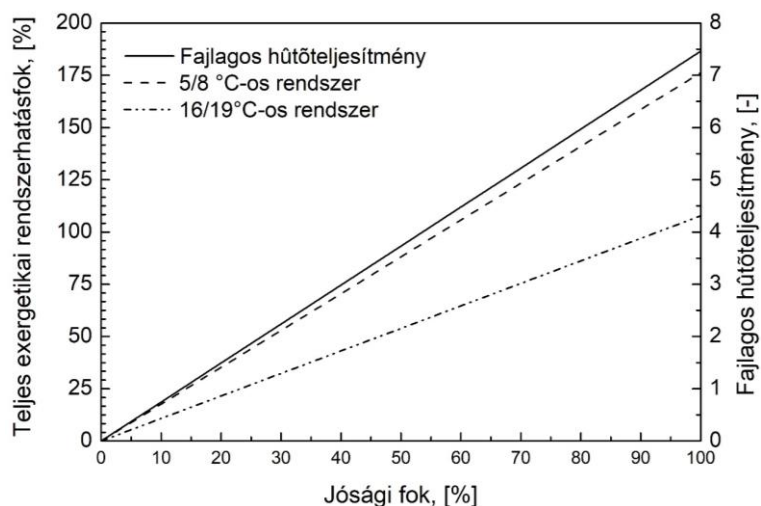
Ahol a „ $T_{K,2}$ ” a hűtőgép felállítási helyénél a léghőmérséklet értéke [K]-ben. Ha a hűtőgép beltérben felállított, akkor annak a térnek a léghőmérsékletével azonos, ha pedig kültérben, akkor a kültér árnyékban mért léghőmérsékletével egyezik meg.

4.3 Az épületek hűtési energiatermelőinek vizsgálata

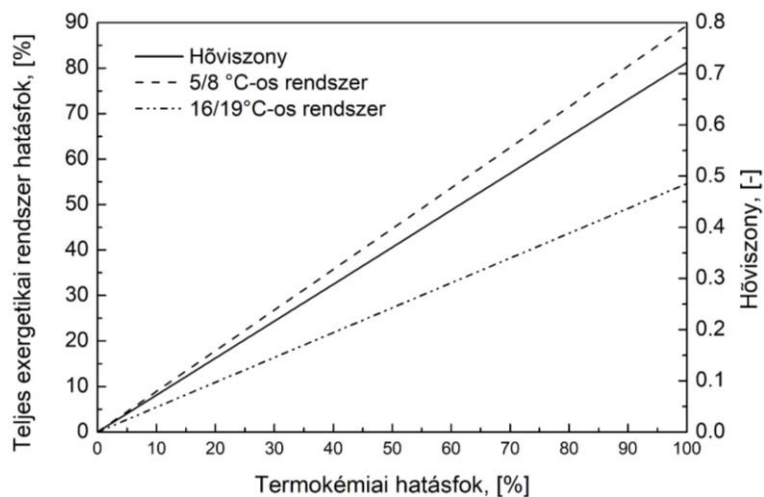
4.3.1 A kompresszoros és abszorpciós hűtőgépek összehasonlítása

4.3.1.1 A gépek összehasonlítása a hagyományos jelzőszámokkal:

Elsőnek a két gép által működtetett hálózat teljes exergetikai rendszerhatásfokát vizsgáltam a jósági fok (mechanikus kompresszoros hűtőgép) illetve a termokémiai hatásfok (abszorpciós hűtő) függvényében.



(a)



(b)

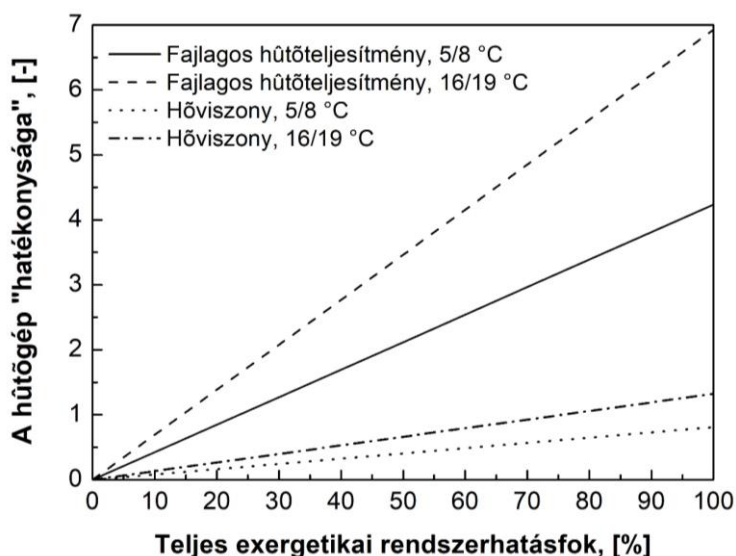
4.14. ábra A jósági fok illetve a termokémiai hatásfok függvényében a teljes exergetikai rendszerhatásfok és a fajlagos hűtőteljesítmény illetve a hőviszony alakulása (a) mechanikus kompresszoros hűtőgépeknél, (b) abszorpciós hűtőgépeknél.

A nyert eredmények alapján úgy tűnhet, hogy a kompresszoros hűtőgéppel működtetett hűtési rendszerek teljes exergetikai rendszerhatásfoka mindig nagyobb lesz, mint az abszorpciós hűtőgéppel üzemelőkének. A következtetés viszont hibás lesz, ha nem vesszük figyelembe a jelenleg

forgalomban kapható készülékek fajlagos hűtőtéljesítményét illetve hőviszonyát Folyadék-hűtőknél a legjobb gépek fajlagos hűtőtéljesítménye 2,5-3,5 körüli, mely azt jelenti, hogy (a jelenlegi rögzített adatok mellett) a jósági fok 33,5-46,89% közötti. Ehhez a jósági fokhoz pedig 59,04-82,66% (5/8°C-os rendszer) illetve 36,09-50,53% (16/19°C-os rendszer) teljes exergetikai rendszerhatásfok tartozik. Az abszorpciós hűtőgépek jellemző hőviszonya 0,6-0,7 közötti. Az ehhez tartozó termokémiai hatásfok 83,11-96,96%. A teljes exergetikai rendszerhatásfok 74,26-86,83% (5/8°C-os rendszer) illetve 45,39-52,96% (16/19°C-os rendszer).

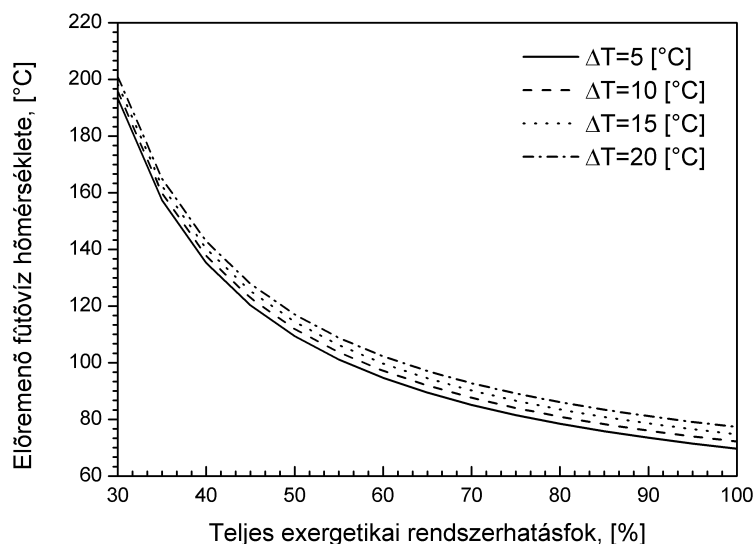
Megfigyelhető tehát, hogy a teljes exergetikai rendszerhatásfok valamivel magasabb az abszorpciós hűtőgépeknél, de ennek elsősorban a mechanikus kompresszoros hűtőgépek alacsony fajlagos hűtőtéljesítménye az oka.

A **4.15. ábra** a teljes exergetikai rendszer hatásfok függvényében mutatja be a szükséges (elterjedtebb) mennyiségi jelzőszám értékének alakulását eltérő hőfoklépcsőjű fogyasztói rendszereknél. A grafikonon (a várakozásnak megfelelően) lineáris kapcsolatot láthatunk és a kompresszoros hűtőgépnél nagyobb a meredekség. Ez azt jelenti, hogy ugyanakkora teljes exergetikai rendszer hatásfok növeléséhez nagyobb fajlagos hűtőtéljesítmény növelés szükséges mint (az abszorpciós hűtőgépeknél) hőviszony növekedés.

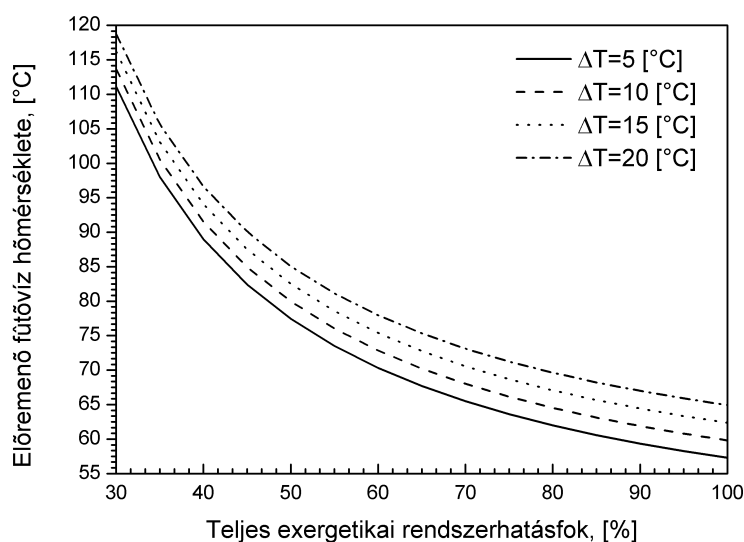


4.15. ábra Adott teljes exergetikai rendszerhatásfok létrehozásához szükséges fajlagos hűtőtéljesítmény és hőviszony alakulása 5/8 illetve 16/19°C-os rendszernél

Feltételezve, hogy az abszorpciós hűtőgép hőviszonya 0,7-es hatékonyságú, a **4.16. ábra** látható a rendszer teljes exergetikai rendszerhatásfokának és a kiűzőbe belépő fűtővíz hőmérsékletének kapcsolata.



(a)



(b)

4.16. ábra Adott teljes exergetikai rendszerhatásfok létrehozásához szükséges előremenő fűtővíz hőmérséklet, eltérő hőfoklépcsők mellett
(a) 5/8°C-os fogyasztói rendszer **(b)** 16/19°C-os fogyasztói rendszer

4.3.1.2 A gépek energetikai és exergetikai összehasonlításának komplex szemlélete

A fogyasztói rendszer értékelése után a következő lépés a hűtőgép kiválasztása. A termodinamikai elven működő, gőz munkaközegű hűtőgépek két nagy csoportja (mechanikus és termikus kompresszorral rendelkező készülékek) közötti választás több szempont alapján történhet. Jelen disszertációban összefüggéseket írok fel, hogy energia- és exergiaigény valamint hatékonyság szerint hasonlítsam össze a kétféle hűtőgépet.

Energiaigény („ENI”) szempontjából az a gép tekinthető jobbnak, melynek működéséhez kevesebb működtető energia szükséges, ugyanakkora hűtőkapacitás létrehozásához. A mechanikus kompresszoros hűtőgép a jobb választás, ha fenn áll az alábbi egyenlőtlenség:

$$\frac{\dot{Q}_G}{P} > 1 \quad [-] \quad (4.23)$$

Ha az abszorpciós hűtőt „meghajtó” kiüzési hőáram egyenlő a mechanikus kompresszor által felvett elektromos teljesítménnyel, akkor a hűtőberendezések egyenértékűek energiaigény szempontjából. Ha viszont a mechanikus kompresszor elektromos teljesítmény felvétele a nagyobb, akkor az abszorpciós hűtőgép a jobb.

A (4.23)-as összefüggést felírhatjuk a legfontosabb mennyiségi jelzőszámokkal (hőviszony, fajlagos hűtőteliesség) is:

$$\varepsilon > \zeta \quad [-] \quad (4.24)$$

Ha a gépeket exergiaigény („EXI”) szempontjából hasonlítjuk össze, akkor meg kell vizsgálni a működtető energiaáram exergia-tartalmát, ugyanakkora hidegenergiaáram létrehozása mellett. A (2.27) és a (2.44)-es összefüggés alapján a kompresszoros gép lesz jobb exergiaigény szempontjából, ha fenn áll az alábbi egyenlőtlenség:

$$\frac{\dot{Q}_G}{P} > \delta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A} \quad [-] \quad (4.25)$$

Ahol a „ δ ” tényező értéke, csak a hőmérsékletektől függ:

$$\delta = \frac{T_G - T_A}{T_G} \cdot \left[\frac{T_{g,1} \cdot T_{g,2}}{T_{g,1} \cdot T_{g,2} - T_{K,2} \cdot T_X} \right] \quad [-] \quad (4.26)$$

A (4.25)-as összefüggést is felírhatjuk a hőviszonnyal és a fajlagos hűtőteliességgel:

$$\varepsilon > \zeta \cdot \delta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A} \quad [-] \quad (4.27)$$

Energiahatékonyság („ENH”) szempontjából az a gép a jobb, amelyiknek nagyobb a jóság foka, illetve a termokémiai hatásfoka. Azaz a kompresszoros hűtő a jobb választás, ha fenn áll a következő egyenlőtlenség:

$$\frac{\eta_{KC,MHG}}{\eta_{KC,ABSZ}} > 1 \quad [-] \quad (4.28)$$

Ha két hatásfok megegyezik, akkor a két gép hasonló energiahatékonysági szempontból, ha pedig az arányuk kisebb mint 1, akkor az abszorpciós hűtő lesz a jobb. Az összefüggés felírható a másik mennyiségi jelzőszámmal (hőviszony, fajlagos hűtőteliesség) is.

$$\varepsilon > \zeta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A} \quad [-] \quad (4.29)$$

Exergiahatékonyság („EXH”) szempontjából az a gép a jobb választás, melynek a teljes exergetikai rendszerhatásfoka a nagyobb. Azaz a mechanikus kompresszor az exergetikailag hatékonyabb, ha fenn áll a következő egyenlőtlenség:

$$\frac{\eta_{sys,MHG}}{\eta_{sys,ABSZ}} > 1 \quad [-] \quad (4.30)$$

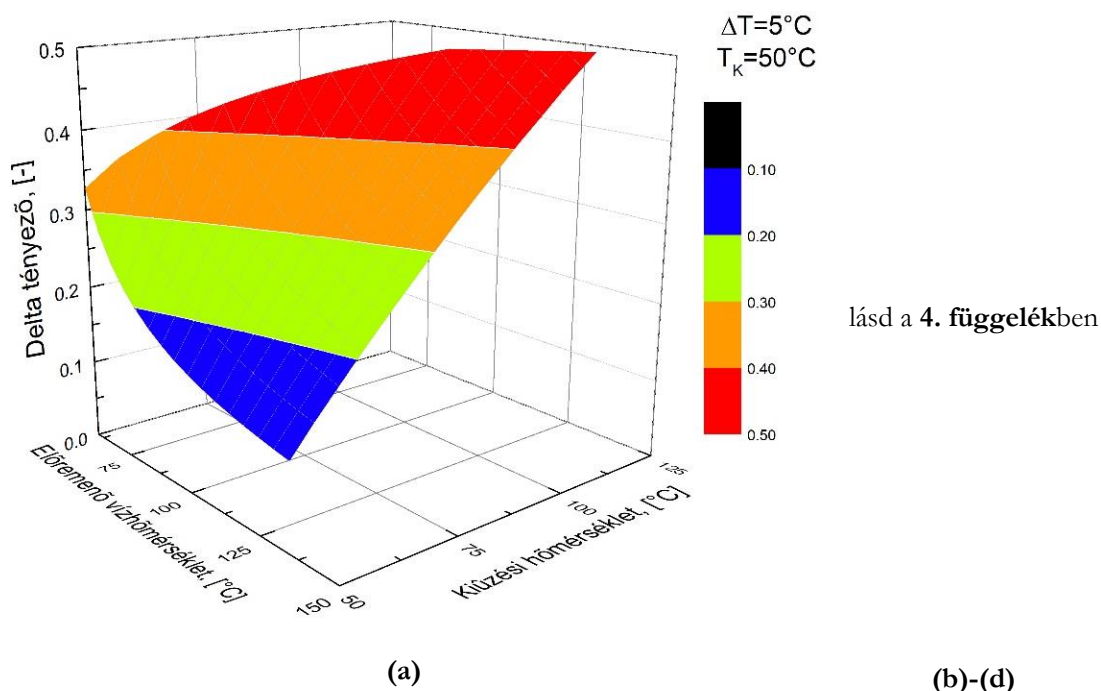
Ez az összefüggés felírható a jósági fok és a termokémiai hatásfok segítségével is:

$$\frac{\eta_{KC,MHG}}{\eta_{KC,ABSZ}} > \delta \quad [-] \quad (4.31)$$

Ez utóbbi összefüggés pedig megadható a hőviszonnyal és a fajlagos hűtőteljesítménnyel is.

$$\varepsilon > \zeta \cdot \delta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A} \quad [-] \quad (4.32)$$

Amint azt láthatjuk az abszorpciós gépek exergetikai értékelésénél fontos szerepe van bevezetett „ δ ” tényezőnek. A 4.17. ábra látható alakulása a hőforrás és a kiűzési hőmérséklet függvényében. A számításokat eltérő fűtővíz hőfoklépcső mellett végeztem: 5 ((a) részlet), 10 ((b) részlet), 15 ((c) részlet) illetve 20 °C ((d) részlet) esetén.



4.17. ábra A „ δ ” tényező értékének alakulása eltérő fűtési hőfoklépcső mellett, a kiűzési és az előremenő fűtővíz függvényében. A fűtési hőfoklépcső: (a) 5°C (b) 10°C (c) 15°C (d) 20°C

Az ábrából látható, hogy a „ δ ” tényező értéke 0,5 alatti. Ha a kiűzési hőmérséklet 60-80°C közötti és az ezt létrehozó előremenő fűtővíz hőmérséklete 85-100 °C között alakul, 5°C-os hőfoklépcső mellett, akkor a „ δ ” tényező értéke 0,24-0,46 közötti.

4.3.1.3 A komplex összehasonlító szemlélet eredménye

A (4.36) és a (4.38)-ös összefüggést felhasználva felírhatjuk, hogy energia-,és exergiaigény szempontjából melyik készülék a jobb választás:

$$\frac{\dot{Q}_G}{P} \left\{ \begin{array}{l} > \delta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A} \rightarrow ENI = EXI = MHG \\ < \delta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A}; > 1 \rightarrow ENI = MHG; EXI = ABSZ \\ < 1 \rightarrow ENI = EXI = ABSZ \end{array} \right\} \quad [-] \quad (4.33)$$

Ahol az „MHG” illetve az „ABSZ” a mechanikus kompresszoros és az abszorpciós hűtőgépet jelenti. Az „ENI”, és az „EXI” pedig azt, hogy energia-, illetve exergiaigény szempontjából melyik géptípus a jobb választás.

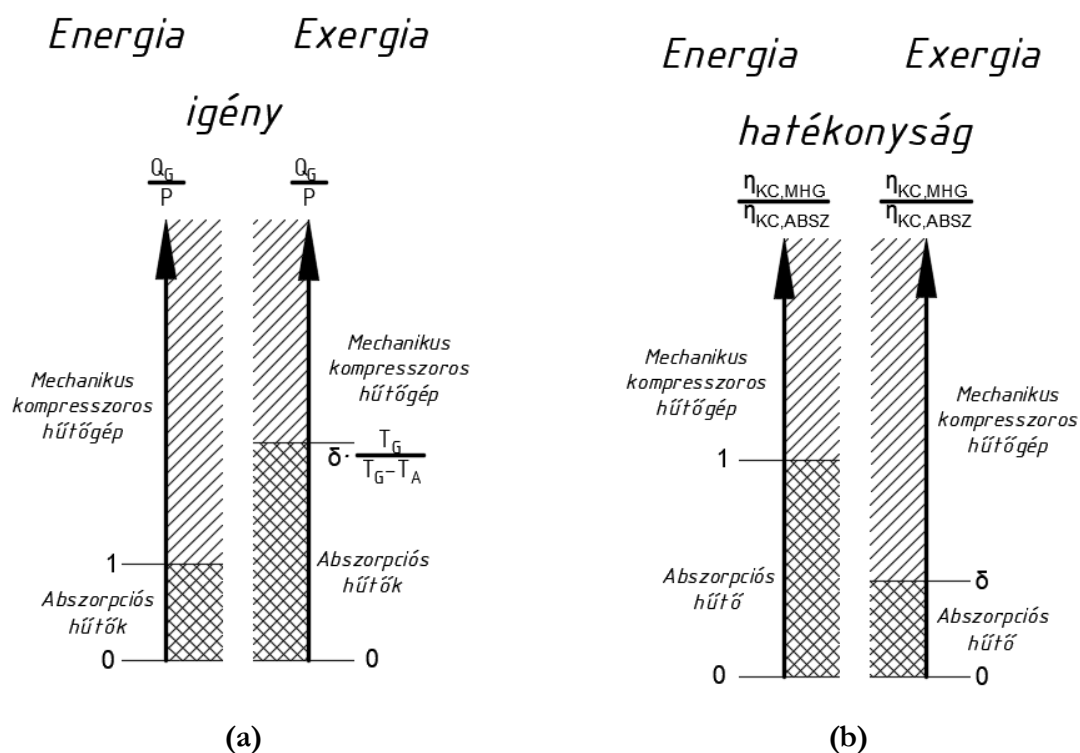
Ezt mutatja szemléletesebben a **4.18. ábra (a) részlete**.

A (4.41) és a (4.44)-es összefüggést felhasználva pedig energia-,és exergiahatékonyság szempontjából adhatjuk meg, hogy melyik készülék a jobb:

$$\frac{\eta_{KC,MHG}}{\eta_{KC,ABSZ}} \left\{ \begin{array}{l} < \delta \rightarrow ENH = EXH = ABSZ \\ > \delta; < 1 \rightarrow ENH = ABSZ; EXH: MHG \\ > 1 \rightarrow ENH = EXH = MHG \end{array} \right\} \quad [-] \quad (4.34)$$

Ahol az „ENH”, és az „EXH” azt jelenti, hogy energia-, illetve exergiahatékonyság szempontjából melyik géptípus a jobb választás.

A (4.47)-es összefüggést mutatja szemléletesebben a **4.18. ábra (b) részlete**:

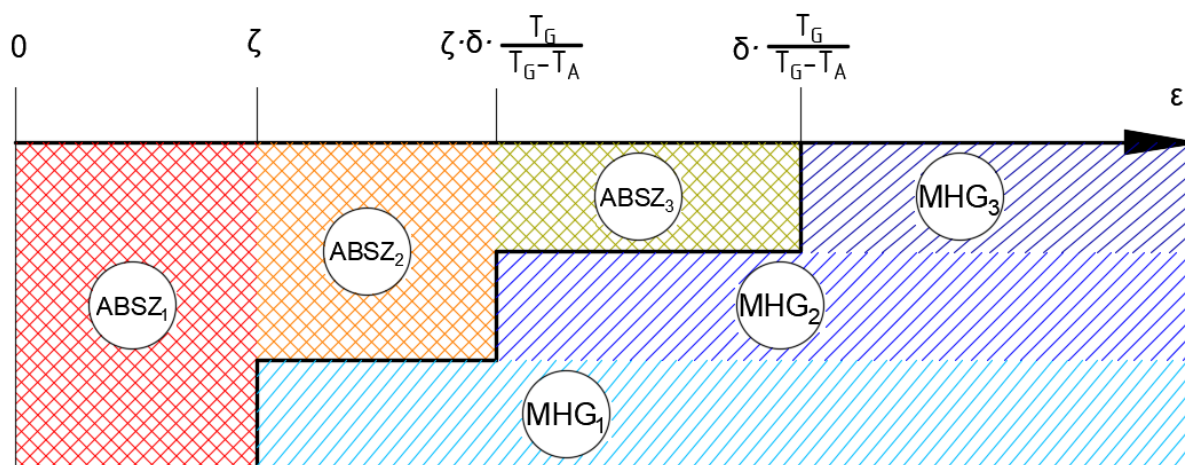


4.18. ábra A hűtőgépek összehasonlítása **(a)** energia-, és exergiaigény; **(b)** energia-, és exergiahatékonyság szempontjából

Érdekes megfigyelni, hogy ha a négy feltételt (energia- és exergia igény illetve hatékonyság) a fajlagos hűtőteljesítménnyel és a hőviszonnyal írjuk fel, akkor a két exergetikai feltétel megegyezik. Azaz a négy feltétel egységbe foglalható és felírható a következő módon:

$$\frac{\varepsilon}{\zeta} \left\{ \begin{array}{l} > \frac{T_G}{T_G - T_A} \rightarrow ENI = EXI = ENH = EXH = MHG \\ < \frac{T_G}{T_G - T_A}; > \delta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A} \rightarrow ENH = ABSZ; ENI = EXI = EXH = MHG \\ < \delta \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A}; > 1 \rightarrow ENI = MHG; EXI = ENH = EXH = ABSZ \\ < 1 \rightarrow ENI = EXI = ENH = EXH = ABSZ \end{array} \right. \quad [-] \quad (4.35)$$

Az **4.19. ábra** ezt szemléletesebben mutatja.



4.19. ábra A fajlagos hűtőteljesítmény függvényében a hűtőgépek összehasonlítása

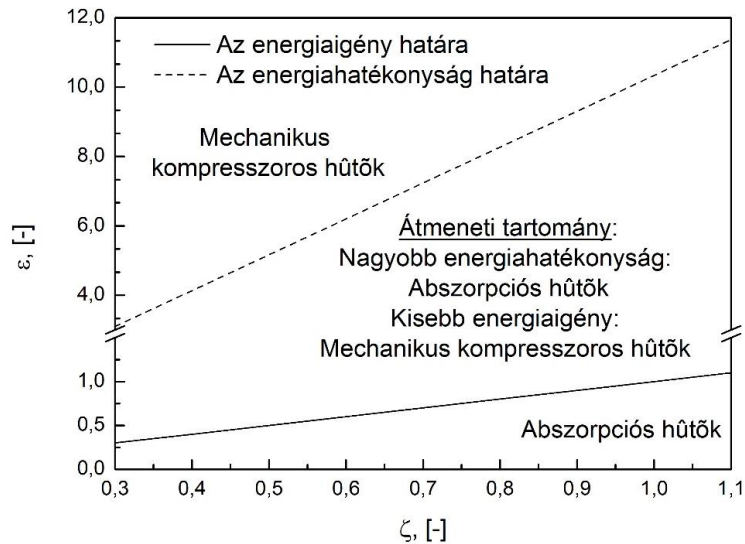
MHG₁: Kisebb energia igény; **MHG₂**: Kisebb energia és exergia igény, magasabb exergetikai hatásfok;

ABSZ₁ és **MHG₃**: Kisebb energia és exergia igény, magasabb energetikai és exergetikai hatásfok;

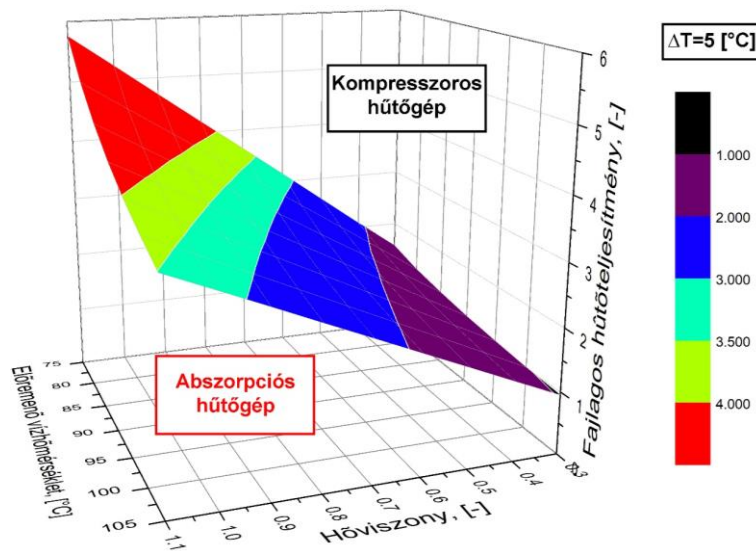
ABSZ₂: Kisebb exergia igény, magasabb energetikai és exergetikai hatásfok;

ABSZ₃: Magasabb energetikai hatásfok

Feltételezve, hogy a kiűzési hőmérséklet 68°C, és a fűtési hőfoklépcső 5 °C akkor az abszorpciós és a kompresszoros hűtőgép energetikai és exergetikai összehasonlításával a **4.20. ábra** bemutatott eredményeket kapjuk.



(a)



(b)

4.20. ábra A kompresszoros és az abszorpciós hűtőgépek összehasonlítása

(a) energetikai, illetve (b) exergetikai szempontból

A fűtővíz hőmérsékletének függvényében a „ δ ” tényező értéke 0,31-0,51 között változott. A 4.20. ábra (a) részletéről látható, hogy ilyen feltételek mellett energetikai szempontból 3 tartományt tudunk elkülöníteni. Ha a fajlagos hűtőtéljesítmény értéke a szaggatott vonal felett marad, a vele összehasonlított, eltérő hőviszonyú abszorpciós hűtőgépek esetén, akkor kompresszoros hűtőgép, mint energiahatékonyság, mind energiaigény szempontjából jobb választás. Ha a folytonos vonal alá esik az értéke, akkor energetikai szempontból az abszorpciós hűtőgép a jobb választás. Ha viszont a két vonal közötti átmeneti tartományba esik, akkor az a helyzet áll elő, hogy az abszorpciós hűtőgép működtetéséhez több energia szükséges (energiaigény szempontjából rosszabb választás), de azt nagyobb hatékonysággal használja fel (energiahatékonyabb). Exergetikai szempontból a helyzet egyszerűbb. Az előremenő fűtővíz

hőmérsékletének és az abszorpciós hűtőgép hőviszonyának ismeretében meghatározható egy érték, mely felettinek kell lennie a fajlagos hűtőtéljesítménynek ahhoz, hogy exergetikailag (igény és hatékonyság szempontjából is) jobb választás legyen a kompresszoros hűtőgép.

4.3.2 Az abszorpciós gép értékelése egy új tényezővel

A termokémiai kompresszort, két hőárammal („ Q_A ”; „ Q_G ”) és két hőmérséklettel („ T_A ”; „ T_G ”) jellemezhetjük. A két hőáram viszonyára bevezetem a **termokémiai teljesítmény viszonyszám** fogalmát, mely nem más mint az abszorberben elvezetett és a kiűzőbe bevezetett hőáram aránya:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_G} \quad (4.36)$$

Az abszorpciós hűtőgépek hőáram és entrópia mérlegegyenletét felhasználva a készülék bármely hőteljesítménye felírható az egyenletekben szereplő másik kettővel és a működési hőmérsékletekkel.

Ha ezt kihasználva fel akarjuk írni a hűtési illetve fűtési hőviszonyt a bevezetett termokémiai teljesítmény viszonyszám függvényében, a következőt kapjuk:

$$\zeta = \frac{T_0}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_C - T_0} \cdot \beta + \frac{T_0}{T_G} \cdot \frac{T_G - T_C}{T_C - T_0} \quad (4.37)$$

$$\zeta_H = \frac{T_0}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_C - T_0} \cdot \beta + \frac{T_C}{T_G} \cdot \frac{T_G - T_0}{T_C - T_0} \quad (4.38)$$

A hűtési és fűtési termokémiai hatásfok is felírható a viszonyzámmal:

$$\eta_{KC,ABSZ} = \frac{T_G}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_G - T_A} \cdot \beta + \frac{T_G - T_C}{T_G - T_A} \quad (4.39)$$

$$\eta_{HC,ABSZ} = \frac{T_0 \cdot T_G}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_C \cdot T_G - T_0 \cdot T_A} \cdot \beta + \frac{T_C \cdot (T_G - T_0)}{T_C \cdot T_G - T_0 \cdot T_A} \quad (4.40)$$

Az abszorpciós gépek harmadik fontos jelzőszáma, az exergetikai hatásfok is felírható a termokémiai teljesítmény viszonyzámmal:

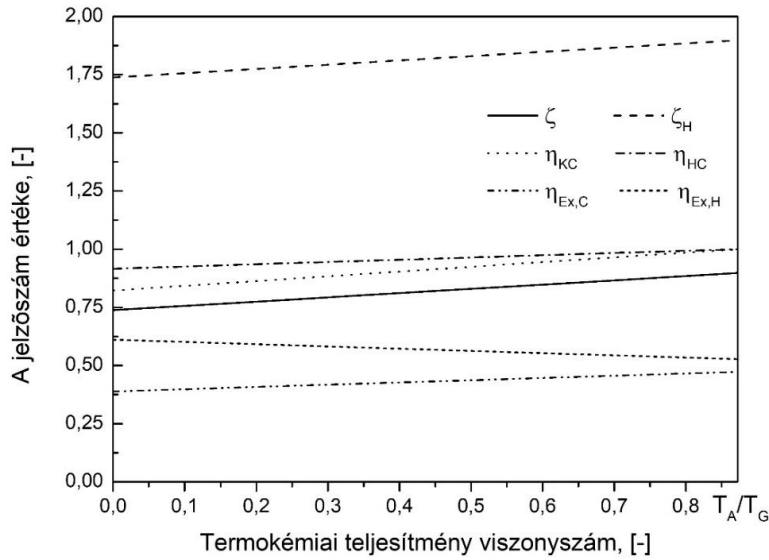
$$\eta_{Ex,C,ABSZ} = \frac{T_G}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X} \cdot \beta + \frac{T_G - T_C}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X} \quad (4.41)$$

$$\eta_{Ex,H,ABSZ} = \frac{T_G}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X} \cdot \beta + \frac{T_G - T_0}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_C - T_X}{T_G - T_X} \quad (4.42)$$

A fűtési termokémiai és exergetikai hatásfok közötti kapcsolat szintén felírható:

$$\eta_{Ex,H,ABSZ} = \eta_{HC,ABSZ} \cdot \frac{T_C \cdot T_G - T_A \cdot T_0}{T_C \cdot (T_G - T_X)} \cdot \frac{T_C - T_X}{T_C - T_0} - \beta \cdot \frac{T_G \cdot T_X}{T_A \cdot T_C} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_G - T_X} \quad (4.43)$$

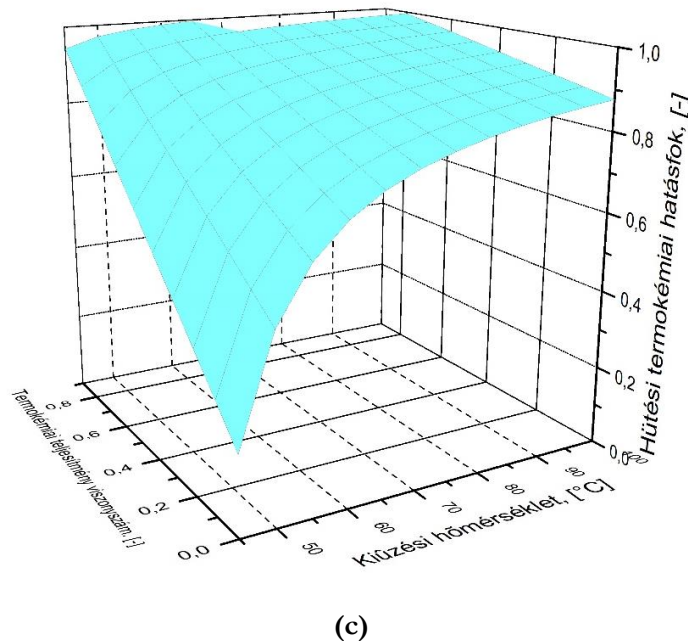
Ha a (4.37)–(4.42)-es összefüggések alapján ábrázoljuk az abszorpciós gépek jelzőszámait a termokémiai teljesítményviszonyszám függvényében a **4.21. ábra** kapjuk eredményül.



4.21. ábra Az abszorpciós hűtők és hőszivattyúk mennyiségi és minőségi jelzőszámainak alakulása a termokémiai teljesítmény viszonyyszám függvényében

Érdeemes a vizsgált összefüggésekben még egy paramétert „felszabadítani”. Kézenfekvő a kiűzési hőmérsékletet, melyet a külső hőforrással hozunk létre a kiűzőben. Ez a gépben előforduló legmagasabb üzemi hőmérséklet, értéke jelentős mértékben befolyásolja a készülék hatékonyságát. A kiűzési hőmérséklet és a termokémiai teljesítményviszonyyszám függvényében látható a hűtési **((a) rész)** és a fűtési **((b) rész)** hőviszony, a hűtési **((c) rész)** és a fűtési **((d) rész)** termokémiai hatásfok valamint a hűtési **((e) rész)** és a fűtési **((f) rész)** exergetikai hatásfok a **4.22. ábrán**.

lásd a **4. függelékben**



(a)-(b) és (d)-(f)

(c)

4.22. ábra A két vizsgált paraméter függvényében a ... **(a)** hűtési **(b)** fűtési hőviszony; **(c)** hűtési **(d)** fűtési termokémiai hatásfok; **(e)** hűtési, **(f)** fűtési exergetikai hatásfok

A fűtési és hűtési termokémiai hatásfok egyenleteit vizsgálva, kijelenthető, ahhoz, hogy a készülék, elérje a 100%-os hatásfokot, a kondenzációs („ T_C ”) és az abszorpciós hőmérsékletnek („ T_A ”) meg kell egyeznie. Ez pedig azt jelenti, hogy a valós hűtési és fűtési hőviszony csak ekkor éri el maximumát, azaz a Carnot-féle hőviszonyt.

A **4.21. ábrát** vizsgálva kitűnik, hogy a termokémiai teljesítmény viszonzyszámnak két szélsőértéke van. Az egyik, az mikor az abszorberben nem történik hőelvonás. A másik látszólag az, amikor az abszorberben akkora hőt vonunk el, mint amekkorát a kiűzőben bevittünk. De, a valós hőviszonynak a maximuma a Carnot-féle hőviszony. Ebből visszszámolva kapjuk a termokémiai teljesítmény viszonzyszám valós felső szélsőértékét:

$$\beta \leq \frac{T_A}{T_G} \quad (4.44)$$

Az **4.22. ábra** alapján kijelenthető, hogy a növekvő kiűzési hőmérséklet mindegyik jelzőszám értékét növeli.

A termokémiai teljesítményviszonzyszám esetén, viszont ez nem ilyen egyértelmű. A vizsgált jelzőszámoknál növekvő értékéhez növekvő hatékonyság társul, egyedül a fűtési exergetikai hatásfok csökken. További érdekességként figyelhető meg, hogy a fűtési és hűtési exergetikai hatásfokok összege pontosan 100%, függetlenül a külső hőmérséklettől vagy a termokémiai teljesítmény viszonzyszámtól. Ezt felhasználhatjuk az exergetikai mérlegegyenlet felírásához.

Tehát a következő állítás tehető a **4.21. ábra** alapján:

$$\eta_{Ex,C,ABSZ} + \eta_{Ex,H,ABSZ} = 1 \quad (4.45)$$

A két hatásfok a részegységeknél bevezetett illetve elvont energiaáram exergia-tartalmának aránya. Ezt behelyettesítve a következőt kapjuk:

$$\frac{Ex_A + Ex_C}{Ex_G} + \frac{Ex_0}{Ex_G} = 1 \quad (4.46)$$

Ez az exergetikai-mérlegegyenlet, rendezve:

$$Ex_0 + Ex_A + Ex_C = Ex_G \quad (4.47)$$

Elsőre nem ezt várnánk, a hőáram- és az entrópia-mérlegegyenlet alapján. Viszont pont ezek alapján bizonyítható. A két mérlegegyenlet alapján felírható:

$$\dot{Q}_0 \cdot \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_C} \right) - \dot{Q}_A \cdot \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_C} \right) = \dot{Q}_G \cdot \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_G} \right) \quad (4.48)$$

Ezt rendezzük, úgy át, hogy a zárójelben ne szerepeljen tört mennyiség:

$$\frac{\dot{Q}_0}{T_0 \cdot T_C} \cdot (T_C - T_0) - \frac{\dot{Q}_0}{T_A \cdot T_C} \cdot (T_C - T_A) = \frac{\dot{Q}_G}{T_C \cdot T_G} \cdot (T_G - T_C) \quad (4.49)$$

Mindkét oldalt szorozzuk fel „ T_X ” referencia hőmérséklettel:

$$\frac{\dot{Q}_0}{T_0 \cdot T_C} \cdot (T_C \cdot T_X - T_0 \cdot T_X) - \frac{\dot{Q}_0}{T_A \cdot T_C} \cdot (T_C \cdot T_X - T_A \cdot T_X) = \frac{\dot{Q}_G}{T_C \cdot T_G} \cdot (T_G \cdot T_X - T_C \cdot T_X) \quad (4.50)$$

Használjuk fel az alábbi azonosságot:

$$a \cdot b - a \cdot c = a \cdot b - b \cdot c + b \cdot c - a \cdot c = b \cdot (a - c) + c \cdot (b - a) \quad (4.51)$$

A következőt kapjuk:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 \cdot \frac{T_C - T_X}{T_C} + \dot{Q}_0 \cdot \frac{T_X - T_0}{T_0} - \dot{Q}_A \cdot \frac{T_C - T_X}{T_C} - \dot{Q}_A \cdot \frac{T_X - T_A}{T_A} \\ = \dot{Q}_G \cdot \frac{T_X - T_C}{T_C} + \dot{Q}_G \cdot \frac{T_G - T_X}{T_G} \end{aligned} \quad (4.52)$$

Egyszerűsítve és a „ T_C ”-t tartalmazó tagokat egy oldalra rendezve:

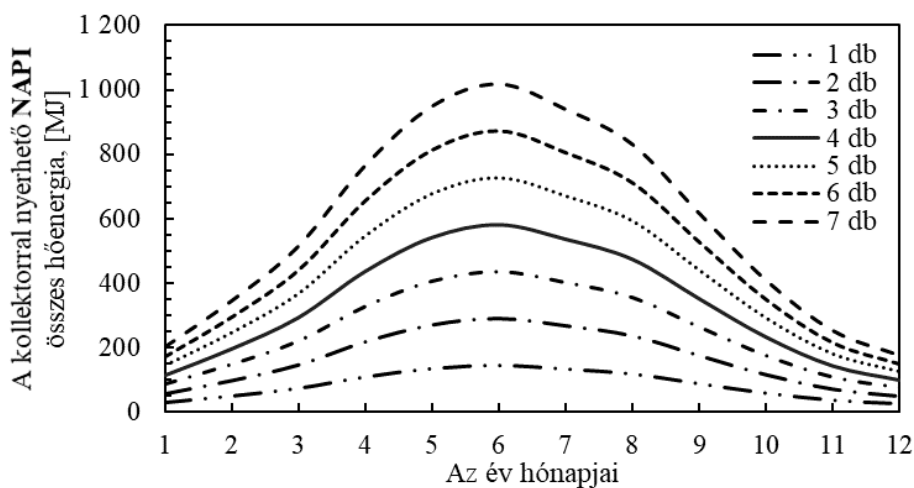
$$\dot{Q}_0 \cdot \frac{T_X - T_0}{T_0} + \dot{Q}_A \cdot \frac{T_A - T_X}{T_A} - \dot{Q}_G \cdot \frac{T_G - T_X}{T_G} = (\dot{Q}_A - \dot{Q}_G - \dot{Q}_0) \cdot \frac{T_C - T_X}{T_C} \quad (4.53)$$

Ha ebbe behelyettesítjük az egyes részegységeknél bekövetkező exergia-változásokat visszkapjuk a (4.47)-es exergia-mérlegegyenletet.

Vagyis a kiűzőben a munkaközeg által felvett exergia-változás megegyezik az elpárologtatóban felvett és az abszorberben, valamint a kondenzátorban leadottak összegével.

4.3.3 A napenergiával működtetett abszorpciós hűtőgép

Megvizsgáltam, hogy a minta napkollektorok alkalmazásakor mekkora hőenergiát nyerek egy átlagos napon az adott hónapban, illetve egy teljes hónap alatt. Ezt mutatja a **4.23. ábra**.



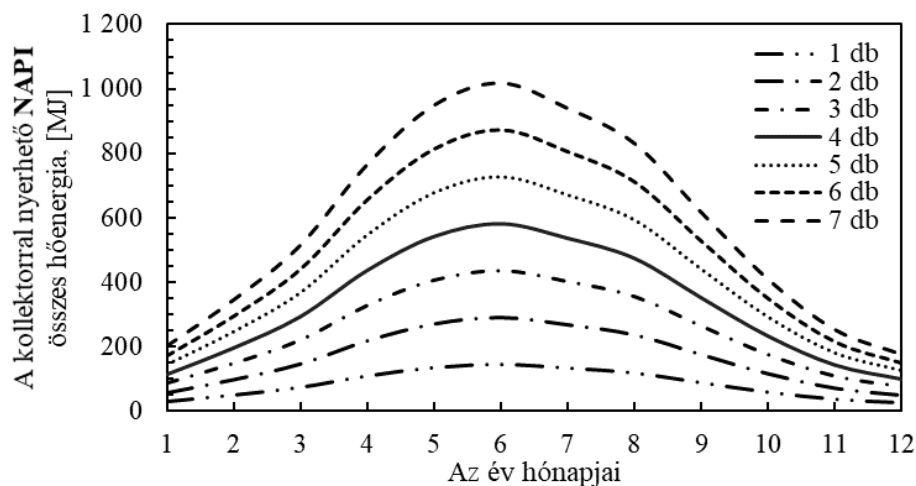
lásd a 4. függelékben

(a)

(b)

4.23. ábra A minta kollektor típusal nyerhető hőenergia mennyisége, egy átlagos napon a (a) vizsgált hónapban, (b) az egész hónap alatt, [MJ]-ban, eltérő kollektor szám esetén, 84°C-os fűtendő közegnél

A **4.24. ábra** bemutatom, hogy a vizsgált abszorpciós hűtőgép alkalmazásakor mennyi hidegenergiát tudok nyerni egy átlagos napon az adott hónapban, illetve egy teljes hónap alatt, eltérő kollektorszám mellett.



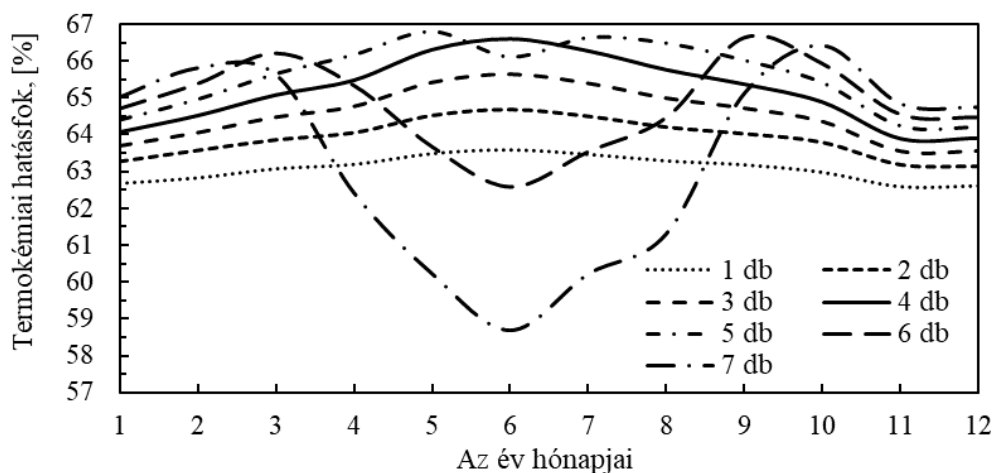
lásd a 4. függelékben

(a)

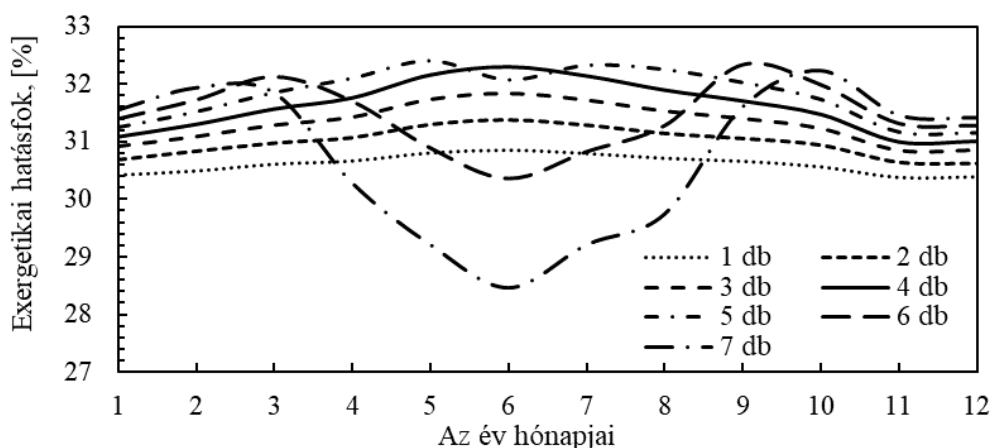
(b)

4.24. ábra A minta hűtőgéppel nyerhető hidegenergia mennyisége **(a)** egy átlagos napon a vizsgált hónapban **(b)** az egész hónap alatt, [MJ]-ban, eltérő kollektor szám esetén, 7/12°C-os hűtött víznél

A **4.25. ábra** az abszorpciós hűtőgép termokémiai és exergetikai hatásfokának alakulása látható eltérő kollektorszám mellett. Az adott hónaphoz tartozó termokémiai hatásfok, az órai hatásfokok átlagával lett figyelembe véve. A diagramból látható, hogy 5-7 kollektor alkalmazásakor a legmelegebb hónapokban elkezd csökkenni mindkét hatásfok. Ez azt jelenti, hogy hiába biztosítunk többlet hőt az abszorpciós hűtőgép számára, az nem biztos, hogy többlet hidegenergiaként jelenik meg. Ennek oka, hogy az abszorpciós hűtőgéppel nem lehet tetszőleges mennyiségű hidegenergiát létrehozni, hanem csak nagyjából a névleges hűtőkapacitás 110%-át. (Ez a szám gyártmány és hűtőközeg töltet mennyiség függő.)



(a)



(b)

4.25. ábra Az abszorpciós hűtőgép (a) termokémiai (b) exergetikai hatásfokának alakulása az év során, eltérő kollektor szám esetén

A kollektorból az év folyamán kilépő fűtővíz hőmérsékletének statisztikai adatai a 4.23. táblázatban láthatóak.

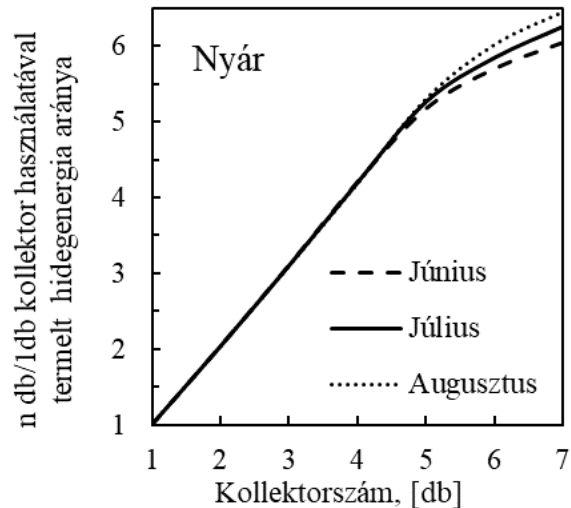
4.23. táblázat A minta kollektorokkal nyerhető fűtővíz statisztikai adatai

Kollektorból szám	Minimum	Maximum	Közéértéke	Átlag	Szórás
1 db	84,00	85,47	84,58	84,65	0,41
2 db	84,00	86,93	85,15	85,29	0,82
3 db	84,00	88,40	85,73	85,94	1,23
4 db	84,00	89,87	86,30	86,58	1,64
5 db	84,00	91,33	86,87	87,23	2,05
6 db	84,00	92,80	87,45	87,87	2,46
7 db	84,00	94,26	88,02	88,52	2,87

Átlagosan 0,65 °C-kal magasabb hőmérsékletű fűtővizet tudunk létrehozni egy kollektor üzembeállításával.

A nyerhető hőenergia egyenesen arányos a kollektorszámmal, viszont a hidegenergia mennyiség nagyobb kollektorszámnál torzul. A négy évszak esetén a 4.26. ábra látjuk ezt. Leginkább nyáron figyelhető meg az említett jelenség.

lásd a 4. függelékben

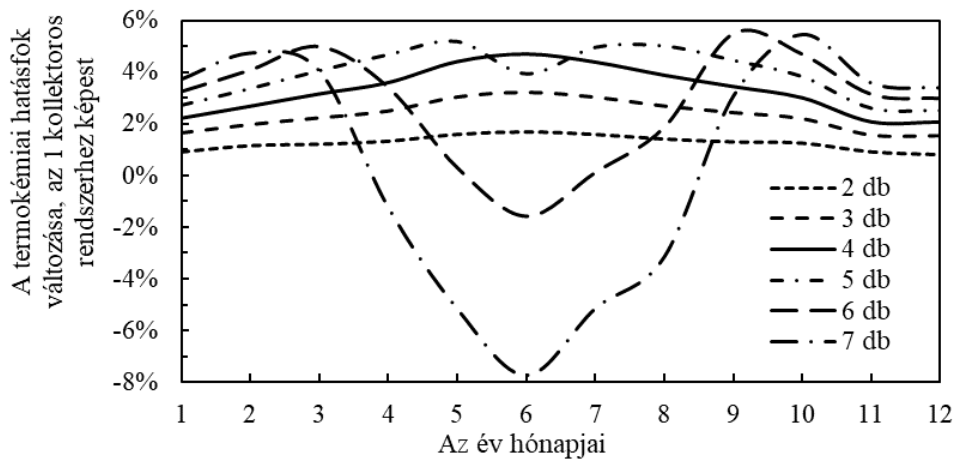


(a)-(c)

(d)

4.26. ábra Tetszőleges számszorosára növeljük a kollektorok számát, hányszorosára változik az egy kollektorral nyert hidegenergia mennyisége a négy évszakban

Ezt mutatja, a **4.27. ábra** is. A termokémiai hatásfok értéke egész évben javul, ha 2-5 kollektort építünk be (0,8-5,5%-kal). Viszont nagyobb kollektorszám esetén a fontosabb nyári hónapokban már csökkenés tapasztalható (akár 7,7% is)



4.27. ábra A termokémiai hatásfok változása az év során az egy kollektorral működő rendszerhez képest

Az exergetikai hatásfok hasonlóan változik az év folyamán. A nyert értékeinek statisztikai vizsgálatát tartalmazza a **4.24. táblázat**.

4.24. táblázat A mintahűtőgép exergetikai hatásfokának statisztikai vizsgálata az év folyamán, eltérő kollektorszámnál

Kollektorok száma	Minimum	Maximum	Középértéke	Átlag	Szórás
1 db	29,88%	31,96%	30,53%	30,64%	0,01

2 db	29,88%	32,00%	31,07%	31,04%	0,01
3 db	29,88%	32,78%	31,40%	31,38%	0,01
4 db	29,87%	33,57%	31,72%	31,70%	0,01
5 db	29,87%	33,81%	31,96%	31,90%	0,01
6 db	25,02%	33,81%	31,74%	31,40%	0,02
7 db	21,45%	33,80%	31,53%	30,55%	0,03

Ezt figyelembe véve úgy döntöttem, hogy megvizsgálom a nyerhető hűtőkapacitás értékét négy kollektor esetén, ahol a hatásfok lefutásában még nem tapasztalható torzulás. Valamint, hogy ez a hűtőkapacitás, hogy viszonyul a hűtőgép névleges hűtőkapacitáshoz. Ezt foglalja össze a nyári hónapokban a **4.25. táblázat**.

4.25. táblázat A 4 db minta kollektorral nyerhető hűtőkapacitás és ennek aránya a mintahűtőgép névleges hűtőkapacitásával

Óra	Június		Július		Augusztus	
	Nyerhető hűtőkapacitás Q_0 , [kW]	Q_0 / Q_N	Nyerhető hűtőkapacitás Q_0 , [kW]	Q_0 / Q_N	Nyerhető hűtőkapacitás Q_0 , [kW]	Q_0 / Q_N
5:00	1,80	16%	1,32	12%	0,40	4%
6:00	3,68	33%	3,05	28%	1,93	18%
7:00	5,98	54%	5,07	46%	4,42	40%
8:00	7,61	69%	6,82	62%	6,07	55%
9:00	9,28	84%	8,60	78%	7,73	70%
10:00	10,65	97%	10,08	92%	9,29	84%
11:00	10,91	99%	10,11	92%	9,83	89%
12:00	11,57	105%	10,74	98%	10,10	92%
13:00	10,71	97%	10,56	96%	9,70	88%
14:00	9,22	84%	9,02	82%	8,20	75%
15:00	7,74	70%	6,85	62%	6,16	56%
16:00	5,56	51%	5,29	48%	4,28	39%
17:00	3,51	32%	3,10	28%	2,36	21%
18:00	1,78	16%	1,36	12%	0,52	5%

Amint látható a táblázatból, a ≈ 11 kW hűtőkapacitás csúcsigényt képesek vagyunk legalább 92%-ban biztosítani négy kollektor alkalmazásakor. Két dolgot javasolt mérlegelni még mérnöki szinten a kollektor számról való döntéskor. Egyrészt a szekunder rendszer fogyasztóinak egyidejűségi

tényezőjét. Másrészt azt, hogy ha túl sok kollektort alkalmazunk akkor a hűtőgép hatásfoka jelentősen csökkenhet, mert a készülék a többlet hőenergiát nem képes hidegenergiává alakítani.

4.3.4 A kútmélyítés hatása

A Kölcsey Központban telepített abszorpciós hűtési rendszert referenciaként használtam ahhoz, hogy elemezni tudjam a geotermikus kutak hőforrásként való kihasználhatóságát. A vizsgálat során **4.26. táblázat** adatait kaptam az abszorpciós hűtőgép elméleti és valós hőviszonyára illetve termokémiai hatásfokára.

4.26. táblázat Az abszorpciós hűtőgép „hatékonysága”

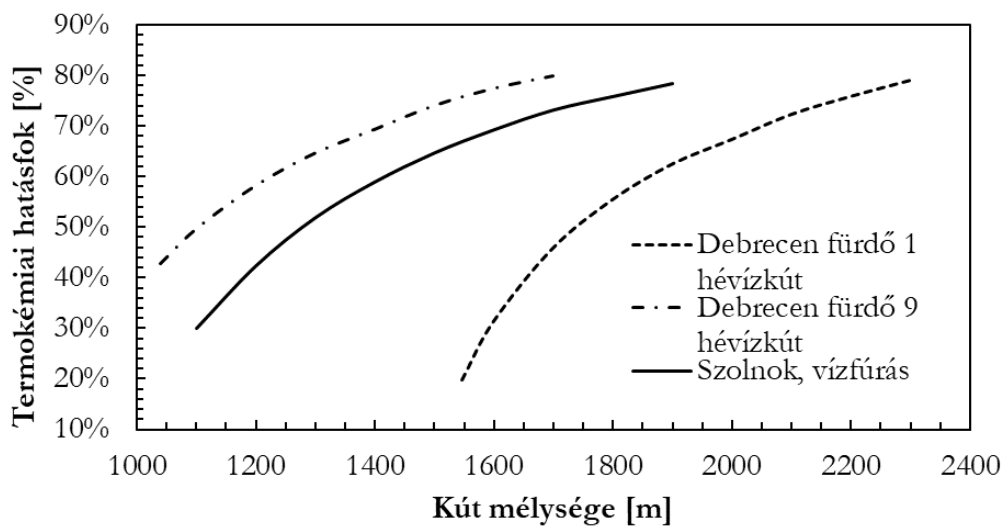
No.	Ideális hőviszony	Valós hőviszony	Termokémiai hatásfoka	Exergetikai hatásfok
	ξ_{KC}	ξ_K	η_{CK}	η_{ex}
0	0,92	0,76	82,17%	39,87%
1	0,83	0,65	78,31%	37,13%
2	0,34	0,08	23,53%	8,68%
3	0,48	0,24	50,00%	20,59%
4	0,39	0,14	35,90%	13,86%
5	0,46	0,22	47,83%	19,44%
6	0,38	0,12	31,58%	12,53%
7	0,50	0,26	52,00%	21,67%
8	0,54	0,31	57,41%	24,47%
9	0,34	0,08	23,53%	8,68%
10	0,63	0,41	65,08%	29,16%
11	0,39	0,14	35,90%	13,62%
12	0,56	0,33	58,93%	25,38%
13	0,64	0,43	67,19%	30,03%
14	0,74	0,54	72,97%	33,92%

Megfigyelhető, hogy az elemzett kutak vízének hőforrásként történő használatakor a hűtőgép termokémiai hatásfoka 23-78% közötti, az exergetikai pedig 8-37% közötti. Vagyis mindkét hatásfok alacsonyabb a referencia rendszer értékeihez képest.

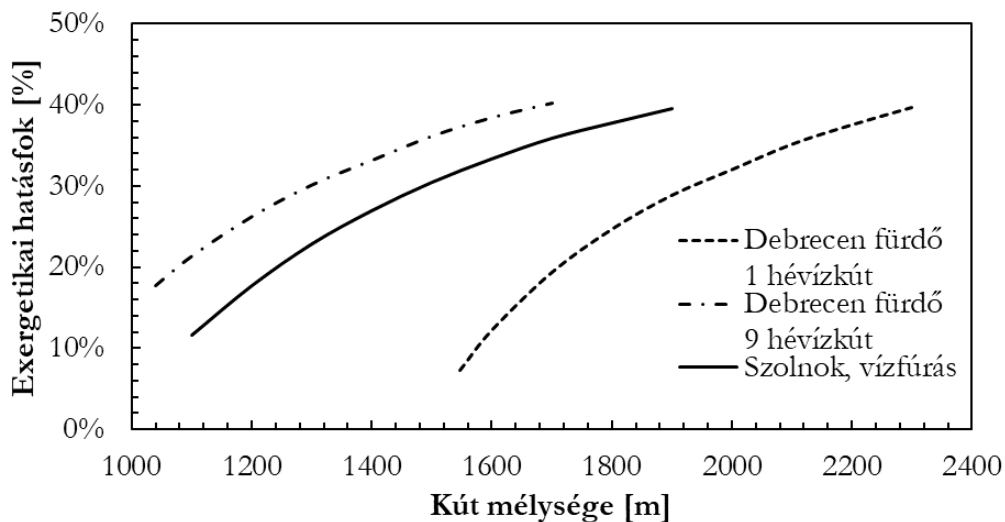
Különböző lehetőségek állnak rendelkezésünkre a hűtőgép hatékonyságának növelésére. A hőáramlás a vizsgált régióban 90-100 mW/m² (Szanyi & Kovács, 2010). Az abszorpciós hűtőgépek nagyobb hatékonyságának elérésére az egyik lehetőség a geotermikus kutakból nyerhető víz hőmérsékletének növelése. Ez a meglévő kutak mélyítésével érhető el, ha a mélyebb rétegekben is

rendelkezésre áll, vagy valószínűleg rendelkezésre áll rétegvíz. Ez a megoldás technológiailag lehetséges, így a kérdés az, hogy gazdaságilag elfogadható-e avagy sem.

Figyelembe véve az elemzett régió geotermikus gradiensét (Szanyi & Kovács, 2010) (Szanyi & Kovács, 1998), meghatározható a termálvíz hőmérsékletének várható növekedése. Az új termálvíz hőmérsékletének felhasználásával kiszámítható az abszorpciós hűtőgép várható új termokémiai és exergetikai hatásfoka A **4.28. ábra(a) részén** a várható termokémiai, a **(b) részén** pedig az exergetikai hatásfok látható a kút mélységének függvényében. Ezen vizsgálatokat csak arra a három kútra végeztem el (két debrecenire és egy szolnokira), ahol valószínűleg rendelkezésre áll a mélyebb rétegekben is rétegvíz. A három kúthoz tartozó görbék az eredeti kútmélységhez tartozó termokémia hatásfok értéktől indulnak.



(a)



(b)

4.28. ábra Az abszorpciós hűtőgép várható (a) termokémiai illetve (b) exergetikai hatásfokának alakulása a kút mélységének függvényében

5 Összefoglalás

5.1 Kezdeti hipotézisek vizsgálata az eredmények tükrében

A kutatásom előtt négy komolyabb hipotézisem volt. Ezek részben igazolódtak, részben cáfolódtak.

Az első hipotézisem az volt, hogy a hőterhelés leginkább az árnyékolásra lesz érzékeny a vizsgált jellemzők közül. A könnyebb értékeléshez bevezettem a hőterhelés változási szöveget. Ennek értékeit a **4.9. táblázat** tartalmazza. Ennek alapján a három vizsgált jellemzőből az árnyékolásnak a legkisebb a hatása. Az üvegezés összesített sugárzás átbocsátási tényezőjének, és főképp az üvegezés arányának a változása sokkal nagyobb mértékben befolyásolja a hőterhelést, mint az árnyékolás változása.

A második hipotézisem az volt, hogy a falhűtéssel nagyobb lesz a fajlagosan elvonható legnagyobb hőáram nagysága. A **4.20. táblázat** értékei szerint, nincs érdemi különbség ebből a szempontból a fal és a mennyezethűtés között.

A harmadik hipotézisem az volt, hogy mennyezethűtéssel mind a számolt PMV, mind a szubjektív AMV értékről jobban közelíti az ideális komfort állapotot, mint a falhűtés. A **4.8. ábra** szerint a számolt PMV értékben nincs, vagy alig van különbség a két megoldás között. Viszont a szubjektív AMV értékek esetén, a **4.9. ábra** szerint, a várakozásomnak megfelelő eredményt kaptam.

A negyedik hipotézisem az volt, hogy lehet találni olyan esetet, amikor energetikailag és exergetikailag is jobb választás az abszorpciós hűtőgép. A **4.20. ábra** szerint ez lehetséges. Viszont azt is megmutatta az ábra, hogy bár az abszorpciós hűtőgépnek majdnem mindig nagyobb az energiaigénye, de annak exergia-tartalma sokkal kisebb lehet. Azaz rosszabb minőségű energiával is tudjuk hatékonyabban működtetni az abszorpciós hűtőgépeket.

5.2 Eredmények hasznosíthatósága

Véleményem szerint a nyert eredményeket, egymástól függetlenül, több ponton be lehet illeszteni az épületgépész tervezői gyakorlatba.

Ha nem az érvényes szabvány szerint számoljuk a hőterhelést, hanem valamilyen más számolási módszert alkalmazunk, akkor komoly eltérések fordulhatnak elő, a hűtési rendszer tervezési alapját jelentő hőterhelés értékében. Az újabb szabványok számolási eljárását a friss, és egyre alaposabb mérési eredményekhez igazodva adják meg. Így ha a gyakorlat nem követi ezt a trendet, a tervezésük kiinduló adata hibás lesz, mivel a hőterhelés a hűtési energialeadók kiválasztási alapadata.

Az érvényes szabvány számítási eljárását vizsgáltam arra nézve, hogy a hőterhelés mely olyan építészeti jellemzőkre érzékeny, amelyek nemcsak új építésű, de akár felújításra szoruló épületek

esetén is befolyásolható. Megállapítottam, hogy az üvegezés részaránya a külső határoló szerkezeten a hőterhelés értékét leginkább befolyásoló jellemző. Ezután az üvegezés összesített sugárzás átbocsátó képessége („g”) és az árnyékolási arány következik. Mindhárom jellemző mellett megfigyelhető volt, hogy a mennyezethűtés érzékenyebb ezen jellemzőkre. Ez azt jelenti, ha mennyezethűtést akarunk a helyiségbe, akkor kiemelt szerepet kell szánni ezen három paraméterre, már építészeti tervezés során is.

A komfortmérések kimutatták, hogy fal és mennyezethűtésnél is a szubjektív AMV értékek alacsonyabbak, mint a termikus adatok alapján számolt PMV érték. Továbbá kimutatták azt is, hogy a hűtés (és a szellőzés) kikapcsolása után, a belső környezettel való elégedetlenség lassabban emelkedik mennyezethűtésnél, mint falhűtésnél. Ez felveti annak lehetőségét, hogy (nedves és száraz technológiás) mennyezethűtés esetén (is), a rendszer működési idejét csökkenteni lehet.

A felülethűtés energialeadásának értékelésére új összefüggéseket dolgoztam ki. Ezek alkalmasak az energia mennyiségének és minőségének értékelésére. Segítségükkel értékelni lehet a tervezést és kialakítást. Az összefüggések gyakorlati alkalmazási példája a felépített hőterhelés adatbázishoz megmutatta, hogy egy fal hűtésével valószínűleg nem tudjuk kihűteni a helyiséget. Továbbá megmutatta, hogy felesleges fal- és mennyezethűtés esetén is nagyjából 10°C alatti vízhőmérsékletet előállítani, mivel ez esetben felületi kondenzáció alakulna ki. Kimutattam, hogy ha mennyezethűtést szeretnénk alkalmazni, akkor kerülni kell a 80%-os üvegezési arányt és a nyugati tájolást. Továbbá kimutattam, hogy a tervezői gyakorlatban használt hőfoklépcsőnél hiába árnyékolunk jelentősen és alkalmazzuk a legjobb minőségű ablakokat, városi környezetben, ez nem elégséges ahhoz, hogy a mennyezethűtés magában ki tudja hűteni a helyiséget. Csökkenteni kell az üvegezési arányt és az ablakok tájolását is át kell gondolni.

Energia- és exergia igény és hatékonyság szempontjából összehasonlítottam, a mechanikus kompresszoros és az abszorpciós hűtőgépeket. Az összehasonlítás eredményét általánosítottam és matematikai összefüggéssé formáltam. Ez alkalmas lehet a gépészeti tervezők számára, hogy a nevezett szempontok alapján választhassanak a kétféle hűtőgép közül. Természetesen nekik még egyéb szempontokat is mérlegelni kell (pl. beruházási és üzemeltetési költségek).

Az abszorpciós hűtőgépek energetikai és exergetikai jelzőszámait függetlenítettem a hőáramoktól, egy új tényező bevezetésével. Így a jelzőszámok csak a hőmérsékletektől és az új tényezőtől függenek. Ez lehetőséget ad, a különféle gyártmányú abszorpciós hűtőgépek összehasonlítására.

Vizsgáltam az abszorpciós hűtőgépeknél a napenergia és a geotermikus energia hasznosítási lehetőségeit. Figyelembe véve a készülék kialakítását, arra jutottam, hogy bár mindkettő használható, de a napenergia hasznosítási lehetősége korlátozottabb. Az abszorpciós hűtőgéphez a

parabolavályús napkollektorok a legalkalmasabbak, de csupán kis hűtőkapacitás tartományban használható.

A geotermikus energiahasznosításában nagyobb lehetőségek rejlenek. Kimutattam, hogy a jelenlegi geotermikus kutakból kinyert fűtővízzel is működhetnek ezek a készülékek, igaz elég rossz termokémiai hatásfokkal. Viszont technológiailag lehetséges ezen kutak mélyítése. Néhány száz méter mélyítés esetén, mint a termokémiai, mind az exergetikai hatásfok drasztikusan nő. Ezen módszer használatának viszont az a korlátja, hogy a kívánt mélységben legyen rétegvíz.

5.3 További kutatási lehetőségek

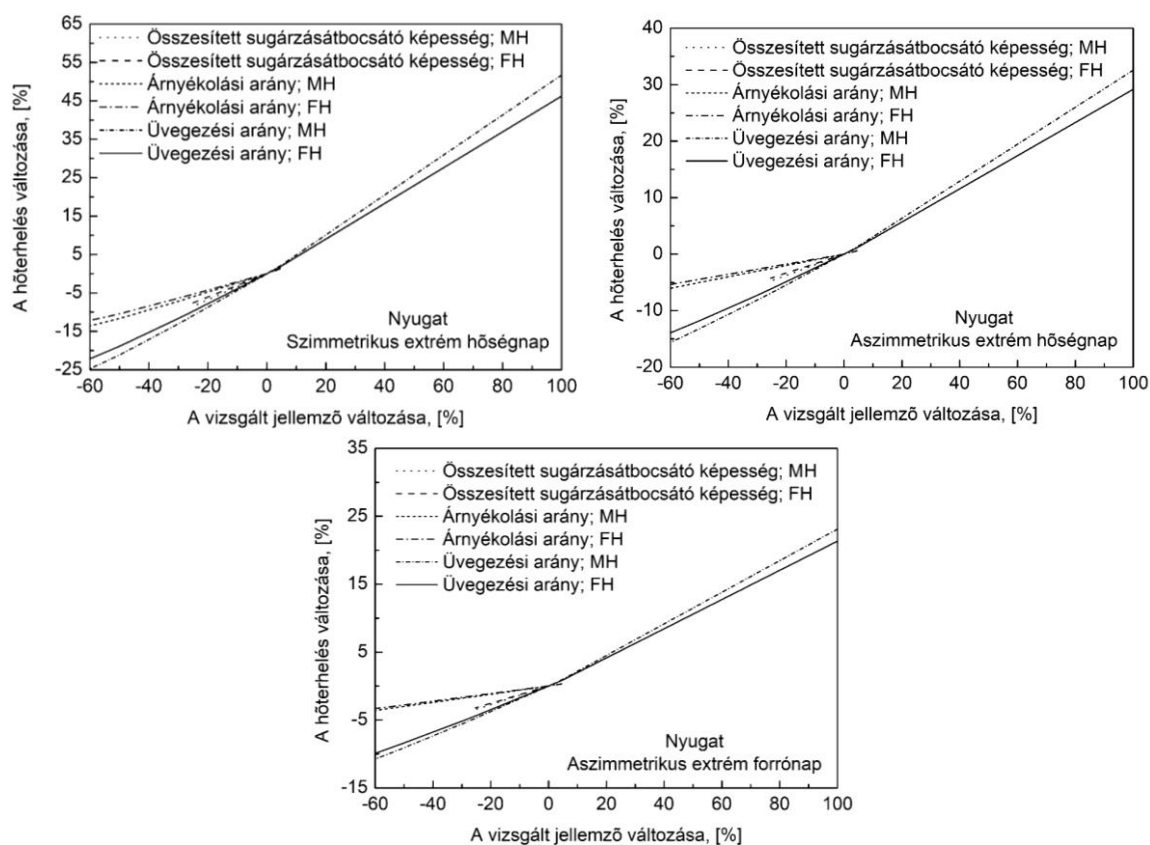
A disszertációban bemutatok eredmények és munka további kutatási lehetőségeket hordoz magában, melyekkel foglalkozni szeretnék a jövőben. A főbb terveim következők:

- 1) Az érvényes hőterhelés szabvány érzékenységet vizsgálom, a felhasználói szokásokat figyelembe vevő jellemzők felől. Ilyen jellemző a belső léghőmérséklet, a benttartózkodók száma, vagy a friss levegő igény.
- 2) A komfort mérések közül kimaradt a padlóhűtés vizsgálata és összehasonlítása a másik két hűtési megoldásból, technikai okok miatt. Továbbá érdemes lenne más korú vizsgálati alanyokra is kiterjeszteni a méréseket.
- 3) Továbbá felvetődött a mérések során, hogy a mennyezethűtés kikapcsolása után tovább éreztette a hatását a falhűtéshez képest. Ez felveti a szakaszos üzemeltetés lehetőségét. Ennek lehetséges energetikai és gazdaságossági vizsgálata.
- 4) A legnagyobb elvonható hőterhelés összefüggéseibe beépíthető még a sugárzási aszimmetria okozta diszkomfort, mint harmadik feltétel.
- 5) A felülethűtés energialeadóinak energetikai és exergetikai jellemzésére kidolgozott összefüggéseket adaptálni lehet a többi hűtési energialeadóra, azok speciális tulajdonságait figyelembe véve. Ezzel kidolgozható a legfontosabb hűtési rendszerek átfogó értékelése.
- 6) A teljes energiahasznosítású abszorpciós hűtőgépek és hőszivattyúk energetikai és exergetikai jellemzése a termokémiai teljesítmény viszonyszám segítségével.
- 7) További lehetőségek vannak a geotermikus energiával működő abszorpciós hűtőgépek vizsgálatában. Japánban az abszorpciós hűtőket távhűtési hálózatok alapgépeként (is) használják. A geotermikus energia távfűtési hálózatokba integrálása egy vizsgált terület. A geotermikus távhűtésben még sok a kutatásra váró részterület.

5.4 Új eredmények, tézisek

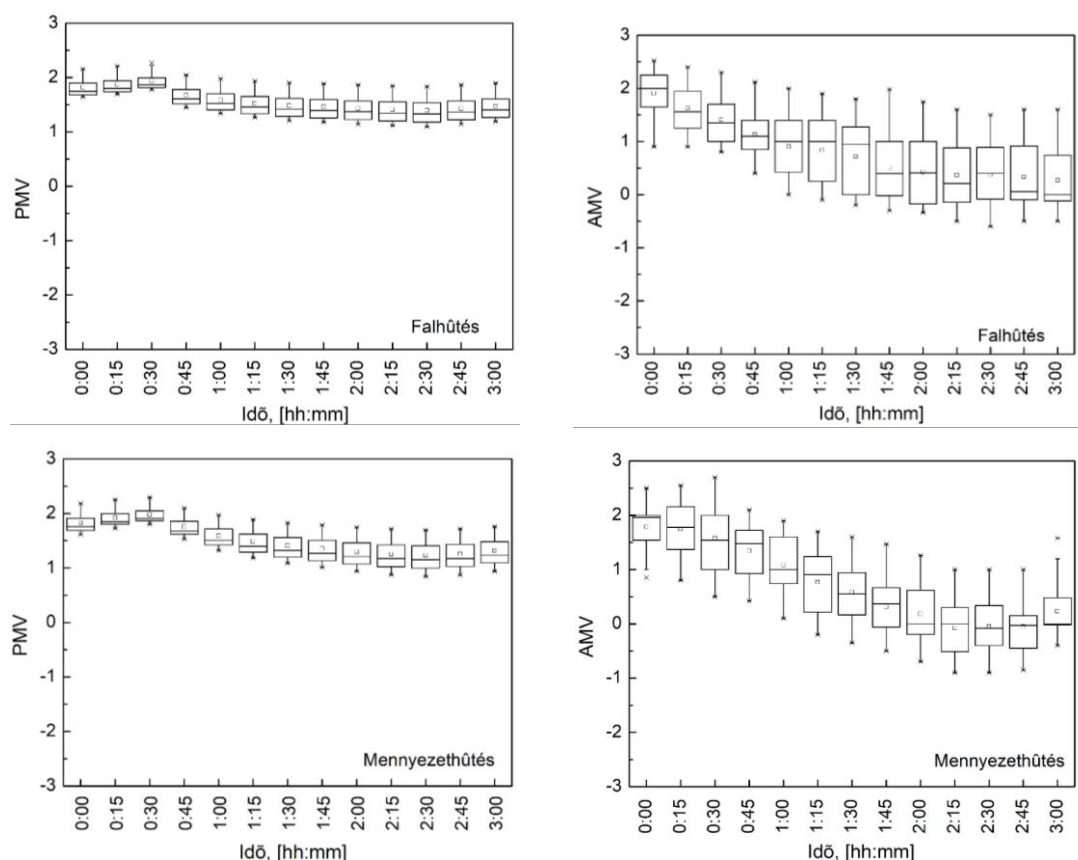
1) Az épületek hőterhelését három különböző számítási módszer alkalmazásával vizsgáltam. AZ MSZ EN ISO 52016-1:2017 módszerénél, három mintanap adatai alapján elemeztem a hőterhelés érzékenységet falhűtés és mennyezethűtés esetében az üvegezési arány, a tájolás, az árnyékolás és az összesített sugárzásátbocsátó képesség függvényében.

648 eset számítási eredményei alapján megállapítottam, hogy a hőterhelés változása eltérő a vizsgált paraméterek esetében. Tájolástól függetlenül, sorrendben az üvegezési arány, az összesített sugárzásátbocsátó képesség, illetve az árnyékolás okozza a legnagyobb hőterhelés változást. A tájolás vonatkozásában, a hőterhelés változása a vizsgált paraméterek esetében eltérő. A vizsgált mintanapokon sorrendben a NY-i, a D-i, a K-i, illetve az É-i tájolások esetében tapasztalható a legnagyobb változás a hőterhelés értékében.



2) Kontrollált belső környezeti paraméterek mellett, huszonnégyszáz alany bevonásával (tizenkét nő, tizenkét férfi) laboratóriumban végzett három órás hőérzeti mérésekkel igazoltam, hogy úgy a fal-, mint a mennyezethűtés esetében a számított PMV értéke nagyobb, mint az alanyok hőérzetre vonatkozó szubjektív értékelése a hét pontos hőérzeti skálán. ANOVA statisztikai módszer alkalmazásával $p=0,05$ szignifikancia szint mellett kimutattam, hogy nemtől függetlenül a számított és a valós szubjektív hőérzeti értékek között szignifikáns az eltérés.

Az előanyagokon végzett mérések alapján kijelentem, hogy mennyezethűtés legalább kétórás folyamatos működését követő kikapcsolás után, tovább érzik a benn tartózkodók kellemesebbnek a környezetet, mint falhűtésnél



- 3) A felületi lecsapódást, mint peremfeltételt figyelembe véve, adott zárt tér esetében, meghatároztam a fal-, illetve mennyezethűtéssel elvonható maximális hőterhelés értékének összefüggését. Úgy a fal-, mint a mennyezethűtés esetében új energetikai és exergetikai jelzőszámokat dolgoztam ki és meghatároztam ezek kapcsolatát.

Maximális hőterhelés:

$$\dot{Q}_{HT,max} = \left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{HT,R} = \frac{(2 \cdot \bar{T}_{c,min} - 2 \cdot T_{a,0}) \cdot U_1 \cdot A \cdot L \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}{L \cdot m \cdot l + 2 \cdot U_1 \cdot A \cdot R_c \cdot \tanh(0,5 \cdot m \cdot l)}, \text{ ha } \dot{Q}_{HT,R} \geq \dot{Q}_{HT,RH} \\ \dot{Q}_{HT,RH} = A \cdot \alpha_1 \cdot \frac{(B_1 + T_{a,0} - 273,15)^2 \cdot \ln RH}{A_1 \cdot B_1 - (B_1 + T_{a,0} - 273,15) \cdot \ln RH}, \text{ ha } \dot{Q}_{HT,R} < \dot{Q}_{HT,RH} \end{array} \right.$$

Új energetikai (3) és exergetikai (1) jelzőszámok:

$$\gamma_{ad,s} = \frac{\dot{Q}_{HT,max}}{\dot{Q}_{HT}} \quad [\%]$$

$$\gamma_{ad,w} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{HT}} \quad [\%]$$

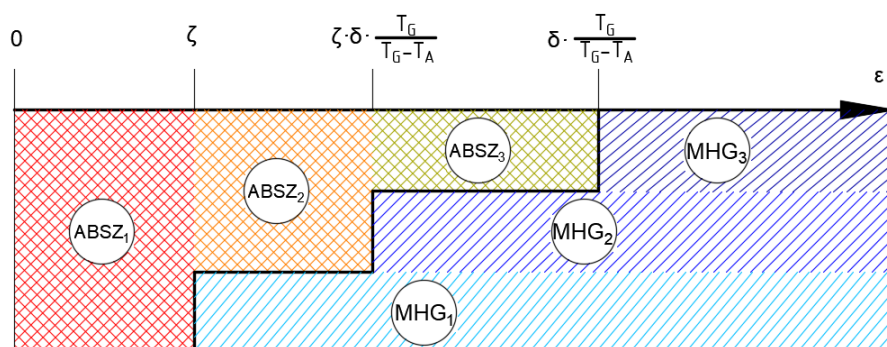
$$\gamma_{res} = 1 - \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{HT,max}} \quad [\%]$$

$$\eta_{ex} = \left[\frac{T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0} \cdot T_{H,0}}{T_{c,1} \cdot T_{c,2} \cdot T_H} \cdot \frac{T_a \cdot T_H - T_{c,1} \cdot T_{c,2}}{T_{a,0} \cdot T_{H,0} - T_{c,1,0} \cdot T_{c,2,0}} \right] \cdot \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{HT,max}} \quad [\%]$$

A jelzőszámok kapcsolata:

$$\eta_{ex} = (1 - \gamma_{res}) \cdot \gamma = \frac{\gamma_{ad,w}}{\gamma_{ad,s}} \cdot \gamma$$

- 4) Energetikai és exergetikai szempontból, eltérő hőfoklépcsők mellett, összehasonlítottam a kompresszoros és az abszorpciós hűtőgépek hatékonyságát és igényeit. Meghatároztam azokat a jelzőszámokat, melyek alkalmazásával egyszerűsített számítási eljárással kimutatható egy adott hűtési rendszer esetében, hogy melyik hidegenergiatermelő alkalmazása az előnyösebb.



MHG₁: Kisebbs energia igény; **MHG₂**: Kisebbs energia és exergetia igény, magasabb exergetikai hatásfok; **MHG₃**: Kisebbs energia és exergetia igény, magasabb energetikai és exergetikai hatásfok; **ABSZ₂**: Kisebbs exergetia igény, magasabb energetikai és exergetikai hatásfok; **ABSZ₃**: Magasabb energetikai hatásfok

- 5) A megújuló energiaforrásokot is felhasználó abszorpciós hűtőgépekre vonatkozóan bevezettem a termokémiai teljesítmény viszonzyszám fogalmát és kidolgoztam az összefüggését. A termokémiai teljesítmény viszonzyszám és a gép üzemi hőmérsékleteinek használatával a hőviszony, a termokémiai hatásfok és az exergetikai hatásfok meghatározható. A hőviszony, a termokémiai – és az exergetikai hatásfok egyszerűsített meghatározásához, az abszorpciós hűtőgépek főbb jellemzői alapján, diagramokat dolgoztam ki.

A termokémiai teljesítmény viszonzyszám:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_G}$$

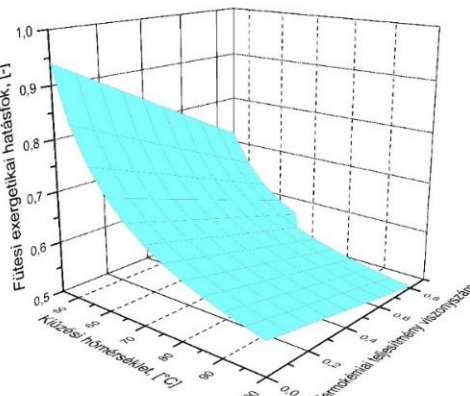
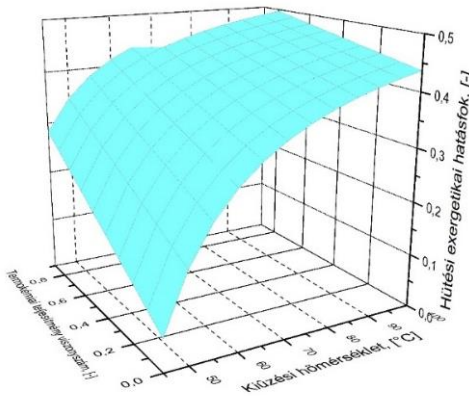
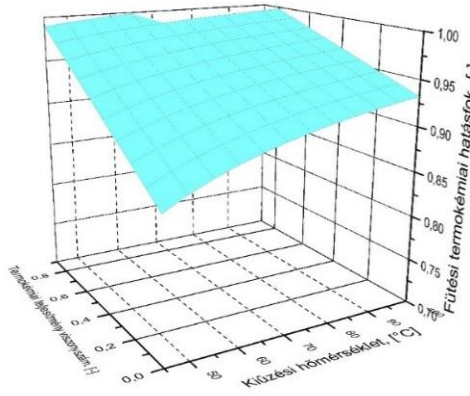
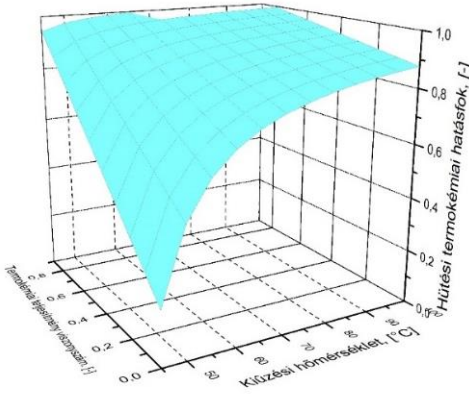
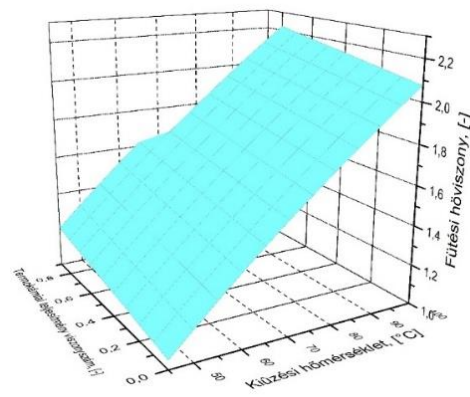
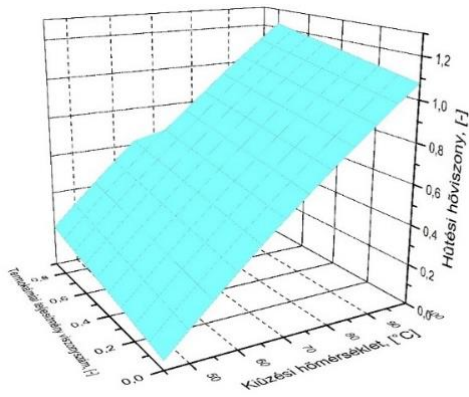
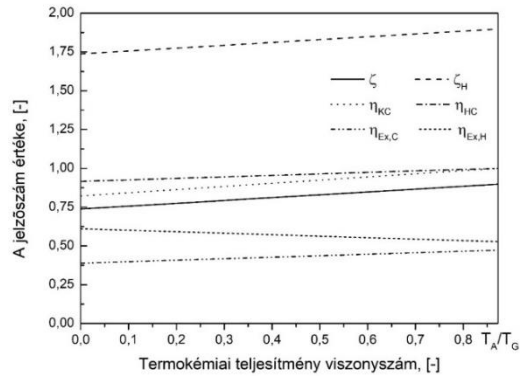
A hőviszony, a termokémiai és az exergetikai hatásfok a viszonzyszámmal:

$$\zeta_K = \frac{T_0}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_C - T_0} \cdot \beta + \frac{T_0}{T_G} \cdot \frac{T_G - T_C}{T_C - T_0}$$

$$\eta_{KC} = \frac{T_G}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_G - T_A} \cdot \beta + \frac{T_G - T_C}{T_G - T_A}$$

$$\eta_{Ex,C,ABSZ} = \frac{T_G}{T_A} \cdot \frac{T_C - T_A}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X} \cdot \beta + \frac{T_G - T_C}{T_C - T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X}$$

Diagramok:

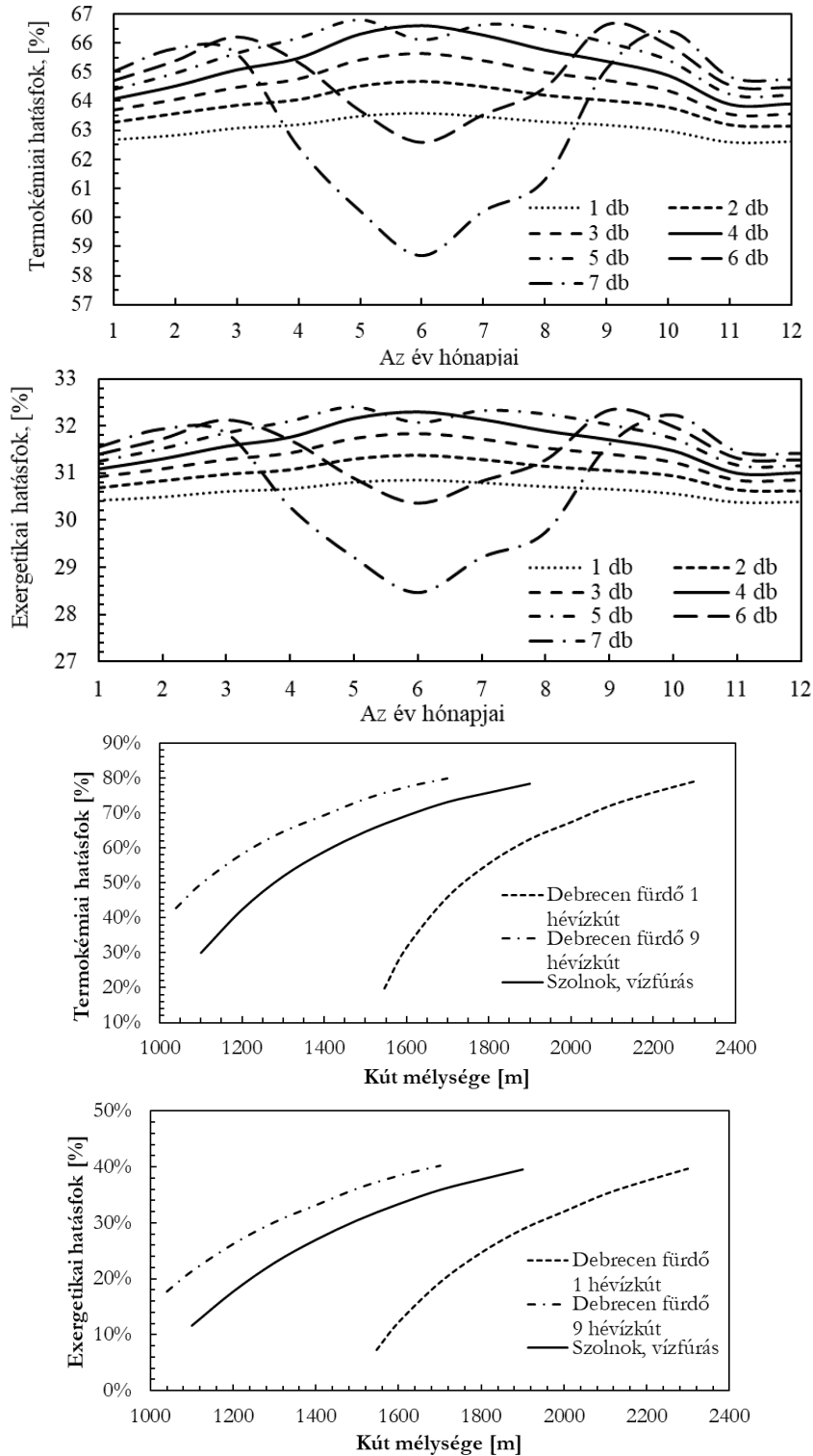


6) Meghatároztam a napenergiával működtetett abszorpciós hűtőgépek vonatkozásában, a termokémiai és az exergetikai hatások összefüggését, a napkollektorok számának függvényében. Összefüggést és diagramokat dolgoztam ki a termálvízzel működtetett

abszorpciós hűtőgépek termokémiai és exergetikai hatásfokára vonatkozóa, a kútmélység függvényében, a hőfokgradienst figyelembe véve.

$$\eta_{KC} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \zeta_N \cdot \frac{T_C - T_0}{T_0} \cdot \frac{T_G}{T_G - T_A}$$

$$\eta_{Ex,C} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \zeta_N \cdot \frac{T_G}{T_0} \cdot \frac{T_X - T_0}{T_G - T_X}$$



Irodalomjegyzék

- /theenergybackyard.files.wordpress.com, dátum nélk. [Online]
Available at: <https://theenergybackyard.files.wordpress.com/2013/03/parabolictrough.png>
[Hozzáférés dátuma: 18 09 2018].
- ASHRAE, 1985. *Handbook of fundamentals*. hely nélk.:ASHRAE.
- Babiak, j., Olsen, B. & Petras, D., 2007. *Alacsony hőmérsékletű fűtés és magas hőmérsékletű hűtés*. hely nélk.:REHVA.
- Bánhidi, L., 1968. Dimensioning of radiant heating systems. *Build International*, 1. kötet, pp. 20-24.
- Bánhidi, L., 1974. The Thermotechnical Dimensioning of Radiant Strips and Borders for the Heating of Communal Buildings. *Building Science*, 9(2), pp. 85-90.
- Bánhidi, L. & Garbai, L., 2008. *Válogatott fejezetek az elméleti fűtéstechnika köréből*. Budapest: Akadémiai Kiadó.
- Bánhidi, L. & Kajtár, L., 2000. *Komfortelmélet*. Budapest: Műegyetemi kiadó.
- Beke, J., 2000. *Műszaki hőtan mérnököknek*. Budapest: Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó.
- Bihari, P., 2011. *Energiagazálkodás I.* Budapest: Edutus Főiskola.
- Bihari, P., 2014. *Energiaellátás és –gazdálkodás. A távolsági hőellátás rendszerstuktúrái - Egyetemi jegyzet*. Budapest: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem.
- Büki, G., 2012. Hőmegetakarítás és a kapcsolt energiatermelés. *Magyar Energetika*, 6. kötet, pp. 32-34.
- Caliskana, H. & Hepbasli, A., 2010. Energy and exergy analyses of ice rink buildings at varying reference temperatures. *Energy and Buildings*, 42. kötet, pp. 1418-1425.
- Csáky, I., 2015. Belső léghőmérséklet mérések a Debreceni Egyetem Műszaki Karán. *Magyar Épületgépészet*, 60(9), pp. 3-8.
- Csáky, I., 2015. *Épületek nyári hőterhelésének energetikai vizsgálata - egyetemi doktori értekezés*. Debreceni Egyetem: ismeretlen szerző
- Csáky, I. & Kalmár, F., 2011. Hydraulic aspects of scaling in geothermal energy systems. *Environmental Engineering and Management Journal*, 10(8), pp. 1155-1160.
- Csáky, I. & Kalmár, F., 2015. Effects of thermal mass, ventilation and glazing orientation on indoor air temperature in buildings. *Journal of Building Physics*, 39(2), pp. 189-204.
- Csáky, I. & Kalmár, F., 2016. Effects of solar radiation asymmetry on buildings' cooling energy needs. *Journal of Building Physics*, 40(1), pp. 35-54.
- Csáky, I. & Kalmár, F., 2017. Investigation of the relationship between the allowable transparent area, thermal mass and air change rate in buildings. *Journal of Building Engineering*, 12. kötet, pp. 1-7.

- Csáky, I. & Kalmár, K. T., 2014. Analysis of degree day and cooling energy demand in educational buildings. *Environmental Engineering and Management Journal*, 13(11), pp. 2765-2770.
- Csitári, C. & Németh, G., 2013. Parabolikus napkollektor alkalmazhatóságának lehetőségei technológiai hő előállítására a faiparban. *Faipar*, 61(1), pp. 10-15.
- Csoknyai, T., Kircsi, A., Kalmár, F. & Talamon, A., 2013. *Környezettechnika*. Budapest: TERC Kft.
- Dincer, I. & Ozcan, H., 2018. Geothermal Energy. In: *Comprehensive Energy Systems*. hely nélk.:Elsevier Inc., pp. 702-732.
- Dövényi, P., Drahos, D. & Lenkey, L., 2001. *Magyarország geotermikus energiapotenciáljának feltérképezése a felhasználás növelése érdekében. Hőmérsékleti viszonyok. Jelentés a Környezetvédelmi Alap Célelőirányzat részére*. Budapest: ELTE Geofizikai Tanszék.
- Dvorak, Z. & Cervemka, O., 1964. *Ipari hűtőberendezések*. Budapest: Műszaki Könyvkiadó.
- Európai Parlament és Tanács, 2013. *2010/31 EU irányelv*. hely nélk.:ismeretlen szerző
- Falcone, G. és mtsai., 2018. Assessment of Deep Geothermal Energy Exploitation Methods: the Need. *Energy*, 160. kötet, pp. 54-63.
- Fekete, I. és mtsai., 1985. *Épületfizikai kézikönyv*. Budapest: Műszaki könyvkiadó.
- Gyurcsovics, L., 1982. *A napenergia hasznosítása az épületgépészetben*. Budapest: Műszaki Könyvkiadó.
- Hadid, Z. & Zoughaib, A., 2017. Exergy Recovery During LNG Gasification Using. *International Journal of Thermodynamics*, 20(1), pp. 36-42.
- Halászné, G. & Kalmár, T., 2007. Különböző hőtermelővel ellátott fűtési rendszerek exergetikai összehasonlítása I. rész. *Magyar Épületgépészet*, 56(12), pp. 3-7.
- Halászné, G. & Kalmár, T., 2008. Különböző hőtermelővel ellátott fűtési rendszerek exergetikai összehasonlítása II. rész. *Magyar Épületgépészet*, 57(1-2), pp. 3-8.
- Harmatha, A., 1982. *Termodinamika műszakiaknak*. Budapest: Műszaki könyvkiadó.
- Heller, L., 1952. Harc az entrópiánövekedés ellen.. *Magyar energiagazdaság*, 5(1-2), pp. 2-22.
- Henning, H.-M.és mtsai., 2009. *Kühlen und Klimatisieren mit Wärme*. Karlsruhe: Solarpraxis AG.
- Hepbasli, A., 2012. Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16. kötet, pp. 73-104.
- Hibbey, L., 1956. A munkaképesség. *Energiagazdaság*, 9(5), pp. 186-198.
- Homonnay Györgyné szerk., 2000. *Épületgépészet 2000, II. kötet Fűtéstechnika*. Budapest: Épületgépészet Kiadó Kft.
- Homonnay Györgyné, 2003. *Távfűtések*. Budapest: Műegyetemi kiadó.
- Hoyer, C., 1998. *Simulation der Leistungsabgabe von Parabolrinnenkraftwerken*. Oldenburg: Carl von Ossietzky Universität.

- Jakab, Z., 2006. *Kompresszoros hűtés I. kötet*. Budapest: Hűtő- és Klimatechnikai Vállalkozások szövetsége.
- Jakab, Z., 2006. *Kompresszoros hűtés II. kötet*. Budapest: Hűtő- és Klimatechnikai vállalkozások szövetsége.
- Kalmár, F., 2006. Központi fűtési rendszerek exergetikai elemzése. *Debreceni Műszaki Közlemények*, 2. kötet, pp. 23-30.
- Kalmár, F., 2008. *Alternatív energiaforrások*. Debrecen: ismeretlen szerző
- Kalmár, F., 2013. *A belső környezet minősége*. Budapest: TERC kiadó.
- Kalmár, F., 2016. Interrelation between glazing and summer operative temperature in buildings. *International Review of Applied Sciences and Engineering*, 7(1), pp. 51-60.
- Kalmár, F. & Szabó, G., 2014. Analysis of thermal compressor efficiency in case of geothermal energy sources. *Building Services Engineering Research and Technology*, 35(3), pp. 1-7.
- Kalmár, K. T., 2013. *Alacsony exergiaigényű fűtési-szellőzői rendszerek hőérzeti vizsgálataváltozó üzemállapotok esetén - egyetemi doktori értekezés*. Debrecen: Debreceni Egyetem.
- Kalmár, T., 2007. *Alacsony exergia igényű fűtési rendszerek*. Debrecen, ismeretlen szerző
- Kalmár, T., 2009. Családi házak fűtési energiaigényének elemzése. *Magyar Épületgépészet*, 58(9), pp. 4-8.
- Kalmár, T., 2009. Sugárzó fűtések elemzése szakaszos üzemeltetés esetében,. *Gép*, 59(8), pp. 49-50.
- Kalmár, T., 2014. Felületfűtések szakaszos üzemeltetésének energetikai, exergetikai és hőérzeti elemzése. In: *Fenntartható energetika megújuló energiaforrások optimalizált integrálásával*. Budapest: Akadémiai kiadó, pp. 83-118.
- Kincaida, N. és mtsai., 2018. An optical performance comparison of three concentrating solar power collector designs in linear Fresnel, parabolic trough, and central receiver. *Applied Energy*, 231. kötet, pp. 1109-1121.
- Kollmar, . & Liese, W., 1954. *Die Strahlungsheizung*. München: R. Oldenbourg Verlag.
- Kollmar, A., 1954. Welche Deckentemperatur ist bei der Strahlungsheizung zulässig?. *Gesundheits-Ingenieur*, 75. kötet, pp. 22-29.
- Komondy, Z. & Halász, L., 1981. *Hűtőgépek*. Budapest: Tankönyvkiadó.
- Központi Statisztikai Hivatal, 2019. *Központi Statisztikai Hivatal*. [Online] Available at: https://www.ksh.hu/docs/hun/xstadat/xstadat_eves/i_ui010b.html [Hozzáférés dátuma: 05 11 2019].
- Kulcsár, B., 2012. Regional and sectoral variations in the utilization of thermal waters and geothermal potentials in northeastern Hungary. *Carpathian Journal of Earth and Environmental Sciences*, 7. kötet, pp. 149-160.

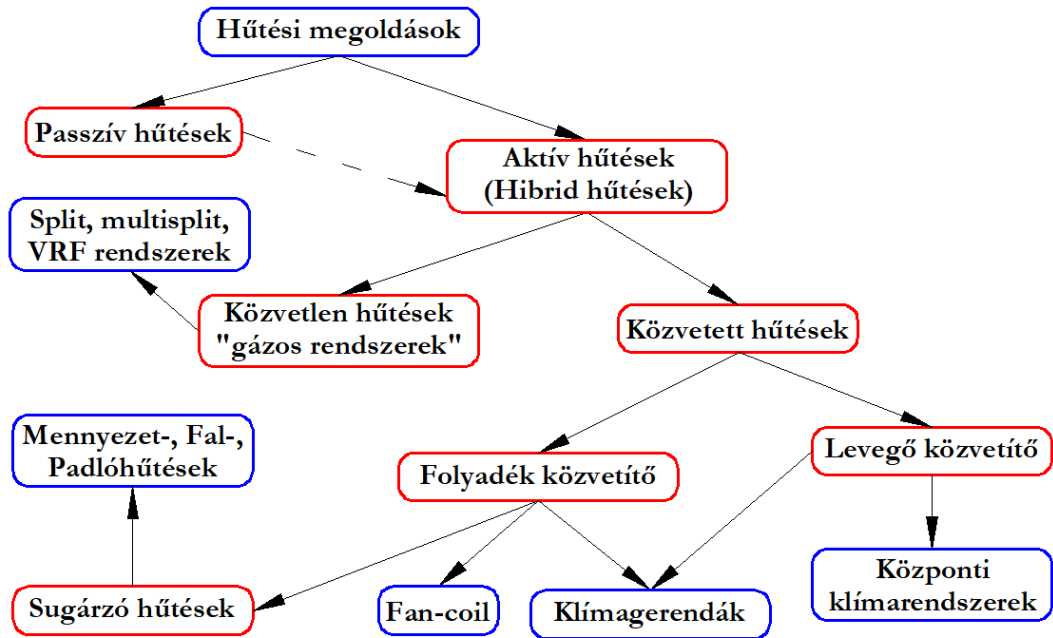
- L. Szabó, G. & Bodó, B., 2018. A csőfektetési mélység hatása a padló- és mennyezetfűtés-hűtésre : 1. rész. *Magyar Épületgépészet*, 67(4), pp. 3-8.
- L. Szabó, G. & Bodó, B., 2018. A csőfektetési mélység hatása a padló- és mennyezetfűtés-hűtésre : 2. rész. *Magyar Épületgépészet*, 67(5), pp. 16-20.
- Láng, L. & Jakab, Z., 1984. *Hűtéstechnika*. Budapest: Műszaki könyvkiadó.
- Lawrence, M. G., 2005. The Relationship between Relative Humidity and Dewpoint Temperature in Moist Air. *BAMS*, 86(2), pp. 225-233.
- Lazzarin, R. & Noro, M., 2018. Past, present, future of solar cooling: Technical and economical. *Solar Energy*, 172. kötet, pp. 2-13.
- Liebe, P., 2001. *Tájékoztató. Termásvíz-készleteink, hasznosításuk és védelmük*. Budapest: VITUKI Rt. Hidrológiai Intézet (Környezetvédelmi Minisztérium megbízásából).
- Lin, B. és mtsai., 2016. Evaluation and comparison of thermal comfort of convective and radiant heating terminals in office buildings. *Building Environment*, 106. kötet, pp. 91-102.
- Li, R., Yoshidomi, T., Ooka, R. & Olesen, B., 2015. Field evaluation of performance of radiant heating/cooling ceiling panel system. *Energy Building*, 86. kötet, pp. 58-65.
- Lund, J. & Boyd, T. L., 2015. *Direct Utilization of Geothermal Energy 2015 Worldwide Review*. Melbourne, ismeretlen szerző
- Luterbacher, J. és mtsai., 2004. European Seasonal and Annual Temperature Variability, Trends, and Extremes Since 1500. *Science*, 303. kötet, pp. 1499-1503.
- Macskásy, Á. & Bánhidai, L., 1985. *Sugárzó fűtések*. Budapest: Akadémiai kiadó.
- Mádlné Szőnyi, J., Rybach, L., Lenkey, L. & Hámor, T., 2008. *A geotermikus energiahasznosítás nemzetközi és hazai helyzete, jövőbeni lehetőségei Magyarországon*. Budapest: MTA.
- Molinari, M., 2009. *Exergy Analysis in Buildings A complementary approach to energy analysis*. Stockholm: Royal institute of technology.
- MSZ 24140, 2015. *Épületek és épülethatároló szerkezetek hőtechnikai számításai*. hely nélk.: ismeretlen szerző
- MSZ CR 1752, 2000. *Épületek szellőztetése. Épületek belső környezetének tervezési alapjai*. hely nélk.: ismeretlen szerző
- MSZ EN ISO 13790, 2008. *Energy performance of buildings—Calculation of energy use for space heating and cooling*. hely nélk.: ismeretlen szerző
- MSZ EN ISO 52016-1, 2017. *Energy performance of buildings—Energy needs for heating and cooling, internal temperatures and sensible and latent heat loads—Part 1: Calculation procedures..* hely nélk.: ismeretlen szerző

- MSZ EN ISO 7730, 2005. *Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.* hely nélk.:ismeretlen szerző
- MSZ EN ISO 7933, 2004. *Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of heat stress using calculation of the predicted heat strain.* hely nélk.:ismeretlen szerző
- MSZ EN ISO 9920, 2007. *A hőmérsékleti környezet ergonómiája. A ruházat hőszigetelésének és párolgási ellenállás értékének becslése.* hely nélk.:ismeretlen szerző
- MSZ-04-140-2, 1991. *Épületek és épülethatároló szerkezetek.* hely nélk.:ismeretlen szerző
- MSZ-04-140-4, 1978. *Épületek és épülethatároló szerkezetek hőtechnikai számításai. Hűtési hőterhelés-számítás.* hely nélk.:ismeretlen szerző
- Országos Meteorológiai Szolgálat, 2019. *Országos Meteorológiai Szolgálat.* [Online] Available at: www.met.hu [Hozzáférés dátuma: 04 11 2019].
- Pátzay, G., Stáhl, G., Kármán, F. & Kálmán, E., 1998. Modeling of scale formation and corrosion from geothermal water. *Electrochimica Acta*, 43(1-2), pp. 137-147.
- Pogran, S. és mtsai., 2013. Verification of agro-production building structures affecting the quality of indoor environment in the summer season. *Research in Agricultural Engineering*, 59. kötet, pp. 54-59.
- Rant, Z., 1956. Exergie, ein neues Wort für ‘technische Arbeitsfähigkeit’. *Forschungen im Ingenieurwesen*, 22. kötet, pp. 36-37.
- Recknagel, Schramek & Sprenger, 2000. *Fűtés- és klimatechnika 2000. II. kötet.* Budapest-Pécs: Dialóg-Campus Kiadó.
- rendelet, 7. T., 2006. *az épületek energetikai jellemzőinek meghatározásáról.* Magyarország: ismeretlen szerző
- Schär, C. és mtsai., 2004. The role of increasing temperature variability in European summer heatwaves. *Nature*, 427. kötet, pp. 332-336.
- Schmidt, D., 2009. Low exergy systems for high-performance buildings and communities.. *Energy and Buildings*, 41. kötet, pp. 331-336.
- Simon, T., 2008. Az exergiaszemlélet jelentősége a mérnöki gyakorlatban I. rész. *Magyar Épületgépészet*, 57(3), pp. 3-6.
- Simon, T., 2008. Az exergiaszemlélet jelentősége a mérnöki gyakorlatban II. rész. *Magyarépületgépészet*, 57(5), pp. 36-41.
- Soelaiman, T. A. F., 2016. Geothermal energy. In: *Electric Renewable Energy Systems.* hely nélk.:Elsevier Inc., pp. 114-139.

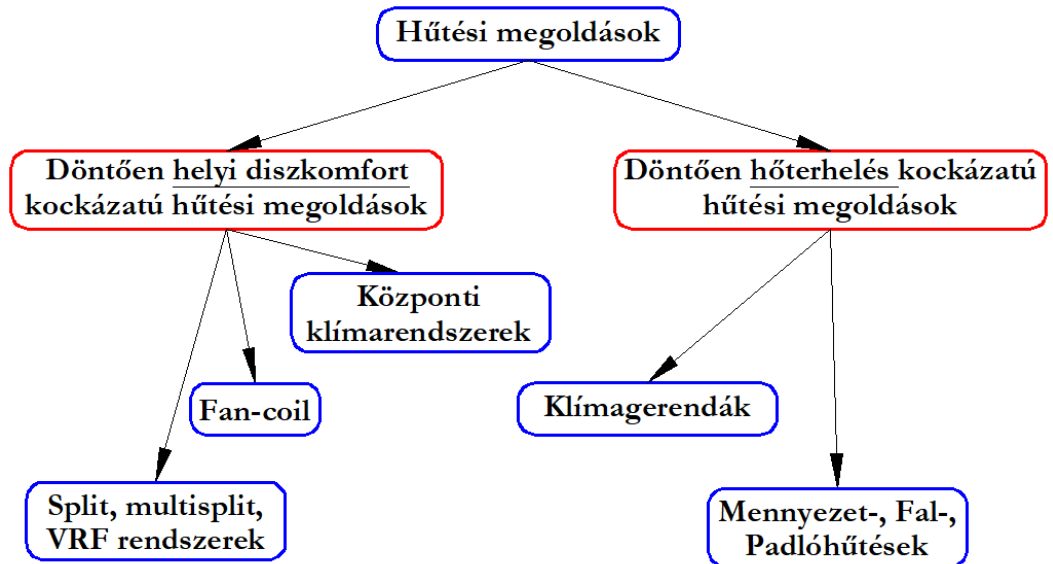
- Stamatescu, C., 1972. *Tehnică Frigului Vol. 1.*, Bukarest: Editura Tehnica.
- Szanyi, J., 2005. *Magyarország geotermikus energiavagyonának számítása*, Budapest: Magyar Geológiai Szolgálat.
- Szanyi, J. & Kovács, B., 1998. *Magyarország geotermikus ásványkincse*. hely nélk., ismeretlen szerző
- Szanyi, J. & Kovács, B., 2010. Utilization of geothermal systems in South-East Hungary. *Geothermics*, 39. kötet, pp. 357-364.
- Szodrai, F. & Lakatos, Á., 2016. Különböző éghajlati viszonyoknak kitett épületek fűtési energiafelhasználásának csökkentése hőszigeteléssel. *Energiagazdálkodás*, 57(3-4), pp. 26-29.
- Verbai, Z., Kocsis, I. & Kalmár, F., 2015. Outdoor dry bulb heating design temperatures for Hungary. *Energy*, 93. kötet, pp. 1404-1412.
- Verbai, Z., Lakatos, Á. & Kalmár, F., 2014. Prediction of energy demand for heating of residential buildings using variable degree day. *Energy*, 76. kötet, pp. 780-787.
- Vető, I., Horváth, I. & Tóth, G., 2004. A magyarországi termálvizek geokémiájának vázlata. *Magyar Kémiai Folyóirat*, 109-110(4), pp. 199-203.
- Wall, G., 1986. *Exergy - a Usefull Concept.*, Göteborg: Chalmers Biblioteks Tryckeri.
- Whitman, W., Johnson, W., Tomczyk, J. & Silberstein, E., 2012. *Refrigeration & Air Conditioning Technology*. Delmar: Cengage Learning.
- www.unionegeotermica.it, dátum nélk. [Online]
Available at: http://www.unionegeotermica.it/What_is_geothermal_en.html
[Hozzáférés dátuma: 19 03 2019].
- Yam, J., Li, Y. & Zheng, Z., 2003. Nonlinear coupling between thermal mass and natural ventilation in buildings. *International Journal of Heat and mass transfer*, 46. kötet, pp. 1251-1264.
- Yang, L. & Li, Y., 2008. cooling load reduction by using thermal mass and night ventilation. *Energy and Buildings*, 40. kötet, pp. 2052-2058.
- Yilmaza, I. H. & Mwesigye, A., 2018. Modelling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review. *Applied Energy*, 225. kötet, pp. 135-174.
- Zhou, J., Zhang, G., Lin, Y. & Li, Y., 2008. Coupling thermal mass and natural ventilation in buildings. *Energy and Buildings*, 40. kötet, pp. 979-986.
- Zöld, A., szerk., 2000. *Épületgépészet 2000, I. kötet Alapismeretek*. Budapest: Épületgépészet Kiadó Kft..

Függelék

1 Függelék. Az 1. fejezet ábrái



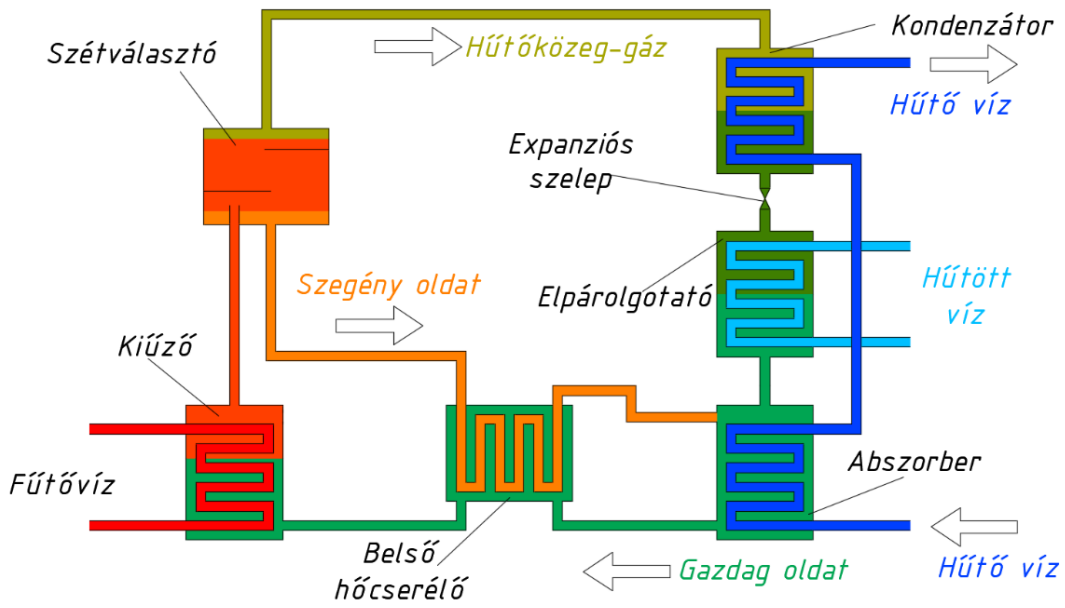
(a)



(b)

1.1. ábra A fontosabb hűtési rendszerek (a) klasszikus, illetve (b) új szemléletű felosztása

2 Függelék. A 2. fejezet ábrái

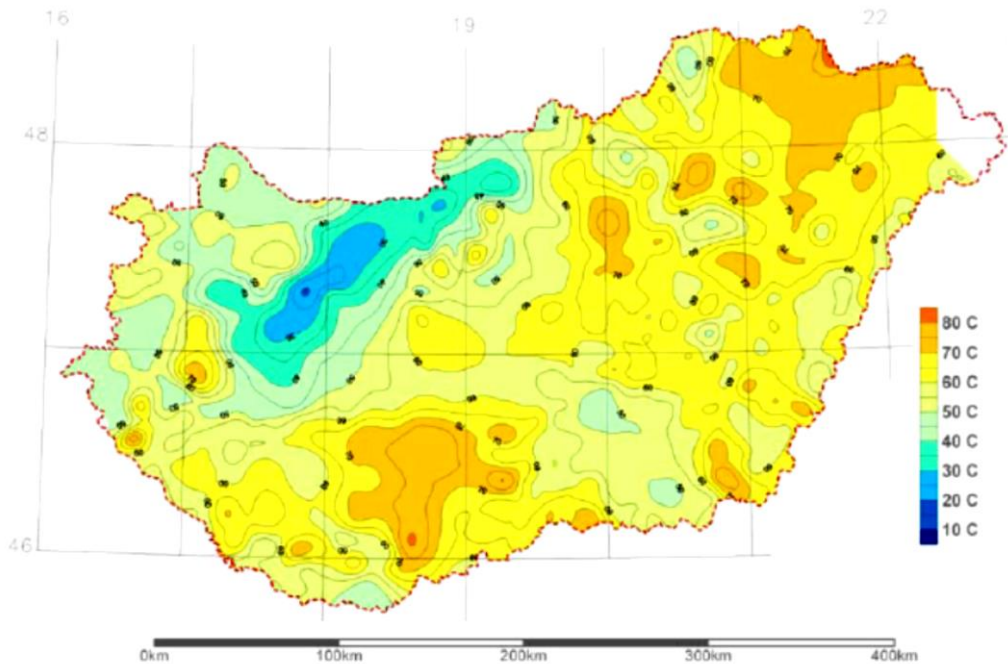


(a)

lásd a 2. fejezetben

(b)-(c)

2.6. ábra Az abszorpciós gépek (a) általános felépítése (b) egyszerűsített vázlat (c) az ideális gép körfolyamata T-s diagramban



(a)

lásd a 2. fejezetben

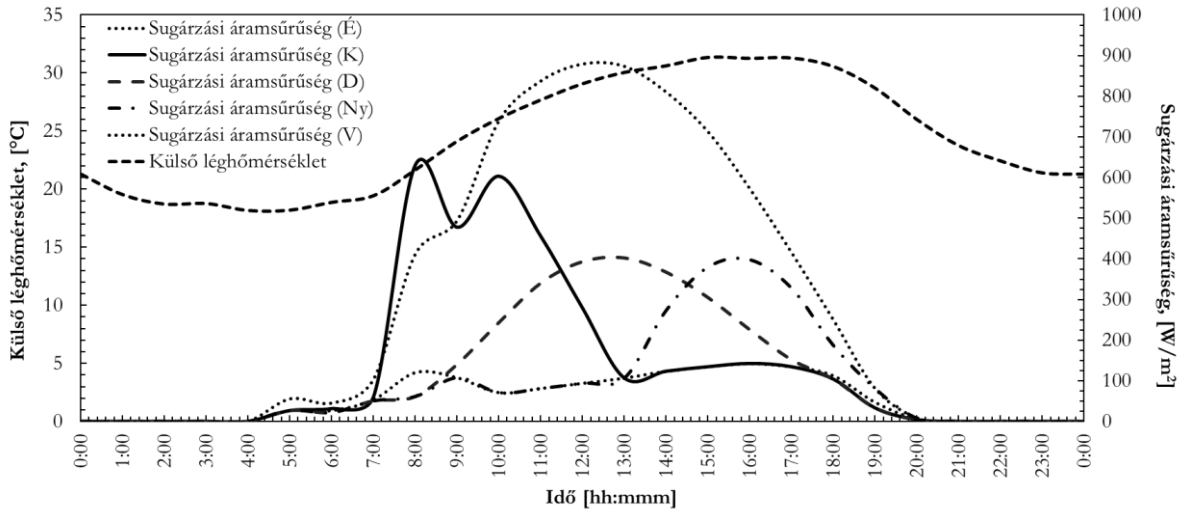
(b)

2.11. ábra Magyarország hőmérséklet-eloszlási térképe (a) 1000 m, (b) 2000 m mélyen a felszín alatt ; ;

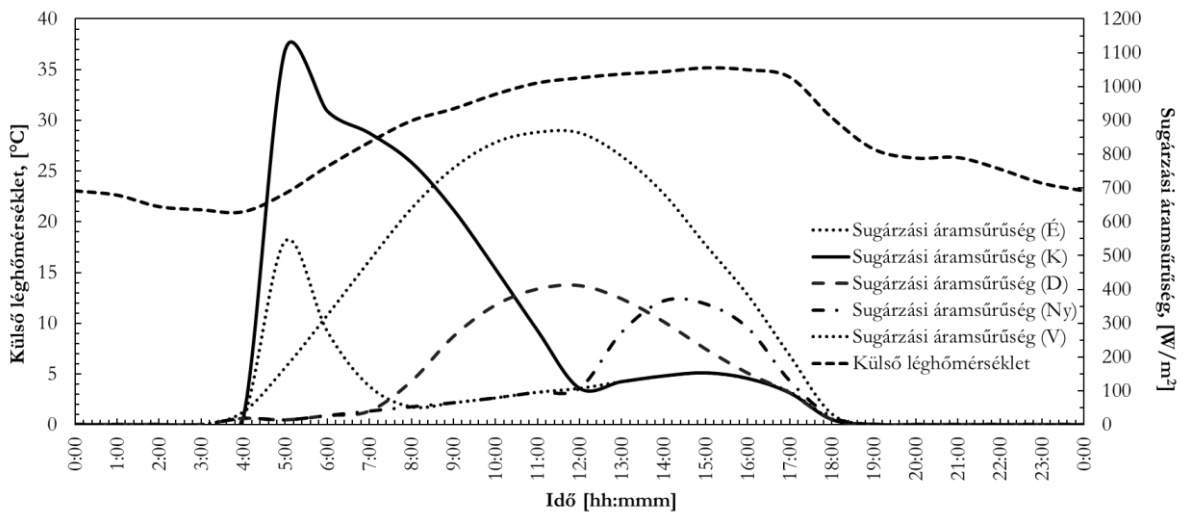
3 Függelék. A 3. fejezet ábrái

lásd a 3. fejezetben

(a)



(b)



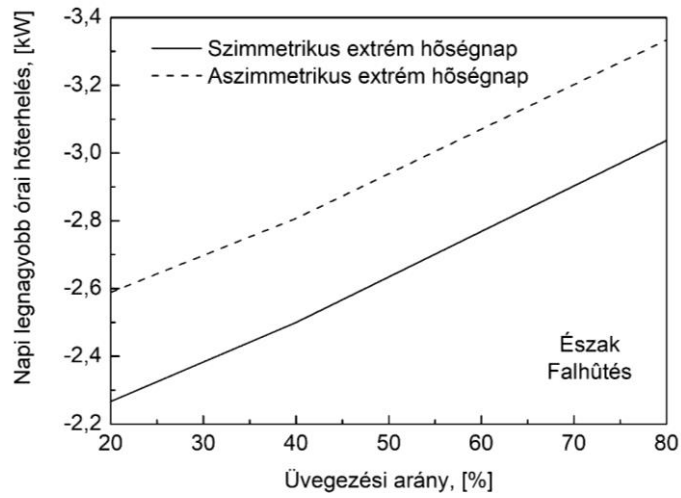
(c)

3.1. ábra Külső hőmérséklet és napsugárzási intenzitás alakulása egy...

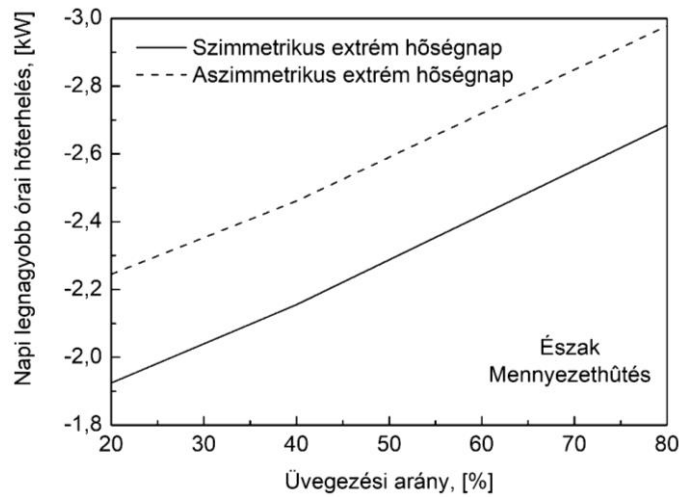
(a) szimmetrikus , (b) aszimmetrikus extrém hőségnap

(c) aszimmetrikus extrém forrónap.

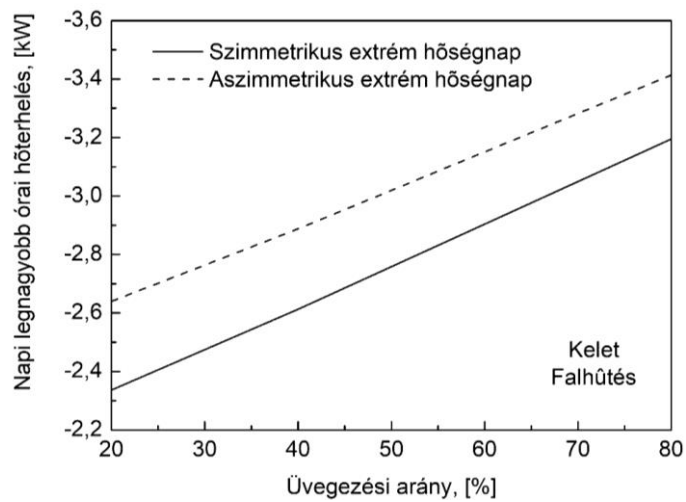
4 Függelék. A 4. fejezet ábrái



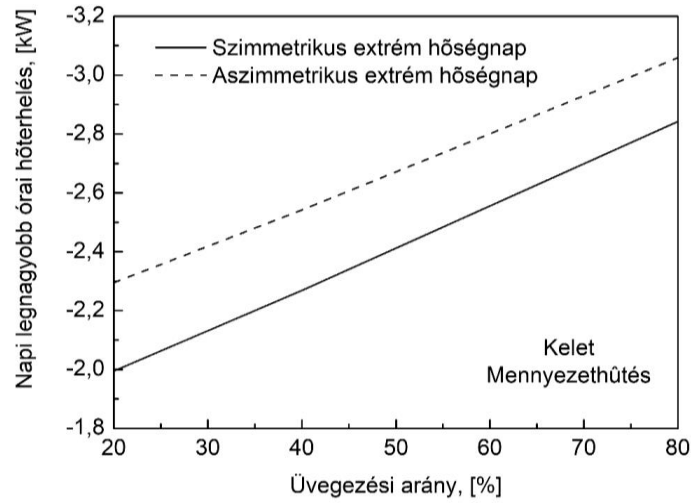
(a)



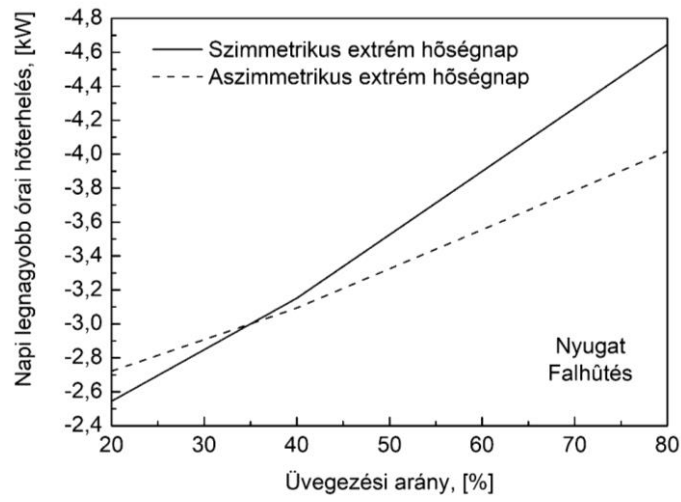
(b)



(c)



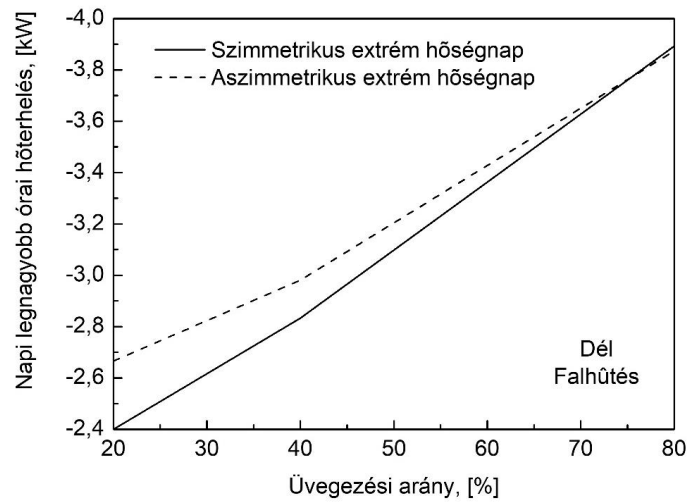
(d)



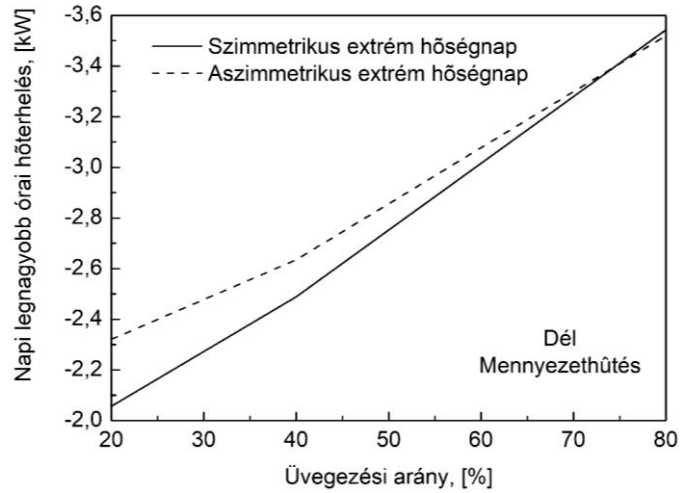
(e)

lásd a 4. fejezetben

(f)

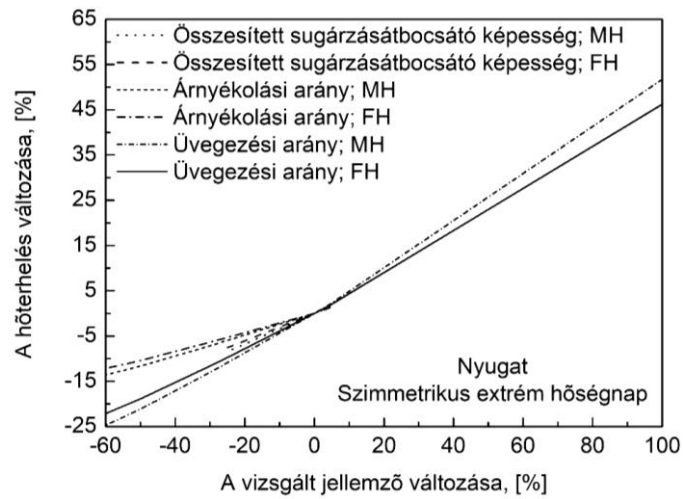


(g)

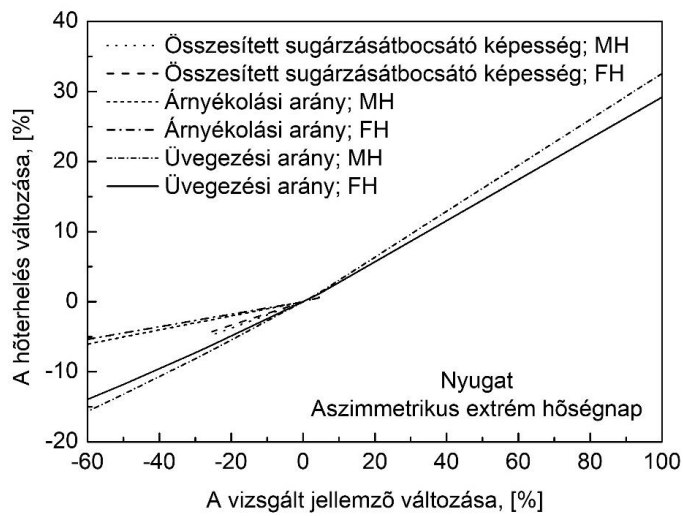


(h)

4.2. ábra Az üvegezési arány és a napi legnagyobb órai hőterhelés kapcsolata



(a)



(b)

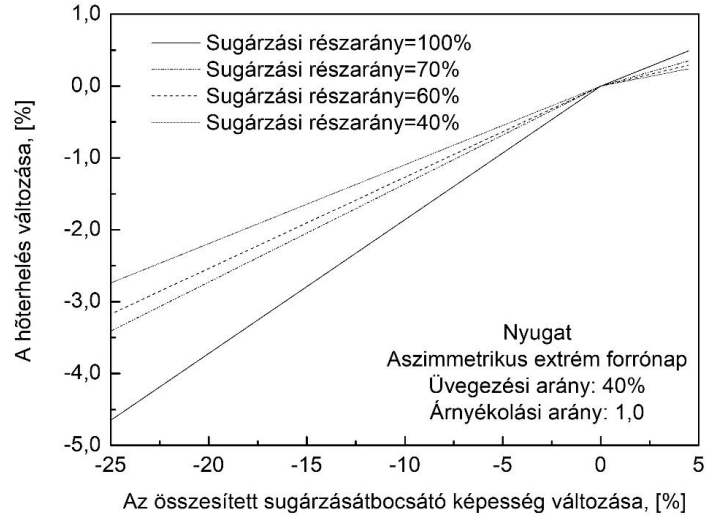
lásd a 4. fejezetben

(c)

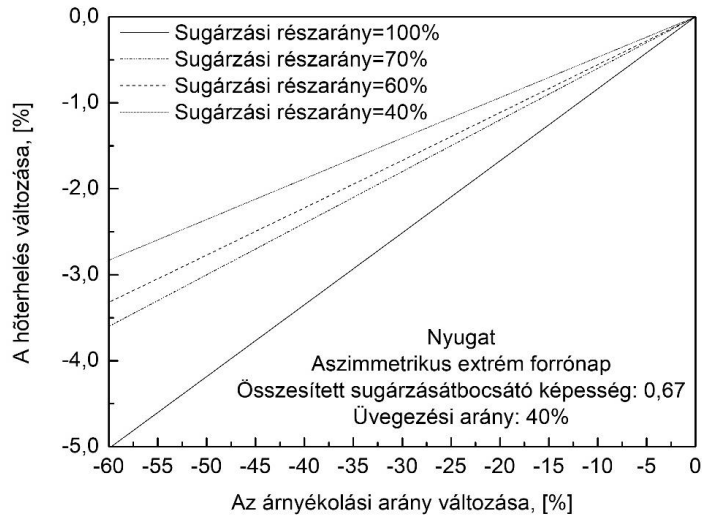
4.3. ábra A hőterhelés érzékenysége a összesített sugárzásátbocsátó képesség -, az üvegezési arány -, és az árnyékolási arány változására (a homlokzat nyugati tájolásánál)

lásd a 4. fejezetben

(a)



(b)

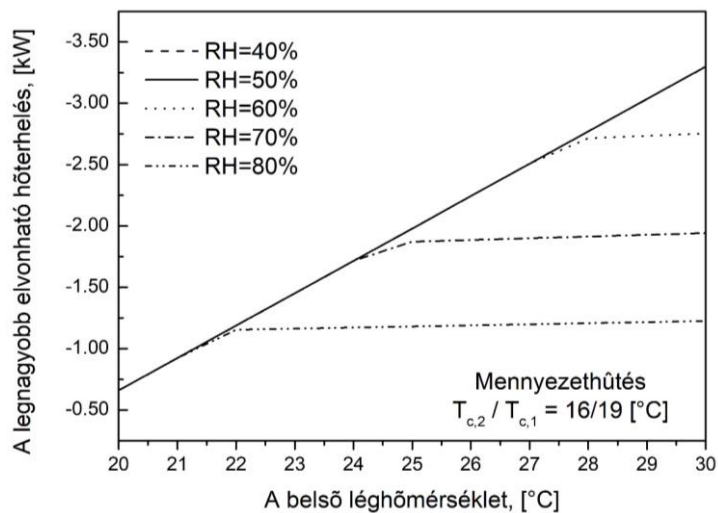


(c)

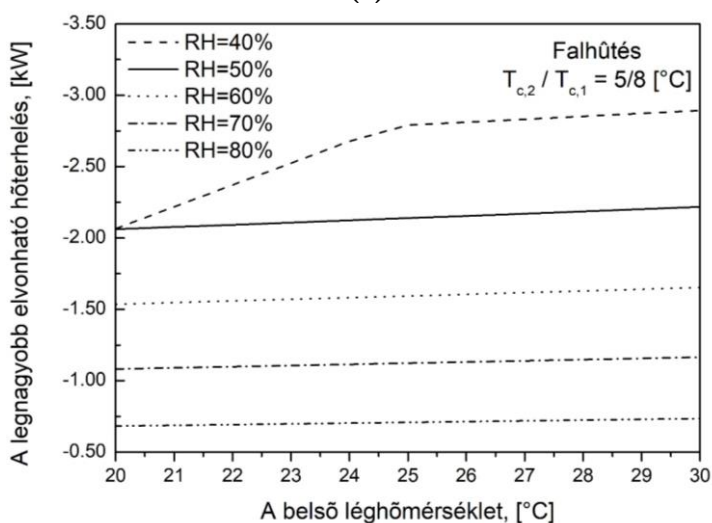
4.4. ábra A hőterhelés érzékenysége a hőcsere sugárzási részarányának ismeretében

lásd a 4. fejezetben

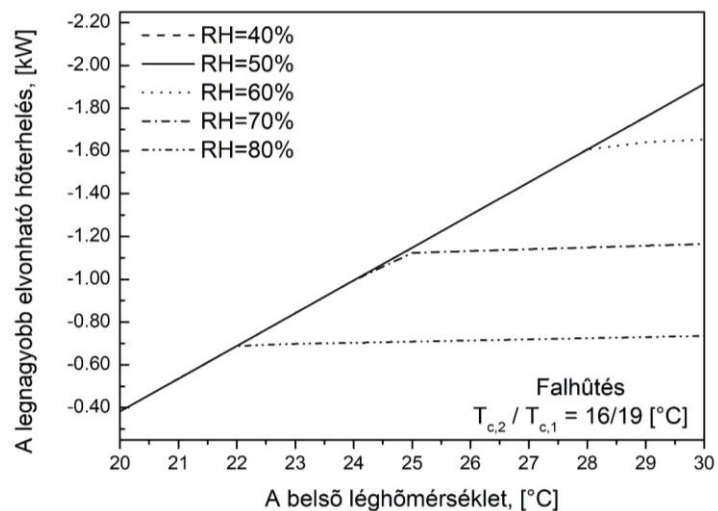
(a)



(b)



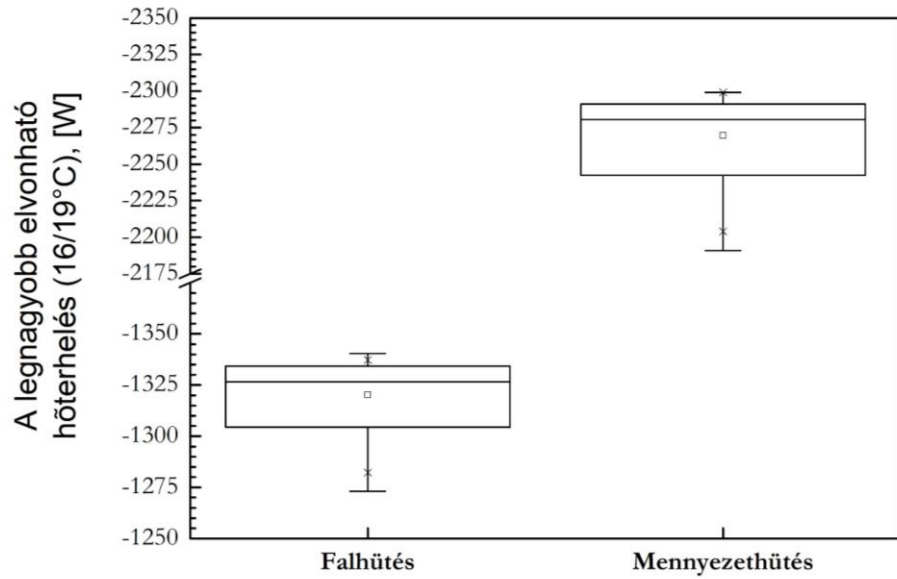
(c)



(d)

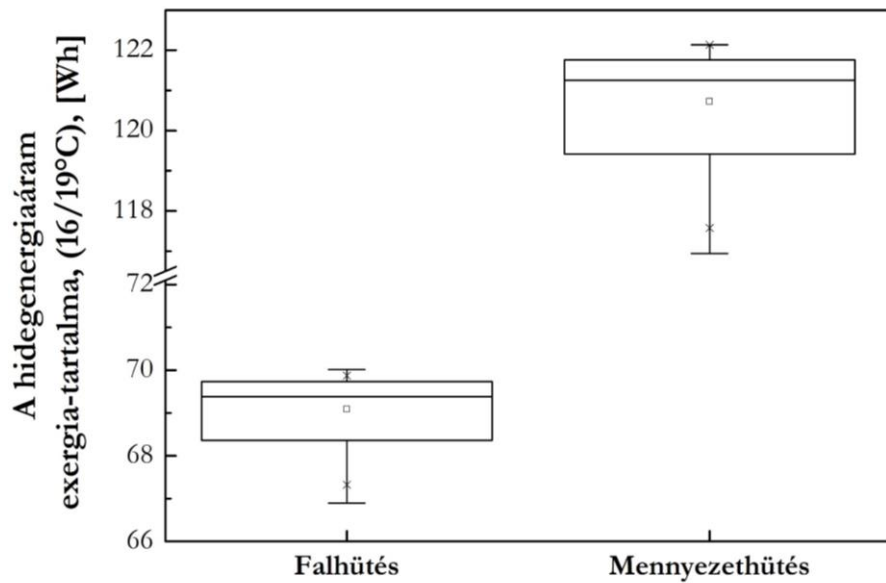
4.10. ábra Egy helyiségben az elvonható legnagyobb hőterhelés értéke a helyiség léghőmérsékletének függvényében, eltérő relatív nedvességtartalmú levegőnél (a) 5/8°C-os mennyezethűtés, (b) 16/19°C-os mennyezethűtés, (c) 5/8°C-os falhűtés, (d) 16/19°C-os falhűtés,

lásd a 4. fejezetben



(a) (b)
4.12. ábra Fal, illetve mennyezethűtés esetén elvonható hőáram nagysága (a) 5/8°C (b) 16/19°C-os hőfoklépcsőt megengedő hűtési rendszerrel

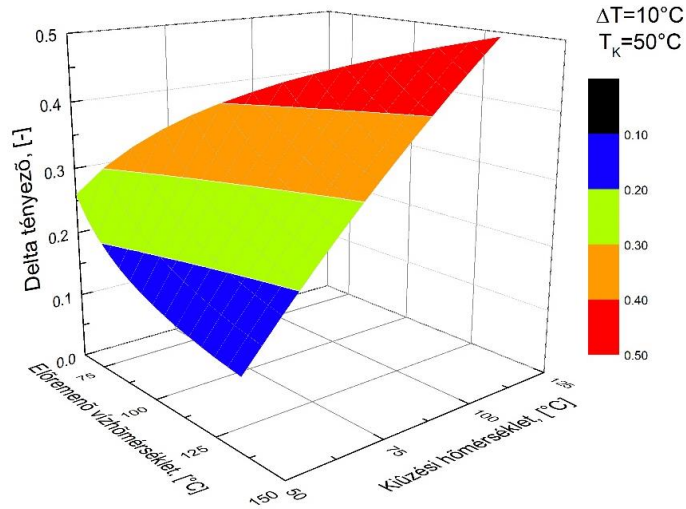
lásd a 4. fejezetben



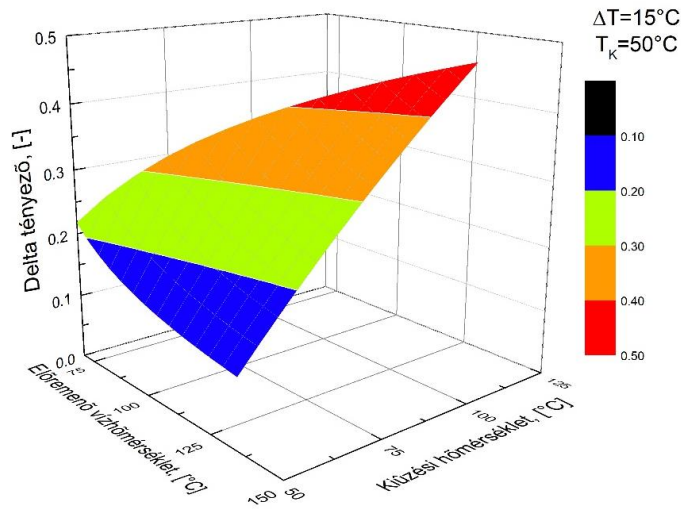
(a) (b)
4.13. ábra A mennyezet illetve falhűtő rendszerrel biztosított hidegenergiaáram exergia-tartalmának alakulása egy órára vonatkoztatva (a) 5/8°C (b) 16/19 °C-os rendszereknél

lásd a 4. fejezetben

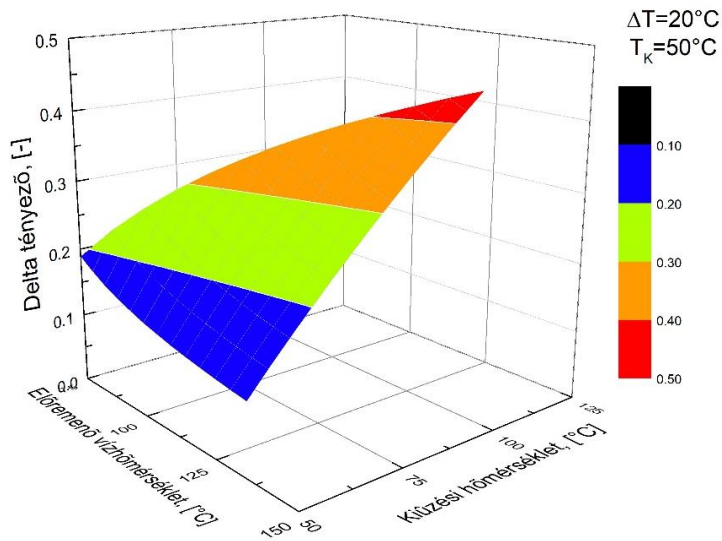
(a)



(b)

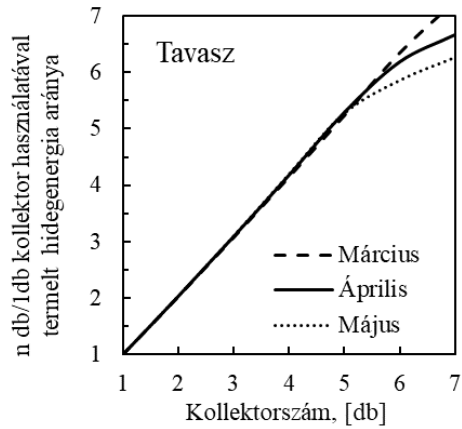


(c)

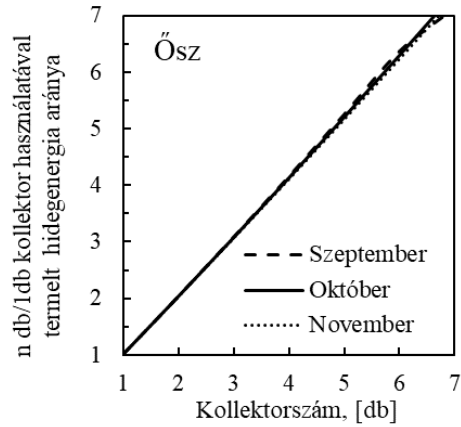


(d)

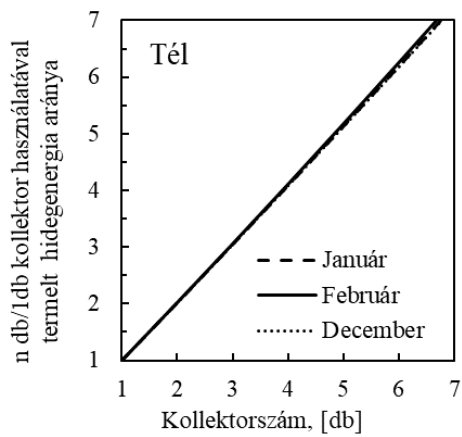
4.17. ábra A „ δ ” tényező értékének alakulása eltérő fűtési hőfoklépcső mellett, a kiűzési és az előremenő fűtővíz függvényében. A fűtési hőfoklépcső: (a) 5°C (b) 10°C (c) 15°C (d) 20°C



(a)



(b)

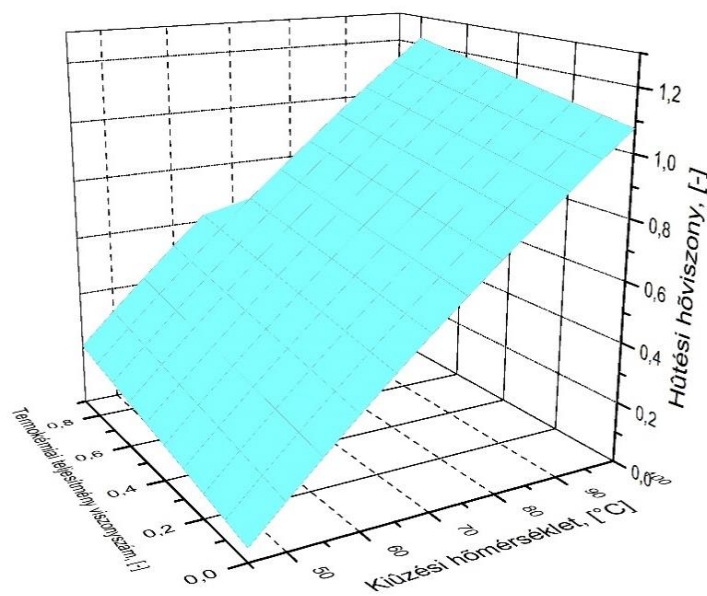


(c)

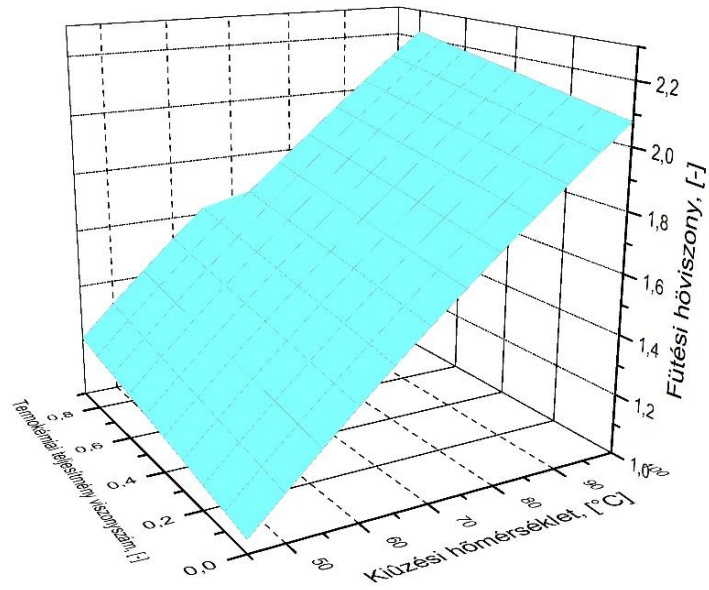
lásd a 4. fejezetben

(d)

4.26. ábra Tetszőleges számszorosára növeljük a kollektorok számát, hányszorosára változik az egy kollektorral nyert hidegenergia mennyisége a négy évszakban



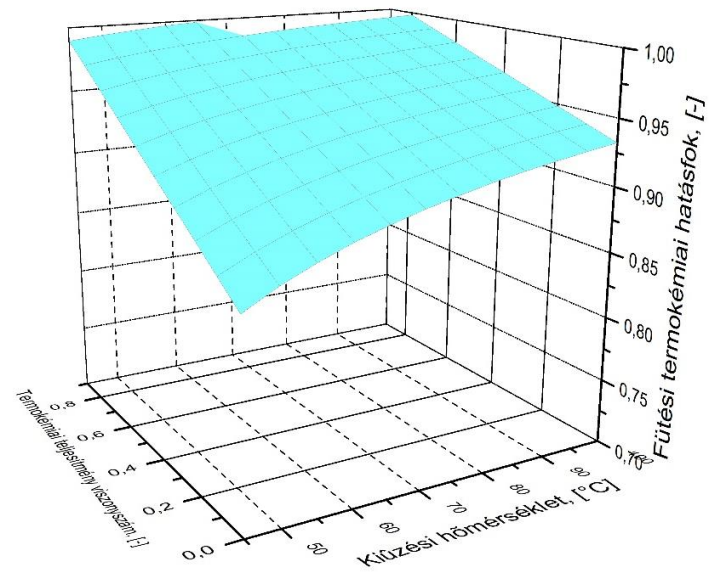
(a)



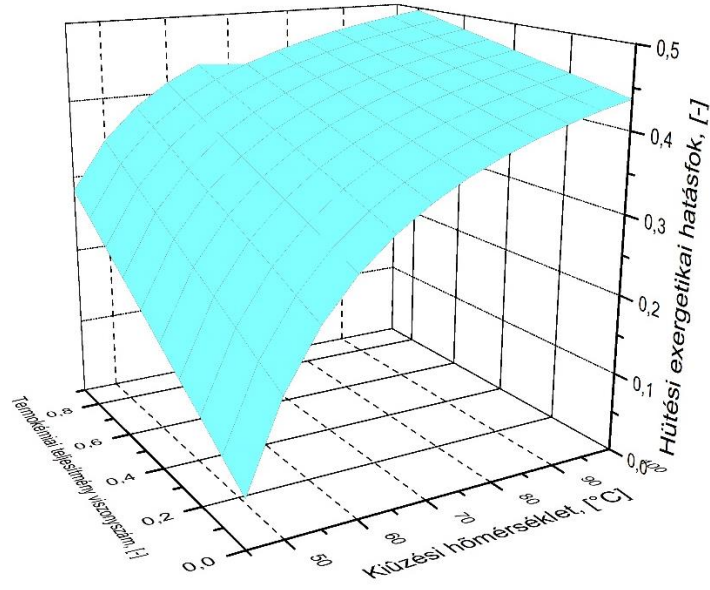
(b)

lásd a 4. fejezetben

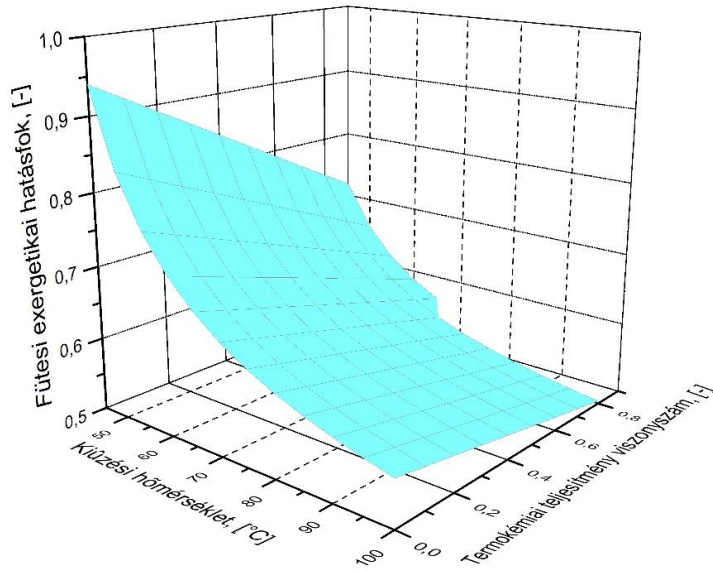
(c)



(d)



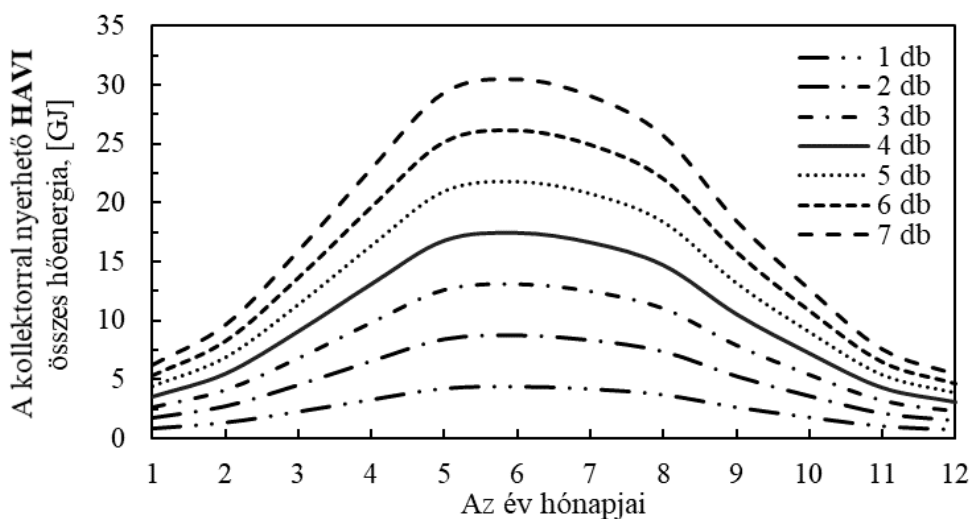
(e)



(f)

4.22. ábra A két vizsgált paraméter függvényében a ... (a) hűtési (b) fűtési hőviszony; (c) hűtési (d) fűtési termokémiai hatások; (e) hűtési, (f) fűtési exergetikai hatások

lásd a 4. fejezetben

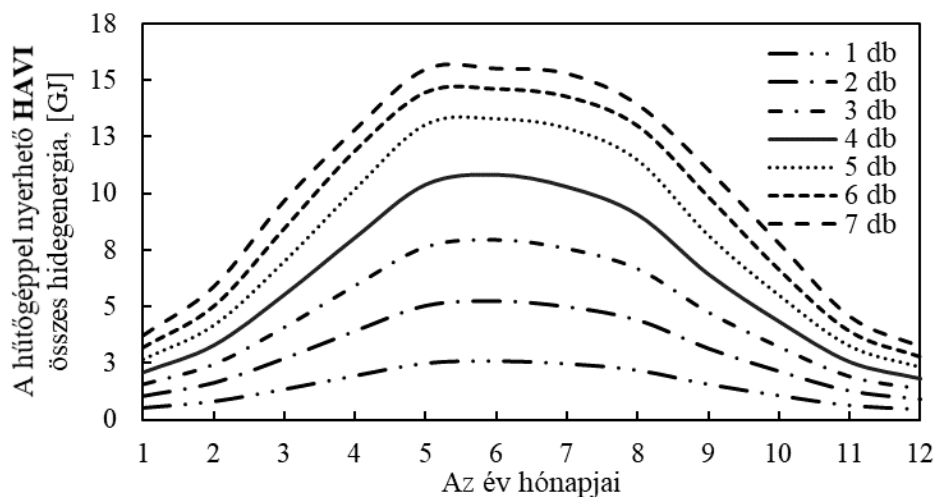


(a)

(b)

4.23. ábra A minta kollektor típusal nyerhető hőenergia mennyisége, egy átlagos napon a (a) vizsgált hónapban, (b) az egész hónap alatt, [MJ]-ban, eltérő kollektor szám esetén, 84°C-os fűtendő közegnél

lásd a 4. fejezetben



(a)

(b)

4.24. ábra A minta hűtőgéppel nyerhető hidegenergia mennyisége (a) egy átlagos napon a vizsgált hónapban (b) az egész hónap alatt, [MJ]-ban, eltérő kollektor szám esetén, 7/12°C-os hűtött víznél