

ALKALMAZOTT HŐSZIVATTYÚS RENDSZEREK ÚJ ÉS FELÚJÍTOTT ÉPÜLETEKNÉL

Branimir Pavković Ph.D. professzor

2012. június

TARTALOMJEGYZÉK

1.	BEVEZETÉS A HŐSZIVATTYÚ TÉMAKÖRBE	5
1.1.	Jogszabályi háttér – megújuló energiaforrások (renewable energy sources, RES) felhasználása hőszivattyúval	8
1.2.	Rendszerek a hőszivattyúk alkalmazásának tükrében	10
1.3.	Hőtani alapok és elméleti folyamatok	13
1.3.1.	Hőtani ciklusok	13
1.3.2.	Természetes és folyamati hűtés	14
1.4.	A hőszivattyú hidraulikus analógiája	19
1.5.	Hőszivattyúk műszaki folyamatai	20
1.5.1.	Kompressziós hűtőrendszerek és hőszivattyúk	20
2.	HŐFORRÁSOK ÉS HŐELVEZETŐK	43
2.1.	Levegő	43
1.1.2.	Környezeti levegő	43
2.1.2.	Szellőztető rendszerek kifűjt levegője	44
2.2.	Talaj	46
2.2.1.	Vízszintes talajkollektor rendszerek	47
2.2.2.	Függőlegesen lefűrt talajkollektor rendszerek	48
2.3.	Víz	49
2.3.1.	Talajvíz	49
2.3.2.	Felszíni víz	50
2.4.	Napenergia	51
2.5.	A hőszivattyúk hőforrással kapcsolatos tulajdonságainak összesített áttekintése	56
3.	HŐSZIVATTYÚK HŰTŐKÖZEGEI	58
4.	A HŐSZIVATTYÚK RÉSZEI ÉS A TULAJDONSÁGAIK MŰKÖDÉSRE GYAKOROLT HATÁSAI	63
4.1.	Kompresszor	63
4.1.1.	A kompresszortípusok osztályozása	63
4.1.2.	Kompressziós folyamatok	66
4.1.3.	A kompressziós munka és a kompresszor-teljesítmény	67
4.1.4.	Kompresszor térfogati hatásfoka (szállítási foka)	69
4.1.5.	Kompresszor hűtőteliesség	71
4.2.	Elpárologtató	72
4.2.1.	Elpárologtatók típusai és felépítése	72
4.2.2.	Elpárologtatók tulajdonságai	75
4.3.	Kondenzátorok	78
4.3.1.	Kondenzátorok típusai és felépítése	78
4.3.2.	Kondenzátorok tulajdonságai	79
4.4.	Fojtás eszközei (Adagolószervek)	81
4.4.1.	Kisnyomású úszószelep	81
4.4.2.	Termosztatikus expanziós szelep	82
4.4.3.	Elektronikus expanziós szelep	84
4.4.4.	Kapilláris csövek	85
4.5.	Hűtőközeg csővezeték-hálózat	85

4.5.1.	Megengedett sebesség és nyomáscsökkenés	85
4.5.2.	A nyomáscsökkenés hatása a folyamat-hatékonyságra	86
4.6.	A kompressziós hűtőberendezés működési karakterisztikái	86
4.6.1.	Kondenzációs egység: a kompresszor és a kondenzátor	87
4.6.2.	A kondenzációs egység és a elpárolgató	88
5.	A HŐSZIVATTYÚ ALKALMAZÁSÁNAK ELŐFELTÉTELEI ÉPÜLET-FELÚJÍTÁSNÁL	91
5.1.	Az épület energiafelhasználása és a fő befolyásoló tényezők	91
5.2.	A hőellátó rendszer hatása a hőszivattyú energiafelhasználására	95
6.	FŰTÉSI- ÉS HŰTÉSI RENDSZEREK KIEPÍTÉSE HŐSZIVATTYÚK ALKALMAZÁSÁVAL	97
6.1.	Hőszivattyús fűtési- és hűtési rendszerek: alapvető konfigurációk	97
6.2.	Direkt és indirekt fűtési- és hűtési rendszerek	99
6.2.1.	Direkt fűtési- és hűtési rendszerek	99
6.2.2.	Indirekt fűtési- és hűtési rendszerek	102
6.3.	Épületfűtés üzemmódjai	110
6.3.1.	Monovalens üzemmód	110
6.3.2.	Bivalens üzemmód	111
7.	A HŐSZIVATTYÚS FŰTÉSI- ÉS HŰTÉSI RENDSZEREK GAZDASÁGOSSÁGI VIZSGÁLATA	115
7.1.	A rendszer üzemeltetésének összköltsége	115
7.2.	Beruházási költség	116
7.3.	Energiaköltségek	117
7.4.	Fenntartási költségek	117
7.5.	Családi házaknál alkalmazható különböző fűtési rendszerek összköltségének példaszámítása	117
8.	ESETTANULMÁNYOK	120
8.1.	1. Esettanulmány Változó hűtőközeg-áramú (Variable Refrigerant Flow, VRF) hűtési/hőszivattyús rendszer alkalmazásának összehasonlítása a hagyományos elektromos illetve bivalens fűtési rendszerekkel egy Dubrovnik-i iskola esetében	120
8.1.1.	A hőfelhasználás szimulációja	120
8.1.2.	Fűtési- és hűtési rendszerek	121
8.1.3.	Gazdaságossági mutatók	122
8.2.	2. Esettanulmány Víz-levegő (vízhurkot tartalmazó, WLHP) rendszer alkalmazása egy kórházkomplexumban, a tengervíz hőforrásként való alkalmazásával	124
8.3.	3. Esettanulmány Levegő-levegő hőszivattyú napenergia-felhasználással kombinálva családi háznál	130
8.4.	4. Esettanulmány A geotermikus vizek teljes hőkapacitásának felhasználása hőszivattyúk alkalmazásával	135
	REFERENCIÁK	141

1. BEVEZETÉS A HŐSZIVATTYÚ TÉMAKÖRBE

A modern működésű hűtési rendszerek kifejlesztése a 19. század végén kezdődött meg. A Nemzetközi Hűtőipari Intézet (International Institute of Refrigeration, IIR) *A Hűtőipar Világtörténete* [1] című kiadványa szerint 1852-ben merült fel először a hőszivattyúk műszaki alkalmazásainak ötlete. Lord Kelvin (William Thomson, 1824-1907) akkor ismerte fel, hogy a fordított működésű hőerőgép a hűtési alkalmazás mellett fűtésre is felhasználható lehet. Ugyanebben a forrásban az is megtalálható, hogy 1927. és 1928. között T.G.N. Haldane (1897-1981) skót mérnök létrehozta az első gyakorlatban alkalmazott eszközöket, melyeket a londoni irodája valamint skóciai háza fűtésére használt. A dokumentumban olvashatunk továbbá egy Los Angeles-i székhelyű villamosenergia-elosztó vállalat Tucson-i (USA, Arizona) épületében 1931-ben működő hőszivattyús rendszeréről, valamint olyan épületekről, melyekben 1931. - 1940. között USA-beli villamosenergia-elosztó vállalatok hőszivattyús rendszereket működtettek, s így 1940-re kb. 50 hőszivattyú került telepítésre az USA-ban [1].

A II. világháborúig meglehetősen korlátozott számban alkalmaztak hőszivattyúkat. A hőszivattyúk fűtési célokra történő alkalmazásának fordulópontjának az 1938. év tekinthető, ekkor építették ki a zürichi városháza fűtési rendszerét, amely 7 °C átlagos hőmérsékletű folyóvizet használt hőforrásként. A leadott fűtési teljesítmény 100 kW volt és 60 °C-os; a rendszer bivalens volt, a legnagyobb terhelések idején egy elektromos, 65 kW leadott teljesítményű kiegészítő fűtéssel. R 12 hűtőközeget használtak. A rendszert úgy építették ki, hogy a hűtőközeg hőszivattyúban való áramlási irányának megfordításával hűtésre is alkalmas legyen. A Szezonális teljesítményfaktor (Seasonal Performance Factor, SPF) – az átadott hő és az összes bevitt energia hányadosát – mérésekkel határozták meg, melyeket közvetlenül a rendszer beüzemelése után végeztek; s az eredmény kb. 2,16 volt a kiegészítő létesítményekbe bevitt energiát is beleszámítva [2].

Onnantól kezdve a hőszivattyúkat egyre szélesebb körben alkalmazzák, és az energiaárak drágulásával nő az érdeklődés irántuk, ahogy az az 1973-as energiaválság idején, de az elmúlt tizenöt évben is történt, az energia-előállító termékek árának folyamatos emelkedésével.

Ma 130 millió hőszivattyú működik szerte a világban, melyek évente kb. 130 TWh hőt termelnek, és 0,13 Gt-val csökkentik a CO₂-kibocsátást évente. Azzal számolva, hogy az épületek a CO₂-kibocsátás 30%-t adják, a világ CO₂-kibocsátását a mai technológiával kb. 6%-kal lehet csökkenteni, ami évente 22 Gt. A hőszivattyúk jövőben várható fejlesztését és technológiáját figyelembe véve a CO₂-kibocsátás csökkenése 16% lehet. Így a hőszivattyúk alkalmazása kiemelten fontos az energiafelhasználás és a gázkibocsátások csökkentésében [3].

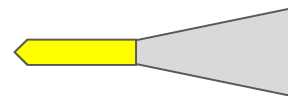
Az IIR adatai szerint a hűtési rendszerek üzemeltetése, beleértve a hőszivattyúkat is, a világ elektromos energiafelhasználásának kb. 15%-át teszi ki [4]. Emiatt nagyon fontos szerepe van a hőszivattyúk hatékonyságának, tekintettel arra, hogy a hatékonyabb berendezések jelentősen hozzájárulnak az energia-felhasználás csökkenéséhez, és így a CO₂-kibocsátás valamint az üzemeltetés költségeinek visszaszorításához.

A lakossági és a szolgáltató iparágak az EU összes energia-felhasználásának kb. 39%-át teszik ki, ami 2009-ben összesen kb. 1114 Mt volt [5]. Ebben a 39%-ban a háztartások kb. 26,5%-ot, míg a szolgáltató iparágak kb. 12,7%-ot jelentenek. A háztartások szilárd tüzelőanyagainak aránya 3%, a kőolajtermékeké 15%, a földgázé 39%, a háztartási villamos energiáé 24%, a megújuló energiaforrásoké 12%, míg a származtatott hő aránya 7%. Összességében ebben a két szektorban az összes energia-felhasználás kismértékű növekedése tapasztalható, s a háztartások számának gyarapodása valamint a szolgáltatások bővülése arányos növekedést is okoz, az energia-hatékonyságra irányuló lépések ugyanakkor hatással vannak a fogyasztás csökkenésére.

Az épületek energia-felhasználásának állapotát és mértékét figyelembe véve egyértelmű, hogy az épületekben racionális energia-felhasználás bevezetésével jelentős előrelépés érhető el – a

szükségtelen hőenergia-felvétel és hőveszteségek csökkentésével valamint energiahatékony fűtési- és hűtési rendszerekkel.

A hőszivattyúk olyan berendezések, melyek a környezetben található, alapvetően nem hasznosítható alacsony hőmérsékletű hőenergiát használják fel, és azt közepes hőmérsékleten, hasznosítható formában bocsátják rendelkezésre, az üzemeltetés pedig mérsékelt energiafelhasználással jár (szemben a magas hőmérsékleten történő üzemeltetéssel).



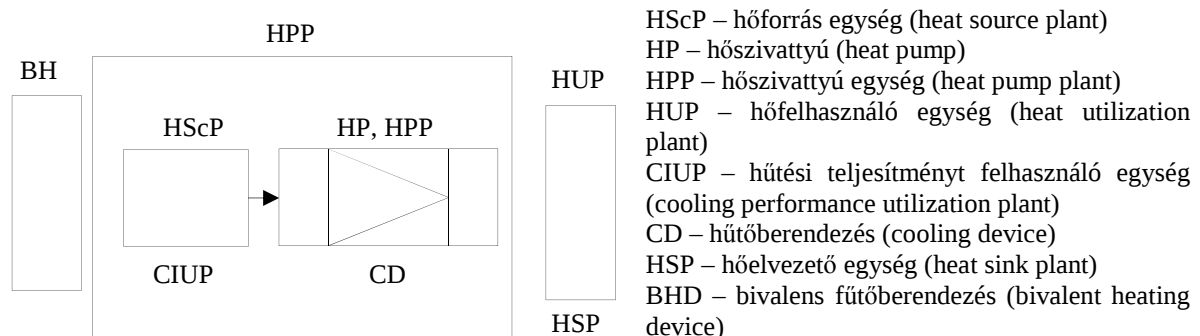
1.1. ábra A hőszivattyúval fűtött épületek energiaviszonyai

Az *exergia* kifejezés ismerete elengedhetetlen a hőszivattyú működésének megértéséhez. A hőtan első fő tétele szerint az energia nemvész el, csak átalakul egyik formájából egy másikba. A hőenergia különböző hőmérsékleti szinteken van jelen, és ettől függően több vagy kevesebb munka nyerhető ki belőle. Az üzemanyag kémiai energiájából nyert hőenergia egy hőerőműben hőmérséklet-különbségből energiát előállító ("right-handed") ciklikus folyamat alkalmazásával átalakítható mechanikai (vagy mozgási) energiává valamint a környezeti hőmérséklethez hasonló hőmérsékletnek megfelelő hőenergiává. Ennek a folyamatnak a megfordítása esetén a hőforrás és a környezet hőmérsékletének különbségéből származó munka meg fog felelni az exergiának, a környezetbe átvitt hőenergia pedig az anergiának (energia-hiánynak). Így az energia összessége exergiából és energiából tevődik össze. A mozgási és a helyzeti energia, valamint a villamos energia csak exergiát tartalmaz, s így visszafordíthatatlan folyamattal alakíthatók át mechanikai munkává; ezzel szemben a hőenergiában az exergia aránya a rendelkezésre álló hőenergia hőmérsékletétől és a környezeti hőmérséklettől függ. Minél nagyobb a különbség, vagyis minél nagyobb annak az energiának az aránya, amely mechanikai munkává alakítható, annál nagyobb az energiaarány, és az energia annál jobb "minőségű". A levegő, víz, talaj meglévő hőforrások hőenergiái a környezeti hőmérsékleten állnak rendelkezésre, és nagyon kevés exergiát tartalmaznak, míg a

fűtött épületek átlagos hőmérsékletéhez tartozó energia magas exergiával rendelkezik. A környezet energiájának és a több exergiát (pl. a hőszivattyú üzemeltetéséhez általában alkalmazott villamos energia gyakorlatilag teljesen átalakítható mechanikai munkává) tartalmazó működési energiának az "összevetésével" megkapjuk az épület és használati meleg víz megfelelő hőmérsékletre melegítéséhez szükséges hőt; s az így előállított hőenergia és a befektetett működési energia aránya, a működési energia, a hőforrás energiája és a fűtésre használt energia exergia-szintjétől függ. Bebizonyították, hogy a fűtési rendszer gondos megtervezésével elérhető, hogy az energiaviszonyok lehetővé tegyék a működési energia létrehozásához szükséges primer energiánál több hasznos hőenergia előállítását. Így a hőszivattyúk alkalmazásával az épület energiamérlegében a megújuló energiaforrások aránya jelentősen nőhet, a környezetkárosítás pedig nagymértékben csökken.

A hőszivattyú a felépítését és működését tekintve olyan hűtő berendezés, amely a működéshez üggynevezett külső energiát (mechanikai munkát, vagy hőenergiát, vagy villamos energiát) igényel. Az elvont hőenergia, hozzáadva a bevitt mechanikai munkát is, a környezetbe leadható, így a hőszivattyú felhasználható épülethűtésre, illetve még jobb megoldás, ha párhuzamosan melegítési célokra is felhasználják (pl. használati meleg víz előállításra, kiegészítő levegőmelegítésre légkondicionáló rendszerekben párástással, stb.)

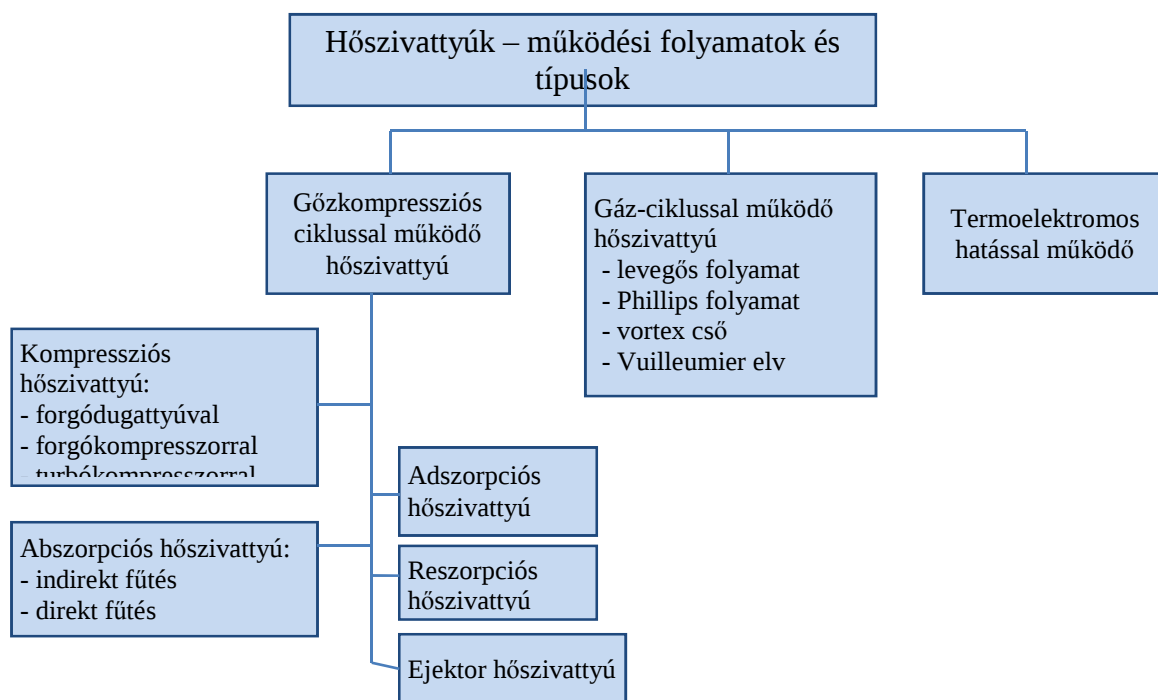
A hőszivattyús fűtés illetve hűtés egy komplex rendszert alkot, és a hőszivattyú mellett részét képezi a hőforrás egység (vagy hűtési teljesítményt felhasználó egység), a hőelvezető egység (vagy hőfelhasználó egység), és szükség lehet bivalens fűtőberendezésre is (pl. hagyományos kazán), amely létrehozza azt a hőt, amit a hőszivattyú bizonyos körülmények esetén technikai vagy gazdaságossági okok miatt nem képes megfelelő módon előállítani.



1.2. ábra A hőszivattyú felhasználásához kapcsolódó kifejezések ([6] referencia szerint).

A hő egyik hőmérséklet irányából egy másik felé történő áramoltatása különböző folyamatok útján lehetséges. Ezekben közös, hogy a folyamatba alacsonyabb hőmérsékleten bevitt, exergiát nem tartalmazó hőhöz mindig tartozik magasabb exergiaszintű kompenzációs energia, s így a kimeneti hő a fűtéshez elegendő exergiaaránnal rendelkezik. Ugyanakkor elvárás, hogy a létrehozott és a felhasznált energia aránya olyan magas legyen, hogy a primer energiából más eljárással ne nyerhessük ki azt a hőenergiát. Az 1.3. ábrán láthatók az alapvető folyamatok.

A termoelektromos hatás elvén valamint a gáz-folyamatokkal működő hőszivattyúkat a gyakorlatban nem alkalmazzák széles körben. Általában kisebb fűtési és hűtési teljesítményre képesek, korlátozott alkalmazási formákban. Ennek fő okai az alacsony hatásfok és a magas költségek, a telepítendő berendezés mérete és bonyolultsága. Ebben a részben főként a kompressziós hőszivattyúkkal foglalkozunk, melyek gőzkompressziós folyamattal működnek. Abszorpciós (elnyeléssel működő) hőszivattyúkat ritkábban alkalmaznak. Alacsony hatásfokuk miatt az adszorpciós (felületi felszívódással működő) illetve az ejektor hőszivattyúkat sem használják széles körben.



1.3. ábra: Hőszivattyúk osztályozása

1.1. Jogszabályi háttér – megújuló energiaforrások (renewable energy sources, RES) felhasználása hőszivattyúval

A megújuló energiaforrásból előállított energia támogatásáról szóló Irányelv [7] az Európai Energiapolitikai intézkedéscsomag része, amelyre figyelemmel kell lenni az Európai Unió 2007-2020. időszakra vonatkozó stratégiai céljainak megvalósítása során (ezek: az üvegházhatású gáz-kibocsátás 20%-os csökkentése, az összenergia-felhasználásban a megújuló energiaforrások arányának 20%-os növelése, és hogy a közlekedésben a bioüzemanyagok aránya 10% legyen)

Az Irányelv vonatkozik az iparban, közlekedésben, háztartásokban, szolgáltató iparágakban, mezőgazdaságban, erdészetben és halászatban felhasznált energiára. A kitűzött célok a következők:

- Az importált energiától való függőség csökkentése
- Stabil és biztonságos energiaellátás
- Harc a klímaváltozás ellen
- Gazdasági növekedés: helyileg rendelkezésre állnak a megújuló energiaforrások és a foglalkoztatási ösztönzők is
- Az EU legyen a harmadik ipari forradalom elindítója, beleértve a megújuló energiaforrások (biomassza, napenergia, szélenergia, geotermikus energia és egyéb technológiák az épületekben) aktív kiaknázását

A megújuló energiaforrásból előállított energia támogatásáról szóló Irányelv különösen fontos eleme, hogy ebben kiemelik a hőszivattyúkat, mint megújuló energiaforrások kiaknázására szolgáló berendezéseket.

A hőszivattyúk lehetővé teszik a környezeti levegőben, talajban, vízben lévő hő kiaknázását és fűtésre való felhasználását, a működésükhöz pedig energiát használnak fel. Ez általában villamos energia, amely a kompressziós hőszivattyúk működéséhez szükséges, de más energiaforrások is használhatók.

A hőenergia, illetve a környezeti levegőben, talajban, vízben (felszíni víz illetve talajvíz) lévő hő megújuló energia. A hőszivattyú működéséhez a hőforrásból elvont energiát a következő képlettel számíthatjuk ki: (a hőszivattyúk által hasznosított környezeti energia mennyisége!)

$$ERES = Q_{useful} \left(1 - \frac{1}{SPF} \right), \quad (1.1)$$

ahol a $Q_{hasznos}$ a hőszivattyú által leadott összes becsült hasznos hőenergia. Az SPF (Seasonal Performance Factor) a hőszivattyú becsült átlagos szezonális teljesítménytényezője, ami a létrehozott hasznos energia és a bevitt villamos energia hányadosa (beleértve a hőszivattyú működéséhez szükséges energiát valamint az esetlegesen a fűtéshez szükséges kiegészítő energiát).

Az Irányelv csak azokat a hőszivattyúkat tartja elfogadhatónak, melyeknél a létrehozott energia meghaladja a bevitt primer (működésre használt) energiát, vagyis ahol

$$SPF > \frac{1,15}{\eta}, \quad (1.2)$$

Ezzel biztosított, hogy a hasznos energia nagyobb legyen, mint a hőszivattyú működéséhez felhasznált villamos energia előállításához szükséges primer energia.

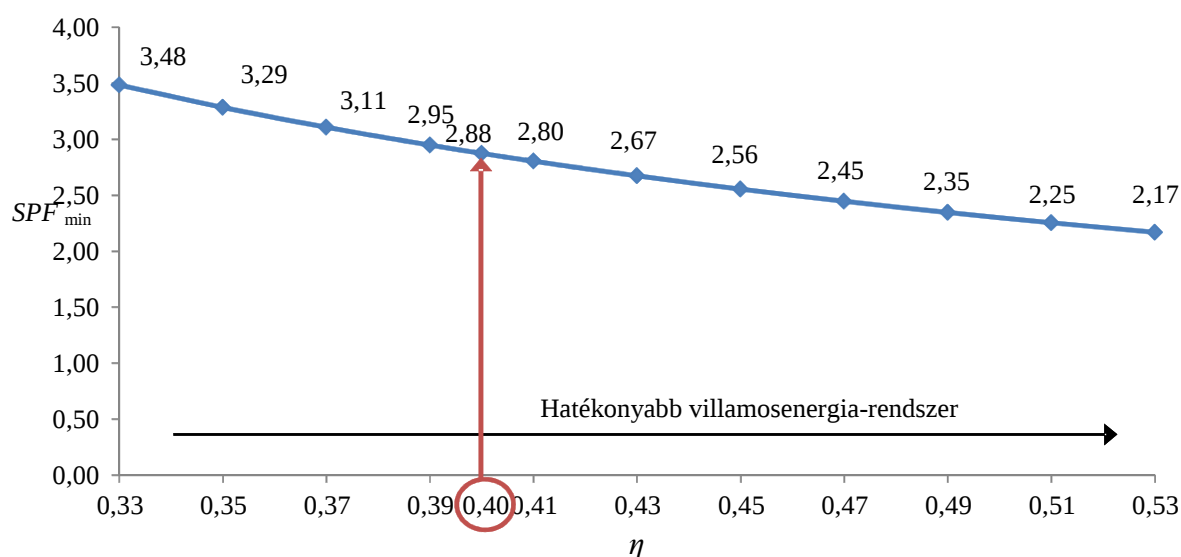
Az η az összes előállított bruttó villamos energia és annak létrehozásához felhasznált primer energia hányadosát jelenti, és az EU-ban használatos átlagával kell számítani, az Eurostat adatok alapján [8].

Ez a képlet a működéshez villamos energiát használó hőszivattyúkra vonatkozik.

Napjainkban a villamos energiát 30-55% közötti hatásfokkal állítják elő [8].

Ha a villamos energia előállítására hagyományos kondenzációs hőerőműveket alkalmazunk, akkor az η hatásfok kb. 30%, a primer energia-átalakítási tényező (beleértve a villamos hálózat veszteségeit is) $f_p=3.31$ lenne. Ebben az esetben az $SPF > 3.83$, a megújuló energiaforrás aránya: $ERES > 0,74 Q_{useful}$.

Ha a megtermelt villamos energiát 20% megújuló energiával és 80% hagyományos hőerőműben megtermelt energiával számolnánk, akkor az $f_p = 0.8 \cdot 3.31 + 0.2 = 2.848$ lenne, míg $\eta = 0,35$. Ebben az esetben az SPF több mint 3,28 és $ERES > 0.695 Q_{useful}$.



1.4. ábra Az η hatása a hőszivattyú elvárt SPF minimumára

Ahhoz, hogy a primer energia villamos energiává történő átalakításának összhatásfoka 40% legyen (az 1.4. ábrán pirossal jelölve), az energiaszállítás végén a villamos energiában a megújuló energiaforrások (beleértve a nagyobb teljesítményű hagyományos vízerőműveket) arányának 35% körül kell lennie.

Minél nagyobb az η , annál több hőszivattyú jöhet számításba, mivel csökken az elvart SPF érték. A legtöbb hőszivattyú kedvező $Q_{hasznos}$ és E_{RES} értékkel rendelkezik.

Jelenleg a képlet alkalmazása során nem különböztetjük meg az egyes hőszivattyú-típusokat. Az Európai Közösség (EK) 2013. január 01-ig irányelveket fog biztosítani a tagországok részére annak érdekében, hogy a különböző hőszivattyú típusokra és alkalmazásokra határozhassák meg a $Q_{hasznos}$ és az SPF értékeket, és figyelembe fogják venni az éghajlati viszonyok eltéréseit is.

A megújuló energiaforrásból előállított energia támogatásáról szóló Irányelv előírja, hogy hőszivattyút (valamint biomassza alapú rendszereket, napenergiát, áramfejlesztésre illetve fűtésre alkalmazó rendszereket és sekély mélységű geotermikus hőforrás-rendszereket) telepítő szakembereknek jóváhagyott képzési programokon kell minősítést szerezniük, amelyeknek a hőszivattyúkkal kapcsolatosan a következő témaköröket kell tárgyalniuk:

Az elméleti résznek tartalmaznia kell a piaci helyzet áttekintését, a hőszivattyúk épületen belüli alkalmazásának indokoltságát, a legmegfelelőbb hőszivattyús rendszer meghatározását, a műszaki követelmények elemzését, biztonságra, légtisztításra, a hőforrással való kapcsolatra vonatkozó ismereteket és a rendszer alapkoncepcióját. A képzés során meg kell ismerniük a hőszivattyúkra vonatkozó EU Irányelvet, valamint a vonatkozó nemzeti és helyi előírásokat:

- A hőszivattyúkkal kapcsolatos alapelvek és a működés megismerése, beleértve a hőszivattyúk működési folyamatainak jellemzőit: a hőforrások alacsony hőmérséklete, illetve a magasabb hőmérséklet és a rendszer hatásfoka közötti összefüggést, a fűtési együtthatót - vagyis teljesítménytényezőt (COP , Coefficient of Performance) és a szezonális teljesítményfaktort (SPF);
- A hőszivattyús rendszer egyes alkatrészeinek valamint azok szerepének megismerése; beleértve a kompresszort, az expanziós szelepet, az elpárologtatót, a kondenzátort és más eszközöket, a kenőolajat, a hűtőközeget, a túlhevítést és utóhűtést, valamint a hőszivattyúk hűtésre történő felhasználásának lehetőségét;
- Az adott telepítési helyhez a megfelelő berendezések kiválasztása, amibe beletartozik az épület fűtéséhez és a meleg víz ellátáshoz szükséges hő meghatározása, a hőszivattyú teljesítményének kiszámítása, a puffertároló megválasztása és az integráció más fűtési rendszerekkel.

Az elvart ismeretek fontosak a hőszivattyúk energiahatékony alkalmazása tekintetében; ezekből megtudható, hogy mit kell figyelembe venni a hőszivattyúval kiépített fűtési (és hűtési) rendszereknél, ami nagyrészt a jelen tanulmány tartalma is egyben.

1.2. Rendszerek a hőszivattyúk alkalmazásának tükrében

A hőszivattyúk alkalmazását különböző szinteken vizsgálhatjuk, és ezzel kapcsolatosan fontos tudni azt, hogy minden szinten különböző kritikus problémákkal találkozunk [9].

A hőszivattyú egység szintjén elsősorban az olyan problémákkal kell foglalkozni, mint a legmegfelelőbb alkatrészek megválasztása és magának az egységnek az optimális működése, a megfelelő hűtőközegek (hűtőközegek) alkalmazása és a felépítésre és hatásfokra gyakorolt hatások, valamint a rendeltetés (használati meleg víz és fűtés, csak fűtés, illetve használati meleg víz és hűtés) Ezekkel a témákkal általában a hőszivattyúgyártók foglalkoznak.

A hőszivattyú-rendszer szintjén, amelybe beletartozik a hőforrás (hőfelvétel szint) és hőelvezető (hőleadás szint) is, fontos, hogy magas COP-t (teljesítménytényezőt) érjünk el. Ebben a tanulmányban a COP_1 kifejezést használjuk a COP-ra, ennek definíciója: a hőszivattyú által leadott hő vagy hőenergia és a szükséges működési energia hányadosa egy adott működési pillanatban (szemben a COP_2 -vel, ami a létrehozott hűtési energia és a felhasznált működési energia hányadosa egy adott működési pillanatban a hűtési rendszereknél). Ezen a szinten felmerülnek a hőforrásra és a hőelvezetőre, valamint ezek hőmérsékletére - amely nagy hatással bír a COP_1 -re - vonatkozó kérdések. Ezekkel a témákkal általában és elsősorban a projekttervezők, leggyakrabban gépészmérnökök foglalkoznak.

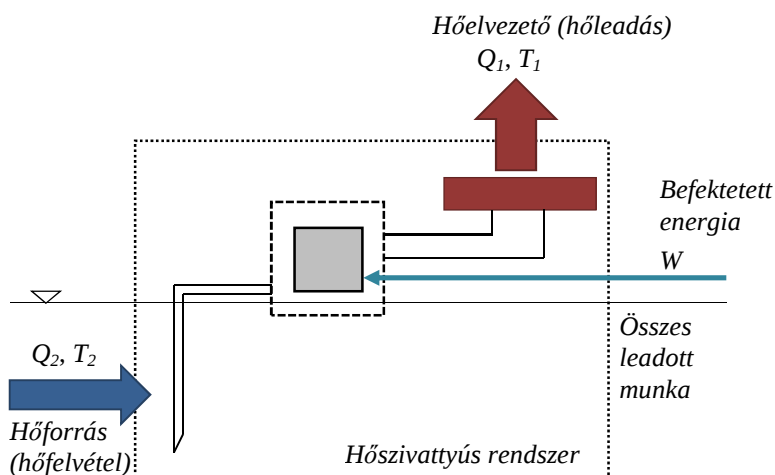


Fig.1.5. Hőszivattyús rendszer

Az épület szintjén figyelembe kell venni az év különböző időszakainak változó környezeti körülményeit, melyek a környezeti hatások változásaiból és a rendszert használók viselkedésének változásaiból erednek. Az épület tulajdonságai jelentős hatással bírnak a hőszivattyú jellemzőire és fogyasztására, így kiemelten fontos, hogy az építészek és a gépészmérnökök összehangolják a munkájukat az épület valamint a hőszivattyús rendszerrel működő fűtés tervezése során. Ha figyelmet fordítunk a rendszer használóira is, a gazdaságosság is fontos tényezővé válik. Emellett a használati meleg víz felmelegítésére és a tér felmelegítésére (fűtésre) fordított energia aránya is fontos. A már előzőleg definiált szezonális teljesítménytényező (SPF) képlete:

$$SPF = \frac{\sum_{year} Q_1 + Q_{extra}}{\sum_{year} W + Q_{extra}} \quad (1.3)$$

Az épület szintjén gondolkodva, az épület fajlagos energiaigénye lényeges, az alacsonyabb hőfogyasztás mellett annak lehetősége miatt is, hogy kis energiafogyasztású épületbe alacsony hőmérsékletű fűtési rendszert lehet beépíteni (vagy magasabb hőmérsékletű hűtési rendszereket, mint pl. a tetert határoló felületbe épített fűtési- és hűtési rendszerek (padló-, fal-, mennyezetfűtés és hűtés, melyek esetén a fűtés a hagyományos rendszereknél alacsonyabb hőmérsékleten lehetséges, a hűtés pedig a hagyományos rendszereknél magasabb hőmérsékleten történhet, így jobb SPF és E_{RES} értékeket biztosítanak)) [9]. Ebben a vonatkozásban a termotechnikai létesítmények projekttervezői és az építészek együttműködése kap főszerepet.

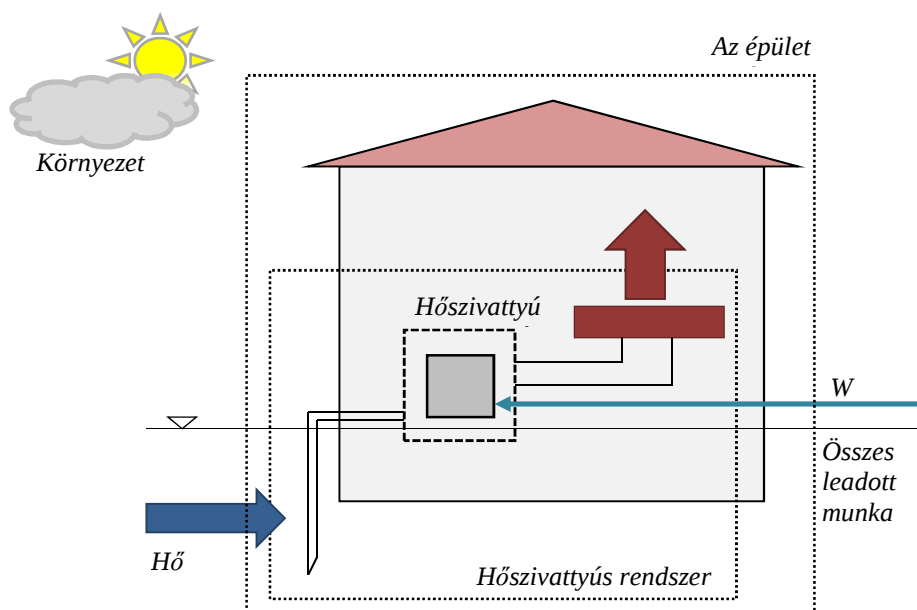
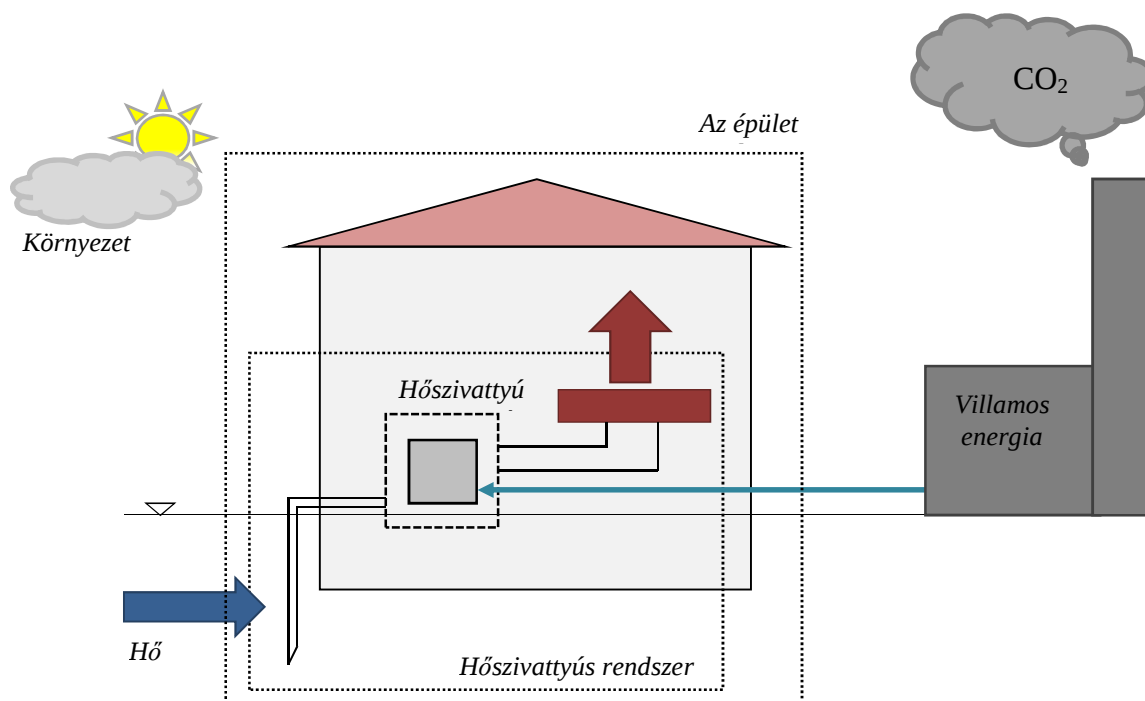


Fig.1.6. Az épület hőszivattyús rendszere [9]

Az egész energiarendszer szintjén fontos a környezeti hatások meghatározása. Számolni kell a hőszivattyú működéséhez szükséges energia létrehozásából eredő CO₂-kibocsátással, valamint a hőszivattyúkban használt hűtőközeg az atmosféra ózontartalmára valamint a globális felmelegedésre gyakorolt hatásával.

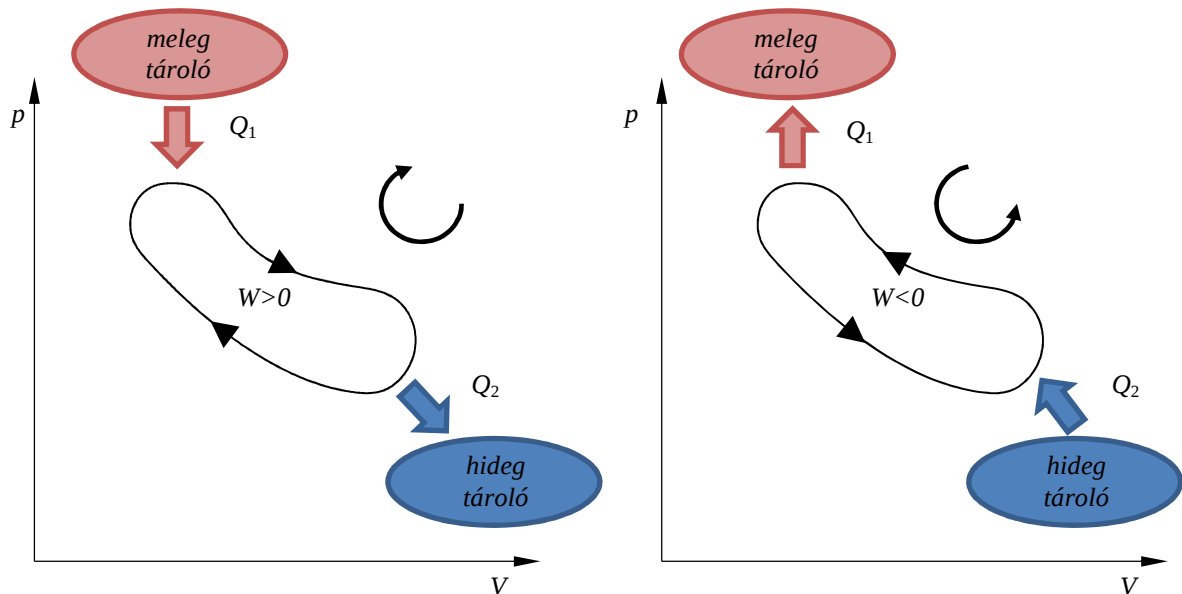


1.7. ábra Épületet és hőszivattyút magában foglaló energiarendszer [9]

1.3. Hőtani alapok és elméleti folyamatok

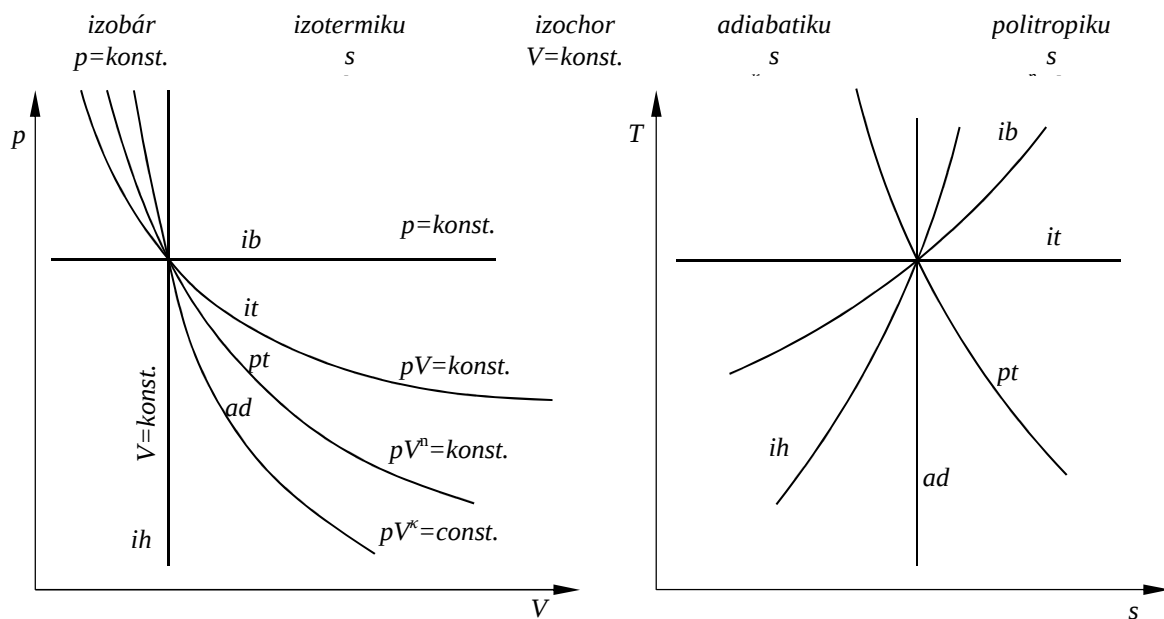
1.3.1. Hőtani ciklusok

Két különböző hőmérsékletű hőtároló tartály hőjének felhasználásával az óramutató járásával megegyező irányú ciklus, mint zárt körfolyamat mechanikai munkát hozhat létre. Az óramutató járásával ellentétes irányú ciklushoz munkavégzés szükséges, hogy az alacsony hőmérsékletű tárolóból a magasabb hőmérsékletű tartályba áramoljon át hő.



1.8. ábra Az óramutató járásával megegyező és ellentétes irányú folyamatok elve

A hűtőközeg állapotváltozások sorozatán megy át, melyek közül a főbb állapotok az 1.9. ábrán láthatók.



1.9. ábra Gáz halmazállapotú hűtőközeg állapotváltozásai

A különböző állapotváltozások kombinálásával különböző ciklikus folyamatok érhetők el, melyek a megvalósításukban és hatásfokukban eltérnek egymástól.

1.3.2. Természetes és körfolyamatos hűtés

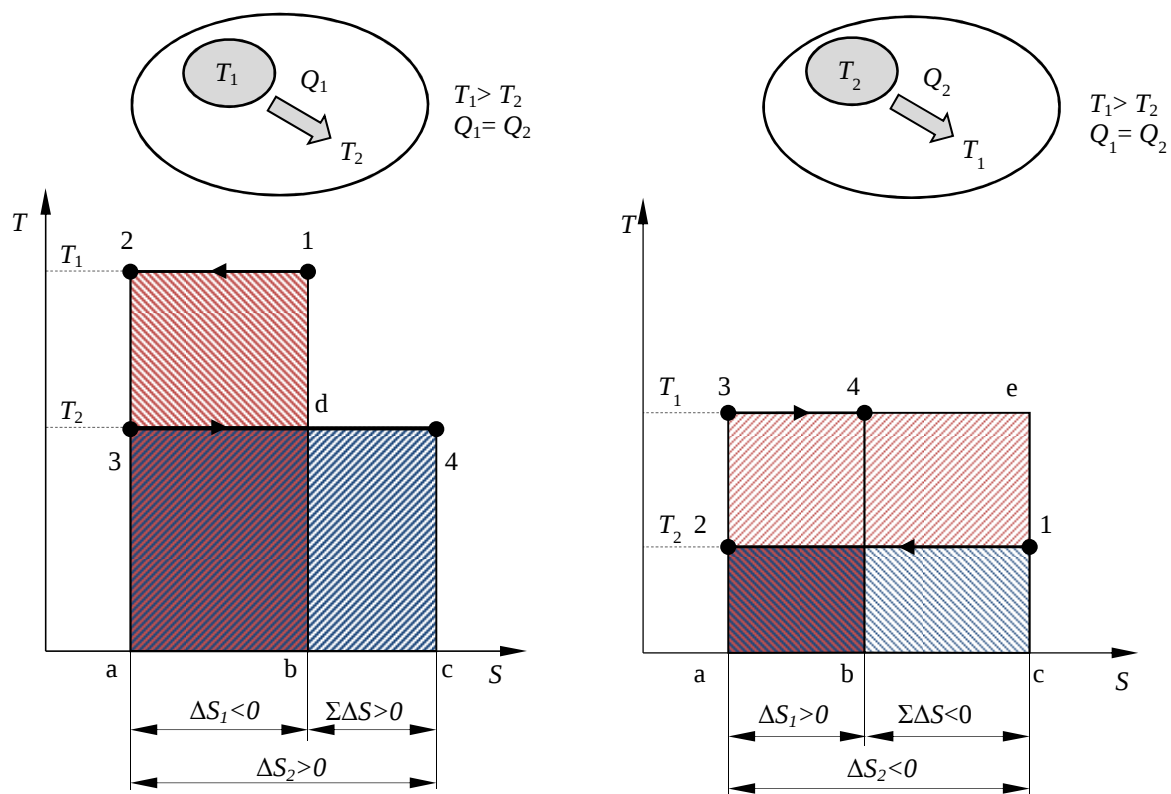
A T_1 magasabb hőmérsékletű test Q_1 hőjének az alacsonyabb, T_2 hőmérsékletű környezetbe történő áramlása természetes módon történik, mivel ha $T_2 < T_1$, a hűtött T_1 hőmérsékletű test visszafordíthatatlanul hőegyensúlyra törekszik a T_2 hőmérsékletű környezetével (vagy egy másik testtel). Ha a hő be- illetve kiáramlása során a hideg és a meleg tároló (test) hőmérséklete konstans marad, akkor a fűtési rendszer entrópiájának összes növekedése pozitív lesz, és a folyamat visszafordíthatatlan, vagyis természetes módon történik (1.10 a ábra)

$$\sum \Delta S_{1-2} = \Delta S_1 + \Delta S_2 = Q_1 \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) > 0 \quad T_1 > T_2. \quad (1.4)$$

Ha az alacsonyabb, T_2 hőmérséklet irányából a magasabb, T_1 hőmérséklet felé kell a Q_2 hőt átvinni (1.10 b ábra), akkor az összes entrópia-változás negatív lesz, és a következő érvényes:

$$\sum \Delta S_{2-1} = \Delta S_2 + \Delta S_1 = Q_2 \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) < 0, \quad (1.5)$$

ami ellentmond a termodinamika második törvényének, természetes módon nem történhet meg. A hűtési és hőszivattyús körfolyamatok működésük során Q_2 hőt a hűtött T_2 hőmérsékletű testtől a magasabb, T_1 hőmérsékletű (ami lehet pl. a környezet hőmérséklete) felé szállítják.



1.10. ábra Természetes és körfolyamatos hűtés

Annak érdekében, hogy a Q_2 hő az alacsonyabb T_2 hőmérséklet irányából a magasabb hőmérséklet felé áramolhasson át, további, kiegészítő ΔQ hőre van szükség egy újabb folyamat segítségével, hogy a ΔS teljes entrópiaváltozás pozitív lehessen, és így a folyamat visszafordíthatatlan legyen. A teljes entrópiainövekedésnek: $\sum \Delta S = 0$ kell lennie, hogy a T_2 (miközben hőt viszünk a ciklusba) és a T_1 (miközben hőt vonunk el a folyamattól) hőmérsékletek konstansok legyenek (1.10. ábra), s közben a következő kifejezés érvényes legyen:

$$\sum \Delta S = \Delta S_2 + \Delta S_k + \Delta S_1 = \left(\frac{Q_2}{T_1} + \frac{\Delta Q}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} \right) = 0. \quad (1.6)$$

Ebből következőleg

$$\frac{Q_2 + \Delta Q}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \text{ ábrán látható.} \quad (1.7)$$

Így az entrópia negatív változásának kompenzálásához szükséges minimális energia:

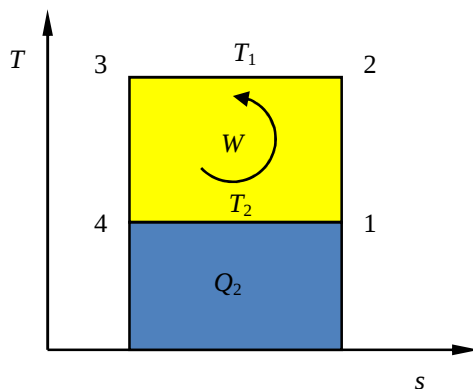
$$\Delta Q = Q_2 \frac{T_1 - T_2}{T_2}. \quad (1.8)$$

Ahhoz, hogy a folyamat műszakilag megvalósítható legyen, a rendszernek a bevitt ΔQ -nál több energiára van szüksége, így a teljes entrópia-változás: $\sum \Delta S > 0$.

A hűtési teljesítménytényező (a 2. teljesítménytényező vagy COP_2), amelynek segítségével a hűtési folyamat minősíthető, a Q_2 hő és a ΔQ felhasznált kompenzációs energia - amely a Q_2 hőnövekedést biztosítja a T_2 hőmérsékletről a T_1 hőmérsékletre - hányadosát jelenti. Az 1.11. ábrán látható, a két konstans hőmérséklet között fellépő Carnot ciklus vonatkozásában a következő érvényes:

$$COP_{2,C} = \frac{Q_2}{\Delta Q} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (1.9)$$

A C betű a $COP_{2,C}$ kifejezésben arra utal, hogy a hűtési teljesítménytényező az óramutató járásával ellentétes irányú Carnot ciklusra vonatkozik tartozik, amely két konstans T_1 és T_2 hőmérsékletű meleg tároló között lép fel. A koordináta rendszerben a ΔQ kompenzációs energia helyett a W mechanikai munka szerepel.



1.11. ábra Ideális Carnot ciklus a T,s koordináta rendszerben

A magasabb, T_1 hőmérsékletű meleg tárolóba bevitt hő az alacsonyabb hőmérsékletű tárolóból elvont hő és a kompenzációs energia összességét jelenti, amely a következőképpen fejezhető ki:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q. \quad (1.10)$$

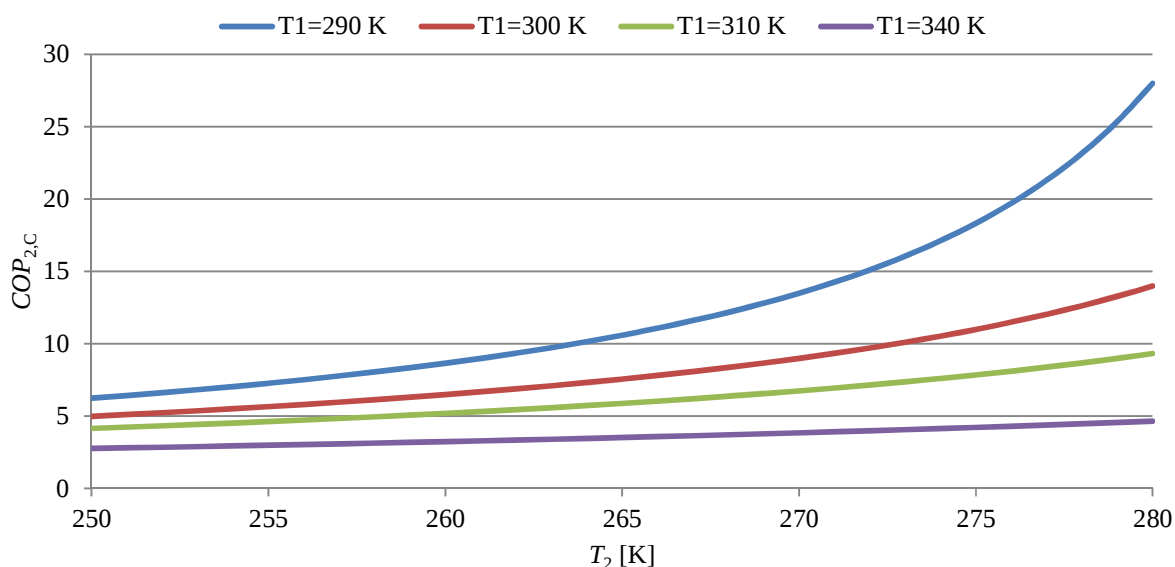
A fűtési teljesítménytényező (a 1. teljesítménytényező vagy COP_1) úgy határozható meg, mint a magasabb hőmérsékletű tárolóba bevitt Q_1 hő és a ΔQ felhasznált kompenzációs energia - amely a Q_2 hőnövekedést biztosítja a T_2 hőmérséklettől a T_1 hőmérsékletre - hányadosát jelenti.

$$COP_{1,C} = \frac{Q_1}{\Delta Q} = \frac{Q_2 + \Delta Q}{\Delta Q} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \quad (1.11)$$

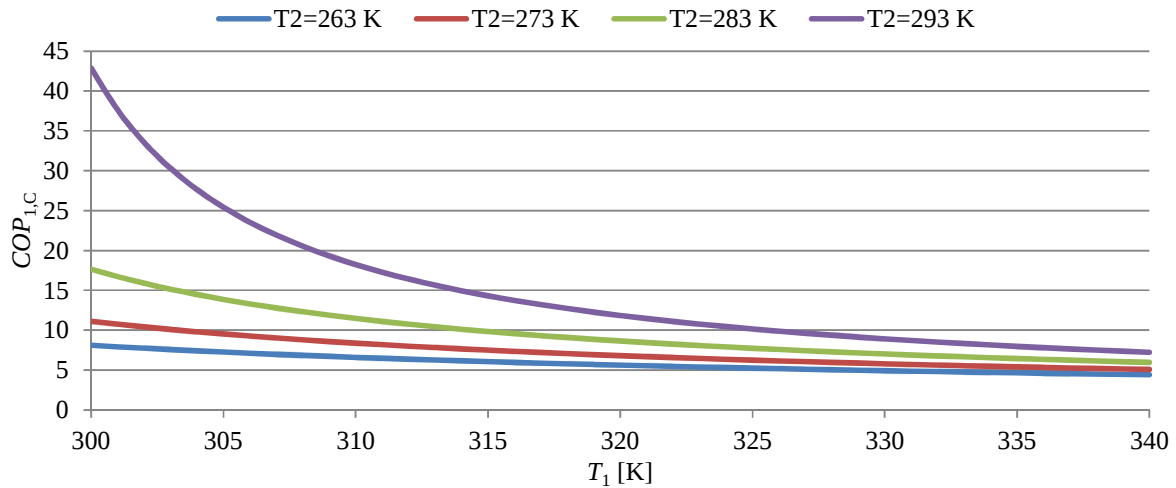
A fenti kifejezésekből következik:

$$COP_{1,C} = COP_{2,C} + 1. \quad (1.12)$$

A Carnot hűtési ($COP_{2,C}$) és fűtési ($COP_{1,C}$) teljesítménytényezők annál nagyobbak, minél kisebb a T_1 és T_2 hőmérsékletek közötti különbség. A T_2 célhőmérsékletre történő lehűtés esetén a hűtési teljesítménytényező annál nagyobb, minél kisebb a Q_2 hőelvezetőt (hőleadást) jelképező tároló T_1 hőmérséklete. A T_1 célhőmérsékletre történő melegítés esetén a $COP_{1,C}$ fűtési teljesítménytényező annál nagyobb, minél nagyobb a Q_2 hőfelvevőt jelképező tároló T_2 hőmérséklete.



1.12. ábra A T_1 és T_2 hőmérsékletek hatása a $COP_{2,C}$ hűtési teljesítménytényezőre

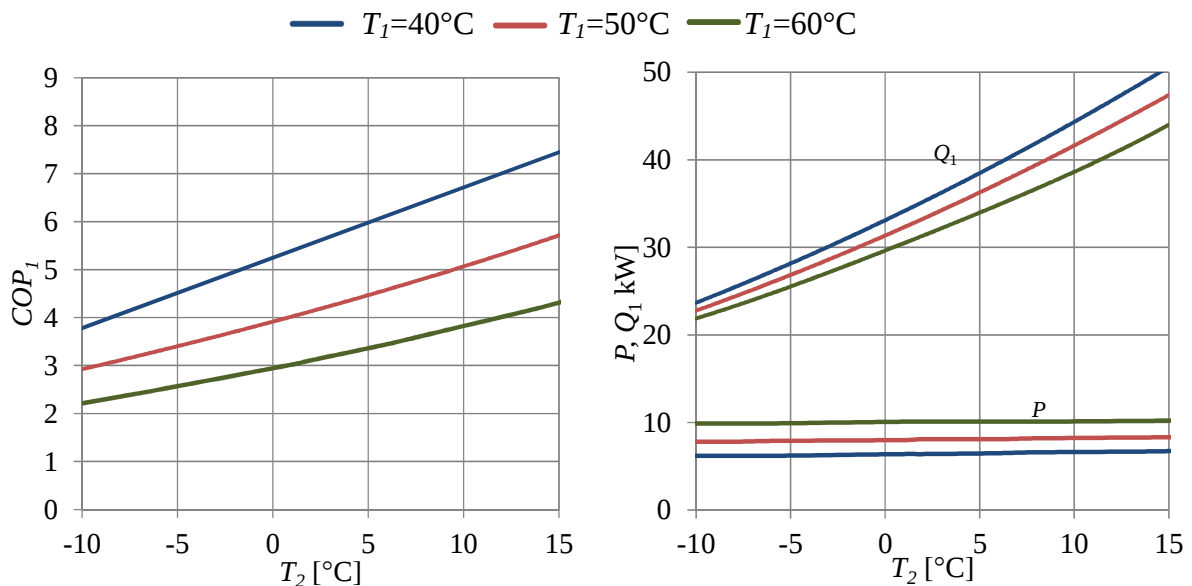


1.13. ábra A T_1 és T_2 hőmérsékletek hatása a $COP_{1,C}$ fűtési teljesítménytényezőre

A Carnot ciklus a termodinamikában optimális folyamat, és két izoterm és két izentrop között történik. Elkerülhetetlen, hogy a valós folyamat visszafordíthatatlan legyen, emiatt a valós hűtési folyamatok kevésbé lesznek hatékonyak, mint a Carnot ciklus, és a fűtési és hűtési teljesítménytényezőik rosszabbak lesznek.

$$COP_1 = \eta_{1,c} COP_{1,C} \text{ j } COP_2 = \eta_{2,c} COP_{2,C} \quad (1.13)$$

A hagyományos fűtési és légkondicionáló rendszerekhez alkalmazott berendezéseknél az $\eta_{1,c}$ és $\eta_{2,c}$ értékek 0,4 és 0,6 között vannak. Az 1.14. ábrán látható egy példa a Q_2 fűtési teljesítményre, a P felhasznált működési teljesítményre, valamint a COP_1 fűtési teljesítménytényezőre a hőszivattyú T_1 és T_2 hőmérséklete esetén.



1.14. ábra A T_1 és T_2 hőmérsékletek hatása a fűtési teljesítményre, a szükséges kompresszor-teljesítmény felvételére és a COP_1 fűtési teljesítménytényezőre

A Carnot ciklus a konstanst hőmérsékletek között történő hűtés optimális folyamata. Gyakran szükséges, hogy a testeket végső hőkapacitással hűtsék, aminek a hőmérséklete a folyamat egyes részeiben változik. Ebben az esetben az optimális ciklikus folyamat olyan, amely képes a hűtött test valamint (tágabb értelemben) a környezete hőmérséklet-változásaihoz alkalmazkodni. Tehát léteznek más ciklikusú körfolyamatok is, melyek elméletileg azonosak a Carnot ciklussal, és magas hatásfok mellett teszik lehetővé hő átvitelét az alacsonyabb szintről a magasabb szintre. Néhány ilyen folyamat az 1.15. ábrán látható

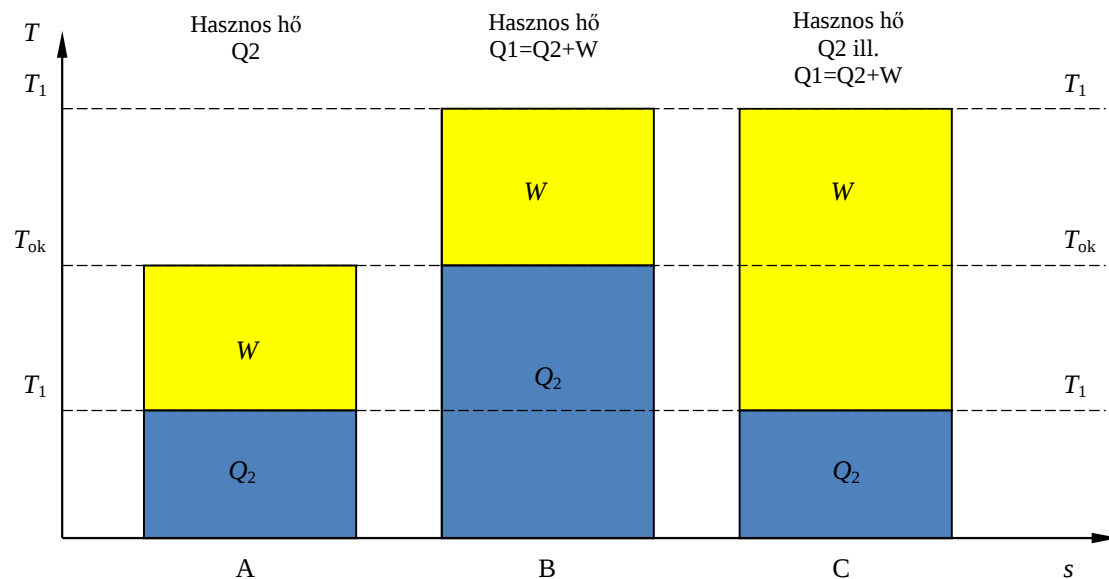
Körfolyamat	Carnot	Lorenz	Ackeret-Keller	Stirling	Joule
Állapotváltozás	2 izentrop 2 izoterm	2 izentrop 2 politrop	2 izobár 2 izoterm	2 izochor 2 izoterm	2 izentrop 2 izobár
Folyamat a T,s koordináta rendszerben					
Folyamat a p,V koordináta rendszerben					
COP_2	$\frac{T_4}{T_2 - T_1}$	$\frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}$	$\frac{T_4}{T_2 - T_1}$	$\frac{T_4}{T_2 - T_1}$	$\frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}$
COP_1	$COP_2 + 1$	$COP_2 + 1$	$COP_2 + 1$	$COP_2 + 1$	$COP_2 + 1$

1.15. ábra Hűtési körfolyamatok a T,s és a p,V koordináta rendszerben

Éppen azért hívjuk ezeket a berendezéseket hőszivattyúknak, mert az óramutató járásával ellentétes irányú hűtési ciklusok útján képesek energia befektetésével hőt átvinni alacsonyabb hőmérsékletről magasabb felé. Bár a hő az óramutató járásával ellentétes irányú ciklusokban minden esetben az alacsonyabb hőmérsékletről a magasabb felé áramlik, három különböző folyamatot különböztetünk meg, melyek eltérő módon kezelik a hőt.

- Ha egy ilyen ciklusban az alacsonyabb hőmérsékletről a magasabb felé áramlik a hő, a folyamatot általában hűtési körfolyamatnak nevezzük (ezt A-val jelöltük az 1.16. ábrán).
- Ha egy ilyen ciklikus folyamatot arra használunk, hogy a környezeti hőmérséklet irányából áramoltassunk hőt egy magasabb hőmérséklet felé, azt fűtési folyamatnak nevezzük, a berendezést pedig hőszivattyúnak. Ez a körfolyamat a B a 1.16. ábrán látható. Ez gyakorlatilag egy nagy hatásfokú fűtési rendszer, amely hőforrásként a környezetből elvont, megújuló hőt használ.
- Léteznek olyan fűtési-hűtési körfolyamatok is, melyeknél a hőt a környezeténél alacsonyabb hőmérsékletről áramoltatják a környezeténél magasabb hőmérséklet felé. Ez a körfolyamat a C az 1.16. ábrán. A folyamatok úgy is alkalmazhatók, hogy egyszerre legyen lehetséges a Q_1 és a Q_2 hő felhasználása (mint pl. szállodákban a szobák hűtése és a vendégek részére a használati melegvíz előállítás) egyszerre; egy jégpálya hűtése és párhuzamosan a szomszédos uszoda fűtése valamint használati melegvíz előállítás mindkét létesítmény részére; központi helyek hűtése olyan nagy irodaépületekben, amelyekben olyan jelentős hőforrások találhatók, melyek meghaladják a hőveszteség

mértékét, és eközben az épület olyan részeinek fűtése, melyek hidegebb környezetnek vannak kitéve, stb.). Ezt a fajta igényt megvalósító berendezést is hőszivattyúnak nevezzük.



1.16. ábra A Carnot hűtési körfolyamat (A), fűtési körfolyamat (B) és fűtési-hűtési körfolyamat (C) T,s koordináta rendszerben

A hőszivattyú tehát egy olyan készülék, amely külső kompenzációs energia-bevitel felhasználásával hőenergiát (hőt) visz át egy alacsonyabb energiaszinttől (hőmérséklettől) egy magasabb irányába azzal a céllal, hogy nagyobb szintű hőenergia legyen felhasználható. A Q_1 hő felhasználásának fő célja lehet pl. fűtés. Ezzel ellentétben a Q_2 energiát arra használhatjuk, hogy lehűtsünk egy testet. Gazdaságossági és energetikai szempontból a leghatékonyabb a Q_1 és a Q_2 hőenergiák együttes felhasználása; az ilyen alkalmazásokra a jelen tanulmány későbbi részeiben gyakorlati megoldások és példák találhatók

1.4. A hőszivattyú hidraulikus analógiája

A hidraulikus rendszerre vonatkoztatott analógia felhasználható a hőszivattyú elv ismertetésére. Az 1.17. ábrán látható egy példa. A H_2 magasságban lévő elvezető-tárolóból $\dot{V}_2 = 100$ l/s vízhozamnak kell kiáramlania, ami biztosítható a H_2 magasságban lévő forrás-tároló $\dot{V}_{3-2} = 100$ l/s vízhozamával. Ehhez először le kell fojtani a víznyomást a $p_3 = \rho g H_3$ nyomásról $p_2 = \rho g H_2$ nyomásra, amivel visszafordíthatatlanul elveszítjük a fenti tároló vizének exergiáját. Ugyanez megoldható úgy is, ha kisebb mennyiségű vizet $\dot{V}_{3-1}$ használunk fel a H_3 magasságban lévő fenti tárolóból, és az működteti a turbinát, amely lehetővé teszi annak a szivattyúnak a működését, amely a $\dot{V}_{1-2} = 100$ vizet a H_3 magasságban lévő forrás-tárolóból a H_2 magasságban lévő tárolóba szivattyúzza. Ha $\eta_T = 0.8$ turbina hatásfokkal és $\eta_p = 0.7$ szivattyú hatásfokkal, $H_1 = 0$ m, $H_2 = 10$ m és $H_3 = 100$ m magasságokkal számolunk, a szivattyú fogyasztása $P_p = 14.285$ W, az energiát generáló turbinán áthaladó vízhozam pedig $\dot{V}_{3-1} = 0.017$ m³/s vagy 17 l/s, ami csupán 17%-a annak, mint ami az első megoldásnál fogyott.

Ebben az esetben az alacsony exergiával (az exergiát itt potenciális energiaként vesszük figyelembe) rendelkező folyadékokat és a magas exergiával rendelkező folyadékokat összekeverjük annak érdekében, hogy a megfelelő magasságban, vagyis közepes exergiával létrejöjjön a kívánt vízhozam. A H_3 magasságban elhelyezett tároló vízhozamát megfeleltethetjük a hőszivattyú működtetéséhez szükséges energiának, a H_1 magasságban elhelyezett tároló vízhozamát megfeleltethetjük a hőforrásból származó hőnek, (vagyis a környezetnek), a H_2 magasságban lévő tároló vízhozamát pedig a hőszivattyú hasznos hőjének.

1.17. ábra A hőszivattyúk hidraulikus analógiája

1.5. Hőszivattyúk műszaki folyamatai

1.5.1. Kompressziós hűtőrendszerek és hőszivattyúk

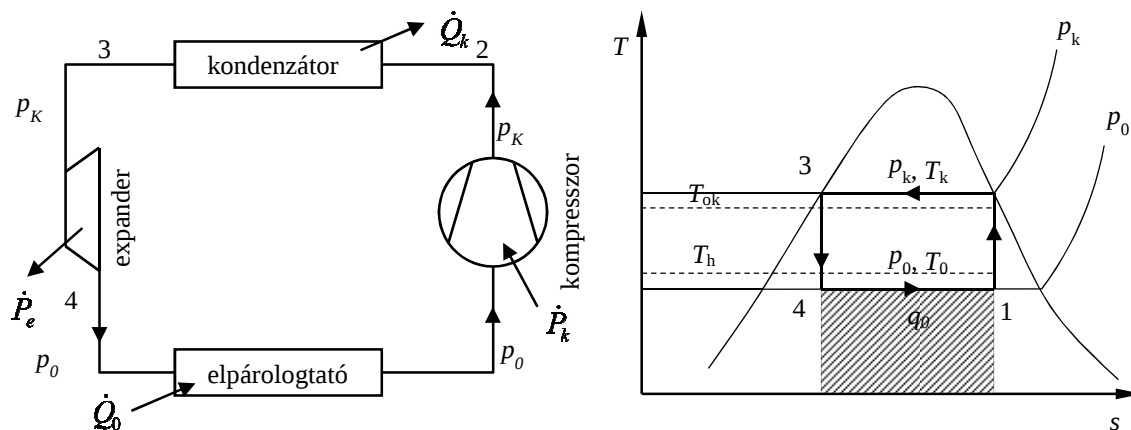
1.5.1.1. Gőzkompressziós hűtés egyfokozatú kompresszióval

Az egykomponensű hűtőközegekkel működő gőzkompressziós hűtőberendezések esetében a körfolyamat telített területen zajlik, s a hő bevitele konstans T_2 hőmérsékleten és p_2 nyomáson történik, a hőelvonás pedig konstans T_1 hőmérsékleten és p_1 nyomáson. A Carnot körfolyamat elméletileg a telített területen, optimálisan a T_2 és T_1 közötti hőmérsékleten mehet végbe.

A gyakorlatban nem előnyös a Carnot körfolyamat telített területen történő lezajlása. Expander (nyomáscsökkentő) (ami lehet egy turbina vagy dugattyús eszköz) használatával nem lehet olyan munkát létrehozni, amely indokolná az alkalmazását amiatt, ahogy az expanzióval kis térfogatú forró folyadékból (3. állapot) nedves telített gőz (4. állapot) képződik, amelynek a térfogata szintén kicsi, és még az expander belsejében fellépő súrlódás

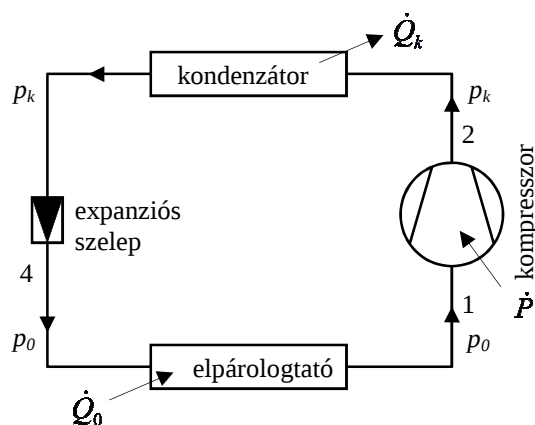
is elég lehet az így kapott munka kioltásához. Mindamellett a telített gőz (amely nedves és folyadékcseppeket tartalmaz) kompresszorba való beszívása is problémát okozhat, pl. hidraulikus robbanást.

A továbbiakban az elpárolgatók és kondenzátorok vonatkozásában a elpárolgás (forrás) hőmérsékletét T_0 -val jelöljük, a kondenzáció hőmérsékletét pedig T_k -val. A nyomásokat pedig ehhez hasonlóan p_0 -val illetve p_k -val fogjuk jelölni. A elpárolgás hőjét Q_0 , a kondenzáció hőjét Q_k jelöli

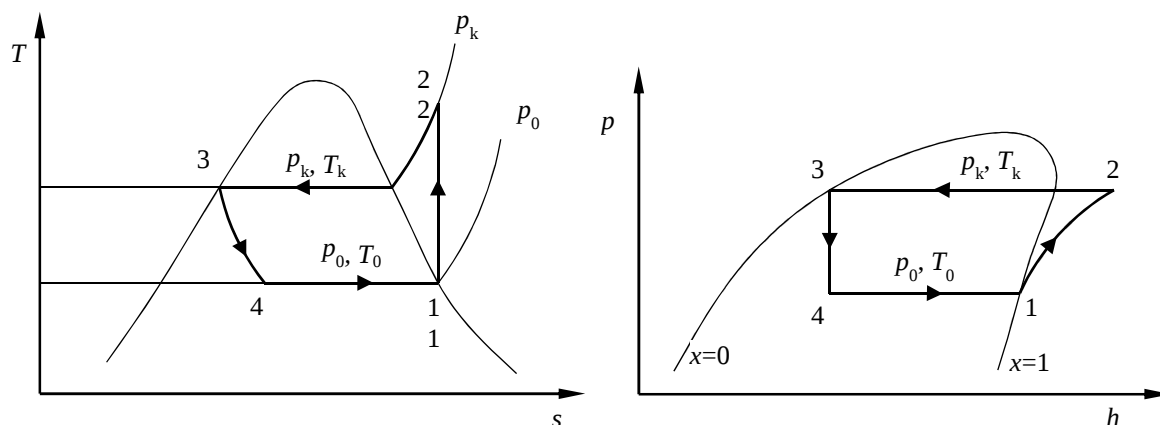


1.18. ábra A berendezés elvi kapcsolási fokozatú rajza és az egyfokozatú kompresszió Carnot ciklusa T,s koordináta rendszerben a telített gőz területén

A gyakorlatban a folyamat a forró vagy a utóhűtött folyadék fojtásával és a száraz telített vagy túlhevített gőz kompressziójával megy végbe.



1.19. ábra Egyfokozatú kompresszióval működő hőszivattyú elvi kapcsolási rajza



1.20. ábra Az egyfokozatú kompressziós körfolyamata T,s - és $\log p,h$ koordináta rendszerben

A hűtőközeg állapotához tartozó értékek a $\log p,h$ koordináta rendszerből olvashatók le; Megjegyzés: A hűtőtechnika területén a hűtőközegek olyan állapotdiagramjaira van szükség, amelynek segítségével szemléltetni és számítani is lehet az energiaátalakítási, energiaátviteli folyamatokat. Erre a végre Bándki Donát által javasolt nyomás-entalpia ($p-h$) diagram, amely később Mollier javaslata alapján $\log p-h$ diagram formájában terjedt el! A diagram függőleges tengelyén a $\log p$ a nyomás logaritmusos értékét jelzi, ezáltal a nyomásokhoz tartozó telítési hőmérséklet osztása egyenletesebb. Az entalpia ismeretében meghatározható a fajlagos munka és a fajlagos teljesítmény (egy kilogrammnyi, a hőszivattyú hűtőberendezésében keringő hűtőközegre). A w fajlagos munka, a q_1 fajlagos fűtési teljesítmény, a q_2 fajlagos hűtési teljesítmény, a COP_1 fűtési teljesítménytényező és a COP_2 hűtési teljesítménytényező a következőképp számítható:

$$w = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]}, \quad (1.14)$$

$$q_k = h_2 - h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.15)$$

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.16)$$

$$COP_1 = \frac{q_k}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.17)$$

$$COP_2 = \frac{q_0}{w} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.18)$$

A fűtési hasznosítható teljesítmény és a fajlagos fűtési teljesítmény ismeretében kiszámítható a hűtőközeg tömegáramának mértéke hőszivattyú esetén. Hűtőberendezés esetén keringtetendő hűtőközeg-tömegáram a hűtési teljesítményből a hasznos és a fajlagos hűtési teljesítményből számítható ki.

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}_k}{q_k} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} \text{ [kg/s]} \quad (1.19)$$

A hűtőközeg tömegáram mértékének ismeretében az izentropikus kompresszióhoz szükséges teljesítményfelvétel így számítható ki:

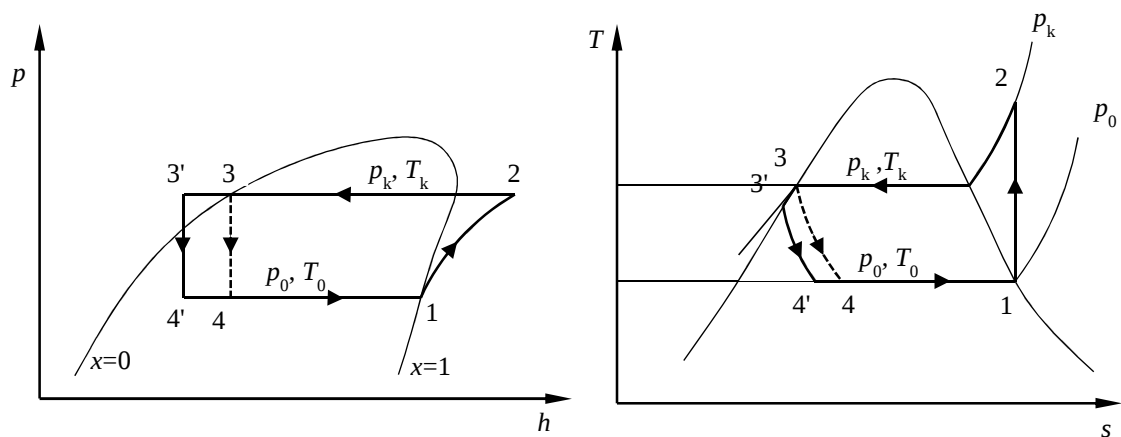
$$\dot{P}_{is} = \dot{M} w \text{ [kW]}. \quad (1.20)$$

A kompresszor tengelyének tényleges teljesítménye nagyobb, és a következőképpen számítható:

$$\dot{P}_{ef} = \frac{\dot{P}_{is}}{\eta_{is}} \text{ [kW]}, \quad (1.21)$$

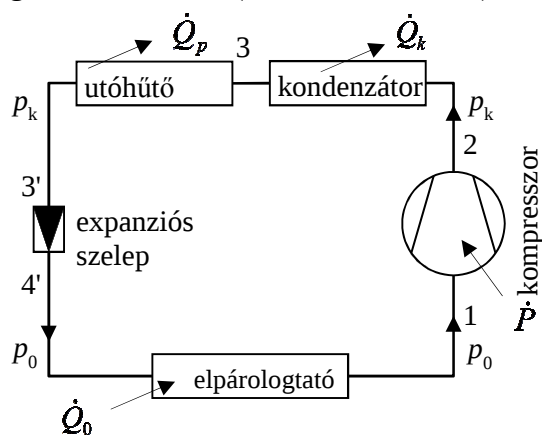
ahol η_{is} a kompresszor izentropikus hatásfoka. A kompresszor típusától függően 0,7 - 0,9 közötti irányértékkel kell számolni.

A hűtőközeg kondenzátorban történő lehűtésével a fajlagos hűtési vagy fűtési teljesítmény ugyanakkora energiamennyiség felhasználásával növelhető, mint ami a két konstans nyomás kompressziójához kerül felhasználásra, így az utóhűtéssel a COP_2 hűtési és a COP_1 fűtési teljesítménytényező is nő.

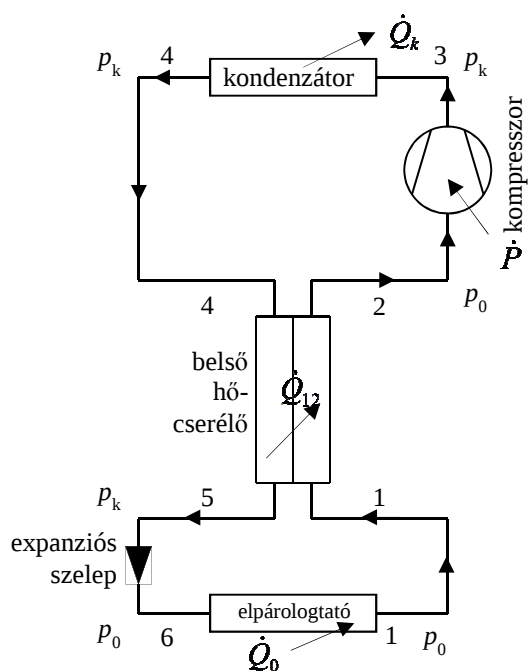


1.21. ábra Egyfokozatú kompressziós folyamat utóhűtéssel, log p, h - és T, s koordináta rendszerben

Az utóhűtés lehetséges kondenzátorban (mint a 1.19. ábrán látható körfolyamat esetében), vagy egy külön telepített utóhűtővel, ahogy az az 1.22. ábrán látható kapcsolási vázlaton látható, vagy egy folyadék-gőz hőcserélővel (belső hőcserélővel), ami az 1.23. ábrán látható.

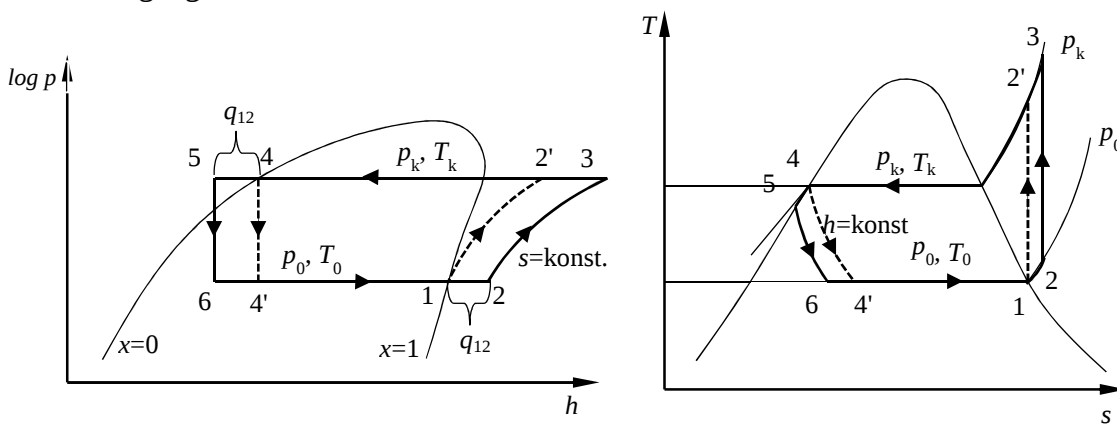


1.22. ábra Egyfokozatú kompressziós hűtőberendezés kapcsolási vázlata folyadék-utóhűtővel.



1.23. ábra Egyfokozatú kompresszoros hűtőberendezés kapcsolási vázlata belső hőcserélővel, (amelyben a hűtési folyamat gőz-folyamat gőz-folyadék hőcserélés útján történik)

Az 1.23. ábrán látható hűtőberendezés T,s és $\log p,h$ koordináta rendszerei az 1.24. ábrán láthatók. Ezekben az egységekben a fajlagos hűtési teljesítmény nagyobb, aminek mértéke: q_{1-2} , de a Δw -hez több munkára is van szükség. Minden vizsgált esetre (A T_1 és T_2 hőmérsékletekre valamint különösen a különböző hűtőközegekre) meg kell határozni, hogy termodinamikailag ezek a folyamatok hatékonyabbak-e vagy a száraz telített gőz-beszívás. Bizonyos hűtőközegek esetén (pl. ammónia, R717), a folyamat rosszabb lesz az 1.24. ábrán bemutatottnál. Ez a 1.24. hőcserélő lehetővé teszi azt is, hogy a kompresszor beszívó egységében a hűtőközeg hőmérsékletét megnöveljék, és hogy ugyanez megtörténjen a kompresszió végén is. A kondenzáció és az elelpárolgás nagyobb hőmérséklet-különbségei esetén (ami alacsonyabb hőmérsékletű hőforrást használó fűtő hőszivattyúk esetén célszerű) a kompresszió végső hőmérséklete túllépheti a 135-140 °C-t, ami a kenőolajak szempontjából kb. a megengedett felső határérték.



1.24. ábra A hűtési körfolyamat egyfokozatú kompressziós gőz-folyadék hőcserélővel rendelkező hűtőberendezéshez tartozó $\log p,h$ - és T,s koordináta rendszer

A folyamat értékelése szempontjából a következőknek van jelentősége: a szükséges kompressziós arányok (a kompresszió végső hőmérséklete mellett ezek befolyásolják az egy- vagy kétfokozatú kompresszió melletti döntést), a fűtés teljesítménytényezői (energiahatékonyság) és a kompresszió végső hőmérsékletei (a kenőolajak tulajdonságai miatt) a különböző elelpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek esetében, amik viszont függenek a hőforrás hőmérsékletétől és a hőellátó rendszer hőmérsékletétől.

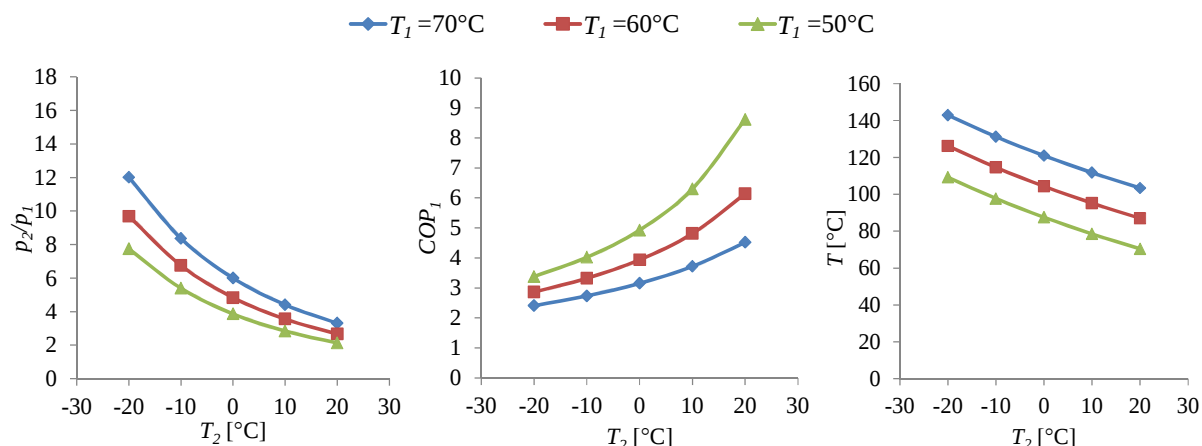
Az R32, R410A, R717 és R134a hűtőközegek kompressziós arányainak, fűtési teljesítménytényezőinek, kompresszió végső hőmérsékletének összehasonlítása az 1.25 ÷ 1.28 ábrákon található. A fűtés teljesítménytényezői az izentropikus kompresszióra és a T,s - és $\log p,h$ koordináta rendszerekben bemutatott folyamatokra vonatkozó elméleti értéket fejeznek ki. A hőszivattyúk fűtésre vonatkozó valós tényezőinek megismeréséhez meg kellene vizsgálni azokat az egységeket, melyekben a hűtőközeg túlhevítése történik az elpárolgató kimeneténél, illetve melyekben a túlhűtés történik a kondenzátor kimeneténél, valamint a kompresszor izentropikus hatásfokát, és figyelembe kellene venni a hűtőközeg hőszivattyún keresztül történő áramlása során fellépő nyomásesését is. Ettől függetlenül a későbbiekben tárgyalt fűtéssel kapcsolatos tényezők megfelelően használhatók a különböző körfolyamatok értékelésére és összehasonlítására, valamint a kiválasztott hűtőközeg körfolyamatra gyakorolt hatásainak és a hűtőközeg állapotainak értékelésére. Az összehasonlítás az 50 °C és 60 °C kondenzációs hőmérsékletek és a -20 °C-tól +20 °C-ig terjedő elelpárolgási hőmérsékletek vonatkozásában lett elvégezve.

A T_0 ellepárolgási hőmérséklet és T_K a kondenzációs hőmérséklet közötti különbség növekedésével minden hűtőközegnél nő a nyomáskülönbség, ami nagyobb kompressziós teljesítményfelvételt eredményez. Az ellepárolgási és a kondenzációs hőmérséklet közötti különbség növekedésével csökken a fűtési teljesítménytényező. (COP)

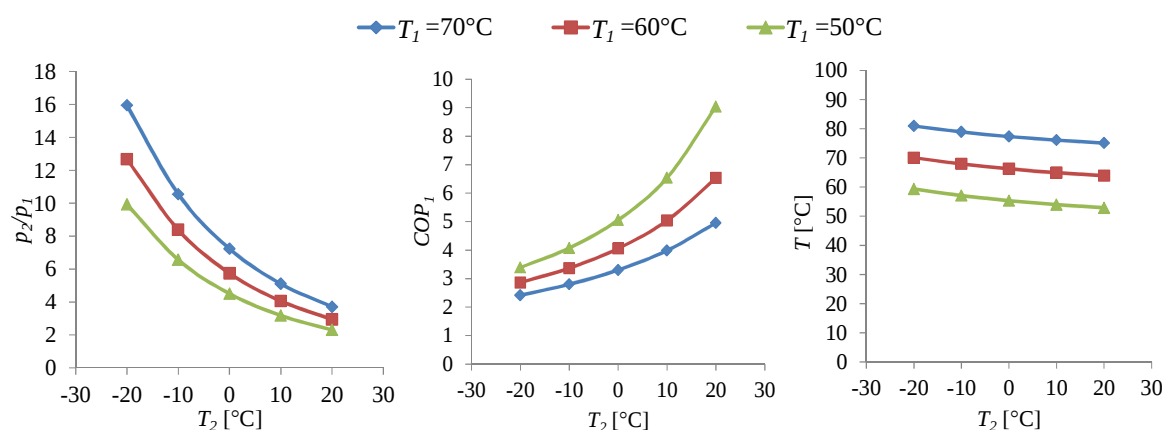
Ha magasabb a kompressziós arány, az nagyobb gőzhőmérsékletet okoz a kompresszor kimenetén, ami a kenőanyag szempontjából okozhat problémát.

Általában akkor alkalmaznak kétfokozatú kompressziót, ha a kompressziós arány $x = p_1/p_2 > 8-10$. A kétfokozatú kompresszióra való áttérés az alkalmazott hűtőközegtől függ, ebben az esetben még egy kritériummal kell számolni: hogy a kompresszió végső hőmérséklete magasabb 135-140 °C-nál. Bár nem ez a fő ok az alkalmazására, a kétfokozatú kompressziónál a munka is kisebb.

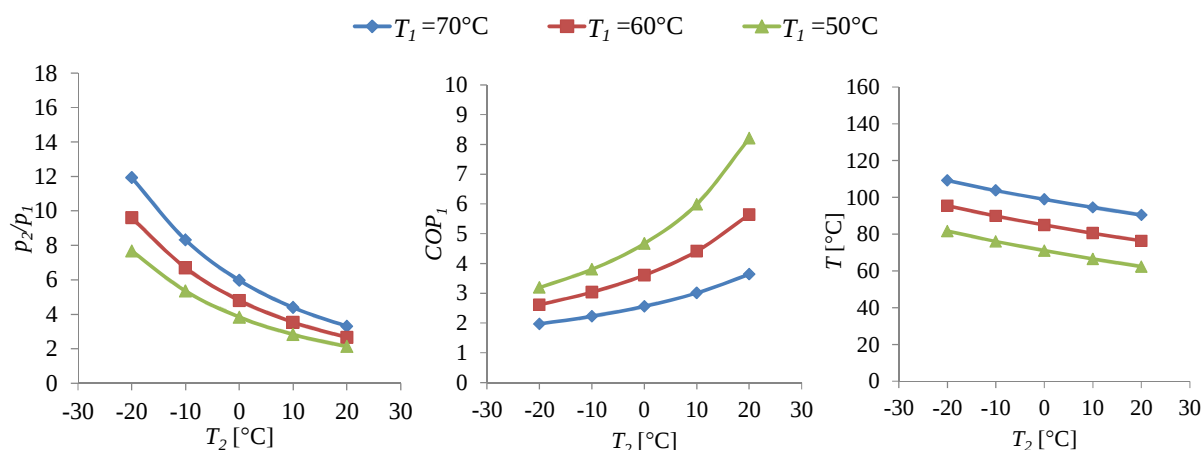
Ha az 1.25 - 1.28 ábrákon feltüntetett diagramokat együtt vizsgáljuk a log p-h és T, S diagramokban vázolt körfolyamatokkal és az elérhető kompressziós arányokkal, akkor össze lehet hasonlítani a különböző hűtőközegekkel működő berendezéseket. A koordináta rendszerekben megtalálhatók az új és az elterjedten alkalmazott hűtőközegek, így az olvasó megfelelő képet kap az egyes folyamatok alkalmazási lehetőségeiről, különös tekintettel a magasabb kondenzációs hőmérsékletekre.



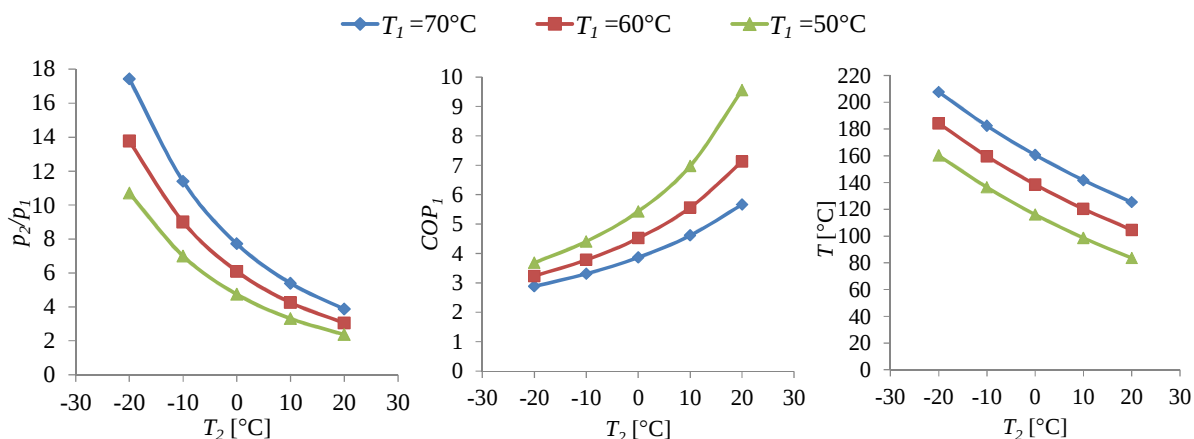
1.25. ábra Kompressziós arány, COP_I fűtési teljesítménytényező, valamint a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – egyfokozatú folyamat (hűtőközeg: R32)



1.26. ábra Kompressziós arány, COP_I fűtési teljesítménytényező, valamint a kompresszió végső hőmérséklete különböző elpárolgási és a kondenzációs hőmérsékleteken – egyfokozatú folyamat (hűtőközeg: R314A)



1.27. ábra Kompressziós arány, COP_I fűtési teljesítménytényező, valamint a kompresszió végső hőmérséklete különböző elpárolgási és a kondenzációs hőmérsékleteken – egyfokozatú folyamat (hűtőközeg: R410A)



1.28. ábra Kompressziós arány, COP_I fűtési teljesítménytényező, valamint a kompresszió végső hőmérséklete különböző elpárolgási és a kondenzációs hőmérsékleteken – egyfokozatú folyamat (hűtőközeg: R717)

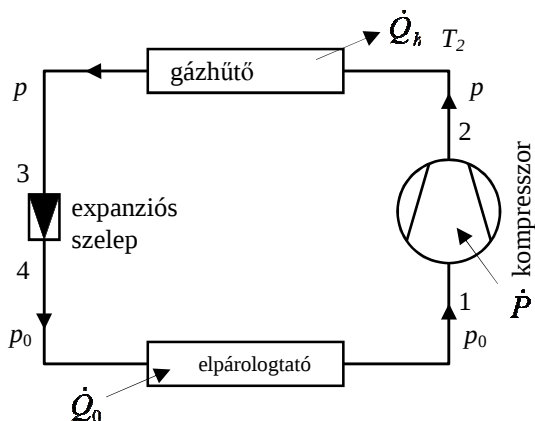
1.5.1.2. Transzkritikus gőzkompressziós ciklus (hűtőközeg: R744)

Az R744 (CO_2) hűtőközeg kritikus pontja a $31,1^{\circ}\text{C}$ alsó hőmérsékleten és 73,8 bar nyomáson van. Ezen a ponton túl nem lehetséges kondenzációval hőt elvonni, sem hagyományos gőzkompressziós eljárással működtetni a hűtőberendezést illetve hőszivattyút, lehet viszont a gáz lehűtésével. A részben a telített hűtőközeg területén, részben a kritikus pont fölött végbemenő folyamatot transzkritikusnak nevezzük. Figyelemmel arra, hogy a nyomás és a hőmérséklet függetlenek egymástól, lehetséges őket külön-külön szabályozni annak érdekében, hogy optimális körülményeket alakíthassunk ki.

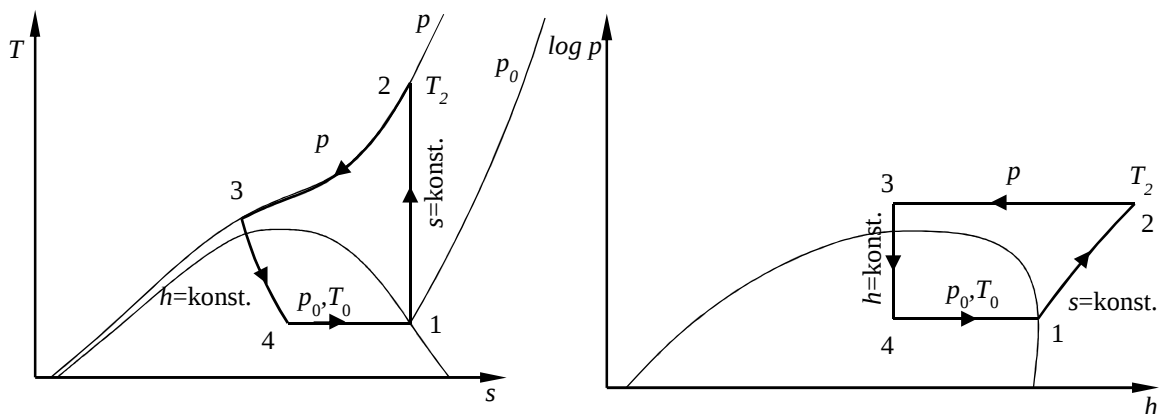
Az R744 egyik különlegessége, hogy nagymértékben megváltoznak azon tulajdonságai, melyek konstans nyomásnál a kritikus pont környékén befolyásolják a hőközvetítést. Ez a tulajdonság a pszeudokritikus pontok közelében a legjelentősebb, vagyis az olyan pontoknál, melyeken a fajlagos hő az adott nyomáson eléri a maximumát. Ezen tulajdonságok tették lehetővé, hogy olyan párahűtőket hozzanak létre, melyek felületi szempontból a szubkritikus területen hasonlóak a kondenzátorokhoz; ami a többi hűtőközeg esetén nem teljesül.

A hőt a superkritikus területen vonják ki azzal, hogy az összesűrített folyadékot konstans nyomáson, változó hőmérsékleten lehűtik.

A szubkritikus folyamatoknál a kondenzátor kimenetén a fajlagos entalpia függ a hőmérséklettől, a nyomás pedig a kimeneti entalpiára van jelentős hatással.



1.29. ábra Transzkritikus kompressziós körfolyamat kapcsolási elvi rajza



1.30. ábra Transzkritikus kompresszió körfolyamata $\log p, h$ - és T, s koordináta rendszerben

A fajlagos munkához, valamint a fajlagos fűtési- és hűtési teljesítményhez tartozó összefüggéseket és a hűtési- és fűtési teljesítménytényezőket lásd lentebb. A gázhűtőben elvont fajlagos hőt q_h -val jelöljük; kondenzáció nem történik.

$$w = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.22)$$

$$q_h = h_2 - h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.23)$$

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.24)$$

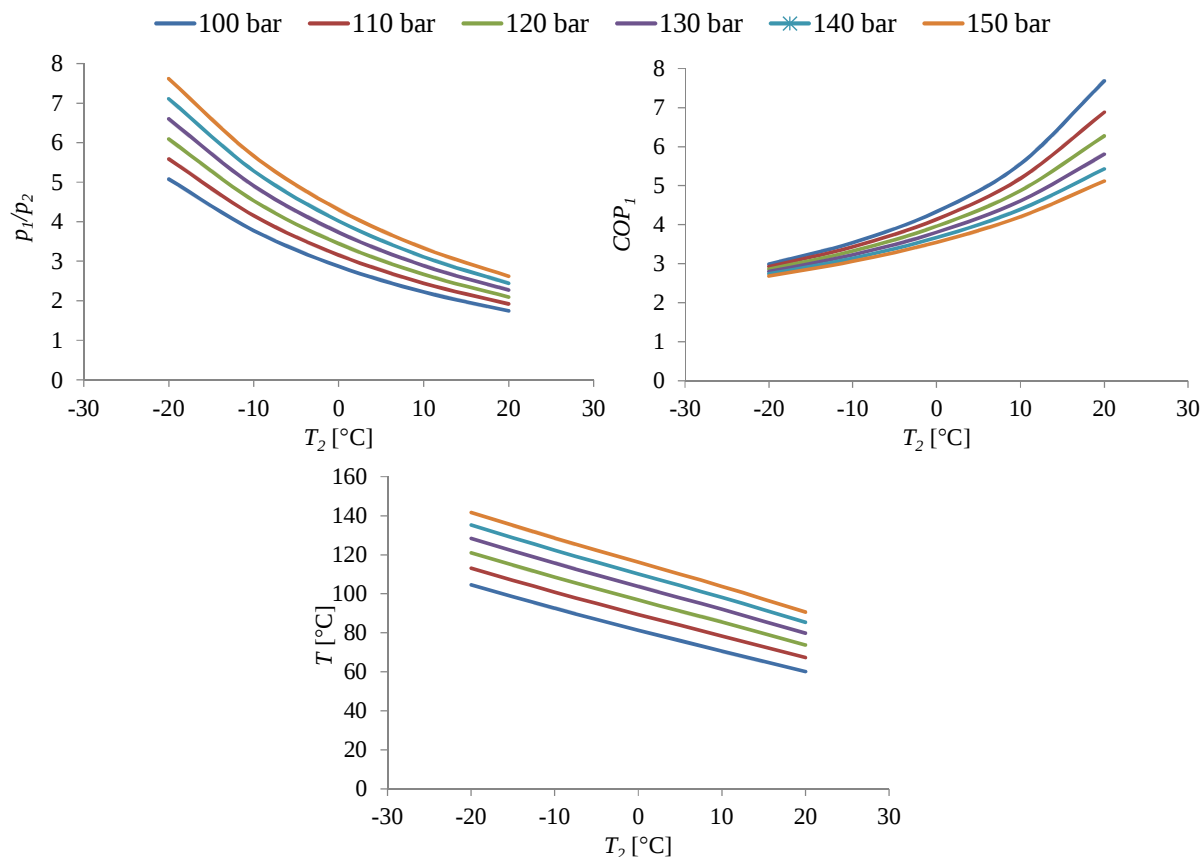
$$COP_1 = \frac{q_h}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.25)$$

$$COP_2 = \frac{q_0}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.26)$$

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}_h}{q_h} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{W}}{w} \text{ [kg/s]} \quad (1.27)$$

Az 1.31 ábrán a kompressziós arányok, a fűtési teljesítménytényezők és a kompresszió végén fennálló hőmérsékletek összehasonlítása látható, a transzkritikus kompressziós ciklus esetén, CO_2 hűtőközeg alkalmazásánál. A vizsgált folyamatok elpárolgási hőmérséklete -20°C és $+20^\circ\text{C}$ közötti, a gázhűtőben a nyomás 100 és 150 bar között mozog. Az elemzés végeredménye, hogy a hűtőközeg 30°C -ra hűl le a gázhűtőkben. Az olyan körfolyamatoknál, ahol nincs belső hőcserélő, ezt a hőmérsékletet általában bekorlátozza a hűtő test illetve a környezet hőmérséklete. Az ábrákon látható kompressziós arányok megmutatják, hogy a hűtőközeg alkalmazható egyfokozatú kompresszióra, mivel a kompressziós arány a legkevésbé hatékony esetben (-20°C -os elpárolgási hőmérséklet, 150 bar gázhűtő hőmérséklet) sem megy 8 fölé, és a kompresszió végső hőmérséklete nem lépi túl a 140°C -t, amely hőmérséklet más esetekben ennél csak alacsonyabb. Emiatt hatékony a szén-dioxid akkor, ha a környezet hőmérséklete viszonylag alacsony. A COP_1 fűtési teljesítménytényező a tanulmányozott esetekben 2,6 - 8 közötti. A gázhűtőben a kompresszió végén fellépő hőmérséklet és az expanziós szelepre való belépéskor fennálló hőmérséklet közötti nagy különbség a hőszivattyúk egyik legnagyobb problémája, hiszen az akár 100°C is lehet. Emiatt az ilyen folyamattal működő hőszivattyúk nem alkalmasak a hagyományos fűtési rendszerekkel való használatra, mert azok hőellátó rendszerében viszonylag kicsi a

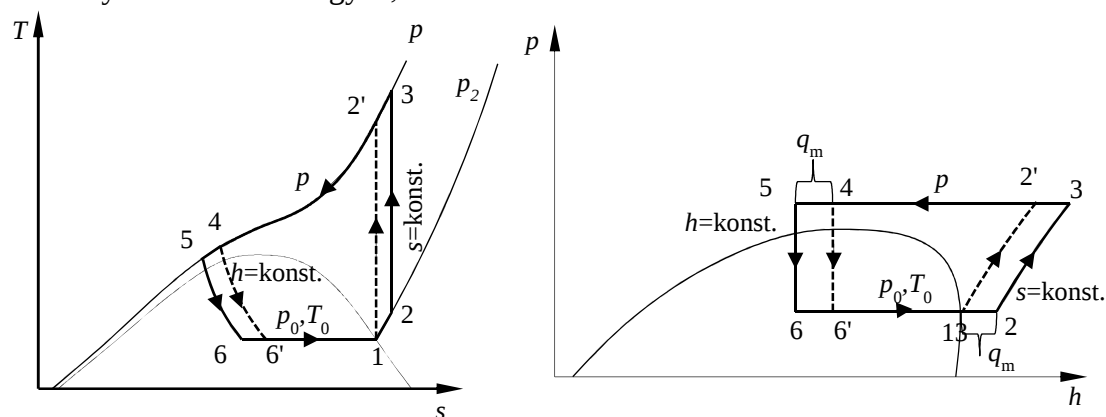
hőmérséklet-különbség (a központi fűtésnél kb. 20 °C), a fűtési rendszereket ezért a transzkritikus hőszivattyúk alkalmazásához illesztik.



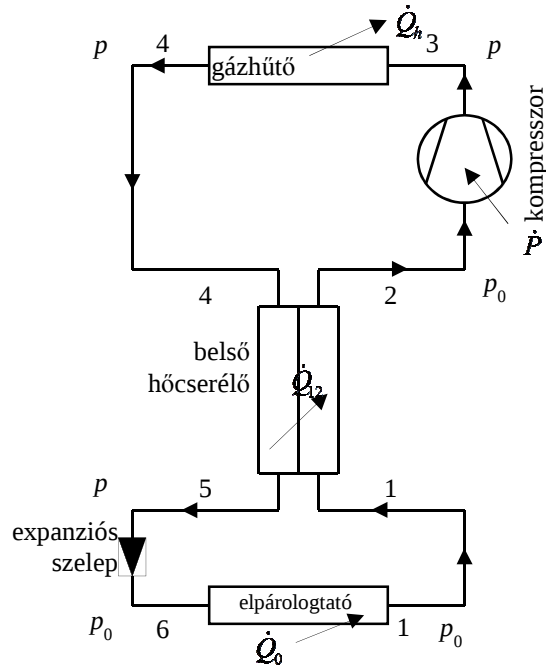
1.31. ábra Kompressziós arány, COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek esetén a transzkritikus körfolyamatnál (hűtőközeg: R744)

1.5.1.3. Transzkritikus gőzkompressziós ciklus belső hőcserélővel (hűtőközeg: R744)

A CO_2 hűtőközeg és a transzkritikus körfolyamat vonatkozásában bebizonyosodott, hogy ha természetes úton nem biztosítható, hogy az expanziós szelepből távozó hűtőközeg kellően alacsony hőmérsékletű legyen, akkor lehet belső hőcserélőt is alkalmazni.



1.32. ábra A belső hőcserélővel kiegészített transzkritikus kompressziós körfolyamat $\log p, h$ - és T, s - koordináta rendszerben



1.33. ábra A belső hőcseréléssel kiegészített, transzkritikus ciklussal működő hőszivattyú kapcsolási (hűtőközeg: R744) elvi rajza

A fajlagos munkát, a fajlagos fűtési teljesítményt, a fajlagos hűtési teljesítményt, valamint a fűtési- és hűtési teljesítménytényezőket az (1.28) - (1.32) egyenletek adják meg.

$$w = h_3 - h_2 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.28)$$

$$q_h = h_3 - h_4 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.29)$$

$$q_0 = h_1 - h_6 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.30)$$

$$COP_1 = \frac{q_h}{w} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (1.31)$$

$$COP_2 = \frac{q_0}{w} = \frac{h_1 - h_6}{h_3 - h_2} \quad (1.32)$$

A belső hőcserélő által cserélt hő

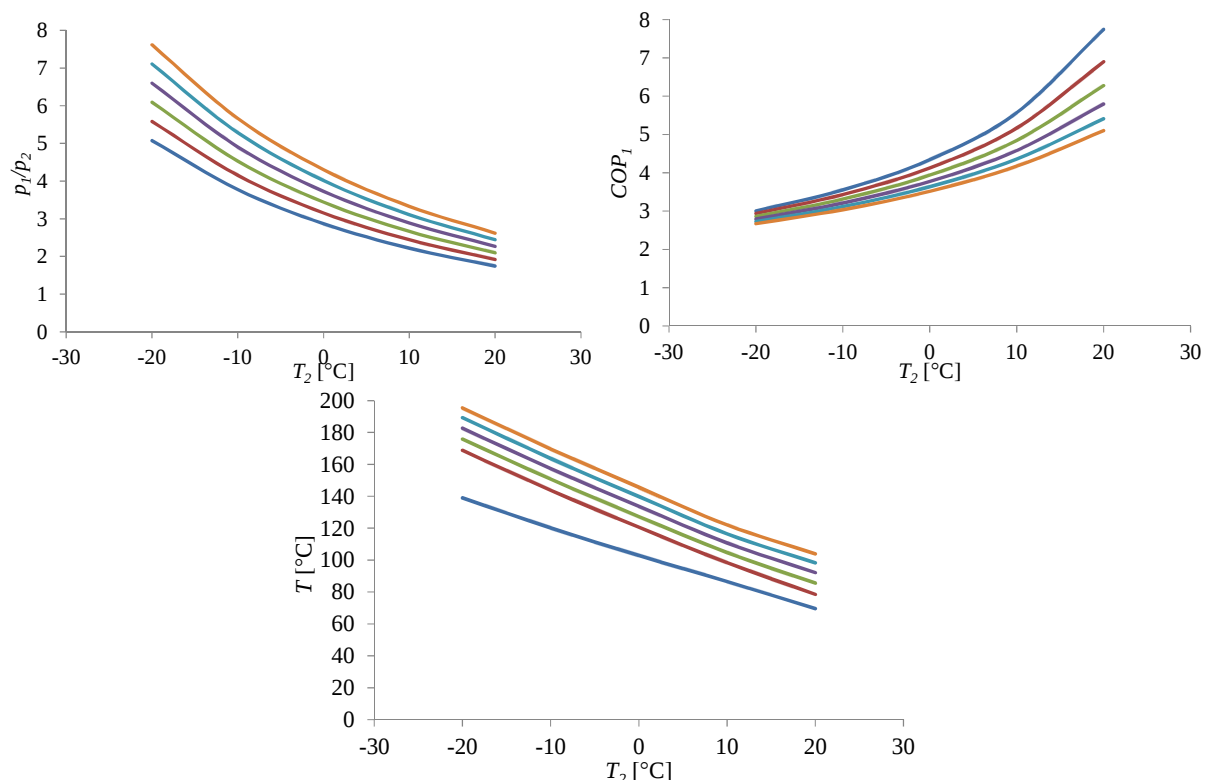
$$\dot{Q}_{12} = \dot{M} (h_2 - h_1) = \dot{M} (h_5 - h_4) \quad (1.33)$$

Hőcserélő hatásfoka

$$\Phi = \frac{\Delta \vartheta_1}{\Delta \vartheta_{\max}}, \quad (1.34)$$

ahol a $\Delta \vartheta_1$ a kisebb hőkapacitás áramú közeghőmérséklet-csökkenése, $\Delta \vartheta_{\max}$ a legnagyobb hőmérséklet-különbség a hőcserélőben.

— 100 bar — 110 bar — 120 bar — 130 bar — 140 bar — 150 bar



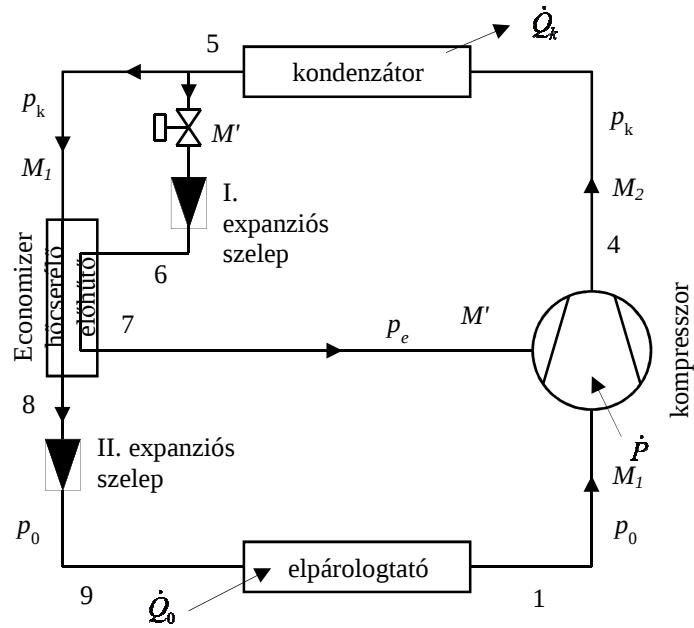
1.34. ábra: Kompressziós arány, COP_1 fűtési teljesítménytényező, valamint a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – transzkritikus ciklus $\Phi = 0,5$ -ös belső hőcserélővel (hűtőközeg: R744)

1.5.1.4. Gőzkompressziós ciklus előhűtéssel (economizer)

Az előhűtési gőzkompressziós ciklusoknál a kondenzátumot a hűtőközeg hideg gőzével hűtik túl. Az általános hűtési folyamat ilyen megváltoztatása megtakarítást tesz lehetővé a kompressziós munkából, hasonlóan a többfokozatú kompressziót és közbelső hűtést alkalmazó hűtési körfolyamatok elvéhez. A kondenzátorból való kilépéskor a meleg hűtőközeg folyadék egy része egy kiegészítő expanziós szelepen átvezetve az ECO hőcserélőbe kerül, ahol p_e középnyomáson elpárolog, és lehűti a hűtőközeg többi részét ($\dot{M}_1$), amely p_2 nyomásra fojtásra kerül, és elpárolog az elpárologtatóban, majd visszatér a kompresszor beszívó egységébe. A hűtőközeg kisebb része ($\dot{M}'$) fojtásra kerül, aminek eredménye a $\dot{M}'$ hűtőközeg gőz, ami p_e nyomáson beinjektálódik a kompresszorba. A kompresszió nyomása: $p_2 - p_1$, a hűtőközezből $\dot{M}_1$ kerül beszívásra p_2 nyomáson és összenyomásra p_e nyomásra, ahol a hűtőközezből $\dot{M}'$ injektálódik be a kompresszorba, a kompresszió p_1 nyomáson fejeződik be, a hűtőközeg tömegárama a kompresszor kimenetén pedig $\dot{M}_2 = \dot{M}_1 + \dot{M}'$ [kg/s].

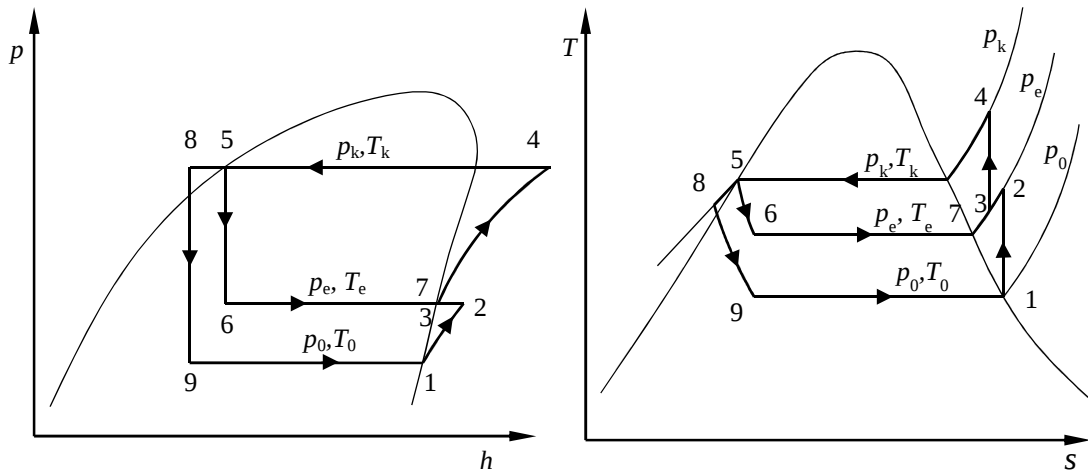
Ezt a körfolyamatot előhűtési (economizer) ciklusnak is nevezik. Ez a körfolyamat dugattyús kompresszorral nem működik, mivel azok nem képesek gőzt beinjektálni, s ezért ez csavarkompresszorokra vagy spirálkompresszorokra korlátozódik.

A spirális vezérlés útján szabályozási lehetőséget biztosító spirálkompresszorral kombinálva ez a körfolyamat hatékony és pontos teljesítmény-szabályozást tesz lehetővé.



1.35. ábra Az előhűtési ciklus elvi kapcsolási rajza

A hűtőközeg állapotváltozásai a $\log p, h$ - és T, s koordináta rendszerekben láthatók.



1.36. ábra Az előhűtési ciklus a $\log p, h$ - és T, s koordináta rendszerben

A Q_K fűtési teljesítmény eléréséhez a hűtőközeg kondenzátoron keresztüli tömegáramának a következőnek kell lennie:

$$\dot{M}_2 = \frac{Q_K}{q_K} = \frac{Q_K}{h_4 - h_5} \text{ [kg/s]} \quad (1.35)$$

A hőcserélő-economiser hőegyensúlya az áramló tömegáram arányát az I. és II. expanzíós szelepeken így alakítja:

$$\frac{\dot{M}'}{\dot{M}_1} = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_5} \quad (1.36)$$

A gyakorlatban a p_e középnyomás függ a kompresszoron lévő 7. állapotú gőz-beömlőnyílásának helyétől.

Termodinamikai szempontból a kompresszióknak két állapota van:

- A p_2 -től a p_e -re: az $\dot{M}_1$ hűtőközeg összesűrítése 1 -ből az 1'-be
- a p_e -től a p_k re: az $\dot{M}_2 = \dot{M}_1 + \dot{M}'$ hűtőközeg összesűrítése a 6. állapotból a 2. állapotba

A gőz beinjektálásakor a száraz telített (7. állapotú) és a túlhevített (2. állapotú) gőz összekeveredik a kompresszorban. Az ennek eredményeként kapott gőz (3. állapot) összesűrítésre kerül p_1 nyomásra (4. állapot). Így az izentropikus kompresszióhoz szükséges teljesítményfelvételt az alábbiak szerint fejezhetjük ki:

$$\dot{P} = \dot{M}_1 (h_2 - h_1) + \dot{M}_2 (h_4 - h_3) \text{ [kW]}. \quad (1.37)$$

A kondenzátorból elvont hő:

$$\dot{Q}_k = \dot{M}_2 (h_4 - h_5) \text{ [kW]}. \quad (1.38)$$

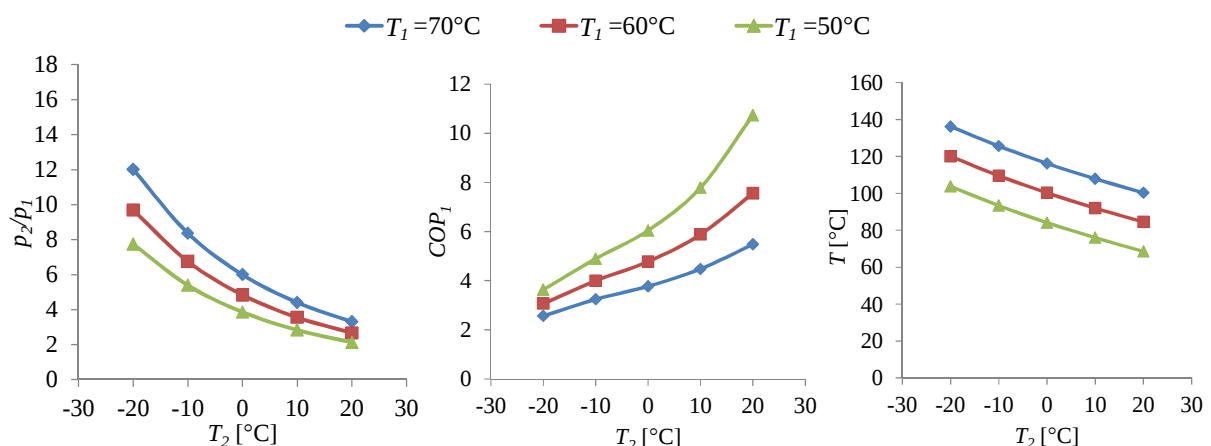
A fűtési teljesítménytényező:

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{P}}. \quad (1.39)$$

A hűtési teljesítménytényező:

$$COP_2 = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{P}}. \quad (1.40)$$

Az 1.37-től 1.40 ábrákon látható az R32, R410A és R717 hűtőközeget használó előhűtéses ciklus kompressziós arányainak, fűtési teljesítménytényezőinek és kompresszió végső hőmérsékleteinek összehasonlítása. Az összehasonlításban 50 °C, 60 °C és 70 °C kondenzációs hőmérsékleteket, valamint -20 °C-tól +20 °C-ig terjedő elpárolgási hőmérsékleteket vettük alapul. A kiválasztott középnyomás: $p_m = \sqrt{p_1 p_2}$



1.37. ábra Kompressziós arány, COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérsékletei különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek esetén az előhűtéses ciklusnál (hűtőközeg: R32)

1.40. ábra Kompressziós arány, COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérsékletei különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek esetén az előhűtési ciklusnál (hűtőközeg: R717)

1.5.1.5. Gőzkompressziós ciklus kétfokozatú kompresszióval és egy expanziós szeleppel történő fojtással

A elpárologtatóból kilépő hűtőközeget egy kisnyomású kompresszor p_0 nyomásról p_m nyomásra sűríti (az 1. állapotból a 2. állapotba). A kg/s-ban mért $\dot{M}_1$ áramú gőz (2. állapot), amely az alsó fokozatú kompresszorból áramlik ki, a közbenső hűtőben (intercooler, szeparátor) p_m nyomáson T_m telítési hőmérsékletre hűl le. Ez a hűtőközeg folyadékfázisában (7. állapot) történő elelpárolgásának terhére történik. $\dot{M}_2$ kg/s száraz telített gőz (3. állapot) bekerül a felső fokozatú kompresszorba. $\dot{M}_2$ nagyobb, mint az $\dot{M}_1$, a különbségük $\dot{M}'$, s a különbség akkora, mint az a hűtőközeg-mennyiség, amely elpárolgott annak érdekében, hogy az első kompresszorból kimenő gőz lehűljön a 2. állapotból a 3. állapotba. A felső fokozatú kompresszorból történő kiáramlaskor a gőz (4. állapotban) nyomása: p_k , hőmérséklete: T_4 . A kondenzáció és a utóhűtés után a folyadék 5. állapotban van. A folyadék ($\dot{M}'$) egy kis részét az I. expanziós szelep (EV_{II}) lefojtja p_m nyomásra, ezt követően bekerül a közbenső hűtőbe (szeparátorba), míg a 6. állapotban nagyobb tömegáramú $\dot{M}_1$ folyadékot a II. expanziós szelep (EV_{II}) lefojtja p_0 nyomásra, s ez a folyadék 7. állapotban az elpárologtatóba áramlik. A p_m nyomást a legjobb munka-hatásfokkal határozzuk meg, így a $p_m = \sqrt{p_1 p_2}$.

A nagynyomású (alsó fokozatú) kompresszor fajlagos munkája

$$w_I = w_{NT} = h_2 - h_1 [\text{kJ/kg}] \quad (1.41)$$

A nagynyomású (felső fokozatú) kompresszor munkája

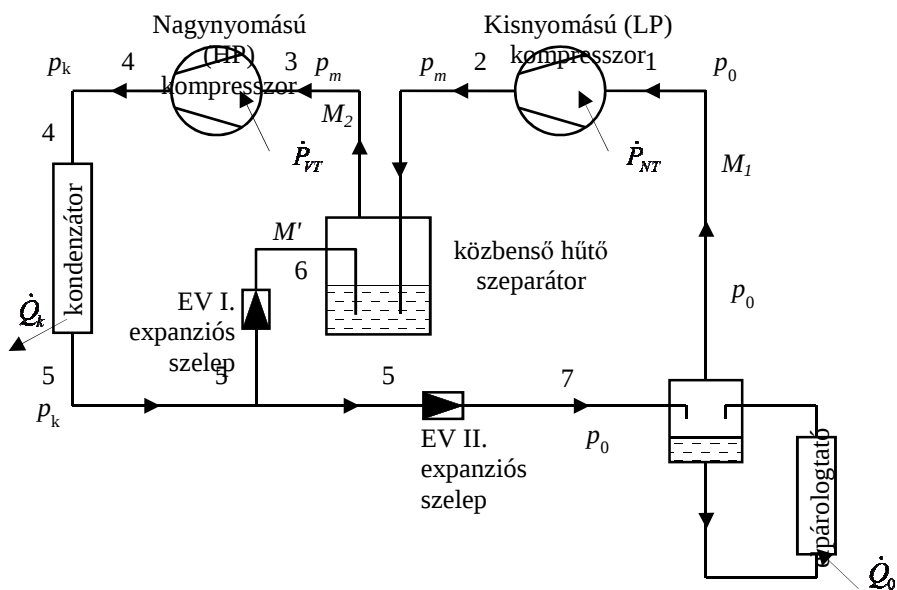
$$w_{II} = w_{VT} = h_4 - h_3 [\text{kJ/kg}] \quad (1.42)$$

Fajlagos hűtési teljesítmény

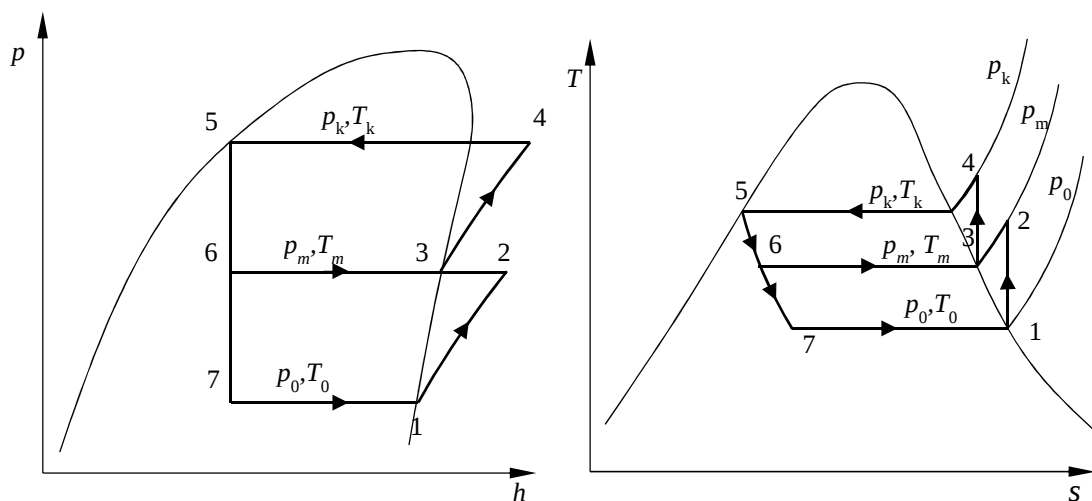
$$q_0 = h_1 - h_8 = h_1 - h_6 [\text{kJ/kg}] \quad (1.43)$$

A kondenzátorban a fajlagos hőleadás

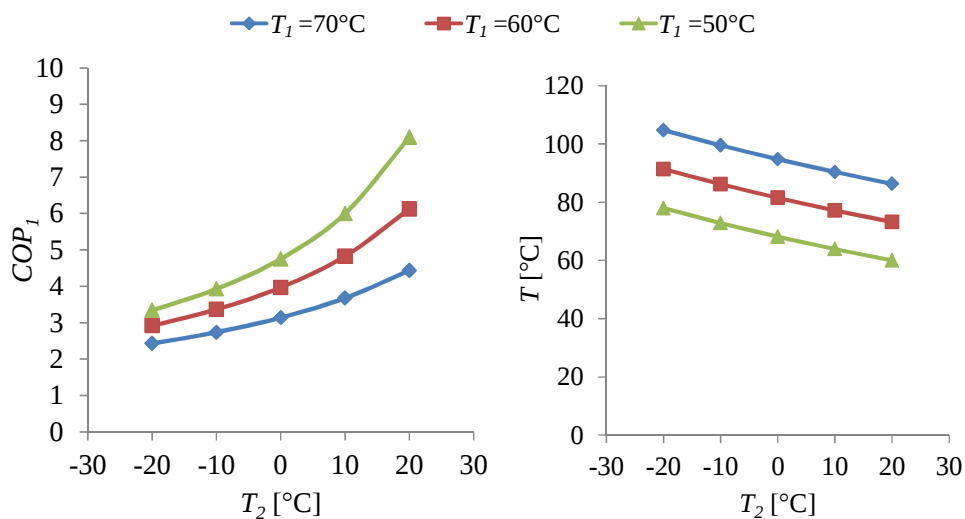
$$q_K = h_4 - h_5 [\text{kJ/kg}] \quad (1.44)$$



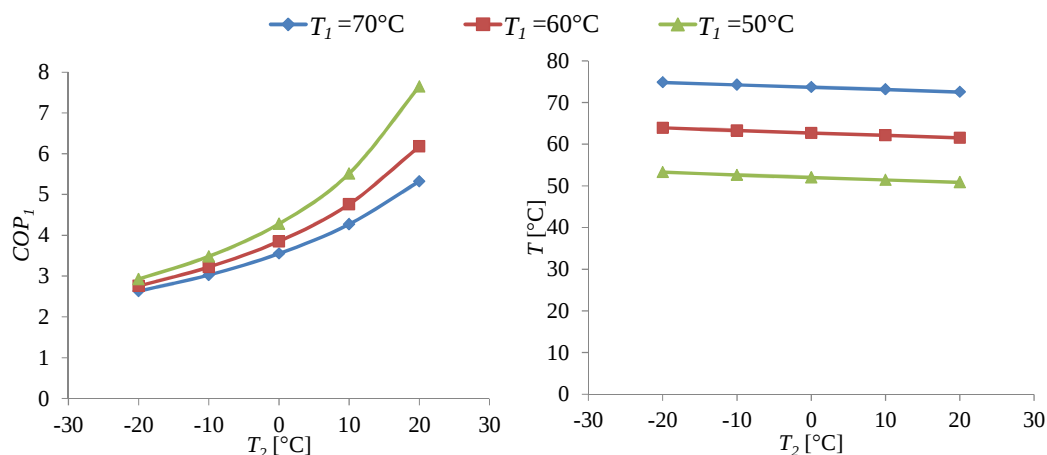
1.41. ábra Kétfokozatú hűtőberendezés kompresszióval és közbenső hűtővel/szeparátorral működő hűtőberendezés elvi kapcsolási rajza



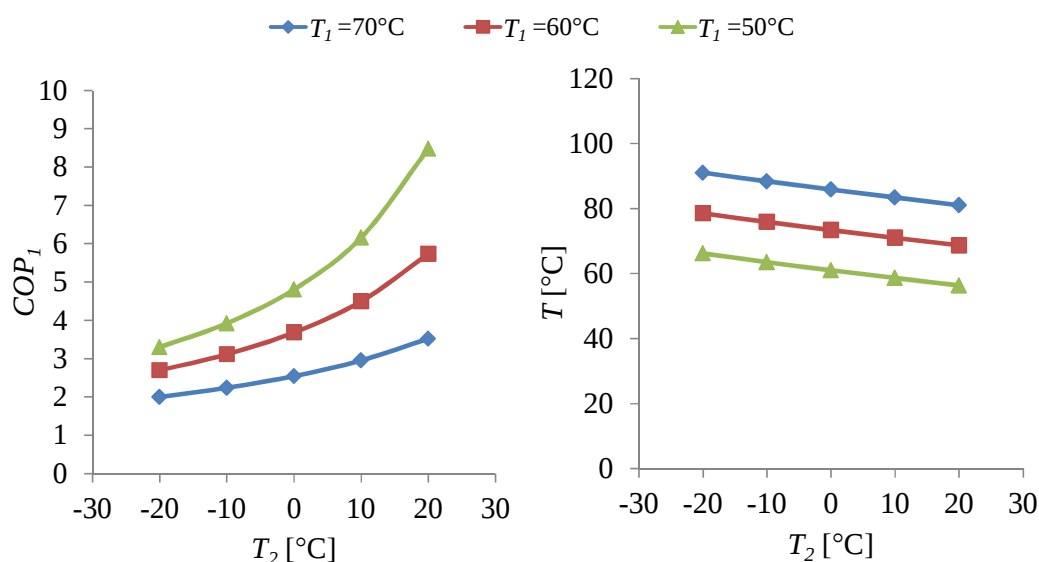
1.42. ábra Kétfokozatú kompresszióval és közbenső hűtővel/szeparátorral működő körfolyamat a $\log p, h$ - és T, s koordináta rendszerben



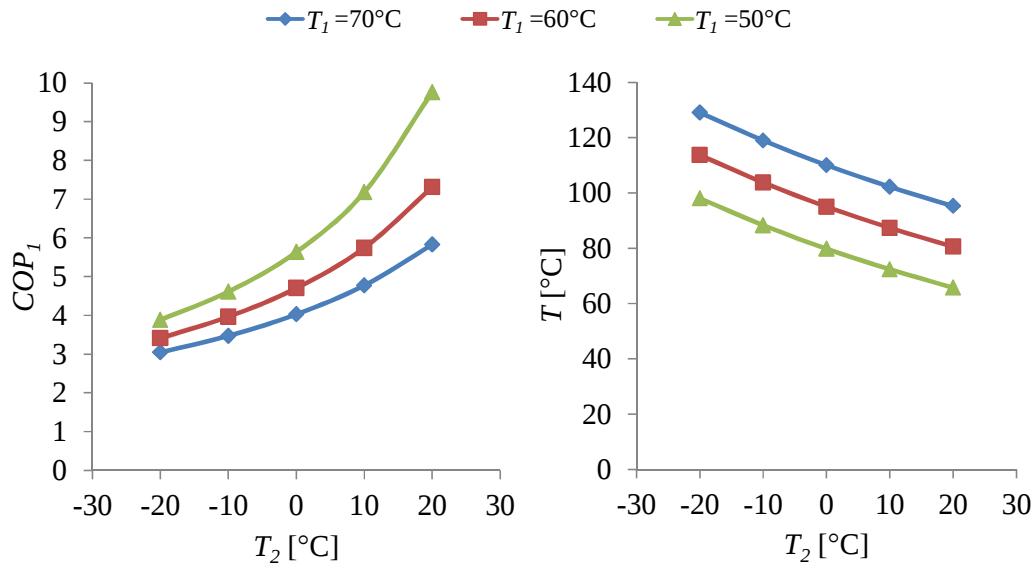
1.43. ábra COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú kompressziós körfolyamat egy expanziós szeleppel történő fojtással (hűtőközeg: R32)



1.44. ábra COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú körfolyamat egy expanziós szeleppel történő fojtással (hűtőközeg: R314A)



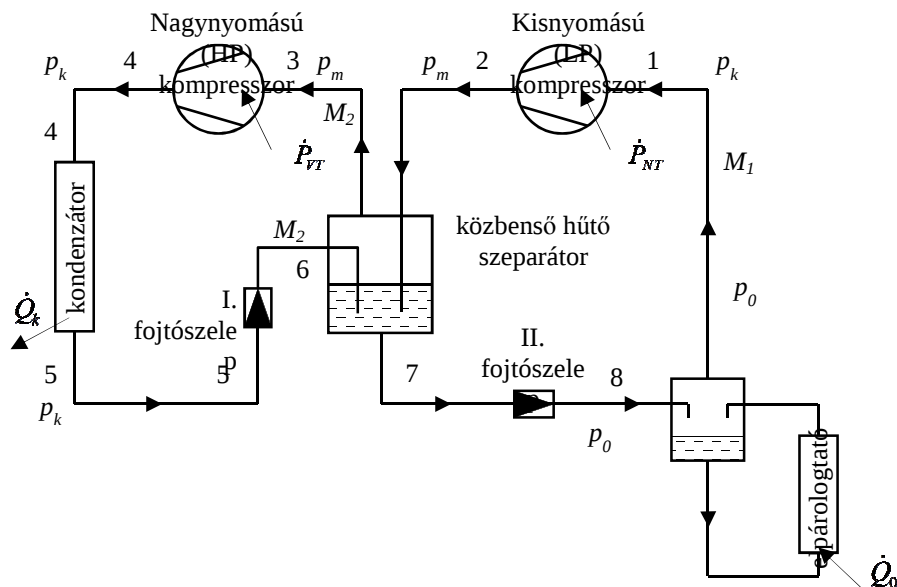
1.45. ábra COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú kompressziós körfolyamat egy expanziós szeleppel történő fojtással (hűtőközeg: R410A)



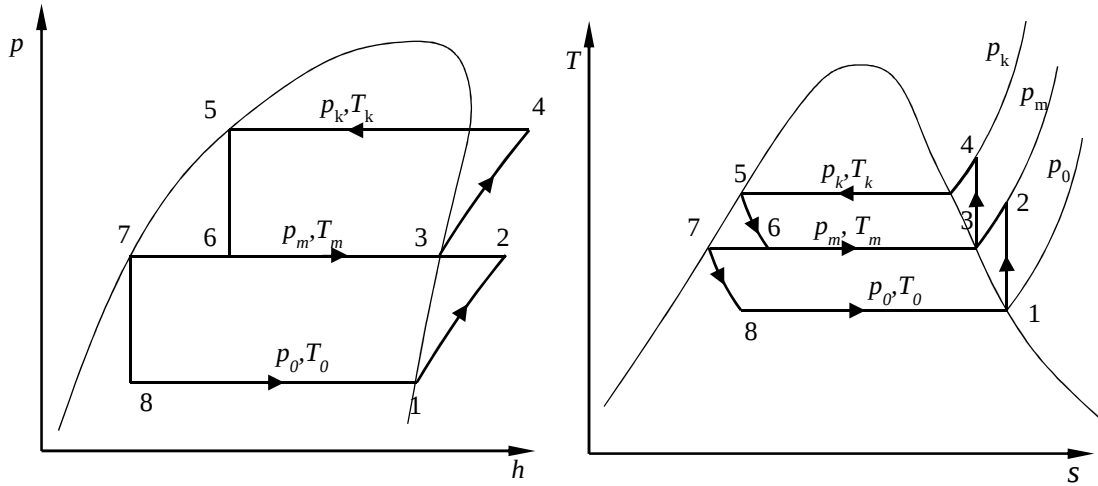
1.46. ábra COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú kompressziós körfolyamat egy expanziós szeleppel történő fojtással (hűtőközeg: R717)

1.5.1.6. Gőzkompressziós ciklus kétfokozatú kompresszióval és két expanziós szeleppel történő fojtással

Ez a folyamat kétfokozatú kompressziót és két fojtást foglal magában. Mindkét kompresszoron különböző mennyiségű hűtőközeg áramlik át állapotváltozás nélkül, az energiaegyensúlynak megfelelően. A középnyomás a készülék működési körülményeinek megfelelően választható meg, de az optimális: $p_m = \sqrt{p_0 p_K}$.



1.47. ábra Kétfokozatú kompresszióval, közbenső hűtővel/szeparátorral és két fojtószeleppel működő hűtőberendezés elvi kapcsolási rajza



1.48. ábra Közbenső hűtővel/szeperatorral működő kétfokozatú kompressziós körfolyamat
log p , h és T , s koordináta rendszerben

Kisnyomású kompresszor fajlagos teljesítményfelvétele (alsó fokozatú kompresszor)

$$w_I = w_{NT} = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.45)$$

Nagynyomású kompresszor fajlagos teljesítményfelvétele (felső fokozatú kompresszor)

$$w_{II} = w_{VT} = h_4 - h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.46)$$

Fajlagos hűtési teljesítmény

$$q_0 = h_1 - h_8 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.47)$$

A kondenzátorban fajlagos hőleadás

$$q_k = h_4 - h_5 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.48)$$

A $\dot{Q}$ fűtési teljesítmény eléréséhez az I. fojtószelepen $\dot{M}_2$ tömegáramnak kell lennie:

$$\dot{M}_2 = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{Q}_0}{h_4 - h_5} \text{ [kg/s]}. \quad (1.49)$$

A közbenső hűtő / szeperator hőegyensúlya a hűtőközeg áramló tömegáramát a felső fokozatú kompresszornál így alakítja:

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_1 \left(\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \right) \text{ [kg/s]}. \quad (1.50)$$

A kétfokozatú kompresszióhoz szükséges teljesítményfelvétel:

$$\dot{P} = \dot{P}_I + \dot{P}_{II} = \dot{P}_{NT} + \dot{P}_{VT} = \dot{M}_1 (h_2 - h_1) + \dot{M}_2 (h_4 - h_3) \text{ [kW]} \quad (1.51)$$

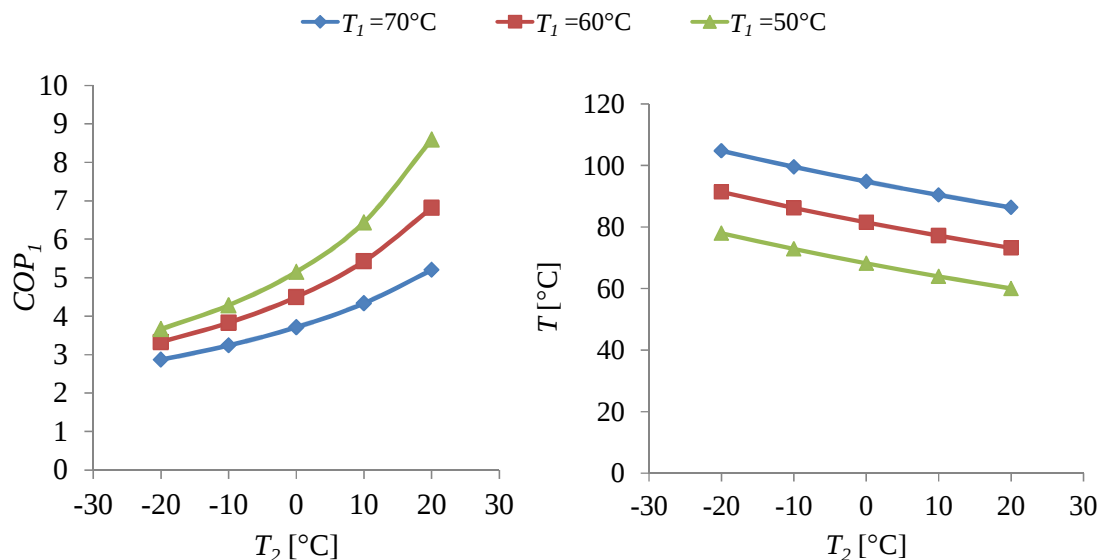
A kondenzátorban a hőleadás:

$$\dot{Q}_k = \dot{M}_2 (h_4 - h_5) \text{ [kW]} \quad (1.52)$$

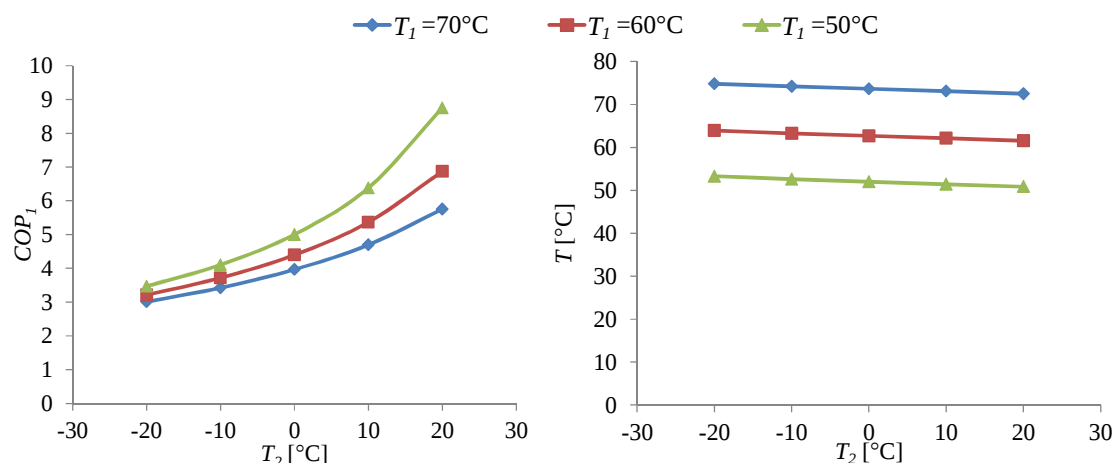
Fűtési teljesítménytényező

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{P}} = \frac{\dot{M}_2 (h_4 - h_5)}{\dot{M}_1 (h_2 - h_1) + \dot{M}_2 (h_4 - h_3)} \quad (1.53)$$

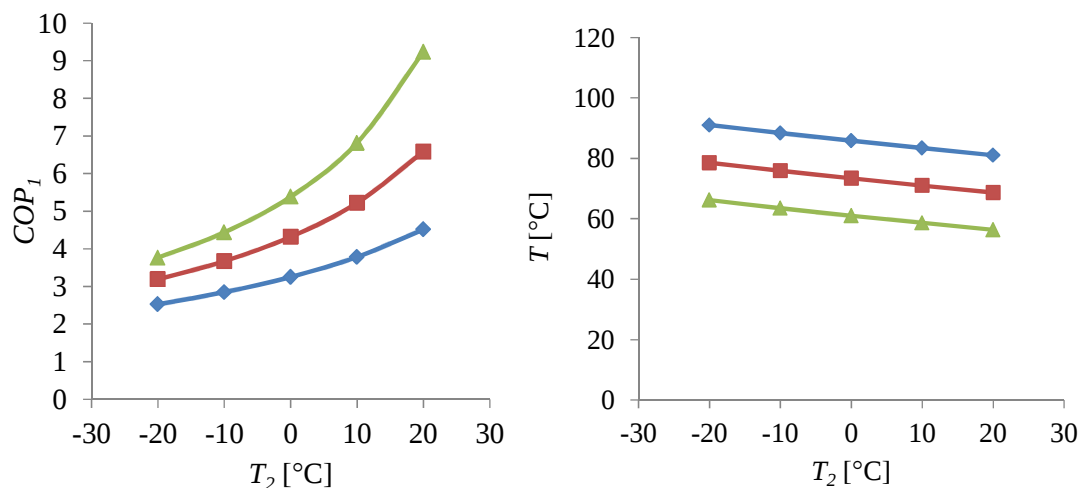
Az 1.49-től 1.52-es ábrákon látható az R32, R314A, R410A és R717 hűtőközeget használó kétfokozatú, kétfojtásos ciklus kompressziós arányainak, fűtési teljesítménytényezőinek és kompresszió végső hőmérsékleteinek összehasonlítása. Az összehasonlítás az 50 °C, 60 °C és 70 °C kondenzációs hőmérsékletek és a -20 °C-tól +20 °C-ig terjedő elpárolgási hőmérsékletek vonatkozásában lett elvégezve.



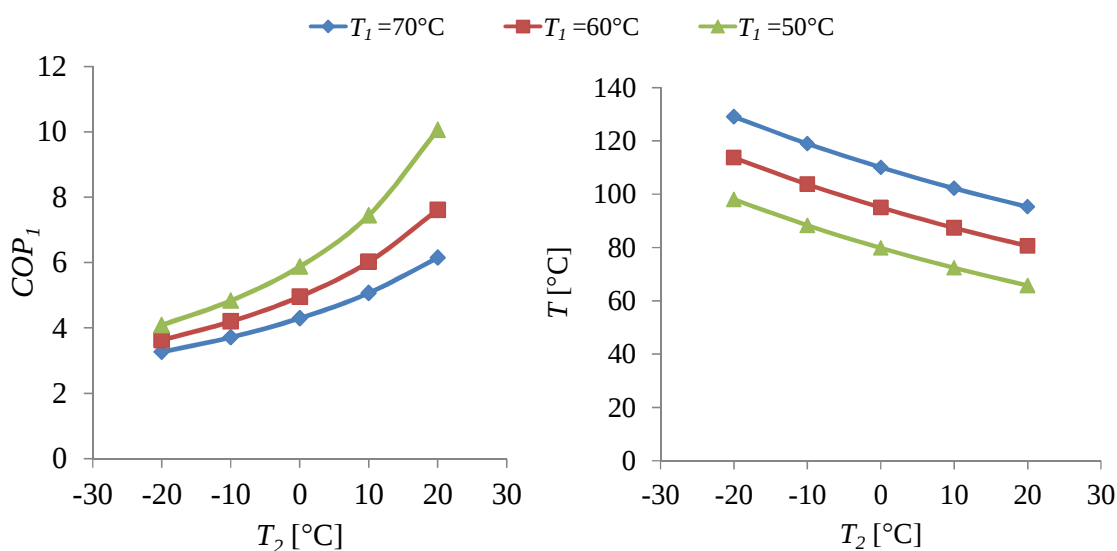
1.49. ábra COP_I fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú kompressziós és kétfojtásos körfolyamat (hűtőközeg: R32)



1.50. ábra COP_I fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú kompressziós és kétfojtásos körfolyamat (hűtőközeg: R314A)



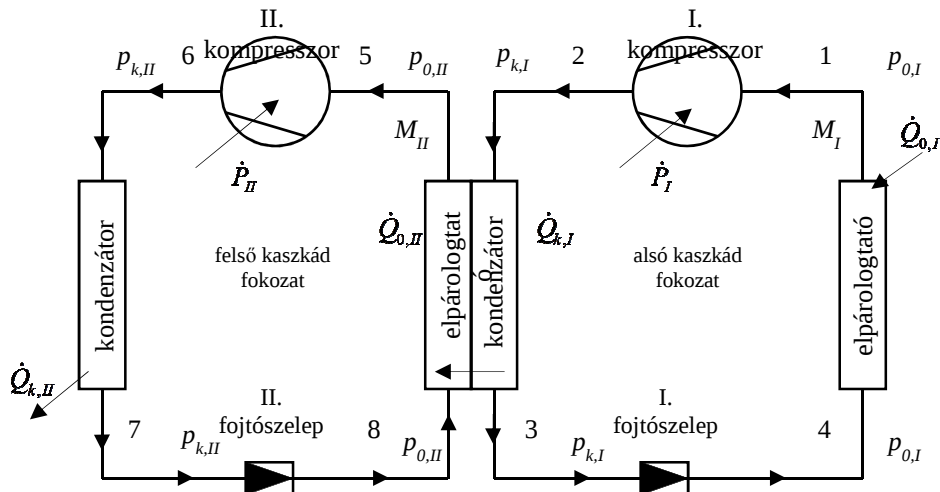
1.51. ábra COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú kompressziós és kétfokozatú fojtásos körfolyamat (hűtőközeg: R410A)



1.52. ábra COP_1 fűtési teljesítménytényező és a kompresszió végső hőmérséklete a különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékleteken – kétfokozatú kompressziós és kétfokozatú fojtásos körfolyamat (hűtőközeg: R717)

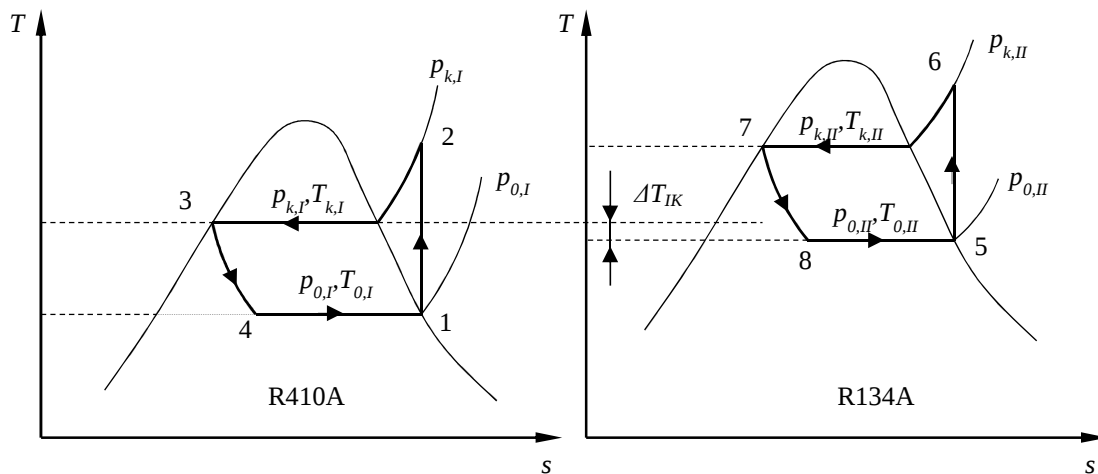
1.5.1.7. Kaszkád gőzkompressziós ciklus

A kaszkád hűtőkörfolyamatokat alacsony hűtési hőmérsékleteknél alkalmazzák (pl. -70 °C-ról -100 °C-ra), de hőszivattyúkban is használják. El lehet érni olyan magas hőmérsékleteket, melyekkel lehetséges egy kazán közvetlenül hőcserélővel történő felváltása, de ez esetben figyelemmel kell lenni a hatékonyságra. Két egyfokozatú megfelelően kiválasztott hűtőközeget használó hűtő körfolyamatot megvalósító hűtőberendezést kapcsolnak össze egy felületi hőcserélővel. A hűtőberendezés alacsonyabb hőmérséklettartományban működő kondenzátora (alsó fokozat) egyben a magasabb hőmérséklettartományban működő berendezés (felső fokozat) elpárolgatója.



1.53. ábra Kaszkád hűtőberendezés kapcsolási elvi rajza, az egyes kaszkádokban egyfokozatú ciklusokkal

Az alsó fokozat kondenzátorból kivezetett hő: $\dot{Q}_{k,I}$ a felső kaszkádba - elpárolgatóba - kerül, és ez adja a felső fokozatában a $\dot{Q}_{o,II}$ elpárolgási hőt. Így $\dot{Q}_{k,I} = \dot{Q}_{o,II}$. A kondenzátor és az elpárolgató tulajdonképpen egy közbelső hőcserélő.



1.54. ábra Kaszkád hűtési körfolyamat a T,s koordináta rendszerben, az egyes fokozatokban egyfokozatú körfolyamattal

Ha nagyon nagy a hőforrás és a hőelvezető hőmérséklete közötti különbség (általában hűtésnél valamint nagyon alacsony (kriogén) hőmérsékletű helyeken), akkor a kaszkád hűtőberendezés bizonyos lépcsői lehetnek kétfokozatú kompresszióval és kétfokozatú fojtással működő hűtési folyamatok.

Az 1.54 ábrán szemléltetett körfolyamatoknál R410A-t alkalmaznak hűtőközegként az alsó fokozatban és R134A-t a felső fokozatban. Az alsó kaszkád kondenzációs hőmérsékletének

valamivel magasabbnak (ΔT_{IK} -val) kell lennie, mint a felső kaszkád elpárolgási hőmérsékletének, hogy a hőcserélőben hőközvetítés történhessen.

A fajlagos munkát, a fajlagos hűtési teljesítményt, a hűtőközeg tömegáramát valamint a alsó fokozat kompressziójához szükséges fajlagos illetve teljes teljesítményt az alábbiak szerint adjuk meg:

$$w_I = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.54)$$

$$q_{k,I} = h_2 - h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.55)$$

$$q_{0,I} = h_1 - h_4 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.56)$$

$$\dot{M}_I = \frac{\dot{Q}_{0,I}}{q_{0,I}} = \frac{\dot{Q}_{k,I}}{q_{k,I}} = \frac{\dot{P}_I}{w_I} \text{ [kg/s]} \quad (1.57)$$

$$\dot{P}_I = \dot{M}_I \cdot w_I = \dot{M}_I (h_2 - h_1) \text{ [kW]}. \quad (1.58)$$

A fajlagos munkát, a fajlagos hűtési teljesítményt, a hűtőközeg tömegáramát valamint az alsó fokozat kompressziójához szükséges fajlagos illetve teljes teljesítményt az alábbiak szerint adjuk meg:

$$w_{II} = h_6 - h_5 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.59)$$

$$q_{k,II} = h_6 - h_7 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.60)$$

$$q_{0,II} = h_5 - h_8 \text{ [kJ/kg]} \quad (1.61)$$

$$\dot{M}_{II} = \frac{\dot{Q}_{0,II}}{q_{0,II}} = \frac{\dot{Q}_{k,II}}{q_{k,II}} = \frac{\dot{P}_{II}}{w_{II}} \text{ [kg/s]} \quad (1.62)$$

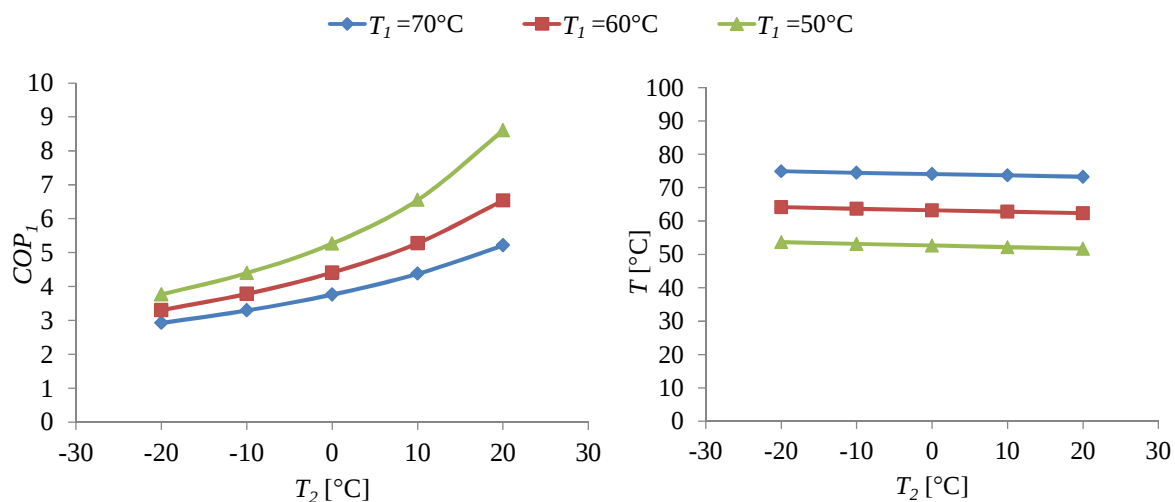
$$\dot{P}_{II} = \dot{M}_{II} \cdot w_{II} = \dot{M}_{II} (h_6 - h_5) \text{ [kW]} \quad (1.63)$$

A kétfokozatú kompresszió összteljesítményfelvétele:

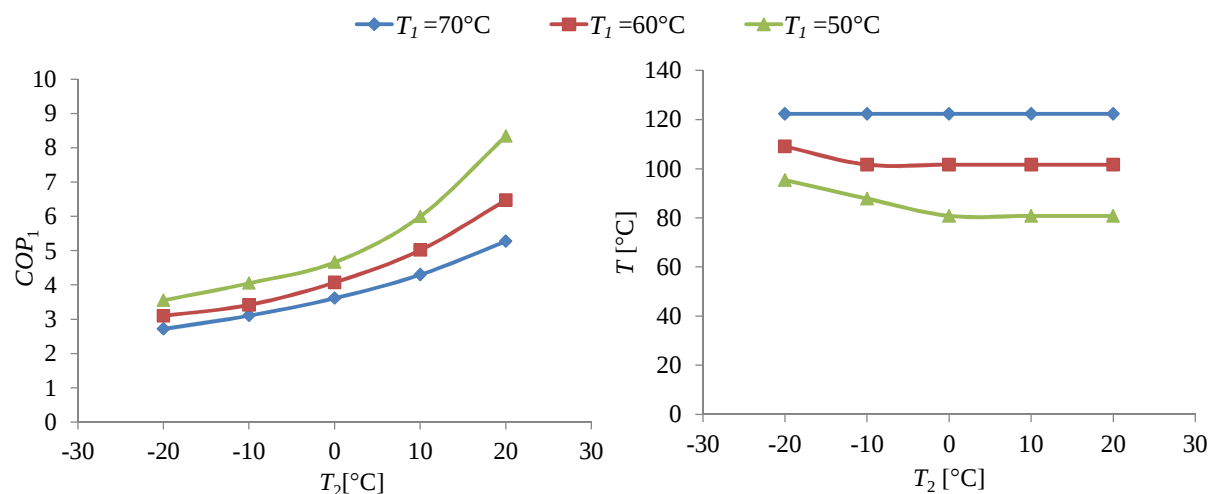
$$\dot{P} = \dot{P}_I + \dot{P}_{II} = \dot{M}_I \cdot w_I + \dot{M}_{II} \cdot w_{II} = \dot{M}_I (h_2 - h_1) + \dot{M}_{II} (h_6 - h_5) \text{ [kW]} \quad (1.64)$$

A folyamat teljes fűtési teljesítménytényezője:

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_{k,II}}{\dot{P}_I + \dot{P}_{II}} \quad (1.65)$$



1.55. ábra Kaszkád folyamat COP_1 teljes fűtési teljesítménytényezője és a felső fokozat végső kompressziós hőmérséklete az alsó fokozat különböző elpárolgási hőmérsékletein, valamint a felső fokozat kondenzációs hőmérsékletei – kaszkád ciklus (hűtőközegek: R410A és R134A)



1.56. ábra Kaszkád folyamat COP_1 teljes fűtési teljesítménytényezője és a felső fokozat végső kompressziós hőmérséklete az alsó fokozat különböző elpárolgási hőmérsékletein, valamint a felső fokozat kondenzációs hőmérsékletei – kaszkád ciklus (hűtőközegek: R744 és R717)

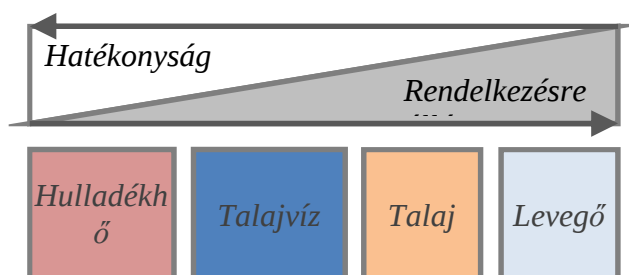
2. HŐFORRÁSOK ÉS HŐELVEZETŐK

A hőforrásnak sok követelménynek kell megfelelnie ahhoz, hogy biztosított legyen a hőszivattyú hatékony működése. Néhány a legfontosabbak közül:

- A hőforrásnak minden időben és a lehető legmagasabb hőmérsékleten kell biztosítani megfelelő hőmennyiséget
- A hőforrás hőszivattyúhoz illesztési költségének a lehető legalacsonyabbnak kell lennie
- A hő hőforrástól a elpárologtatóba történő elszállításához szükséges energiának is a lehető legkisebbnek kell lennie.

A hőszivattyúk működtetéséhez leggyakrabban használt hőforrások: levegő (a környezeti levegő, szellőztető rendszerek vagy ipari folyamatok kifűjt levegője), talaj (felhasználva a napsugárzás által a felső talajrétegbe átadott hőt vagy a Föld magjából a talajba áramló és felhalmozott hőt, valamint bizonyos helyeken a geotermikus anomália hőjét) és a víz (talajvíz vagy felszíni víz).

A fent említett hőforrások olyan tulajdonságokkal rendelkeznek, hogy a rendelkezésre állásuk és a hőszivattyú által nyújtott hatékonyság kiegészítik egymást, a 2.1. ábrán látható módon.



2.1. ábra A hőforrások rendelkezésre állása és a hőszivattyúval üzemeltetett fűtési rendszerek hatékonysága a legelterjedtebben használt hőforrásoknál

A következőkben áttekintjük az egyes hőforrások tulajdonságait, valamint a hőszivattyúval üzemeltetett rendszer specifikus tervezési és telepítési, valamint a felhasználási követelményeit (különböző hőforrásokra).

2.1. Levegő

A hőszivattyúkban fel lehet használni hőforrásként a környezeti levegő hőjét, valamint a szellőztető rendszerek kifűjt levegőjének a hőjét is.

1.1.2. Környezeti levegő

A környezeti levegő a hőszivattyúknál a legelterjedtebb hőforrás. A hőforrásként környezeti levegőt, a hő szállítására vizet vagy levegőt használó hőszivattyúk széles körben elterjedtek, aminek oka, hogy egyszerűen kapcsolhatók össze a fűtési rendszerrel, és hogy mindig jelen van és rendelkezésre áll a hőforrás. A levegőből az épület fűtési rendszerének működtetése érdekében kivont hő a környezetbe az épület hőveszteségének formájában tér vissza. A többi hőforrással összehasonlítva valamivel kisebb hatékonyságának (2.1. ábra) az az oka, hogy a

környezeti hőmérséklet és az ahhoz tartozó COP_1 épp télen a legkisebb, amikor a legtöbb hőre és, a fűtési rendszertől függően, a legmagasabb előremenő hőmérsékletekre van szükség. A hőforrásként levegőt használó hőszivattyúk átlagos szezonális teljesítménymutatói (SPF) általában 10-30%-kal kisebbek, mint a hőforrásként vizet használó hőszivattyúké [11].

A kompresszor és a ventilátor működési energia-felhasználása szempontjából az optimális levegőmennyiség 300 és 500 m³/h között van 1 kW-nyi hőforrásból elvont hőre vonatkoztatva. Ha a légáramlás 400 m³/h közéérték lenne, akkor annak 10 K-nel kellene lehűlnie 1 KW hő kivonásához. A ventilátorok villamos energiával működnek, és ha kicsi a hatékonyságuk, akkor a fogyasztásuk a szállított (kinyert) Q_1 hő kb. 20%-a lehet.

A villamos energia-felhasználást a ventilátor típusa mellett befolyásolja az elpárolgató kialakítása és az azon keresztül áthaladó levegő áramlási sebessége is. Az elpárolgató homlok keresztmetszetén 1,5 m/s áramlási sebesség ajánlatos az általános kialakítású elpárolgatóknál (lamellás csövek), az elpárolgatónak pedig olyannak kell lennie, hogy a légellenállás a meghatározott sebességnél ne haladja meg a 150 Pa-t [12].

Az elpárolgató megfagyása a hőforrásként környezeti levegőt használó hőszivattyúk alkalmazásában problémát okozhat. A fagyás a -2 °C és -7 °C közötti elpárolgási hőmérséklet-tartományban kritikus, mivel ezeken a hőmérsékleteken a levegő még jelentős mennyiségű párat tartalmaz. Ha jég képződik az elpárolgatóon, akkor le kell állítani a hőszivattyút, és az energiát kiolvasztásra kell felhasználni. A már kiépített létesítményeken végzett mérések alapján a leolvasztásra összesen felhasznált hő a hőszivattyú kompresszorműködésére fordított energia 5% - 10%-a. Ez jelentősen csökkenthető, ha a leolvasztást a szükségesség alapján szabályozzuk (pl. a kompresszor nyomáscsökkenésének mérésével) ahelyett, hogy időzítéssel történne.

A hőszivattyúval működő fűtési rendszer gondos tervezésével - ami magában foglalhatja a hőszivattyú mellett egy bivalens fűtőegység telepítését is - jó hatékonyságú költség- és energiaviszonyok érhetők el, valamint a hőforrásként környezeti levegőt használó hőszivattyút tartalmazó épületfűtési rendszereknél jobb teljes költséghatékonyság érhető el a többi általánosan alkalmazott hőforráshoz képest. A bivalens rendszerekről és a hőforrásként levegőt használó hőszivattyúkról részletesebben későbbi részekben olvashat.

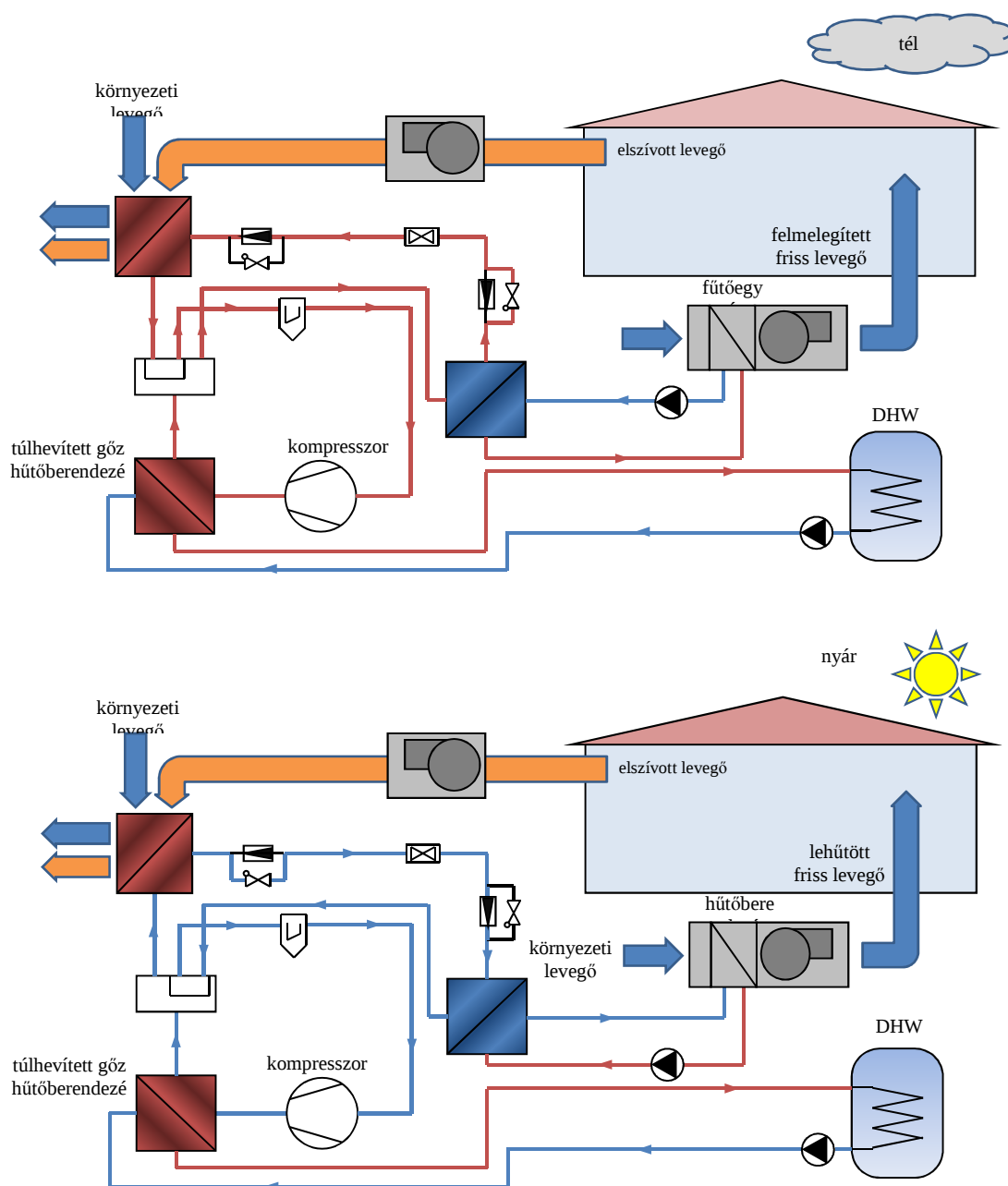
2.1.2. Szellőztető rendszerek elszívott levegője

A szellőztetés kifűjt levegője általánosan alkalmazott, jól használható hőforrás a lakó- illetve irodaépületekben használati meleg víz előállítására és fűtésre alkalmazott hőszivattyúknál. A szellőztető rendszernek ebben az esetben folyamatosan működnie kell, a fűtési szezonban és egész évben. A hőszivattyúkat úgy kell kialakítani, hogy fel tudják használni a környezeti levegő hőjét és a szellőztető rendszerek kifűjt (helyiségből elszívott) levegőjének hőjét is.

Ha a kifűjt levegőt a hőszivattyú elpárolgatójának légcsatornáin nem vezetik keresztül, akkor az a bevált gyakorlat, hogy a szellőztető rendszer kifűvő légcsatornáit közvetlenül a hőszivattyú beszívóegységénél végződtetik, ami a bemeneti hőmérséklet télen növeli nyáron pedig csökkenti. Egy ilyen konfiguráció látható a 2.2. ábrán.

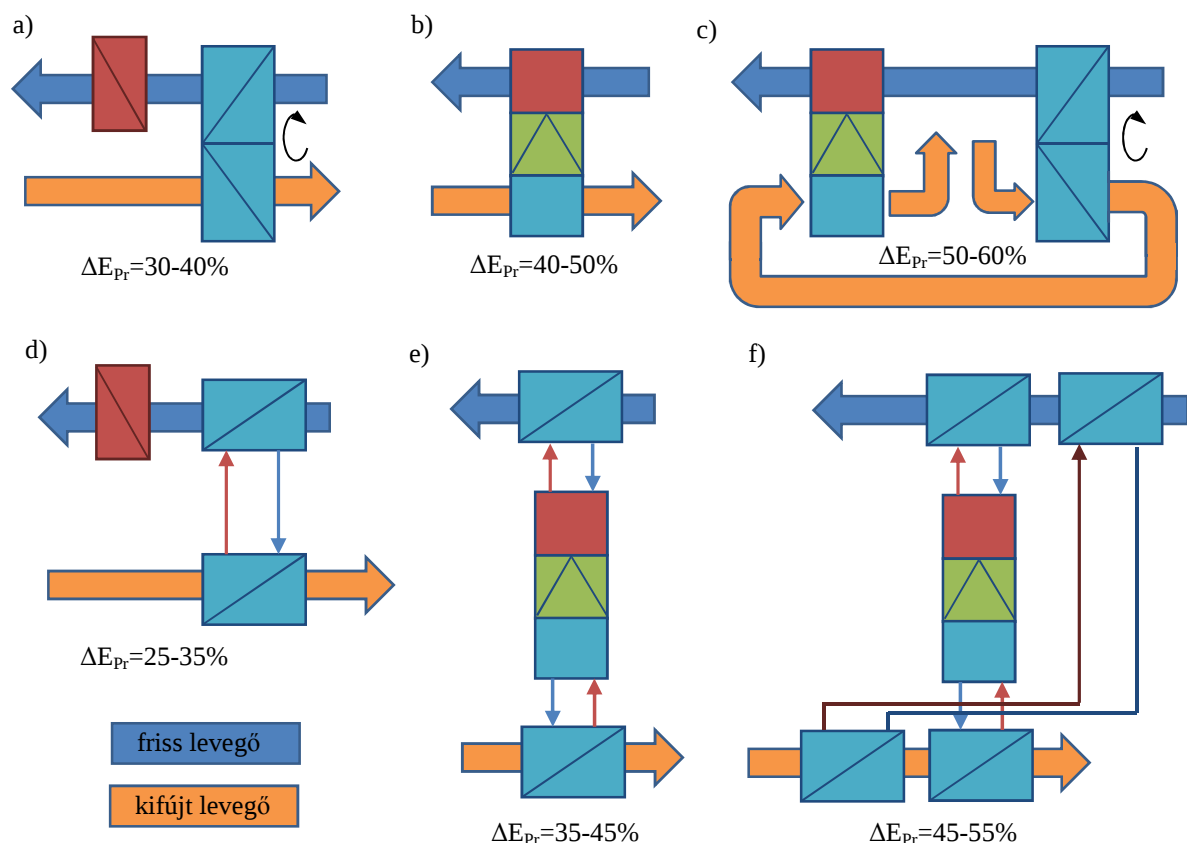
A 2.2. ábrán látható hőszivattyúnál az RV-vel jelölt visszafordító szeleppel meg lehet fordítani a hűtőközeg áramlási irányát. A burkolat zárt, és rendelkezik hűtőközeg-nyílásokkal (a 2.2. ábrának megfelelően), ahol a baloldali két cső csatlakozása a tolókapcsoló balra történő eltolásával (téli üzemmód) történik, ami egyben azt is okozza, hogy a kompresszor kimenetéről gőz áramlik a hőcserélő (hűtőközeg - víz) felé, ami ebben az esetben kondenzátorként működik. Ha a tolókapcsolót jobbra toljuk el, akkor a kompresszor beszívó egysége lesz összekötve ugyanazzal a hőcserélővel, s ez most elpárolgatóként fog működni, és hűti a vizet a légkondicionáló rendszerben. A hőcserélő (hűtőközeg - levegő) télen elpárolgatóként működik, nyáron pedig kondenzátorként. A hűtőközeg túlhevített gőze (amely a hűtőközeg kompresszor kimenetén fennálló hőmérsékletéről lehűl a kondenzációs

hőmérsékletre) télen és nyáron is felhasználható arra, hogy a használati meleg vizet a kondenzáció hőmérsékleténél melegebbre fűtse fel, úgy, hogy átáramoltatjuk a közvetlenül a kompresszor mögött elhelyezett túlhevített gőz hűtőberendezésen. Az ilyen hőszivattyúkat lentebb mutatjuk be, de a működési elvüket nem fogjuk ismételten leírni.



2.2. ábra A szellőztető rendszerek elszívott levegőjének a friss levegő részére átadott hőhasznosítás alkalmazási lehetősége – a rendszer téli és nyári üzemmódja

A 2.3. ábra a hőcserélők (hővisszanyerővel) és hőszivattyúk valamint azok kombinációinak olyan felhasználási lehetőségeit mutatja be, ahol ΔE_{pr} primer energia-megtakarítás érhető el [6].



- a) Hővisszanyerő
- b) Levegő-levegő hőszivattyú
- c) Hővisszanyerő és levegő-levegő hőszivattyú
- d) közvetítő közeges hővisszanyerő
- e) Víz-víz hőszivattyúk
- f) Hővisszanyerő és víz-víz hőszivattyúk

2.3. ábra Az elszívott levegő hőjének visszacsatolt felhasználási lehetőségei [12]

2.2. Talaj

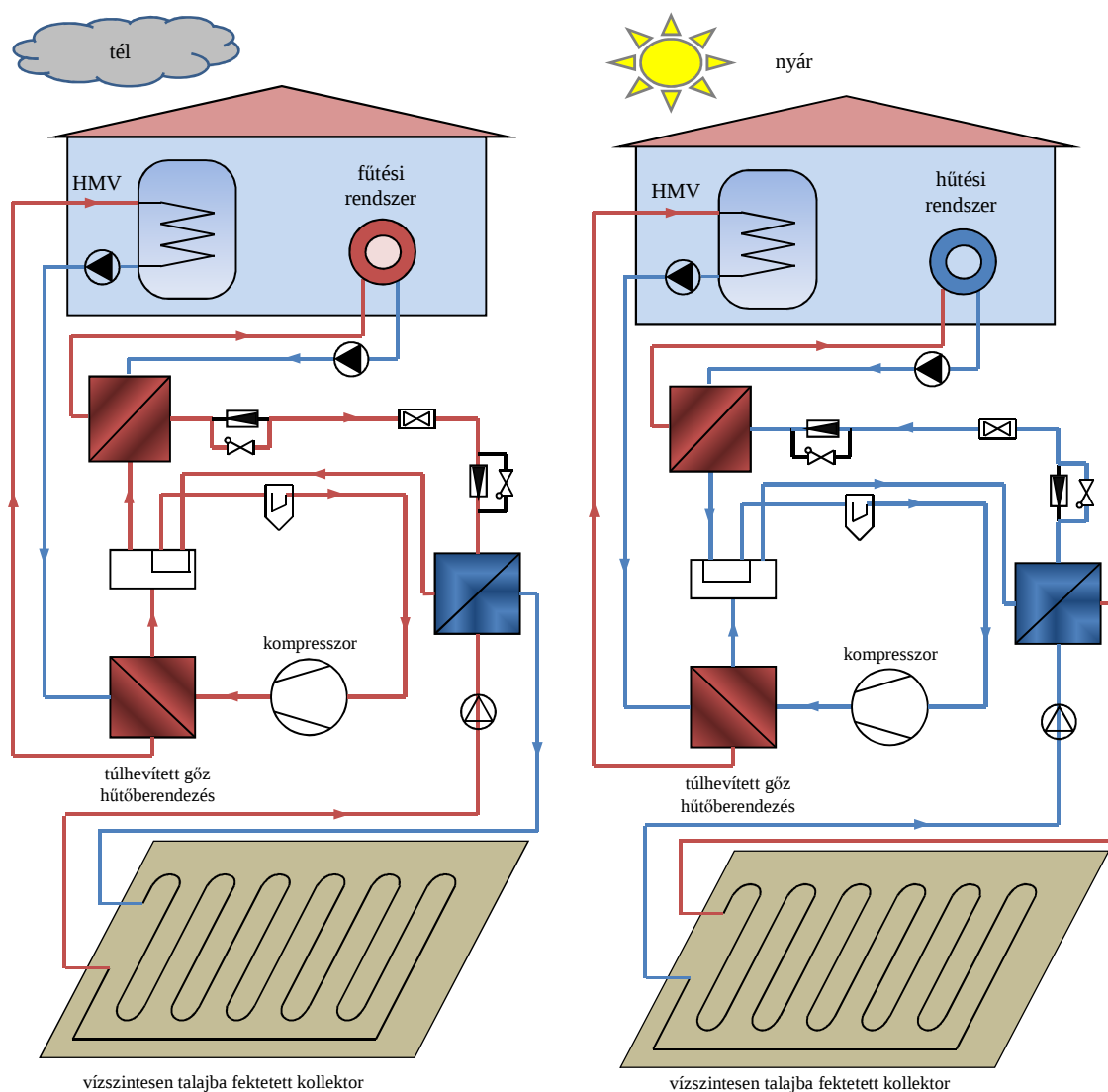
Ha a talajban felhalmozódott hőt használjuk hőforrásként, viszonylag magas hőforrás-hőmérsékletekre, valamint időben késleltetett és alacsonyabb hőmérséklet-ingadozásra számíthatunk a levegő hőforrásként való használatához képest. A hőt csöves hőcserélőkkel vonja ki a talajból, s itt a csövekben áramolhat a hőszivattyú hűtési ciklust fenntartó hűtőközeg is (direkt vagy közvetlen elpárolgató rendszerek), vagy valamilyen hőcserélőkben használt közvetítőközeg, pl. só- vagy glikol oldat (indirekt elpárolgató rendszerek). A talajban lévő hőmennyiség függ a helyi páratartalomtól és éghajlati viszonyoktól. A hőcserélőkön keresztül történő hőfelhasználással jelentős hűtést lehet végrehajtani, de bizonyos esetekben előfordul talajfagyás is. Fűtési szezonon kívül a Nap által bevitt hő (vízszintes kollektoroknál) illetve a talajból beáramló hő (függőlegesen lefűrt kollektoroknál) a talaj hőmérsékletének megnövekedését és az újrafelhasználás lehetőségét biztosítja.

A talaj jó akkumulatív (hőmegtartó, hőfelhalmozó) tulajdonsága miatt a mélyebb talajrétegek hőmérséklete nem változik olyan dinamikusán, mint a felszíni földrétegé. Így tekintetbe kell venni a késleltetést is és a hőmérséklet-változás mértékének (amplitúdójának) csökkenését is, mivel ezek nagysága a mélységgel arányos. A 15 méteres mélység az a pont, ahol az éves

hőmérséklet-ingadozásnak már nincs jelentős hatása. A mélység további növelésével a hőmérséklet arányosan növekszik, ezt azonban a kisebb, lakossági fűtési rendszereknél nem használják ki, mert a hőcserélők nagy mélységbe történő telepítése gazdaságtalan.

2.2.1. Vízszintes talajkollektor rendszerek

A talaj hőszivattyú által felhasznált hőjét a vízszintes kollektoros rendszereknél a földbe fektetett csöves regiszterek útján nyerik ki, ezekben áramlik a hőszállító folyadék.



2.4. ábra A hőszivattyús rendszerekben hőforrás-hőcserélőként alkalmazott vízszintes talajkollektorok

Elsőre vonzó lehetőségnek tűnik, hogy a lehető legmélyebbre fektessék le a vízszintes kollektorokat, ahol a hőmérsékletek viszonylag állandók. A talajból kivont hőt azonban a napsugárzás táplálja vissza a talajba nyáron, s emiatt előfordulhat, hogy a mélyebb talajrétegeknek nincs elegendő idejük újra felmelegedni, így idővel állandó jég réteg formálódhat a csövek körül. A hőforrás hőmérséklete tehát alacsonyabb, illetve $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os lesz. Ez a nagyobb energiafelhasználás miatt nem hatékony módszer [12].

Ha a hőszivattyú hűtőközege a hőcserélő csöveiben elpárolog, akkor nagyobb lesz a hőmérséklet-különbség a talaj és a hűtőközeg között, mivel így kikerüli a hőközvetítés közbenső anyagát (glikol vagy vízoldat). A közepes fűtési szorzó ezzel 10-15%-kal nő.

Az ajánlás szerint a hőcserélő csöveket 0,8 - 1,5 m mélyen, egymástól 1 m [10] - 0,5 m [14] távolságra kell lefektetni.

Hogy ne formálódhasson állandó jég réteg a túlzott hőelvonás következtében, javasolt 35 W-nál nem több hőt elvonni cső-folyóméterenként, amiből az következik, hogy 1 kW elvonandó hőhöz 30 m csövet kell telepíteni.

Szükséges az is, hogy a fűtött területnél 2 ÷ 2,5-ször nagyobb szabad terület legyen.

Ha az egységnyi területen ennél nagyobb sűrűségű hőmozgást okozunk, az a kollektor fölött károsíthatja a növénytakarót és így az eredeti környezetet is.

A hőközvetítő közeg áramlási térfogatáramnak 0,5 m³/h-nak kell lennie 1 kW kivont hőre, így az oldat hőmérséklete kb. 2 K-nel nő, a terület, mint hőforrás hőmérséklete pedig -5°C és +5°C közötti [12].

2.2.2. Függőlegesen lefűrt talajkollektor rendszerek

A függőleges szondarendszereknél függőleges lyukat kell fúrni a talajba, beépített csöves hőcserélőkkel, melyek kettős U-cső vagy koaxiális cső kialakításúak; s így a belső polietilén csőben hideg hőközvetítő közeg folyik, a külső csőben pedig a felmelegített közeg tér vissza a elpárologtatóba. Az ilyen rendszerek az EU országokban nagyon elterjedtek. A függőleges szondás kialakítás jól alkalmazható sűrűn lakott területeken, ahol a környezet már ki van építve, mivel ez a megoldás nem borítja fel a környezet képét.

Mindig figyelembe kell venni azt, hogy lehetséges-e hőt kinyerni a csövek földbe fektetésével, mivel a hőcserélő teljesítménye függ a föld hővezetési képességétől. A megengedett hőkivonás irányértékei a következők:

- | | |
|--|--------|
| • Rossz talajösszetétel a föld alatt (száraz üledék) | 20 W/m |
| • Köves talaj és nedves üledék | 50 W/m |
| • Kemény köves talaj és magas hővezetés | 70 W/m |

Ha csak hőelvonás történik, akkor a használat ideje is korlátozott. Az irányérték kb. 1800 óra évente.

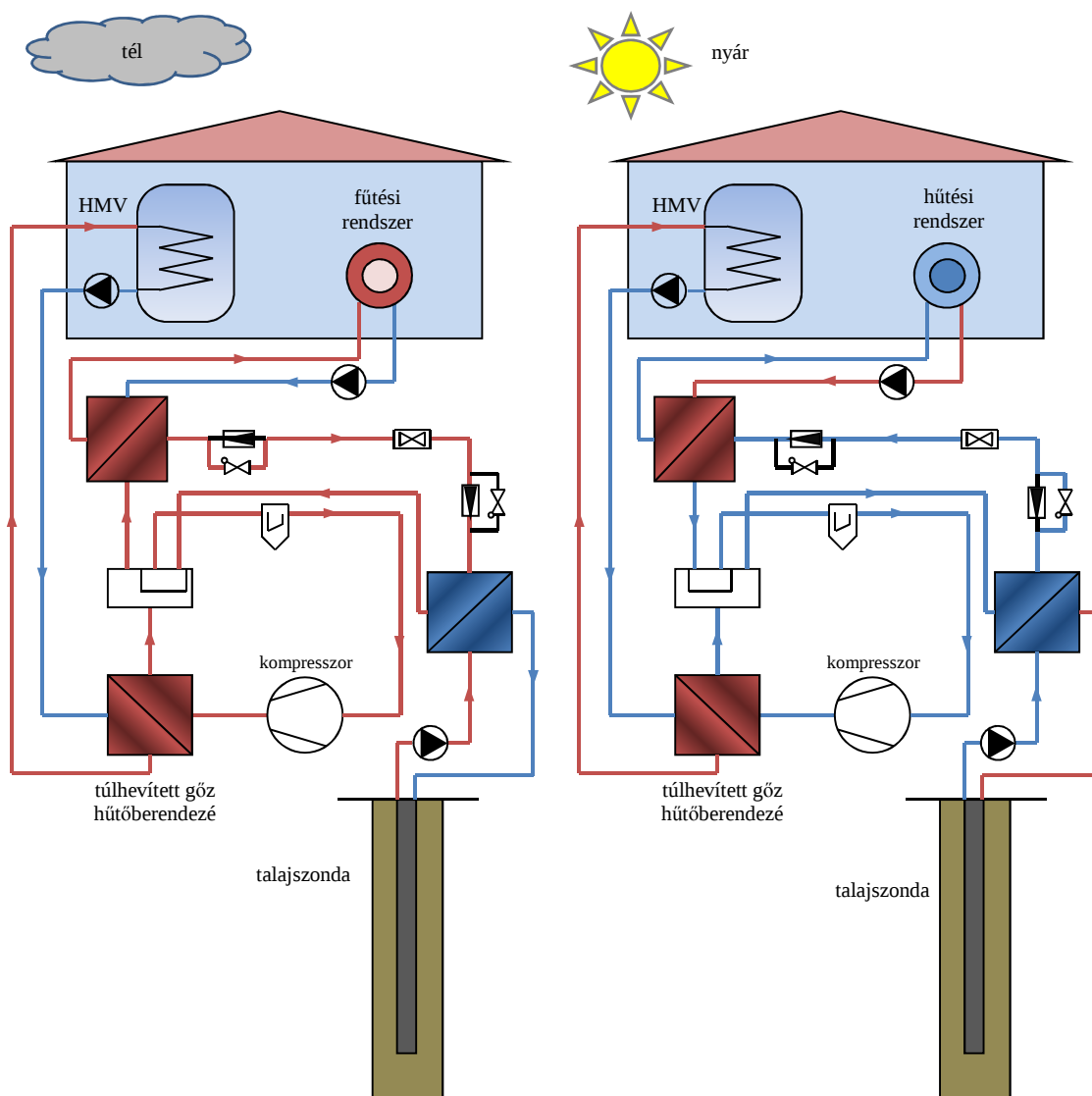
Egy szonda hossza 40 m-től 100 m-ig terjedhet, a két szonda közötti legkisebb távolságot a Föld magjából érkező hőáram sűrűsége és a talaj akkumulációs (hőmegtartó) képessége határozza meg. A szondák között 40 m és 50 m közötti hosszúságú szonda esetén 5 m távolság, 50-100 m hosszúság esetén 6 m távolság javasolt.

Kettős U-szondákat alkalmaznak, az egyszeres csőátmérő 25, 32 vagy 40 mm.

A glikol oldat szivattyúzott áramlási sebessége az oldat elpárologtatón fennálló kb. 3 °C-os hőmérséklet-különbségből számítható.

A lefűrés, valamint a hőcserélő telepítésének és feltöltésének költsége kb. 30 - 60 €/m [14].

A talaj téli jelentős lehűlésének problémája, valamint az ebből következő fűtési teljesítménytényező-csökkenés problémája úgy oldható meg, ha az éghajlati viszonyok miatt hűtésre is szükség van, és ugyanazon lefűrt szondákat nyáron hőelvezetőként használjuk (hűtési célra). Mivel a hőcserélőt körülvevő talaj télen már eleve lehűlt, nyáron a COP₂ nagyobb lesz, a nyáron felmelegített talaj pedig télen javítja a COP₁-t.



2.5. ábra A hőszivattyús rendszerekben hőforrás-hőcserélőként alkalmazott függőleges szondák

2.3. Víz

Magas hőkapacitása és a jó hőközvetítést lehetővé tevő tulajdonságai miatt a vizet a hőszivattyúk leghatékonyabb hőforrásának tekinthetjük. Az alkalmazását nagyban befolyásolja az, hogy rendelkezésre áll-e a helyszínen. Talaj- és felszíni víz is felhasználható.

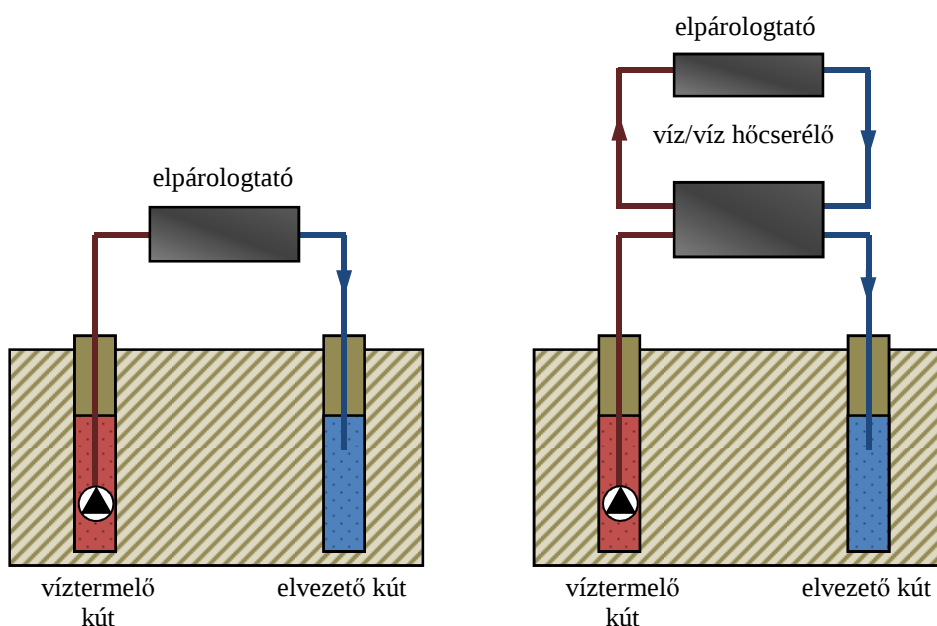
2.3.1. Talajvíz

A talajvizet hőforrásként használó hőszivattyúkkal történő fűtést Európa kontinentális területein elterjedten alkalmazzák. Sok helyen áll rendelkezésre talajvíz, viszonylag stabil hőmérséklettel (4-15 °C, az éghajlati viszonyok függvényében). 15 m-nél kisebb mélység esetén az időjárás jelentősen befolyásolja a talajvíz hőmérsékletét.

A talajvíz általában tiszta, nem agresszív, és a legtöbb esetben közvetlenül bevezethető a hőszivattyú elpárologtatójába, anélkül, hogy hőközvetítő közegre lenne szükség (2.6. a ábra). Így az átlagos COP_1 (fűtési teljesítménytényező) az épületfűtés esetén 3,5-4 nagyságrendű,

alacsony hőmérsékletű fűtés és konstans előremenő hőmérséklet esetén [8]. Az ilyen nyitott rendszerekben a vizet egy kútból - víztermelő furat - szivattyúzzák ki, és miután lehűlt az elpárologtatóban vagy az elpárologtatónak hőt közvetítő hőcserélőben, vagy a szennyvízcsatornába engedik, vagy vissza vezetik a talajvíz folyamába az elvezető (drén) furaton keresztül. Az elvezető furatot (nyelőkút) a víztermelő furat mögé kell elhelyezni, a talajvíz folyásának irányában. A tervezés és kialakítás során figyelmet kell fordítani a fagyás lehetőségére, valamint a korrózió-védelemre és a hőcserélőben érintett felületek szennyeződésére.

A zárt rendszerekben a hűtőközeg felé a hőközvetítés történhet közvetlenül, vagy hőközvetítő közegen keresztül indirekt módon. A hőközvetítéshez szükséges plusz hőmérséklet-különbség miatt az indirekt rendszerek hatékonysága valamivel kisebb, viszont fenntartani könnyebb őket.



2.6. ábra: Talajvíz felhasználása (közvetlenül illetve hőcserélőn keresztül)

A direkt vagy közvetlen alkalmazást általában tiltják a jogszabályok, mert a elpárologtató meghibásodása esetén a hűtőközeg szivárgása szennyezheti a talajvizet. Ilyen esetekben kötelező még egy hőcserélő telepítése.

Figyelembe kell venni, hogy a hőforrás összekapcsolása jelentős tételt jelenthet az összköltségben, és a használati kiadások is nagyobbak lehetnek, ha a helyi jogszabályok a vízfelhasználásra engedélyezési kötelezettséget illetve díjfizetést írnak elő.

2.3.2. Felszíni víz

A folyók és tavak vizei alapvetően hatékony hőforrások lehetnek, a téli hőmérsékletük azonban alacsony lehet (0 °C körül). A kisebb folyóknál a környezeti levegő havi átlaghőmérsékletéhez kötődő, annál 1,5 - 2 K-nel alacsonyabb hőmérséklettel számolhatunk. Ez esetben az alacsony téli hőmérsékletek miatt elkerülhetetlen a kiegészítő fűtés használata, viszont kimutatták, hogy az éves szükségletnek akár 90%-a biztosítható a hőszivattyúval. Az ipari központokon keresztül folyó nagyobb folyók hőmérséklete a különböző hulladékhők (szennyvízcsatorna, ipari folyamatok) miatt általában nem süllyed le télen annyira, hogy befagyjanak, így hőmérsékleti szempontból hatékony hőforrásként szolgálhatnak. A rendszer tervezésénél ügyelni kell arra, hogy az elpárologtatót (vagy a hőt az elpárologtatóba átvivő hőcserélőt) megóvják a fagyástól. A felszíni vízből a hűtőközegbe általában indirekt

hőközvetítési ciklussal kerül átadásra a hő. A felszíni víz egy hőcserélőben adja át a hőt a víznek indirekt ciklusban. Csak ez a víz (vagy alacsonyabb hőmérsékletek esetén glikol és víz oldata) adhatja tovább a hőt az elpárologtatónak. Ennek oka a felszíni vizekben a szennyező anyagok, só és foszfátok (melyek kedveznek az algák elszaporodásának) jelenléte. Erre a célra lemezes hőcserélőt kell telepíteni, ami könnyen tisztítható. Ha a hőszivattyú a víz közvetlen közelében található, akkor lehetővé válik egy úgynevezett víz alatti elpárologtató alkalmazása, amelynek kialakítása lehetővé teszi víz alatti használatát. Ebben az esetben természetesen nem használható kompakt víz-víz hőszivattyú, sőt, speciálisan az adott létesítményre illesztve kell a hőszivattyút összeszerelni, a helyszínen lévő alkatrészekből. Fűtési alkalmazásban az ilyen hőszivattyúk közepes éves fűtési teljesítménytényezője 10-15%-kal nagyobb lehet, mint indirekt hőközvetítési ciklussal.

A felszíni vizek hőmérsékletére vonatkozóan nincsenek előre meghatározható általános szabályok.

Jó műszaki megoldás esetén a tengervíz kiváló hőforrást jelenthet, és általában közepes és nagy hőszivattyús rendszereknél alkalmazzák. 15-25 m-nél mélyebben a vizek hőmérséklete állandónak tekinthető, s az olyan kisebb meleg tengerekben, mint pl. az Adriai-tenger, általában 8-12 °C-os; az észak-európai tengerek hőmérséklete pedig 5-8 °C-os 25-50 m mélységben. Megfelelően megtervezett rendszer esetén nem áll fenn a fagyás veszélye (a sótartalom miatt a tengervíz fagyáspontja -1°C és -2°C között van). A hűtőközeg felé történő hőközvetítésre lehet direkt és indirekt hőközvetítést is alkalmazni, ez főként a hőforrás hőmérsékletétől függ. Hőcserélőket, csőrendszert és korrózióálló szivattyúkat (titán, bronz vagy műanyag) kell kialakítani, a tengervíznek kitett létesítmények algásodásának és a tengeri élet bejutásának esélyét pedig a minimálisra kell csökkenteni.

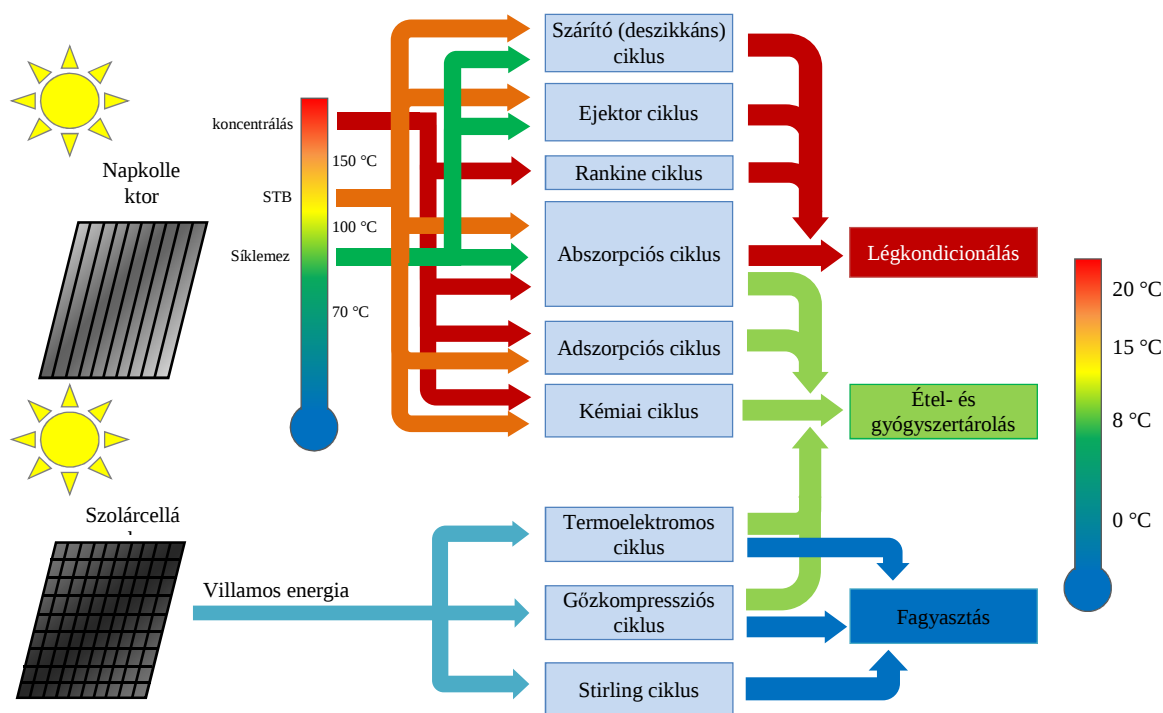
Hulladékvíz

A hulladékvíz legfontosabb tulajdonsága, hogy egész évben magas és állandó a hőmérséklete. Példák az ilyen lehetséges hőforrásokra: szennyvízcsatorna vize (feldolgozva vagy feldolgozás nélkül), ipari hulladékvíz, ipari folyamatok vagy villamos energia-termelés hűtővize, hűtőrendszerek kondenzációs hője (az a hő, amit hűtőtornyokon keresztül engednének ki a szabadba). A lakó- illetve irodaépületekben való felhasználás fő akadályai a forrás távolsága a fogyasztótól, valamint a hő-igény és a hő rendelkezésre állásának esetleges időbeli eltérései. A hulladékvíz az ipari hőszivattyús rendszerek részére azonban nagyon hatékony hőforrást nyújt.

2.4. Napenergia

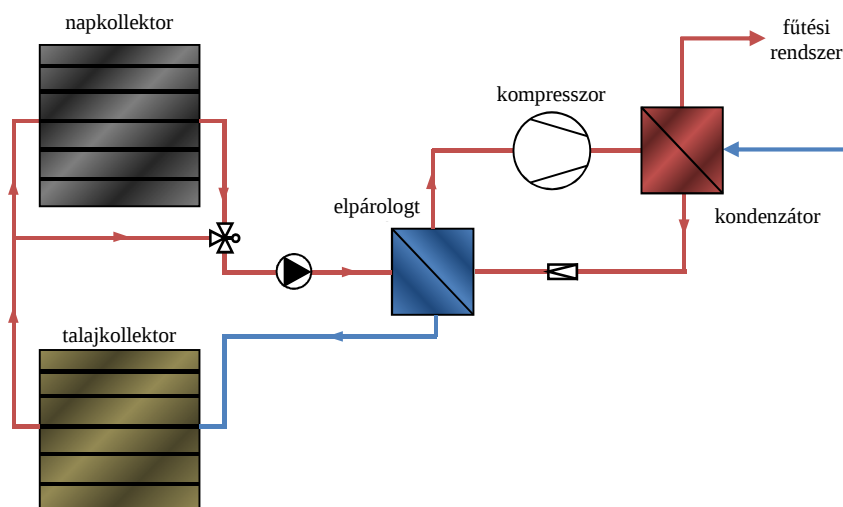
A napenergia, a Nap sugárzásának energiája (szemben a fent tárgyalt esetekkel, amikor a talajban, vízben vagy levegőben halmozódott fel a Nap energiája) hatékony, de kiegyensúlyozatlan hőforrást nyújthat a hőszivattyúk számára, viszont lehetséges magasabb exergiájú villamos- vagy hőenergiává alakítani, és így hűtőberendezések vagy hőszivattyúk üzemeltetésére felhasználni. Az 1.59. ábra áttekintést nyújt a napenergia hűtési célokra történő felhasználásának lehetséges technológiáiról [15].

A napsugárzás energiája felhasználható független hőforrásként, illetve kombinálható más hőforrásokkal (levegő, föld, víz).

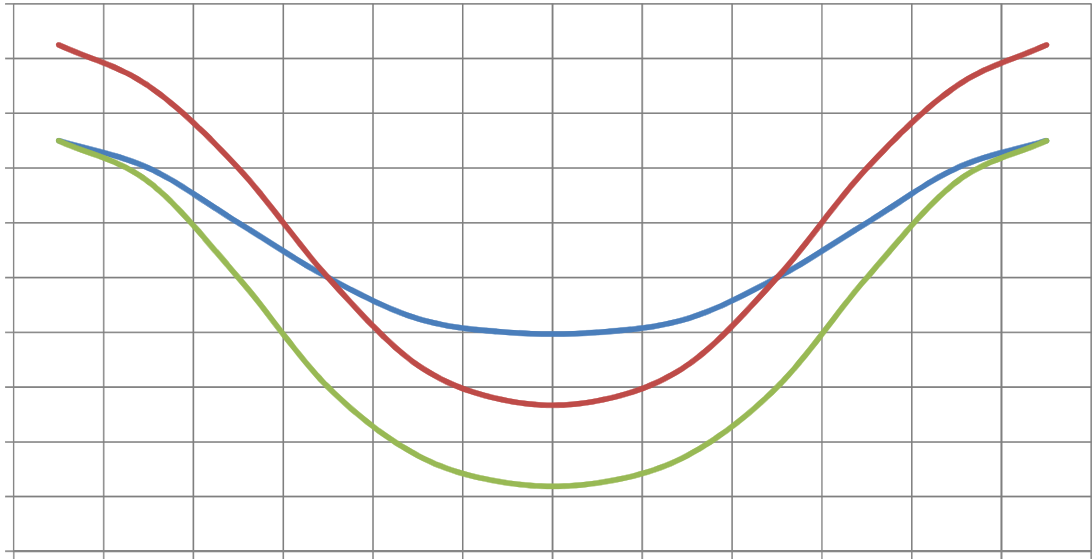


2.7. ábra A napenergiát használó hűtési rendszerek a [15] referencia szerint

Felderítették annak lehetőségét, hogy kombinálják a tetőre telepített napkollektorokat a földbe telepített talajkollektorokkal, az olyan fűtési rendszerek esetében, ahol a hőszivattyút csak fűtésre használják. A 2.8. ábrán látható erre egy példa. Az automatikus szabályozás biztosítja, hogy a hőszivattyú magasabb elpárolgási hőmérsékletű hőforrást használjon. A nyáron bevitt felesleges napenergia eltárolható a földben, amivel télen megnövekednek a rendszer üzemi hőmérsékletei (2.9. ábra). A elpárolgási hőmérséklet növelésével a tetőre szerelt kollektorok nélküli esethez képest a fűtési teljesítménytényező is nagyobb lesz. Egy ilyen rendszer használata melletti döntés esetén fontos minden egyes rendszer-összetevő teljesítményét körültekintően kiválasztani, és részletesen elemezni a rendszer teljes beruházási és üzemeltetési költségét.



2.8. ábra Hőszivattyúval működő rendszer nap- és talajkollektorokkal



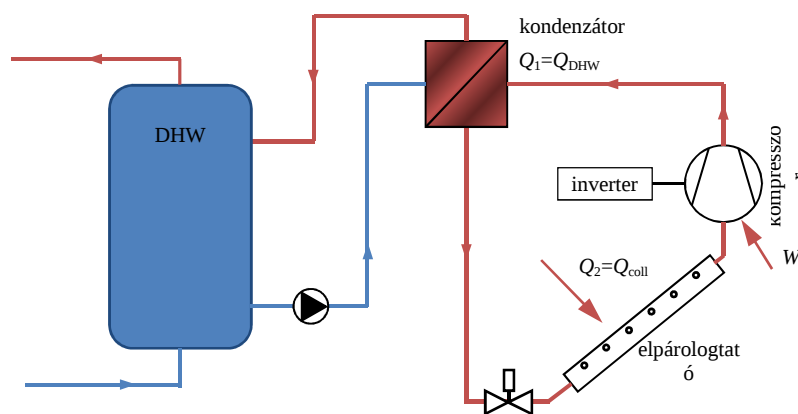
2.9. ábra A tetőre és a talajba telepített kollektorok kombinációjának hőmérséklet-görbéi

A lentebb látható rendszer hőközvetítő közeget (só-, glikol oldat) használ a nap- és talajkollektorok, valamint az elpárolgató hűtőközege közötti hőközvetítésre.

Olyan megoldások is léteznek, ahol a napkollektor elpárolgatóként is működik, ekkor a hűtőközeg közvetlenül a napkollektorban áramlik és elpárolog, amely így elpárolgatóként is funkcionál. Ez általában egy nem zománcozott síklemezes napkollektor. A hűtőközeg amellet, hogy felveszi a nap energiáját, a környezeti levegővel is cserél hőt.

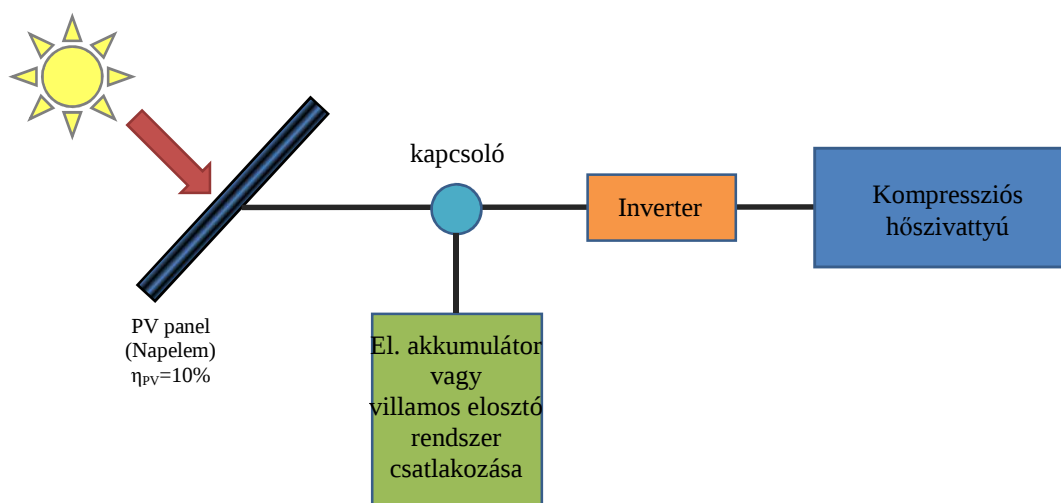
2.10. ábra: Tetőre telepített napkollektorok tesztelés alatt [16]

A nem zománcozott napkollektorok akkor is lehetővé teszik a hőszivattyú működését, amikor nincs, illetve amikor nagyon gyenge a napsugárzás, így a konvekciós hőátadási tényező jelentősen befolyásolja az elpárolgási hőmérsékletet és így a hőszivattyú teljesítményét is. Ha az abszorberben (hőfelvevőben) a hűtőközeg hőmérséklete a környezeti hőmérsékletnél alacsonyabb, akkor a napsugárzás mellett a konvekcióval (hőáramlásból) valamint a környezettel történő hőcseréből is jut hő az abszorberbe. Az abszorbernek lehetővé kell tennie, hogy a hőszivattyú akkor is működjön, amikor nincs napsugárzás (mint a síklemezes hőcserélő, amelynél természetes konvekció útján hőközvetítés történik a levegővel érintkező oldalán). Az alacsony elpárolgási hőmérsékletekhez ($<0^\circ\text{C}$) tartozó kis fűtési teljesítménytényezők ($\text{COP}_1 < 2$) hátrányosak lehetnek az ilyen hőenergia-termelési eljárások gazdaságosságára [17]. Emellett az abszorbernél a hőáram sűrűség jelentős változásai miatt a hőforrás hőmérséklete nagymértékben ingadozik, emiatt a rendszerbe szabályozható teljesítményű kompresszort és elektronikus expanziós szelepet kell beépíteni. A hűtőközeg szivárgásának is nagyobb az esélye. Az ilyen rendszereket a '80-as években átfogóan tanulmányozták, ennek azonban nem lett tömeges alkalmazás az eredménye.

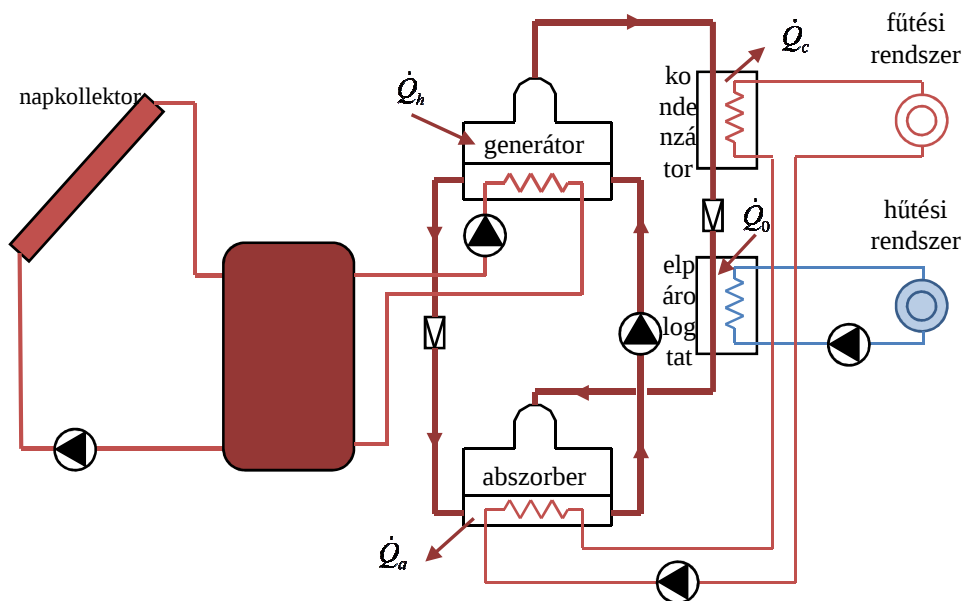


2.11. ábra: Hőszivattyú szolár abszorberrel [17]

A nap energiája a hőforrásként történő alkalmazás mellett felhasználható a hőszivattyú valamint a hűtőberendezés működtetésére is.



2.12. ábra A nap energiájával üzemeltetett kompressziós hőszivattyú



2.13. ábra: A nap energiájával üzemeltetett abszorpciós hőszivattyú

Mivel az abszorpciós hőszivattyúkkal már foglalkoztunk, és tovább nem tárgyaljuk, el kell mondani, hogy az abszorpciós berendezések termikus kompresszorral rendelkeznek (nem hagyományossal), amely generátorból, abszorberből, expanziós szelepből és egy szivattyúból áll. Ez a berendezés nem mechanikai munkát, hanem hőt használ a működéséhez. Az abszorpciós hűtési rendszerekben alkalmazott hűtőközegek általában duál keverékek, a leggyakoribb a víz - ammónia keverék ($\text{H}_2\text{O} - \text{NH}_3$) és a lítium-bromid - víz keverék ($\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$). A lítium-bromid és víz oldatát használó abszorpciós berendezések nem kaphatók a piacon, mert az abszorberben magas hőmérsékleten bonyolult a folyamatok megvalósítása (lítium-bromid kristályosodás). Ezért csak hűtőberendezések találhatók a piacon, melyek $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ oldatot használnak, ezeknek viszont hűtőtornyokból kapott megfelelően alacsony hőmérsékletű vízzel történő hűtésre van szükségük, hogy a lítium-bromid ne kristályosodjon. Az ammónia-víz keverékkel működő abszorpciós berendezések is használhatók hőszivattyúként, a piacon találunk alacsonyabb teljesítményű (kb. 30 kW) hőszivattyúkat, melyek a működési hőjüket üzemanyag elégetéséből nyerik. Az abszorpciós hűtési teljesítménytényező helyett hőviszonyt adjuk meg, így:

$$\zeta_0 = \frac{Q_0}{Q_g} \quad (2.1)$$

vagyis az elpárolgatóba bevitt Q_0 hő és a generátorba (kifőzőbe) bevitt hő hányadosaként. Ha a hűtőrendszerben átlagosak a hőmérsékletek, akkor ez a tényező az egyfokozatúra jellemző 0,7-től a kétfokozatú hűtőberendezésre jellemző 1,2 között mozog.

Hőszivattyúk esetén a fűtéshez tartozó hőviszony:

$$\zeta_h = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} \quad (2.2)$$

vagyis a kondenzátorba valamint az abszorberbe bevitt hő: $Q_c + Q_a$ és a generátorba bevitt hő: Q_g hányadosaként adható meg. Ez az arány valamivel jobb az egyfokozatú berendezéseknél (1,4 körüli), melyek a piacon kaphatók, így ha ezeket a berendezéseket fűtési célokra használják, akkor a kompressziós berendezéseknél hatékonyabbak, a hűtési célú felhasználásban azonban kevésbé hatékonyak. Egy valós alkalmazásnál a berendezés

fajtájáról hozott döntést meg kell előznie az energiafogyasztás szimulációjának, valamint részletes költségelemzésnek.

2.5. A hőszivattyúk hőforrással kapcsolatos tulajdonságainak összesített áttekintése

A hőforrások minőségével és hatékonyságával kapcsolatban jó áttekintési lehetőséget a táblázatos megjelenítés nyújt (2.1. táblázat). A megadott kritériumok mellett további követelmények határozhatók meg, a felhasználói igények, a helyi viszonyok, jogi előírások, stb. függvényében.

2.1. táblázat: A hőszivattyúk hőforrásainak áttekintése

FELHASZNÁLÁSI KRITÉRIUMOK	LEVEGŐ		TÁLAJ	VÍZ				NAP
	KÖRNYEZETI LEVEGŐ	LÉLG. RENDSZEREK LEVEGŐJE, A VILÁGÍTÁS-, EMBERI- ÉS NAPENERGIA HORDOZÓJAKÉNT	A TÁLAJ, A NAPENERGIA ÉS A FÖLD MAGJÁNAK AKKUMULÁLT HŐJÉNEK TÁROLÓJAKÉNT	TÁLAJVÍZ	FELSZÍNI VÍZ – FOLYÓK	FELSZÍNI VÍZ – TAVAK	FELSZÍNI VÍZ – TENGEREK	NAPSUGÁRZÁS ENERGIÁJA
HŐMÉRSÉKLET VAGY ENERGIASZINT	-25 °C - + 20 °C	>22 °C	0-20 °C [8] -5-+15 °C [9] (8-15 W/m ²)	5-15 °C[8]	2-11 °C	min 4 °C	min 0 °C	0-300 W/m ² -25-+40 °C A fűtési időszak 90%-ában >0 °C
HELYSZÍNI RENDELKEZÉSRE ÁLLÁS	mindenhol	a levegő használatával végzett fűtésnél és hűtésnél	helyenként, a terep függvényében	helyenként	helyenként	helyenként	helyenként	mindenhol
IDŐBELI RENDELKEZÉSRE ÁLLÁS	mindig	időnként, az üzemmód függvényében	mindig	mindig	esetleges szárazság és 2 °C alatti hőmérséklet miatt nem mindig	esetleges alacsony hőmérsékletek miatt nem mindig	mindig	változó és megjósolhatatlan
AZ ENERGIAFELHASZNÁLÁS ÉS A RENDELKEZÉSRE ÁLLÁS IDŐBELI EGYEZÉSE	inkoherens: akkor van a legkevesebb energia, amikor legnagyobb az igény	koherens: minél nagyobb az igény, annál több energia áll rendelkezésre	részben koherens: a rendelkezésre álló energia a fűtési szezon végéhez közeledve kevesebb	még koherens: egész évben állandó a rendelkezésre álló energia	részben koherens vagy inkoherens	részben koherens	részben koherens	inkoherens: minél nagyobb az igény, annál kevesebb az energia
LEHETSÉGES A FÜGGETLEN HASZNÁLAT?	igen	részben	igen	igen	részben	részben	igen	alig lehetséges
A FELHASZNÁLÁST MEGNEHEZÍTŐ KÉMIAI VAGY FIZIKAI TULAJDONSÁGOK	jégképződés	-	korrozó, jégképződés	CO ₂ Fe ₂ O ₃ corrosion	szennyeződé s, só	szennyeződé s, só	szennyeződé s, só, alga	-
HŐSZÁLLÍTÁSHOZ SZÜKSÉGES ENERGIA-BEVITEL	magas	-	magas	általában magas	változó	változó	változó, általában magas	változó
LÉTESÍTÉSI KÖLTSÉG	magas vagy közepes	alacsony vagy nincs	magas	magas	közepes vagy magas	közepes vagy magas	közepes vagy magas	magas
A KÖRNYEZET ENERGIAEGYENSÚLYÁRA GYAKOROLT HATÁS	jelentéktelen hatás	nincs hatása	általában kicsi	jelentős	általában kicsi	általában kicsi	általában kicsi	nincs hatása
A HŐFORRÁS ÉS A KÖRNYEZET ÖSSZEFÉRHETŐ (NEM SZENNYEZŐ)	igen	igen	semleges	nem	részben	részben	semleges	igen
ALKALMASSÁG TÖMEGGYÁRTÁSRA	jó	jó	közepes	jó	jó	jó	jó	közepes

Ez a fajta áttekintés, bár jól átlátható, nem felel meg a bonyolultabb, specifikus esetekben, amikor az adott rendszer alkalmazását gazdaságossági, ökológiai és más szempontokból is vizsgálni és igazolni kell. Ezekben az esetekben teljes műszaki megoldásra és a tényleges

felhasználási követelmények szimulációjára van szükség, melyek eredményei igazolhatják az adott alkalmazást.

3. HŐSZIVATTYÚK HŰTŐKÖZEGEI

A hűtésnél organikus (szerves) és nem organikus hűtőközegeket is használnak. A hűtőközegeket a vegyület, a kémiai képlet alapján nevezik el, és általában az AHSRAE rendszer használatával jelölik (hűtésnél). A jelölés az *R* (refrigerant - hűtőközeg) betűvel kezdődik, ezt egy számsorozat követi, és az után állhat még egy betűjel is.

Az általánosan alkalmazott nem organikus hűtőközegek:

- | | | |
|---------------|------------------|------|
| • ammónia | NH ₃ | R717 |
| • víz | H ₂ O | R718 |
| • szén-dioxid | CO ₂ | R744 |

A nem organikus anyagok számjelzése 7-essel kezdődik, a másik két szám pedig a kerekített molekulatömeget jelenti.

A hűtésben használt organikus hűtőközegek szénhidrogének, főként a halogénezett metán (CH₄) és etán (C₂H₆) származékok, melyekben néhány vagy az összes hidrogénatom ki van cserélve megfelelő számú fluor- (F), klór- (Cl) vagy brómatomra. Ezen hűtőközegek nemzetközi jelölése *R* betűvel kezdődik, amit két vagy három szám követ. Az utolsó szám a fluoratomok számát jelenti a molekulában. Az utolsó előtti szám jelentése: a hidrogénatomok száma plusz egy, az azt megelőző számé pedig: a szénatomok száma mínusz egy. Az egy szénatomot tartalmazó vegyületekben ez a szám nulla lenne, és ezért le sem írják, tehát ebben az esetben csak két számot használnak, így a metán (CH₄) pl. R50, az etán (C₂H₆) jele viszont már R170. Ha a vegyület brómatomokat is tartalmaz, akkor a jelölést kiegészítik egy *B* betűvel és az atomok számával, így az R13B1 a monobróm-trifluor-metán (CF₃Br) jele. Halogénezett szénhidrogének zeotrop és azeotrop elegyeit is használják hűtőközegként.

Az azeotrop elegyek olyan duál keverékek, melyek egyszerű anyagként viselkednek, vagyis a hőmérsékletük és az összetételük nem változik. Ezeket 5-tel kezdődő számokkal jelölik. Nem létezik rájuk nemzetközi jelölő rendszer – a jelölést a gyártó adja meg.

- Az R504 jel az R32/R115 hűtőközegek azeotrop elegye 48,2:51,8 tömegarányban.
- Az R507 jel az R134a/R235 hűtőközegek azeotrop elegye 50:50 tömegarányban.

A zeotrop elegyek két vagy több hűtőközezből létrehozott elegyek, és jellemzőjük a hőmérséklet-változás valamint az egyensúlyi gőz-összetétel párolgáskor. Az ilyen elegyek jele a 4-es számmal kezdődik. A jelet itt sem nemzetközi rendszer alapján adják meg, hanem a gyártó végzi a jelölést.

- Az R404Ais jel az R125, R143 és R134a zeotrop elegye 44/52/4% tömegarányban.
- Az R407C jel az R125, R32 és R134a elegye 25/23/52% tömegarányban.
- Az R410A jel az R32 és R125 elegye 50/50% tömegarányban.

A CFC, HCFC és HFC is használatos minden szénhidrogén jelölésére:

- CFC – teljesen halogénezett klórozott fluorozott szénhidrogének, melyek a telített szénhidrogének, általában metán és etán teljesen halogénezett származékai (pl. R12)
- HCFC – részlegesen halogénezett klórozott fluorozott szénhidrogének, melyek a hidrogént és klórt tartalmazó telített szénhidrogének részben halogénezett származékai (pl. R22)
- HFC – részlegesen fluorozott szénhidrogének, melyek a hidrogént tartalmazó, de klórt nem tartalmazó telített szénhidrogének részben halogénezett származékai (az R407C három HFC elegye)

A hűtőközegekkel kapcsolatban a következők a megkívánt tulajdonságok:

Környezetvédelemmel kapcsolatos tulajdonságok:

- ne legyen hatással az ózonrétegre (klór jelenléte nem elfogadható a hűtőközeg molekuláiban)
- a globális felmelegedésre a lehető legkisebb hatása legyen
- a bomlástermékei ne károsítsák a környezetet

Hőtani tulajdonságok

- jó hatékonyságú hűtési teljesítménytényező
- magas párolgási hő
- alacsony fajlagos hőkapacitás
- kis fajlagos térfogat az általános párolgási hőmérsékleteken

Fizikai tulajdonságok

- a kritikus pontja az általánosan használt hűtővíz-hőmérsékletnél nagyobb legyen
- a fagyáspontja a fagyhőmérsékletnél kisebb legyen
- az olajnál vagy könnyebb vagy nehezebb legyen, hogy az olajtól el lehessen választani a szeparátorban
- a viszkozitása alacsony legyen
- a hővezetése magas legyen

Kémiai- és biztonsági tulajdonságok

- ne legyen gyúlékony
- ne legyen robbanásveszélyes
- ne lépjen kémiai reakcióba a kenőolajjal, különösen gőz jelenlétében
- ne lépjen kémiai reakcióba fémekkel a hűtőberendezésben működési körülmények között
- lehetőleg kevésbé legyen mérgező
- lehetőleg szagtalan legyen
- kívánatos, hogy könnyen detektálható legyen a levegőben

Egyéb tulajdonságok

- kedvező ár

A hűtőközegek nem felelnek meg az összes fenti tulajdonságnak, csak részben teljesítik a követelményeket. A hűtőközeg kiválasztásánál vizsgálni kell az alkalmazási és a hőmérséklet-tartományt, így található meg az optimális hűtőközeg. A műszaki gyakorlatban - amely állandóan változik - bizonyos célokra mindig adott hűtőközegeket részesítenek előnyben.

A hűtő, ill. hőszivattyú berendezésekben használt egyes hűtőközegek (CFC, HCFC) hatással vannak az ózonrétegre. Az ózon (O_3) természetes úton képződik a légkörben, és az nyeli el a nap káros UV sugarait. Az ózon kb. 90%-a található a sztratoszférában, amely a Föld felszínétől a 10-15 km és az 50 km közötti tartományban helyezkedik el. A halogénezett metán- és etán-származékokban található klór és bróm megváltoztatja az ózon természetes egyensúlyát a légkörben, hatással van a koncentrációjára, amivel növeli a bőrrák kialakulásának esélyét, gyengíti az immunrendszert és így betegségeket, a flóra-fauna egyensúly megbomlását, a planktonok pusztulását valamint a fajok számának csökkenését okozhatja.

A Montreali Jegyzőkönyvben korlátozták az ilyen hűtőközegek gyártását és használatát. A Jegyzőkönyv célja, hogy csökkenjen a sztratoszférában a klór és a bróm jelenléte.

A káros anyagok légkörbe történő kibocsátásának másik negatív hatása a globális felmelegedés, amely az üvegházhatást okozó gázok kibocsátásának eredménye. Az olyan üvegházhatású gázok, mint a CO_2 , CH_4 , NO_2 , HFC-k, PFC-k és SF_6 általában átengedik a

Nap rövidhullámú sugárzását, de a Föld felszínéről érkező hosszúhullámú sugárzással szemben kisebb az áteresztő képességük. Így a légkörön keresztül a Föld felszínére érkező energia az üvegházakhoz hasonlóan megnő, és emiatt emelkedik a hőmérséklet. Ennek következtében felborul a Föld energia-egyensúlya.

A hűtőközegek környezetre gyakorolt hatását az alábbi kritériumok segítségével értékeljük:

Az Ózonkárosító Potenciál (Ozone Depletion Potential, **ODP**) a klór és a bróm lebomlásának, valamint légkörben való tartózkodási idejének viszonyított értéke. Az R11-nek az ODP értéke 1. A többi anyag ODP értékét az R11-hez viszonyítva adják meg.

A Globális Felmelegedés Potenciál (Global Warming Potential, **GWP**) a hűtőközeg üvegházhatásra gyakorolt hatását fejezi ki, egy kg CO₂ hatásához viszonyítva. A CO₂ a légkörben állandóan megtalálható, ezért a GWP-t egy adott időintervallumra számolják, általában 20, 100 vagy 500 évre.

A Teljes Egyenértékű Felmelegedési Hatás (Total Equivalent Warming Impact, TEWI) egy hűtőberendezés viszonylagos hatása (a CO₂-hoz viszonyítva) a globális felmelegedésre, számítása:

$$TEWI = (GWP \cdot L \cdot n) + [GWP \cdot M (1 - \alpha_{rec})] + (n \cdot E_{god} \cdot \beta). \quad (2.1)$$

Az egyenlet jobb oldalán az összeg első tagja a hűtőközeg a létesítményből való szivárgását jelenti. Az L [kg/év] a hűtőközeg létesítményből történő éves elszivárgása, n a létesítmény összes működési ideje. Az összefüggés következő tagja az újrahaznosítás során környezetbe kerülő hűtőközeget jelenti, az M [kg] a hűtőközeg mennyisége a létesítményben, az α_{rec} az újrahaznosítási tényező, amely a kivonás, tisztítás és létesítménybe történő visszajuttatás során a légkörbe jutó hűtőközeg arányát adja meg. A képlet első két tagja a létesítmény globális felmelegedésre gyakorolt közvetlen hatásait, a harmadik pedig ugyanezen létesítmény indirekt (közvetett) hatásait veszi számításba. A létesítmény a működéséhez energiát használ, általában villamos energiát, amelynek a megtermelése égetéssel történt, ami szintén CO₂-kibocsátással járt. A β [kg/kWh] tényező az energiatermelés CO₂-kibocsátását jelenti, az E_{god} [kWh] pedig a létesítmény éves energia-felhasználását.

A CFC-használat (2006-os) és a HCFC-használat (2015-ös) megszüntetésével ma HFC-ket, azok keverékeit és természetes hűtőközegeket alkalmaznak. A hűtőközegek nem tartalmazhatnak klórt, hatékony teljesítményt kell biztosítaniuk, és a globális felmelegedésre gyakorolt hatásuknak kicsinek kell lennie. Az alkalmazás függvényében ma kijelenthető, hogy: a kereskedelemben kapható hűtőberendezések, hűtőaggregátorok és kondenzátorok általában R134A-t használnak az élelmiszerek általános hűtéséhez és R404-A-t (vagy R507A-t) a fagyasztáshoz. R290-et néhány országban alkalmaznak a látványhűtőknél, közepes és alacsony hőmérsékleten.

R404A-t a közvetlen központi hűtési rendszereknél használnak alacsony és közepes hűtési hőmérsékleteken. Megfelel általános élelmiszer-hűtésre és fagyasztásra is. Az R422A is jó hűtőközeg, mivel közvetlenül le lehet vele cserélni az R502A-t, és mert ásványolaj (nyersolaj) is hozzá adható. A CO₂ az alsó fokozatban vagy a transzkritikus rendszerekben használható hűtőközegként.

Az 134A az otthoni hűtőkészülékek kategóriájában domináns, míg egyes területeken szénhidrogéneket (pl. izobután R600a) használnak.

Az ammóniát még mindig alkalmazzák az ipari rendszereknél, és bár régebben a halogénezett szénhidrogén-tartalma miatt egyre kevésbé használták, ma újra terjed a használata. Az ammóniát használó modern hűtési rendszerek kialakításában az a tendencia uralkodik, hogy biztonsági okokból egyre kevesebb ammónia legyen található a rendszerben. Ennek egyik lehetséges módja, az úgynevezett közvetítő közeges (indirekt) rendszer kialakítása. Ekkor az ammónia csak a hűtőberendezésben van, míg a fogyasztót kiszolgáló szekunder rendszerben közvetítő közeg kering. Pl. CO₂ is használható hőkövető közegként vagy hűtőközegként a kaszkád rendszerekben.

Még mindig nagy számban vannak CFC-t használó csiller hűtőberendezések. Ezek nagyméretű egységek, melyeket 10-40 évre gyártottak. Emiatt az Egyesült Államokban a még működő CFC csiller hűtőberendezések száma kb. 36 200 volt 2003 végén. Évente csupán kb. 3000 új HFC csiller hűtőberendezést helyeznek üzembe.

- Az R134a-t centrifugális kompresszort és víz alatti párologtatót tartalmazó, nagy csiller hűtőberendezésekben alkalmazzák. Ennek a hűtőközegnek az előnye, hogy egykomponensű, és kiváló hőkövetítő tulajdonságokkal rendelkezik.
- Az R407C-t közvetlen expanziós rendszerekben alkalmazzák, melyek ellenáramú hőcserélőket tartalmaznak, a hőmérséklet-csúszás (a gőz és a folyékony halmazállapot hőmérséklet-különbsége) hatékony kihasználása érdekében. Az új és olcsóbb R410A komponensek (nagyobb nyomásokkal) lehetővé teszik, hogy az R410A-t használó egységek felvegyék a versenyt az R407C egységekkel.
- A CO₂-t a folyamat alacsony energia-hatékonysága miatt csiller hűtőberendezésekben már nem használják. A vízmelegítésre használt CO₂ hőszivattyúkat 2001-ben Japánban kezdték el értékesíteni. 5-10 °C-ról 70-80 °C-ra képesek felmelegíteni a használati meleg vizet. A kisebb készülékek teljesítménye 4,5 és 9 kW közötti, az újabbaké akár 100 kW is lehet.
- Ammónia – néhány gyártó készített ammóniát használó csiller hűtőberendezést, térfogat-kiszorításos kompresszorokkal. Az ilyen eszközök piaci részesedése még mindig nagyon kicsi.
- Szénhidrogének: kis mennyiségben állítják elő (évente 100-150 darab világszinten) A hűtőközegek: R1270, R290 és propán-etán keverékek. A teljesítmény általában 20 és 300 kW közé, a hűtőközeg mennyisége 3 és 34 kg közé esik.

3.1. táblázat Környezetbarát hűtőközegek (ODP = 0)[19]

Hűtőközeg	Kémiai képlet	Forráspont $p=1\text{bar}$ nyomáson [°C]	Hőmérséklet- csúszás [°C]	Kritikus hőmérséklet [°C]	GWP
R134A	CH ₂ F CF ₃	-26	0	101	1300
R413A	R134A/R218/R600A	-35	6,9	101	1900
R404A	R143A/R125/R134A	-47	0,7	73	3800
R507A	R143A/R125	-47	0	71	3900
R407C	R32/R125/R134A	-44	7,4	87	1700
R417A	R125/R134A/R600	-43	5,6	90	2200
R410A	R32/R125	-51	0,2	72	2000
R508	R23/R116	-86	0	13	12000
R717	NH ₃	-33	0	133	0
R600A	CH(CH ₃) ₃	-12	0	135	20
R290	C ₃ H ₈	-42	0	97	20
R1270	C ₃ H ₆	-48	0	92	20
R744	CO ₂	-57	0	31	1

R32	CH ₂ F ₂	-51	0	78	650
-----	--------------------------------	-----	---	----	-----

Jövőbeli fejlődés

Az Európai Parlament 2011-től az újabb autók légkondicionáló egységeiben, 2017-től minden új autó légkondicionálójában betiltotta a 150-nél nagyobb GWP-vel rendelkező HFC anyagok használatát (az "F gáz" Irányelv). A már elfogadott Irányelv előírja a HFC-ket tartalmazó stationer rendszerek időszakos szivárgás-ellenőrzését is. A magas GWP-jű HFC-kre vonatkozó korlátozások várhatóan a stationer rendszerekben is meg fognak változni.

A hűtőközeg gyártók gyorsan reagáltak az F-gáz Irányelvre, új hűtőközeg-fajtákat jelentettek be. A 3.2. táblázatban látható néhány lehetséges hűtőközeg. [19].

3.2. táblázat A hűtőközegek jövőbeli fejlődésének pozitív irányai [19]

Hűtőközegek	Megjegyzés
Természetes hűtőközegek (NH ₃ , CO ₂ , szénhidrogének, H ₂ O, levegő)	Hatékonyság, valamint az NH ₃ gyúlékonysága
Alacsony GWP-vel rendelkező HFC-k (R-32, R-152a, R-161...)	Gyúlékonyság, főként azoknál, melyek GWP-je magas, és a tiltásban érintettek
Alkil-perfluoralkil-éterek	Eddig csalódást okoztak – így is folytatják?
Éterek (HE-k) (RE170 – dimetil-éter)	Gyúlékonyság
Olefinek – telítetlen alkének (R1234yf)	Rövid élettartam a légkörben – alacsony GWP. Gyúlékony? Mérgező? Kompatibilitás?
HFIC-k és FIC-k (R-31I1 (CH ₂ FI), R-13I1 (CF ₃ I)...))	Drága, ODP<0, de nem érinti a Montreali Jegyzőkönyv. Néhány mérgező. Kompatibilitás?
Fluortartalmú alkoholok (-OH) és ketonok [-(C=O)-]	Hatékonyság? Gyúlékony? Mérgező? Kompatibilitás?
Más	??? nincs ideális hűtőközeg

A jövőben számíthatunk további kutatásokra, a szabályozás megváltozására, új hűtőközegek használatát lehetővé tevő rendszerek kifejlesztésére, valamint a rendszer olyan optimalizálására, ami kompenzálhatja új hűtőközegek esetleg alacsony hatásfokát, úgy, hogy a költségek is elfogadható szinten maradjanak.

4. A HŐSZIVATTYÚK RÉSZEI ÉS A TULAJDONSÁGAIK MŰKÖDÉSRE GYAKOROLT HATÁSAI

A mechanikus kompresszióval működő hűtési rendszerek és hőszivattyúk részei: kompresszor, kondenzátor, adagolószervek (fojtó eszközök), elpárologtatók, valamint hőcserélők, melyek a folyékony hűtőközeg utóhűtését és a gőz kompresszió utáni és a hőcsere érdekében a hűtési ciklusban történő utóhűtését végzik, de szükség esetén tartalmazhatnak tárolókat a hűtőközeg begyűjtésére vagy a folyadék- és gőzfázis elkülönítésére. Az egyes alkatrészek száma és a rendszer konfigurációja eltérő lehet. Az alkatrészeket szigetelt csővezetékekkel kötik össze, melyek biztonsági- és működési csőszervekkel, szűrőkkel, szárítókkal, valamint az egység működésének vizuális nyomon követését és szabályozását lehetővé tevő eszközökkel vannak ellátva. A hűtési rendszerek és a hőszivattyúk általában automatizáltak, amihez szükség van hőmérséklet-, nyomás- sőt tömegáram-mérő transzduktorokra a hűtési ciklusban, illetve szükség esetén a fűtött és hűtött közepes tömegáramú ciklusban, valamint a regulátorra és a végrehajtó eszközökre (szelepek, fordulatszám-szabályozók, a kompresszor működését szabályozó hidraulikus hengerek, stb.). A hűtési rendszerek és a hőszivattyúk alkatrészei közé tartoznak a különböző komplexitású integrált kenőanyag-rendszerek is. A hatékony működés érdekében minden alkatrészt a megfelelő szinten kell beépíteni a hűtési rendszerbe illetve hőszivattyúba.

4.1. Kompresszor

A kompresszor feladata, hogy az elpárologtatóból érkező alacsony nyomású és hőmérsékletű gőz nyomását és hőmérsékletét megnövelje annak érdekében, hogy a kondenzátorban hőt lehessen kivonni belőle (amit azután fel lehet használni, vagy ki lehet engedni a környezetbe).

4.1.1. A kompresszortípusok osztályozása

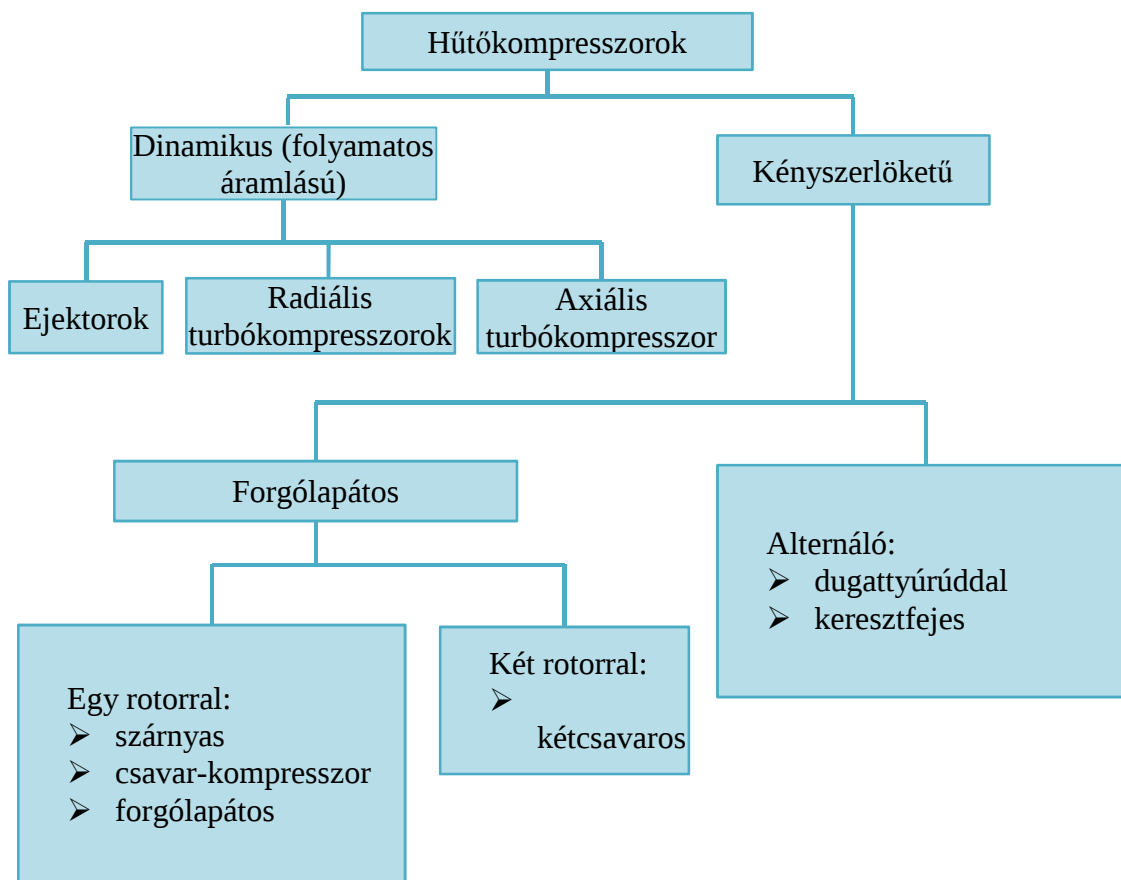
Működés szempontjából kényszerlökötű (térfogatkiszorításos) és dinamikus (folyamatos áramlású) kompresszorokat különböztetünk meg.

A térfogatkiszorításos elvnel az alkatrészek olyan teret hoznak létre a kompresszorban, amely azt okozza, hogy a gáz vagy a gőz térfogata csökkenjen a kompresszorba való bemenete és kimenete közötti szakaszon. A térfogatkiszorításos elv alapján működnek az alternáló (dugattyút tartalmazó) és a forgódugattyús kompresszorok (nevezik forgólapátosnak is, altípusai a szárnyas, a folyadékgyűrűs, a csavarkompresszor és a spirálkompresszor).

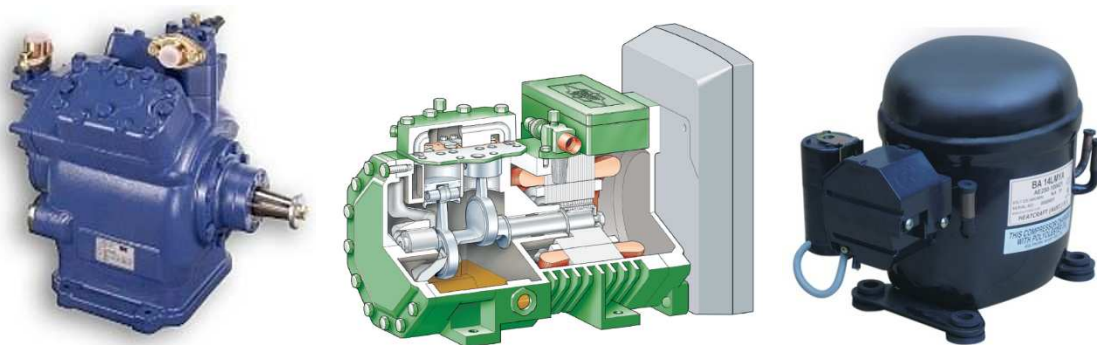
A dinamikus elvet a turbókompresszorokban és az ejektorokban alkalmazzák. A gáz a dinamikus vagy folyamatos áramlás elvének alkalmazásával kerül összenyomásra, vagyis a gáz áramlásának gyorsítása és lassítása során fellépő erők és jelenségek felhasználásával. A gáz áramlásának átvezetésének módja szerint a turbókompresszorok lehetnek radiálisak vagy axiálisak. Az ejektorok is ebbe a kategóriába tartoznak, a hűtési rendszerekben csak a ritkán alkalmazzák, valamint a hatékonyság növelése érdekében a hűtési ciklusokba kerülhetnek beillesztésre.

A meghajtómotor beépítési módjától függően a kompresszoroknál, különösen a hűtésben alkalmazottaknál általában megkülönböztetünk nyitott, félhermetikus és hermetikusan zárt kompresszort. A nyitott kompresszorok esetében a meghajtómotor a kompresszoron kívül van elhelyezve, és léghűtéses, a kompresszornak pedig a hűtőközeg szivárgásának megakadályozására rendelkeznie kell egy tengely-tömszelencével. A hermetikusan zárt és a félhermetikus kompresszoroknál a motor és a kompresszor egy zárt burkolaton belül található, a motor tekercselésének hűtését pedig a kompresszorba belépő hűtőközeg áramlása végzi. A bemenő gőz túlhevítése a hengerbe való belépése előtt történik, így a kompresszió végső

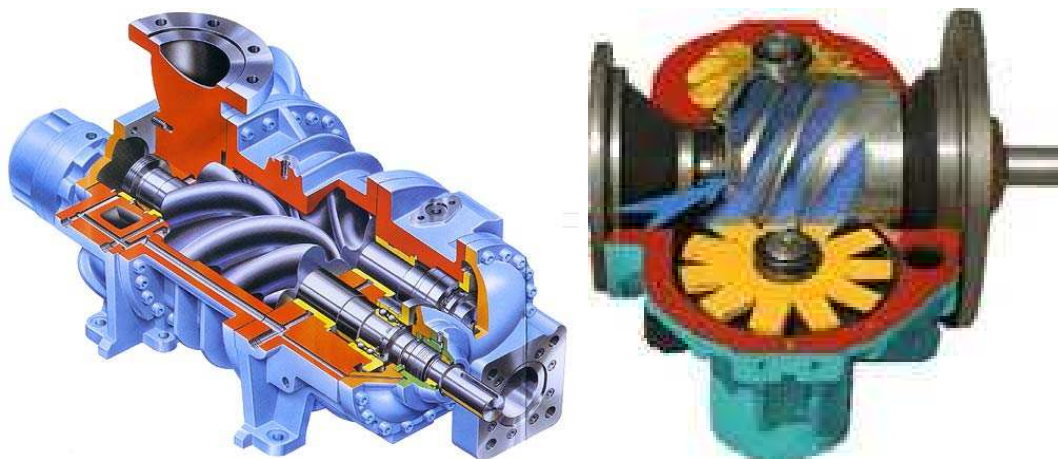
hőmérséklete magasabb. A félhermetikus kompresszoroknál a ház tömített burkolólapokkal van kialakítva, melyek szervizelés céljából szétszerelhetők, míg a hermetikusan zárt kompresszorok esetében hegesztett a ház.



4.1. ábra Kompresszorok osztályozása működési elv szerint

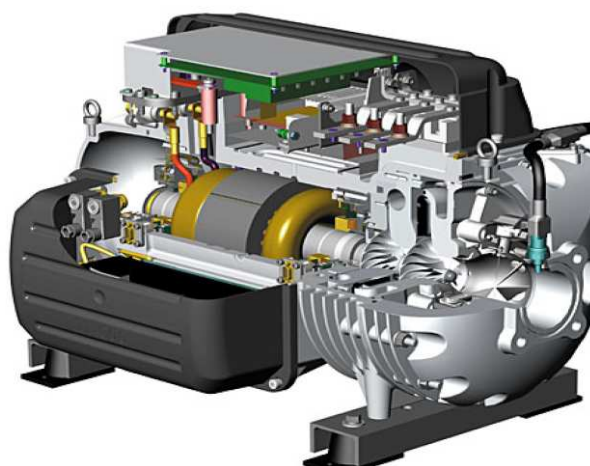


4.2. ábra Nyitott, félhermetikus és hermetikusan zárt alternáló hűtő-kompresszorok [19] [20] [21]



4.3. ábra Csavarkompresszorok egy illetve két rotorral [22] [23]

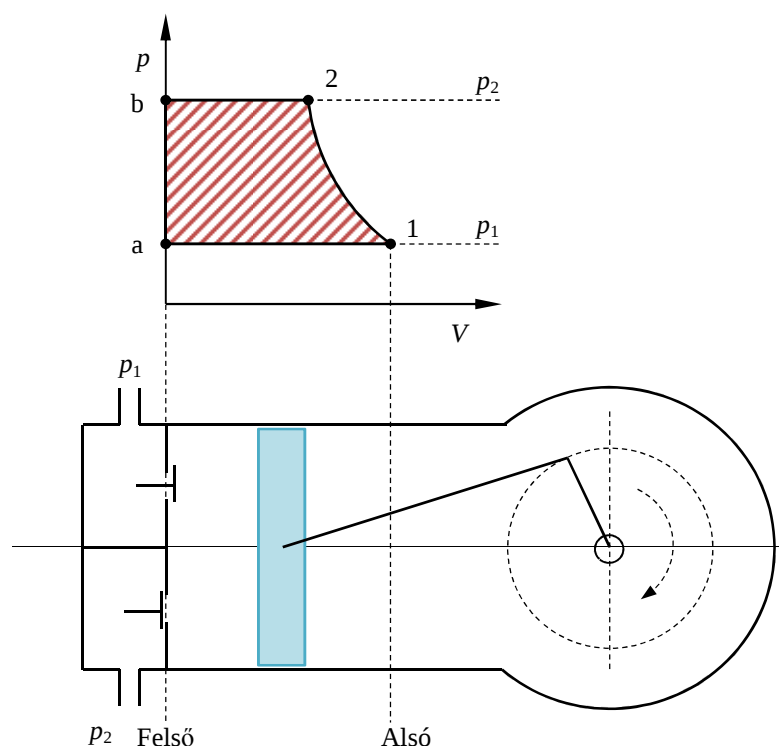
4.4. ábra Forgólapátos- illetve spirálkompresszor [24] [25]



4.5. ábra Turbókompresszor mágneses csapágyakkal és változtatható fordulatszámmal [25]

4.1.2. Kompressziós folyamatok

A kompresszió folyamata p, V koordináta rendszerben mutatható be, a konstans p_1 és p_2 nyomások között végbemenő folyamatként. Az alternáló dugattyús kompresszorok a dugattyú a hengerben a felső holtpontról az alsó holtpontra történő mozgását használják a gáz p_1 konstans nyomású területéről történő beszívására (az a-1 átmenet), amelyet azután összesűrítenek a lapát alsó holtpontról felső holtpontra történő elmozdulásával (az 1-2 átmenet), és kitolják a konstans p_2 nyomású területre. Ez a folyamat a következő dugattyúmozgásnál megismétlődik, ezt nevezzük elméleti kompresszorciklusnak. A szó nem termodinamikai ciklusra utal, hanem a működés ciklikusságára. Az alternáló dugattyús kompresszorok példájával bemutatott vizsgálat hasonlóképpen vonatkozik a csavar-, szárnyas- és turbókompresszorokra is, az egyetlen különbség az, hogy ezeknél a típusoknál a beszívás, a kitolás és az összesűrités (kompresszió) egyszerre történik, az alternáló dugattyús kompresszoroknál pedig elkülönült időintervallumokban.



4.6. ábra p, V - koordináta rendszer a folyamatról és az egyfokozatú alternáló dugattyús kompresszorhenger ábrája

Fent az ideális folyamatot mutattuk be. Nem vettük figyelembe a holt térfogatot (holtteret) és annak hatásait, sem a szelep inerciáját illetve valós nyitási sebességét. A politropikus (hőcserével járó) állapotváltozás során a gáz és a hengerfal között végbemenő hőcserével sem számoltunk.

A 4.7. ábrán látható egy valós kompresszor indikátordiagramja. A beszívó és a nagynyomású szelep automatizáltak, nyomáskülönbségre nyitnak. A beszívó szelep d -nél nyit, vagyis egy kicsivel a p nyomás alatt. Mivel nincs teljesen nyitva, a nyomás tovább csökken, az M_1 felé. Az M_1 nyomáson a szelep teljesen nyitva van. A beszívó szelep 1'-en zár. A kompresszió (sűrítés) 1'-nél kezdődik meg. Ha a dugattyú bejárta a V_b térfogatnak megfelelő utat (2' állapot), akkor p_1 nyomás jön létre a hengerben. A nagynyomású szelep O-nál kezd el nyitni,

The diagram shows a thermodynamic cycle on a pressure-volume (p - V) plane. The vertical axis is pressure (p) and the horizontal axis is volume (V). The cycle consists of the following points and processes:

- Point M_1 :** The start of the cycle, located at pressure p_1 and volume V_0 .
- Process $M_1 \rightarrow d$:** A compression process (downward curve) to point d at pressure p_1 .
- Process $d \rightarrow M_2$:** A compression process (upward curve) to point M_2 at pressure p_2 .
- Process $M_2 \rightarrow O$:** A compression process (downward curve) to point O at pressure p_2 .
- Process $O \rightarrow 2'$:** A compression process (downward curve) to point $2'$ at pressure p_1 .
- Process $2' \rightarrow 1'$:** A compression process (downward curve) to point $1'$ at pressure p_1 .
- Process $1' \rightarrow M_1$:** A compression process (downward curve) back to point M_1 .

Key volumes and pressures are indicated:

- Pressures:** p_1 and p_2 are marked on the vertical axis. A pressure difference Δp_1 is indicated between p_1 and a lower level.
- Volumes:** V_0 is the volume at M_1 . V_a is the volume difference between M_1 and d . V_{s1} is the volume difference between d and $2'$. V_b is the volume difference between $2'$ and $1'$. V_s is the total volume difference between M_1 and $1'$.

The diagram is labeled "Felső holtp." (Upper dead point) near M_2 and "Alsó holtp." (Lower dead point) near $1'$.

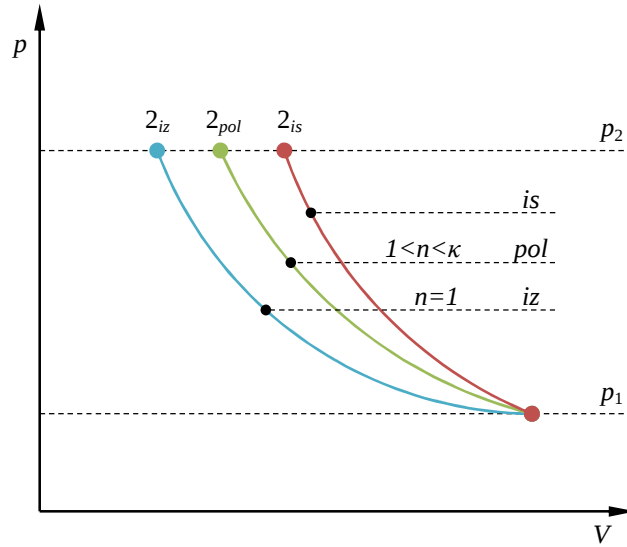
4.1.3. A kompressziós munka és a kompresszor-teljesítmény

A p_1 és p_2 nyomások közötti politrop kompresszió technikai munkája (a mozgatáshoz tartozó munka) és az elvont hő a következőképpen számítható ki:

$$w_{pol} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]; Q = M c_n \Delta T; c_n = c_v \frac{n-\kappa}{n-1}; \quad (4.1)$$

$$w_{is} = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]; \quad Q = 0; \quad T \neq const \quad (4.2)$$

Ez a munka összhangban van a $w_{is} = h_2 - h_1$ [kJ/kg] kompressziós munkával, az (1.14) kifejezésnek megfelelően.



4.8. ábra Izoterm, izentrop és politrop kompresszió, ahol $1 < n < \kappa$ a p, v koordináta rendszerben

A kompresszor működési teljesítményfelvétele az izentrop kompresszió esetén:

$$\dot{P}_{is} = w_{is} \dot{M} \text{ [kW]}. \quad (4.3)$$

Az indikált izentropikus hatásfok:

$$\eta_{is-i} = \frac{\dot{P}_{is}}{\dot{P}_i} \quad (4.4)$$

$\dot{P}_{is}$ az izentrop kompresszióhoz szükséges teljesítményfelvétel, $\dot{P}_i$ pedig az indikált teljesítmény, ami indikációval jöhet létre, pl. a kompresszorhengerben a nyomás csökkentésével, amely a henger térfogatának függvénye. A η_{is-i} azt mutatja meg, hogy a valós folyamat (a 4.7. ábrán látható) mennyivel rosszabb a 4.6. ábrán bemutatott ideális folyamatnál.

$$\eta_m = \frac{\dot{P}_i}{\dot{P}_e} \quad (4.5)$$

ahol $\dot{P}_e$ a teljesítményfelvétel a meghajtótengelyen.

Az izentropikus hatásfok az izentrop kompresszióhoz szükséges elméleti teljesítményfelvétel és a valós aktív teljesítményfelvétel (a meghajtótengelyen) hányadosa.

$$\eta_{is} = \frac{\dot{P}_{is}}{\dot{P}_e} < 1 \quad (4.6)$$

Mivel $\dot{P}_e = \frac{\dot{P}_{is}}{\eta_{is}}$, a valós (effektív) teljesítményfelvétel nagyobb, mint az elméleti teljesítményfelvétel.

A η_{is} izentropikus hatásfoknak mechanikai hatásfoka is van, mivel

$$\eta_{is} = \eta_{is-i} \eta_m = \frac{\dot{P}_{is}}{\dot{P}_i} \frac{\dot{P}_i}{\dot{P}_e} = \frac{\dot{P}_{is}}{\dot{P}_e} . \quad (4.7)$$

4.1.4. Kompresszor térfogati hatásfoka (szállítási foka)

A kompresszor térfogati hatásfoka a kompresszor által leadott gáz vagy gőz mennyisége, ami összefüggésben áll a kompresszor bemenetén fennálló állapottal. Az elméleti térfogati hatásfok (a kompresszor geometriai szállítóteljesítménye):

$$\dot{V}_t = V_s z n = \frac{d^2 \pi}{4} s z n [\text{m}^3/\text{s}], \quad (4.8)$$

ahol $V_s = \frac{d^2 \pi}{4} s$ a hengerűrtartalom, d a hengerátmérő (furat), s a löket (hossz), z a hengerek száma, $n[\text{s}^{-1}]$ a fordulatszám.

A valós térfogati hatásfok (tényleges szállítóteljesítmény) kisebb, és a következőképpen fejezhető ki:

$$\dot{V}_e = \lambda \dot{V}_t \quad (4.9)$$

A térfogati hatásfok (un. szállítási fok) így fejezhető ki:

$$\lambda = \frac{\dot{V}_e}{\dot{V}_t} \quad (4.10)$$

számítása:

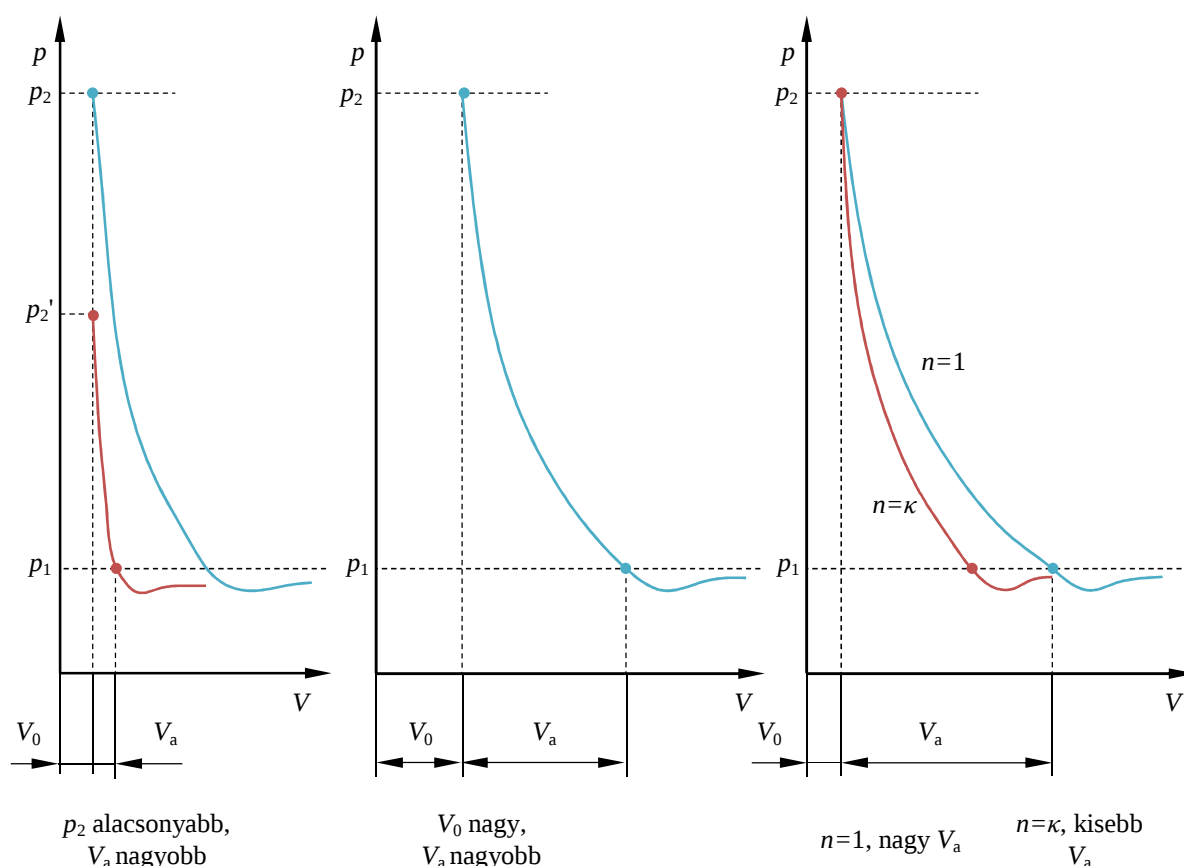
$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 < 1 . \quad (4.11)$$

A holtter (káros tér) hatását a λ_1 alkalmazásával vesszük figyelembe.

Felépítési- és üzemeltetési biztonsági okok miatt ezzel a kis holtterrel is számolni kell.

$$\lambda_1 = 1 - \frac{V_0}{V_s} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (4.12)$$

Minél nagyobb V_0 , annál kisebb lesz a szállítási fok. Minél nagyobb a p_2/p_1 kompressziós arány, vagyis minél közelebb van a holtterből történő gőz-kitágulás politropikus indexe (n) az 1-hez (a politrop minél közelebb van az izotermhez), annál nagyobb lesz a holt térfogat negatív és káros hatása. A holtterből történő gáz-kitágulás magasabb nyomásviszonyának, holttérnek és a politrop indexének (n) hatásai a V_a növekedése és a λ_1 csökkenése során a 4.9. ábrán láthatók.



4.9. ábra A kompresszió végső hőmérséklete, a holttér (károstér) és az n politropikus index hatása a térfogati hatásfokra (szállítási fokra): λ

A Δp_1 nyomáscsökkenés beszívásra gyakorolt hatását a λ_2 -vel fejezzük ki, amelyről a 4.7. ábrán használt jelölésekkel leírható, hogy

$$\lambda_2 = \frac{V_{s1}}{V_{s1} - V_a} \quad (4.13)$$

Ha figyelembe vesszük a politropikus változást az 1'-ből a 2'-be, akkor a λ_2 így fejezhető ki:

$$\lambda_2 = 1 - \frac{1 + (V_0/V_s) \frac{\Delta p_1}{p_1}}{n_1 \lambda_1} \quad (4.14)$$

A melegedés által a beszívásra gyakorolt hatás kifejezésére használjuk a λ_3 -t. A beszívott gőzt melegíti a meleg beszívó szelep és a henger fala, s ennek következtében a hőmérséklet a T_1 beszívó egységen (bemeneten) fennálló hőmérsékletéről a beszívás végső hőmérsékletére, vagyis a T_r kezdő kompressziós hőmérsékletre nő, és így hatással van a szállítási fokra (térfogati hatásfokra) is:

$$\lambda_3 = \frac{T_1}{T_r} \quad (4.15)$$

A szivárgás hatását (amit a tömítetlenség és résvesztés okoz) a λ_4 fejezi ki. A kompresszió során bizonyos mennyiségű gőz (a nem tökéletesen tömített dugattyún és hengerfalon elszivárgó gőz mellett) elszivárog az esetleg rosszul tömített beszívó szelepeken, valamint a már összenyomott gőz áramlásakor a nagy nyomású szelepen áttolás során. Ezt a veszteséget a

λ_4 szivárgási együttható segítségével vesszük figyelembe, ami egy jó állapotú kompresszor esetében $\lambda_4 = 0,95 - 0,98$. Minél nagyobb a kompressziós arány, annál kisebb a λ_4 , és minél nagyobb a kompresszió fordulatszáma, annál nagyobb a λ_4 .

A fentiekből kiderül, hogy a kompressziós arány növelésével csökken a kompresszor térfogatkapacitása, ami pedig növeli a kompresszoron áramló hűtőközeg egységnyi tömegére jutó fajlagos veszteséget, s így rosszabb lesz a körfolyamat. Ez az egyik fő ok - a kompresszió végén fennálló hűtőközeg-hőmérsékletre vonatkozó korlátozások és a többfokozatú kompresszióval megtakarítható munka mellett - a többfokozatú kompresszió alkalmazására (ami az általánosan elterjedt hőszivattyúk esetén kétfokozatú).

4.1.5. Kompresszor hűtőtéljesítménye

A szállított hűtőközeg a térfogat és a tömegáram a következők szerint függ egymástól:

$$\dot{M} = \dot{V} \rho_1 \quad (4.16)$$

ebből következik, hogy a kompresszor hűtőtéljesítménye az alábbiak szerint felírható:

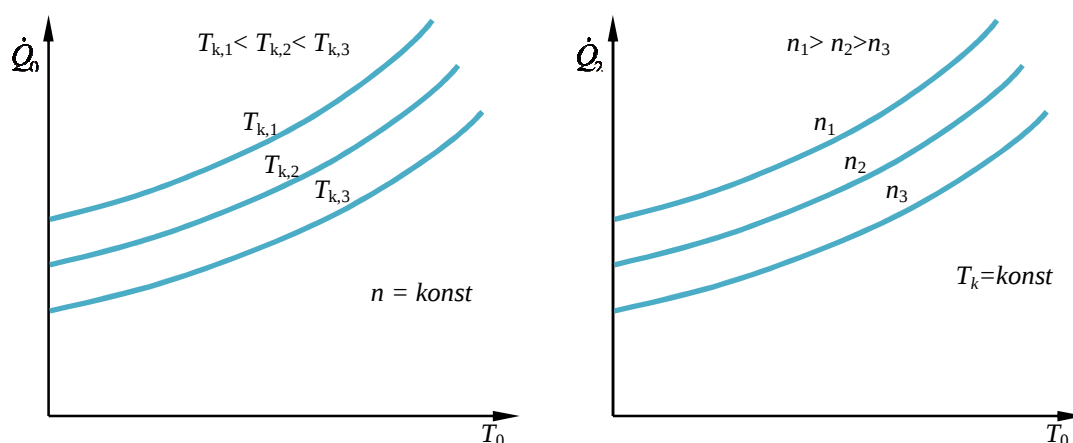
$$\dot{Q}_0 = \lambda \frac{d^2 \pi}{4} s z n \rho_1 q_0 = \lambda \frac{d^2 \pi}{4} s z n \frac{q_0}{v_1} = \lambda \frac{d^2 \pi}{4} s z n q_{0v} \text{ [kW]}. \quad (4.17)$$

A q_{0v} térfogati (volumetrikus/fajlagos) hőfelvétel azt mutatja meg, hogy 1 m^3 kompresszorba beszívott hűtőközeg mennyi energiát tud felvenni. Minél nagyobb, annál kisebb lehet a hűtőberendezésbe vagy hőszivattyúba beépített kompresszor.

$$q_{0v} = \frac{q_0}{v_1} = q_0 \rho_1 \text{ [kJ/m}^3\text{]} \quad (4.18)$$

A q_0 és q_{0v} értékek függenek a körfolyamat elpárolgási hőmérsékletétől és nyomásától, és a kondenzációs hőmérséklettől, nyomástól és esetlegesen a utóhűtött hűtőközegetől.

Egy adott kondenzációs hőmérsékleten a kompresszor hűtőtéljesítménye csökken a az elpárolgási hőmérséklet mérséklődésével. Az 1.14. ábra alapján kiderül, hogy a kompresszor működéséhez szükséges teljesítményfelvétel és a rendelkezésre álló fűtőtéljesítmény is csökken hőszivattyú esetén. Egy adott elpárolgási hőmérsékleten a kondenzációs hőmérséklet emelkedése alacsonyabb hűtőtéljesítményt eredményez.



4.10. ábra A hűtőteljesítmény változása az elpárolgási hőmérséklet változásával, különböző kondenzációs hőmérsékleteken (baloldalon) és különböző fordulatszámokon (jobbaldalon)

A 4.10. ábrából kiderül, hogy a kompresszor hűtőteljesítménye az n fordulatszám változtatásával szabályozható. A forgótengelyes kompresszorok hatásfokának szabályozása is lehetséges, a (4.17)-ben szereplő kifejezés szerint, a λ szállítási fok megváltoztatásával (pl. több holt térfogattal), a hengerek lezárásával (pl. a beszívó szelep kényszer-kinyitásával). A hűtőteljesítmény szabályozásának egy másik módja a már komprimált gőz részleges vagy teljes visszajuttatása a beszívó egységre (bemenetre), amit forgódugattyús kompresszorokban lehet végrehajtani.

4.2. Elpárologtató

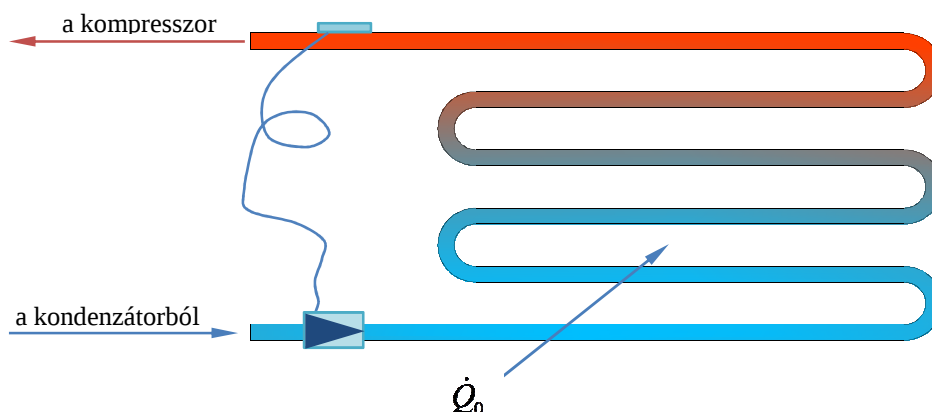
A körfolyamat során a hő hűtött testből hűtőközegbe történő átadását lehetővé tevő hőcserélőben a hűtőközegnek megváltozik a halmazállapota, ezért a hőcserélő egy elpárologtató.

4.2.1. Elpárologtatók típusai és felépítése

Az elpárolgás és a hűtőközeg-felvétel szabályozás módja szerint a következő típusokat különböztetjük meg:

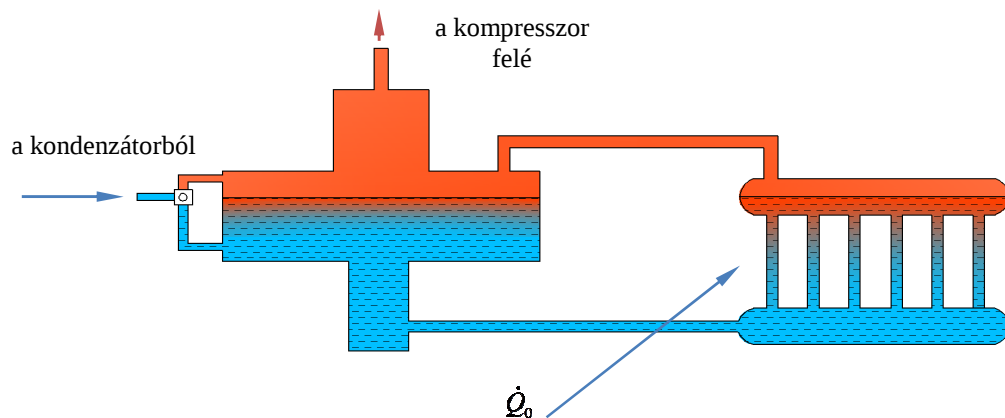
- száraz rendszerű elpárologtatók
- elárasztott rendszerű párolgatók.

A száraz rendszerű párolgatókat levegő és folyadék hűtésére alkalmazzák. Az ilyen elpárolgatókban a hűtőközeg teljesen elpárolog, a gőz pedig túlhevítésre kerül az elpárolgató kiömlő-zónájában, amit megfelelő szabályozórendszer biztosít termikus és elektronikus expanziós szelepekkel.



4.11. ábra Száraz rendszerű elpárolgató

Az elárasztott rendszerű elpárolgatók majdnem teljesen tele vannak a hűtőközeg folyadékkal. A hőátadás a hűtőközeg felé intenzívebb, mint a száraz rendszerű elpárolgatóknál, mivel a belső fal teljes felülete érintkezik a folyadékkal. Az elpárolgatóban a hűtőközeg szintjének szabályozását úszószelep végzi.



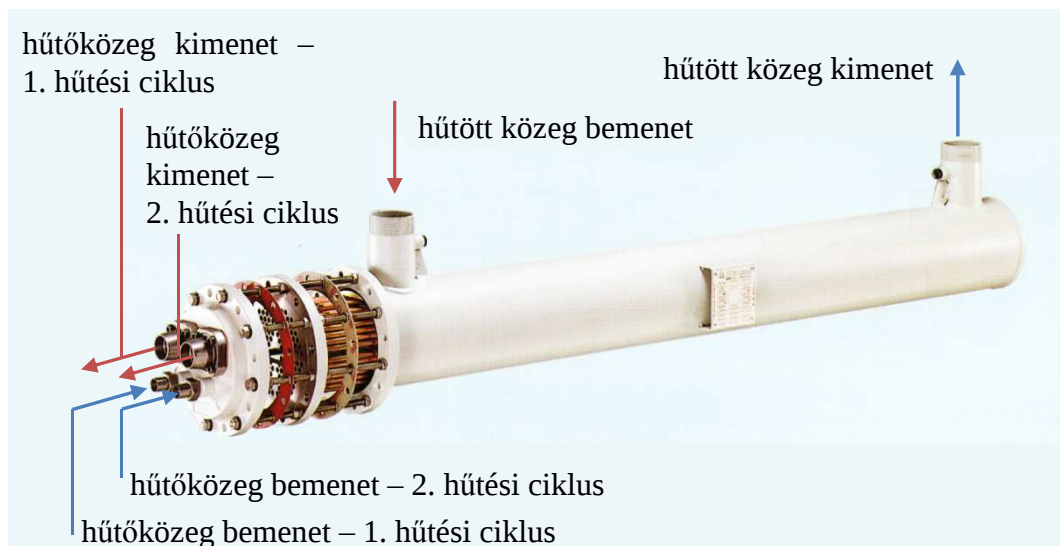
4.12. ábra Elárasztott rendszerű elpárolgató

Rendeltetés szempontjából a hőszivattyúba épített elpárolgatókat a következő csoportokba soroljuk be:

- folyadékot hűtő elpárolgatók
- levegőt hűtő elpárolgatók.

A **folyadék-hűtő elpárolgatókat** általában indirekt hűtési rendszerek hűtőberendezésbe építik be csőköteges ("köpeny-cső") elpárolgatóként (száraz vagy elárasztott), vagy forrasztott lemezes készülékként.

A hűtőközeg a száraz csőköteges elpárolgatókban a csövek belsejében párolog el, a hűtött folyadék pedig a köpenyben belül, a csőköteg körül áramlik. A hűtőközeg lefojtása a termikus expanziós szelepből történik. A csövekben megfelelő hűtőközeg-eloszlást kell biztosítani.



4.13 ábra Csőköteges, folyadékot hűtő elpárolgató, száraz elelpárolgással [26]

A hűtőközeg az elárasztott rendszerű csőköteges elpárolgatókban a köpenyben párolog el, a hűtött folyadék pedig a csőkötegen keresztül áramlik. A hűtőközeg lefojtása az úszószelepből, alacsony nyomáson történik. Az elárasztott rendszerű elpárolgatókat

nagyobb hűtőberendezésekbe vagy hőszivattyúba építik be, csavarkompresszor és R134a illetve R717 hűtőközeg használatával.

4.14. ábra Elárasztott rendszerű csőköteges párologtató [26]

A folyadék hűtésére alkalmazott lemezes párologtatók (lemezes csiller berendezések) lehetnek száraz vagy elárasztott rendszerűek. A hűtőközeg elpárolgása az egymás mellett elhelyezkedő lemezek által kialakított csatornában történik. A lemez egyik oldalán az elpárolgó hűtőközeg áramlik, a másik oldalán pedig a hűtött hűtőközeg. A zárólemezek zárják le az elpárolgotatót. A lemezek általában rozsdamentes acélból készülnek, és rézzel vagy nikkellel forrasztják őket össze (nincs tömítés).



4.15. ábra Folyadékot hűtő lemezes párologtató, száraz elpárolgással [26]

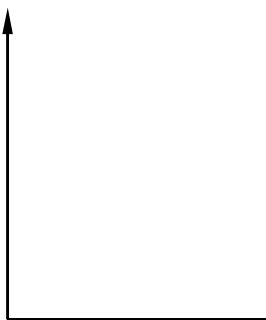
A levegőt hűtő elpárolgotatók, mint pl. a hűtőberendezésekbe és hőszivattyúba épített elpárolgotatók, kényszerkonvekcióval működnek. A levegő felé történő hőátadás együtthatójának növelése érdekében beépítenek egy ventilátort, amely (kényszerítetten) átáramoltatja a levegőt az elpárolgotatón. A levegőt hűtő elpárolgotatók formája függ a rendeltetésüktől és a telepítési körülményektől.

4.16. ábra Levegőt hűtő elpárolgató egy hűtési létesítményben [26]

4.2.2. Elpárolgatók tulajdonságai

A 4.17. ábrán látható a hűtőközeg és a hűtött közeg (ami a hőszivattyúknál a hőforrásból közvetít hőt) hőmérséklet-változása. A hűtőközeg az elpárolgató típusától függően lehet száraz telített vagy túlhevített gőz.

Az elpárolgatóban a T_1' hőmérséklet a hűtött közeg (pl. levegő vagy egy hőközlő közeg) bemeneti hőmérséklete, ami az idővel változik. A leghatékonyabb hűtési teljesítménytényező elérése érdekében az elpárolgási hőmérsékletnek a lehető legnagyobbnak kell lennie. Az elpárolgási hőmérséklet akkor nő, ha a hűtött közeg hőmérséklete vagy áramlási sebessége növekszik (amitől a párolgatóon keresztül áramló hűtött közeg (hidraulikai) ellenállása nagyobb lesz, és emiatt a továbbításához nagyobb energia szükséges). A elpárolgási hőmérséklet növekedése az elpárolgató felületének növelésével vagy a hőátadási együttható növelésével érhető el.



4.17. ábra Hőmérséklet-változások az elpárolgatóban: a) szerkezeti kialakítástól függően; b) a hűtött közeg hőmérsékletének növelésével; c) a hűtött közeg áramlási tömegáramának növelésével

A hőcserélőben cserélt hő (ez a képlet érvényes az elpárolgatóra és a kondenzátorra is):

$$\dot{Q} = kA\Delta T_m \text{ [W]} \quad (4.19)$$

ahol k [W/m² K] a hőátbocsátási együttható, A [m²] a hőcserélő felülete, ΔT_m a közepes hőmérséklet-változás, amit így számítunk:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln \frac{\Delta T'}{\Delta T''}}. \quad (4.20)$$

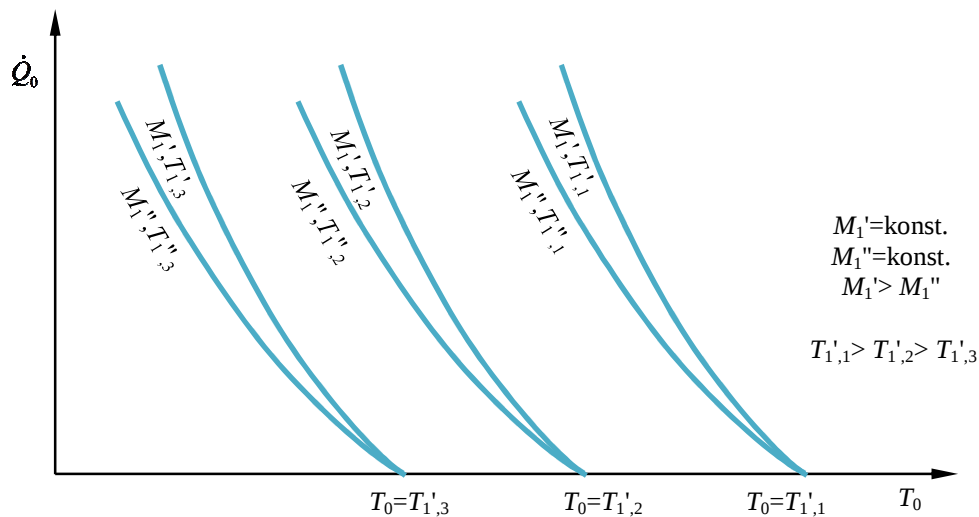
A közepes hőmérséklet-változást kifejezhetjük a következőképpen is:

$$\Delta T_m = \frac{T_1' - T_1''}{\ln \frac{T_1' - T_2}{T_1'' - T_2}} \quad (4.21)$$

Az elpárolgató teljesítmény: $\dot{Q}_0$, a hűtött közeg tömegárama és hőmérséklet-csökkenése kapcsolatát a következő kifejezés adja meg:

$$\dot{Q}_0 = \dot{M}_1 c_1 (T_1' - T_1'') \text{ ábrán látható.} \quad (4.22)$$

A $\dot{Q}_0$ hűtőteljesítmény függ a T_0 elpárolgási hőmérséklettől, a hűtött közeg T_1' bemeneti hőmérsékletétől és a hűtött közeg $\dot{M}_1$ tömegáramától, ez a 4.18. ábrán látható.



4.18. ábra A $\dot{Q}_0$ hűtőteljesítmény függése a T_0 elpárolgási hőmérséklettől, a hűtött közeg T_1' bemeneti hőmérsékletétől és a hűtött közeg tömegáramától $\dot{M}_1$

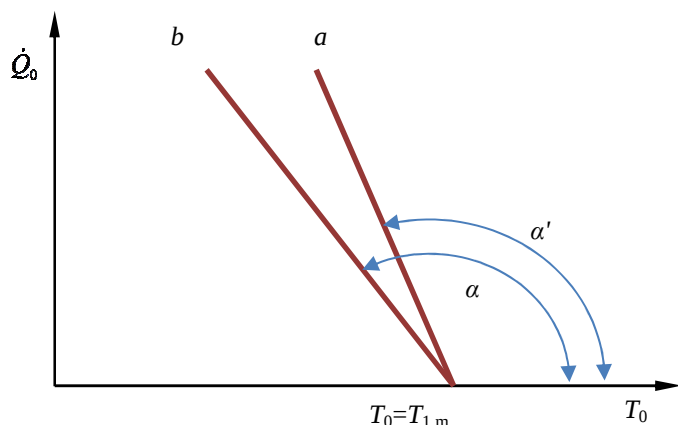
Ezzel a leegyszerűsített kifejezéssel:

$$\Delta T_m = T_{1,m} - T_0 \quad (4.23)$$

ahol

$$T_{1,m} = \frac{(T_1' + T_1'')}{2} \quad (4.24)$$

a hűtött közeg adott $\dot{M}_1 = \text{const}$ tömegáramán az elpárolgató tulajdonságát a $\dot{Q}_0, T_0$ koordináta rendszerben az a vonal mutatja meg, amelynek gradiense (meredeksége) $\tan \alpha = -kA$.

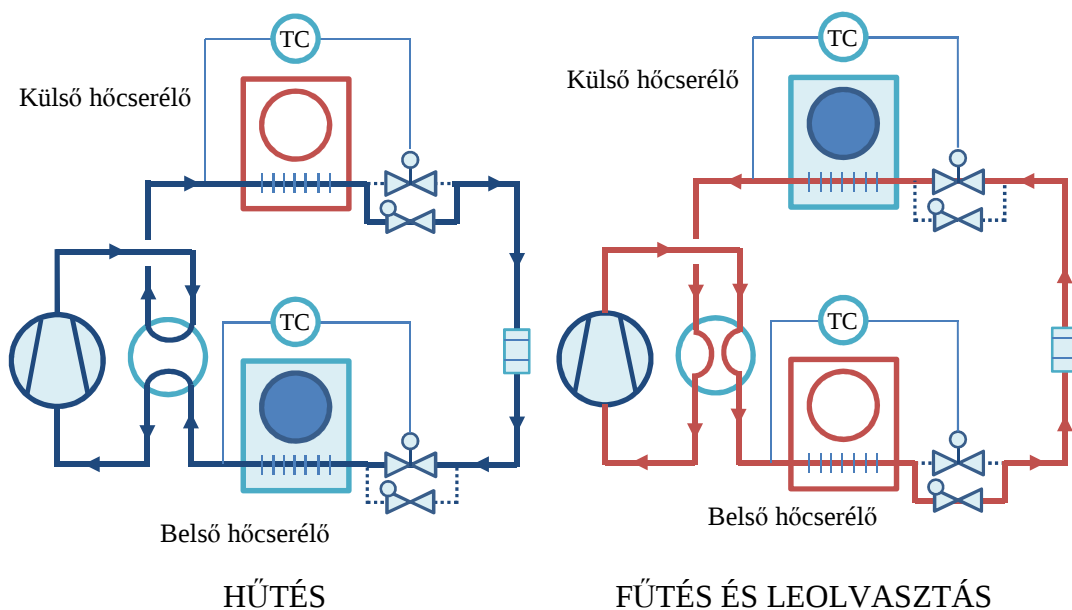


- a - Nagyobb elpárolgató-felület vagy ugyanolyan méretű elpárolgató magasabb hőátadási együtthatóval (tiszt, nem elfagyott párolgató)
- b - Kisebb elpárolgató-felület vagy ugyanolyan méretű elpárolgató alacsonyabb hőátadási együtthatóval (koszos vagy elfagyott párolgató)

4.19. ábra A $\dot{Q}_0$ hűtőteljesítmény függése a T_0 elpárolgási hőmérséklettől, a hűtött közeg $T_{1,m}$ közepes hőmérsékletétől és az elpárolgató tulajdonságaitól

Elpárolgató leolvasztása a hűtőközeg forró gőzével hőszivattyúkban

Ha a hűtőberendezés hőszivattyúként üzemel, a hűtőközeg áramlási iránya a négyutas szelep irányának visszafordítással változtatható meg. Az eddig bemutatott esetekkel ellentétben, ahol a visszafordító szelepet lineáris működtető-szerkezettel mutattuk be, itt a hűtőközeg áramlási irányának megváltoztatása a dugattyú és a hűtőközeg hengeren belüli áramlási csatornáiban történik. A leolvasztási folyamatban a hűtési ciklus elpárolgatójából kondenzátor (melegítő) lesz, a hűtési ciklus kondenzátorából pedig elpárolgató.



4.20. ábra Leolvasztás a hőszivattyú hűtőközegének forró gőzével

4.3. Kondenzátor

A túlhevített gőz a kondenzátorban lehűl kondenzációs hőmérsékletre, és lecsapódik, majd a hőátadási körülményektől függően folyadék halmazállapotú hűtőközeg utó is hűlhet. A hűtőközeg hőmérséklete nagyobb, mint a természetes hűtő közegé (ami víz vagy levegő). A hőszivattyúknál a melegített természetes hűtőközeget fűtésre használják fel, ezt a hőt a hűtőberendezések esetében is felhasználhatják, vagy kiengedhetik a környezetbe.

4.3.1. Kondenzátorok típusai és felépítése

A hőszivattyúba épített kondenzátorokat a hűtés szerint a következő osztályokba sorolhatjuk:

- vízzel hűtött kondenzátorok
- levegővel hűtött kondenzátorok

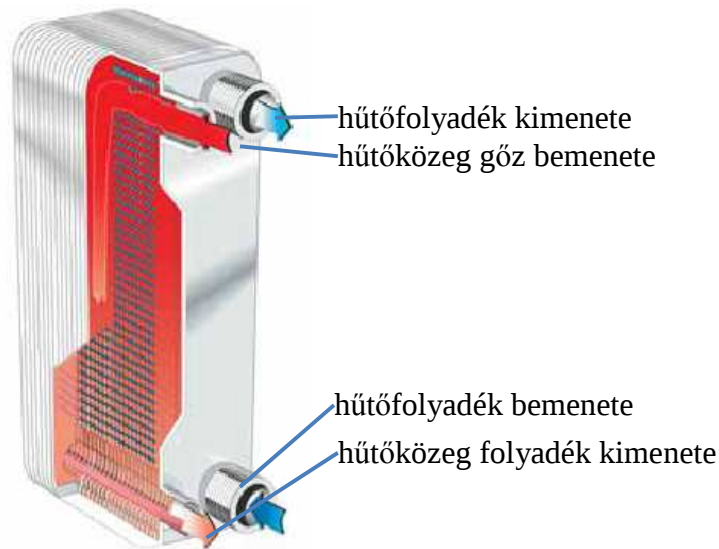
A vízzel hűtött kondenzátor (általában csőköteges vagy lemezes kondenzátorok) a működési energia költsége tekintetében a leghatékonyabb megoldás, ha megfelelő minőségű, mennyiségű és kedvező árú hűtővíz áll rendelkezésre.

A csőköteges kondenzátorokat minden méretben gyártják. A hűtőközeg a csőkötegen csapódik le, a víz pedig a csöveken áramlik át, egy vagy több járaton. Általában vízszintesek, egyenes csövekkel.



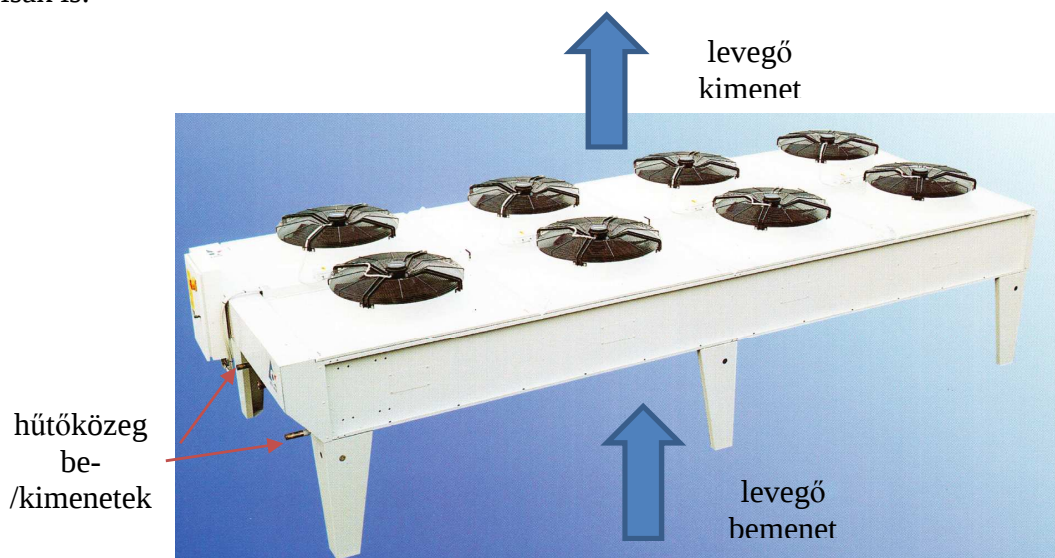
4.21. ábra Vízzel hűtött csőköteges kondenzátorok [26]

A tömített lemezes kondenzátor alakjában hasonlít a lemezes elpárologtatóra. A hűtőközeg a hőcserélő tetején lép be, lecsapódik, majd kissé utóhűtve kilép a hőcserélőből (balra lent). A hűtővíz a hőcserélő alján lép be, és felmelegedve a tetején távozik.



4.22. ábra Vízzel hűtött tömített lemezes kondenzátor [26]

A levegővel hűtött kondenzátorokat minden méretű hűtőberendezésben és hőszivattyúban alkalmazzák. A kondenzátor lamellákkal ellátott bordás csövek soraiból tevődik össze. Az elpárolgatókhoz hasonlóan ventilátorokat építenek a vázkeretre, a kényszerített áramlás létrehozása és a hőátadási együttható növelése céljából. A ventilátorok lehetnek axiálisak és radiálisak is.



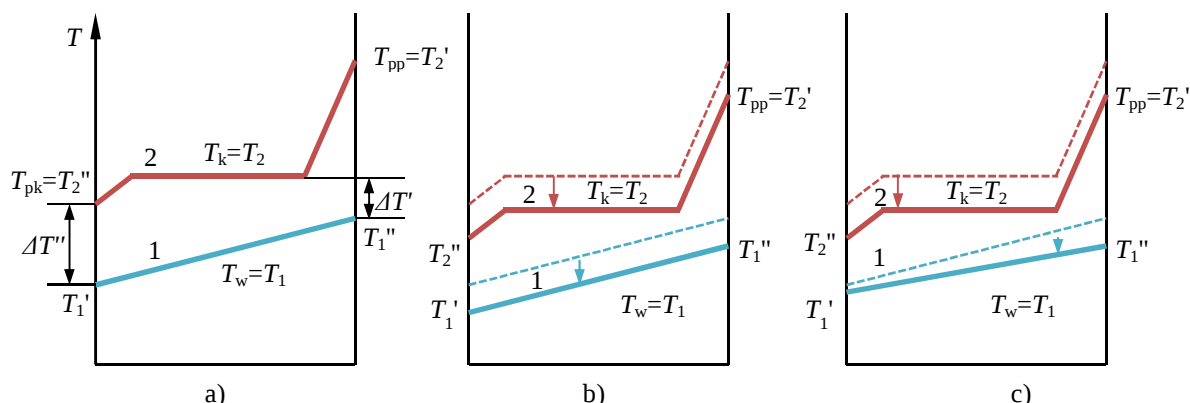
4.23. ábra Levegővel hűtött kondenzátor axiális ventilátorokkal [26]

4.3.2. Kondenzátorok tulajdonságai

A 4.24. ábrán látható a hűtőközeg és a természetes (atmoszférikus) hűtőközeg (ami a hőszivattyúknál a hőforrásból közvetít hőt) hőmérséklet-változása. A kompresszorba belépő hűtőközeg az elpárolgató típusától függően lehet száraz telített vagy túlhevített gőz.

A kondenzátorokban a T_1' hőmérséklet a hűtő közeg (pl. környezeti levegő vagy a fűtési rendszer visszatérő közege) bemeneti hőmérséklete, ami az idővel változik. Hatékony hűtési (fűtési) teljesítménytényező elérése érdekében a kondenzációs hőmérsékletnek a lehető

legkisebbnek kell lennie. Ez a természetes hűtőközeg hőmérsékletének csökkentésével vagy a tömegáramának növelésével lehetséges. A kondenzációs hőmérséklet csökkenése a kondenzátor felületének növelésével vagy a hőáram növelésével érhető el.



4.24. ábra Hőmérséklet-változások a kondenzátorban: a) szerkezeti kialakítástól függően; b) a természetes hűtőközeg hőmérsékletének csökkentésével; c) a természetes hűtőközeg hőmérsékletének növelésével

A $\dot{Q}_0$ hűtőteljesítmény T_0 elpárolgási hőmérséklettől való függésének meghatározásához az 1.19. és 1.20. ábrákon bemutatott hűtési ciklust kell tanulmányozni. A kondenzáció hője:

$$\dot{Q}_c = \dot{M} (h_2 - h_3). \quad (4.25)$$

A hűtőteljesítmény így adható meg:

$$\dot{Q}_0 = \dot{M} (h_1 - h_3). \quad (4.26)$$

A (4.25) és a (4.26) alapján

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_0} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_3)} = \frac{(h_2 - h_1) + (h_1 - h_3)}{(h_1 - h_3)} = 1 + \frac{(h_2 - h_1)}{(h_1 - h_3)} = \frac{\dot{P}_{is} + \dot{Q}_0}{\dot{Q}_0} = 1 + \frac{\dot{P}_{is}}{\dot{Q}_0} \quad (4.27)$$

A valós hűtőberendezésekben a kompresszor energiavesztesége is a hűtőközegbe adódik át, és a kondenzátor felveszi, s így fejezhető ki:

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_0} = 1 + \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{is} (h_1 - h_3)} = 1 + \frac{\eta_{is-i} \dot{P}_{is}}{\dot{Q}_0}. \quad (4.28)$$

A cserélt hő és a közepes hőmérséklet-különbség a (4.19) és (4.20) alapján és a 4.24-ben bemutatott mennyiségek bevezetésével számítható ki. A hűtő közeg hőmérsékletét a kondenzátor kimenetén így fejezhetjük ki:

$$T_1'' = T_1' + \frac{\dot{Q}_c}{c_{pw} \dot{M}_w}. \quad (4.29)$$

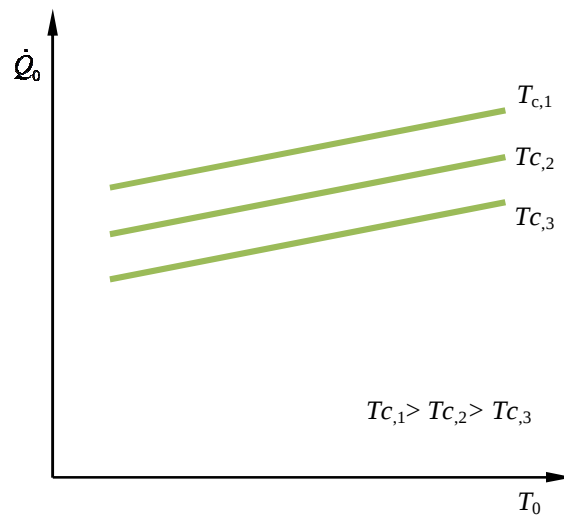
A (4.22), (4.31) és (4.32) felhasználásával következik, hogy

$$\dot{Q}_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_0} \dot{Q}_0 = \left[1 + \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{is-i} (h_1 - h_3)} \right] \dot{Q}_0 = k_c A_c \Delta T_{m,c}, \quad (4.30)$$

ebből:

$$\dot{Q}_c = \frac{k_c A_c \Delta T_{m,c}}{1 + \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{is-i} (h_1 - h_3)}}. \quad (4.31)$$

A (4.31) kifejezés azt jelenti, hogy a $\Delta T_{m,c}$ hőmérséklet-különbségnél a kondenzátorban cseppfolyósítható hűtőközeg $\dot{M}$ tömegáramához a $\dot{Q}_0$ hűtőteljesítmény tartozik, amely a T_0 elpárolgási hőmérsékleten és T_c kondenzációs hőmérsékleten végbemenő körfolyamat során alakult ki, az indikált hatásfokhoz tartozó kompresszormunka pedig $P_i = \frac{\lambda \cdot V_{geo}}{v_1} \cdot \frac{W}{\eta_{is-s}}$. A 4.25. ábrán látható egy példa erre az összefüggésre, egy valós kondenzátorral, amelyet $\dot{M}_w$ tömegáramú folyamatosan folyó vízzel hűtenek, a bemeneti hőmérséklete pedig T_1' .



4.25. ábra A $\dot{Q}_0$ hűtőteljesítmény függése a T_0 és T_c hőmérsékletektől, ha $\dot{M}_w = const$ és $T_1' = const$

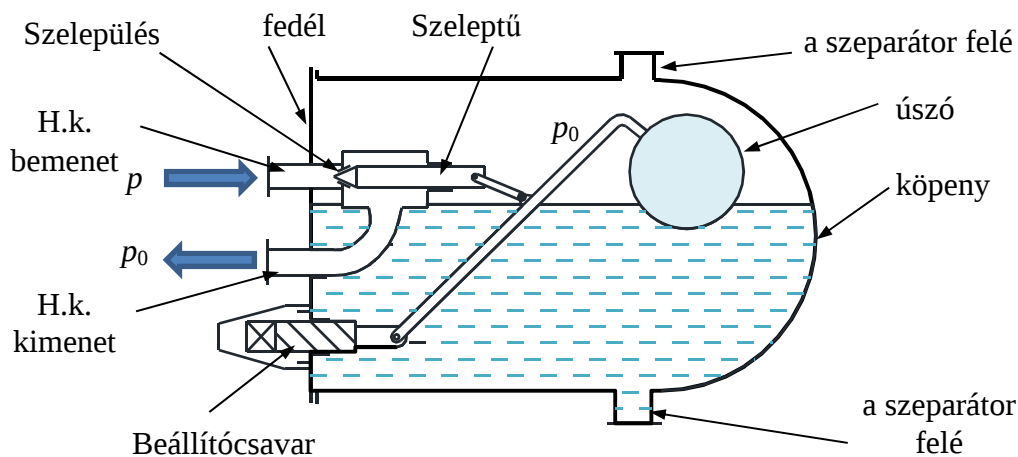
4.4. Fojtás eszközei (adagolószervek)

A lefojtás eszközeinek az a feladata, hogy a kondenzációs nyomásról az elpárolgási nyomásra fojtsák le a hűtőközeget, és szabályozzák a hűtőközeg áramlását az elpárolgatóba. Az általános típusok:

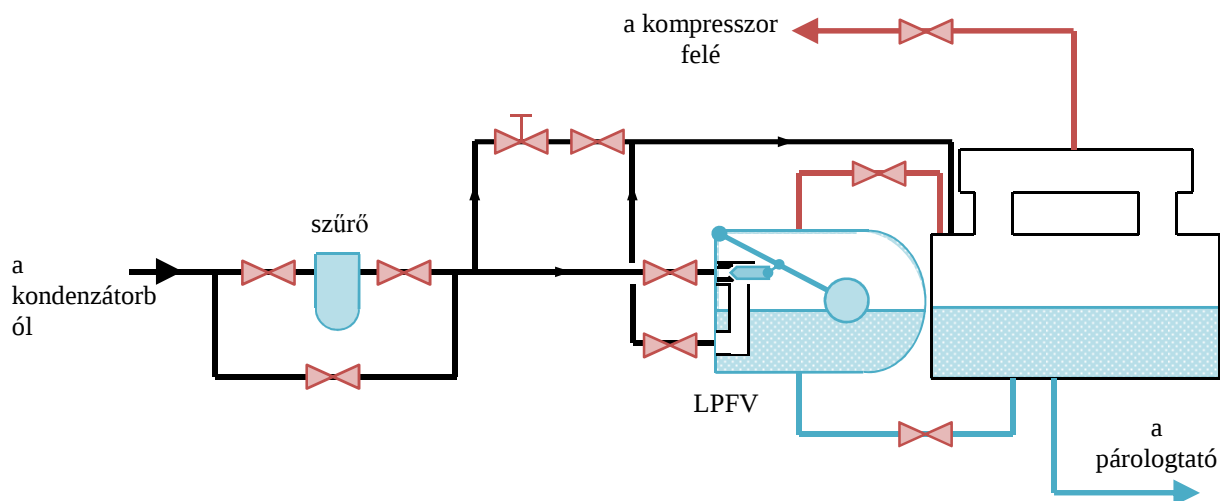
- úszószelep a kisnyomású oldalon
- termosztatikus expanziós szelepek vagy elektronikus expanziós szelepek
- kapilláris cső.

4.4.1 Kisnyomású úszószelep (Low pressure float valve, LPFV)

A 4.26. ábrán látható szelep a kondenzációs nyomásról az elpárolgási nyomásra fojtja le a hűtőközeget, és szabályozza a hűtőközeg-szintet az elárasztott rendszerű elpárolgató szeparátorában (4.27. ábra) (vagy kétfokozatú kompressziót alkalmazó egységek szeparátorában, ahol a középnyomásra fojtja le a hűtőközeget).



4.26. ábra Kisnyomású úszószelep



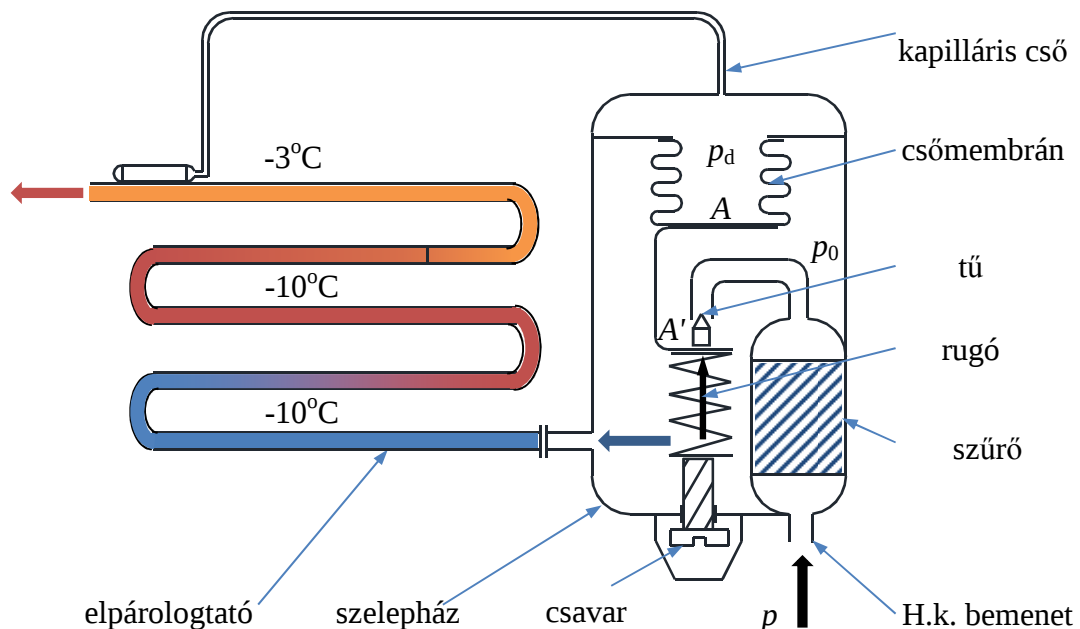
4.27. ábra Példa alacsony nyomású úszószelepes rendszerre

4.4.2. Termosztatikus expanziós szelep

A termosztatikus expanziós szelep annyi hűtőközeget fojt le és enged be az elpárologtatóba, amennyire szükség van a teljes elpárolgáshoz és a $T_{sh} > T_0$ hőmérsékletre történő túlhevítéshez. Így a hűtőberendezés minden működési körülménye esetén az elpárologtató egész felülete fel lesz használva az elpárolgásra, a kompresszor pedig védett a hidraulikus robbanás ellen, mivel folyékony halmazállapotú hűtőközeg nem jelenhet meg az elpárologtató kimenetén.

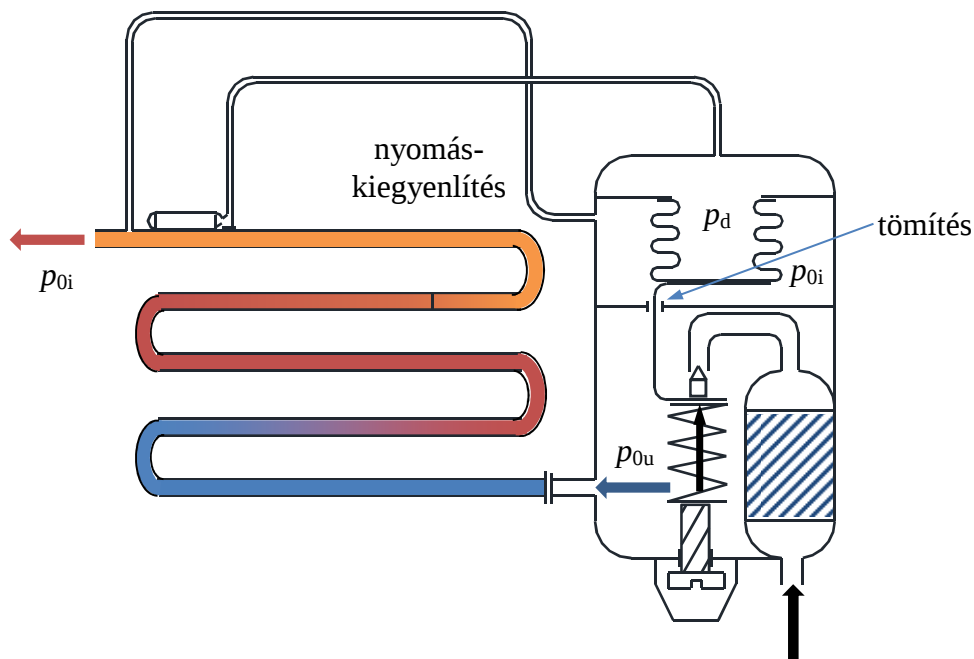
A hűtőközeg folyadék belép a szelepházba, átfolyik a szűrőn, és megérkezik a szelepülésre, ahol lefojtásra kerül. A szelep áramlási keresztmetszete függ a szeleptűtől, amely fizikailag össze van kapcsolva a csőmembránnal. A rugó lentől gyakorol a beállítócsavar helyzetétől függő erőhatást a szeleptűre. A lefojtott hűtőközeg elpárolgási nyomáson távozik az elpárologtató felé. A szelepház egy része, amely a membrán felett található, egy hőmérséklet-érzékelőhöz van csatlakoztatva az elpárologtató gőz-kimenetére szerelt kapilláris csővön keresztül. A hőmérséklet-érzékelő egy kis fém henger formájában jelenik meg, ami könnyen párologló folyadékkal van megtöltve (ez lehet a hűtőberendezésben használt hűtőközeg is), így

az érzékelő hőmérsékletétől függően (ami konstans állapotban ki van egyenlítve az elpárolgató kimenetén lévő hűtőközeg túlhevített gőzével) a térben a megfelelő nyomást állítja be a membránon keresztül. Vannak olyan termikus expanziós szelepek, melyekben a hőmérséklet-érzékelő adszorbens anyaggal van megtöltve (pl. aktív szén), a kapilláris cső és a szelepköpeny felső része pedig gázzal. Ha az érzékelőben magas a hőmérséklet, akkor csökken az adszorpciós képesség, ami a nyomás növekedését okozza, alacsonyabb hőmérsékleten pedig csökken a nyomás. Hogy a nyomás milyen módon változik az érzékelő hőmérsékletének változásával, az függ magától a töltőanyagtól. A szeleptű helyzetét az érzékelőben fellépő nyomás által a membránon keltett erők, az elpárolgási nyomás, valamint a rugó ereje határozza meg. Ha csökken a hőterhelés, akkor csökken az elpárolgatóban a hűtőközeg elpárolgása, és ezzel kisebb lesz a túlhevített gőz mennyisége is. Emiatt pedig csökken a transzduktor hőmérséklete és a benne uralkodó nyomás, ennek következtében a szeleptű felfelé mozdul el, és csökkenti az elpárolgatóba áramló hűtőközeg mennyiségét. A hőterhelés növekedésével a túlhevítés is nagyobb lesz, és ez esetben a szelep növeli a hűtőközeg tömegáramát.



4.28. ábra Termosztatikus expanziós szelep

A termosztatikus expanziós szelep nem tud a teljes működési hőmérséklet-tartományban konstans túlhevítést biztosítani, különösen akkor nem, amikor az elpárolgatón nagyobb nyomás-csökkenések fordulnak elő. Ezekben az esetekben külső nyomás-kiegyenlítésű expanziós szelepeket alkalmaznak. A felépítésük hasonló a termosztatikus expanziós szelepekhez, az egyetlen különbség, hogy a membrán (csőmembrán) alatti teret egy speciális cső köti össze az elpárolgató kimenetével, így a membrán alatti nyomás ugyanakkora, mint az elpárolgató kimenetén uralkodó nyomás. Ez biztosítja, hogy a valós túlhevítés megegyezzen a megadott túlhevítéssel.

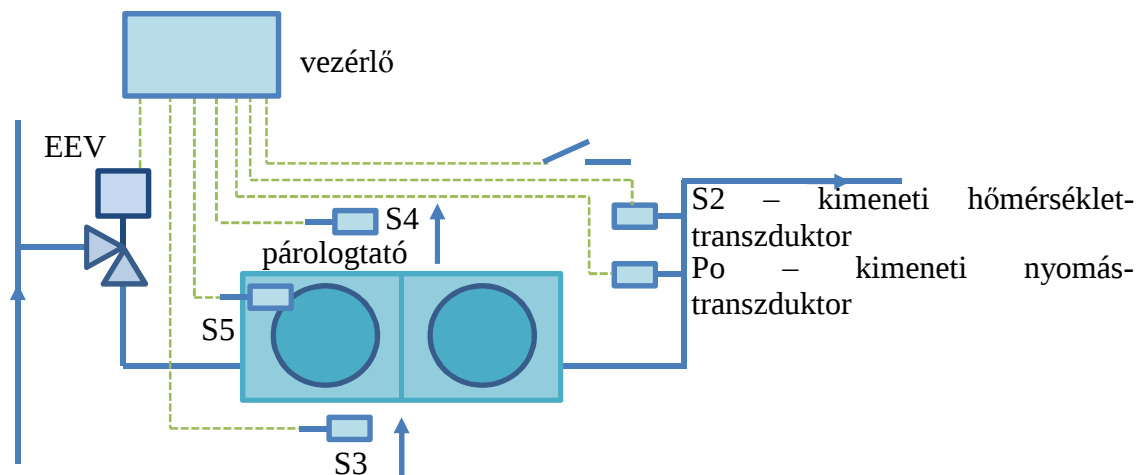


4.29. ábra Külső nyomás-kiegyenlítésű termostatikus expanziós szelep

4.4.3. Elektronikus expanziós szelep

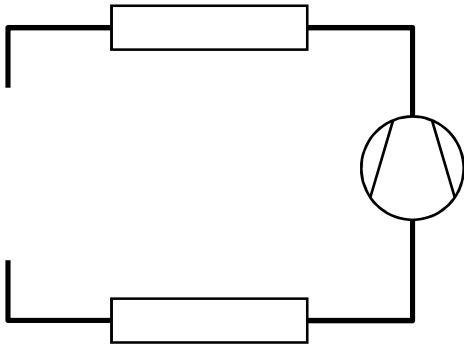
Míg a termostatikus expanziós szelepek (TEV) bevitt energia nélkül működnek, az elektronikus expanziós szelep (EEV) egy motorral vezérelt túszelep, amely a 4.30. ábrán látható vezérlő részeként működik, és energiát használ fel. Az elektronikus áramkörben található egy mikroprocesszoros vezérlő is, amely a hőmérséklet- és nyomás-érzékelők jeleinek megfelelően változtatja a kimeneti jelet és azzal a tű helyzetét, vagyis a szelep áramlási keresztmetszetét. Az alapvető transzduktorok az S2 hőmérséklet-transzduktor és a Po nyomás-transzduktor, de a rendszer a vezérlési feladat függvényében tartalmazhat további transzduktorokat is.

Mivel a bemeneti jelek a vezérlőben feldolgozásra kerülnek, tetszőleges túlhevítés és tetszőleges vezérlési tulajdonságok érhetőek el. Az elektronikus expanziós szelepes vezérlés az elpárolgási hőmérséklettől függetlenül gondoskodik a kívánt túlhevítésről, ami lényeges előnyt jelent a termostatikus expanziós szelepekkel szemben az olyan hőszivattyúknál és hűtőberendezéseknél, melyeknek vezérelt a térfogati hatékonysága a kompresszorban.



4.30. ábra Elektronikus expanziós szelepes vezérlés

4.4.4. Kapilláris csövek



4.31. ábra Fojtó eszközként kapilláris csövet tartalmazó hűtőberendezés elvi vázlata

A hűtőközeg nyomásának lefojtása a kapilláris csőben az áramlás hidraulikus ellenállása miatt következik be. A kapilláris cső nem vezérlő, de a tulajdonságainak köszönhetően leegyszerűsíti az automatizálást a kisebb hűtő- és hőszivattyú berendezésekben. Egy kis átmérőjű cső (0,5 – 2 mm), amelynek hossza 0,8 és 3 m közötti, és a kondenzátort és az elpárologtatót köti össze. A kapilláris csővön keresztüli áramlás a kompresszor működése során az elpárolgási és a kondenzációs nyomások közötti különbségtől függően változik. Ez az oka annak is, hogy változik az elpárologtatóban és a kondenzátorban lévő folyadék aránya, ami megváltoztatja a hőfelvétel ill. hőleadásukat. A kondenzátor kikapcsolásakor az elpárologtatóban és a kondenzátorban uralkodó nyomás kiegyenlítődik. Az elpárologtató térfogatának akkorának kell lennie, hogy be tudja fogadni az összes folyadékot, és az ne folyjon át a beszívócsőbe. A nyomáskülönbség lecsökkenésével a kompresszor terhelés nélkül kapcsolhat be, így alacsonyabb árfekvésű motorokat lehet használni.

4.5. Hűtőközeg csővezeték hálózat

4.5.1. Megengedett sebesség és nyomáscsökkenés

A hűtési rendszer működése érdekében bizonyos alkatrészeket csövekkel kell összekötni. A csövek méretei nagyban befolyásolják a rendszer működését. Ha csak a hűtőközeg csővezetékének költségeit vennénk tekintetbe, akkor az lenne az elvárás, hogy a csövek a lehető legkisebb átmérőjűek legyenek. Másrészt viszont minél kisebb a csövek átmérője, annál nagyobb a nyomáscsökkenés, és emiatt csökken a hűtési teljesítménytényező. Ez esetben nőnek a rendszer üzemeltetési költségei, tehát ebből a szempontból a minél nagyobb átmérő az előnyös. A fentiek alapján elmondható, hogy a csővezeték hálózat kialakítása és kiválasztása az olyan optimális csőátmérő megtalálásával történik, amely a rendszerrel járó költségek minimalizálását biztosítja, figyelembe véve a kiépítés és az üzemeltetés költségét is. A 4.1. táblázat mutatja be a tipikus áramlási sebességeket (irányértékek). Ezek jelentik az optimális áramlási sebességeket, melyeken a nyomáscsökkenés még nem elég nagy ahhoz, hogy jelentős hatása legyen az üzemeltetési költségekre.

4.1. ábra A hűtőközeg csővezetékbeli áramlási sebességének ajánlott irányértékei

Hűtőközeg		Beszívó csővezeték m/s	Alacsony nyomáson m/s	Folyadék csővezeték m/s
R717		10÷20 (30)	(10) 15 ÷ 25	0,5 ÷ 1,25
R 22		5(7) ÷ 25(18)	(8) 10 ÷ 20	0,5÷1 (1,25)
R134a	kisebb egységek	4 ÷ 9	8 ÷ 11	0,4 ÷ 0,8
	nagyobb egységek	7 ÷ 12	10 ÷ 15	
R4.. (zeotrop keverékek)		8 ÷ 20	10 ÷ 20	0,5 ÷ 1

A fenti sebességek esetén biztosított, hogy a csővezeték egy folyóméterére számított nyomáscsökkenés mérsékelt legyen. A teljes nyomáscsökkenést befolyásolja a csővezeték hossza is, így a teljes nyomáscsökkenés általában kisebb.

4.2. táblázat A csővezetékben fellépő nyomáscsökkenés ajánlott irányértékei

Hűtőközeg	Beszívó csővezeték 0 ÷ - 30°C bar	Beszívó csővezeték < - 30°C bar	Nagynyomású csővezeték bar	A folyékony hűtőközeg tárolójából (akkumulátorából) az expanziós szelepbe vezető csővezeték
R717	0,05 ÷ 0,2	0,05	0,14 ÷ 0,28	az expanziós szelepbe vezető csőben nincs elpárolgás
R22	0,07 ÷ 0,2	0,07	0,14 ÷ 0,28	
R134a	0,07 ÷ 0,2	0,06	0,17 ÷ 0,35	
R 4..(zeotrop keverékek)	0,07 ÷ 0,15	0,05	0,15 ÷ 0,35	

Az áramlási sebességnek nem szabad túl alacsonynak lennie, mert az a kompresszorba visszatérő olajjal kapcsolatban problémákat okozhat az olyan hűtőközegek esetében, melyek oldják az olajat. Ez kiemelten fontos a függőleges csővezetésben felfelé irányuló áramlásnál. Az olaj visszatérését biztosító minimális sebesség kb.:

$$w \geq \sqrt{\frac{126}{\rho}} \quad (4.32)$$

ahol w a sebesség m/s-ban, a ρ a sűrűség kg/m³-ben.

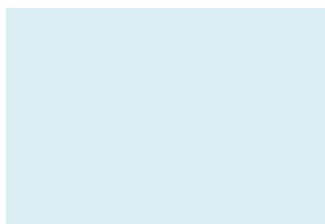
4.5.2. A nyomáscsökkenés hatása a körfolyamat-hatékonyságra

A valós körfolyamatban az elpárolgás változó nyomáson történik meg az elpárologtatóban (pl. az áramlás okozta nyomáscsökkenés miatt), s ez okozza az elpárolgási hőmérséklet változását és csökkenését is. Emiatt a valós hűtési ciklusban a kompresszor az elméletinél kisebb nyomásról szívja be a hűtőközeg gőzét. A komprimált (sűrített) gőz a valós kondenzátorba magasabb nyomáson kerül be, mint az elméleti ciklusban. A kondenzátoron való áthaladás során fellépő nyomáscsökkenés miatt a kondenzátor kimenetén kisebb a nyomás, mint a

bemeneten. A kompresszoron való áthaladás során a gőz állapotváltozása politrop kompresszióval történik, aminek a politropikus kitevője változó, és eközben a szelepeken nyomáscsökkenés történik, a beszívási és kilépési folyamat során pedig hőcsere zajlik.

A 4.32. ábrából leolvasható, hogy az elméleti ciklushoz képest a fajlagos hűtőtéljesítmény csökken, a szükséges fajlagos munka pedig nő.

A hűtőközeg az elpárolgatóban és kondenzátorban végbemenő nyomáscsökkenése összefügg az áramlási sebességgel. Minél nagyobb a sebesség, annál nagyobb a nyomáscsökkenés - a hőcserélés mértéke viszont nő. Ezt a két követelményt kell az elfogadható kereteken belül egyensúlyban tartani, az elpárolgató és a kondenzátor kialakításának optimalizálásával.



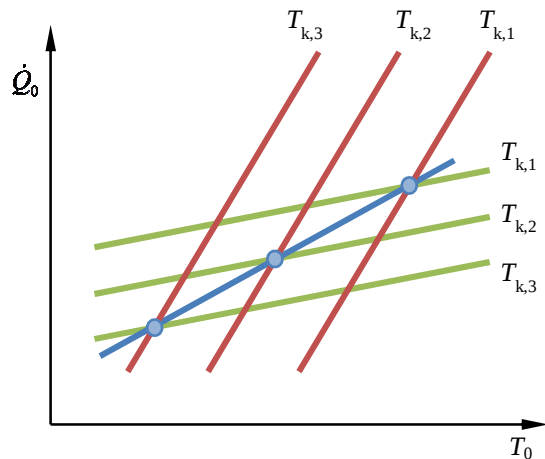
4.32. ábra A valós egylépcsős hűtési ciklus eltérése az elméletitől

4.6. A kompressziós hűtőberendezés működési karakterisztikái

A hűtőberendezés egyes részegységeinek működése (kompresszor, expanziós szelep, kondenzátor és elpárolgató) nem független a többi részegység működésétől. Az egyes részegységek működési karakterisztikáinak összehangolása adja az egész rendszer működési karakterisztikáját.

4.6.1. Kondenzációs egység: a kompresszor és a kondenzátor

A kompresszor (4.10a ábra) és a kondenzátor (4.24. ábra) karakterisztikáinak kombinációja azt fejezi ki, hogy az úgynevezett "kondenzációs egység" (ami a kompresszorból és a kondenzátorból áll) hőleadó teljesítmény hogyan függ az elpárolgási hőmérséklettől.

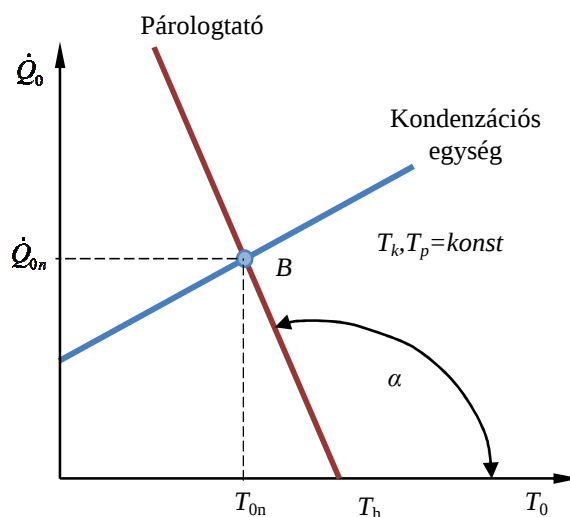


4.33. ábra A kondenzációs egység (kompresszor – kondenzátor) $\dot{Q}_2$ hőleadó teljesítményének függése a T_0 hőmérséklettől, ha $\dot{M}_w = \text{const}$ és $T_1' = \text{const}$

4.6.2. A kondenzációs egység és az elpárolgató

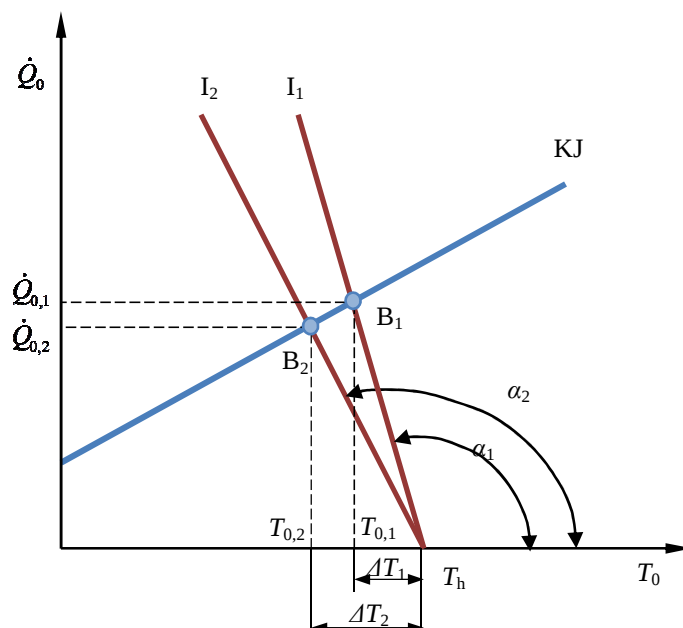
Az elpárolgási hőmérséklet is függ a hűtőberendezés kondenzációs egysége karakterisztikája és a elpárolgató karakterisztikája viszonyától (4.34. ábra).

A kondenzációs egység csak akkor érheti el a $\dot{Q}_0$ hűtőteljesítményt a T_0 elpárolgási hőmérsékleten, ha ugyanekkora hűtőteljesítmény adható át a hűtőközegnek az elpárolgatóban. A "B" pont – ahol a kompresszor karakterisztikája és az elpárolgató karakterisztikája találkozik – a működés egyensúlyi pontja, amely meghatározza az elpárolgató belsejének T_{0n} hőmérsékletét és a $\dot{Q}_{0n}$ hűtőteljesítményt, amit a hűtőberendezéssel el lehet érni.



4.34. ábra A hűtőberendezés karakterisztikája és a működés egyensúlyi pontja

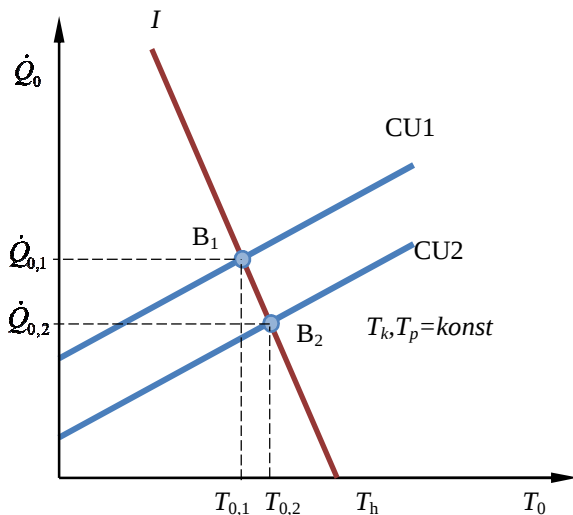
Minél magasabbak a hőátadási együtthatók illetve a hőátbocsátási tényező, vagy minél nagyobb az elpárolgató felülete, annál kisebb lesz az elpárolgató karakterisztikájához tartozó egyenes gradiense (4.35. ábra).



4.35. ábra Az elpárolgató karakterisztikájának hatása a működési pont helyére

Ez azt jelenti, hogy ha nagyobb az elpárolgató, illetve ha jobb a párolgató hőátbocsátási együtthatója, akkor az elpárolgási hőmérséklet magasabb.

Ha a térfogati hatásfok (szállítási fok) csökken (vezérlés eredményeképpen) – amihez a 4.36. ábrán a CU2-vel jelölt kondenzációs egység karakterisztika tartozik – akkor nő az elpárolgási hőmérséklet, a hűtőteljesítmény azonban csökken.



4.36. ábra A térfogati hatásfok hatása a működési pont helyére

A valós hűtőberendezésben a kondenzációs hőmérséklet is kisebb lesz, mert a hűtőközeg kondenzátoron (aminek nem változik a felszíne) keresztül áramló kisebb tömegárama miatt kevesebb lesz a cserélt hő, ezzel pedig kisebb lesz a hőmérséklet-különbség és így alacsonyabb lesz a kondenzációs hőmérséklet. Összességében a hűtőberendezés hatékonyabb hűtési tényezővel fog működni. Ugyanez igaz a hőszivattyúkra is, ahol a fűtési teljesítménytényező nagyobb lesz, a működtetési teljesítményfelvétel pedig kisebb, ami hatékonyabb hőátvitelt eredményez.

A minél hatékonyabb működést a lehető legnagyobb felületű, a hőcseréhez a lehető legjobb körülményeket nyújtó és a lehető legkisebb nyomáscsökkenést biztosító elpárologtatókkal lehet elérni. A hőcserélő felületeket tisztán kell tartani annak érdekében, hogy megakadályozzuk a hőcsere mértékének csökkenését, a levegőt hűtő elpárologtatókban pedig automatizált leolvasztást kell kialakítani annak érdekében, hogy ne romoljanak a hőcsere körülményei. A hűtőteltjesítmény hatékony beállításához szükség van a kompresszor térfogati hatásfokának változtatására. Kimutatták, hogy a kompresszor térfogati hatásfokának folyamatos változtatása, ami a villamos hálózat frekvenciájának szabályozásával történik, nagyon hatékony megoldást jelent, és 40%-kal kisebb működési energia-felhasználást tesz lehetővé az ilyen vezérléssel nem rendelkező hűtőberendezésekhez illetve hőszivattyúkhöz képest.

Általánosságban elmondható, hogy minél jobb a hűtőberendezés vagy hőszivattyú kialakítása, illetve minél jobbak a számított és a szezonális fűtési- és hűtési teljesítménytényezői, annál drágábban lehet hozzájutni. Az összköltséget tekintve az optimális megoldás megtalálásához gazdaságossági vizsgálatot kell végezni.

Az egységek karakterisztikájáról szólva, sok hűtőberendezés- és hőszivattyú-gyártó önként veti alá a termékeit energetikai hatékonyság-minősítő programoknak, melyekből megismerhetjük a termékek karakterisztikáit. Az egyik ilyen program az Eurovent [28], ahol megtalálhatók számos európai gyártó fűtési-, hűtési- és légkondicionáló termékeinek hatékonyságra vonatkozó adatai. Ezek az adatok hasznosak lehetnek a projektervezők és a hőszivattyú-használók részére a vásárlásról hozott döntés során illetve a különböző termékek közötti választásban.

5. A HŐSZIVATTYÚ ALKALMAZÁSÁNAK ELŐFELTÉTELEI ÉPÜLET-FELÚJÍTÁSNÁL

Az épület és annak kiszolgáló műszaki rendszerei, beleértve a fűtési- és hűtési rendszereket, elválaszthatatlanok egymástól, és így is kell rájuk tekinteni ahhoz, hogy fent lehessen tartani a meghatározott szintű komfortot, valamint hogy el lehessen kerülni a magas fűtési- és hűtési költségeket.

Az Épületek Energiahatékonyságáról szóló Irányelv [31] előírja, hogy a tagállamok készítsenek tervet a közel nulla nettó energiafelhasználású épületek arányának növelésére. A közel nulla nettó energiafelhasználású épületek magas energiahatékonysággal rendelkeznek, és csak egy kicsivel több primer (elsődleges) energiát használnak fel, mint amennyit helyben a megújuló energiaforrásokból termelnek. 2020. december 31. után az EU-ban minden új épületnek nulla nettó energiafelhasználású (net-zero energy, NZE) épületnek kell lennie. Addigra a most meglévő épületek felújítása is megtörténik, amit a tulajdonosok várhatóan a saját költségükön fognak elvégezni. A felújítás a legtöbb esetben a homlokzat és a nyílászárók felújítását fogja jelenteni, de általában megtartják a meglévő hő-előállító és hőellátó rendszereket.

Energiahatékony hőszivattyúk alkalmazásával lehetővé válik, hogy az összes bevitt hőenergiában a villamos energia valamint az elhasznált primer (elsődleges) energia aránya minimális legyen. Az általánosan alkalmazott technológiák a helyi viszonyoktól függően 3,5-4,5 nagyságrendű szezonális teljesítménytényezőt (SPF) tesznek lehetővé, és így – feltéve, hogy a házat csak fűtik, valamint hogy a villamos rendszer hatásfoka $\eta = 0,35$ – a primer energiafelhasználás (a hőszivattyú működéséhez) a bevitt primer (elsődleges) hőenergiának 82% - 64%-a. A hőszivattyúk sajnos aránylag drágák. Ezért érdemes megfontolni a kisebb SPF-et elérő hőszivattyúk használatát, ha azok gazdaságos fűtést biztosítanak.

5.1. Az épület energiafelhasználása és a fő befolyásoló tényezők

A hőszivattyú alkalmazásának költség-haszon elemzésében a befektetési költségek mellett a legnagyobb tétel az üzemeltetési költség. Mindkettő csökkenthető az épület hőszigetelésével a projekt megtervezése és a fűtési (és/vagy hűtési) rendszer kiépítése előtt. Ezzel csökken a szükséges névleges kimenő fűtési teljesítmény (kisebb és olcsóbb hőszivattyú) és az épület éves hőenergia-felhasználása is. Ebből következően az első lépésnek az épület felújításának és hőszigetelésének kell lennie, hogy megteremtse a hőszivattyú telepítésének előfeltételeit. Célszerű lenne, ha az épület közel nulla nettó energiafelhasználású lenne (5.1. ábra)-

A fajlagos éves fogyasztásnak (fűtés) és a rendszer szükséges névleges kimenő fűtési teljesítményének a kapcsolatát a VDI 2067 irányelv adja meg [30]. A fűtésre használt összes éves hőenergia-felhasználás a következő kifejezéssel számítható:

$$Q_a = b_v \dot{Q}_H \text{ [kWh/év]}, \quad (5.1)$$

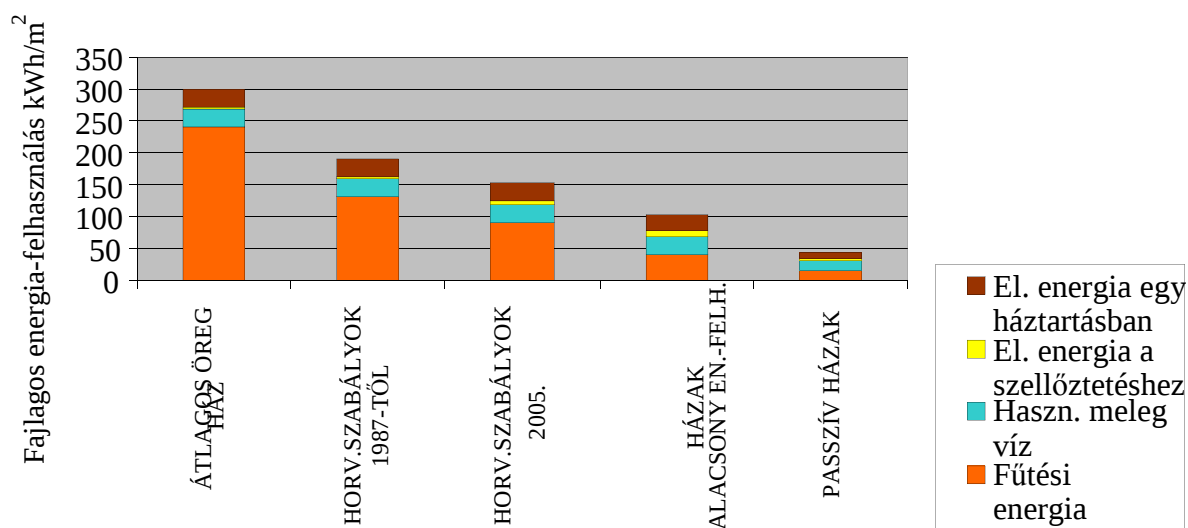
ahol b_v a fűtési rendszer teljes fűtőkapacitáson történő működésének üzemóra-száma, $\dot{Q}_H$ az épület fűtéséhez szükséges standard fűtési teljesítmény a ϑ_p tervezési külső hőmérsékleten.

$$Q_a = \dot{Q}_H b = \dot{Q}_H f \frac{24 \cdot Sd}{\vartheta_{IN} - \vartheta_p} \text{ [kWh/év]} \quad (5.2)$$

Az f tényező több különböző hatást vesz figyelembe, úgy mint a napsugárzásból és a belső hőforrásokból nyert hő, a szellőztetés következtében fellépő hőigény jelenléte, a fűtőegységek nagyobb fűtési kapacitásának hatása, a helyiségek külön történő fűtésének hatása, a

helyiségek hőmérsékletének ingadozásai, a hőszigetelés hatása, a rendszer szabályozásának lehetősége, a számítások, valamint a működési idő hatása (a rendszer napi üzemórája). Az épület energia-felhasználását az EN 13970 szabvány szerint lehet kiszámítani a különböző hőtani tulajdonságok és az épület geometriájának felhasználásával; de a fent megadott kifejezés is jól alkalmazható az éves fogyasztás gyors meghatározására az épületbe telepített fűtési rendszer teljesítménye alapján.

Egy rijekai (Horvátország) épület esetében a fűtési napfokoknak (heating degree days: a fűtési határhőmérséklet és a napi átlaghőmérséklet különbsége adott napon – ha ez nem pozitív, akkor azon a napon nulla – az év minden napjára összeadva) 2266 az összege, 20 °C hőmérsékleten és 15 °C fűtési határhőmérséklet esetén, míg egy eszéki (Horvátország) ház esetén ugyanilyen hőmérsékleteknél a fűtési foknapok összege 3134 [32]. Ha beszámítjuk a Rijeka esetében -6 °C-os, Eszék esetében -18 °C-os tervezési környezeti hőmérsékletet is, akkor arra a következtetésre jutunk, hogy az alacsony energiafelhasználású házak 30 kW/m²-es éves fogyasztásával számolva, mindkét helyszínen egyenletes használatot feltételezve a névleges kimenő fűtési teljesítmény Rijekában kb. 24 W/m², Eszéken pedig kb. 19 W/m². Ez azt jelenti, hogy az eszéki háznak ugyanakkora kimenő fűtési teljesítmény és ugyanakkora méretű ház esetén jobb hőszigeteléssel kell rendelkeznie a hőszivattyú telepítésének lehetővé tételéhez. Figyelembe kell venni azt is, hogy a hőszivattyú nem kazán, amely közel állandó kimenő fűtési teljesítményt biztosít, a környezeti hőmérséklettől függetlenül. A hőszivattyú mérete és a működési energia-felhasználása azonos éves energia-felhasználás esetén sokkal nagyobb lesz Eszéken mint Rijekában. Emiatt nagyon körültekintően kell eljárni a megfelelő egység kiválasztásánál. Fontos a projekt tervezési fázisában energia-felhasználási szimulációt végrehajtani a hőszivattyú működésére vonatkozóan különböző hőszigetelési szinteken, annak érdekében, hogy meghatározhassák az optimális összköltséget, vagyis a hőszigetelés és a hőszivattyú optimális kombinációját.



5.1. ábra Az épületek energia-felhasználása Horvátországban 2005-ig, összehasonlítva az alacsony energia-felhasználású és passzív épületek fogyasztásával [29].

A Horvátországban hatályban lévő szabályozás figyelembe veszi a különböző helyek különböző éghajlati viszonyait, de összességében az alacsony energiafelhasználású házak szabványainak közelébe sem ér. Ezt az 5.1. táblázatban szemléltetjük, amelyben a hatályos horvát szabályozás által megengedett maximális hőátadási együtthatók láthatók, ezeket követi a magyar és a német szabályzókkal való összehasonlítás.

5.1. táblázat A hatályos horvát szabályozás által megengedett maximális hőbocsátási együtthatók [33]

	Szerkezeti elem	[W/m ² K]-ben			
		$\theta_i \geq 18$		$12\text{ °C} \leq \theta_i < 18\text{ °C}$	
		$\theta_{e, mo.} > 3\text{ °C}$	$\theta_{e, mo.} \leq 3\text{ °C}$	$\theta_{e, mo.} > 3\text{ °C}$	$\theta_{e, mo.} \leq 3\text{ °C}$
1	Külső fal, garázsfallal, padlástér	0,6	0,45	0,75	0,75
2	Ablak, erkélyajtó, tetőablak, homlokzati üveg elemek	1,8	1,8	3,0	3,0
3	Lapos- és lejtős tető a fűtött tér felett, födém a padlástér alatt	0,4	0,3	0,5	0,4
4	Födém környezeti levegő valamint garázs felett	0,4	0,3	0,5	0,4
5	Olyan falak és födémek, melyek fűtetlen terekkel és orsótérrel (lépcsőház) érintkeznek, melyek hőmérséklete 0 °C feletti	0,65	0,5	2,0	2,0
6	Talajjal érintkező fal, aljzat	0,5	0,5	0,8	0,65
7	Külső ajtó, fűtetlen orsótérrel érintkező ajtó, szilárd ajtó (üvegbetétek nélkül)	2,9	2,9	2,9	2,9
8	Redőnytokkal érintkező falak	0,8	0,8	0,8	0,8
9	Lakások közötti födémek	1,4	1,4	1,4	1,4

A magyar szabályzók hasonlóak, azok sem biztosítják az alacsony energiafelhasználású házaknak megfelelő energia-fogyasztást.

5.2. táblázat A hatályos magyar szabályozás által megengedett maximális hőátbocsátási együtthatók új lakóépületeknél [34]

Szerkezeti elem	[W/m ² K]-ben
Külső fal	0,45
Lapos tető	0,25
Padlástérrel érintkező födém	0,3
Fűtött padlástér födémje	0,25
Talajjal érintkező aljzat	0,5
Nem fémkeretes ablak	1,6
Fémkeretes ablak	2,0
Nem nyitható üveg elemek	1,5
Felülvilágító ablak	2,5
Bejárati ajtó	3,0
Ajtó	1,8
Fűtött és fűtetlen tereket elválasztó fal	0,5
Fűtött tereket elválasztó fal	1,5

Tehát a német szabályozás a legszigorúbb, vagyis ott alacsonyabbak a hőátbocsátási együtthatók. Ezek az 5.3. és 5.4. táblázatban láthatók. Előnyös lenne a horvát és a magyar szabályozást felhozni a németországi követelmények szintjére.

5.3. táblázat A hatályos német szabályozás által megengedett maximális hőátbocsátási együtthatók új épületeknél [34]

Elem	A hőátbocsátási együttható referenciaértéke [W/m ² K]-ben	Egyéb követelmények
Külső fal, aljzat	0,28	- kisméretű különálló lakóépület $H'_T=0,4 \text{ W m}^2\text{K}$ - nagyméretű különálló lakóépület $H'_T=0,5 \text{ W m}^2\text{K}$ - ikerház $H'_T=0,45 \text{ W m}^2\text{K}$ - minden más $H'_T=0,65 \text{ W m}^2\text{K}$
Talajjal érintkező aljzat	0,35	
Fűtetlen padlástérrel érintkező tető, födém	0,2	
Ablak	1,3 (tetővilágító: 1,4 W/m ² K)	
Bejárati ajtó	1,8	

5.4. táblázat A hatályos német szabályozás által megengedett maximális hőátbocsátási együtthatók felújított épületeknél [34]

Külső szerkezeti elem	Maximális hőátbocsátási együttható normál belső hőmérséklet esetén [W/m ² K]-ben
	Energiatakarékossági Rendelet, 2009.
Külső fal	0,24
Ablak	1,3
Speciális üvegezésű ablakok	2,0
Üvegezés	1,1
Függönyfalak	1,5
Speciális üvegezésű függönyfalak	2,3
Legfelső emelet födémje, nyeregtetők	0,24
Lapostetők	0,2
Aljzatszerkezetek	0,5

A hőátvitellel fellépő veszteségek (melyek nagyságrendje függ a hőátadási együtthatóktól) mellett más veszteségek is hozzájárulnak az összes hőveszteséghez. A természetes szellőzés és a szándékos szellőztetés is hőveszteséggel jár, ezt azonban egészségügyi okokból nem szabad csökkenteni a szerkezet légcseréjének megakadályozásával. A szellőztetett levegő fűtésére elhasznált energia csökkentése érdekében nagy hatékonyságú hőcserélőket kell betervezni, az elvezetett levegő hőjének visszanyeréséhez. Ajánlott továbbá az elpárologtatón történő levegő-áramoltatáshoz szükséges további energia minimálisra csökkentése. A mai kutatások pontosan az ilyen rendszerek kifejlesztésére összpontosítanak.

A hőszigetelés vonatkozásában egy másik problémát az ablakok jelentenek. Mindenképpen kívánatos az alacsony hőátbocsátási együttható elérése, de az energia-fogyasztás csökkentését szolgáló intézkedések vonatkozásában általában célszerű az alacsony emissziójú üvegek (Low-E) beépítése is, melyek nyáron megakadályozzák a napsugárzás hőjének beáramlását az épületbe. Ugyanez a fajta üveg télen is megakadályozza a napsugárzás hőjének beáramlását az épületbe, így hatással vannak a fűtésre felhasznált energiára. Ezért minden egyes esetben számítógépes szimulációt kell végezni az épület jellemzőinek és geometriájának, a helyi hőmérsékleti viszonyok és a kiválasztott fűtési és/vagy hűtési rendszer tulajdonságainak

felhasználásával, a napsugárzástól való védelem optimumának meghatározása érdekében. Ez is bizonyítja, hogy fontos az épületet és a fűtési és/vagy hűtési rendszert egy egész rendszerként kezelni.

5.2. A hőellátó rendszer hatása a hőszivattyú energiafelhasználására

A különböző hőellátó rendszereknek különböző hőmérsékletű hőközvetítő közegekre van szükségük a fűtéshez és a hűtéshez.

Általában megkülönböztetünk alacsony hőmérsékletű (50 °C-ig), közepes hőmérsékletű (80 °C-ig) illetve magas hőmérsékletű (120 °C-ig) fűtést.

Az alacsony hőmérsékletű fűtés kategóriájába a panelfűtés (padló-, mennyezet- és falfűtés) valamint az épületszerkezetbe beépített rendszerek – az úgynevezett termikusan aktív épületrendszerek; Thermally Active Building Systems, TABS – tartoznak. A szellőztetési hőszállítást (légfűtést) használó hőellátó rendszerek is ebbe a kategóriába tartoznak. A panelrendszerek előremenő fűtési- és hűtési hőmérsékletét a padló, fal, illetve mennyezet megengedett hőmérséklete korlátozza; ezek az 5.5. táblázatban láthatók [34] a hozzájuk tartozó maximális hőátadással fűtésnél és hűtésnél.

5.5. táblázat Megengedhető felületi hőmérsékletek és a maximális hőátadás a panelfűtésnél és hűtésnél [34].

	Megengedhető felületi hőmérséklet [°C]		Maximális hőátadás	
	Fűtés	Hűtés	Fűtés	Hűtés
Padló – lakótér	29	19	99	42
Padló – az épület szélén	35	19	165	42
Fal	40	17	160	72
Mennyezet	27	17	42	99

Ha a panelfűtésen illetve -hűtésen kívül nem terveznek további hőellátó rendszert, akkor a hőszivattyús rendszerek esetében fontos a lehető legalacsonyabb fajlagos hűtés- és fűteskapacitást elérni az épület fűtésénél [W/m^2] annak érdekében, hogy a panelfűtés vagy -hűtés rendelkezésre álló felületével biztosítani lehessen a szükséges teljesítmény igényt, és azután úgy megválasztani az előremenő hőmérsékleteket, hogy azok a lehető legalacsonyabbak legyenek a fűtésnél és a lehető legnagyobbak a hűtésnél. A hűtésnél a kondenzáció miatt is számolni kell a panelhőmérséklet korlátozásával (ezt az 5.5. táblázatban található korlátoknál figyelembe vettük), és szükség esetén szabályozni kell a hűtött tér relatív páratartalmát, hogy ne emelkedjen 60% fölé. Ez kivitelezhető egy megfelelő szellőztető rendszerrel vagy a levegő szárításával egy kisebb kompressziós hőszivattyú segítségével, amely az elpárologtatóban kivonja a nedvességet a szobában keringő levegőből; a hőszivattyú kondenzátorát a panel hűtési ciklusából származó víz hűti.

A légfűtéses/hűtéses rendszereknél (szellőztetési konvekció) a fűtés előremenő hőmérsékletei általában 45 és 50 °C közöttiek, a hűtésé 6 - 7 °C.

Hőszivattyú alkalmazása lehetséges a padló- és mennyezetfűtés és hűtés esetén, valamint a légfűtéses/hűtéses rendszereknél is.

A padló- és mennyezetfűtés hőközvetítő közegének hőmérséklete (30/35 °C) alacsonyabb, mint a légfűtéssel való fűtésnél (ott általában az előremenő/visszatérő 50/40 °C). A padló- és mennyezethűtés hőmérséklete (16-19 °C) magasabb, mint a léghűtéssel való hűtésnél (általában az előremenő/visszatérő 7/12 °C). Ezért a hőszivattyúk mind fűtési mind hűtési üzemmódban hatékonyabban fognak működni a padló- illetve mennyezetfűtési rendszerben, mint a légfűtésnél/hűtésnél. Egy rijekai irodaépületben végzett szimulációk segítségével összehasonlították a hőellátó rendszerek ezen két típusát a levegő-víz hőszivattyúval történő alkalmazásban. A hűtés által ugyanakkora átadott energia esetén a padló- vagy mennyezetfűtés által felhasznált villamos energia 14,6%-kal kisebb volt, mint a légfűtéses rendszer által felhasznált energia. Hasonlóképpen, ugyanakkora bevitt hőenergia esetén a padló- vagy mennyezetfűtés által felhasznált villamos energia 27,2%-kal kisebb volt, mint a légfűtéses rendszer által felhasznált energia.

A fenti rendszerek közötti választásnál figyelembe kell venni a különböző rendszerek által fűtött illetve hűtött épület komfort-követelményeit és a költségeket is, mivel míg a panelfűtés befektetési költségei jóval magasabbak lehetnek a légfűtéses rendszerénél, az üzemeltetés költségei a fent leírtaknak megfelelően alacsonyabbak.

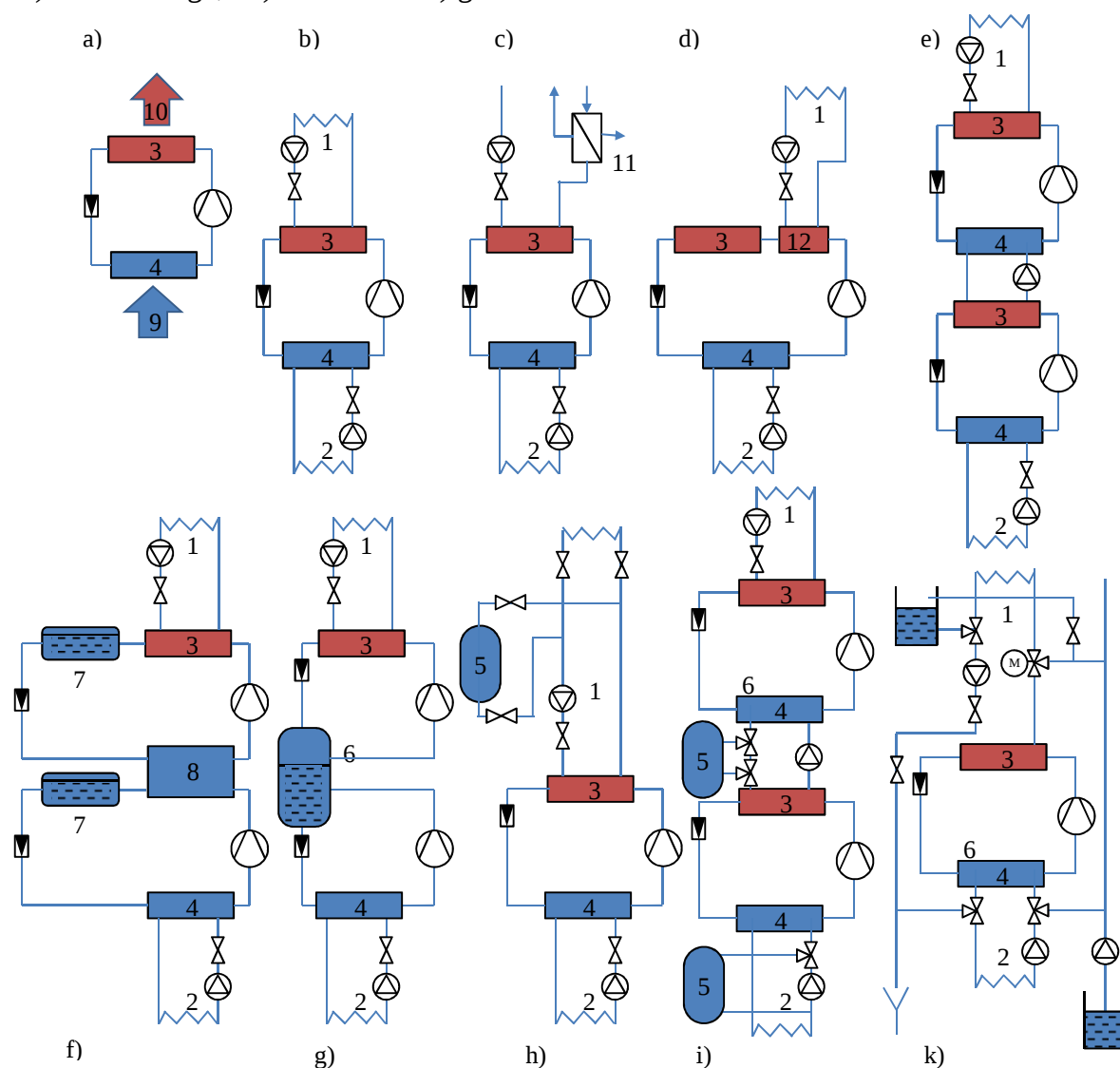
A kényszer-levegős (szellőztetési) fűtés is az alacsony hőmérsékletű fűtés kategóriájába tartozik. Az épületben szétosztott levegő szállítja a hőt. A légbevezetés léghőmérséklete nyáron max 18°C télen max. 40 °C. A 8. fejezetben található egy ilyen rendszerről egy érdekes példa családi házban. Európában nem elterjedtek, az Egyesült Államokban azonban általánosan használt rendszerek. A levegő-levegő hőszivattyúk alkalmazása hatékony SPF-et tesz lehetővé fűtésnél és hűtésnél is. A hőszivattyúkat használó közvetlen fűtési- és hűtési rendszerek, melyeket a következő fejezet fog tárgyalni, az ilyen rendszerek egy változatai, s ezek nagyon hatékonyak.

A radiátoros fűtés a közepes és a magas hőmérsékletű fűtés határán található. A régebbi gyakorlat szerint a fűtést úgy tervezték meg, hogy 90 °C-os előremenő vízhőmérséklettel és 70 °C-os visszatérő hőmérséklettel éri el az épület névleges fűtéskapacitását a tervezési külső hőmérsékletnél. A projekttervezők a régebbi szabályzók szerint végezték az elemzéseket, és ennek eredményeképp a szükségesnél 20-30%-kal nagyobb radiátorokat szereltek be, így ezek a központi fűtési rendszerek még kb. 80 °C-os előremenő hőmérséklettel is jól tudnak fűteni. Az épületek hővesztés-elemzésére vonatkozó újabb szabályozásokban nincs ekkora tartalék, így az új létesítményekben a radiátorok fűtőkapacitása már kisebb tartalékot biztosít. Ma, főként a kondenzációs gázkazánoknak köszönhetően, a radiátorok kiválasztásának gyakorlatában 80 °C-os előremenő vízhőmérséklettel és 60 °C-os (vagy akár 75 °C-os) visszatérő hőmérséklettel terveznek. A már meglévő házak hőenergia-megtakarítás céljából történő kiegészítő hőszigetelésével csökken a névleges fűtőkapacitás, így a fűtési rendszerekben még alacsonyabb hőmérsékletű víz is megfelelő. Elmondható, hogy az épület alapos hőszigetelését követően a fűtési rendszerben nincs szükség 60 °C-nál magasabb előremenő hőmérsékletre. Ezt a hőmérsékletet bizonyos hőszivattyúk már el tudják érni, még a tervezési külső hőmérsékletnél is (előhűtési (economizer) ciklus, kaszkád hőszivattyúk). Az általános, egyfokozatú hőszivattyúk kazánnal együtt, bivalens módon alkalmazhatók, hatékony energia- és gazdaságossági viszonyok mellett. A fentiekből az következik, hogy az energia-felhasználás szempontjából igazolható a felújított épületekben a meglévő radiátoros fűtési rendszerekbe hőszivattyúk beépítése, és azt is megmutattuk, hogy gazdaságossági szempontból (ezt az egyes eseteknél külön vizsgálni kell) is indokolt.

6. FŰTÉSI- ÉS HŰTÉSI RENDSZEREK KIÉPÍTÉSE HŐSZIVATTYÚK ALKALMAZÁSÁVAL

6.1. Hőszivattyús fűtési- és hűtési rendszerek: alapvető konfigurációk

A hőszivattyúk alkalmazásának leghatékonyabb módja, ha fűtésre és hűtésre is használják őket, különösen akkor, ha a hőt egyszerre használják fel fűtésre és hűtésre is. A 6.1. ábrán a lehetséges rendszerek áttekintése látható [6]. A 6.1. ábra számai a következőket jelentik: 1) hőenergia-fogyasztó, 2) hűtési energia-fogyasztó, 3) kondenzátor, 4) elpárologtató, 5) tároló, 6) intercooler-szeptarátor, 7) folyadékszeptarátor, 8) párologtató-kondenzátor, 9) párás levegő, 10) száraz levegő, 11) utófűtő és 12) gőzhűtő.



6.1. ábra Fűtési- és hűtési rendszerek hőszivattyúk alkalmazásával

A fenti rendszerek mindegyikénél, kivéve az a) jelűt, a fűtött vagy hűtött tér felé hőt közvetítő közeg folyadék.

Az a) jelű rendszer olyan hőszivattyút tartalmaz, ahol a hőcsere (hőleadás, hőfelvétel) a cikluson belül történik (pl. hőszivattyú használata uszodákban a levegő szárítására). Az ilyen

rendszerek alkalmazása nagyon hatékonyan szárítja a levegőt a magas páratartalmú terekben használt szellőztető rendszerekben, és hatékonyan alkalmazhatók fa illetve mezőgazdasági termékek szárítására is.

A b) jelű rendszerben a hőszivattyút fűtésre és hűtésre is használják. Ha nincs további hőcserélő a fűtési- és hűtési rendszerben, akkor az ilyen hőszivattyú megfelelő működését nagyon nehéz biztosítani, mivel ha hűtésnél a kondenzáció hőjét nem lehet valahol felhasználni, akkor megnő a kondenzációs nyomás; ha pedig fűtésnél az elpárologtatóba nem kerül be elegendő hő, akkor lecsökken a párolgási nyomás. Ez végül a kompresszor leállításához vezet a rendszer biztonsági szabályai következtében.

A c) rendszer a hőszivattyút fűtésre és hűtésre is használja, de itt megtörténik a hőközvetítő közeg utófűtése is a fűtési rendszerben, külső fűtési forrást alkalmazva. A b) jelű rendszerhez fűzött megjegyzések erre a rendszerre is érvényesek.

A d) rendszer az olyan hűtőberendezést mutat be, mely a túlhevített gőz hűtőegységből használnak fel hőt. Ilyen rendszerek gyakran találhatók lakóépületekben, elsősorban szállodákban, mivel a túlhevített gőz hője a kondenzációs hőmérsékletnél magasabb hőmérsékleten áll rendelkezésre, ezt a hőközvetítő közeg hőmérséklete határozza meg. Itt ritkán szükséges a használati meleg víz utómelegítése. A kondenzáció hője, amelyet a d) jelű rendszer szállít, felhasználható vagy a környezetbe engedhető. Ha a rendszerben csavarkompresszort alkalmaznak, akkor beépítenek egy olajhűtőt is, és az olajhűtés hőjét is felhasználják.

Az e) rendszer a kaszkád hőszivattyúk egy típusa, csak annyi a különbség, hogy folyadékot alkalmaz hőközvetítő közegként a felső fokozat elpárologtató és az alsó fokozat elpárologtató közötti hőcserénél.

Az f) jelű rendszer egy valós kaszkád hőszivattyút tartalmaz, ahol a belső hőcserélés párologtató-kondenzátor alkalmazásával történik.

Minden kaszkád hőszivattyúval el lehet érni olyan kondenzációs hőmérsékleteket, hogy könnyen le lehessen velük cserélni az épületekben használt kazánokat, azonban kiemelt figyelmet kell szentelni a projekt megtervezésénél és az elemzésnél a teljes rendszer hatékonyságára.

A g) jelű rendszer egy kétfokozatú kompressziós hőszivattyú, nagyon hasonló az 1.47. ábrán láthatóhoz. Ez is magas fűtési hőmérsékleteket tesz lehetővé, ami megfelelő a komplex fűtési- és hűtési rendszerekben, ahol a hőfelhasználás során különböző hőmérséklet-szintek vannak jelen.

A h) rendszer konfigurációjában hasonló a b) rendszerhez, vagyis olyan egyfokozatú hőszivattyús rendszer, amelyben a hőhöz hozzáadódik a fűtési ciklus felhalmozott (akkumulált) hője. Az i) rendszer hasonlít az e) rendszerre, és ennél is találhatók puffer (akkumulációs) tartályok, melyeket a kaszkádok közötti hőcserére és a hűtési ciklusban történő hőcserére használnak. A tartályok a hatékonyság kiegyensúlyozottabbá tételét szolgálják változó működési körülmények esetén, a méretüket azonban a magas árak és a működési költségek növekedése miatt gondosan meg kell tervezni.

A k) rendszer egy egyfokozatú kompressziós hőszivattyút mutat be, ahol a víz a hőforrás, és az üzemmód a víz oldalon megfordítható. Ilyen rendszereket általában a nagyobb hőszivattyús fűtési- és hűtési létesítményeknél alkalmaznak. Az ilyen rendszerekben általában nem keverik a képen látható módon a hőforrás vizét a fűtési ciklus vizével, hanem lemezes hőcserélőket alkalmaznak a hőforrásként és hőelvezetőként is működő víz és a fűtési rendszer vize között.

6.2 Direkt és indirekt fűtési- és hűtési rendszerek

6.1.2. Direkt fűtési- és hűtési rendszerek

A direkt (közvetlen) fűtési és hűtési rendszerek hőszivattyújában (hűtőberendezésében) keringő hűtőközeg csöveken keresztül jut el a fűtött vagy hűtött térbe, ahol elpárolog vagy lecsapódik, így hűti vagy fűti a tér levegőjét. Az ilyen rendszerek előnye az indirekt fűtési- illetve hűtési rendszerekhez képest a jobb hatékonyság, ami a tér levegője és a hűtőközeg kisebb hőmérséklet-különbségéből valamint a csőrendszer kisebb átmérőjéből ered, mivel azt egyszerűbb beépíteni az épületekbe, különösen a felújítás alatt lévő épületekbe. A hátránya az épületbe beépített hűtőközeg-elosztó rendszer esetleges bonyolultsága, mivel abban egyrészt nagyobb mennyiségű hűtőközegre van szükség, mint az indirekt rendszerekénél, másrészt a hűtőközeg nagyobb eséllyel szivároghat a sok csökötés miatt.

6.2.1.1. A split és a multi-split rendszerek

Már bemutattuk a split rendszerben alkalmazott hőszivattyú működési rajzát, a 6.2. ábrán pedig egy ilyen rendszer kapcsolási vázlata látható. Léteznek egy beltéri és egy kültéri egységet tartalmazó rendszerek, valamint egy kültéri és több beltéri egységet tartalmazó rendszerek. Legújabbán általában inverterrel vannak felszerelve, amely a kompresszorteljesítményt szabályozza, amivel magasabb SPF érhető el. Az alacsony árak miatt meleg éghajlaton esetenként hűtésre (pl. az Adriai tengerparton), valamint az év többi részében monovalens fűtésre használják őket. Ilyen rendszerekkel szoktak új épületeket és hotelszobákat is felszerelni, ez esetben azonban esztétikai megfontolásokból gondosan kell eljárni a telepítésnél. Az élettartamuk rövidebb, mint a közvetlen hűtésre alkalmazott komplex központi rendszer élettartama, ezért a gazdaságosságuk a központi rendszerekhez képest, ami elsőre jobbnak tűnik, igazából megkérdőjelezhető.



6.2. ábra Hőszivattyú split rendszerben

6.2.1.2. Változó hűtőközeg áramú (VRF) rendszerek

Ezek hőszivattyút alkalmazó központi fűtési- és hűtési rendszerek, amelyet csak néhány japán és koreai gyártó készít. A rendszer egy több kompresszort tartalmazó kültéri egységből és nagyszámú, különböző típusú beltéri egységekből áll, melyeket különböző terekben helyeznek el. A hűtőközeg elosztása a helyiségekbe és a beltéri egységekbe csőrendszeren történik. A hűtőközeg áramlása szabályozott, innen ered az elnevezésük is.

6.3. ábra Közvetlen hűtési rendszer alapkonfigurációja megfordítható üzemű levegő-levegő hőszivattyúval [24]

Minden beltéri egység fel van szerelve inverter ventilátorsebesség-szabályozó rendszerrel és elektronikus expanziós szelepekkel.

Légkifúvás



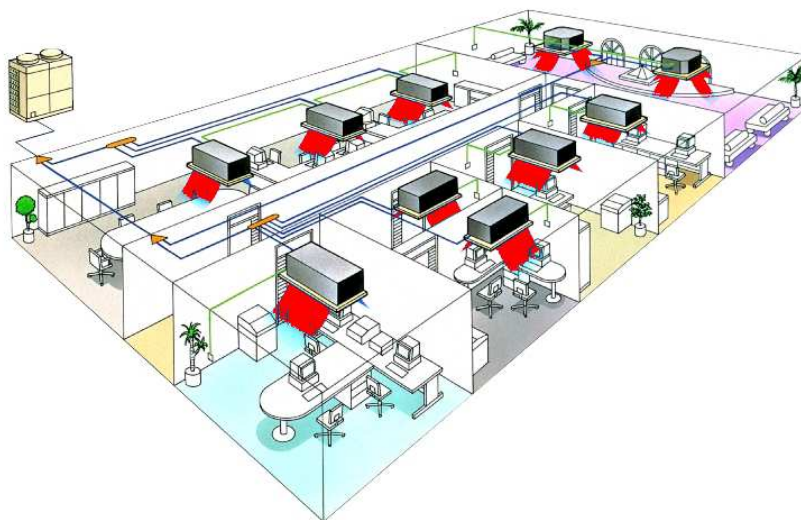
6.4. ábra A beltéri egység vezérlőrendszerének elemei és elvi rajza [24]

A beltéri egység ventilátor-fordulatszáma és a kondenzátor ventilátor-fordulatszáma vezérelt, és az egész rendszerben lehetséges az áramlás színt folyamatos szabályozása. Az

összteljesítmény javítása érdekében több kültéri egységet is lehet kombinálni. A legtöbb kültéri egység a környezeti levegőt használja hőforrásként és hőelvezetőként, de vannak olyanok is, melyek vizet használnak.

6.5. ábra Kültéri egység teljesítmény-szabályozása [24]

A rendszer hőszivattyúval történő (kétcsöves rendszer) telepítésének módja a 6.6. ábrán látható. Minden beltéri egység használható fűtésre és hűtésre is. A csatlakozások kétcsövesek (a gőz és a folyadék számára).



6.6. ábra Példa egy VRF rendszerre hőszivattyúval [24]

Egy hővisszanyerést (háromcsöves rendszer) alkalmazó rendszer kiépítési példája a 6.7. ábrán látható. Bizonyos beltéri egységek végezhetnek fűtést egy-egy helyiségben, és hűthetnek más helyiségeket is egyszerre. Ezzel lehetővé válik a hővisszanyerés és így a teljes rendszer magas energiahatékonysága. Emellett ebbe a rendszerbe be lehet építeni egy olyan használati meleg vizet melegítő kazánt (bojlert), melyet a hűtőközeg-víz hőcserélő fűt. Ez valójában egy olyan "beltéri egység", ami mindig fűtési üzemmódban van. Ezzel lehetséges a használati meleg víz felmelegítése a hűtési ciklus kondenzációs hője felhasználásával. Mivel a VRF rendszerek egyik fő hiányossága az elmúlt években az volt, hogy nem lehetett a lehűlés alatt a használati

meleg vizet felmelegíteni, ez a megoldás az indirekt hőátadással működő fűtési rendszerek jó alternatíváját nyújtja.

6.7. ábra Példa egy VRF rendszerre hővisszanyeréssel [24]

Ezek a rendszerek rendkívül magas SPF-re képesek a fűtésnél és a hűtésnél is, így a legtöbb esetben igazolható a gazdaságosság a viszonylag magas bekerülési költség ellenére is, mivel az energiára fordított költségek viszonylag alacsonyak.

Minden indirekt hűtési rendszer megfelelő lehet a felújítás alatt álló épületekbe történő telepítésre; mivel a csőrendszer kis átmérője, a beépített szerkezeti elemek kis felület-igénye és a sok különböző beltéri egység miatt könnyen beépíthetők az épületekbe, még akkor is, ha a meglévő hőellátó rendszert nem távolítják el.

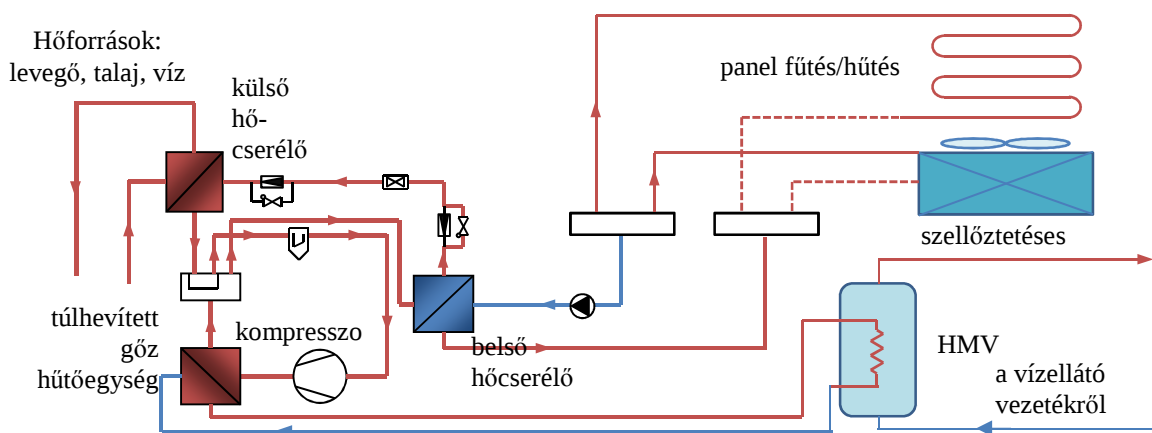
6.2.2. Indirekt fűtési- és hűtési rendszerek

A nagyméretű hőellátó rendszereket általában indirekt hűtési- és fűtési rendszerekként építik ki. Ezekben a rendszerekben a hőközvetítő közeg általában víz, amelyet csőrendszeren osztanak szét a fűtött vagy hűtött terekbe, ahol vagy fűti vagy hűti a levegőt. A hatékonysága a direkt (közvetlen) rendszerekkel összehasonlítva kisebb, a víz csőrendszerének átmérője az épületben pedig sokkal nagyobb, mint a hűtőközegvezetéké. A hűtőközeg térfogata a hőszivattyúban sokkal kisebb, és ennél a rendszernél alkalmazhatnak olyan hűtőközegeket is, melyek esetleg nem lennének engedélyezettek (pl. ammóniát). A hűtési üzemmódban fűtés céljára történő hővisszanyerés is lehetséges.

6.2.2.1. Megfordítható üzemű hőszivattyú, amelyben víz a hőszállító

A 6.8. ábrán látható a rendszer. A fűtési és hűtési teljesítmény az egyfokozatú kompresszióval működő, megfordítható hőszivattyúból származik. A víz előremenő hőmérséklete fűtésnél 50 °C-nál, hűtésnél 7 °C-nál kezdődik. Minden üzemmódban a túlhevített gőzt lehűtő (ill. hűtő) kondenzátor biztosítja a használati meleg vízhez felhasználandó vizet. A rendszer alkalmazható bármilyen méretű épületben, kétsöves alacsony hőmérsékletű hőellátó rendszerrel. A hőforrás lehet a környezeti levegő, a talaj vagy a felszíni- illetve talajvíz. A hőforrástól függően a rendszer tartalmazhat külső hőcserélőt, így lehetnek levegő-víz hőszivattyúk, víz-víz hőszivattyúk és sóoldat-víz hőszivattyúk. A hőcserélőt alacsony- és közepes teljesítményű rendszerekbe építik be. Az egyszerűségük miatt gyakran alkalmazzák

őket. A felújítás alatt lévő épületeknél azonban nem jól használhatók, főként ha a meglévő hőellátó rendszert meg kívánják tartani (pl. a radiátorokat).



6.8. ábra Megforítható üzemű indirekt fűtési és hűtési rendszer, hőforrásként vizet használó hőszivattyúval, fűtési és hűtési ciklusban

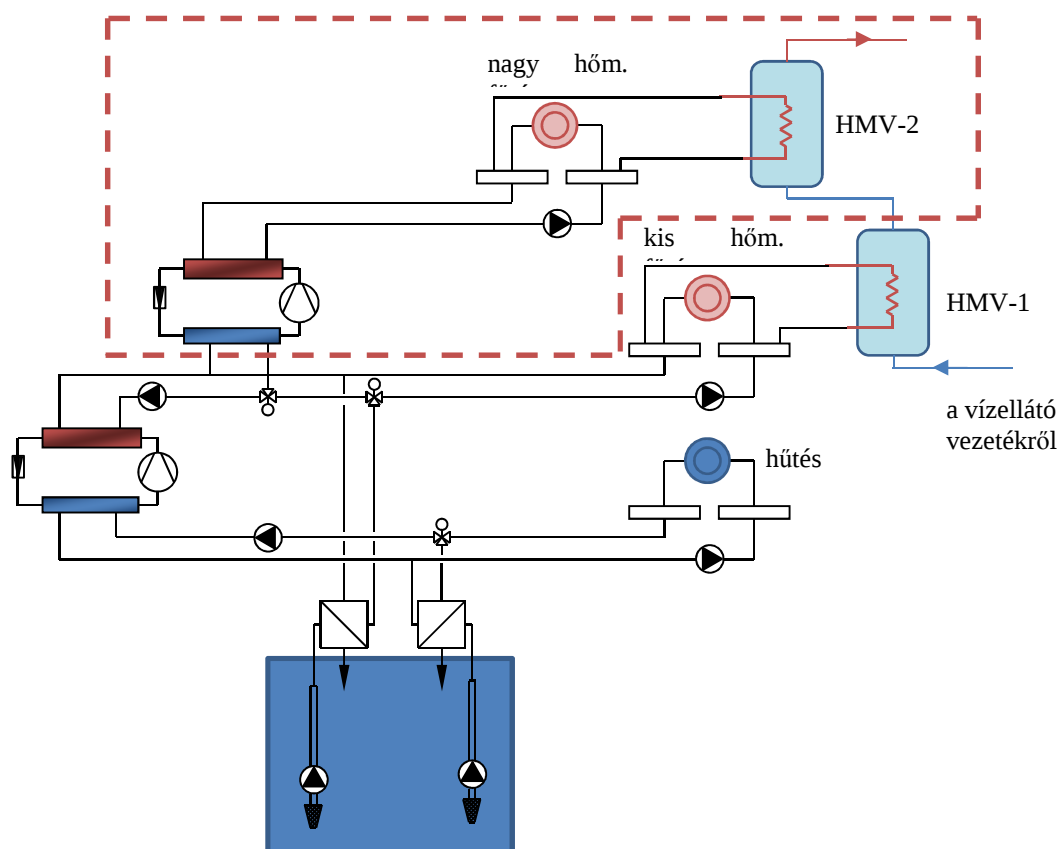
6.2.2.2. Hőforrásként vizet használó víz-víz hőszivattyú

Ahol vizet használnak hőforrásként, valamint a nagyméretű rendszereknél általában célszerű és gyakran alkalmazott módszer a 6.9. ábrán látható rendszer telepítése (az ábra alsó része, a piros keretbe foglalt részek nélkül). Ilyen és hasonló, 500 kW-tól 4 MW-ig terjedő hőtéljesítményű berendezéseket több helyen telepítettek az Adria- és a Fekete-tenger partvidékén, és az elmúlt 20 évben mindegyikkel nagyszerű eredményeket értek el a költségek szempontjából. A rendszer egyfokozatú hőszivattyút használ, vizet hűtő elpárologtatóval és vízhűtéses kondenzátorral. Az elpárologtatóból kimenő vízzel épülethűtést végeznek, a kondenzátorból kilépő víz melegíti a használati meleg vizet, és esetleg hőt ad át a levegőnek. Ha nincs szükség fűtésre, akkor a hűtés úgy történik, hogy a vizet a környezetből átvezetik a lemezes hőcserélőn. Ha a kondenzátorból kimenő vízzel épületeket fűtenek, akkor az elpárologtatás hőjét a környezeti vízből nyerik, a második lemezes hőcserélő útján. Esetenként hőtárolókat illesztenek be a párologtatási ciklusba (a hűtési rendszerben az elpárologtató és a felhasználó egység közé), valamint a kondenzációs ciklusba (a fűtési rendszerben a kondenzátor és a felhasználó egység közé). Ha a hőforrás hőmérséklete alacsony, akkor elválaszthatják a párologtató áramlási ciklusát a hűtési fogyasztó áramlási ciklusától, és glikol-keverékkel vagy sóoldattal tölthetik fel.

Ezekben a rendszerekben az egyfokozatú hőszivattyú által elérhető hőmérséklet (kb. 50 °C) lehet a gond, mivel az nem elég magas a használati meleg víz felfűtéséhez, és túl alacsony lehet az adott épület optimálisan megtervezett hőellátó rendszeréhez is (pl. egy szálloda fürdőszobájában a radiátorok túl nagyok lennének, ha 50 °C-os előremenő hőmérsékletre terveznék őket). Erre jó megoldás lehet egy csavarkompresszoros hőszivattyú, amely előhűtéses (economizer) ciklussal működik (1.35. és 1.36. ábrák); mivel ez az alkalmazott hűtőközeg függvényében magasabb hőmérsékleteket is el tud érni (maximum 60 °C).

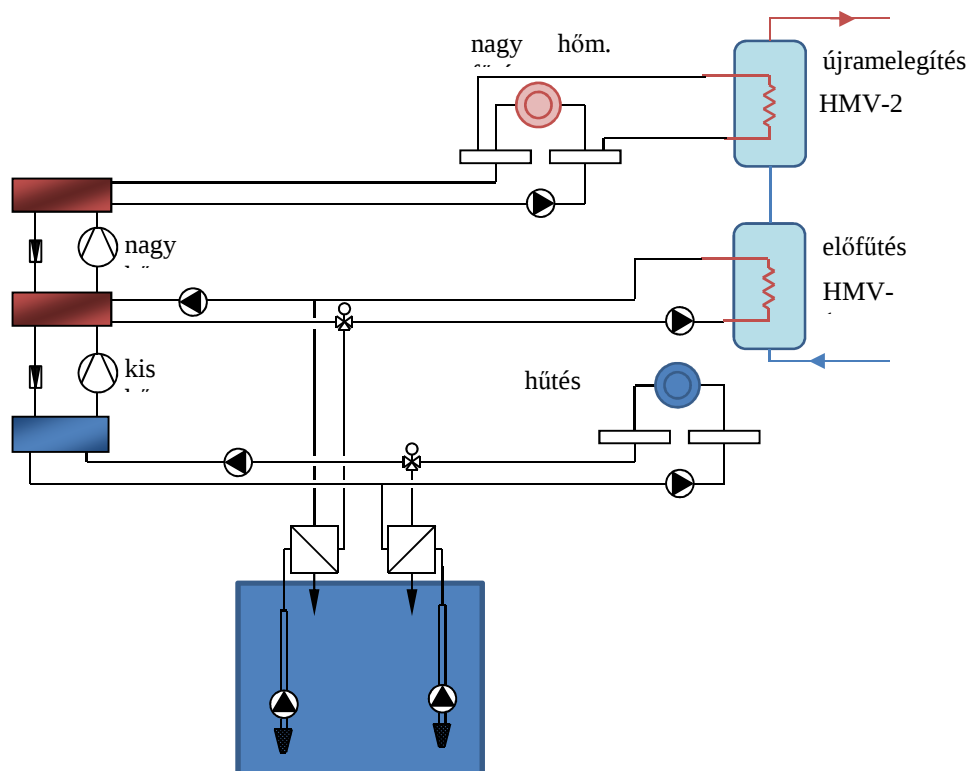
A 6.9. ábra egy másik lehetőséget mutat be (a fenti piros keretben). Ez gyakorlatilag az e) rendszer a 6.1. ábráról, vagyis a közepes hőmérsékletű hőszivattyú, amely nyáron (kb. 34-45 °C hőmérsékleten) és télen (kb. 50 °C hőmérsékleten) felhasználja az alsó hőszivattyú kondenzációs hőjét, és átadja a használati meleg víz fűtésnek, esetleg radiátoroknak valamint légkondicionáló berendezések fűtőegységének, 80 - 90 °C közötti hőmérsékleten. Az ilyen

egységek kaphatók a kereskedelemben, nagy kapacitással gyártják őket, általában R134A, R717 hűtőközegekkel működnek, és nagy az energiahatékonyságuk.



6.9. ábra Indirekt hűtési rendszer víz-víz egyfokozatú kompressziós hőszivattyúval

A víz-víz rendszereknél kevésbé elterjedt de esetleg nagyon hatékony megoldás lehet a kétfokozatú kompressziós hőszivattyú alkalmazása (1.47. és 1.48. ábrák). Ezekkel az egységekkel magas kondenzációs hőmérséklet (akár 90 °C) érhető el, és a kompresszió második fokozata végén a túlhevítés elfogadható mértékű (1.49. - 1.52. ábrák). Ahhoz, hogy a berendezés hatékony legyen a hűtési üzemmódban, miután minden lehetséges fűtési követelményt teljesített, és mikor a kondenzációs hő a tengerbe kell kiengedni, akkor le kell állítani a második fokozatú kompresszort, és el kell vonni a hőt az intercooler-szeparátor-ból, amelynek olyan kialakításúnak kell lennie, hogy ezt lehetővé tegye. Ezek az egységek ritkán kaphatók a kereskedelemben kész "csomagban" – egy olyan projekttervezőnek kell megterveznie őket, akinek a hűtési technológia a szakterülete, vagy esetleg meg lehet őket rendelni egy gyárban, a megadott specifikációk alapján.

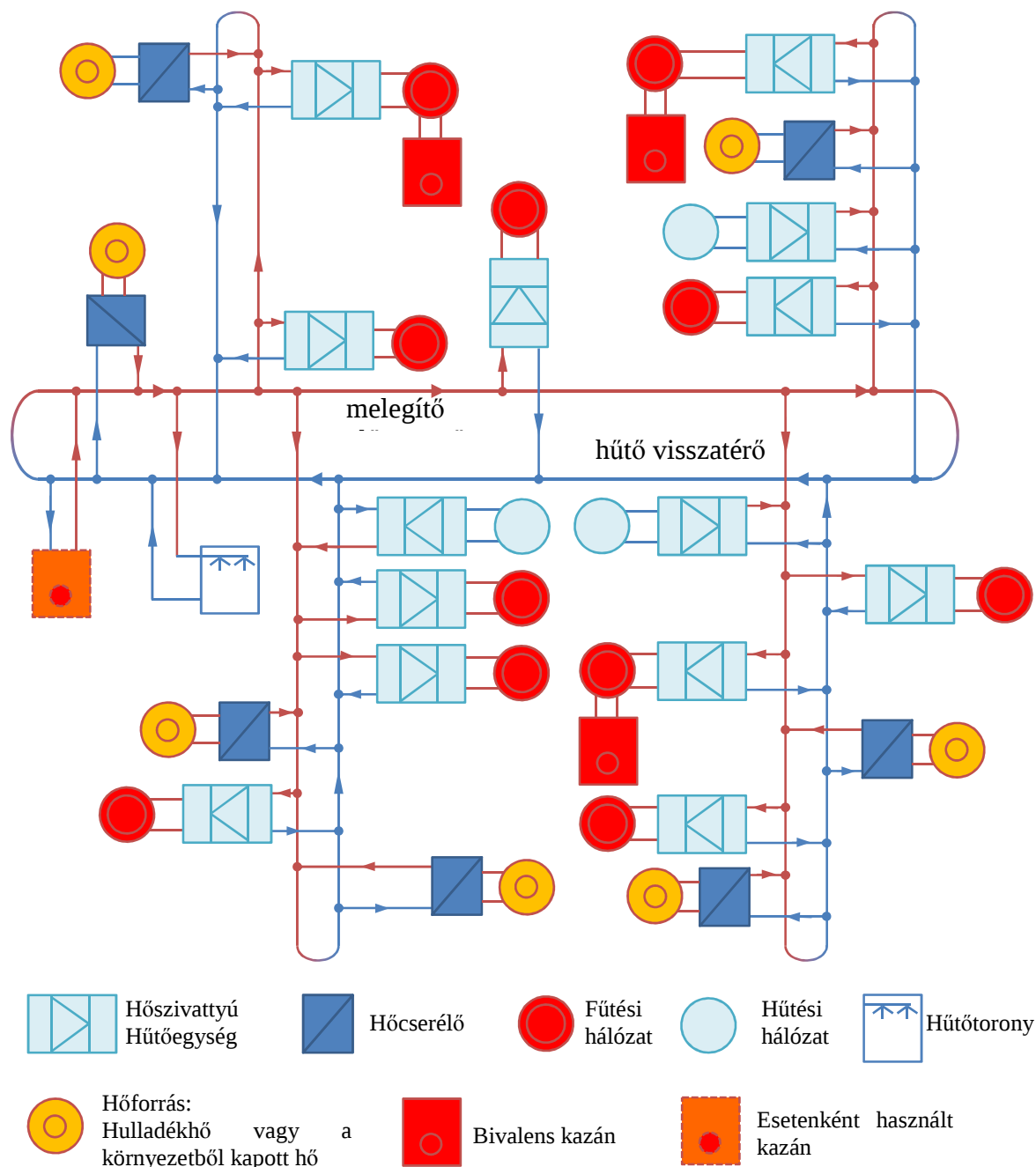


6.10. ábra Indirekt hűtési rendszer víz-víz kétfokozatú kompressziós hőszivattyúval

6.2.2.3. Víz-levegő (vízhurkot tartalmazó, WLHP) rendszerek megfordítható üzemű víz-víz és víz-levegő hőszivattyúkkal

A WLHP a Water Loop Heat Pump systems – vízhurkot tartalmazó (általában víz-levegő) hőszivattyús rendszerek rövidítése. Az általános WLHP rendszerekben található egy úgynevezett vízhurok, ami a hőközvetítő közeg (víz) cirkulációs csőrendszere, és a víz szolgál hőforrásként vagy hőelvezetőként egy víz-víz vagy egy víz-levegő hőszivattyú részére; a rendszert beépíthetik egy fűtött vagy hűtött térbe, épületek fűtési alállomásaiba vagy a használati meleg víz fűtési rendszereibe. Ha egyes hőszivattyúk fűtenek, mások pedig hűtenek, akkor a hő a vízhurkon belül cserélődik ki, és ekkor nem szükséges a hurok fűtése illetve hűtése. Ha a hőszivattyút elsősorban fűtésre alkalmazzák, akkor a vízhurokban csökken a hőmérséklet a hőveszteség következtében, amit egy másik hőforrásból vissza kell táplálni (pl. kazánból). Ha a légkondicionáló rendszerek hűtési üzemmódban dolgoznak, akkor a hő a vízhurokba kerül be, ahonnan fel lehet használni azon hőszivattyúk hőforrásaként, melyek a használati meleg vizet fűtik. Ha a vízhurok hőmérséklete nagyobb bemenő hő miatt folyamatosan emelkedne, akkor a hőt kiengedik a környezetbe (pl. hűtőtoronnyal). A 6.11. ábrán látható az elvi rajz. Ilyen rendszereket általában nagyon nagy méretű épületekben vagy épületegyüttesekben alkalmaznak, általában több felhasználóval. Az esetenkénti fűtést biztosító kazán, valamint a hűtőtornyok üzemeltetési költségeit a felhasználók megosztják, és minden felhasználó fizet a hőszivattyú által fogyasztott energiáért is. A rendszer külön fázisokban is kiépíthető, elsőként a vízhurok csőrendszerét telepítik. Az ezt követően telepített hőszivattyúk teljes kapacitás-korlátját előre megtervezik. A vízhurok csőrendszere olyan hőmérsékletű, hogy hőszigetelésre a gyakorlatban nincs szükség. Annak érdekében, hogy a rendszer egyes hőszivattyúinak bekapcsolásakor illetve kizárásakor fellépő

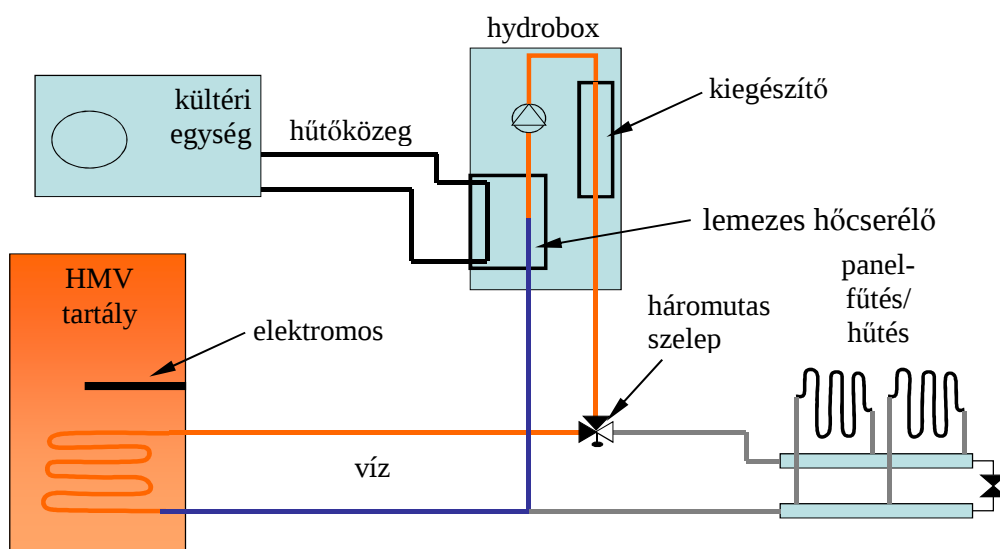
áramlás-változás alatt energiát takarítsunk meg, be kell tervezni a fő cirkulációs szivattyú nyomás-különbségének inverteres vezérlését (ez a szivattyú nem látható a 6.11. ábrán, de bárhol elhelyezhető a fő cirkulációs hurokban). A rendszer hőszivattyúi különböző szerkezetűek lehetnek, a szellőztetési konvektorhoz (légfűtés) hasonlóktól kezdve a légkondicionáló berendezésekben használt légmelegítőkön át az épületfűtésre használt vízmelegítőig illetve kazános használati meleg víz-fűtőkig.



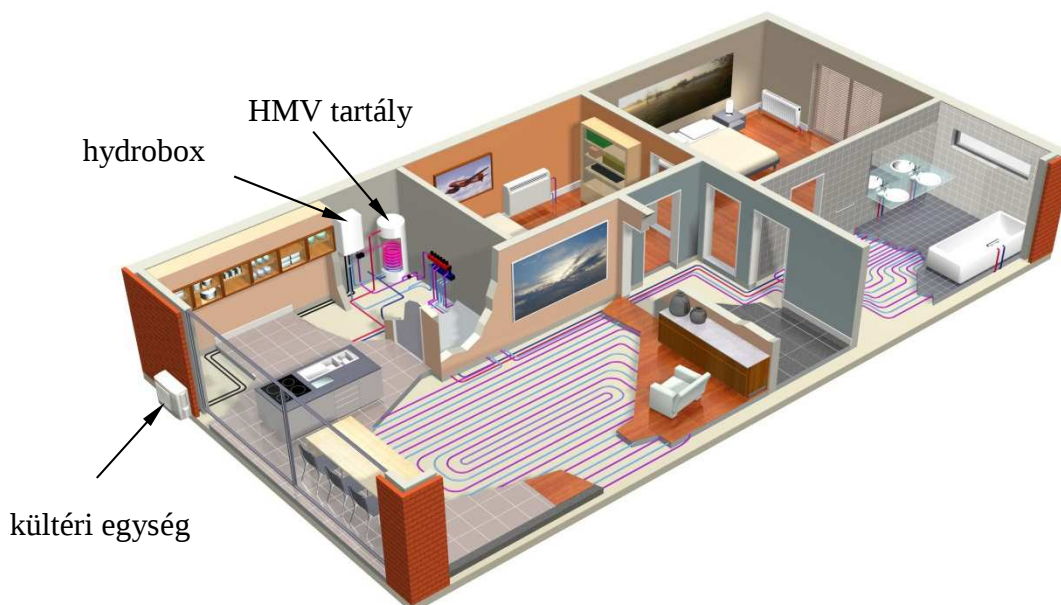
6.11. ábra WLHP rendszer [24]

6.2.2.4. Split rendszerű alacsony hőmérsékletű megfordítható üzemű hőszivattyú vízmelegítésre és használati meleg víz (HMV) melegítésre

Kisebb fűtési és hűtési teljesítmények esetén a split rendszerekhez a piacon kaphatóak olyan hőszivattyúk, melyek beltéri egysége a fűtési célokat, valamint vízhűtési célt is szolgálnak, ebben az esetben a beltéri egységnek van még egy további beépített fűtőegysége. Ezeket a hőszivattyúkat rákötik a használati melegvíz tartályra, amelyben szintén van egy további fűtőegység. Ez gyakorlatilag egy jól megtervezett bivalens párhuzamos rendszer, melynek karakterisztikáit és energia-felhasználását a 6.3.2.1. fejezet tartalmazza. A rendelkezésre álló kisebb teljesítményt és az elérhető hőmérsékleteket figyelembe véve a rendszer családi házakban történő alkalmazásra felel meg, anélkül, hogy le kellene cserélni a meglévő radiátoros hőellátó rendszereket, bár az alacsony hőmérsékletű hőellátó rendszerekkel (szellőztetési konvektorok (légfűtés) illetve panelfűtés) jobb hatékonyság érhető el.



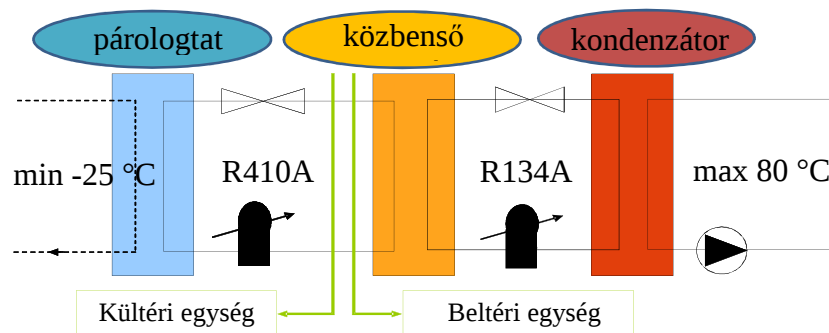
6.12. ábra Az alacsony hőmérsékletű megfordítható üzemű hőszivattyú elvi kapcsolási rajza [24]



6.13. ábra Az alacsony hőmérsékletű megfordítható üzemű hőszivattyú alkalmazása [24]

6.2.2.5. Magas hőmérsékletű kaszkád hőszivattyú csak vízmelegítésre és használati meleg víz melegítésre

Ha a fűtésnél magasabb hőmérsékletre van szükség (radiátorok, HMV), a fent bemutatott rendszerekhez hasonló kisebb üzemeltetési energia-felhasználás (6.12. és 6.13. ábra) egy split rendszerű kaszkád hőszivattyú alkalmazásával érhető el. Ezek a hőszivattyúk beszerezhetők a piacon, és alacsonyabb fűtési teljesítményre is tervezik őket, vagyis radiátoros családi házak fűtésére valamint a használati meleg víz felfűtésére ajánlják őket, a környezeti levegő hőjét használva. Ebben a kialakításban a hőszivattyúnak nincs hűtési üzemmódja.



6.14. ábra Levegő – 410A – R134A – víz (11, 14 és 16 kW) kaszkád hőszivattyú fűtési célokra [24]

6.2.2.6. Magas hőmérsékletű kaszkád hőszivattyú nagyobb rendszerekben (fűtés és hűtés)

A nagyobb lakó- és irodaépületeknél, akár újak, akár felújítottak, nagyon érdekes megoldás a 6.3. és a 6.14. ábrákon látható kaszkád hőszivattyúk kombinálása. A kültéri egységek változó hűtőközeg-áramú (VRF) hőszivattyúk, a hűtőközeg R410A, ez kerül szétosztásra a beltéri egységekbe, melyek tartalmaznak hőcserélőt hűtési célra, valamint egy egyfokozatú kompressziós hőszivattyút a felső kaszkádban a helyiségek és a HMV fűtésére (6.15. - 6.18. ábrák).

6.15. ábra Levegő – R410A – R134A – víz kaszkád hőszivattyú fűtési és hűtési célra: példa az alkalmazásra [24]

Radiátorok vagy ventilátoros konvektorok (fan-coil) (légfűtés) alkalmazásánál a fűtési üzemmódban a rendszer képes energiahatékony fűtésre akár 80 °C hőmérsékletig, alacsony hőmérsékletű környezet mellett. A 6.16, 6.17. és 6.18. ábrákon látható elvi rajzok az egységek egyes részeit mutatják be a különböző üzemmódokban. Fűtés és HMV-melegítés esetén a rendszer kaszkád módban működik, míg hűtési üzemmódban csak a kültéri egység működik, így hatékony fűtési teljesítménytényező érhető el.

6.16. ábra Levegő –R410A – R134A – víz kaszkád hőszivattyú fűtési és hűtési célra: helyiség fűtési üzemmód [24]

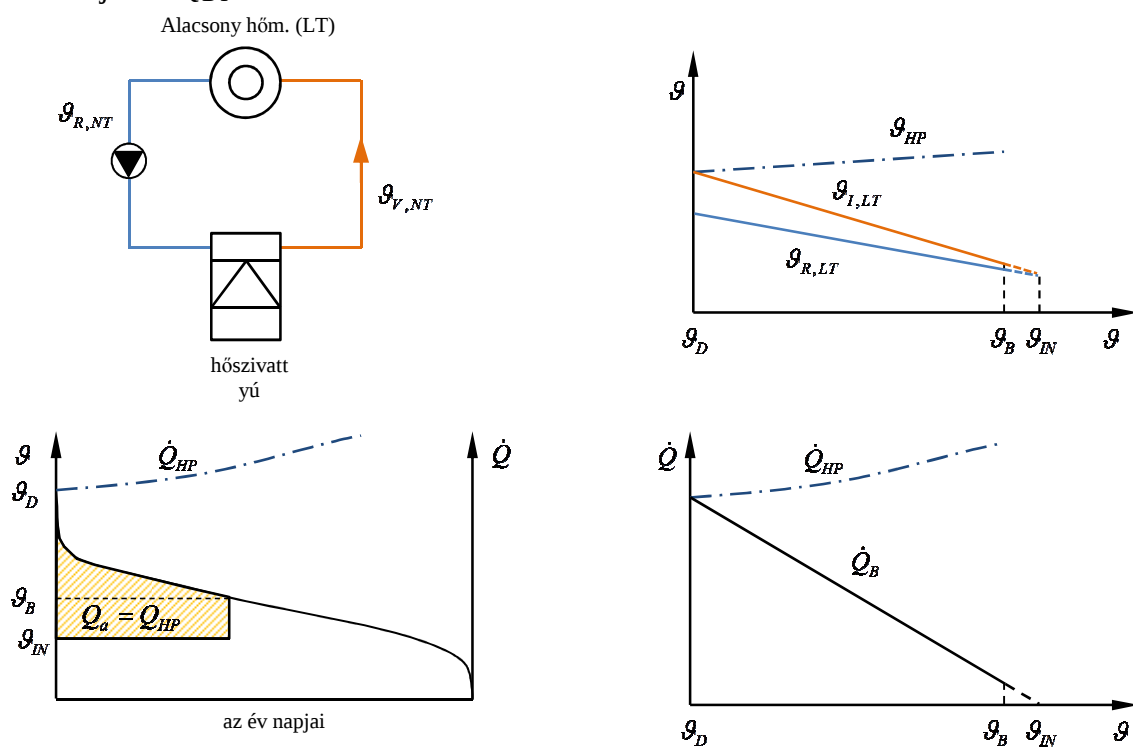
6.17. ábra Levegő – R410A – R134A – víz kaszkád hőszivattyú fűtési és hűtési célra: hűtési üzemmód [24]

6.18. ábra Levegő – R410A – R134A – víz kaszkád hőszivattyú fűtési és hűtési célra: HMV-melegítési üzemmód [24]

6.3. Épületfűtés üzemmódjai

6.3.1. Monovalens üzemmód

Monovalens üzemeltetés esetén az épület hőigényét kizárólag a hőszivattyú működésével biztosítják. A hőellátó rendszert úgy kell megtervezni, hogy olyan hőmérsékleteken működjön, amiket az alkalmazott hőszivattyú el tud érni (a hatékony működés elérése céljából általában alacsony hőmérsékletű, 50 °C-ig terjedő előremenő hőmérsékletű ($T_{V,NT}$) hőszivattyúkat alkalmaznak, a hőellátás pedig általában ventilátoros konvektorokkal (fan-coil) vagy panelfűtéssel történik). A helyiségfűtésnél a környezet hőmérsékletének növekedésével a szükséges $\dot{Q}_H$ fűtési teljesítmény csökken. Ha a hőforrás hőmérséklete a környezet hőmérsékletével együtt nő (pl. a hőforrásként levegőt használó hőszivattyúk esetében), akkor a hőszivattyú $\dot{Q}_{HP}$ fűtési teljesítménye is nő. Lényegében a rendelkezésre álló fűtési teljesítmény és a szükséges fűtési teljesítmény közötti aránytalanság a kinti hőmérséklettel együtt változik, és megfelelően szabályozni kell. Itt nem lesz megfelelő a kétállású ON/OFF kapcsoló. Inverter egységek alkalmazása ajánlott. A 6.19. ábrán a ϑ_D az a tervezési beltéri hőmérséklet, amelyen az épület fűtési igényei a legnagyobbak; a ϑ_{IN} a tervezési beltéri hőmérséklet; a ϑ_B az a kültéri határhőmérséklet, melyen a fűtés leáll; a $\vartheta_{I,LT}$ és a $\vartheta_{R,LT}$ a fűtés vizének előremenő és visszatérő hőmérsékletei az alacsony hőmérsékletű fűtési rendszerben. A Q_a az éves szükséges hőenergia, amely arányos a napfok (a határhőmérséklet és a napi átlaghőmérséklet különbsége adott napon, az év minden napjára összeadva) görbéje (vagy: a külső hőmérséklet gyakoriság-görbéje) alatti színezett területtel, és egyenlő a hőszivattyú éves leadott hőjével: Q_{DT} -vel.

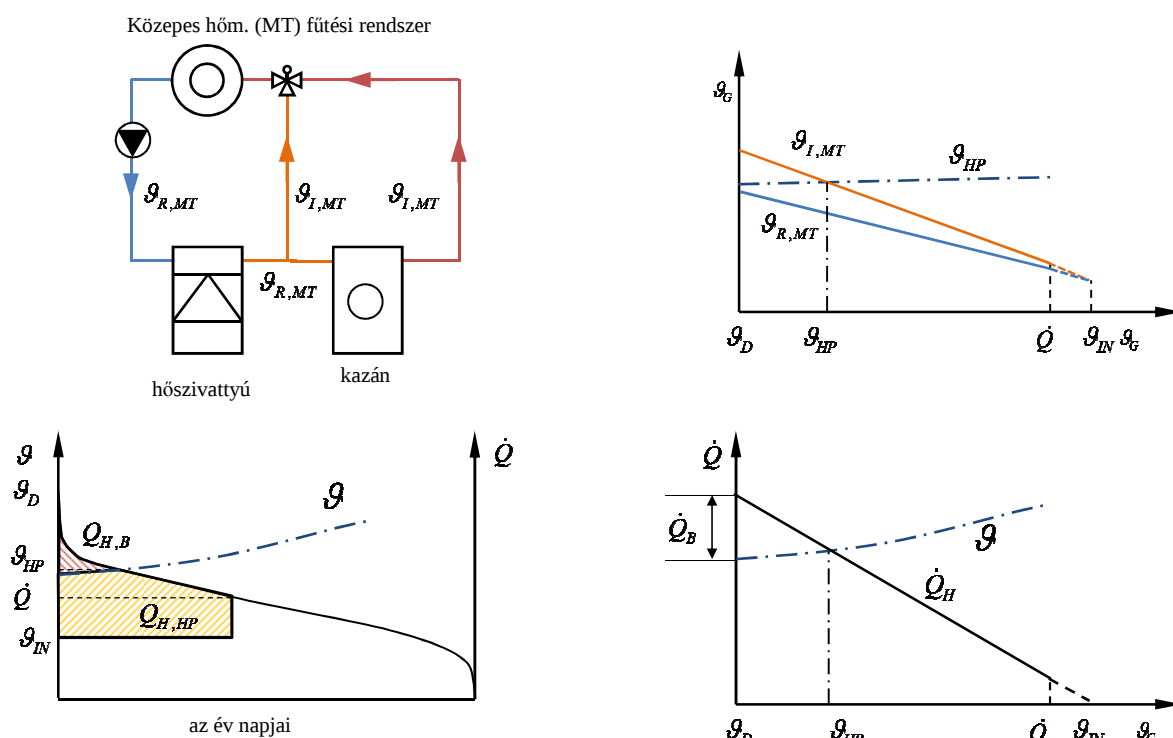


6.19. ábra Monovalens fűtés hőszivattyúval

6.3.2. Bivalens üzemmód

6.3.2.1. Bivalens-párhuzamos üzemmód

A bivalens-párhuzamos üzemmódban (6.20. ábra) az épület fűtési igényét egy hagyományos hőelőállító eszköz (pl. kazán) és a hőszivattyú (alacsonyabb hőmérsékleten) együttes üzemeltetésével elégítik ki. Ezek általában közepes hőmérsékletű hőellátó rendszerek (80 °C-ig, tehát közepes hőmérsékletű fűtési rendszerek), melyek tartalmazznak radiátorokat és hasonló berendezéseket, így ez az üzemmód jól alkalmazható felújítás alatt álló épületeknél. A 6.20. ábrán a ϑ_D az a tervezési kültéri hőmérséklet, amelyen az épület fűtési igénye a legnagyobb; a ϑ_{IN} a tervezési beltéri hőmérséklet; a ϑ_B az a kültéri határhőmérséklet, melyen a fűtés leáll; a $\vartheta_{I,MT}$ és a $\vartheta_{R,MT}$ a fűtés vizének előremenő és visszatérő hőmérsékletei a közepes hőmérsékletű fűtési rendszerben. Az alacsonyabb ϑ_{HP} kültéri hőmérsékletek esetén a hőszivattyú bekapcsolva marad, és a hagyományos hőelőállító eszköz fedezi a szükséges teljesítményt. A hőszivattyú a tervezési külső hőmérséklethez tartozó $\dot{Q}_{HP}$ teljesítményének és a kazán $\dot{Q}_B$ teljesítményének összege megfelel a $\dot{Q}_H$ a tervezési kültéri hőmérsékleten szükséges fűtési teljesítménynek. A ϑ_D tervezési kültéri hőmérsékleten a fűtési rendszerben szükséges $\vartheta_{I,MT}$ előremenő hőmérséklet 50 °C és a maximális 80 °C között mozog, ezért itt figyelmet kell fordítani arra, hogy a $\vartheta_{R,MT}$ visszatérő hőmérséklet mindig a maximális pozitív hőmérséklet alatt maradjon a hőszivattyú kilépő csomóján. A ϑ_{HP} kültéri hőmérsékletet, amely alatt a kiegészítő hőelőállító eszköz (pl. kazán) is használatba kerül, általában bivalens hőmérsékletnek nevezzük, s ez függ a hőszivattyú típusától és az időjárási viszonyoktól is.



6.20. ábra Bivalens-párhuzamos fűtés hőszivattyúval és kazánnal

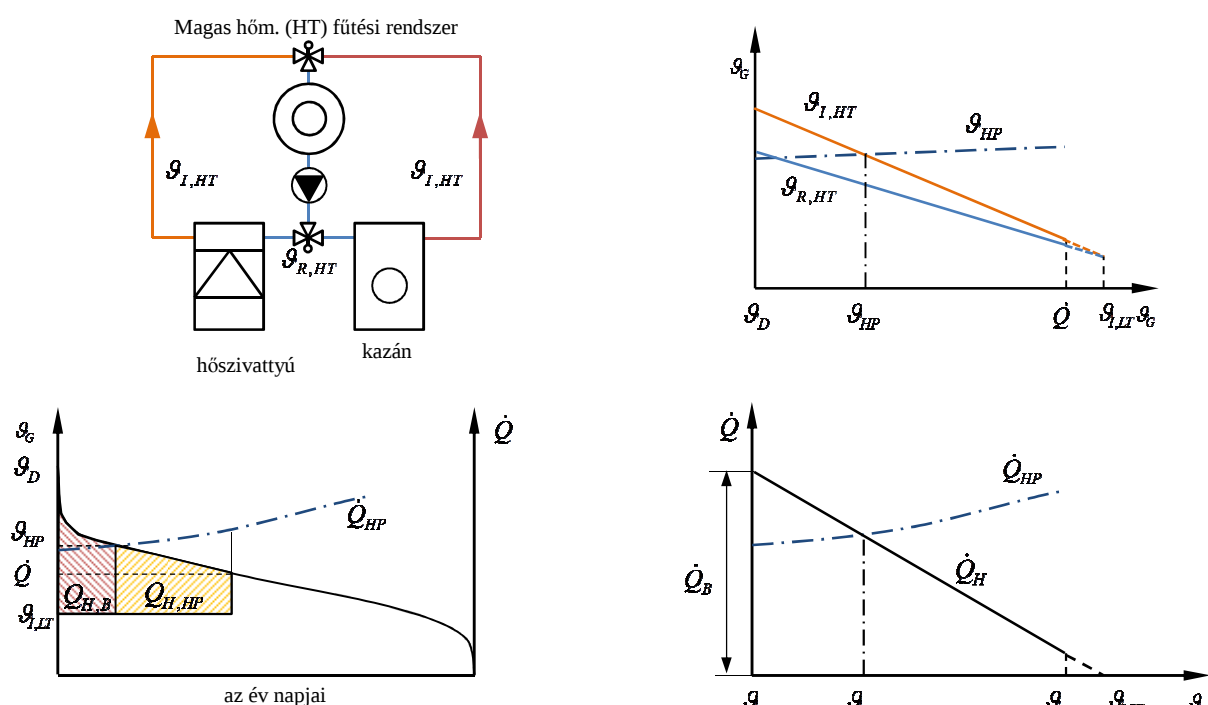
A hőszivattyú által generált $Q_{H,HP}$ hő arányos a napfok (a határhőmérséklet és a napi átlaghőmérséklet különbsége adott napon, az év minden napjára összeadva) görbéje alatti színezett területtel; a kazán által generált Q_B hő arányos a pirossal színezett területtel, a két terület összege pedig a fűtési napfokok teljes összegét adja meg, amelyből az épület névleges

fűtési teljesítményével történő szorzással kiszámítható a fűtés összes hőfelhasználása, az (5.1) és (5.2) kifejezések alkalmazásával.

6.3.2.2. Bivalens-felváltó üzemmód

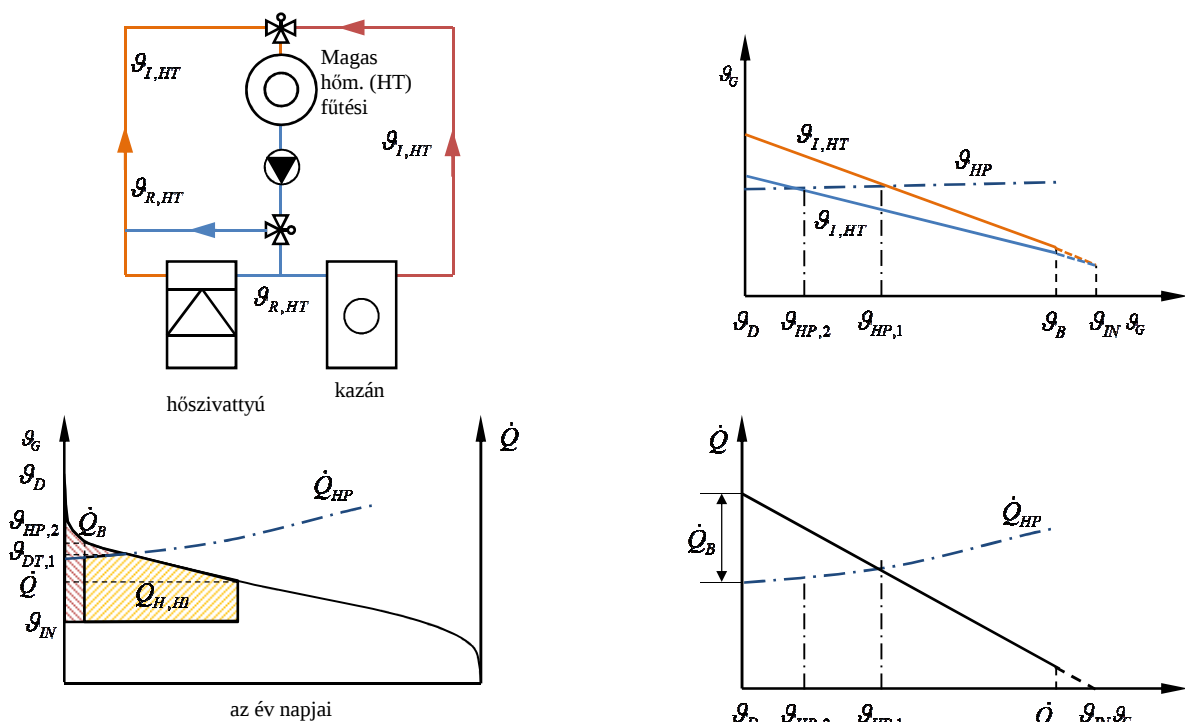
A 6.21. ábrán látható a bivalens-felváltó üzemmód. Mint korábban is, a ϑ_D az a tervezési kültéri hőmérséklet, amelyen az épület fűtési igénye a legnagyobb; a ϑ_{IN} a tervezési beltéri hőmérséklet; a ϑ_B az a kültéri határhőmérséklet, melyen a fűtés leáll; a $\vartheta_{I,HT}$ és a $\vartheta_{R,HT}$ a fűtés vizének előremenő és visszatérő hőmérsékletei a fűtési rendszerben, A hőellátó rendszer kialakítható magasabb hőmérsékletekre is, ekkor a fűtési rendszer $\vartheta_{I,HT}$ szükséges előremenő hőmérséklete 80 °C feletti lehet, és nincs korlátozva a $\vartheta_{R,HT}$ visszatérő hőmérséklet sem (eltekintve a műszaki határoktól a meleg- és a forró vizes rendszerek közötti határvonalnál).

A hőszivattyú alacsonyabb ϑ_{HP} hőmérsékleteknél kapcsol ki, és ekkor a kazánnak el kell érnie a $\dot{Q}_B$ teljesítményt, amely a tervezési kültéri hőmérsékleten megegyezik a $\dot{Q}_H$ szükséges fűtési teljesítménnyel. A hőszivattyú működésével generált hő arányos a napfok görbe alatti narancs színű területtel, a kazán által generált hő a piros színű területtel, a két terület összege pedig a fűtési napfokok teljes összegét adja meg. Ilyen rendszereket akkor alkalmaznak, mikor az alacsony ár miatt választanak hőszivattyút a szükséges nyári hűtési teljesítményhez, amely meghatározza a rendelkezésre álló fűtési teljesítményt is, és ennek felhasználásával – a rendelkezésre álló teljesítménynek, az épület tulajdonságainak, a hőellátó rendszer tulajdonságainak és az időjárási viszonyoknak megfelelően – meghatározható a ϑ_{UP} bivalens hőmérséklet.



6.21. ábra Bivalens-felváltó fűtés hőszivattyúval és kazánnal

6.3.2.3. Bivalens-párhuzamos-felváltó üzemmód

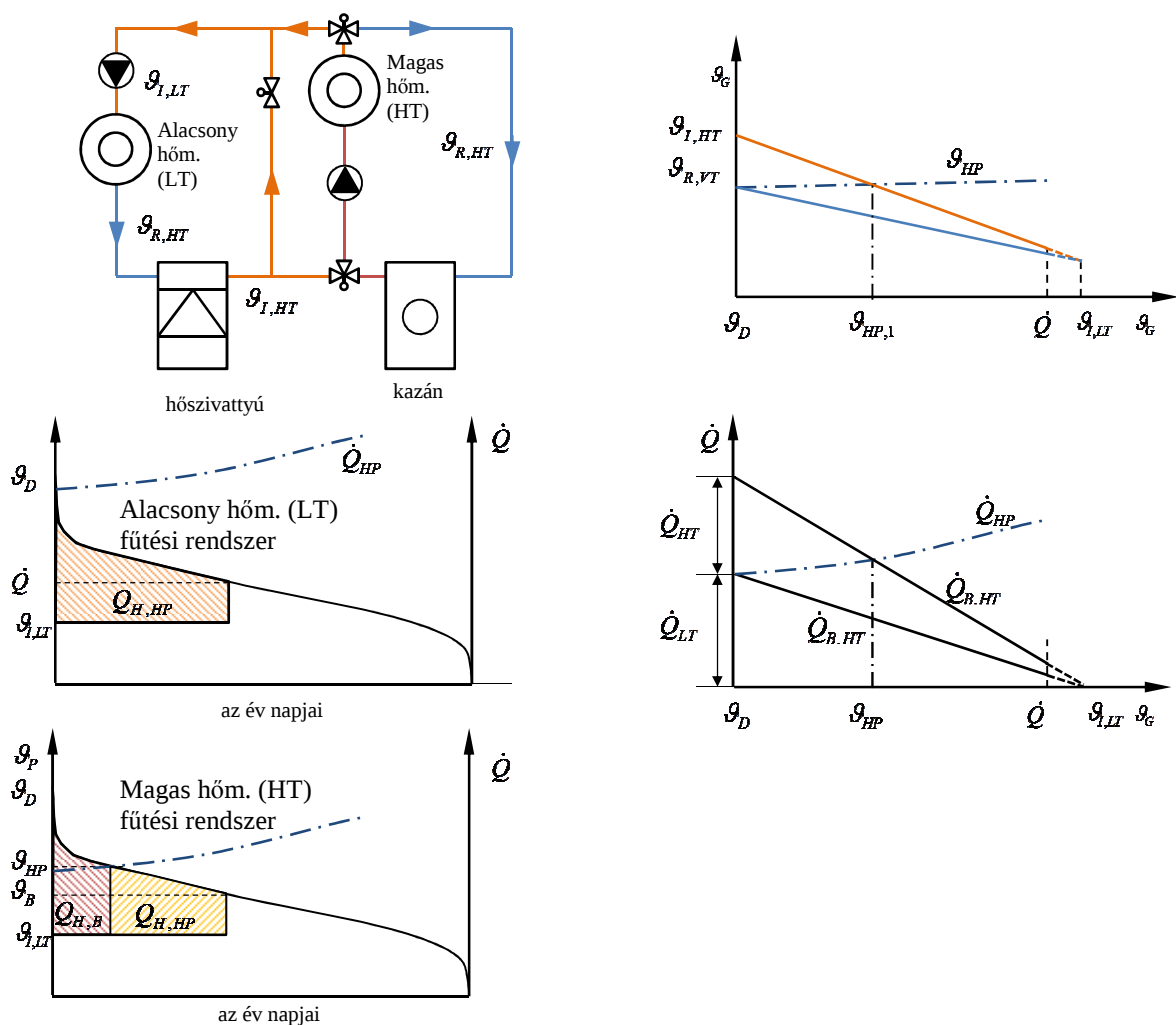


6.22. ábra Bivalens-párhuzamos felváltó fűtés hőszivattyúval és kazánnal

A bivalens-párhuzamos-felváltó üzemmódot ritkábban alkalmazzák. Leggyakrabban magas hőmérsékletű hőellátó rendszerekben használják, ahol két bivalens hőmérséklet van, ϑ_{HP1} és ϑ_{HP2} , és ebben az esetben a ϑ_{HP1} -nél magasabb kültéri hőmérsékleteken a hőszivattyú üzemel, míg a ϑ_{HP1} és ϑ_{HP2} közötti hőmérsékleteken a hőszivattyú és a kazán együttesen üzemelnek. A hőszivattyú a ϑ_{HP1} alatt kapcsol ki, ekkor csak a kazán működik. Ennél az üzemmódnál a tervezés során gondosan kell megválasztani a teljesítményeket és hőmérsékleteket, s ebben az üzemmódban az éves mérleget tekintve a hőszivattyú által előállított energia aránya valamivel magasabb.

6.3.2.4. Bivalens-párhuzamos-hibrid üzemmód

A bivalens-párhuzamos-hibrid üzemmód olyan rendszereknél használható, ahol a hőellátás hibrid hálózatban történik, amely tartalmaz magas hőmérsékletű (pl. radiátorok) és alacsony hőmérsékletű (ventilátoros konvektorok (fan-coil) vagy panelfűtés) fűtőegységeket is. A hőszivattyú teljesítményét úgy választják meg, hogy a ϑ_D tervezési kültéri hőmérsékleten kielégítse az alacsony hőmérsékletű fűtőegységek hőigényét. Az alacsony hőmérsékletű egységek $Q_{B,LT}$ hőfelhasználását a hőszivattyú egész évben fedezi. A ϑ_{HP} -nél magasabb hőmérsékleten, amikor $\dot{Q}_{DT} > \dot{Q}_{G,NT} + \dot{Q}_{G,VT}$, a hőszivattyú fedezi a magas hőmérsékletű egység felhasználását is, abban az esetben, ha a hőszivattyú $\vartheta_{I,HP}$ előremenő hőmérséklete magasabb a magas hőmérsékletű fűtési rendszer $\vartheta_{I,HT}$ szükséges előremenő hőmérsékleténél. A kazán teljesítményét úgy választják meg, hogy a ϑ_D tervezési kültéri hőmérsékleten képes legyen a magas hőmérsékletű ciklusban a hőfogyasztók felhasználásának fedezésére.



6.23. ábra Bivalens-párhuzamos-hibrid fűtés hőszivattyúval és kazánnal

7. A HŐSZIVATTYÚS FŰTÉSI- ÉS HŰTÉSI RENDSZEREK GAZDASÁGOSSÁGI VIZSGÁLATA

A költségek szempontjából leghatékonyabb fűtési rendszer megválasztásához szükség van a berendezések, az energiaárak, a karbantartási költségek és munkabérek, valamint a piaci körülmények pontos ismeretére.

7.1. A rendszer üzemeltetésének összköltsége

A fűtési rendszer éves összköltségébe beletartozik a C_c beruházási költség, a C_e energiaköltség, valamint a C_m a rendszerrel és annak fenntartásával kapcsolatos költségek [35]

$$C_T = C_c + C_e + C_m \quad (7.1)$$

A hőelőállító rendszerek gazdaságossági vizsgálatára több módszert is alkalmaznak.

Az alkalmazott számítási módszertől és a piaci körülményektől függően az eredmények többé-kevésbé eltérnek egymástól.

A tőke és az energia árát például több különböző tényező befolyásolja, mint pl. a befektetésben a saját tőke és a kölcsön aránya, a kamatok mértéke, a vizsgált időszak hossza, az árváltozások, stb. Hasonló tényezők befolyásolják a fenntartási költségeket is.

A [35] referenciában leírt két módszer felhasználható az éves összköltség kiértékelésére.

Az első egy statikus módszer, amely a megtérülési ráta kiszámítását alkalmazza, ahol az összes befektetett költség a fűtési eszközök beszerzésének és telepítésének költségét jelenti az adott rendszer élettartamával elosztva.

A második a dinamikus módszer, amely az átlagos éves költséget határozza meg, figyelembe véve a befektetés időtartamát, a kamatok mértékét, az energia- és a fenntartás árának változását, valamint a berendezések értékcsökkenéssel számított várható értékét a vizsgált idő leteltét követően.

A számítás mindkét módszernél felhasználja a berendezések élettartamát. A fűtési rendszer egyes elemeinek élettartamára vonatkozó adatok tudományos kutatásokban feljegyzett felhasználói tapasztalatokból származnak [10], [52]. Az átlagértékeket a 7.1. táblázat tartalmazza.

7.1. táblázat A fűtési rendszer egyes elemeinek élettartama

A fűtési rendszer eleme illetve egysége	Élettartam [év]
kisebb méretű hőszivattyúk	15
nagyobb hőszivattyúk	25
Napenergia-hasznosítók	15
tartályok	25
hőforrások	25
szerkezetek (kazánhelyiségek, erőművek)	50
villamos rendszer csatlakozása	50
kazán és olajégő	15
hőellátó rendszer	30

7.2. Beruházási költség

A rendszer árának meghatározásánál, különösen instabil piaci körülmények esetén, ugyanazon rendszer összköltségére jelentősen eltérő eredményeket kaphatunk, a gyártótól és a fűtési rendszer kiépítési körülményeitől függően.

A berendezések telepítési költségére – amely a rendszer összköltségének részét képezi – nagy hatással lehet a vállalkozó szakértelme és tapasztalata. Minél kevesebb tapasztalattal rendelkezik a vállalkozó az adott projektre vonatkozóan, annál magasabb díjat fog ajánlani.

Vannak azonban általánosan elfogadott, hőszivattyúk beszerzésében és telepítésében szerzett tapasztalatokra alapuló standard adatok, melyek stabil piaci körülményeket és a magatartási kódexnek megfelelő eljárást feltételeznek. Ebben a tanulmányban ezeket a standard adatokat használjuk a rendszer hozzávetőleges költség-elemzéséhez.

Az egyszerű megtérülési ráta módszernél a beruházási költséget így fejezzük ki:

$$C1_c = \sum \frac{C_i}{\tau_i}, \quad (7.2)$$

ahol C_i a fűtési rendszer egyes elemeinek az ára, τ_i az élettartamuk évben megadva.

A dinamikus módszernél, ha a vizsgált időszak megegyezik a rendszer élettartamával, a bekerülési költséget a következő kifejezéssel számítjuk:

$$C_c = K_p f_a, \quad (7.3)$$

ahol K_p a kezdeti befektetési költség, f_a pedig a kamat számításba vételét szolgáló tényező.

Az f_a tényező a következő kifejezéssel számítható ki:

$$f_a = \frac{(q-1)q^n}{q^n - 1}, \quad (7.4)$$

ahol $q = 1 + p / 100$ az éves kamat számításba vételét jelentő tényező, a p a számított kamat, és n a vizsgált időszak évben megadva. A vizsgált időszaknak egyenlőnek kell lennie a rendszer élettartamával.

Mivel a fűtési rendszer egyes elemeinek az élettartama hosszabb a megadott vizsgált időszaknál, ezek értékcsökkentett értékét az f_r tényezővel fogjuk figyelembe venni, aminek az értékét így fejezhetjük ki:

$$f_r = \frac{\tau - n}{\tau} \left(\frac{k_e}{q} \right)^n, \quad (7.5)$$

ahol $k_e = 1 + e / 100 >$ az újbóli ellátás költségnövekedésének számításba vételét szolgáló tényező. Ezt a tényezőt a következő kifejezésekben $k_e=1$ értékkel vesszük figyelembe.

Ha az értékcsökkentett értéket figyelembe vesszük az f_r tényezővel, akkor a dinamikus módszerrel a következő kifejezést használjuk a befektetési költség meghatározására:

$$C_c = f_a \sum K_i (1 - f_{ri}), \quad (7.6)$$

ahol a fűtési rendszer minden i -elemére (hőszivattyú vagy kazán, hőcserélők, tartályok vagy hasonló eszközök) beszámítjuk a rájuk vonatkozó élettartamot, de minden elemre ugyanakkora n vizsgált időszakot alkalmazunk.

Az egységek és a rendszer árát a valós ajánlatok alapján és a szükséges elemek jegyzékét is tartalmazó előzetes műszaki tervek beszerzése után kell meghatározni.

7.3. Energiaköltségek

A C_e villamos energia költségét a C_{es} beruházott teljesítmény díjának és a C_{ep} felhasznált energia díjának összegeként fejezzük ki

$$C_e = C_e + C_{ep}. \quad (7.7)$$

A beruházott teljesítmény a fűtési rendszertől függ. A hőszivattyút használó fűtési rendszereknél ez a kompresszor teljesítményének és a szivattyú (vagy ventilátor) teljesítményének az összege.

Ha az éves energia-költséget a statikus módszerrel számítjuk ki, akkor az éves költség egyenlő a (7.7) kifejezésben számítottal, vagyis $C_{1e} = C_e$.

Ha az éves költséget n évnél hosszabb időszak költségére vonatkozóan számítjuk, és figyelembe vesszük az árváltozást is (dinamikus módszer), akkor az éves energia-költséget így adjuk meg:

$$C_e = C_e f_d d, \quad (7.8)$$

ahol d a leszámítási (diszkontálási) tényező, amelyet így számítunk ki:

$$d = \frac{q^n - e^n}{q^n (q - e)}. \quad (7.9)$$

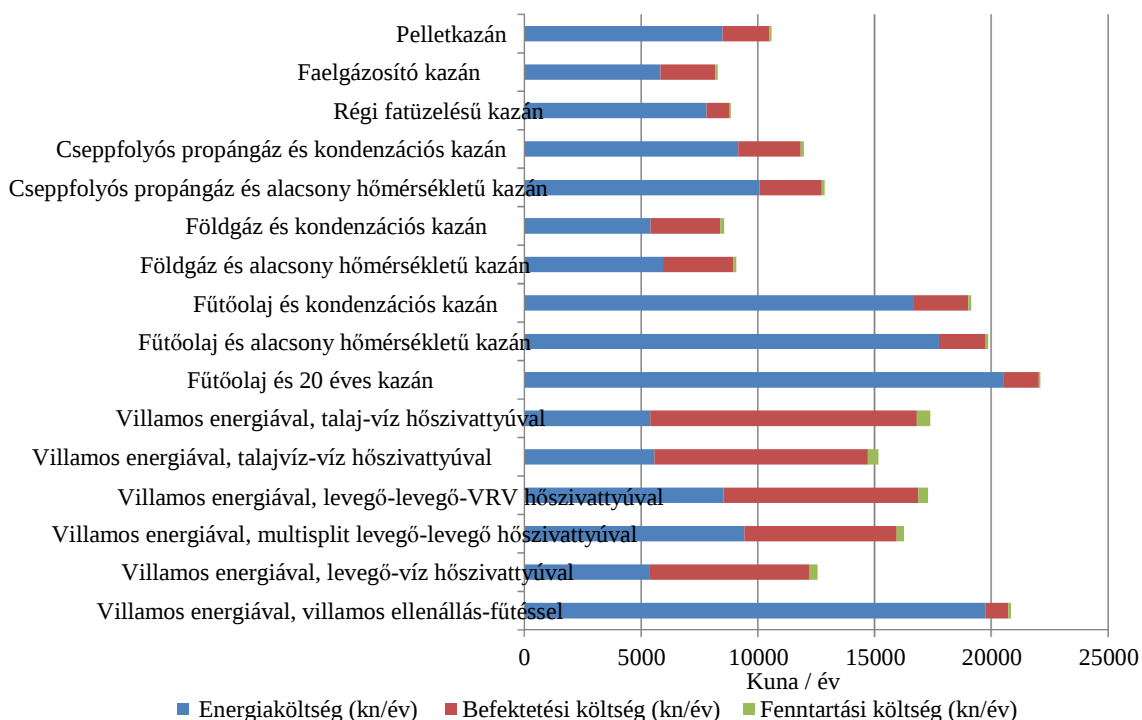
A (7.9) kifejezésben az e az árnövekedés tényezőjét jelenti.

7.4. Fenntartási költségek

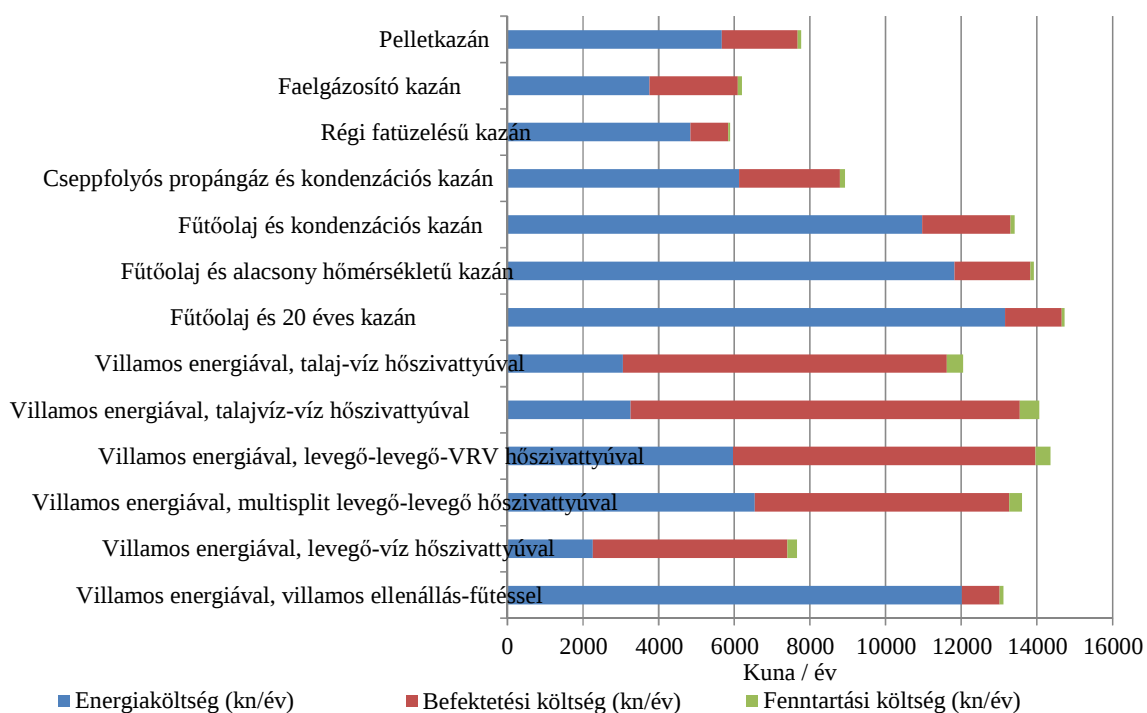
Egy fűtési rendszer éves fenntartási költségét tapasztalatokból származó adatokból kapjuk: [35], [12]; és a rendszer kezdeti értékének 4 - 6%-a közé tehető.

7.5. Családi házaknál alkalmazható különböző fűtési rendszerek összköltségének példaszámítása

A fűtéshez és a használati meleg víz előállításához felhasznált energia költsége nem csak az energiaáraktól függ, hanem a helytől is, mert az hatással van az energia-felhasználásra, valamint az energiát felhasználó rendszer hatékonyságától. A 7.1. és 7.2. ábrákon két azonos alapterületű családi ház energia-költsége látható (ebben az esetben az alapterület 150 m^2 , a szigetelés a HRN. U.J5.600 követelményeinek megfelelő), Zágrábban illetve Split-ben, különböző fűtési rendszerekkel. A példában megtalálhatók a dinamikus módszerrel számított összköltség irányértékei, valamint a hőszivattyúk helyzete a többi fűtési rendszerhez képest. Az árak HRK-ban (horvát kunában) vannak megadva, és a 2008-as évre vonatkoznak, amikor az elemzést végezték a UNDP Croatia (az ENSZ Horvátországi Fejlesztési Programja) EE (energiahatékonysági) projektje számára [37].



7.1. ábra A fűtés és HMV-melegítés összköltsége és a költségek összetétele egy zágrábi 150 m²-es családi ház esetében



7.2. ábra A fűtés és HMV-melegítés összköltsége és a költségek összetétele egy split-i 150 m²-es családi ház esetében

8. ESETTANULMÁNYOK

8.1. 1. Esettanulmány Változó hűtőközeg-áramú (Variable Refrigerant Flow, VRF) hűtési/hőszivattyús rendszer alkalmazásának összehasonlítása a hagyományos elektromos illetve bivalens fűtési rendszerekkel egy Dubrovnik-i iskola esetében

A [38] tanulmány annak lehetőségét vizsgálta meg, hogy hogyan lehetne a Dubrovnik-i “Luka Sorkočević” művészeti iskola villamos ellenállás-fűtését energiahatékonyabb fűtési rendszerre cserélni. Az épület műemlékvédelem alatt áll, ötszintes, a hasznos alapterülete 1730 m². Jelenlegi állapotában központilag fűtik villamos ellenállás-fűtéssel, az alagsorban található kazánházból. A fűtőegységek radiátorok.

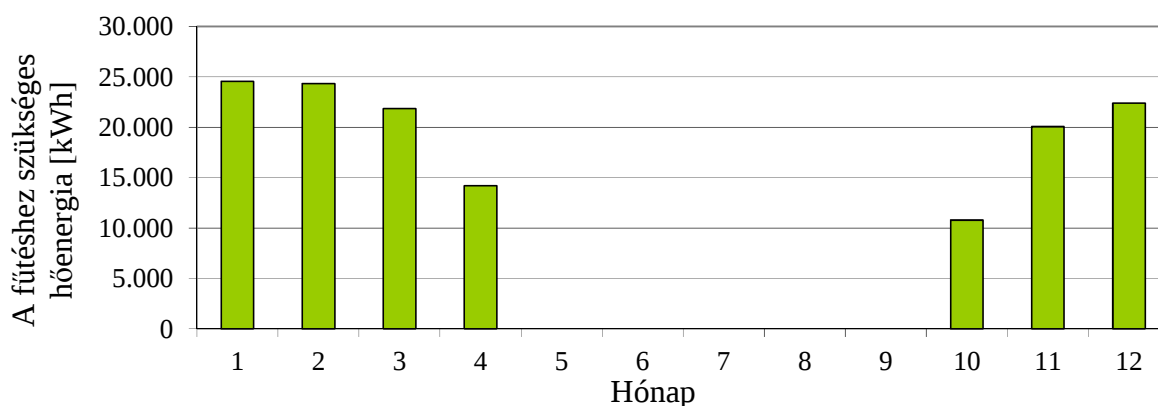


8.1. ábra Elektromos kazánok és a hőellátó rendszer

8.1.1. A hőfelhasználás szimulációja

A szükséges fűtési teljesítmény 128 kW. A számlák szerint a villamos energiafelhasználás három éves átlaga 211 973 kW.

A fűtésre felhasznált éves hőenergia a szerző által kifejlesztett szoftver számítása alapján 138 209 kWh.



8.2. ábra A fűtéshez szükséges hőenergia havi bontásban

8.1.2. Fűtési- és hűtési rendszerek

8.1.2.1. Bivalens-párhuzamos fűtés

Az egyik lehetséges megoldásként bivalens-párhuzamos fűtést vizsgáltak, közepes hőmérsékletű levegő-víz kaszkád hőszivattyút a meglévő elektromos kazánokkal kombinálva.

Az ilyen típusú rendszer alkalmazásának alacsony a befektetési költsége, mivel nincs szükség a radiátorok és a csőrendszer cseréjére.

A hőszivattyú összekapcsolható a meglévő elektromos kazánokkal, így amikor a külső hőmérséklet magasabb a bivalens hőmérsékletnél, akkor a hőszivattyú önállóan biztosítja a fűtéshez szükséges hőt, az elektromos kazánokat pedig csak kiegészítő fűtésre használják. Az épület hűtése ebben az esetben nem lehetséges. Szükséges, hogy a fűtővíz hőmérséklete a környezeti levegő függvényében folyamatosan szabályozva legyen. A hőszivattyú kaszkád típusú lehet (6. fejezet 6.14. ábra). A szükséges fűtési teljesítmény külső hőmérséklettől való függését ábrázoló grafikon azt mutatja, hogy a bivalens hőmérséklet $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, a hőszivattyú által biztosított teljesítmény pedig 96 kW .

8.3. ábra A szükséges fűtési teljesítmény a külső hőmérséklet függvényében

8.4. ábra A vizsgált hely napfok görbéje, a villamos ellenállás-fűtés energiateljesítményével (piros) és a hőszivattyús fűtés energiateljesítményével (szürke)

A hőszivattyús fűtéshez szükséges villamos energia éves fogyasztását szimuláció eredményeként kapjuk, és a mértéke 43 713 kWh, míg az elektromos kazánok villamos energiafelhasználása 5402 kWh, ezek összege 49 415 kWh. Az elektromos kazánnal végzett fűtés hőenergiájának aránya a teljes fogyasztásban 9,8%. A vizsgált hely vonatkozásában a 8.4. ábrán a napfokok görbéje hasonló eredményt mutat. A számítási eredmények és a 8.4. ábra adatai közötti kisebb eltérések abból adódnak, hogy a szimuláció figyelembe veszi az üzemeltetési időt, ezt a napfok görbénél viszont nem lehet figyelembe venni.

Ha a fűtéshez szükséges összes energia (beszámítva a veszteségeket is) 145 119 kWh, akkor az átlagos éves fűtési tényező 2,93. Így a fűtés éves költsége 9330 EUR.

A vizsgált rendszer által elért éves megtakarítás 9317 EUR a jelenlegi állapothoz képest.

Ha 36 000 EUR-t fektetnek be, akkor a megtérülési idő 3,9 év. A CO₂-kibocsátás évente 50,72 tonnával csökken.

Kaszád közepes hőmérsékletű hőszivattyú alkalmazása esetén a befektetés rövid idő alatt megtérül. Ez a rendszer ennek ellenére sem javasolt, mivel az épület hűtésére is szükség van, ami a meglévő radiátorok lecserélése nélkül nem lehetséges.

8.1.2.2. VRF (változó hűtőközeg-áramú) hőszivattyú

A következőkben egy levegő-levegő, változó hűtőközeg-áramú (VRF) hőszivattyús rendszer (6.3.-6.6. ábrák) alkalmazásának vizsgálatát mutatjuk be. A beltéri és kültéri egységeket összekötő csőrendszer átmérője sokkal kisebb lehet, mint az ugyanilyen teljesítményű, de vizet használó fűtési- és hűtési rendszeré. Mivel kisebb csövekre van szükség, a rendszer megfelelő a műemlékvédelem alatt álló épületekhez, melyeken nagyobb építési munkák nem végezhetők. Öt különálló VRF rendszert terveztek, minden szintre egyet, az iskolaépület különböző részeire.

A VRF rendszer szimulációját elvégezték a rendszer részleges terhelésű üzemeltetésére is. A fűtés éves villamos energia-szükséglete 28 858 kWh, a fűtés SPF értéke pedig 5,02. Az éves fűtési költség 4200 EUR.

A vizsgált rendszer által elért éves megtakarítás 14 500 EUR a jelenlegi állapothoz képest. 94 000 EUR befektetéssel a megtérülési idő 6,5 év.

A CO₂-kibocsátás évente 61,6 tonnával csökken.

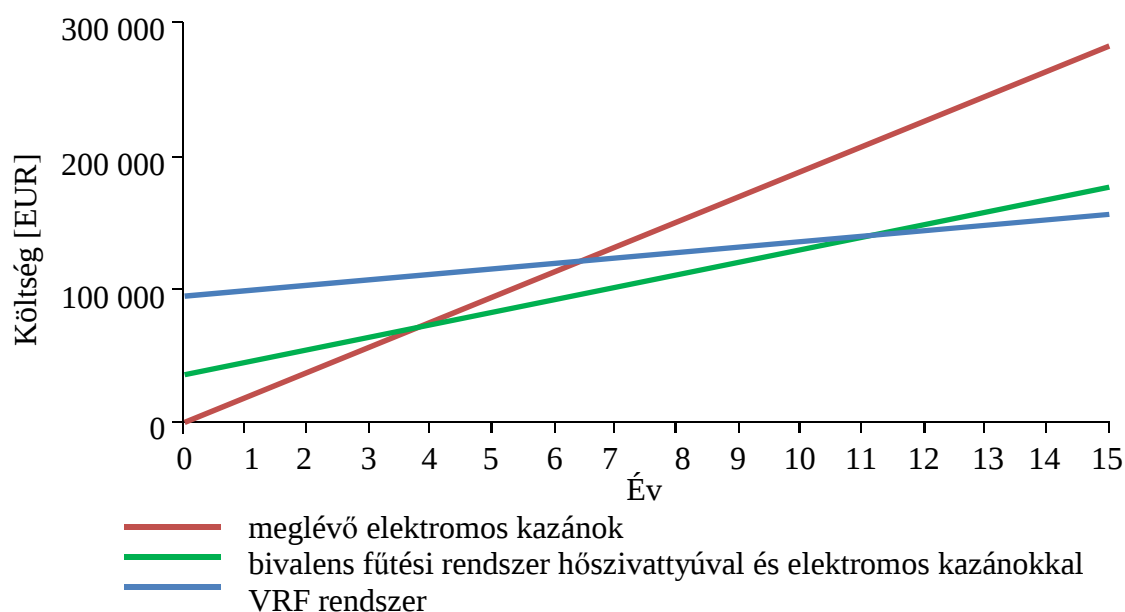
A VRF rendszer hűtést is biztosít az épületben. A fűtéshez szükséges hő a számítások szerint 68 444 kWh, amelynek előállításához 9426 kWh villamos energia szükséges. Az SPF (ESEER, Európai Szezonális Energia-hatékonysági Mutató) 7,2, míg a villamos energia éves költsége 1200 EUR.

8.1.3. Gazdaságossági mutatók

A két rendszer vizsgálatának áttekintésekor első pillantásra a bivalens fűtési rendszer tűnhet költséghatékonyabbnak, mivel kisebb befektetési költséggel és rövidebb megtérülési idővel jár. Másrészt viszont a VRF rendszer ugyan drágább, de lehetővé teszi a hűtést a nyári időszakban, és sokkal magasabb komfortot biztosít a helyiségekben. A bivalens-párhuzamos fűtés befektetési költsége 36 000 EUR, s ha ezt elosztjuk a várható élettartammal vagyis 12 évvel, az éves beruházás 3000 EUR lesz. Az energián az éves megtakarítás 9317 EUR, így a teljes megtakarítás 6 317 EUR évente, vagyis 75 804 a 12 évre vetítve.

A második esetben a befektetési költség 94 000 EUR, s ha ezt elosztjuk a várható élettartammal, 15 évvel, akkor azt az eredményt kapjuk, hogy az éves kiadás 6267 EUR.

Az energián az éves megtakarítás 14 500 EUR, így a teljes megtakarítás 8233 EUR évente, vagyis 98 796, ha 12 évre számítjuk. Ugyanannyi időt figyelembe véve (12 évet) a második rendszer költséghatékonyabb, és – mint már említettük – nagyobb komfortot is biztosít.



8.5. ábra Fűtési költségek 15 évre

A VRF rendszer a kondenzációs- valamint az olajkazánoknál is hatékonyabb, mind az energia-költségek, mind a CO₂-kibocsátás vonatkozásában. A vizsgált épületre végeztek éves energiafelhasználási vizsgálatot az elektromos kazánnal, a kondenzációs kazánnal (földgázzal üzemelő) és az olajkazánnal történő fűtésre is. A 8.1. táblázat az energiafelhasználást és a CO₂-kibocsátást mutatja be a VRF rendszerrel összehasonlítva.

8.1. táblázat Energiafelhasználás és CO₂-kibocsátás

Fűtési rendszer	Éves felhasználás	Éves költség [EUR]	Éves CO ₂ -kibocsátás [tonna/év]
VRF rendszer	Villamos energia – 28 858 kWh	4200	15,3
Kondenzációs kazán (gázzal üzemelő)	Földgáz – 14 953 m ³	6600	28,4
Olajkazán	Fűtőolaj – 14 818 l	8800	38,5
Elektromos kazán	Villamos energia – 145 119 kWh	18 700	76,9

A vizsgálat azt mutatta meg, hogy költséghatékonyság szempontjából a hőszivattyús rendszer a legjobb a műemlékvédelem alatt álló épületek hőtechnikai rendszereinek az energiahatékonyság növelése céljából történő felújítására, mérsékelt mediterrán éghajlatú területen. A hőszivattyú alkalmazásával hűtés is lehetővé válik a nyári időszakban, ami szintén fontos, mivel növeli az épület komfortját.

8.2. 2. Esettanulmány Víz-levegő (vízhurkot tartalmazó, WLHP) rendszer alkalmazása egy kórházkomplexumban, a tengervíz hőforrásként való alkalmazásával

A [39] energia-vizsgálat célja az volt, hogy a Rovinj-i “Prim.dr. Martin Horvat” Ortopédiai- és Rehabilitációs Kórházkomplexum részére energiahatékonysági intézkedéseket és energetikai rendszer-koncepciókat dolgozzanak ki.

A komplexum a tengerpart mellett 20 ha-os területen helyezkedik el, és 17 különálló épülettel rendelkezik, melyek rá vannak kötve a hőtechnikai rendszerre. Az épületek bruttó alapterülete összesen 10 118 m². A legtöbb épületet az osztrák-magyar időkben építették. A komplexum egész évben nyitva tart, 130-an dolgoznak itt (a szezonális munkavállalókkal együtt), míg a használók száma 250-350 fő. Télen a használók száma kb. 80 fő.



1. Bejárat kapu
2. M.A.R.E. Központ
3. III Épület (“A” Osztály)
4. Összekötő épület
szobák (III. szárny) –
adminisztrációs épület
5. Adminisztrációs épület
6. Templom
7. B Épület
8. Fizikoterápia
9. Kazánház
10. Mosoda
11. Konyha és étkeзде
12. IV. Osztály
13. Elkülönítő
14. Télikert
15. Garázs
16. Halottaskamra
17. Raktár
18. Ácsműhely
19. Lakóépület

8.6. ábra “Prim.dr. Martin Horvat” Ortopédiai- és Rehabilitációs Kórházkomplexum

A hő a kazánházból kerül elosztásra, amelyben található két meleg vizes kazán (3480 kW összteljesítménnyel), melyek a vizet 80 °C előremenő hőmérsékletre fűtik, valamint két gőzkazán (1775 kW összteljesítménnyel), melyek 0,5 bar előremenő nyomású száraz telített gőzt állítanak elő. A kórház fűtési rendszerei 25-30 évvel ezelőtt gőzt használtak, de a későbbi felújítások során az egész évben használatban lévő épületeket felszerelték illetve átalakították meleg vizes fűtési rendszer alkalmazására.

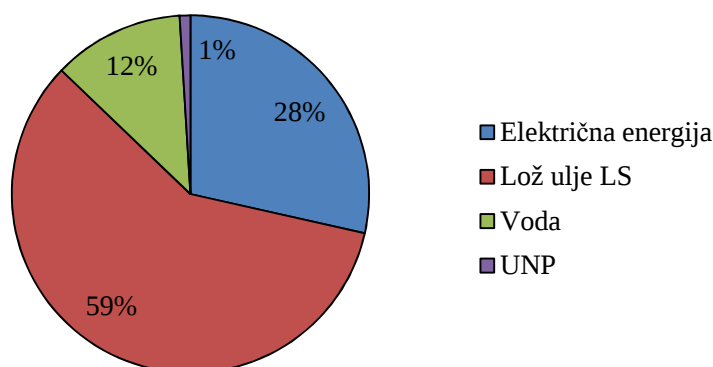
Ma az épületekben meleg vizes fűtési rendszer működik. A hőfogyasztók 2100 kW-os összes teljesítményéből kb. 660 kW-ot tesz ki a használati meleg víz felfűtése a kazánokban, és a maradék, 1440 kW az épületek fűtését biztosítja.

A kazánházra van rákötve a mosoda (373 kW) és a konyha (347 kW) is. A mosoda készülékeinek, valamint a konyhai eszközök egy részének a működéséhez használt gőzt is felhasználják a fenti létesítmények fűtésére, a IV. Osztályon (160 kW), valamint az ottani szellőztető rendszer fűtésére is.

A villamos energia, az LS (alacsony kéntartalmú) fűtőolaj, az LPG (cseppfolyós gáz) és víz költségei lentebb találhatóak. Az éves költség 1 788 006 HRK.

8.2. táblázat A Rovinj-i “Martin Horvat” Kórház energia- és vízfogyasztása

Energiafogyasztás / év	Átlagosan
Villamos energia [kWh]	587 002
LS fűtőolaj [kg]	278 165
LS fűtőolaj energiája [kWh]	3 143 265
LPG [kg]	2741
LPG energiája [kWh]	33 717
Víz [m ³]	12 588



8.7. ábra Energiafogyasztás költségének megoszlása

A kórházkomplexum fűtése éves hőenergia-felhasználásának szimulációját a szerző által kifejlesztett szimulációs szoftverrel végezték. A komplexum épületeinek hőfelhasználása évente 1 581 261 kWh.

A villamos energiafelhasználás évente 564 017 kWh/a.

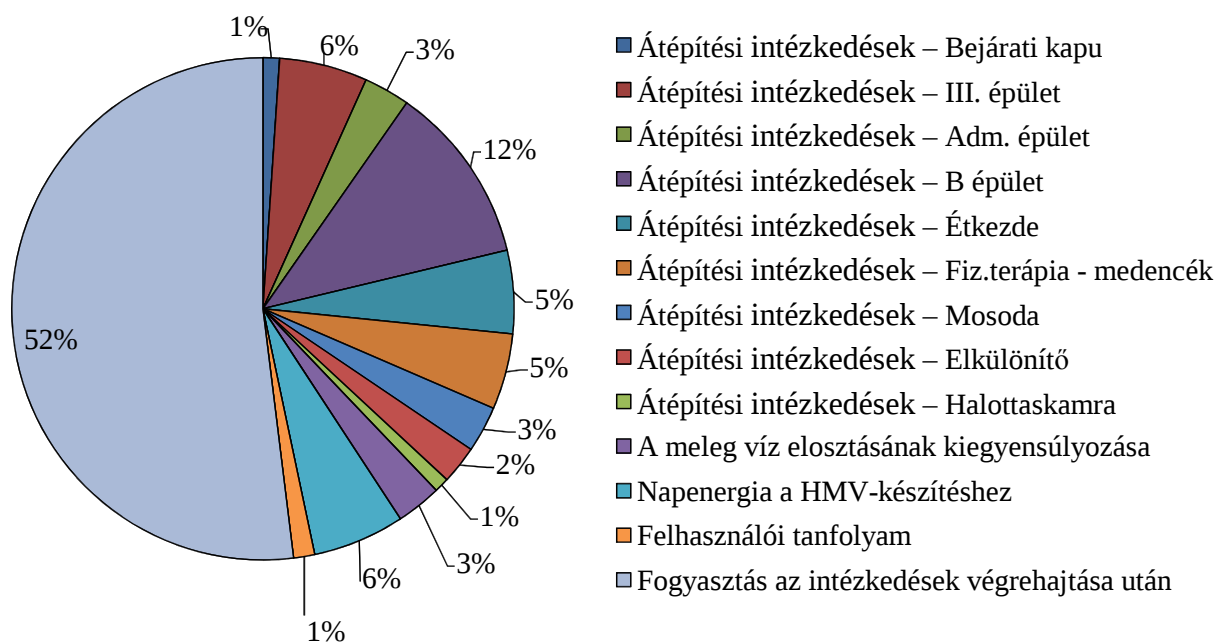
A tanulmány megvizsgálta az energiahatékonysági intézkedések lehetőségét is – a jelenlegi állapotra, a hőtechnikai létesítmények átépítése nélkül:

- Energia-menedzsment Rendszer (EMS) – felhasználói tanfolyam

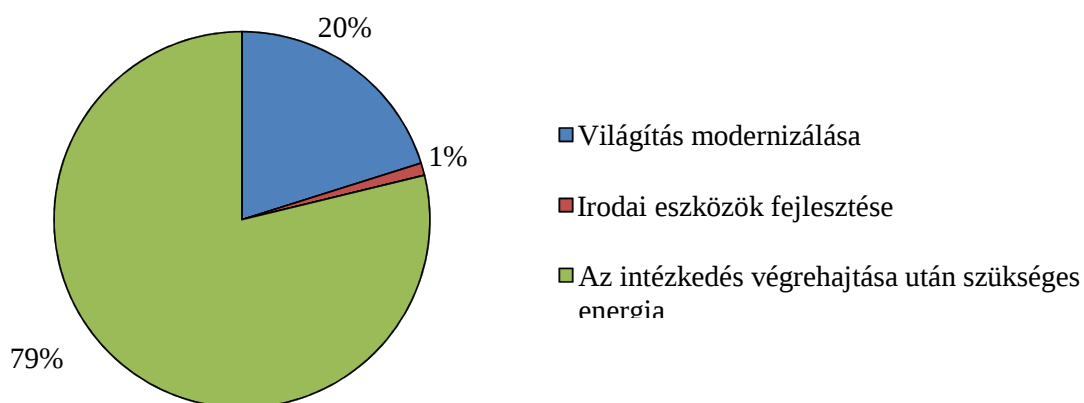
- A külső falak hőszigetelése, ahol lehetséges, tekintettel a műemlékvédelemre
- A tetők hőszigetelése
- Épületesztalos munkák (üvegek vagy az egész ablakok cseréje)
- Világítás modernizálása
- Irodai eszközök fejlesztése
- Termosztatikus szabályozószelepek beépítése, a meleg víz elosztásának kiegyensúlyozott beállítása
- Napkollektorok telepítése

A tanulmányból kiderül, hogy az épület szerkezeti átépítésre vonatkozó intézkedéseket kell először végrehajtani, különösen akkor, ha a hőtechnikai rendszereket is átalakítják, mivel így kisebb teljesítménnyel és kisebb költségekkel tudnak működni.

A javasolt intézkedések várható eredményeinek áttekintése a 8.8. és 8.9. ábrán látható. Az egész kör a jelenlegi energiafelhasználást jelenti



8.8 ábra A lehetséges fűtőolaj-megtakarítás a gépészeti és átépítési intézkedések végrehajtásával



8.9. ábra A lehetséges villamos energia-megtakarítás a villamos energiával kapcsolatos

A tanulmány által javasolt átalakításban VRF hőszivattyúkat alkalmaznak, melyek a hőforrás céljára vízhurkot tartalmaznak (WLHP hőszivattyúk). A WLHP rendszer működési elve a 6. fejezetben található.

Elsődleges hőforrásnak a tengert választották. A tengervíz hőforrásként történő használatának előnyei, hogy hozzájárul a jobb energiahatékonyság eléréséhez, a munkabiztonsághoz, valamint hogy kisebb legyen a környezetre gyakorolt hatás, különös tekintettel a zajszintre. Emellett télen, amikor a hőszivattyúknak hőre van szükségük a környezetből, a tenger hőmérséklete hatékonyabb (magasabb) hőmérsékletet nyújt, mint a levegő, s nyáron, amikor hőt kell leadni a környezetbe, a tenger hatékonyabb hőelvezető, mint a környezeti levegő, mivel alacsonyabb a hőmérséklete.

A tanulmányban javasolják a hagyományos WLHP rendszerek átalakítását is annak érdekében, hogy jobb energiahatékonyságot érjenek el, és illeszkedjenek a kórházkomplexum jelenlegi állapotához. A téli kazánhasználat és a nyári hűtőtorony-használat helyett a tanulmány tengervízes hőcserélő kiépítését javasolja, amely minden üzemmódban kielégíti a követelményeket. Az elvi rajzon látható, hogy a teljes rendszer VRF rendszerekből áll, vagyis víz-R410A-levegő hőszivattyúból, melyek hőforrásként vagy hőelvezetőként vízkörfolyamatot használnak. A vízhurok hőmérsékletét meghatározott korlátok között tartják, hogy a vízhurokra csatlakoztatott VRF hőszivattyúk hatékonysága a lehető legjobb legyen. A vizsgált rendszernél a vízhurok hőmérséklete 10 és 30 °C közötti.

Téli üzemmódban a vízkör hőmérsékletét minimum 10 °C-on tartják. A tanulmány tervében az szerepel, hogy a vízhurok fűtése víz-víz hurok-hőcserélővel történjen, a HMV hőszivattyúé pedig egy (HE-HP: hőcserélő-hőszivattyú) hőcserélővel és a kazánházban rendelkezésre álló kazánokkal. A tengervíz-hőcserélő a már meglévő, a fizikoterápia osztály épülete előtt található lecsapoló-kúton keresztül kerülne összeköttetésbe a tengerrel.

A vízhurok visszatérő vize keresztüláramlik a tengervíz-hőcserélőn, így ha a tenger hőmérséklete magasabb a vízhurok visszatérő hőmérsékleténél, akkor hő kerül kivonásra a tengervízből. Ha a vízhurok hőmérséklete a vízhurok-hőcserélő kimeneti csomópontján 10 °C-nál alacsonyabb, akkor a vízhurkot vagy a magas hőmérsékletű hőszivattyú vagy a kazánházban lévő kazánok fogják fűteni.

Nyári üzemmódban a vízkör felső hőmérséklet-határa 30 °C. Nyáron a VRF egységek a vízhurokba adják át a kondenzáció hőjét, így azt hűteni kell. A tengervíz hőmérséklete egész évben maximum 25 °C; s a vízhurok hűtését a tengervíz-hőcserélőnek kell biztosítani.

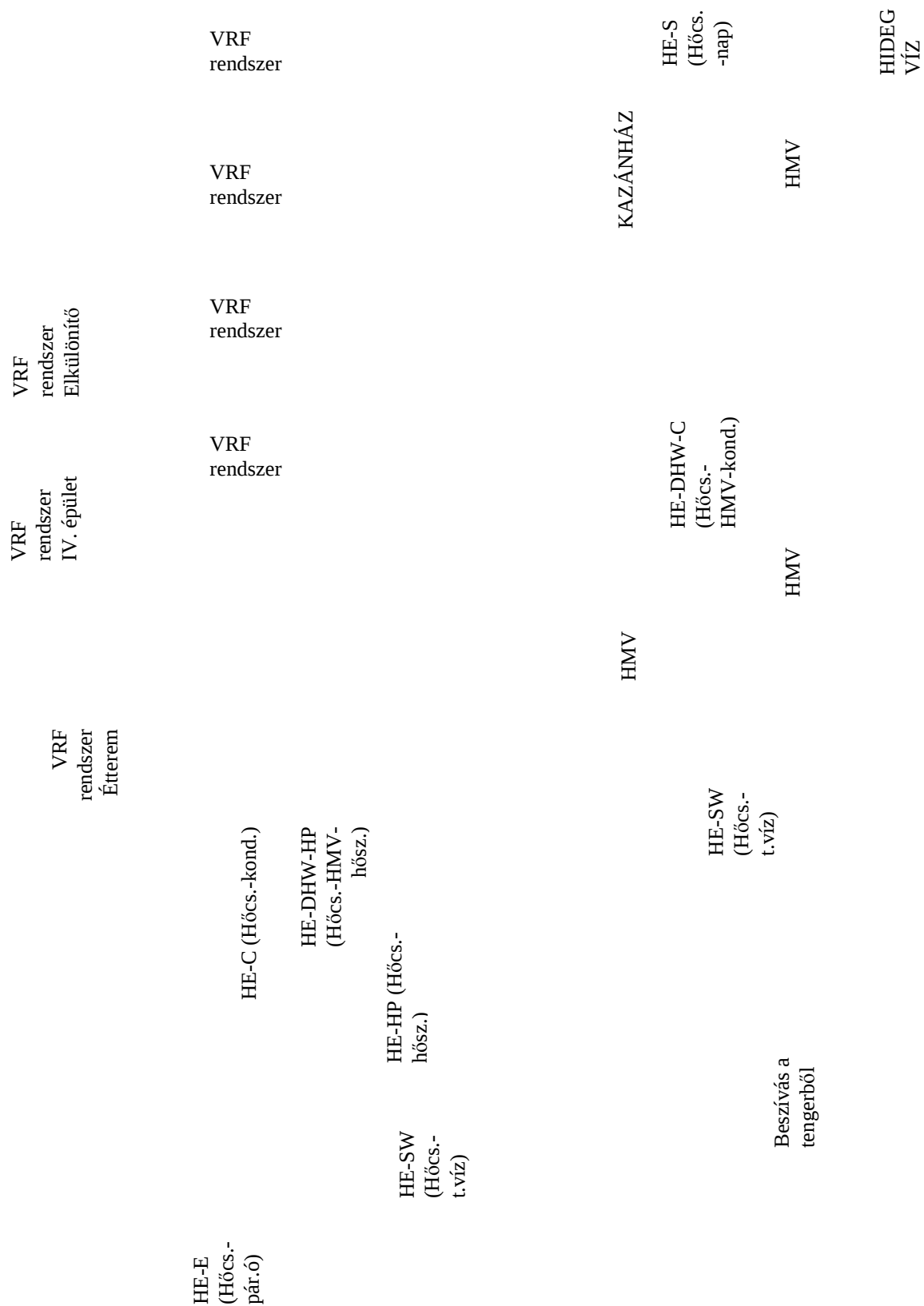
HMV-t előállító hőszivattyú

A használati meleg víz előállítására általánosan használt hőszivattyú megfelelő lehet, egy hőszállító körfolyamatban alkalmazva, a 8.10. ábrán látható módon. Ebben az esetben a hőszivattyú a vízhurokból érkező víz felmelegítését szolgálja a megadott, minimum 10 °C hőmérsékletre (a HE-SW tengervíz-hőcserélőn történő áthaladása után, abban az esetben, ha a hőmérséklete ennél kisebb). Az alkalmazott hőszivattyú ebben az esetben újra tudja melegíteni a körfolyamatban lévő vizet, a HE-HP hőcserélővel. A hőszivattyú a téli időszakban a tengervízet hőforrásként használja, egy külön tengervíz-hőcserélőn keresztül, amely össze van kötve egy lecsapoló-kúttal.

Nyáron ugyanezt a hőszivattyút fel lehet használni a vízhurok hűtésére, ahol a VRF egységek felesleges kondenzációs hője biztosítja a hőszivattyú elpárologtatójának hőjét. Ebben az

esetben a viszonylag magas elpárolgási hőmérsékletek jó hőszivattyú-hatékonyságot tesznek lehetővé.

A javasolt hőszivattyú magas kilépő víz-hőmérsékletet (akár 60 °C-osat) tesz lehetővé, valamint magas fűtési teljesítménytényezőt (a COP függ a kilépő víz hőmérsékletétől, s az értéke ilyen típusú egységeknél a legkisebb tengerhőmérsékletek esetében 2,85 körüli, a WLHP hőjének felhasználása esetén kb. 3,95).



8.10. ábra A javasolt rendszer elvi rajza

Az épületek fűtési rendszerének kialakítása olyan, hogy az átépítési célból történő szétszerelése sok problémát okozna, és csak akkor jöhetne szóba, ha azzal együtt minden szerkezetet átépítenének, ami nem reális lehetőség. Ilyen esetekben az egyetlen elfogadható lehetőség az úgynevezett VRF rendszerek telepítése lehet. A WLHP rendszerrel kialakított VRF rendszerek egyik fő előnye, hogy nem kell az egész rendszert egyszerre kiépíteni, mivel a megfelelően megtervezett és kivitelezett vízhurok rendszer később további VRF hőszivattyúkkal illetve egyéb rendszerekkel is kibővíthető. A javasolt rendszer várható befektetési költsége 8 375 000 HRK.

A rendszer órás bontású szimulációját is elvégezték. Ha végrehajtanák a javasolt feladatokat, a meglévő olajkazános helyiség megtartásával, amelyet alkalmanként a vízhurok újramelegítésére, néhány épület fűtésére, valamint a HMV újramelegítésére használnának, akkor a fűtés, hűtés és HMV-előállítás éves költsége 741 268 HRK lenne. Ezzel szemben a jelenlegi állapotban az éves fűtőolaj-költség 972 332 HRK, a hűtésre elhasznált villamos energiára pedig 25 200 HRK-t költenek. Ebből következik, hogy egy vízhurokkal kiépített hőszivattyús rendszer alkalmazása 256 264 HRK megtakarítást eredményezne, a következő számítás szerint: $(972\,332 + 25\,200 - 741\,268)$.

8.3. 3. Esettanulmány Levegő-levegő hőszivattyú napenergia-felhasználással kombinálva családi háznál

Ezt a vizsgálatot egy Crikvenica-i házra végezték el, az eredményeit pedig a [40] referenciában jelentették meg. Egy abszorpciós hűtőegység lehetséges telepítésével kapcsolatos további elemzés még nem jelent meg. A kis energiafelhasználású épületek az építőiparban egy időre az érdeklődés középpontjában voltak. Jellemzőjük, hogy alacsony a teljes energiafogyasztásuk, a fűtésre évente felhasznált hőenergia jellemzően 30 kWh/m^2 körüli. Az ilyen épületek hőtechnikai rendszereinek tervezése nagy kihívást jelent. A megújuló energiaforrások és a fejlett technológiák alkalmazása az összköltség emelkedéséhez vezet, amely a berendezések, az épület és a szigetelés, valamint az energia költségének összegével fejezhető ki.

Az épületet átépítették, s ennek során a passzív házak néhány alapelvét is alkalmazták, főként a kiváló hőszigetelésre és a megfelelő árnyékolásra vonatkozó elveket, valamint azt, hogy télikertet telepítenek az épület bejárata mellé.

Az eredeti házat 1970 körül építették, és három külön épületszinttel rendelkezik. A fűtött terület 213 m^2 volt. A házat központi fűtési rendszerrel fűtötték, tagos fűtőtestekkel és 34 kW -os teljesítményű olajkazánnal. A ház építésének helyén a tervezési hőmérsékletek: $-6 \text{ }^\circ\text{C}$ télen és $+32 \text{ }^\circ\text{C}$ nyáron, a levegő relatív páratartalma pedig 40% nyáron. A számított névleges fűtési teljesítmény 25 kW volt, amihez a fűtött területre vonatkoztatva kb. 120 W/m^2 teljesítmény tartozik. A fűtőolaj-felhasználás kb. 3500 liter volt évente, ami hőenergiafogyasztássá konvertálva összesen évi 122 kWh/m^2 -a-t jelent.

Az átépítés során a házat egy egylakásos lakóépületté alakították át. Kialakítottak egy nagy teret, amelyben helyet kapott a nappali, a konyha és az étkező, melyek elfoglalják a földszintet, az első emeletet és az első emelet galériáját. A második emeleten hálószobák és fürdőszobák találhatók, s az emeleteket egy központi beltéri lépcsőház köti össze. A bejárat a földszint déli oldalán található, s télikertként alakították ki. A fűtött terület összesen 270 m^2 -re nőtt.

Az átépítés első lépése a hőfelhasználás optimális szintre csökkentése volt a külső falak hőszigetelésével, a külső épületesztalos szerkezetek cseréjével és megfelelő árnyékolás megválasztásával.

A hőszigetelés optimális vastagságának meghatározása érdekében az átépítés előtt kiszámították a szükséges fűtési- és hűtési teljesítményt. A falak hőátbocsátási együtthatója $1,14 \text{ W/m}^2\text{K}$ volt, aminek csökkenése kiszámításához $0,04 \text{ W/mK}$ hővezetési tényezőjű külső poliuretán hab réteg felhelyezésével számoltak. A szükséges fűtési- és hűtési teljesítményeket kiszámították a felhelyezendő hőszigetelő rétegre vonatkozóan is, amelynek szélességét $0,04$ és $0,12 \text{ m}$ között változtatták, $0,02 \text{ m}$ lépésekkel.

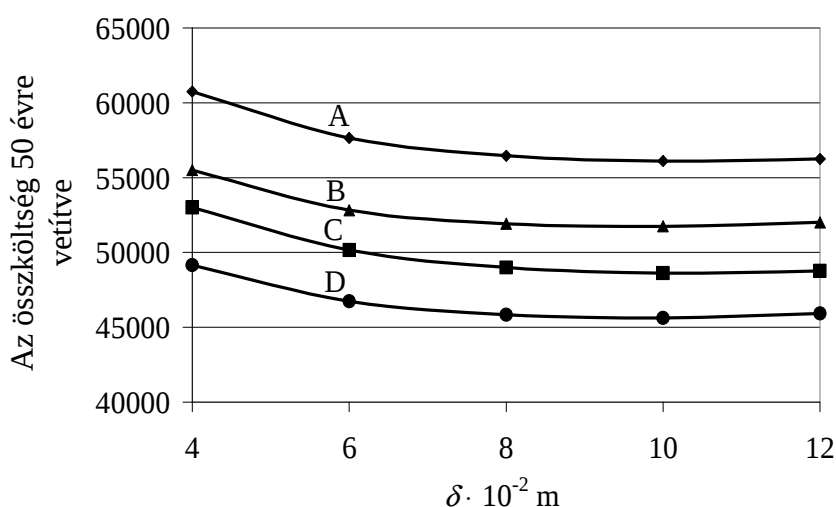
A számításokat elvégezték a meglévő és az új nyílászáró szerkezetekre is. A meglévő, összességében $U = 2,9 \text{ W/m}^2\text{K}$ hőátbocsátási tényezőjű nyílászáró szerkezeteket $U = 2,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ értékűre cserélték, amelynek a légáteresztése is kisebb volt.

Az energiafogyasztást számítógépes modellel számították, amely a hőveszteség óránkénti értékeit adta meg.

A hőszigetelő anyag, a homlokzati szerkezet, az új ajtók és ablakok, valamint a megfelelő fűtési berendezések összköltségét különböző hőszigetelés-vastagságokra számították ki.

Két rendszer vizsgáltak, az egyikben meleg vizes kazánház és radiátorok kerültek alkalmazásra, a másikban levegő-levegő hőszivattyú. A vizsgált időszak 50 év volt, s azzal terveztek, hogy ezen időszak alatt egyszer az összes fűtési berendezés le lesz cserélve.

A kiegészítő szigetelés optimális vastagságát $0,1 \text{ m}$ -ben határozták meg, így ezt alkalmazták az átépítés során, ahol egy téglából épült külső tartóréteget is felépítettek a külső falakra, szerkezeti okokból valamint a befektető speciális igénye miatt. A külső nyílászáró szerkezeteket is kicserélték. Ebben az esetben a számított fűtési teljesítmény 11 kW (41 m^2), míg a maximális hűtési teljesítmény $15,4 \text{ kW}$ volt.

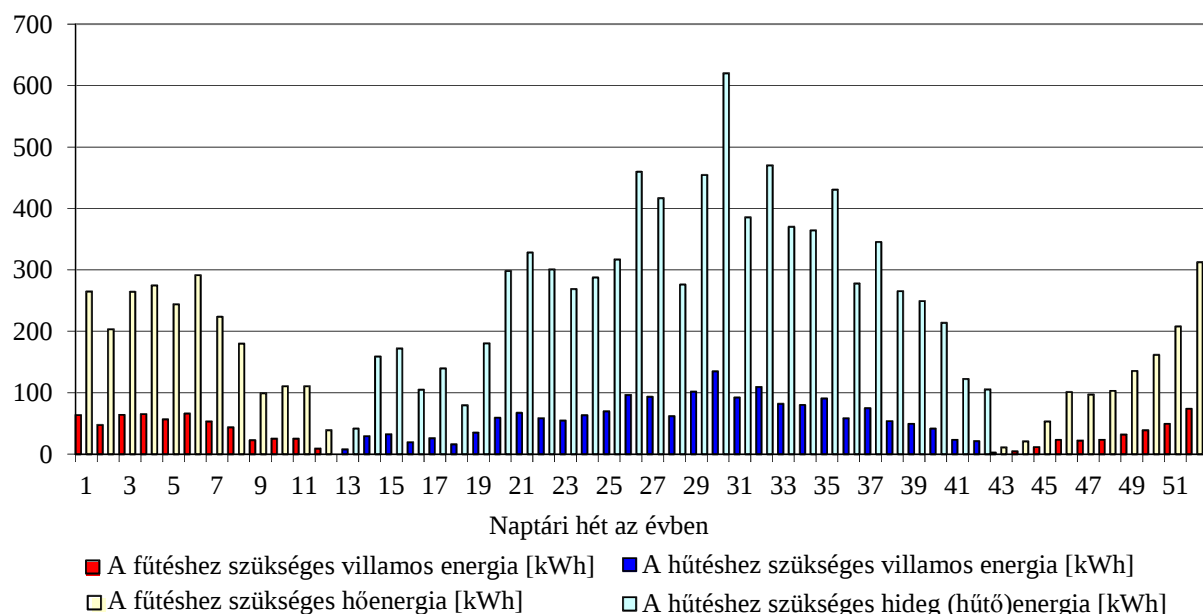


8.11. ábra A különböző hőszigetelő-vastagságokhoz tartozó fűtési összköltségek
A – kazán és radiátorok a meglévő ablakokkal, B – kazán és radiátorok új ablakokkal,
C – hőszivattyú a régi ablakokkal, D – hőszivattyú új ablakokkal

A vizsgálat megmutatta, hogy a leghatékonyabb fűtési rendszer a hőszivattyús, ahol a javasolt megoldásban levegő-levegő hőszivattyút alkalmaznak. A kiválasztott hőszivattyú teljes fűtési teljesítménye $11,8 \text{ kW}$ volt $-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ -os kültéri hőmérséklet és $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenzációs hőmérséklet esetén. Emellett $3600 \text{ m}^3/\text{h}$ recirkulált levegő $22 \text{ }^{\circ}\text{C}$ -os hőmérsékletéről a belépő $32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ hőmérsékletre történő felmelegítésével terveztek. Biztonsági okokból egy 12 kW teljesítményű villanykályhát is beépítettek a rendszerbe. A hőszivattyú hűtési teljesítménye $16,4 \text{ kW}$ a $32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ -os kültéri hőmérséklet és a helyiségből visszatérő $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ -os léghőmérséklet esetén.

A levegő szétosztása az új hőszigetelő rétegen belül a külső falakra telepített bádogcsatornákon keresztül történik. Az egyes helyiségekbe a levegőt a talaj közelében elhelyezett szellőztető hálózaton keresztül osztották szét, az egyes emeletek központi szellőztetési kivezetését a lépcsőházban helyezték el. A talaj közelébe telepített szellőztető hálózat biztosítja a levegő akadálytalan kifújását. Lehetséges a friss levegő egy részének bejuttatása a légkezelőben elhelyezett keverőegységben is. A mosdók, vizes helyiségek külön szellőztetéssel vannak ellátva.

A ház fűtésének számított összes energiafogyasztása 3509 kWh, a hűtés céljából kivonandó hő pedig 8502 kWh. Szimulálták a hőszivattyú energiafogyasztását is. Az eredmények a 8.12. ábrán láthatók; a működtetésre elhasznált energia összege a fűtési szezonban 822 kWh, a hűtési szezonban 1800 kWh.



8.12. ábra Az épület fűtésének és hűtésének hő- és villamos energiafogyasztása

A rendszer kibővítése a napenergia felhasználása céljából

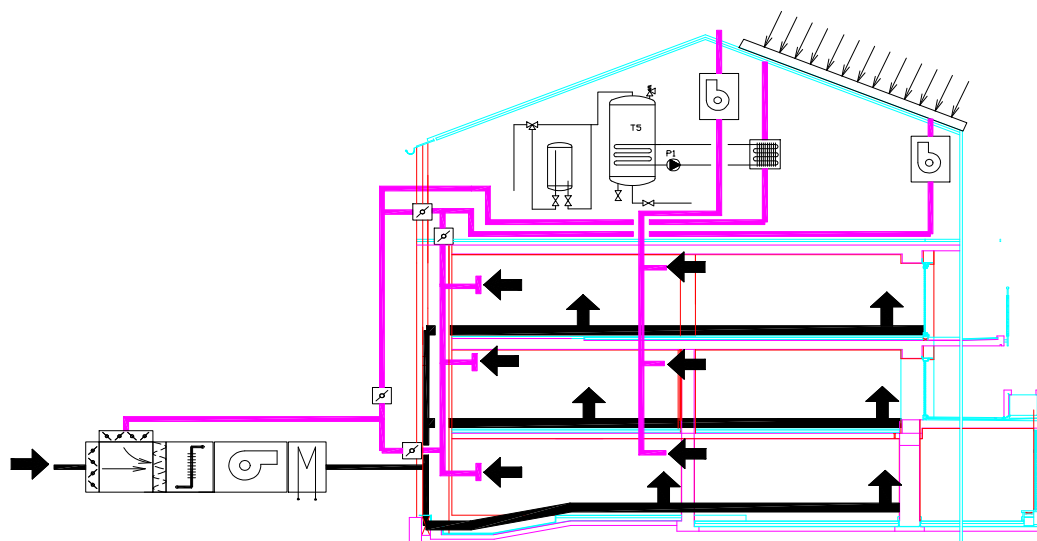
Mivel a befektető kívánsága az volt, hogy a Nap energiáját is felhasználják, kidolgoztak rá két megközelítést. Az első megközelítésben a napenergiával csak fűtést biztosítanak, a másodikban fűtést és hűtést is.

Napenergia hasznosítása fűtésre

A meglévő fűtési rendszert is figyelembe véve, az esettanulmány a 8.13. ábrán látható rendszert javasolta. Fűtési célra levegős napkollektorok (légkollektorok) alkalmazását is javasolta, és ez esetben is működne hűtés, levegő-levegő hőszivattyúval.

A napkollektorok optimális panelterületére a levegős fűtésnél 50 m²-t számítottak, ami az épület éves fűtési szükségletének kb. 40%-át biztosítaná.

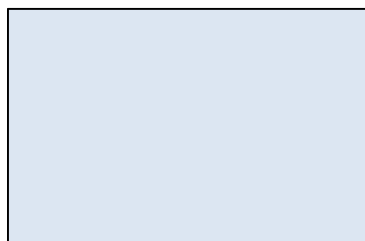
A rendszert automatikus vezérléssel tervezték. Megvizsgálták annak lehetőségét is, hogy a napkollektorok által melegített levegővel fűtsék a HMV-t. Az üzemmód kiválasztása az automatikus szabályozórendszerrel történik, a képen látható vezérelt légoldali szabályozókkal. Sajnos a hőszivattyúval történő fűtéssel és hűtéssel ellentétben a rendszer ezen részét nem alkalmazták.



8.13. ábra Fűtési- és légkondicionáló rendszer levegős napkollektorokkal

A fűtéshez és hűtéshez szükséges napenergia

A közelmúltban végeztek további vizsgálatokat arra vonatkozóan, hogy indokolt lehet-e a fűtéshez vákuumkollektorok alkalmazása – a meglévő rendszerrel és egy abszorpciós hűtőberendezéssel együtt. Az elvi rajz a 8.14. ábrán látható.

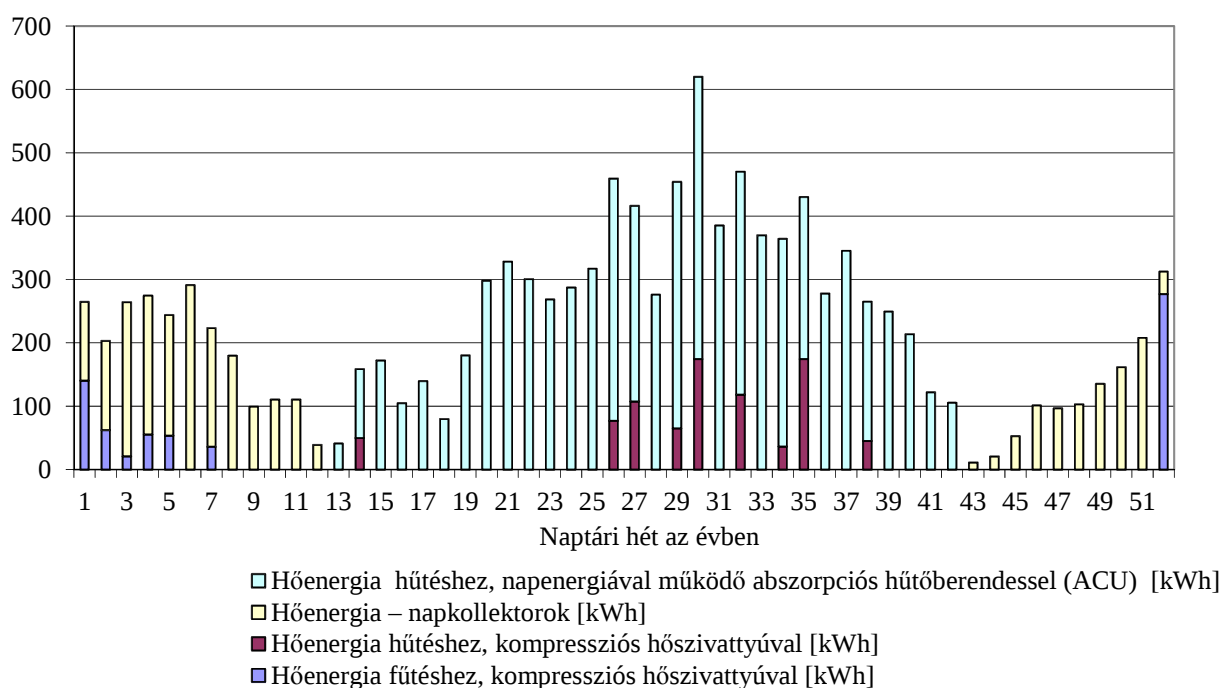


8.14. ábra Fűtési- és légkondicionáló rendszer, kiegészítő fűtési és hűtési rendszerrel, amely abszorpciós hűtést és vákuum napkollektorokat foglal magában

Ebben az esetben figyelembe vették a napenergiát használó abszorpciós hűtőberendezés telepítésének lehetőségét is. Eszerint 17 kW maximális teljesítményű, a működéshez LiBr-H₂O keveréket használó abszorpciós hűtőberendezést kellene telepíteni. Ennél a hűtőberendezésnél az abszorber és a kondenzátor hűtését párologtató hűtőtorony végezné, ahol a magas külső hőmérsékleten lévő levegő a hűtőszakaszba történő belépés előtt vízbevezetéssel, adiabatikusan hűl le. Az abszorpciós hűtőgép a működéshez 90 °C hőmérsékletű forró vizet használ (az üzemi hőmérséklet-tartománya 70 °C és 95 °C közötti). Betervezték továbbá 20 m² vákuum napkollektor telepítését is. A kollektorok hőjét a hűtőberendezések működtetése mellett felhasználják az épület téli fűtésére is. A HMV-előállítás is biztosított.

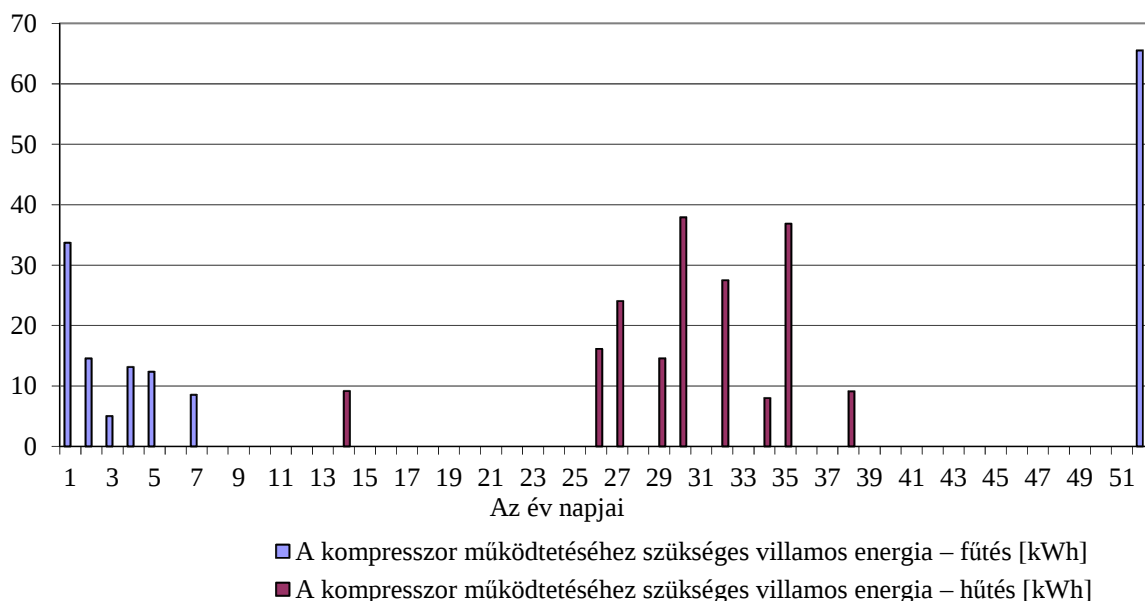
A napenergiával működő abszorpciós hűtőberendezés hő-hozzájárulását a hűtési időszakra a 90 °C-os üzemi hőmérséklettel számították (7653 kWh), s a napkollektorokét is hasonlóképpen, a fűtési időnyire 50 °C-os üzemi hőmérséklettel számították ki (2863 kWh).

A kiszámított értékeket levonták a 8.12. ábrán látható szükséges hőigényekből, a hozzájárulás figyelembe vételével kapott eredményeket a 8.15. ábra tartalmazza. A kompressziós hőszivattyúval történő fűtésre a maradvány 645 kWh, a hűtésre 849 kWh.



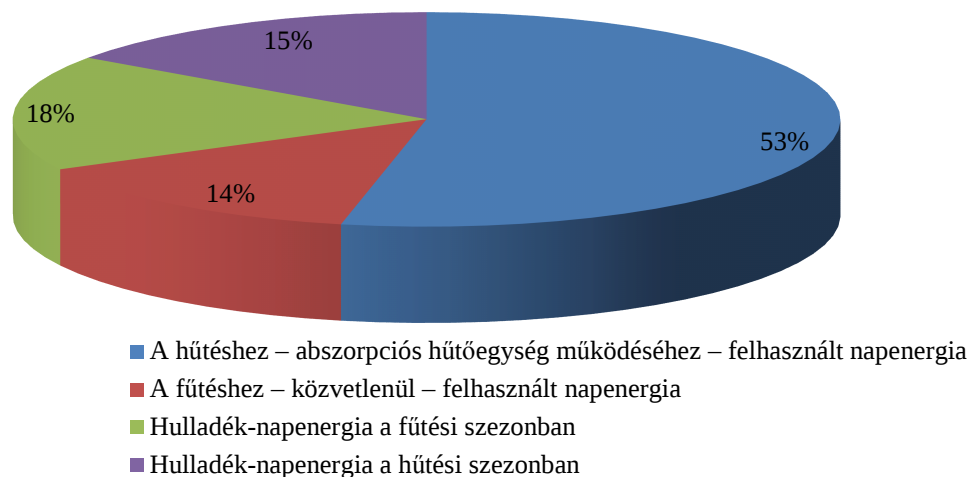
8.15. ábra Az épület energiaigényének kielégítéséhez szükséges hőforrások összetétele

Itt a villamos energiafogyasztást szimulációval számították ki, melynek eredményei a 8.16. ábrán láthatók. A villamos energiafogyasztás télen 153 kWh-ra, nyáron 183 kWh-ra csökkent.



8.16. ábra A kompressziós hőszivattyú működtetéséhez szükséges villamos energia abszorpciós hűtőberendezés és napkollektor telepítése esetén

A meglévő és a javasolt rendszer villamos energiafogyasztása közötti különbség 2287 kWh. A kiegészítő rendszer számított befektetési költsége kb. 1200 EUR az abszorpciós hűtőberendezésre és kb. 15 000 EUR a napkollektorokra, így összesen kb. 27 000 EUR. A befektetés megtérülési ideje hosszabb, mint az épület élettartama, emiatt gazdaságossági szempontból nem megfelelő.



8.17. ábra A napkollektorokból származó hőenergia kihasználása

8.4. 4. Esettanulmány A geotermikus vizek teljes hőkapacitásának felhasználása hőszivattyúk alkalmazásával

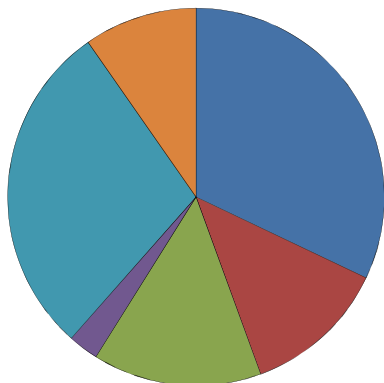
A [41] tanulmányhoz elvégezték a Varaždinske Toplice rehabilitációs kórház épületei állapotvizsgálatát, valamint a meglévő hőtechnikai rendszerek koncepciójának vizsgálatát. Jelenleg a komplexumban 13 épület található, melyek nettó területe összesen 4000 m², a kórház kapacitása: 1012 ágy.

A használó a kapacitás bővítését tervezi a közeljövőben – a szálláskapacitás 60%-os növelését és a hasznos terület 80%-os növelését.

Az itt bemutatott és a [41] tanulmány által javasolt koncepcióban energiahatékonyságra vonatkozó intézkedések végrehajtását vázolják fel (mind az épületszerkezet, mind a gépészet vonatkozásában) az új és a felújított épületekben, azzal a céllal, hogy a felújított épületszerkezetekkel a jelenlegi állapothoz képest alacsonyabb fogyasztást érjenek el. A javaslat szerint a felújítás elvégzése után, az építészeti tervezés és a hőszivattyút tartalmazó hőtechnikai rendszerek követelményeinek összehangolásával kell egy olyan hőszivattyús rendszert telepíteni, amely lehetővé teszi a geotermikus víz lehűtését környezeti hőmérsékletre, valamint az abban lévő hő teljes kihasználását.

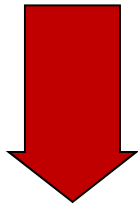
8.18. ábra Felvétel a kórházkomplexumról – 1 – Minerva, 2 – Kazánház, 3 – Gyógyfürdők, 4 – Konstantin ház, 5 – Óváros, 6 – Mozi, 7 – Adminisztrációs épület, 8 – Lovro fürdő

A hőfelhasználási számítások eredményei, valamint a jelenlegi állapot áttekintése alapján arra jutottak, hogy a hőtechnikai rendszerek nem biztosítják a geotermikus víz hőjének megfelelő kihasználását a vezérlő rendszer miatt valamint azért, mert a hőellátó és a hőkibocsátó rendszereket viszonylag magas hőmérsékletű hőközvetítő közegre tervezték. Így a komplexum értelmetlenül használ fűtőanyagot a helyiségek fűtésére, míg a viszonylag magas hőmérsékletű geotermikus vizet kiengedik a környezetbe. A fogyasztásról gyűjtött adatok valamint az óránkénti bontású számítógépes szimuláció alapján a komplexum energiafogyasztása összesen kb.15 000 000 kWh/a.



8.19. ábra A fogyasztás megoszlása

8.20. ábra A hőforrás megoszlása



8.21. ábra A hőenergia-fogyasztás jelenlegi eloszlása

A várható kapacitás-növekedést figyelembe véve, tekintettel a jelenlegi és a jövőbeni szerkezetek fajlagos fogyasztására, valamint a hatályos szabályozásra, a teljes hőenergiafogyasztás túl magas lenne, és megterhelést jelentene a használókra is; mivel bár rendelkezésre áll megújuló hőforrás, az nem elegendő.

Ezért a tanulmányban olyan szerkezeti átépítési intézkedéseket javasolnak, melyek hatékonyabb hőenergiafelhasználást biztosítanak, figyelembe véve a befektető terveit valamint bizonyos épületek műemlékvédelmi szempontjait is. A többségében műemlékvédelem alatt álló szerkezetekre vonatkozó tervekben szerepelnek a külső nyílászárószerkezetek – melyeknek meg kell felelniük a műemlékvédelmi követelményeknek – magas szintű hővédelmet ($U=1,3 \text{ W/m}^2\text{K}$) és kitűnő légzárást nyújtó felújítása, valamint,

ahol lehetséges, a plafonok hőszigetelése a fűtetlen padlásterek alatt. A különösebb építészeti értéket nem képviselő Minerva hotel átépítési- és az új hotelek építési terveiben a hővédelem szintje magasabb a Horvátországban hatályos szabványoknál; megfelel a német szabványoknak (5.3. és 5.4. táblázat). A teljes átépítést igénylő szerkezetek várhatóan majdnem meg fognak felelni a kis energiaszükségletű épületek szabványainak, míg a műemlékvédelem alatt állók esetében a fűtéshez felhasznált energia 40%-kal kisebb lesz.

A szellőztető rendszer követelményeibe beletartozik a friss levegő áramlásának az egészségügyi minimumszinten történő szabályozása, valamint a hulladékhő-visszanyerés minimum 65%-os hatásfokú hővisszanyerővel.

Új szimulációt végeztek a fent leírt hővédelemre, légzárásra és szellőztető rendszerre vonatkozó követelményekkel, amelynek az eredménye alapján elérhető, hogy a komplexum összes energiaszükséglete ugyanilyen időjárási viszonyok mellett kb. 11 700 000 kWh/a legyen, ami azt jelenti, hogy 60%-kal megnövelt kapacitás és 80%-kal megnövelt hasznos alapterület esetén az energiaszükséglet kb. 22%-kal csökkenthető a jelenlegi állapothoz képest.

A meglévő, műemlékvédelem alatt álló épületek fűtésére felhasznált energia csökkenése lehetővé teszi a hőforrásként geotermikus vizet használó radiátoros fűtés alkalmazását a fűtési szezon nagy részében. A használati meleg víz és a helyiségek fűtését alacsonyabb kültéri hőmérsékletek ($-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ alatt) esetén két közepes hőmérsékletű ammóniás hőszivattyú biztosítaná (HP1-1 és HP1-2). A kondenzátor vízhőmérséklete $70/64\text{ }^{\circ}\text{C}$. Hőforrásként geotermikus vizet használ, ennek hőmérséklete $39/34\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A felújított épületszerkezeteknél a fűtés és a hűtés hőforrása illetve hőelvezetője egy vízhurok. Télen a víz hőmérséklete $15/20\text{ }^{\circ}\text{C}$ lenne, ami hőforrásként a csatlakoztatott hőszivattyúk rendkívül magas hatékonyságát biztosítja. A két vízhurok számára a hőt lemezes hőcserélőkkel vonnák ki a geotermikus vízből. Mivel a geotermikus víz összes rendelkezésre álló fűtési kapacitása alacsony kültéri hőmérsékletek esetén nem elegendő, a tanulmányban terveztek alacsony hőmérsékletű hőszivattyúk alkalmazásával is (a meleg víz előremenő hőmérséklete $35\text{ }^{\circ}\text{C}$), amely újramelegítést végezhet a már lehűlt geotermikus víz hőjének valamint a medence hulladékvize ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$) hőjének felhasználásával, ami így $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra hűl le, s azután kiengedhető a környezetbe, vagy télen felhasználható a medencék befagyásának megelőzésére.

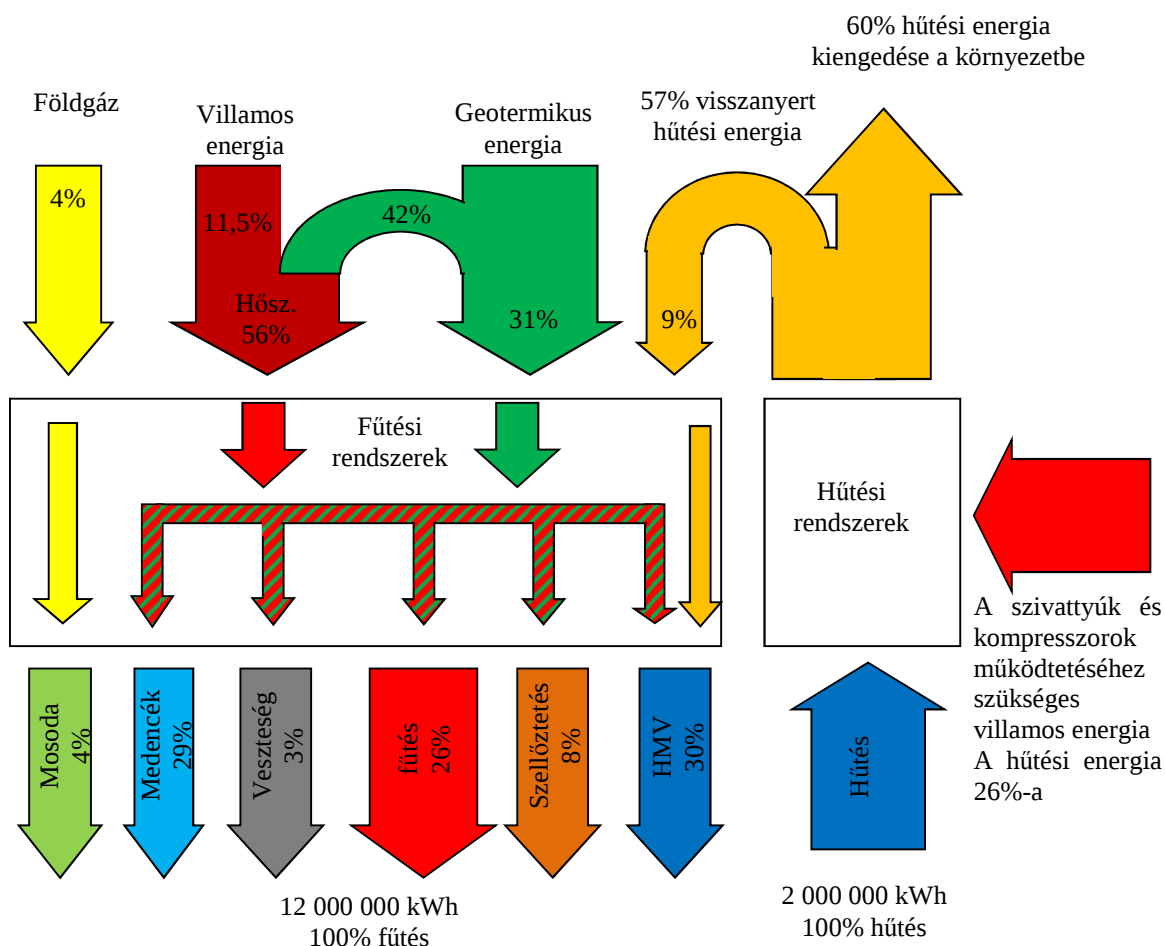
A felújított épületszerkezeteknél alkalmazott kis energiaszükségletű szabványok lehetővé teszik a felületfűtés és -hűtés alkalmazását. Ez a megközelítés télen alacsonyabb előremenő hőmérsékletet ($35\text{ }^{\circ}\text{C}$) és nyáron magasabb előremenő hőmérsékletet ($17\text{ }^{\circ}\text{C}$) tesz lehetővé, ami a hőszivattyúkkal együtt alkalmazva rendkívül hatékony működést eredményez. A tanulmányban ammóniás hőszivattyúkat terveztek (az elpárolgató $4/0\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os hőmérsékletű vizének, valamint a kondenzátor $35/30\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os vizének használatával (HP2-1 és HP3-1)), melyek biztosítják a fűtő- és a hűtőenergia-ellátást a panelfűtési rendszerhez valamint a vízhurok újramelegítéséhez. A szellőztető rendszer fűtő- és hűtőenergia-ellátását egy újabb ammóniás hőszivattyú alkalmazásával tervezték, amely télen az elpárolgató $20/15\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os vizet, a kondenzátoron $50/45\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os vizet használ, nyáron az elpárolgató $7/12\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os vizet, a kondenzátoron $35/30\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os vizet használ (HP2-3 és HP3-2). A harmadik egy közepes hőmérsékletű ammóniás hőszivattyú, amely a vízhurok hőjét ($20/15\text{ }^{\circ}\text{C}$ télen és $35/30\text{ }^{\circ}\text{C}$ nyáron) használja, és így fűti a $70/64\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os meleg vizet (HP2-3 és HP3-3). Ezt a hőszivattyút alkalmazzák a használati meleg víz és a medencék fűtésére, s ez egész évben működne.

Megtervezték a helyiségek felületfűtését és -hűtését is, egy VRF hőszivattyús rendszerrel, amely a hűtőközeget (R410A) a fűtött/hűtött terekbe szétosztja (közvetlen/direkt hűtőközeg elpárolgás), és vízzel fűtött/hűtött "kültéri egységekkel" rendelkezik, melyek a hőt a vízhurokból kivonják / a vízhurokba adják.

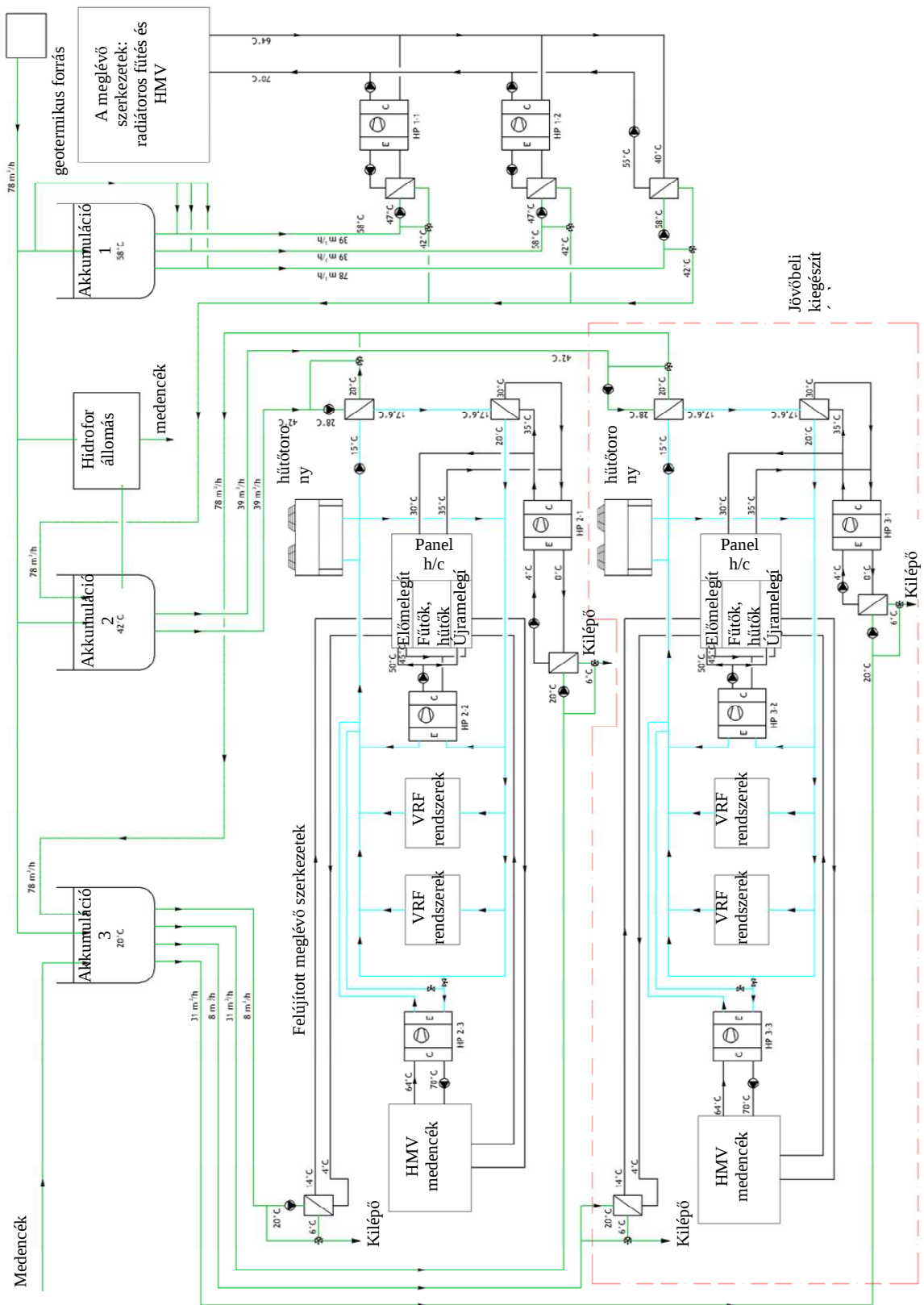
A tanulmányban terveztek továbbá három puffer (akkumulációs) tartályt is az 58 °C-os, 42 °C-os és 20 °C-os hőmérsékletű geotermikus víz számára. Az alkalmazott vezérlőrendszerrel lehetővé válna a geotermikus víz ésszerű felhasználása, és elkerülhető lenne a viszonylag magas hőmérsékletű geotermikus víz kiengedésével járó hővesztesség, szemben a jelenlegi állapottal. A teljes geotermikus vízfelhasználás a jelenleginél kisebb lenne, amivel lehetővé válna új fogyasztók illetve új szerkezetek csatlakoztatása az energiaforrásra. A fenti elvart eredményekkel a földgáz-felhasználás is jelentősen csökkenne a mostanihoz képest. Csak a gázfogyasztás jelenlegi költsége 3 143 000 HRK, míg a javasolt rendszer éves üzemeltetési költsége a számítások szerint 1 418 014 HRK. A javasolt rendszer befektetési költsége 34 000 000 HRK.

A rendszer sematikus ábrája a lenti képen látható. Egy ilyen komplex rendszer projekttervének elkészítéséhez az összes résztvevő mérnök együttműködésére szükség van. A javasolt rendszer alkalmazásához szükséges az összetevők, alkatrészek optimális megválasztása annak érdekében, hogy mind befektetési, mind rendszer-hatékonysági szempontból optimális megoldások szülessenek.

A rendszert még nem építették ki, de a használó már tett lépéseket az épületek és a rendszerek projekttervezésének megkezdése érdekében, a fent leírt megközelítés alapján.



8.22. ábra Hőenergia-fogyasztás eloszlása a javasolt átépítések után



8.23. ábra A rendszer elvi rajza

REFERENCIÁK

- [1] Thevenot, R.: A History of Refrigeration Throughout the World, International Institute of Refrigeration, Paris 1979. (A Hűtőipar Világtörténete, Nemzetközi Hűtőipari Intézet, Párizs 1979.)
- [2] Zogg, M.: History of Heat Pumps - Swiss Contributions and International Milestones (A Hőszivattyúk Története - Svájci Hozzájárulás és a Nemzetközi Mérőföldkövek), Swiss Federal Office of Energy SFOE -Section Energy Efficiency and Renewable Energies, (Svájci Szövetségi Energiahivatal - Energiahatékonyság és Megújuló Energiák Szekciója) Oberburg, Svájc, 2008.
- [3] Halozan, H., Rieberer, R.: Energy-efficient heating and cooling systems for buildings (Az épületek energiahatékony fűtési- és hűtési rendszerei), Bulletin of IIR 2004-6 www.iifiir.org/en/web-files.php?rub=3, 2004.
- [4] ...: IIR List of Research Priorities (IIR Kutatási Prioritások Listája) , International Institute of Refrigeration (Nemzetközi Hűtőipari Intézet, IIR), www.iifiir.org
- [5]...: Eurostat Pocketbook (Eurostat kézikönyv): Energy, Transport and Environment Indicators (Energia-, Közlekedési- és Környezeti Jelzőszámok) <http://epp.eurostat.ec.europa.eu>
- [6] Heinrich, G.: Wärmepumpen und ihre Anwendung, Ch. 14 in: Lehrbuch der Kältetechnik, (Ed: Cube, Steimle, Lotz, Kunis), C.F. Müller, Heidelberg 1997.
- [7] ...: A megújuló energiaforrásból előállított energia támogatásáról, valamint a 2001/77/EK és a 2003/30/EK irányelv módosításáról és azt követő hatályon kívül helyezéséről szóló, 2009. április 23-i 2009/28/EK európai parlamenti és tanácsi irányelv, Európai Közösségek Hivatalos Közlönye, Brüsszel, 2009.
- [8] <http://epp.eurostat.ec.europa.eu>
- [9] Lundquist, P.: The Heat Pump in the Refurbishment of Existing Buildings Perspectives from Sweden (A Hőszivattyú a Meglévő Épületek Felújításának Svédországi Perspektívájában), Proc. Joint REHVA/AICARR Workshop on the Refurbishment of Existing Buildings (Workshop a Meglévő Épületek Felújításáról); Róma 2008.
- [10] Babiak, J., Olesen, B., Petráš, D.: Low temperature heating and high temperature cooling (Alacsony Hőmérsékletű Fűtés és Magas Hőmérsékletű Hűtés), REHVA Guidebook No7 (7. REHVA Kézikönyv), REHVA, Brüsszel, 2007.
- [11] www.heatpumpcentre.org
- [12] Von Cube, H.L.: Wärmepumpen für Raumheizungssysteme. U: Handbuch der Energiespartechiken Bd.2.- Karlsruhe: Verlag C.F.Müller, 1983., str. 201-309.
- [13] Von Cube, H.L.: Wärmequellen für Wärmepumpen. U: Wärmepumpentechnologie Bd.1. - Essen: Vulkan Verlag, 1980., str.173 - 181.

- [14] Krug, N., Grobert, L.: Planungs und Installations Handbuch Wärmepumpenheizung.- Essen: Vulkan Verlag, 1983.
- [15] Pridasawas, W.: Solar-driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle (Napenergiával Működő Hűtési Rendszerek, Fókuszban az Ejektor Ciklussal), Disszertáció, KTH Stockholm, 2006.
- [16] Dietrich, B. Das Energie - Dach als Wärmequelle für die Wärmepumpe. U: Wärmepumpen- technologie Bd. 5.- Essen: Vulkan Verlag, 1980, str.123 - 129.
- [17] Soldo, V.: Teorijska i eksperimentalna analiza dizalice topline sa solarnim kolektorima, Disertacija, Fakultet Strojarsstva i brodogradnje, Zágráb 2004.
- [18] VDI 2078
- [19] Forbes Pearson, S.: Refrigerants – Past, present and Future (A Hűtőközegek Múltja, Jelene és Jövője), Bulletin of IIR 2004-3
- [20] www.openindustry.com
- [21] www.bitzer.de
- [22] www.heatcraft.com.au
- [23] www.mayekawa.com
- [24] www.daikin.com
- [25] www.turbocor.com
- [26] www.alfalaval.com
- [27] Vujić, S. et al.: Rashladni uređaji, Univerzitet u Beogradu, mašinskifakultet, 2000.
- [28] <http://www.eurovent-certification.com>
- [29] Hrs Borković, Ž: Osnove zgradarstva i izvedbe zgrada; U: Priručnik za energetske certificiranje zgrada, Ur.: Pavković, B., Zanki, V., UNDP Hrvatska, 2010.
- [30] VDI 2067: Wirtschaftlichkeit berechnungen VDI Verlag, 1979.
- [31] ...: HRN EN ISO 13790:2008 Energijska svojstva zgrada - Proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora, HZN, 2008.
- [32] ...: Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama NN RH br. 110/08, Zágráb 2008.
- [33] ...: Implementing the Energy performance of Buildings Directive (EPBD) (Az Épületek Energiateljesítményéről szóló Irányelv Végrehajtása) Featuring Country Reports 2010 (Jellemző Országjelentések 2010.), www.epbd-ca.eu, 2011.

[34] Babiak, J., Olesen, B.W., Petraš, D. Low temperature heating and high temperature cooling (Alacsony Hőmérsékletű Fűtés és Magas Hőmérsékletű Hűtés) , REHVA Guidebook No 7 (7. REHVA Kézikönyv), REHVA, Brüsszel, 2007.

[35] Suttor, K.-H., Suttor, W. Die Wirtschaftlichkeit als Kostenrechengrosse. U: Handbuch der Energiespartechiken Bd.1.- Karlsruhe: Verlag C.F.Muller, 1983.

[36] ...: Directive 2010/31/EU of the European parliament and of the Council of 19.May 2010. on the Energy Performance of Buildings (recast) (Az Európai Parlament és a Tanács 2010. május 19-i, 2010/31/EU Irányelve az Épületek Energiateljesítményéről (átdolgozás)), Európai Közösségek Hivatalos Közlönye, Brüsszel 2010.

[37] Zanki, V. (Ur.): Tipske mjere za povećanje energetske efikasnosti u kućanstvima, <http://www.energetska-efikasnost.undp.hr>, UNDP Horvátország, Záhgráb 2008.

[38] Pavković, B. et al.: Preliminarna energetska studija za Umjetničku školu Luka Sorkočević u Dubrovniku, Gemeinschaft für Internationale Zusammenarbeit GIZ, Záhgráb 2011.

[39] Pavković, B. et al.: Detaljna energetska studija za ortopedsku bolnicu „Prim. Dr. Martin Horvat“ u Rovinju, Tehnički fakultet u Rijeci 2011.

[40] Pavković, B., Belobrajić, R., Barbarić, Lj.: A Low Energy Concept in a Residence Air-conditioning (Konceptió Kis Energiafelhasználású Lakossági Léghőszabályozásra): Design, Modelling and Optimization (Tervezés, Modellezés és Optimalizálás), Proc. 19th International Congress Energy and the Environment (19. Nemzetközi Energiaügyi és Környezetvédelmi Kongresszus), Opatija 2004., Croatian Solar Energy Association (Horvát Napenergia Szövetség), Vol II (II. Kötet), pp. 107-114., Rijeka 2004.

[41] Pavković, B. et al.: Detaljna energetska studija za specijalnu bolnicu u Varaždinskim Toplicama, UNDP Hrvatska, Záhgráb 2011.