

**A kompresszoros hőszivattyúk
optimalizálása
Tervezés és üzemeltetés**



**Magyar Mérnöki Kamara
Kiadványsorozata 30.**

**A kompresszoros hőszivattyúk optimalizálása
Tervezés és üzemeltetés**

**MMK FAP azonosító:
2018/111-ENT**

Budapest, 2018. október

A sorozat szerkesztője:
NAGY GYULA
a Magyar Mérnöki Kamara elnöke

Készült a Magyar Mérnöki Kamara Energetikai Tagozatának gondozásában, a 2018. évi Feladat Alapú Pályázatok pénzügyi keretéből.

A kiadvány a Magyar Mérnöki Kamara tulajdona. Másolása, teljes terjedelmében való közzététele csak a Kamara engedélyével lehetséges. Minden jog fenntartva.

Szerző:
Garbai László Dr.
Sánta Róber Dr.
Jasper Andor Dr.

Lektorálta:
Kontra Jenő Dr.

Kiadó:
Magyar Mérnöki Kamara
1094 Budapest, Angyal u. 1-3.
info@mmk.hu, www.mmk.hu

TARTALOMJEGYZÉK

Jelölésjegyzék.....	7
1. BEVEZETÉS.....	9
1.1. A kompresszoros hőszivattyú bemutatása	11
1.2. A közbenső kompresszoros hőszivattyús rendszer energetikai jellemzői, teljesítménytényező (COP).....	13
1.3. A kompresszoros hőszivattyú, mint megújuló energiaforrást kiaknázó berendezés	16
1.3.1. Levegő-levegő hőszivattyúk.....	17
1.3.2. Levegő-folyadék hőszivattyúk.....	18
1.3.3. Folyadék-folyadék hőszivattyúk.....	18
1.3.3.1. A folyadék-folyadék típusú hőszivattyúk hőforrásai	19
2. A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚS RENDSZER FIZIKAI MODELLJÉNEK KIALAKÍTÁSA	23
2.1. A víz-víz hőszivattyús rendszer technológiájának bemutatása	24
2.1.1. Hideg vizet szállító kör	25
2.1.2. Hőszivattyú belső zárt köre	25
2.1.2.1. Az elpárologtató	25
2.1.2.2. A közbenső hőcserélő.....	27
2.1.2.3. A kompresszor	27
2.1.2.4. A kondenzátor	28
2.1.2.5. Az adagolószelep.....	30
2.1.2.6. A hűtőközeg.....	31
2.1.3. Meleg vizet szállító kör	34
2.2. A szabályozás	34
2.3. A vezérlés	34
3. A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚ RENDSZERTANI BEMENET-KIMENET MODELLJE	37
3.1. A hőszivattyú fehér doboz modellje.....	37
3.2. A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú bemenet-kimenet „fehér doboz” – modellje és energetikai analízise.....	40
4. A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚS RENDSZER MATEMATIKAI MODELLJÉNEK KIALAKÍTÁSA.....	43

4.1.	Az elpárologató	46
4.2.	A kondenzátor	47
4.3.	A közbenső hőcserélő	48
4.4.	A fojtó szelep	48
4.5.	A kompresszor	49
4.6.	Segédegységek	49
4.6.1.	A hőátbocsátási tényező meghatározása	49
4.6.2.	A hőátadási tényezők meghatározása	50
4.6.3.	A logaritmikus hőmérsékletkülönbség meghatározása	51
4.6.4.	A hűtőközeg és a víz jellemzői	52
4.7.	A modell bizonytalansága	52
4.7.1.	A hőátadási tényezők vizsgálata az elpárolgási folyamatokban	52
4.7.2.	A hőátadási tényezők vizsgálata a köpenytérben	55
5.	A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT HŐSZIVATTYÚS RENDSZER MATEMATIKAI MODELLJÉNEK MEGOLDÁSA	63
5.1.	A hőszivattyús rendszert leíró egyenletrendszer megoldásának algoritmus	63
5.2.	A hőszivattyús rendszer szimulációs modelljének alkalmazása	66
5.3.	A hőszivattyús rendszer szimulációs eredményeinek a bemutatása	67
6.	AZ ÚJ SZÁMÍTÁSI KÉPLETEK BEMUTATÁSA	76
7.	A KÖRFOLYAMAT TELJESÍTMÉNYTÉNYEZŐJÉNEK MAXIMÁLÁSA, AZ OPTIMÁLIS MUNKAPONT BEÁLLÍTÁSA ADOTT FOGYASZTÓI HŐIGÉNY ESETÉN	81
8.	ÖSSZEFOGLALÓ	87
9.	Irodalomjegyzék	90

Jelölésjegyzék

Latin és görög betűk

$A [m^2]$	felület
$d [m]$	átmérő
$T [K]$	hőmérséklet
$s \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	entrópia
$h \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	entalpia
$x [-]$	gőztartalom
$\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$	tömegáram
$P [W]$	teljesítmény
$\dot{Q} [W]$	hőáram, hőteljesítmény
$U \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	hőátbocsátási tényező
$V_h [m^3]$	hengertérfogat
$n \left[\frac{1}{s} \right]$	fordulatszám
$c [-]$	fojtási tényező
$c_p \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	fajhő
$\eta [-]$	hatásfok
$\alpha \left[\frac{W}{m^2K} \right]$	hőátadási tényező
$\Delta p [kPa]$	nyomásveszteség

Indexek

sz	szívó
ny	nyomó
g	gőz
f	folyadék

1. BEVEZETÉS

Napjainkban a világ csaknem minden országában az energetikai folyamatok hatékonyságának növelése az érdeklődés homlokterébe került, ugyanis a modern gazdaságok és társadalmak egyre több energiát igényelnek és használnak, miközben a hagyományos energiahordozók felhasználásával egyre több probléma jelentkezik, amelyek között elsősorban a természetre gyakorolt növekvő káros hatásokat említhetjük. Az utóbbi évtizedben vált világossá a fosszilis energiahordozóknak az éghajlatváltozásban vélelmezett igen jelentős szerepe. E hatás erőteljes korlátozásának az eszköze a megújuló energiahordozók alkalmazásának növelése.

Magyarország, mint az EU tagja, beemelte a jogrendjébe az Európai Unió határozatát a megújuló energiaforrások nagyarányú növelésére vonatkozóan, és azt a célkitűzést, hogy a megújuló energiahordozók felhasználásának mértékét 14,65%-ra növelje.

A megújuló energiaforrások hasznosíthatóságát több tényező befolyásolja. A helyi természeti adottságok mellett a gazdasági környezet is jelentős befolyásoló tényező a megújuló energiák hasznosítása esetén. A fosszilis energiahordozók árviszonyai és az energiatermelés egyéb költségei jelentős mértékben határozzák meg a keresletet a megújuló irányában csakúgy, mint az állami támogatás mértéke és a kormányzati adópolitikák alkalmazása.

A Nemzeti Cselekvési Terv [1] intézkedései egyik jelentős alfejezetének célja a megújuló energia hasznosítási lehetőségeinek bemutatása az épületenergetika területén. Az épületek energetikai jellemzői, az építési szabványok szorosan összefüggenek a megújuló energiaforrások fűtési-hűtési célú hasznosításával, ezért a terület kiemelt kezelése a megújuló energiaforrások szempontjából is indokolt. Ezen túlmenően egyes megújuló energiaforrás típusok alkalmazása elválaszthatatlanul összekapcsolódik az épületenergetikával.

- A magyar épületállomány energetikai állapota az EU-átlagnál rosszabb, ezért azok átalakítása, korszerűsítése különösen jelentős potenciált jelent az energetika területén. Ma a Magyarországon felhasznált összes energia 40%-át az épületeinkben használjuk el, amelynek mintegy kétharmada fűtés és hűtés számlájára írható. Az épületek fűtése az egyik legnagyobb CO₂ kibocsátó.
- Az épületszektor energetikai korszerűsítésének jelentőségét támasztja alá továbbá az a tény, hogy ebben a szektorban lehet a leginkább költséghatékony módon energia megtakarítást elérni. Az épületenergetika az EU egyik fő prioritási területe is, mert bizonyítottan ez az a terület, ahol a leghatékonyabban lehet a klímavédelmi célokat teljesíteni. Ezért a Kormány 2011-től az új

Széchenyi Terv részeként átfogó épületenergetikai programot indított, amely célja az épületek energetikai korszerűsítése, az energiahatékonyság, valamint a megújuló energiaforrások alkalmazásához történő hozzájárulás. A megújuló energiaforrások fokozott mértékű alkalmazásának egyik kitűnő lehetősége a hőszivattyúk alkalmazása [2].

- A hőszivattyúk a megújuló és a hulladéke energiák hasznosításával elősegítik a fosszilis tüzelőanyagok gazdaságosabb felhasználását, így jelentősen mérsékelik az építmények energiaellátásának üzemeltetési költségeit. Energetikai szempontból kedvező, hogy a hőszivattyúk alkalmazhatók épületek fűtésére, hűtésére és használati melegvíz előállítására is. Napjaink egyik leghatékonyabb eszköze annak, hogy energiát takarítsunk meg és a szén-dioxid kibocsátást csökkentsük.
- A legnagyobb energia megtakarítást az energiatermelés és felhasználás ésszerűsítésével, az építmények hőveszteségének csökkentésével, valamint a fűtőberendezések optimális kiválasztásával és üzemeltetésével érhetjük el. Az épületgépészetnek a fűtési technológiák korszerűsítésével a közeljövőben várhatóan nélkülözhetetlen berendezése lehet a hőszivattyú.

A hőszivattyú energetikai hatásfokának javítása és az üzemeltetés minőségének emelése megkerülhetetlenné teszi, hogy törekedjünk a hőszivattyú üzemének, a benne zajló folyamatok mind pontosabb leírására, az azt megalapozó fizikai, matematikai modellek fejlesztésére és finomítására. A hőszivattyú matematikai modellje lehetővé teszi az optimális rendszerek kialakítását, gazdaságosabb megoldások keresését, üzemi jellemzők kiértékelését valamint élettartam és költségtervezést.

Dolgozatunkban a közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú termodinamikai és energetikai vizsgálatával illetve a körfolyamat energetikai optimalizálásával foglalkozunk.

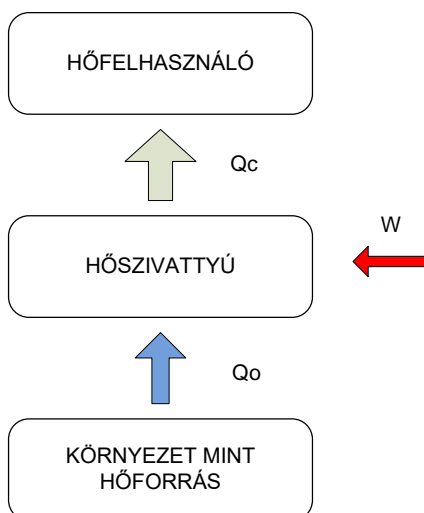
Célkitűzésünk, hogy a közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú körfolyamatát megvalósító technológiai berendezésekben, rendszerelemekben végbemenő termodinamikai, hőközlési és áramlástan folyamatokat leírassuk.

A fentiek birtokában a jelen dolgozat fő célkitűzése a különböző fűtési hőigényekhez a rendszer üzemének optimalizálása, vagyis annak vizsgálata, hogy az adott hőigényt hogyan tudjuk minimális elektromos energia felhasználásával kielégíteni. A lényeg tehát a COP-nek mint a rendszer célfüggvényének maximalizálása, annak vizsgálata, hogy ezt az elpárolgató és a kondenzátor vízoldalán milyen döntési paraméterekkel,

illetve azok milyen értékével tudjuk beállítani, figyelembe véve a kompresszor és a fojtó szelep viselkedését a névlegestől eltérő munkapontokban.

1.1. A kompresszoros hőszivattyú bemutatása

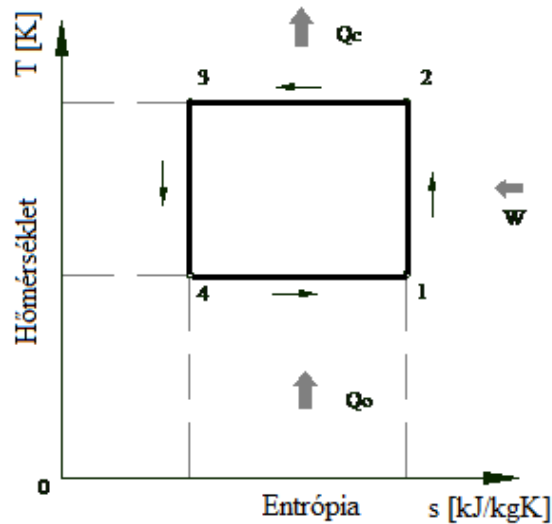
A XX. század második felének és a XXI. század, tehát jelen korunk egyik leghatékonyabb, energiatakarékos fűtési illetve hűtési megoldását jelenti a kompresszoros hőszivattyú alkalmazása. A kompresszoros hőszivattyú olyan berendezés, amely zárt rendszerben áramló munkaközeg segítségével alacsony hőmérsékletű környezetből (külső munkaközegtől) energiát (hőt) vesz fel, azt villamosenergia vagy mechanikai munka befektetésével, munkagéppel hajtott kompresszor segítségével magasabb hőmérséklet szintre emeli és a felhasználónak, egy másik munkaközegnek, többnyire fűtési rendszerben keringetett hőhordozó közegnek (víznek) leadja (ábra 1.1.).



1.1. ábra: A kompresszoros hőszivattyú energiaszállása

A kompresszoros hőszivattyúk körfolyamatának kialakítása - egy és többfokozatú hűtőgépek- számos formája ismert a szakirodalomban. Több mint 100 éve ismert műszaki megoldás, de csak az elmúlt húsz évben terjedt el Európában és a világon.

A hőszivattyúk körfolyamatai termodinamikailag megegyeznek a hűtőkörfolyamatokkal, csupán a hideg hőtartály szerepét a környezet, a meleg hőtartályét pedig a fűtött rendszer veszi át. Az ideális hűtő és hőszivattyú körfolyamatot a Carnot-körfolyamat (1.1. ábra) szemlélteti.



1.2. ábra: Carnot-körfolyamat [3]

A körfolyamatba bevezetett hő: $Q_o = T_1 \cdot \Delta S.$ (1.1)

A körfolyamatból elvezetett hő: $Q_c = T_2 \cdot \Delta S.$ (1.2)

A körfolyamatba befektetett mechanikai munka: $W = (T_1 - T_2) \cdot \Delta S.$ (1.3)

Az entrópia különbség: $\Delta S = T_1 - T_4$ illetve $T_2 - T_3$ (1.4)

A Carnot-körfolyamat energetikai hatékonyságát a teljesítménytényezők (fajlagos hűtő illetve fűtő teljesítmény) mutatják, amelyek:

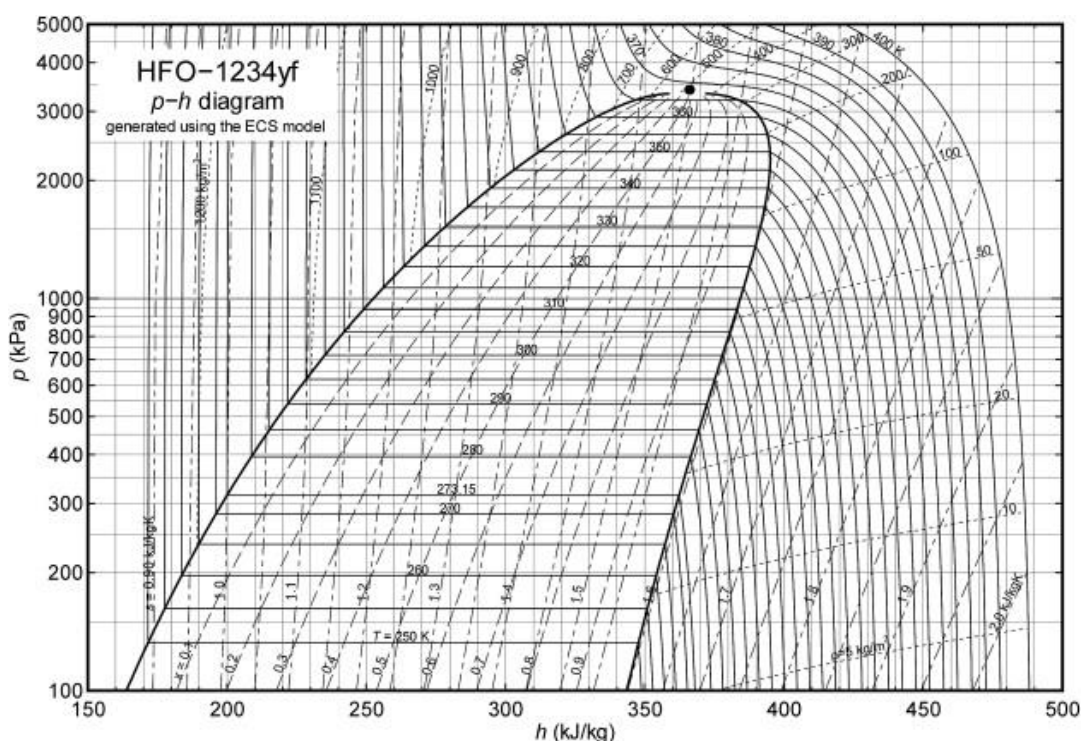
$$COP_{hűtő} = \frac{Q_o}{|W|} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} [-],$$

$$COP_{hősziv.} = \frac{Q_c}{|W|} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} [-].$$

(1.5)

A technikailag kivitelezett hűtőgépekben és hőszivattyúkban nem Carnot-körfolyamatot valósítunk meg, hanem a technikai munka kinyerése helyett fojtószelepen keresztül izentalp expanzióval kötjük össze a kondenzátor és az elpárolgató nyomás szintjét. Ennek következtében természetesen a Carnot-körfolyamathoz képest a valóságos körfolyamat teljesítménytényezőjének értéke csökken és számítási módja is más.

A hűtő- és hőszivattyú körfolyamatok szemléltetésére és számítására a T-s diagramnál jobban bevált az eredetileg Bánki Donát [4] által bevezetett logp-h diagram, amelyben az alkalmazott hűtőközegek típusára jellemző állapotváltozások görbéi találhatók. A kis és közepes teljesítményű hőszivattyúk egyik leggyakrabban alkalmazott munkaközege a 2015-es években kifejlesztett R1234ze jelű hűtőközeg (1.3. ábra).

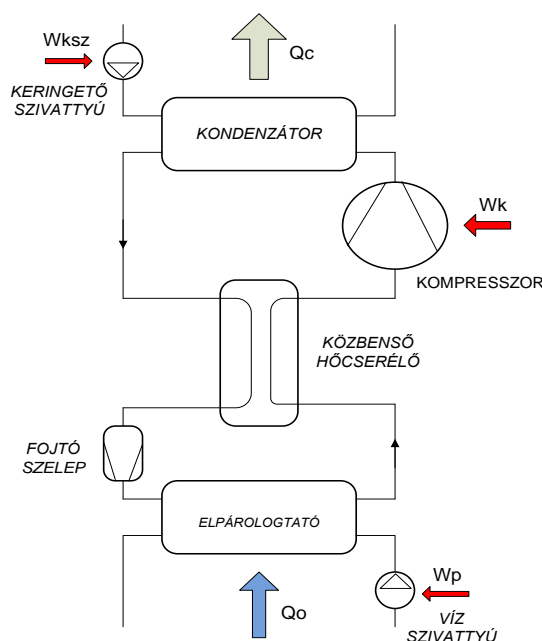


1.3. ábra: Az R1234ze hűtőközeg logp - h diagramja [5]

1.2. A közbenső kompresszoros hőszivattyús rendszer energetikai jellemzői, teljesítménytényező (COP)

A rendszer energetikai hatásfoka, a teljesítménytényező, a nemzetközi terminológiában COP, a fűtésre nyert hő és a befektetett összes mechanikai munka közötti viszonyt fejezi ki. A teljesítménytényező megmutatja hány kWh hőt nyerünk 1kWh kompresszió munka befektetése mellett. A mechanikai munkát általában

A hőszivattyúk hatékonyságát pontosabban jellemzi a szezonális energiahatékonyság SCOP. A szezonális COP érték az SCOP. Abban különbözik a COP értéktől, hogy ez nem csak egy adott külső hőmérséklet mellett adja meg a berendezés jóságfokát, hanem több külső hőmérséklet mellett méri, az eredményeket az adott külső hőmérséklet előfordulása alapján súlyozzák, ezáltal a teljes fűtési szezonra sokkal jobban jellemző szezonális jósági fokot kapunk.



A hőszivattyús rendszer működtetéséhez a kompresszor mellett szivattyúkat is alkalmazunk: az elpárolgatóhoz csatlakozó hidegvizes rendszerben és a kondenzátorhoz kapcsolt hőszolgáltató fűtési rendszerben a hőszállító közeg keringetését szivattyúkkal végezzük.

A kompresszoros hőszivattyús rendszer teljes teljesítménytényezőjének számításakor a keringető szivattyúk teljesítményét is figyelembe kell venni a Carnot-körfolyamatra definiált összefüggésben:

$$COP = \frac{Q_c}{\sum W_i} [-], \quad (1.7)$$

$$\text{illetve} \quad COP = \left| \frac{Q_0 + W_k + W_{ksz}}{W_p + W_k + W_{ksz}} \right|_{max.}, \quad (1.8)$$

$$\text{ahol} \quad Q_c = Q_0 + W_k + W_{ksz}, \quad (1.9)$$

$$\sum_1^3 W_i = W_p + W_k + W_{ksz}, \quad (1.10)$$

$Q_0 [W]$ - az elpárologtatóban felvett hő teljesítménye, a szállított hő,

$Q_c [W]$ - a kondenzátorból elvezetett hő teljesítménye, fűtésre használt hő,

$W_k [W]$ - a kompresszor által felvett teljesítmény,

$W_p [W]$ - a vízszivattyú elektromos teljesítmény igénye,

$W_{ksz} [W]$ - a keringető szivattyú elektromos teljesítmény igénye.

A hőszivattyú energetikai optimuma akkor áll elő, ha a COP maximális értéket vesz fel. Maximális teljesítménytényezőt akkor érünk el, ha a hőt minimális befektetett mechanikai munka felhasználásával szállítjuk a felhasználás helyére.

Fontos kiemelni, hogy a teljesítménytényezőre nagymértékben kihatnak a rendszer geometriai méretei és szerkezeti megoldásai. A megszerkesztett és legyártott rendszernél a teljesítménytényezőt már csak a befektetett mechanikai munkák csökkentésével lehet javítani. Mechanikai munkára (teljesítményre) van szükség a szivattyúk illetve a kompresszor működtetéséhez.

A maximális COP beállítása nem könnyű feladat, ismerni kell a hőszivattyús rendszer struktúráját, szerkezeti megoldásait, működését és nem utolsósorban a rendszer teljeskörű fizikai és matematikai modelljét, amelyek a rendszerben végbemenő körfolyamat állapotváltozásait, veszteségeit és ezekkel összefüggésben a teljesítménytényező, COP értékét írják le.

A fizikai modellt leképező matematikai modell nélkül nehéz elképzelni az üzemeltetési optimum elérését, habár a mai műszaki-technológia és gyártási színvonal biztosít számunkra olyan műszaki megoldásokat, amelyek segítségével a kivitelezett, működő rendszereknél beállítható az adott rendszer energetikai optima.

Rendelkezünk olyan kompresszorokkal és szivattyúkkal, amelyek fordulatszáma széles tartományban folytonosan szabályozható. A fordulatszámok összehangolásával az aktuális fogyasztói igényhez beállítható az adott szerkezetű rendszer maximális teljesítménytényezője.

A maximális teljesítménytényező a névleges állapotra (legnagyobb terhelésre) a tervezés fázisában az optimális rendszer paraméterek megválasztásával határozható meg, szoros összefüggésben a rendszer együttes létesítési és üzemeltetési költségének minimalizálásával.

A kivitelezett rendszerénél viszont a kompresszort és a szivattyúkat hajtó motorok fordulatszámának összehangolásával továbbá egyéb, a későbbiekben részletezett döntésekkel az optimális munkapont beállítása a cél, amely az üzemeltetés optimalizálását lehetővé tevő matematikai modell felállításával valósítható meg. Az üzemi optimális munkapont beállítása alatt a hőszivattyús rendszer teljesítménytényezőjének maximalizálását értjük.

A globális optimum kitűzése csakis a tervezés fázisában valósítható meg, hisz ebben a szakaszban van lehetőség a legjobb szerkezeti megoldások és optimális méretek megválasztására. A meglévő, már megvalósított rendszerénél az üzemeltetési költség minimalizálásához a szerkezeten és a méreteken változtatni már nem lehet.

1.3. A kompresszoros hőszivattyú, mint megújuló energiaforrást kiaknázó berendezés

A kompresszoros hőszivattyú (továbbiakban hőszivattyú), amely hatékonyabb energia kihasználást tesz lehetővé a primer energiák közvetlen kihasználásához képest, a mechanikai energia mellett egy hozzá kapcsolható alacsony hőmérséklet szintű

hőforrást is igényel. A hőszivattyúk hőforrásai többnyire megújuló, környezetünk természetes energiaforrásai.

A hőforrástól függően különböző típusú hőszivattyúk léteznek, melyeket következőképpen lehet osztályozni:

- Levegő-levegő típusú hőszivattyúk: a levegőből nyert hőt légfűtésben hasznosítjuk.
- Levegő-folyadék típusú hőszivattyúk: a levegőből nyert hőt a fűtési rendszerben keringetett fűtővíznek adjuk át. Többnyire alacsony hőmérsékletű fűtéseken alkalmazzák.
- Folyadék-folyadék típusú hőszivattyúk: a természetes vizek hőjét illetve földhőt hasznosítják. Szintén többnyire alacsony hőmérsékletű fűtéseken alkalmazzák.

Az ideális hőforrás kiválasztásánál figyelembe kell venni a rendelkezésünkre álló hőforrás kiaknázási lehetőségeit, a közeg hőmérsékletét és nem utolsósorban a felhasználható hő mennyiségét, a hőforrás rendelkezésre álló kapacitását. Az ideális hőforrás nagy és stabil, bőségesen rendelkezésre áll, nem okoz szennyezést, jó termofizikai tulajdonságai vannak (Stróbl [2]).

1.3.1. Levegő-levegő hőszivattyúk

A levegő a „környezetünket képezi”, korlátlanul rendelkezésre áll és bármikor felhasználható. A hőszivattyú számára, ezáltal bizonyos mértékig hatékony energiaforrás.

A környezeti levegő hőforrásként, az időjárástól függően többé-kevésbé +2, +3 °C hőmérsékletig hasznosítható, megfelelő teljesítménytényezővel és költséggel. A levegő ennél alacsonyabb hőmérséklete esetén a hőszivattyú COP értéke igen kicsivé válik (kisebb mint három) ezáltal –figyelembe véve a villamosenergia-termelés hatásfokát– a primer energia felhasználás nagyobb lesz ahhoz képest, mintha a primer energiát közvetlenül fűtésre használnánk fel.

- Elmondható, hogy a levegős hőszivattyú teljesítménytényezője, azaz a COP általában alacsonyabb a vizet illetve a föld hőjét hasznosító hőszivattyúkhoz képest. Mindezek mellett mégis a legelterjedtebb hőszivattyú típusnak számítanak, hiszen egyszerűen és olcsón telepíthetők. Nincs szükség

talajszonda telepítésre, sem pedig kollektorok kialakítására, így a levegő-levegő típusú hőszivattyúk telepítésének összköltsége igen kedvező.

1.3.2. Levegő-folyadék hőszivattyúk

A split készülék (levegő-víz hőszivattyú) kültéri egysége a környezeti levegő energiáját hasznosítja, a beltéri hidraulikus modul adja át a hőt a hőleadóknak és a HMV tárolójának. Hűtés esetén a hőszivattyú az épületből a levegőnek adja át a felesleges hőt.

Levegő-folyadék hőszivattyú hátránya az erősen hőmérsékletfüggő alacsony COP: 2.6-3.5 (+2 °C fokos levegőn mérve), és nem utolsó sorban a beltéri kivitel esetén a zajhatás (54 dB).

1.3.3. Folyadék-folyadék hőszivattyúk

A kivitelezési mód lehetővé teszi a földhő, talajvíz, élővíz vagy egyéb környezeti hőforrásokhoz való hozzáférést. A folyadék-folyadék hőszivattyúk lehetnek nyitott vagy zárt rendszerűek.

A földhő-víz rendszerű hőszivattyúk általában zárt rendszerűek, míg az egyéb víz-víz hőszivattyúk lehetnek zárt és nyitott rendszerűek.

A zárt rendszereknél fagyálló folyadék kering a csőhálózatban és a hőt a felszín alatti közeggel érintkező csövek továbbítják az elpárologtatóhoz. Teljesítménytényezőjük rosszabb, mint a nyitott rendszereké, mert egy hőmérsékletlépcső alakul ki a föld, a szonda és a munkaközeg között. Továbbá a fagyálló folyadék viszkózusabb, ezért nagyobb szállítomagasságot és nagyobb szivattyúzási energiát is igényelnek. Viszont üzemeltetésük lényegesen biztonságosabb, mivel a rendszer állandóan ugyanazzal a folyadékkal van feltöltve, így kevésbé korrodálódik, és élettartama is hosszabb. A zárt rendszerek hátránya, hogy beruházási költségük nagyobb, mint a nyitott rendszereké.

Nyitott rendszerek esetében a hőkinyerés a természetes víz (talajvíz, forrásvíz, hévíz, patakok, folyók stb.) kiszivattyúzásával és visszatáplálásával történik. Hévizek esetében a lerakódások és elszódások miatt az elpárologtató és a hőforrás közé egy közvetítő közeget iktatunk be, miáltal a rendszert tulajdonképpen zárttá tesszük.

Nyitott rendszerek esetén ügyelni kell a hőforrás minőségére, szennyezettségére, szükség esetén a szűréséről, illetve megfelelő kezeléséről gondoskodni kell.

1.3.3.1. A folyadék-folyadék típusú hőszivattyúk hőforrásai

- A folyadék-folyadék típusú hőszivattyúk hőforrásai közé a földhő, a természetes élővizek, a hévizek, a talajvíz és a kútvíz sorolható.
- A mélyebb rétegek és a felszín közeli talaj hője természetes hőforrás, amely a hőjét egyfelől a Föld belsejéből, másfelől a napsugárzásból nyeri. A talaj felső rétegei az évszakoknak megfelelően viszonylag nagy hőingadozást mutatnak, de a fagyhatár alatt ez az ingadozás sokkal kisebb.
- ***A földhő kinyerése: talajkollektoros rendszer***
 - A vízszintes kialakítású talajkollektoros rendszer esetében 1.6 – 2 méter mélyen, a fagyhatár alá fektetett csőkiágók segítségével történik a hő kinyerése a talajból. A csövek anyaga polietilén vagy műanyaggal bevont réz. A talajkollektoros rendszer alkalmazásához, a fűtési hőigény nagyságától továbbá a talaj minőségétől függően elegendő nagyságú kiásható földfelület szükséges a csőkiágók fektetése számára. Az említett mélységben a talajhőmérséklet a léghőmérséklet és a napsugárzás intenzitásának függvényében jelentősen változik az év folyamán, ezért ezzel a kialakítással alacsonyabb teljesítményteljesítő értékű, mint a talajszondás változattal.
- ***A földhő kinyerése: talajszondás rendszer***
 - A függőleges kialakítású talajszondás rendszerek nagy előnye, hogy a talaj hőmérséklete megfelelő mélységben gyakorlatilag évszaktól független, egész évben állandó. A talajszondával rendelkező hőszivattyúk alkalmasak a hőszükséglet kielégítésére az egész fűtési szezonban.
 - A talajszondás rendszerek függőleges kialakításúak. Megközelítőleg 120mm átmérőjű anyacsőben, talajfelszíntől mérve 50 – 250 méter mély furatokban helyezik el a kettő vagy négy csőből álló talajszondát. A talajszondás rendszer tervezésekor feltétlenül meg kell győződnünk arról, hogy az adott terület geológiailag alkalmas-e az 50 – 100 méter mély furatok kialakításához.
 - A nagyobb rendszerek tervezése esetén a munkálatok előtt geofizikai vizsgálat és szondateszt szükséges. Ezek során a különböző talajrétegek jellemzőit vizsgálják, ami azért szükséges, mert a különböző összetételű és tulajdonságú talajból kinyerhető energia mennyisége meglehetősen széles tartományban

változhat, amit a szondafuratok számának meghatározásánál feltétlenül figyelembe kell venni.

- ***Felszíni élővizek hőjének kinyerése***

- A zárt rendszerek csoportjába tartoznak a felszíni vizek hőjét hasznosító hőszivattyús rendszerek. Tó vagy folyó aljára megfelelő mélységben fektetett csőkiigyt, kollektort használnak a szükséges energia kiaknázására. Előnye a drága földmunkák költségeinek megtakarítása, a hőszivattyú COP szempontjából pedig nincs hőmérsékletlépcső. Hátránya, hogy ökológiai hatásai károsak lehetnek a környező élővilágra, ezért a vízjogi előírások bizonyos korlátokat szabnak.

- ***Talajvíz, kutak hőjének kinyerése***

A talajvíz hőmérséklete $+7^{\circ}\text{C}$ -tól $+20^{\circ}\text{C}$ -ig terjedhet, és közelítőleg független a levegő hőmérséklettől. A hőelvonás nem befolyásolja a talajvíznek sem a minőségét, sem a mennyiségét.

A nyerőkútból a vizet szivattyú emeli ki és nyomja át hőleadás céljából a hőszivattyú elpárologtatóján. A lehűlt vizet a nyelőkútba visszasajtolják a talajvíz tartományba. A nyerőkút elhelyezésekor figyelembe kell venni a talajvíz áramlásának irányát, továbbá a kutakat ajánlatos egymástól legalább 10 – 15 m távolságra elhelyezni.

A víz-víz hőszivattyúk esetében az elpárologtatóban a kútvízhőmérséklet $3\text{--}4^{\circ}\text{C}$ -nál alacsonyabb hőmérsékletre nem eshet az elfagyás veszélye miatt. A víz-víz hőszivattyúk tervezési korlátja a rendelkezésre álló talajvíz hőmérséklete, és a kút vízhozama. A víz talajból történő kinyeréséhez az illetékes vízügyi hatóságok engedélye szükséges.

- ***Hévízek hőjének kinyerése***

A földkéreg alatt lejátszódó radioaktív folyamatok hőt termelnek. Ez a hő folyamatosan áramlik a föld felszíne felé. Így a kéregben jelentős tárolt hőkészletek alakultak ki. A tárolt hőkészlet két részből áll, a hévízkészletből, és a felmelegedett kőzetekben tárolt hőből. Ezek azonban nem választhatók élesen ketté, hiszen a leszivárgó vizeket a kőzetek melegítik fel.

A felszínre hozott hőtároló közeggel egyrészt hévizet (30°C -nál melegebb vizek), másrészt hőt kapunk. Tehát a hőhordozó hasznosítását elsősorban annak minősége határozza meg.

A felszínre hozott hévizek egyfelől gyógyvizek, másfelől energetikai célra is hasznosulnak. Az utóbbi évtizedekben előtérbe került a hévizek energetikai célú felszínre hozatala és hasznosítása. A gyógyhatás a víz só- és gáztartalmától függ. A gyógyvizek hője is kinyerhető, hiszen a melegebb vizet kellemes hőmérsékletűre kell hűteni, és ez oly módon is megtehető, hogy a víz minőségének változtatása nélkül vonják el a fölösleges hőt.

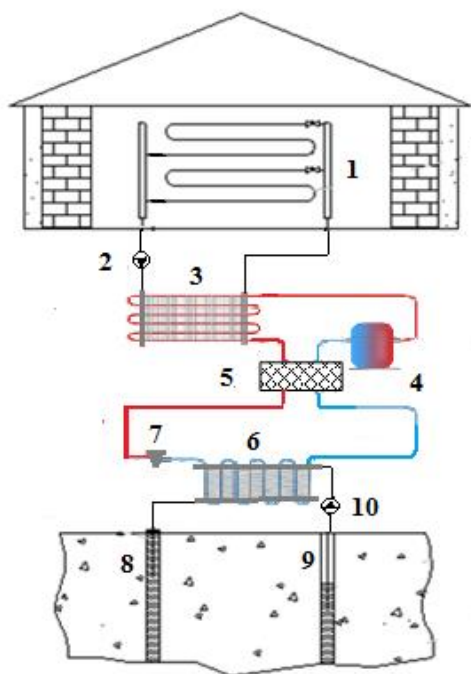
Amennyiben nem gyógyhatású a felszínre hozott hévíz, akkor ezekben az esetekben csak a hőt hasznosítják. A felszínre hozott hévíz hőjét a lehető legalacsonyabb hőmérséklet szintig fel kell használni. Amennyiben a víz visszasajtolásra kerül, csak a hő hasznosul, a víz összetétele nem változhat [6].

A hévízelhelyezés jogi és környezeti problémákat vet fel, amelyek elemzése a jelen értekezésemnek nem lehet tárgya.

2. A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚS RENDSZER FIZIKAI MODELLJÉNEK KIALAKÍTÁSA

A hőszivattyús fűtőrendszer középpontjában a körfolyamat van. A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú fizikai modelljét öt fő alkotóelem képezi: az elpárolgató, a belső hőcserélő, a kompresszor, a kondenzátor és az adagolószelep. Az elpárolgatóon keresztül kapcsolódik be a modellbe a hidegvíz-kör, azaz a hűtött kör, amely az alacsony hőmérsékletű hőforrás. A kondenzátoron keresztül pedig a melegvíz-kör, azaz a fűtési kör, a fűtési rendszer. A munkánkban azokkal a hőszivattyús rendszerekkel foglalkoztunk, amelyeknél az elpárolgató, a közbenső hőcserélő és a kondenzátor csőköteges típusúak. Ezeket elsősorban talajvizes és kútvides rendszereknél alkalmazzák, tekintettel arra, hogy ezek a hőcserélő típusok a szennyeződésekre kevésbé érzékenyek. Nyílt rendszerek esetében ezek alkalmazása ajánlott. Zárt rendszerek esetében a lemezes hőcserélők alkalmazása már meghaladja a csőköteges hőcserélők részarányát.

A teljes hőszivattyús rendszer vázlatát forrás és nyelőkutakkal a 2.1. ábra mutatja.



Jelmagyarázat:

- 1. Fűtőkör
- 2. Keringető szivattyú
- 3. Kondenzátor
- 4. Kompresszor
- 5. Közbenső hőcserélő
- 6. Elpárolgató
- 7. Adagoló szelep

2.1. ábra: A kompresszoros hőszivattyús fűtőrendszer vázlata és energiaáramai

8. Forráskút

9. Nyelőkút

10. Búvár szivattyú

A hűtőközeg az elpárolgatóban, elpárolgással átveszi a hőt az alacsony hőfokú áramkörben áramló hűtött közegtől. Az elpárolgatóban a kétfázisú hűtőközeg, alacsony nyomású, száraz, telített hűtőközeg gőz állapotba $x=1$ kerül a hőfelvétel során.

A közbenső hőcserélőben valósul meg a hőátadás az alacsony nyomású gőz fázisú hűtőközeg és a magas nyomású folyadékfázisú hűtőközegtől. Az előmelegített alacsony nyomású hűtőközeget a kompresszor beszívja és mechanikai munka befektetése mellett magasabb energia szintre szállítja, komprimálja. A felmelegedett gőz a kondenzátorban a hőt átadja a fűtött közegnek, miközben kondenzálódik. A kondenzátum – magas nyomású folyadékfázisú hűtőközeg a közbenső hőcserélőben előmelegíti az alacsony nyomású gőzfázisú hűtőközeget. A kondenzátum a fojtószelepen áramolva kerül újra az elpárolgatóba. A fojtószelep térfogatváltozással biztosítja, hogy a hűtőközeg kondenzátumának hőmérséklete az elpárolgási hőmérséklet szintjére csökkenjen, továbbá hogy az elpárolgatóba optimális mennyiségű hűtőközeg kerüljön be, azaz szabályozza az elpárolgató túlhevítési mértékét.

2.1. A víz-víz hőszivattyús rendszer technológiájának bemutatása

Egy hőszivattyús fűtőrendszer három, hőt szállító áramlási körből tevődik össze, amelyek:

- a hidegvíz-kör a hőforrás és az elpárolgató között,
- a munkaközeg technológiai köre, a zárt körfolyamat,
- a melegvíz-kör a kondenzátor és a hőfelhasználás között.

A következőekben ezeket részletesen elemezzük.

2.1.1. Hideg vizet szállító kör

Az e körben lévő közeg szállítja a hőt a hőforrásból az elpárolgatóba. A szállítóközeg leggyakrabban víz.

A kör alkotóelemei: a hőforrás, vízszivattyú, az előremenő csővezeték, az elpárolgató és a visszatérő csővezeték.

A hidegvíz szállítás kör hőforrása a környezet, ezen belül a földhő – talajszondákkal-, talaj- és felszíni vizek (kutakkal).

A talaj hőjének kiaknázása történhet nyitott és zárt rendszerben. Mindkét megoldásnak megvannak az előnyei és hátrányai, amelyeket már az előzőekben elemeztünk.

A víz áramoltatásának szempontjából felvetődik a kérdés: a zárt vagy a nyitott rendszer igényel-e nagyobb szivattyú teljesítményt. Ez mindkét rendszer esetében az alkalmazott műszaki megoldástól függ. Gazdasági szempontból általában a nyitott rendszer kivitelezése és üzemeltetése előnyösebb.

2.1.2. Hőszivattyú belső zárt köre

A kör alkotóelemei: elpárolgató, belső hőcserélő, kompresszor, kondenzátor, adagoló szelep valamint az elemeket összekötő csővezetékek.

2.1.2.1. Az elpárolgató

Az elpárolgatóban történik – a hőforrásból nyert hővel – a hűtőközeg elpárolgatása. Az elpárolgató akkor hatékony, ha a hőátadó felület teljesen el van árasztva hűtőközeg keverékkel.

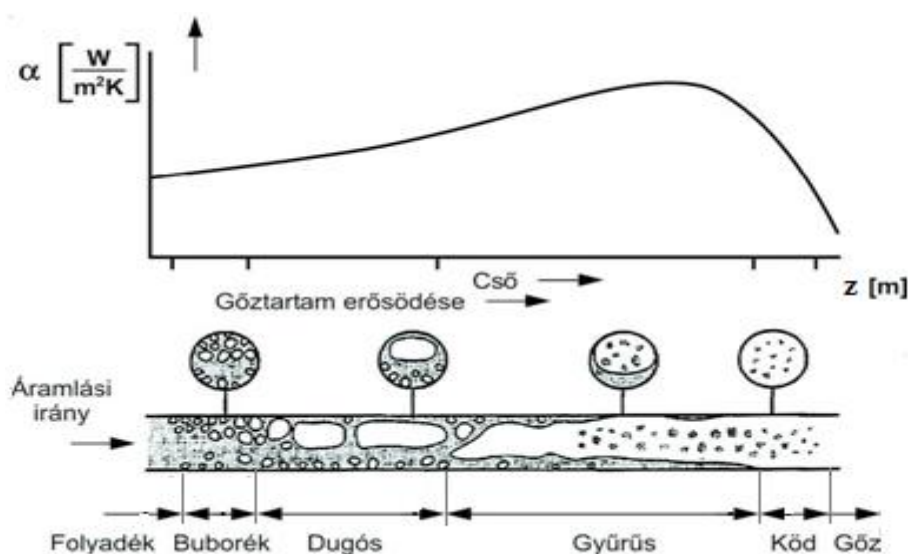
A „hagyományos típusú” hőszivattyúknál biztonsággal el kell kerülni az elpárolgató túltöltését, mert a kétfázisú hűtőközeg kompresszorba jutva üzemzavart (folyadékütést) okozhat. Az elpárolgatókból biztonsággal száraz gőz, tehát kissé túlhevített gőz kell, hogy távozzon. A kevesebb mennyiségű hűtőközeg beáramlásával az elpárolgató felületének egy része üzem közben szárazon marad. Az el nem árasztott felületrész a hőelvonás szempontjából gyakorlatilag hatástalan. Az el nem árasztott szakaszon sokkal rosszabb a hőátadás, mint a nedvesített felületrészeken. Az elpárolgott hűtőközeg – a gőz itt már csak túlhevül.

Míg a belső hőcserélővel ellátott hőszivattyú esetében, az elpárolgató felületrésze teljes mértékben elárasztott a kétfázisú hűtőközeggel. Így az elpárolgató kihasználtsága a hőelvonás szempontjából teljes mértékű.

A vízszintes csőben lejátszódó elpárolgási folyamat két részből tevődik össze:

- Az elpárolgási szakasz: $0 < x < 1$.
- A túltelített állapot: $x = 1$.

Az elpárolgató elpárolgási szakaszában a csőben áramló hűtőközegben a folyadék és a gőz aránya folyamatosan változik. Ennek következményeként a cső keresztmetszetében az áramló fázisok sebessége különböző. A fázisok sebessége nemcsak a keresztmetszetben, hanem a csőhossz függvényében is változik. Az áramlási sebesség függvényében változik a hőátadási tényező is. Természetesen az elpárolgási folyamat következményeként az áramlási mintakép is folyamatosan változik.



2.2. ábra: Az elpárolgatóban áramló hűtőközeg áramlási képe [7]

Az áramlási szakaszok képek:

- buborékos,
- dugós,
- gyűrűs áramlás (nedves gőz és nedves csőfal),
- ködös (nedves gőz, száraz csőfal),
- egyfázisú hűtőközeg (túlhevített gőz).

Az elpárolgató nem más, mint egy felületi hőcserélő. A felületi hőcserélők szilárd konstrukciók, különböző geometriai alakokban és méretekben. Kialakítását a hűtött közeg fajtája és az alkalmazási célja együttesen határozzák meg. A felületi hőcserélő szétválasztja a két munkaközeget, intenzív hőcsere mellett.

2.1.2.2. A közbenső hőcserélő

A közbenső hőcserélőben valósul meg a hőátadás az elpárolgatóból kiáramló, alacsony nyomású, gőz halmazállapotú hűtőközeg és a hőcserélő másik oldalon áramló magas nyomású folyadék halmazállapotú hűtőközeg között. A közbenső hőcserélő mindkét oldalán áramló hűtőközeg egyfázisú. A magas nyomású kondenzátum nyomása azonos a kondenzátor nyomásával, míg az alacsony nyomású közege pedig az elpárolgási nyomással azonos.

A közbenső hőcserélők - szilárd konstrukciójú felületi hőcserélők, különböző geometriai alakokban és méretekben.

2.1.2.3. A kompresszor

A kompresszió célja a hűtőközeg hőmérsékletének növelése, a kondenzátorban lezajló hőátvitel megvalósítása céljából.

Az eszményi kompresszió izentropikus. A valóságos kompresszió irreverzibilis, veszteséges, ugyanakkor adiabatikus, mivel a kompresszor és a környezet közötti hőcsere elhanyagolható mértékű.

A kompresszió célja a hűtőközeg alacsony hőmérsékleti szintről magasabb hőmérsékleti szintre történő szállítása, mechanikai energia felhasználásával. Energetikai szempontból a mechanikai munka a gőz entalpiájának növelésére használandó el. A hűtőközeg komprimálásakor növekszik a gőz nyomása és ezzel együtt a hőmérséklet is.

A hőszivattyús rendszereknél alkalmazott típusok: dugattyús, spirál és turbókompresszorok. A hűtőtechnikában a spirálkompresszorok (scroll) mind nagyobb teret hódítanak kedvező tulajdonságaiknak (szállítási fokuk és a belső hatásfokuk) köszönhetően.

Előnyök:

- alternáló elemeket nem tartalmaz, rezgés- és zajmentes üzemű,
- nincsenek munkaszelepei,
- nincs káros tere,
- folyadékütéssel szemben nem érzékeny,
- kevés alkatrészből áll.

Hátránya:

- Csigák pontos gyártásához szükséges technológia.

2.1.2.4. A kondenzátor

A kondenzátorban valósul meg a hőátvitel a körfolyamat munkaközege (hűtőközeg) és a fűtött közeg között. Jelen esetben a hűtőközeg R134a, a kondenzátor csöveiben áramlik, míg a fűtött közeg, azaz a fűtési rendszerben keringetett fűtővíz a köpenyrészben.

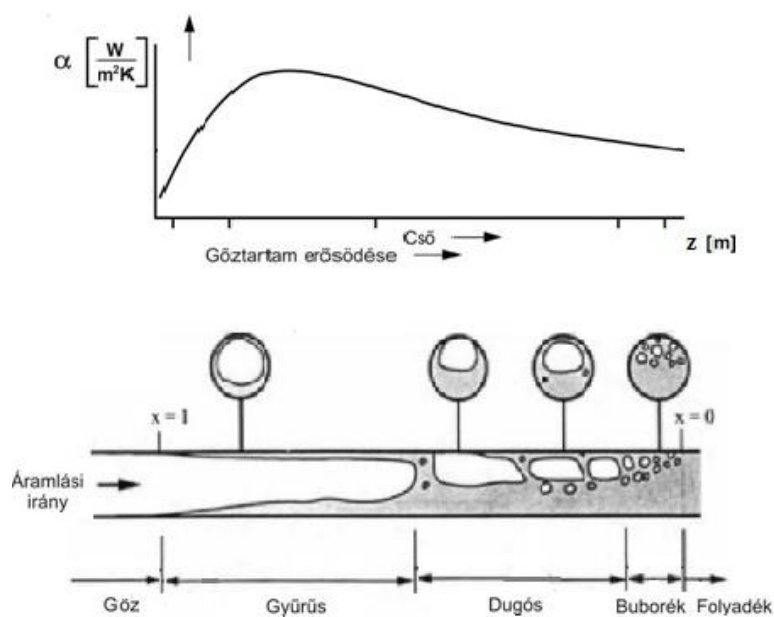
A kondenzátorban a hűtőközeg oldalon a folyamat két szakaszból tevődik össze:

- A túlhevítési szakasz: $x = 1$.
- A kondenzációs szakasz: $1 > x > 0$.

A munkánkban minden egyes szakaszt figyelembe vettünk a vezérlőegyenletek segítségével.

Állandósult kondenzációs folyamatnál a belépő gőz állapotból a kilépő folyadékfázisba való átmenet során, a kondenzátor csöveiben áramló hűtőközegben a folyadék és gőzfázis aránya folyamatosan változik. A hűtőközeg tömegárama viszont állandó $\dot{m} = \text{const.}$ ennek ellenére csőkeresztmetszetekben áramló fázisok sebessége különböző.

A konvektív kondenzációs folyamatnál az áramlási kép folyamatosan változik és ennek függvényében a konvektív hőátadási tényező is változik.



2.3.ábra: Áramlási kép horizontális csőkondenzáció esetében [8]

Áramlási szakaszok képei:

- túlhevített gőz, száraz csőfal,
- gyűrűs áramlás (túltelített gőz és nedves csőfal),
- gyűrűs áramlás,
- dugós,
- buborékos,
- aláhűtött folyadék.

A kondenzálódó hűtőközeg túlhevített gőz állapotban lép be a kondenzátorba és onnan cseppfolyós-folyadék állapotban távozik. Kondenzációkor a hűtőközeg a latens hőjét leadja a fűtött közegnek. Maga a kondenzáció elméletileg állandó nyomáson zajló, izotermikus folyamat. A gyakorlatban, az átfolyó kondenzátor esetében, az áramlási veszteségek következtében, az áramlás irányában folytonos nyomáscsökkenés lép fel. A nyomáscsökkenés miatt a kondenzációs hőmérséklet is csökken.

A vizsgált hőszivattyúnál alkalmazott kondenzátor az elpárologtatóhoz hasonlóan koaxiális csőköteges átfolyós (száraz). A csövek közötti teret külső köpenylemez zárja le. A terelőlemezek a csőköteget támasztják meg és a köpenytéri áramlást szabályozzák. A kondenzátorban nincs jelentősége, hogy egyen- vagy ellenáramban áramlanak a közegek, mivel a kondenzáció közel állandó hőmérsékleten történik.

A kondenzátor nem más, mint egy felületi hőcserélő. A felületi hőcserélők szilárd konstrukciók, különböző geometriai alakokban és méretekben. Kialakításukat a hűtött közeg fajtája és alkalmazásuk célja együttesen határozzák meg.

2.1.2.5. Az adagolószelep

A száraz elpárologtatóban az expanzió-adagolás-fojtás célja beállítani a nyomás-sűrűség szintet, és azon keresztül az elpárolgási hőmérsékletet úgy, hogy maximális legyen a hőátvitel a hűtött közegről a hűtőközegre.

Ez akkor valósul meg, ha az elpárologtatóba optimális mennyiségű hűtőközeg áramlik be, ami azt jelenti, hogy a bejutott hűtőközeg elpárolog az elpárologtató teljes hosszán. A gyakorlatban azonban túlhevítést alkalmazunk.

A fojtás nyitott rendszerben bekövetkező adiabatikus, irreverzibilis, izentalp nyomáscsökkenés. A technikai munka zérus, a kinetikai energia pedig változatlan marad. Az izentalpikus fojtás megvalósítása nagyon egyszerű, de jelentős hűtőhatáscsökkenéssel jár. A cseppfolyós hűtőközeg fojtáskor részlegesen elgőzölög.

Az izentalpikus fojtás a hőszivattyúban expanziós szeleppel, változtatható keresztmetszetű adagolókkal történik.

2.1.2.6. A hűtőközeg

A hűtőközeg a hőszivattyú körfolyamatában hőszállítóként vesz részt. A hűtött közegtől hőt vesz fel, szállítja és átadja a fűtött közegnek. E ciklusban különböző állapotváltozásokon megy át.

A hűtőközegek alkalmazásának szempontjai:

Az Európai Unió környezetvédelmi politikája egyre szigorúbb előírásokkal szabályozza a hűtőközegek használatát a hűtés-, klíma- és hőszivattyús rendszerekben.

Tekintettel a globális felmelegedéssel járó reális veszélyekre az EU energia és környezetvédelmi politikájának legfőbb célkitűzéseikhez tartozik:

- a globális felmelegedésre hatással (TEWI) bíró hűtőközegek alkalmazásának korlátozása, illetve hosszú távon ezek betiltása (TEWI-direkt hűtőközeg emisszió és a közvetett károsanyag-kibocsátás együttes hatása),
- üvegházhatást növelő hűtőközegek alkalmazásának korlátozása, illetve hosszú távon ezek betiltása (GWP globális felmelegedést okozó képesség mérőszáma),
- ózonkárosító közegek teljes mértékű kiiktatása (ODP=0 az ózonkárosító hatásának mérőszáma).

A hűtőközegekkel szemben támasztott egyéb követelmények:

- vegyi,
- ökológiai,
- gazdasági,
- termotechnikai követelmények.

A fő cél olyan hűtőközegek előállítása, amelyek megfelelnek a fentiekben felsorolt követelményeknek.

A hőszivattyúk működése szempontjából a hűtőközeg alábbi termotechnikai jellemzőinek van kiemelt hatása:

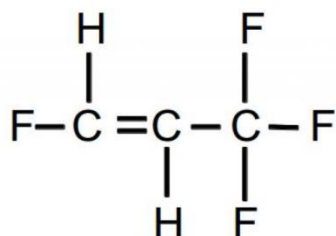
- egyensúlyi-elpárolgási, kondenzációs nyomás,
- egyensúlyi-elpárolgási, kondenzációs hőmérséklet,
- párolgási-latens hő,

- kompresszió vég hőmérséklete,
- fajlagos térfogat.

R1234ZE – Tetrafluoropropene

Az új, negyedik generációs, nagyon alacsony GWP potenciállal rendelkező hűtőközeg, az R1234ZE lehet a jövő hűtőközege.

Az R134a (GWP 1430) és R410a (GWP 2030) hűtőközegek a piaci prognózisok szerint 2030-ig kifutnak, és helyüket az új R1234ZE és/vagy R32 hűtőközegek vehetik át. [9]



2.4. ábra: A hűtőközeg kötési vázlata [9]

Ez az új a HFO (Hidro Fluoro Olefin) családba tartozó hűtőközeg, sokkal gyorsabban lebomlik a légkörben, mint a korábbiak, például az R134a 14 év alatt bomlik le, míg az új R1234ZE csupán 15-17 nap alatt.

A hűtőközegnek ózon károsító hatása nincs, üvegház hatása nagyságrendekkel kisebb, mint az eddig ismerteké (GWP = 6 - Global Warming Potential), sőt az újabb kutatások szerint még ennél is kisebb, GWP <1, vagyis még a bázis, CO₂-nál is kisebb a hatása.

2.1. táblázat: A hűtőközeg főbb jellemzői [9].

Termék megnevezése	Trans -1,3,3,3 - Tetrafluoropropilen
--------------------	---

Vegyi képlet	C3H2F4
ODP Ózon károsító hatás	0
GWP	6
Helyettesíthető gáz	R134a
ASHRAE biztonsági osztály	A2L
Gyúlékonysági szabályzat szerint EU	Alacsony
Gyulladási hőmérséklet	368 °C
Toxikusság:	Nem jellemző
Veszélyesség:	Belélegezve nagy dózisban zavarodottságot, eszméletvesztést okozhat
Légkörben való lebomlás ideje:	15-17 nap
Forráspont:	-19 °C
Kritikus hőmérséklet:	109,4 °C
Kritikus nyomás:	36,35 bar
Párolgáshő:	162,9 kJ/kg

Monokomponens, zeotróp hűtőközeg, tehát a hűtőköri folyamatban nincsen glide, a halmazállapot változás egy adott hőmérsékleten megy végbe.

A gyártók nagyobb térfogatú hűtőkörök tervezésével, nagyobb keresztmetszetű csővezetékekkel, és új kompresszorokkal, melyeket direkt erre a hűtőközre fejlesztettek, egészen jó folyadék-hűtő és hőszivattyú berendezéseket alakíthatnak, melyek COP-ja jobb mint a régi hűtőközeggel.

Az R1234ZE hűtőközegt, helyettesítésként használva R134a hűtőköz helyett, az eredeti berendezés hűtőteltjesítménye megközelítőleg 25 %-al csökkent, és az R410a-hoz képest 32 %-al, mert azonos térfogatúval kisebb kalorikus teljesítményt lehet elérni.

A hűtőköri folyamat hatékonysága viszont 0,2 %-al jobb, mint az R134a, és 6 %-al jobb, mint az R410a hűtőközégé [9].

2.1.3. Meleg vizet szállító kör

E körben lévő munkaközeg szállítja a hőt a kondenzátorból a fogyasztóig. A fogyasztó leggyakrabban épület, de bármely technológiai folyamat része is lehet. A kör alkotóelemei: a kondenzátor, a keringető szivattyú, a csővezeték és a fűtőtestek.

A hőszivattyús rendszer teljesítménytényezője, mint ismeretes a hőszállító közeg hőmérsékletétől és tömegáramától is függ. Törekedni kell arra, hogy a hőszivattyús rendszer által előállítható fűtővíz hőmérséklete minél alacsonyabb legyen. Az alacsony hőmérsékletű fűtések a padló-, fal és mennyezetfűtések, amelyek nagy hőleadó felületekkel rendelkeznek, és jól illeszkednek a hőszivattyús rendszerekhez.

2.2. A szabályozás

A szabályozás célja a hűtőköz adagolása az elpárologtató legnagyobb teljesítménnyel történő működése céljából. Eseményi esetben az elpárologtató teljes csőhosszán folyadékfázis van jelen, túlhevítés nincs.

2.3. A vezérlés

A víz-víz hőszivattyús rendszer szabadságfoka elméletileg 6. A gyakorlatban azonban 4 beavatkozási lehetőséggel rendelkezik a rendszer.

A hőszivattyús rendszer szabályozásának lehetőségei:

- A hűtőközeg szabályozása (hűtőközeg tömegáramának szabályozásával)
 - a fojtószelep keresztmetszetének változtatásával,
 - a kompresszor fordulatszámának változtatásával.
- A külső szállítókörök szabályozása (közeg tömegáramának szabályozásával)
 - beavatkozás a hűtött közeg (a hidegvíz-kör) oldalán – a szivattyú fordulatszámának változtatásával,
 - beavatkozás a fűtött közeg oldalán – a keringető szivattyú fordulatszámának változtatásával.

A hőszivattyús rendszer vezérlésének lehetőségei:

- folytonos működés,
- szakaszos működés.

3. A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚ RENDSZERTANI BEMENET-KIMENET MODELLJE

A kompresszoros hőszivattyú elemei gépészeti és funkcionális, működésbeli kapcsolatban állnak egymással, továbbá energia- és anyagáramok lépnek egyik elemből a másikba, illetve zárt keringetéssel hőcserélőkön keresztül hő és energiaátadás valósul meg a rendszerelemek között.

Dolgozatunkban célul tűztük ki, hogy megalkossuk a közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyús fűtési rendszerek energetikai bemenet – kimenet analízisének módszerét, a rendszerelemek egymáshoz kapcsolódásának leírását mérlegegyenlet rendszerek segítségével, azok megoldásával, azzal a céllal, hogy új rendszerek esetében az adott méretezési hőigények kielégítéséhez minimális beruházási és üzemeltetési költséget biztosító rendszert tervezhessünk, meglévő rendszer esetében pedig az aktuális hőigényt minimális energiafelhasználással, maximális COP-val, és minimális üzemeltetési költséggel elégíthessük ki.

3.1. A hőszivattyú fehér doboz modellje

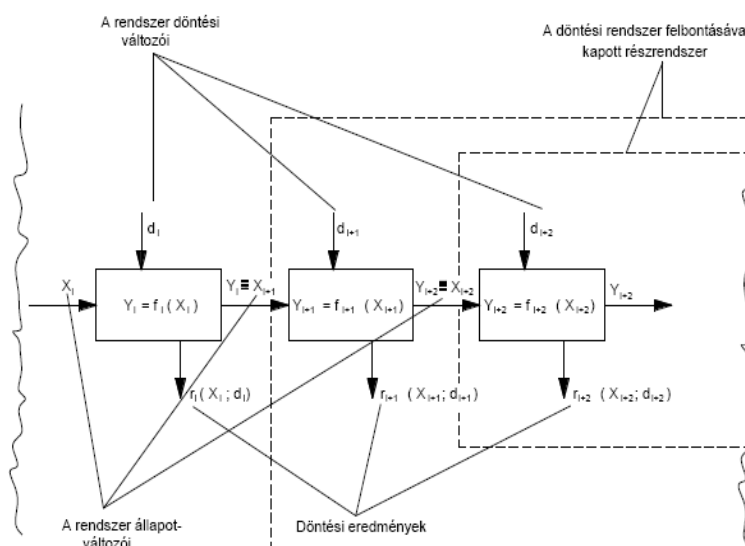
Minden berendezés tervezése és üzemeltetése során jogos igény - a XXI. században alapvető követelmény - hogy a berendezések a fogyasztási igényekhez optimálisan illeszkedjenek, azaz a berendezést olyan paraméterekkel létesítsük és üzemeltessük, amelynek eredményeképpen ez optimális, azaz minimális üzemi költséget eredményez. A kompresszoros hőszivattyús rendszer üzemeltetése során a feladat az, hogy a fogyasztói igények kielégítéséhez szükséges hőt minimális üzemeltetési költséggel állítsuk elő. A rendszer beruházásakor azt kell szem előtt tartanunk és a tervezést irányító célfüggvénybe foglalnunk, hogy olyan paraméterekkel építsük meg a rendszert, amelyek előírt megbízhatósággal képesek a fogyasztók igényének kielégítéséhez szükséges fűtési teljesítmény rendelkezésre állását biztosítani, és emellett a rendszer beruházásának és üzemeltetésének együttes évi költsége minimális.

A rendszerek modellezése, és a működés megértése komplex látásmódot, illetve vizsgálatot igényel. Szem előtt kell tartanunk, hogy az egyes elemek a rendszer működése során hogyan befolyásolják egymást. A vizsgálathoz és a célfüggvény felírásához fel kell írunk az bemenet - kimenet analízis mérlegegyenleteit, a beruházás és az üzemeltetés rendszerelméleti illetve döntéelméleti modelljeit, amelyekhez felhasználunk matematikai rendszerelméleti fogalmakat és modelleket is.

A rendszerelméleti leírásban a teljes hőszivattyús rendszert elemeire bontjuk, megadjuk az elemek bemeneti és kimeneti változóit, a döntési változókat és a veszteségeket. A rendszerelemekre felírt mérlegegyenletek matematikai összekapcsolásával ezután lehetségessé válik a teljes rendszer egységes bemenet - kimenet analízise és az optimalizáció végrehajtása, az üzemeltetési vagy létesítési célfüggvény minimalása.

Az optimalizációban a dinamikus programozás módszerét használjuk, munkánk során Nemhauser [10] és Bellmann [11] munkásságára támaszkodtunk. Mind a mai napig ezek a szerzők adják a gépészeti rendszerekre adaptálható matematikai rendszerelmélet legvilágosabb összefoglalását. A felírt rendszerelméleti modelltől az elvárt eredmény a hőszivattyús rendszerek üzemének és beruházási költségeinek könnyebb és áttekinthetőbb vizsgálata. Ezt fontosnak tartjuk, mivel manapság a piacon számos gyártó számos gyártmányával jelen van, a felmerülő igények egyre jobban sokasodnak és át kell látni az egyes rendszereket, hogy egy konkrét felmerülő igény megoldásához milyen döntéseket szükséges meghoznunk ahhoz, hogy a rendszer üzemeltetési illetve beruházási költségei a lehető legkedvezőbbben alakuljanak.

A hőszivattyús rendszer üzemének leírására a bemenet – kimenet analízishez az úgynevezett fehér doboz (white box) [12], [13] modellt alkalmaztuk.



3.1. ábra: A fehér doboz modellek ábrázolás módja [3]

- A rendszertani bemenet-kimenet modellek a rendszerelemek egymáshoz kapcsolódásának topológiáját, tehát a rendszerelemek egymáshoz

kapcsolódásának gráffal jellemzett geometriáját, továbbá a rendszerelemeken áthaladó energia- és anyag- valamint a jeláramokat írják le. Ezek az áramok a rendszerelemekben bemenetként és kimenetként jellemezhetők. Egy-egy rendszerelem (kimenetei) más rendszerelemek bemeneteként értelmezhetők. A rendszertani modelleket és azok leírását részletesen tárgyalja pl. [12], [13], [14]. A rendszertani modellezés során a teljes hőszivattyús rendszert elemeire bontottuk, megadtuk az elemek bemeneti és kimeneti változóit, és a döntési változóit. A hőszivattyús rendszer komponenseinek be- és kimenő jellemzői között differenciál illetve algebrai egyenletek teremtenek kapcsolatot. Ezek a mérlegegyenletek képezik a bemenetek és kimenetek közötti transzformációs összefüggéseket. Ezekkel megvalósítható a rendszerelemek és a teljes rendszer bemenet – kimenet analízisét. A bemenet - kimenet analízis segítségével megoldjuk a rendszerelemek láncára felírt mérlegegyenleteket.

A bemenet – kimenet analízisben, a feladatok két típusa fogalmazható meg [13].

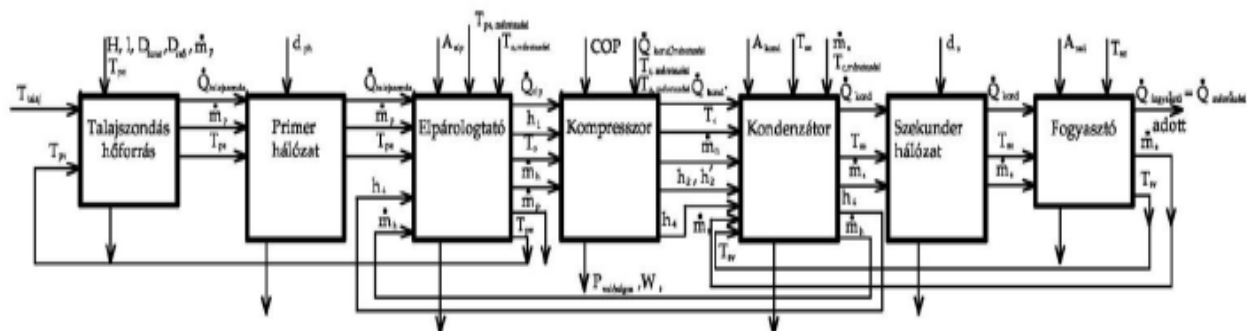
Nevezetesen az alapfeladat és az inverz feladat.

Az alapfeladatban a rendszerelemek bemeneteiből, elsősorban a hőforrásból kinyert hő értékéből és annak jellemzőiből meghatározzuk a rendszerelemek kimenet értékeit és végül a leadható hőteljesítményt. A közbülső elemek üzemmódjára eközben szabad döntéseket hozhatunk.

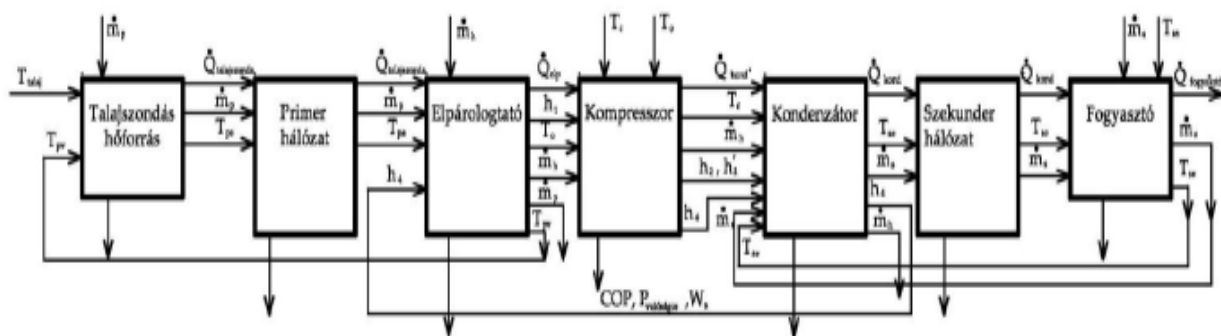
Az inverz feladatban az adott ismert hőigényhez határozzuk meg a közbülső rendszerelemek üzemmódját és ezen belül elsősorban a hőszivattyús körfolyamat állapotjelzőit és a talajból felhozott hőteljesítményt. Az inverz feladatra optimalizációt és optimalizációt irányító célfüggvényt foglalmaztunk meg.

A két modell a döntési változóknak különbözik egymástól. A tervezés és létesítés modelljében minden rendszerelem tervezési - létesítési paramétereit is meg kell állapítanunk. E paraméterek a rendszerelemek technikai, technológiai kapacitás és teljesítőképesség adatai, amelyeket a legnagyobb fogyasztói hőigény értékéhez kell megállapítanunk.

A kompresszoros hőszivattyú bemenet-kimenet modelljét, a döntési változókat mind a tervezés mind az üzemeltetés fázisára részletesen elemzi Méhes Sz. értekezésében [15]. Méhes modelljében talajszondás hőforrást szerepeltet, továbbá az ő modellje koncentrált paraméterű egyenletekkel írja le a bemenetek és kimenetek közötti kapcsolatot.



3.2. ábra: Tervezés és létesítés fázisa alatt álló talajszondás hőszivattyús rendszer energetikai bemenet – kimenet fehér doboz modellje [15]

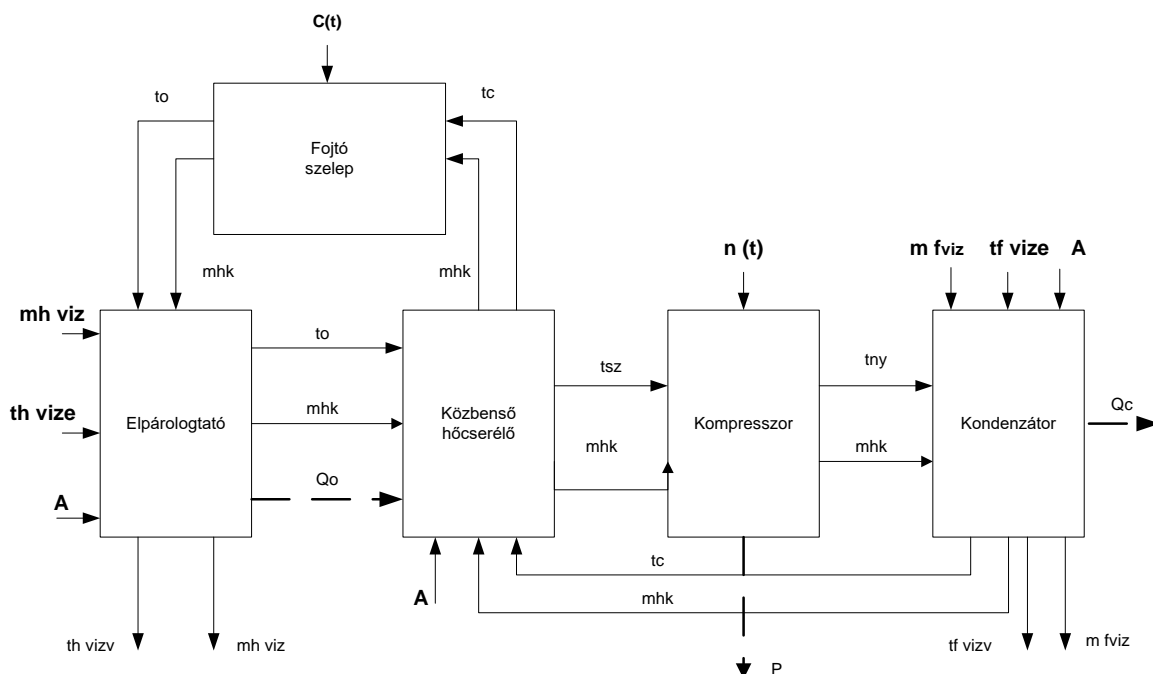


3.3. ábra: Meglévő talajszondás hőszivattyús rendszer energetikai bemenet – kimenet fehér doboz modellje [15]

3.2. A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú bemenet-kimenet „fehér doboz” – modellje és energetikai analízise

Ebben fejezetben bemutatjuk a hőszivattyú öt fő egységének a bemenet-kimenet „fehér dobozát” - modelljeit. Külön-külön vizsgáljuk a tervezés és létesítés feladataira, valamint a már meglévő hőszivattyús rendszer üzemeltetésének feladataira felírható bemenet-kimenet „fehér doboz” modelleket. A munkánkban a magyar nyelvű irodalomból ismert Garbai [13] és Korondi [14], míg a külföldi irodalomból pedig Aris és Nemhauser [10] tárgyalásmódját követjük.

A tervezés és létesítés fázisának feladatát a következőképpen fogalmazhatjuk meg: mekkora kapacitással, teljesítőképességgel, milyen névleges technológiai-technikai paraméterekkel létesítjük a hőszivattyús rendszert, illetve annak egyes elemeit, hogy a legnagyobb terhelésű időszakban, a legnagyobb fogyasztói igény jelentkezésekor is a legnagyobb üzemi biztonsággal és legkisebb üzemi költséggel elégítse ki az igényeket.



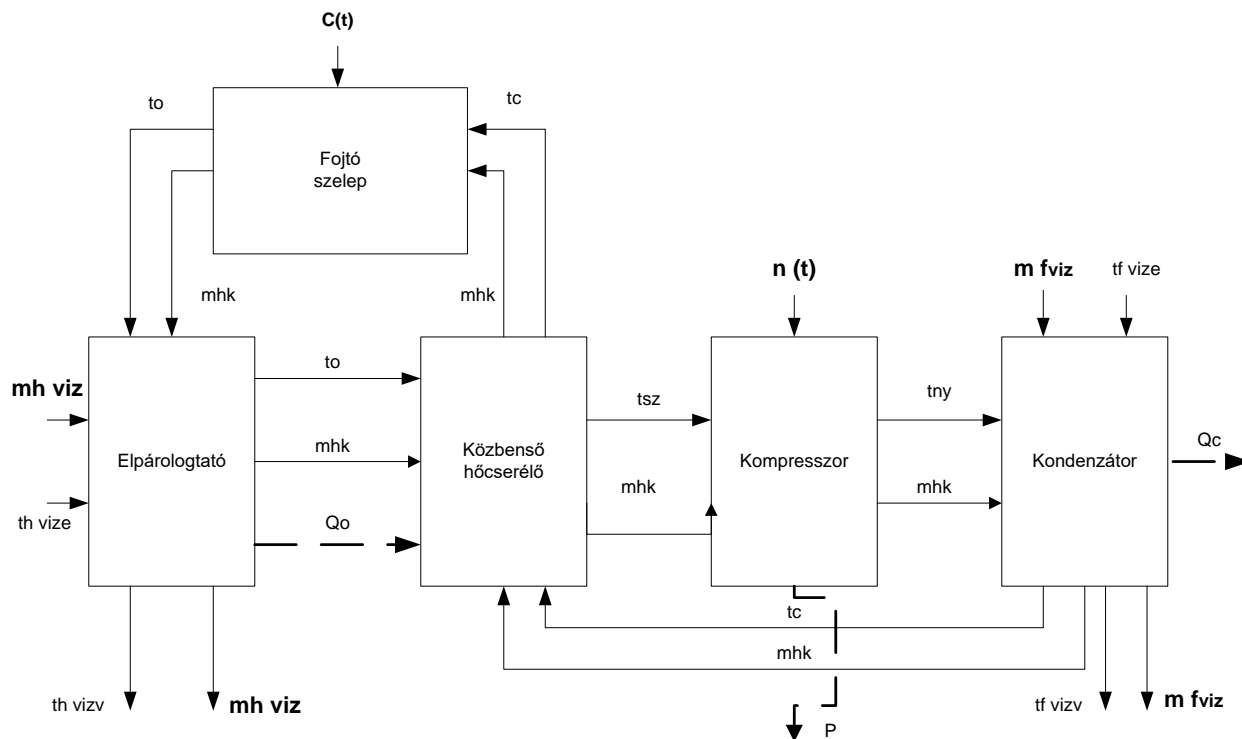
3.4. ábra: A hőszivattyú bemenet-kimenet modellje a tervezés és létesítés fázisra

A tervezés és létesítés modelljében a hőcserélők - elpárolgató, kondenzátor, belső hőcserélő felülete, primer hőhordozó tömegárama és hőmérséklete, hűtési teljesítmény, elpárolgási hőmérséklete, kompresszor teljesítménye, kompresszor fordulatszáma, alkalmazott hűtőközeg típusa, szekunder hőhordozó közeg tömegárama és hőmérséklete, a fojtószelep fojtási mértéke képezik a döntési változókat. A méretezési, mértékadó állapot a legnagyobb hőszükséglet jelentkezésének állapota.

A meglévő hőszivattyús rendszereknél a rendszerelemek technikai és technológiai jellemzői, illetve teljesítőképességei adott ismert értékek.

Meglévő rendszerre értelmezhetjük az alapfeladatot: bizonyos bemenetekkel és üzemi döntésekkel milyen munkapont alakul ki, vagy az inverz feladat: meghatározott végállapotot, a hőszivattyú milyen állapotával, milyen üzemi döntésekkel, milyen munkaponttal, milyen hőforrással tudunk megvalósítani [13].

A meglévő rendszer modelljében a primer és a szekunder hőhordozó közeg tömegárama, a kompresszor fordulatszáma és a fojtószelep fojtási mérté képezik a döntési változókat.



3.5. ábra: A hőszivattyú bemenet-kimenet modellje meglévő rendszer esetében

4. A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚS RENDSZER MATEMATIKAI MODELLJÉNEK KIALAKÍTÁSA

A matematikai modell a fizikai modellt képezi le. A közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyús fűtőrendszer üzemének leírását célzó matematikai modell koncentrált paraméterű és állandósult üzemmódra alkottuk meg.

Az energetikai optimum keresés céljára egy stacioner matematikai modell is kielégítő. A stacioner matematikai modell csak az időtől független térbeli változásokat veszi figyelembe, míg a dinamikai matematikai modell sokkal bonyolultabb hisz a változást nem csak térben, hanem időben is követi.

A gyakorlat is indokolja a stacioner matematikai modell alkalmazását hisz a hőszivattyús fűtőrendszer is működésének jelentős részét stacioner üzemmódban teszi.

Instacioner, vagyis a dinamikus üzemmód csak a bekapcsolás rövid időtartalmában vagy a folytonos vezérlés esetében a teljesítmény változtatás rövid időszakban történik.

A matematikai modell alapegyenletekből- más terminológiában vezérlőegyenletekből és segédegyenletekből áll. A vezérlőegyenletek tulajdonképpen mérlegegyenletek, a segédegyenleteket a peremfeltételek valamint a hőátadás számítására szolgáló összefüggések, a feltételi egyenleteket a termodinamikai állapotegyenletek képezik, amelyek többnyire az anyagi jellemzők függvényei.

A fizikai és a matematikai modellben mindazon másodlagos jellemzőket elhanyagoljuk, amelyeket a kitűzött vizsgálat szempontjából nem tekintjük meghatározónak. Az általunk alkotott matematikai modellben a következő elhanyagolások lettek alkalmazva:

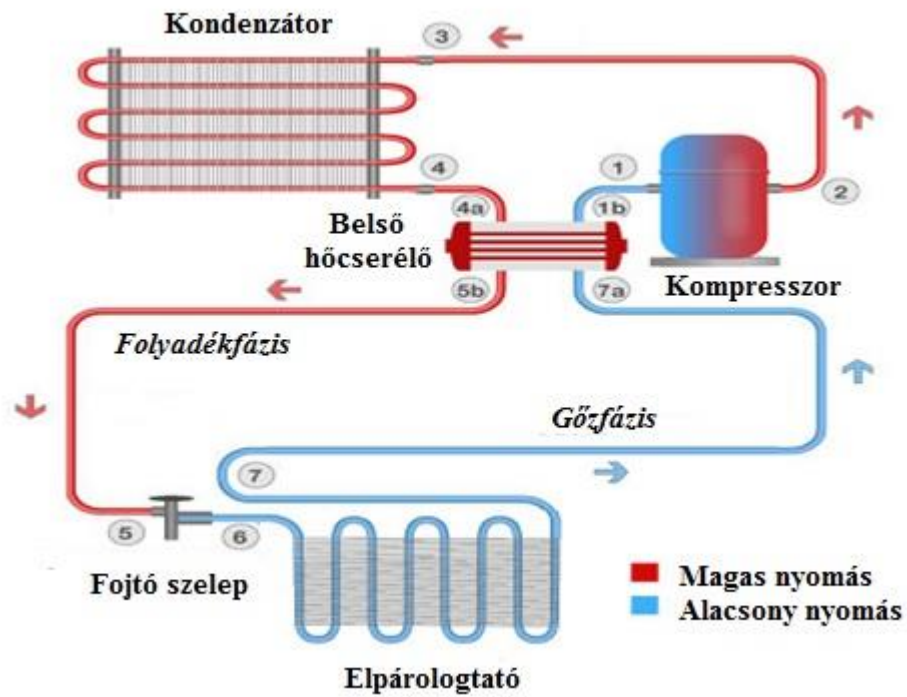
- koncentrált paraméterek,
- állandósult üzemmód,
- az áramlási veszteségeket elhanyagoltuk,
- a hőátadási tényezők állandók,

- a hűtőközeg áramlása az elpárolgatóban és a kondenzátorban egydimenziós és állandósult,
- a hűtőközeg kétfázisú áramlásában a folyadék és a gőz termodinamikai egyensúlyban van: a nyomásuk és a hőmérsékletük azonos,
- a hőcserélőkben csak tengelyirányú áramlást veszünk figyelembe,
- a hőcserélőkben a csövek átmérője azonos és nem változik a hossz függvényében.

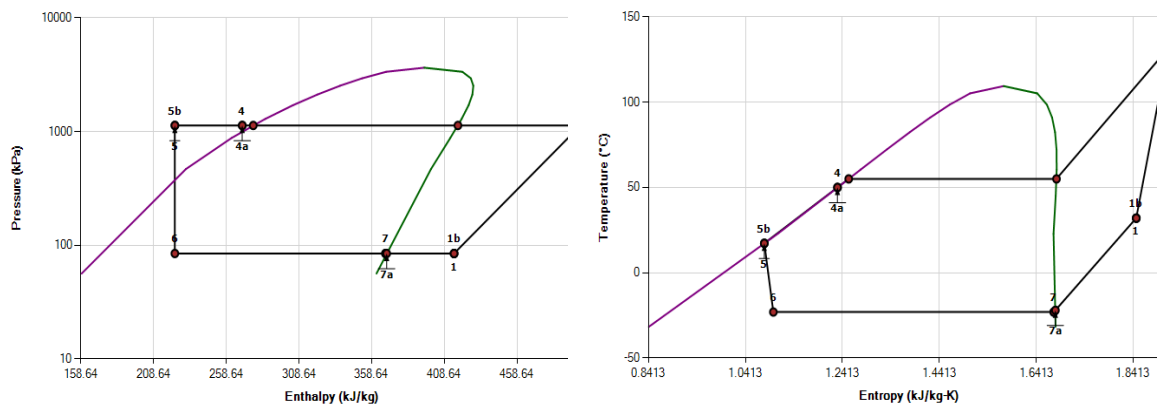
A vezérlőegyenleteket a továbbiakban alapegyenleteknek nevezzük. A segédegyenletek és a feltételi egyenletek pedig részben szinonimák részben pedig átfedésben vannak. A következőkben a rendszerelemekre külön-külön felírjuk az alapegyenleteket, és feltételi egyenleteket, amelyek megoldásával meghatározhatjuk a hűtőközeg állapotváltozásait a körfolyamat pontjaiban, tehát az elpárolgatóban, a kompresszor be és kilépő pontjaiban, a kondenzátorban és fojtó szelepből, ezáltal lehetségessé válik, hogy tetszőleges fogyasztó igényekhez beállítsuk azokat a vezérlő paramétereket, amelyekkel a rendszer optimális munkapontja megállapítható.

A hőszivattyú körfolyamatok szemléltetésére és számítására a T-s diagramnál jobban bevált az eredetileg Bánki Donát [4] által bevezetett logp-h diagram, amelyben az alkalmazott hűtőközegek típusára jellemző állapotváltozások görbéi találhatók. Az állapotdiagram segítségével szemléltetni és számítani is tudjuk a körfolyamat energiaátalakulási és energiaátviteli folyamatait.

A következő ábrán látható a hőszivattyús rendszer fizikai modellje, míg az ábrán pedig a hőszivattyús rendszer körfolyamatát mutatjuk be a logp – h és a T-s diagramokon.



4.1. ábra: A közbelső hőcserélővel ellátott hőszivattyús fűtőrendszer ábrázolása



4.2. ábra: A közbelső hőcserélővel ellátott hőszivattyús fűtőrendszer a log-p-h és a T-S diagramokban [16]

4.1. Az elpárolgató

Az elpárolgatóban valósul meg a hőátvitel a hűtő- és hűtött közeg között. Az elpárolgatóban nincs jelentősége, hogy egyen- vagy ellenáramban áramlanak a közegek, mivel az elpárolgás közel állandó hőmérsékleten történik. Az elpárolgatóban a hűtőközeg oldalon a folyamat két szakaszból tevődik össze, elpárolgási és túlhevítési szakaszból. A hőátadási és áramlási viszonyok lényegesen különböznek egymástól az elpárolgási és a túlhevítési szakaszban. A modellek felírásában ezt figyelembe vesszük.

Az elpárolgató mérlegegyenlete:

A hőforrás által leadott hőmennyiség:

$$Q_{hf} = \dot{m} \cdot c_{p_{hf}} \cdot (T_{be,v} - T_{ki,v}). \quad (4.1)$$

A hűtőközeg által felvett hőmennyiség:

$$Q_{hk} = \dot{m}_{hk} \cdot (h_{6*} - h_7) = Q_{tul} + Q_{elp}. \quad (4.2)$$

Túlhevített szakasz:

$$Q_{tul} = \dot{m}_{hk} \cdot c_{p_g} \cdot (T_7 - T_{6*}). \quad (4.3)$$

Elpárolgási szakasz:

$$Q_{elp} = \dot{m}_{hk} \cdot (h_6 - h_{6*}). \quad (4.4)$$

A teljes hőátadó felületen átszármaztatott hőáram – a hőátbocsátási tényező állandóságával – az alábbi módon írható:

$$Q_{hőaram} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}. \quad (4.5)$$

Az elpárolgató hőmérleg veszteségmentes esetre:

$$Q_o = Q_{hf} = Q_{hk} = Q_{hőaram}. \quad (4.6)$$

4.2. A kondenzátor

A kondenzátorban valósul meg a hőátvitel a körfolyamat munkaközege (hűtőközeg) és a fűtött közeg között. A kondenzátorban sincs jelentősége, hogy egyen- vagy ellenáramban áramlanak a közegek, mivel a kondenzáció közel állandó hőmérsékleten történik. A kondenzátorban a hűtőközeg oldalon a folyamat két szakaszból tevődik össze, túlhevítési és kondenzációs szakasz. A munkánkban minden egyes szakaszt figyelembe vettünk a vezérlőegyenletek segítségével.

A kondenzátor mérlegegyenlete:

A hőnyelő által felvett hőmennyiség: $Q_{hny} = \dot{m} \cdot c_{p_{fk}} \cdot (T_{be,v} - T_{ki,v}).$ (4.7)

A hűtőközeg által leadott hőmennyiség: $Q_{hk} = \dot{m}_{hk} \cdot (h_3 - h_{4*})$
 $= Q_{tul} + Q_{kon} + Q_{uto}.$ (4.8)

Túlhevített szakasz: $Q_{tul} = \dot{m}_{hk} \cdot c_{p_g} \cdot (T_3 - T_{2*}).$ (4.9)

Kondenzációs szakasz: $Q_{kon} = \dot{m}_{hk} \cdot (h_{2*} - h_4).$ (4.10)

Útóhűtés szakasz: $Q_{uto} = \dot{m}_{hk} \cdot c_{p_f} \cdot (T_4 - T_{4*}).$ (4.11)

A teljes hőátadó felületen átszármaztatott hőáram – a hőátbocsátási tényező állandóságával – az alábbi módon írható:

$$Q_{hőáram} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}. \quad (4.12)$$

A kondenzátor hőmérlege veszteségmentes esetre:

$$Q_c = Q_{hny} = Q_{hk} = Q_{hőáram}. \quad (4.13)$$

4.3. A közbenső hőcserélő

A közbenső hőcserélőben valósul meg a hőátvitel az elpárologtatóból kiáramló alacsony nyomású, gőzfázisú hűtőközeg és a kondenzátorból kiáramló, magas nyomású, folyadékfázisú hűtőközeg között. A hőcserélőben a közegek ellenáramlást valósítanak meg.

A folyadékfázisú hűtőközeg által leadott hőmennyiség:

$$Q_{foly} = \dot{m}_{hk} \cdot c_{p_f} \cdot (T_{4a} - T_{5b}). \quad (4.14)$$

A gőzfázisú hűtőközeg által felvett hőmennyiség:

$$Q_{gőz} = \dot{m}_{hk} \cdot c_{p_g} \cdot (T_{1b} - T_{7a}). \quad (4.15)$$

A teljes hőátadó felületen átszármaztatott hőáram – a hőátbocsátási tényező állandóságával – az alábbi módon írható:

$$Q_{hőáram} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}. \quad (4.16)$$

A közbenső hőcserélő hőmérlege veszteségmentes esetre:

$$Q_{foly} = Q_{gőz} = Q_{hőáram}. \quad (4.17)$$

4.4. A fojtó szelep

A fojtószelep (adagolószelep) feladata hogy megfelelő mennyiségű hűtőközeggel lássa el az elpárologtatót a túlhevítés függvényében. A munkában izentalpikus fojtást feltételezünk $h_5 = h_6$. Fojtószelepen átáramló hűtőközeg tömegárama:

$$\dot{m}_{hk} = C \cdot A_o \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_{hk}}. \quad (4.18)$$

4.5. A kompresszor

A kompresszornak, mint rendszer elemnek a leírása – ismert módon- a kompresszió viszonytal meghatározott entalpia változással és a kompresszor belső hatásfokával valósítható meg. A kompresszor teljesítmény szükséglete:

$$W = \dot{m}_{hk} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \frac{1}{\eta} \quad (4.19)$$

A hűtőközeg tömegáramát a következő egyenlettel határoztuk meg:

$$\dot{m}_{hk} = \frac{n}{60} \cdot V_h \cdot \rho \cdot \eta \quad (4.20)$$

4.6. Segédegységek

4.6.1. A hőátbocsátási tényező meghatározása

Az elpárologatóban, kondenzátorban és a közbenső hőcserélőben a munkaközegek közötti hőátbocsátási tényező:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{air}}}, \quad (4.21)$$

a fenti egyenletben a fal hőellenállását elhanyagoltuk, megkapjuk:

$$U = \frac{\alpha_r \cdot \alpha_{air}}{\alpha_r + \alpha_{air}} \quad (4.22)$$

4.6.2. A hőátadási tényezők meghatározása

A szakirodalomban igen nagyszámú modell található, amelyekkel meghatározhatóak a hőátadási tényezők. A modellek különböző közegetípusokra és feltételek mellett érvényesek. A szakirodalomban számos olyan modell létezik, amely a gőztartalom függvényében lett bemutatva. A régebbi, múlt századi modellek azonban még a gőztartalmat konstans értéként kezelték az elpárolgás, de akár a kondenzációt is tekintve.

Ezen hőátadási modellek bizonytalansága igen nagy, amelyet [7], [17], [18] dolgozatunkban vizsgáltunk.

- A hőátadási tényező meghatározása a hűtött illetve a fűtött közeg esetében, Kern [19] szerint:

$$\alpha = 0.36 \cdot \left(\frac{\lambda}{D_e}\right) \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cső}}\right)^{0.14}. \quad (4.23)$$

Ahol a dimenziótlan számok:

$$Re = \frac{G \cdot d}{\mu},$$
$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}.$$

A modell érvényesség: hidrokarbonátok, szerves anyagok, víz és gázok, $2000 < Re < 10^6$.

- A kondenzációs folyamat hőátadási egyenlete Cavallini and Zecchin [20] szerint:

$$\alpha_k = 0.05 \cdot Re_e^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{\lambda}{d} \quad (4.24)$$

Az ekvivalens Reynolds szám:

$$Re_e = Re_g \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right) \cdot \left(\frac{\eta_g}{\eta_f}\right) + Re_f \quad (4.25)$$

- Az elpárolgási folyamat hőátadási egyenlete Chen [21] szerint:

$$\alpha_e = F \cdot \alpha_f + S \cdot \alpha_{nb} . \quad (4.26)$$

$$F = 2.35 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} , \quad (4.27)$$

$$S = \frac{1}{(1+2.53 \cdot 10^{-6} \cdot Re_f^{1.17})} , \quad (4.28)$$

$$\alpha_f = 0.023 \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d_b} , \quad (4.29)$$

$$\alpha_{nb} = 0.00122 \cdot \left[\frac{\lambda^{0.79} \cdot c_p^{0.45} \cdot \rho^{0.49}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu^{0.29} \cdot h^{0.24} \cdot \rho^{0.24}} \right] \cdot \Delta T_{sat}^{0.24} \cdot \Delta p_{sat}^{0.75} . \quad (4.30)$$

- Az egyfázisú, azaz folyadék és gőz fázisú hűtőközeg esetén Dittus-Boelter [22] által bemutatott modellt alkalmaztuk:

$$\alpha = 0.023 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr^n \cdot \frac{\lambda}{d} . \quad (4.31)$$

A Dittus-Boelter egyenletben, a Prandtl szám kitevője $n=0.4$ fűtés esetén, míg $n=0.3$ hűtésnél, azaz a kitevő különböző értéket vesz fel elpárolgás illetve kondenzáció esetén.

Érvényesség: folyadékokra és gőzökre, $Re > 10000$, $0.7 < Pr < 160$, $\frac{L}{d} > 10$.

4.6.3. A logaritmikus hőmérsékletkülönbség meghatározása

A logaritmikus hőmérsékletkülönbség a munkaközegek között az elpárolgatóban, kondenzátorban és a közbenső hőcserélőben

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}. \quad (4.32)$$

4.6.4. A hűtőközeg és a víz jellemzői

A hűtőközeg és a víz termodinamikai és fizikai jellemzőit a Genetron Properties 1.4 [16] programcsomag segítségével határoztam meg. Vizsgálataim során az R1234ZE típusú hűtőközeget alkalmaztam.

4.7. A modell bizonytalansága

A segédegyenleteket a hőátadás, a hőátvitel és a nyomásveszteség meghatározására szolgáló ismert összefüggések képezik.

Az egyenlet-rendszerben problémát okoz, hogy a hőátadási tényezők leírására szolgáló képletek a szakirodalomban igen nagy eltéréseket mutatnak. E kérdéskört az alábbiakban elemezzük.

4.7.1. A hőátadási tényezők vizsgálata az elpárolgási folyamatokban

Az elpárolgotatóban lejátszódó hőátvitelt legjobban befolyásolják a hőátadási tényezők a víz és a csőfal valamint a csőfal és a hűtőközeg között.

Az elpárolgási folyamat hőátadási egyenleteinek pontatlanságát vizsgáltuk dolgozatainkban [7], [18]. A szakirodalomban a legáltalánosabban alkalmazzák a Chen-modellt [21], amelyre épül a Bertsh [23] és a Kwang modell [24] is, továbbá Kattan [25] modelljét. A táblázatban feltüntettük a képletekben alkalmazott segédfüggvényeket, dimenziótlan számokat és a modellek érvényességét és korlátait.

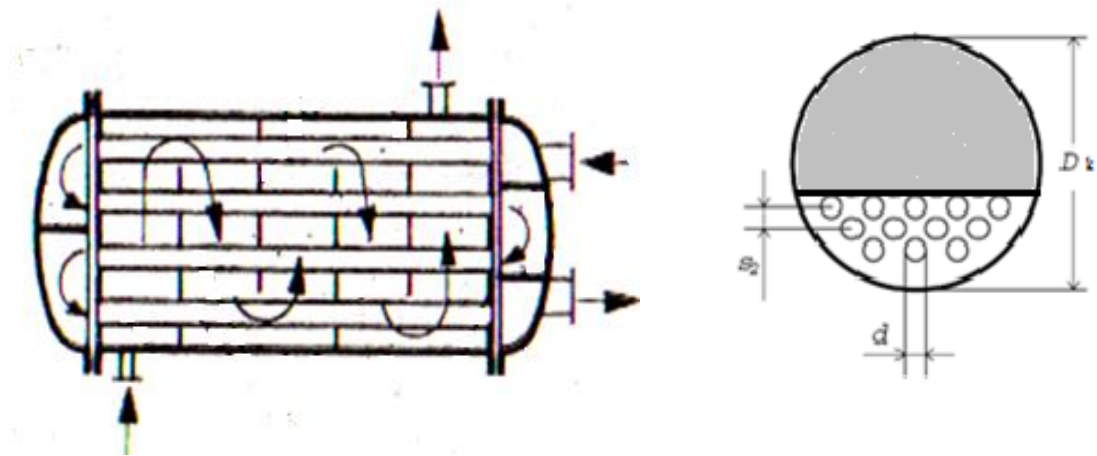
4.1. táblázat: A hűtőközeg és a csőfal közötti hőátadási tényező számítási képletei a szakirodalom szerint

41.) Model	31.) Dittus-	17.) Chen [21]	1.) Bertsh [23]
42.) Képletek	32.) $\alpha_g = 0.023 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d}$	18.) $\alpha_{kf} = F \cdot \alpha_f + S \cdot \alpha_{nb}$	2.) $\alpha_{kf} = F \cdot \alpha_f + S \cdot \alpha_{nb}$
43.) Segéd függvények	33.) -	19.) $F = 2.35 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736}$, 20.) $S = \frac{1}{(1+2.53 \cdot 10^{-6} \cdot Re_f^{1.17})}$, 21.) $\alpha_f = 0.023 \cdot$	3.) $\alpha_{nb} = 55 \cdot Pr^{0.12} \cdot (-\log Pr)^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot \dot{q}^{0.67}$, 4.) $S = 1 - x$, 5.) $F = 1 + f(Co, x)$, 6.) $\alpha_f = 0.023 \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d_b}$
44.) Dime nziótlan	34.) $Re_g = \frac{G \cdot d}{\mu_g}$	23.) $Re_f = \frac{(1-x) \cdot G \cdot d}{\mu_f}$	7.) $Re_f = \frac{(1-x) \cdot G \cdot d}{\mu_f}$
45.) szám	35.) $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$	24.) $X_{tt} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_a} \right)^{1/8}$	8.) $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$
46.) Érvényesség	36.) Folyadéokra és gázokra, 37.) $Re > 10000$,	26.) $x = 0 \div 0.7$, 27.) hidrocarbonát és 28.) alacsony nyomású	10.) R134a és R245fa, 11.) $d = 0.5, 1, 3.1 \text{ mm}$, 12.) $G = 20 \div 350 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$
47.) Megjegyzés	40.) Az egyfázisú -túlhevített gőz-	30.) A hűtőközeg hőátadási	16.) A kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének

78.)	Modell	65.)	Kattan [24]	48.)	Kwang [25]
79.)	Képlet ek	66.)	$\alpha_{kf} = (\alpha_{nb}^3 + \alpha_{cb}^3)^{\frac{1}{3}}$.	49.)	$\alpha_{kf} = F \cdot \alpha_f + S \cdot \alpha_{nb}$.
80.)	Segéd függvények	67.)	$\alpha_{nb} = 55 \cdot Pr^{0.12} (-0.4343 \cdot \ln(Pr))^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot \dot{q}^{0.67}$,	50.)	$F = 0.042 \cdot \Phi + 0.958$,
		68.)	$\alpha_{cb} = 0.0133 \cdot \left(\frac{4 \cdot \dot{m} \cdot (1-x) \cdot \delta}{(1-\epsilon) \cdot \mu_f} \right)^{0.69} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{\lambda_f}{\delta}$,	51.)	$S = 469.1689 \cdot \Phi^{-0.2093} \cdot Bo^{0.7402}$,
				52.)	$\alpha_f = 0.023 \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d}$,
81.)	Dimen ziótlan	70.)		54.)	$X_{tt} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{1/8} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{7/8} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5}$,
82.)	számo k	71.)	$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$.	58.)	R22, R134a, CO ₂ ,
83.)	Érvén yesség	72.)	R134a,	59.)	$x = 0 \div 1$,
		73.)	$d = 10.92 \text{ mm}$,	60.)	$d = 1.5. 3.0 \text{ mm}$.
84.)	Megje gyezés	74.)	$p_{sat} = 3.4 \text{ bar}$.	64.)	A kétfázisú hűtőközeg hőátadási
		77.)	A kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének		hőátadási

4.7.2. A hőátadási tényezők vizsgálata a köpenytérben

A gyakorlatban elterjedten alkalmazott csőköteges, köpenyes hőcserélők hossz- és keresztmetszete a 4.3. ábrán látható. A hűtőközeg a csövekben, a hőleadó közeg (víz) a csövek között a köpeny által határolt térben áramlik. A hőátadás javítására terelőlemezeket alkalmaznak, ezáltal a köpenytérben a csövekkel közelítőleg párhuzamos, és rájuk közelítőleg merőleges áramlási irányok váltogatják egymást. A terelőlemeznek két fajtáját használják, a szegmenslemez és a tárcsa- és gyűrűlemez.



4.3. ábra: Terelőlemezekkel ellátott csőköteges hőcserélő

A csőköteges hőcserélőben a hűtött közeg (víz) és a csőfal közötti hőátadási tényező meghatározására szolgáló számító képlet általános alakja a következő [26], [27]:

$$Nu = C \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{0.33} \cdot \Phi, \quad (4.33)$$

ahol:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad \bullet \quad \text{Nusselt-szám,}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad \bullet \quad \text{Prandtl-szám,}$$

$$Re = \frac{w \cdot D_e}{\nu}$$

- Reynolds-szám,

$$\Phi = \left(\frac{\mu}{\mu_f} \right)^{0.14}$$

- az anyagi jellemzők hőmérséklettől való függését figyelembe vevő korrekciós tényező.

A C együttható a készülék kialakításától függ. A dimenziótlan számok és a C együttható meghatározásához a geometriai jellemzők számítása a következőképpen történik:

Az egyenértékű átmérő:
$$D_e = \frac{4 \cdot F}{U} = \frac{(D_k^2 - z \cdot D^2)}{(D_k + z \cdot D)}. \quad (4.34)$$

A köpeny szabad keresztmetszete:
$$A = (D_k^2 - z \cdot D^2) \cdot \frac{\pi}{4}. \quad (4.35)$$

A szabad keresztmetszet kerülete:
$$U = (D_k + z \cdot D) \cdot \pi. \quad (4.36)$$

- **Csőköteges hőcserélő terelőlemezek nélkül**

A köpenyben az áramlás alapvetően a csőköteg tengelyének irányába mutat, ezért az A mértékadó keresztmetszet a köpenytér szabad keresztmetszete:

a C együttható:

$$C = 1.16 \cdot D_e^{0.6}, \quad (4.37)$$

$$2 \cdot 10^2 < Re < 2 \cdot 10^4,$$

$$0.012 \text{ m} \leq D_e \leq 0.05 \text{ m},$$

$$0.5 \leq Pr \leq 500.$$

- **Csőköteges hőcserélő terelőlemezekkel**

- Szegmens alakú terelőlemezek

Az A mértékadó keresztmetszet a csőköteg tengelyével azonos irányú áramlás számára rendelkezésre álló A_h keresztmetszet és a csőkötegre merőleges áramlás számára rendelkezésre álló A_k keresztmetszet mértani középárányos:

$$A = \sqrt{A_h \cdot A_k}, \quad (4.37)$$

$$A_h = \frac{[D_k \cdot (b - s) + 2 \cdot s \cdot h - z \cdot D^2 \cdot \pi]}{4}, \quad (4.37)$$

ahol a z a terelőlemez ablakán keresztülhaladó csövek száma.

$$A_k = S \cdot \sum e, \quad (4.37)$$

ahol $\sum e$ a csövek közötti rések valamint a szélső csövek és a köpeny közötti résekből képezett összeg.

$C = 0.23$ ha a köpeny belső palástfelülete nem megmunkált.

$C = 0.25$ ha a palást megmunkált.

A fentiek akkor érvényesek, ha:

$$3 < Re < 2 \cdot 10^4,$$

$$0.025 \text{ m} \leq D_e \leq 0.5 \text{ m},$$

$$0.5 \leq Pr \leq 500.$$

Az általunk vizsgált elpárologtató csöveiben a hűtőközeg, míg a szegmens terelőlemezzel ellátott köpenytérben a hűtött közeg áramlik. A hőszivattyús rendszerekre a köpenytéri hőátadást a hűtött víz és a csőköteges hőcserélő csövei között Kern [19], Bell-Delaware [28], Taborek [29] vizsgálták. Segédfüggvények segítségével figyelembe veszik a köpenytérben áramló (főáram) közeg többszöri irányváltoztatását, továbbá a közeg egy részének a csövek és a köpeny melletti réseken (résáram) történő áramlásából származó hőátadás, valamint a közeg egy részének a

kötegen való keresztül áramlásából (elkerülő, bypass-áram) származó hőátadást. A szakirodalomban igen elterjedt modellek, jellemzőjük a nagy pontosság és az összetettség. A Kern-modell szintén a szakirodalomban az egyik legelfogadottabb modell, de elsősorban az egyszerűsége miatt. Hátránya, hogy kevésbé pontos.

4.2. táblázat: A köpenytérben áramló víz és a csövek közötti hőátadási tényező számítási képletei a szakirodalom szerint

114.)	Modell	106.)	Kern [19]	97.)	Bell-	85.)	J.Taborek [29]
115.)	Képletek a köpenytéri	107.)	$\alpha = 0.36 \cdot \left(\frac{\lambda}{D_o}\right)$	98.)	$\alpha = \alpha_i \cdot J_c \cdot J_L \cdot J_B$	86.)	$\alpha_{viz} = (J_c \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_R \cdot J_S \cdot J_\mu) \cdot \alpha_{id}$
116.)	Segédfüggvények	108.)	$D_e = \frac{4 \cdot (p_T^2 - \pi \cdot D_o^2 / 4)}{\pi \cdot D_o}$	99.)	$\alpha_i = j_i \cdot c_p \cdot m \cdot Pr^{-2/3}$	87.)	$\alpha_{id} = j_i \cdot c_p \cdot m \cdot Pr^{-2/3}$
				100.)	$J_c = 0.55 + 0.72 \cdot F_{C'}$	88.)	$J_c = 0.55 + 0.72 \cdot F_{C'}$
				101.)	$J_L = 0.44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0.44 \cdot (1 - r_s)]$	89.)	$J_B = \exp(-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot (1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}}))$
117.)	Dimenziótlan	109.)	$Re = \frac{G \cdot d}{\mu}$	103.)	$Re = \frac{G \cdot d}{\mu}$	94.)	$Re = \frac{G \cdot d}{\mu}$
119.)	Érvényesség	111.)	Hidrocarbónátok,	105.)	A szakirodalomban nincs adat.	96.)	A szakirodalomban nincs adat.
		112.)	szerves				

4.7.3. A hőátadási tényezők vizsgálata a kondenzációs folyamatokra

A különböző szerzők által kifejlesztett modelleket és számító képleteket a 4.3. táblázatban mutatjuk be. A táblázatban feltüntettük a képletekben alkalmazott segédfüggvényeket, dimenziótlan számokat és a modellek érvényességét és korlátait. Az elemzésre választott modellek jellemzői, hogy kétfázisú hőátadást írnak le és figyelembe veszik a hűtőközeg gőztartalmának változását. A Thome [30] és Tang [31] által bemutatott számítóképletek kifejezetten a horizontális csőben áramló R134a hűtőközegre lettek kifejlesztve. A teljesség kedvéért bemutatjuk ezeknek a képleteknek alapját képező Shah- [32] és Akers- [33] modelleket is. A kondenzációs folyamat hőátadási egyenleteinek pontatlanságát kivizsgáltuk a dolgozatukban [18].

4.3. táblázat: A hűtőközeg hőátadási tényezőinek számítási képletei

150.)	Modell	140.)	Dittus-	131.)	Shah [32]	120.)	Tang [31]
151.)	Képletek a hőátadási tényezők számítására	141.)	$\alpha_g = 0.023 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d}$	132.)	$\alpha_{kf} = \alpha_f \cdot \left[(1 - x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1 - x)^{0.04}}{p^{*0.38}} \right]$	121.)	$\alpha_{kf} = 0.023 \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 + \frac{4.863 \cdot \left[\frac{-x \cdot \ln Pr_{red.}}{1 - x} \right]^{0.836}}{\frac{\lambda}{d}} \right) \cdot \frac{\lambda}{d}$
152.)	Segédfüggvények	142.)	-	133.)	$\alpha_f = \frac{\lambda}{d} \cdot 0.023 \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	122.)	-
153.)	Dimenziótlan	143.)	$Re_g = \frac{G \cdot d}{\mu_g}$	134.)	$Re_f = \frac{G \cdot d}{\mu_f}$	123.)	$Re_f = \frac{G \cdot d}{\mu_f}$
154.)	Prandtl-szám	144.)	$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$	135.)	$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$	124.)	$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$
155.)	Érvényesség	145.)	Folyadék és gázokra,	136.)	R11, R12, R22, R113, metanol, etanol, benzén, etilén,	125.)	R113, R22, R134a, R32/125,
		146.)	$Re > 10000$,		$7 < d < 40 \text{ mm}$, $11 < G < 800 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$	126.)	$1 < d < 4.8 \text{ mm}$,
156.)	Megjegyzés	149.)	Az egyfázisú – túlhevített gőzhűtőközeg hőátadási tényezőjének	139.)	A kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározása.	130.)	A kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározása.

178.) Modell	167.) Akers [33]	157.) Thome [30]
179.) Képletek a hőátadási tényezőők számítására	168.) $\alpha_{kf} = \frac{\lambda}{d} \cdot Re_e^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$ 169.)	158.) $\alpha_{kf} = \frac{\alpha_f \cdot \theta + (2 \cdot \pi - \theta) \cdot \alpha_c}{2 \cdot \pi}$
180.) Segédfüggvények	170.) $G_{ekv.} = G \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} \right]$	159.) $\alpha_c = 0.003 \cdot Re_f^{0.74} \cdot Pr_f^{0.5} \cdot \frac{\lambda_f}{\delta} \cdot f_f$ 160.) $\alpha_f = 0.728 \cdot \left[\frac{\rho_f \cdot (\rho_f - \rho_g) \cdot g \cdot r \cdot \lambda_f^3}{\eta_f \cdot D \cdot q} \right]$
181.) Dimenziótlan	172.) $Re_e = \frac{G_{ekv.} \cdot d}{\mu_f}$ 173.) $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$	161.) $Re_f = \frac{G \cdot d}{\mu_f}$ 162.) $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$
183.) Érvényesség	174.) Metanol, R12, 175.) $d = 15.88 \text{ mm}$	163.) R11, R12, R22, R113, R32/125, metanol, etanol, benzén, etilén, $3.1 < d < 21.4 \text{ mm}$,
184.) Megjegyzés	177.) A kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározása.	166.) A kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározása.

5. A KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT HŐSZIVATTYÚS RENDSZER MATEMATIKAI MODELLJÉNEK MEGOLDÁSA

Az előzőekben bemutatott matematikai modell által végigkísérhetjük a körfolyamatban a hűtőközeg továbbá az elpárolgató és a kondenzátor köpenyterében áramló víz állapotváltozását állandósult állapotra. Miután a fizikai modell elosztott paraméterű, ezért a matematikai modell megoldásával a lehető legrészletesebben figyelemmel tudjuk kísérni az elpárolgatóban és a kondenzátorban végbemenő termodinamikai és áramlási folyamatokat és minősíteni tudjuk a körfolyamat teljesítménytényezőjére gyakorolt befolyását.

A matematikai modell megoldásával a legfőbb célunk az, hogy a különböző hőigényekhez meg tudjuk határozni és be tudjuk állítani azt a munkapontot, amellyel a körfolyamat illetve a rendszer teljesítménytényezője (COP) maximális. A matematikai modell megoldásával kapott eredmények egyben visszaigazolják a felállított modell helyességét is illetve alkalmasságát a célkitűzés teljesítésére.

5.1. A hőszivattyús rendszert leíró egyenletrendszer megoldásának algoritmus

A matematikai modellalkotásunk lényegét nemcsak a hőszivattyús rendszerben lejátszódó folyamatot leíró egyenletek, a kezdeti feltételek, valamint a kapcsolódó adatrendszer jelenti, hanem a megoldó algoritmust is hozzá kell csatolnunk és azt is értékelnünk kell. A hőszivattyú matematikai modelljének a megoldó algoritmus is ugyanis meghatározza a megoldás pontosságát, így a modell alkalmazhatóságát is. A teljes modell megoldó algoritmusának blokk sémáját az 5.1. ábrán mutatjuk be.

A szimulációhoz szükséges bemenő értékeket három nagy alcsoportba sorolhatom:

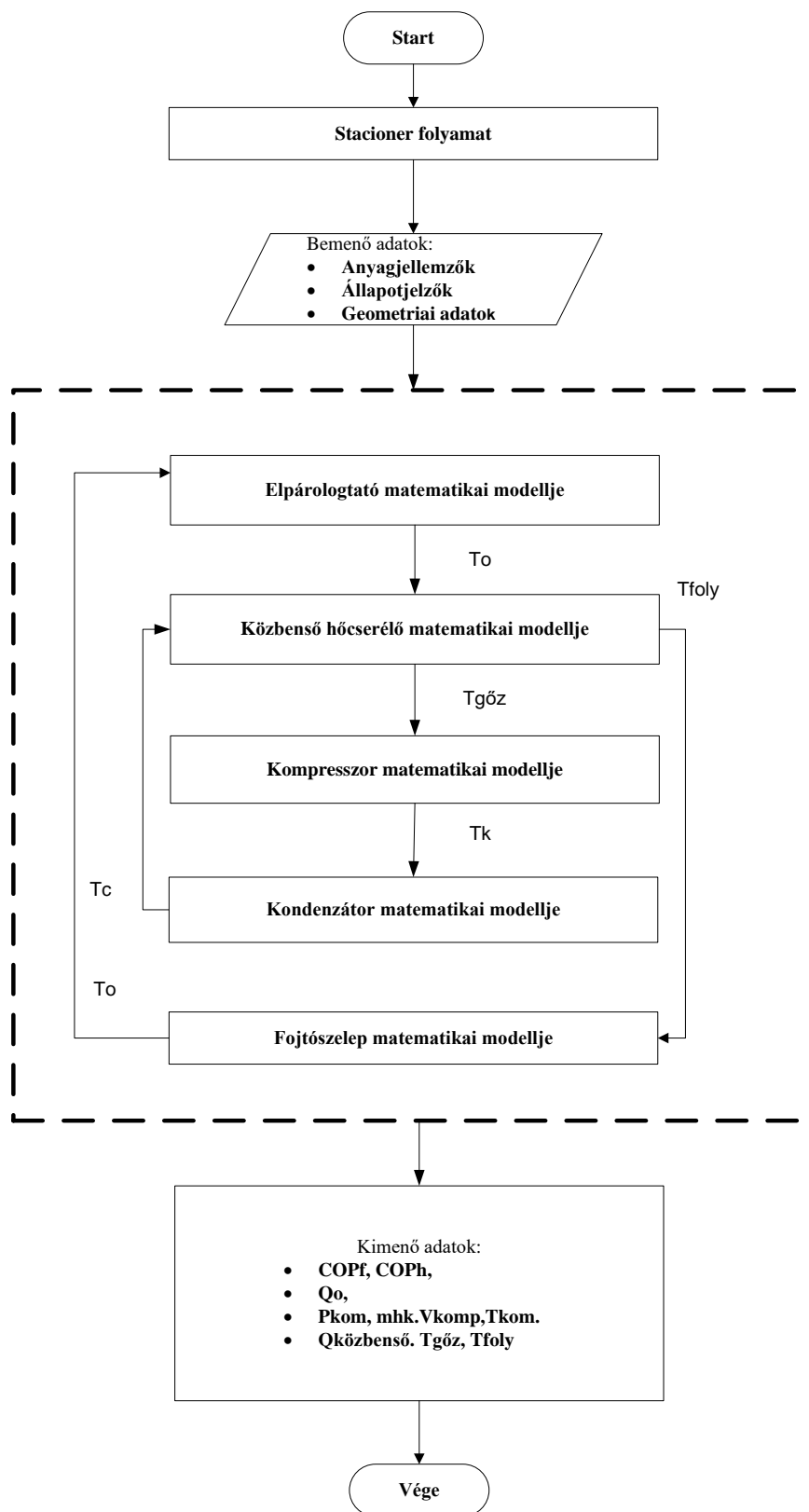
- A munkaközeg jellemzői (a hűtőközeg termodinamikai és fizikai jellemzői, illetve a víz fizikai jellemzői,
- Termodinamikai állapotjelzők (a víz térfogatárama, a hűtőközeg tömegárama, a hideg víz hőmérséklete, a hűtőközeg túlhevítési hőmérséklete).
- Geometria jellemzők (a komponensek fizikai méretei).

Az algoritmus 5 eljárásból tevődik össze, a kompresszor, kondenzátor, a fojtószelep az elpárolgató és a közbenső hőcserélő matematikai modelljéből. Az algoritmus az elpárolgató matematikai modelljével kezdődik, majd követi a közbenső hőcserélő, kompresszor, a kondenzátor és végül a fojtó szelep modellje.

A folyamat első lépésében az elpárolgatóban a hűtőközeg elpárolog, kiáramló hűtőközeg entalpia értéke $h_{elp.}$, ellenkező esetben a fojtó szelep modellje beavatkozik, módosításra kerül az elpárolgási hőmérséklet értéke T_o .

A második lépésben a gőzfázisú hűtőközeg hőmérséklete $T_{gőz}$ megemelkedik a közbenső hőcserélőben és a kompresszor modellje a gőzfázisú hűtőközeg entalpia $h_{kond.}$ és hőmérséklet T_c értékét megemeli.

A folyamat következő lépésében összehasonlításra kerül a kondenzátorból kiáramló hűtőközeg entalpia értéke $h_{kond.}$ az elpárolgatóba beáramló hűtőközeg entalpia értékével $h_{elp.}$. Ezzel a lépéssel megvalósítom az izentalpikus fojtást. Ha az eltérés kisebb, mint $\varepsilon = 0.0001$ akkor kiírásra kerül a hőszivattyú jellemzői, míg ellenkező esetben, módosításra kerül az elpárolgási hőmérséklet értéke T_o .



5.1. ábra: A hőszivattyús rendszer megoldó algoritmusának sematikus ábrája

5.2. A hőszivattyús rendszer szimulációs modelljének alkalmazása

A szimulációt egy példán keresztül mutatjuk be. A példához a peremfeltételeket és a bemenő adatokat az alábbiakban mutatjuk be.

Peremfeltételek és bemenő adatok:

Elpárologtató

Hűtött közeg bemenő jellemzői:

- A víz hőmérséklet különbsége $\Delta T_{viz} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$

Hűtőközeg bemenő jellemzői:

- Az elpárolgási hőmérséklet $t_o = -10, -5, 0, 5, 10, 15, 20 \text{ }[^{\circ}\text{C}].$
- A túlhevítési hőmérséklet $\Delta T_{túlh} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}.$
- A nyomásveszteség $\Delta p_{hűtők} = 0 \text{ }[kPA]$

Kompresszor

- Alkalmazott hűtőközeg $R1234ZE$
- Indikált hatásfok $\eta = 0,7 \text{ }[-].$

Kondenzátor

Fűtött közeg bemenő jellemzői:

- Fűtési teljesítmény $Q_c = 10 \text{ }[kW].$
- A víz hőmérséklet különbsége $\Delta T_{viz} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$

Hűtőközeg bemenő jellemzői:

- A kondenzációs hőmérséklet $t_c =$
40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 $[^{\circ}\text{C}].$

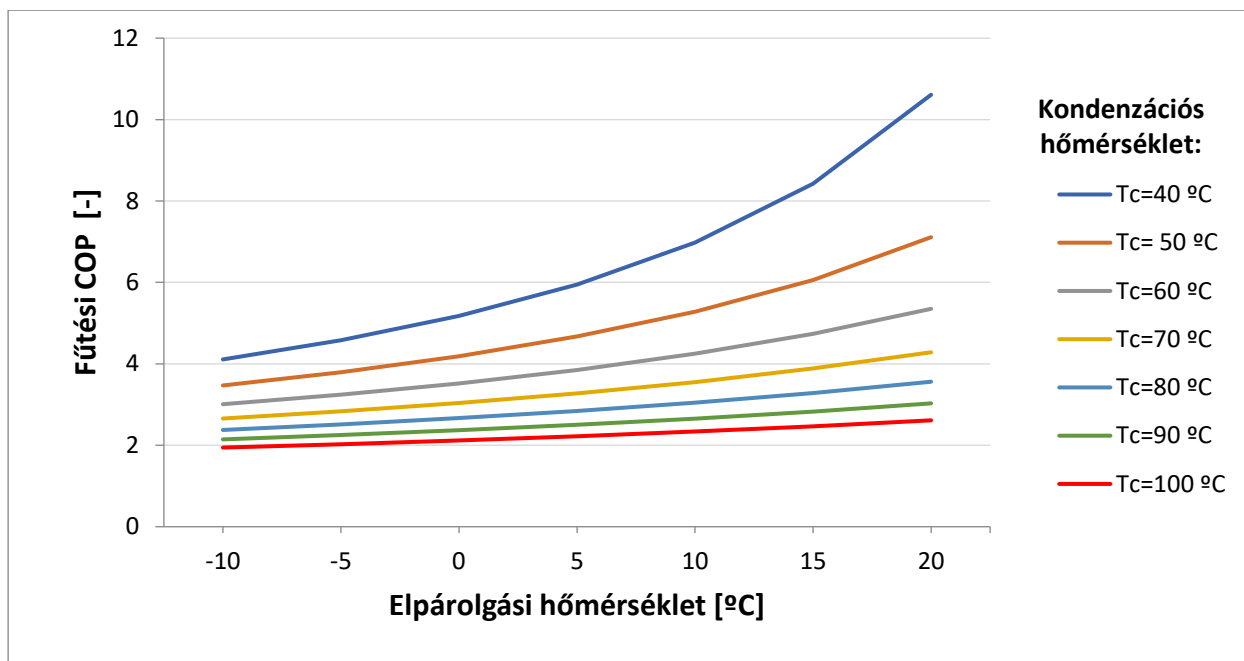
- A utóhűtési hőmérséklet $\Delta T_{utó} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$
- A nyomásveszteség $\Delta p_{hűtők} = 0 \text{ [kPA]}$

Közbenső hőcserélő

- Hőcserélő hatásfoka $\varepsilon = 0,75.$
- A nyomásveszteség $\Delta p_{hűtők} = 0 \text{ [kPA]}$

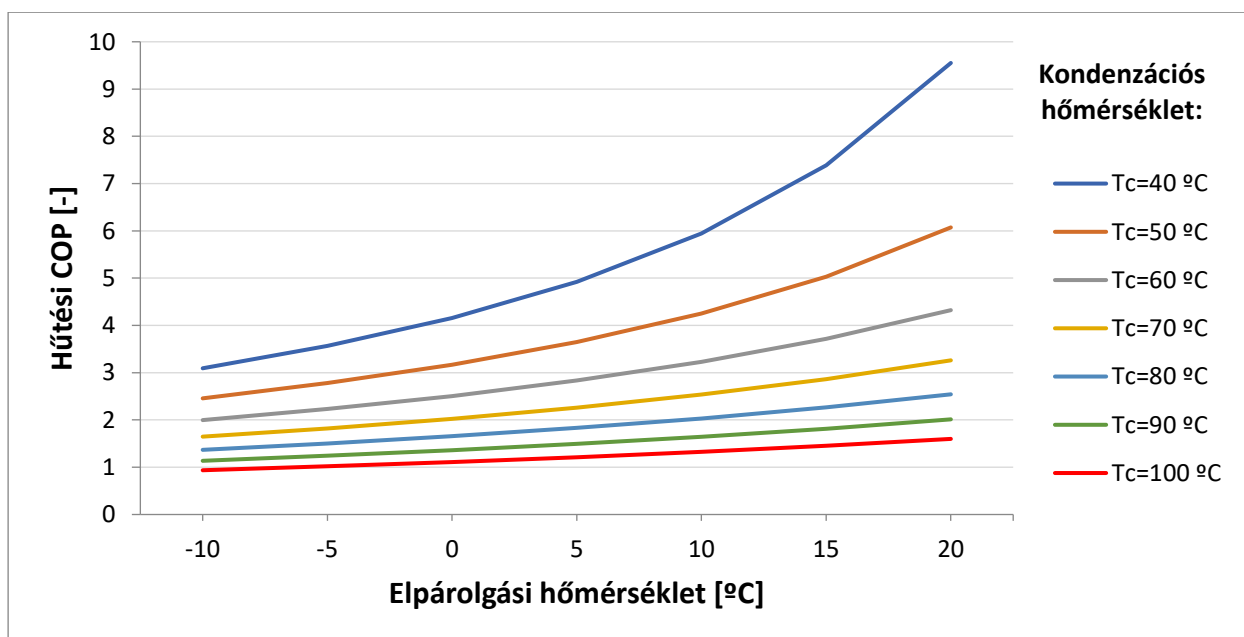
5.3. A hőszivattyús rendszer szimulációs eredményeinek a bemutatása

A szimuláció során a hőszivattyús rendszer bemenő változóinak valamint a rendszert jellemző úgynevezett belső paramétereknek, és anyagjellemzőknek a rendszer kimenő paramétereire gyakorolt hatásait elemezzük. A körfolyamat jellemző pontjainak értékeit az általunk felállított koncentrált matematikai modell alapján nyertük. A szimulációs eredményeket grafikusán, diagramokban 5.2-5.12 ábrákban mutatjuk be. Az R1234 ZE hűtőközeg logp-h és T-s diagramát a Honeywell nevű cégtől vettem át és azt használtam fel az teljes hőszivattyús körfolyamat bemutatására.



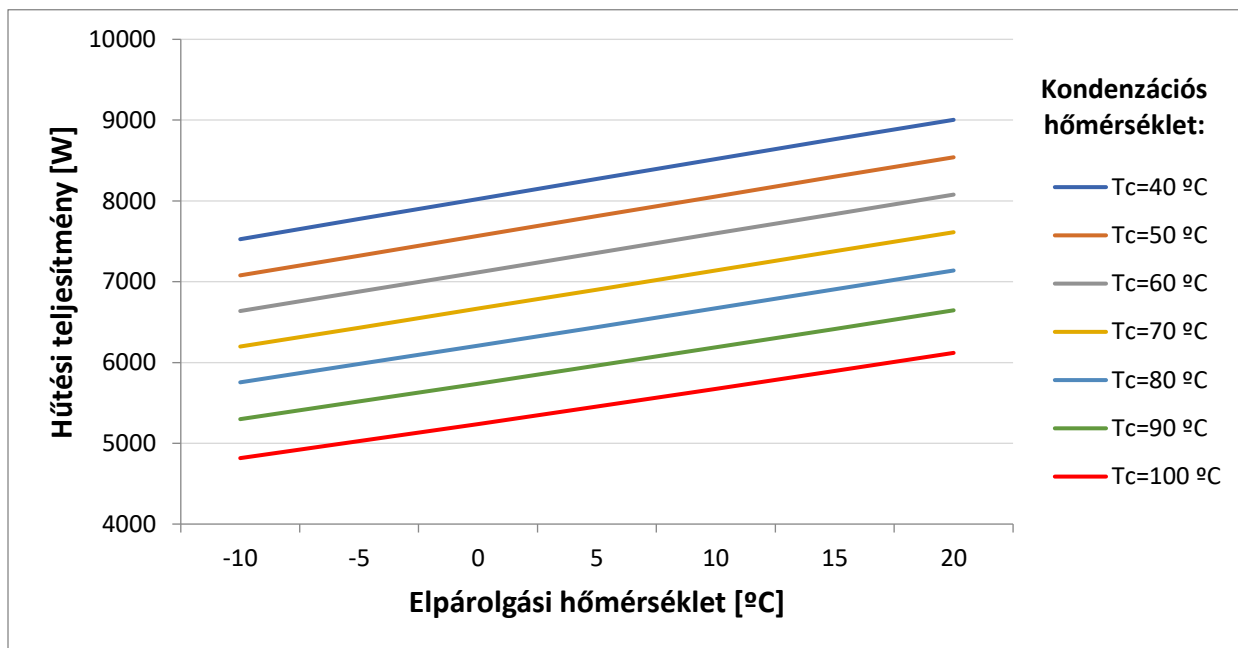
5.2. ábra: A fűtési teljesítménytényező változása

A legmagasabb fűtési teljesítmény a legmagasabb elpárolgási és a legalacsonyabb kondenzációs hőmérséklet mellett valósul meg. Mivel a közbelső hőcserélőben az átadott hőmennyiség megnövelte a kompresszorba beáramló hűtött közeg-túlhevített gőz hőmérsékletét, így a szükséges mechanikai munka alacsony, s ez igen jelentősen megnöveli a hőszivattyú COP=10,6 értékét.



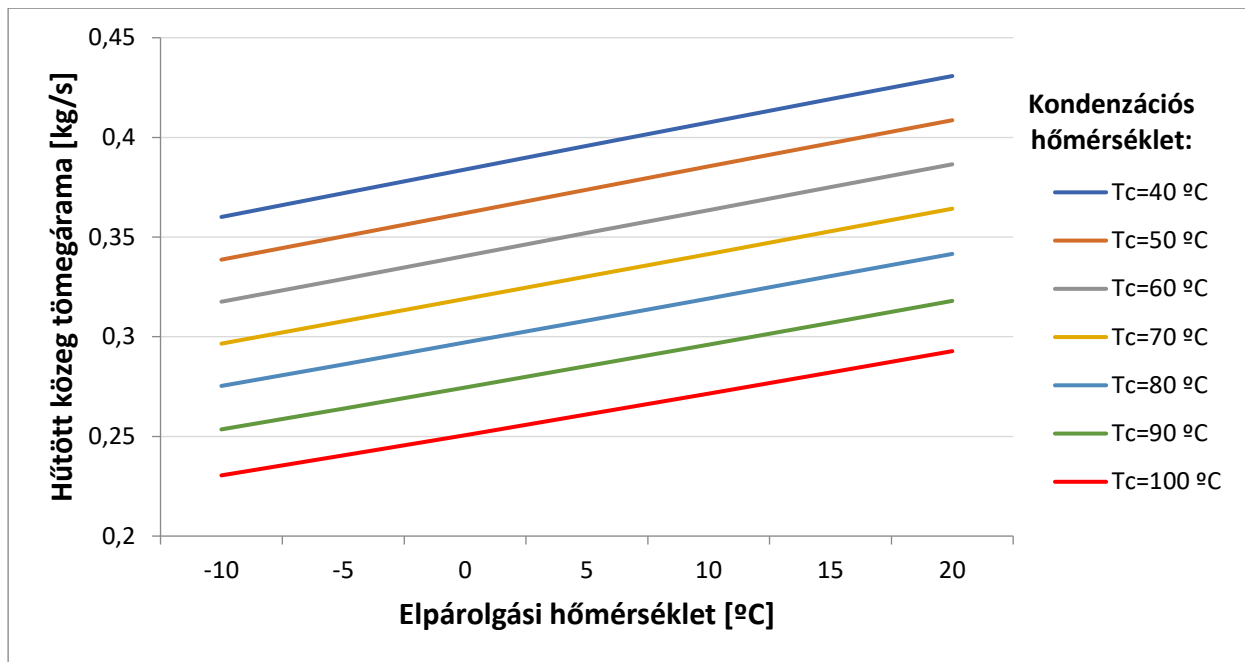
5.3. ábra: A hűtési teljesítménytényező változása

Az elpárolgatóban a hűtött közegből elvont hő folytonos növekedést mutat, a hűtött közeg tömegáramának növekedésével s ez jelentős hűtési teljesítménynövekedést eredményezett, míg a kompresszor munkáigénye minimális a közbenső hőcserélő miatt. E két tényező igen magas hűtési COP = 9,52 értéket eredményezett.



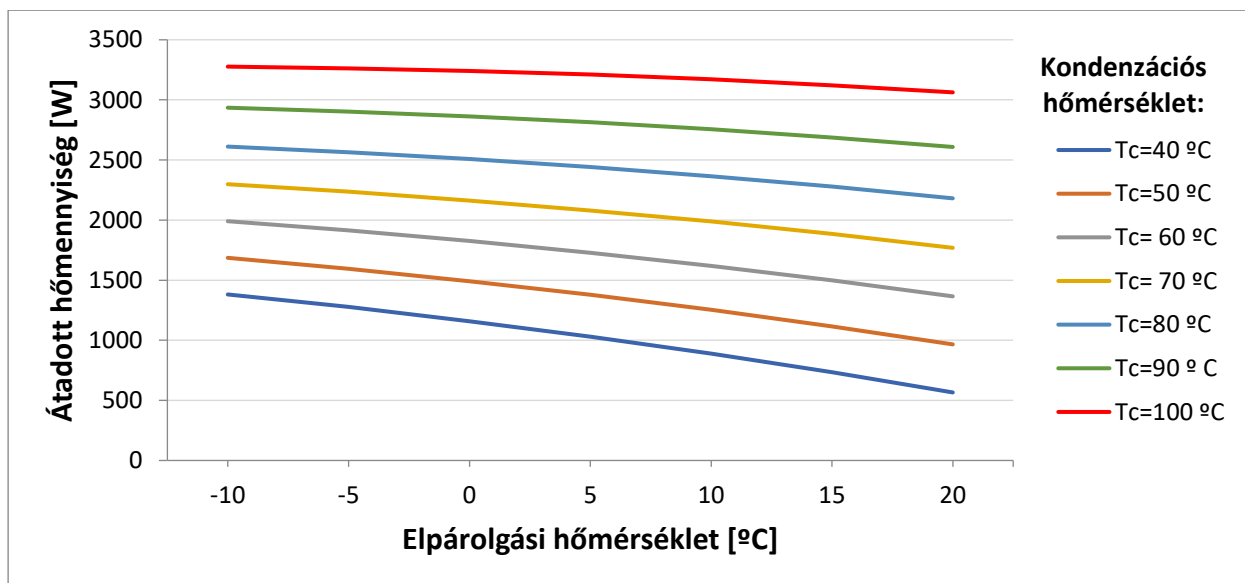
5.4. ábra: A hűtési teljesítmény változása

Az elpárolgatóban a hűtött közegből elvont hő folytonos, lineáris hűtési teljesítménynövekedést eredményezett, 5 °C hűtött közeg hőmérséklet különbség mellett.



5.5.ábra: A hűtött víz tömegáramának változása

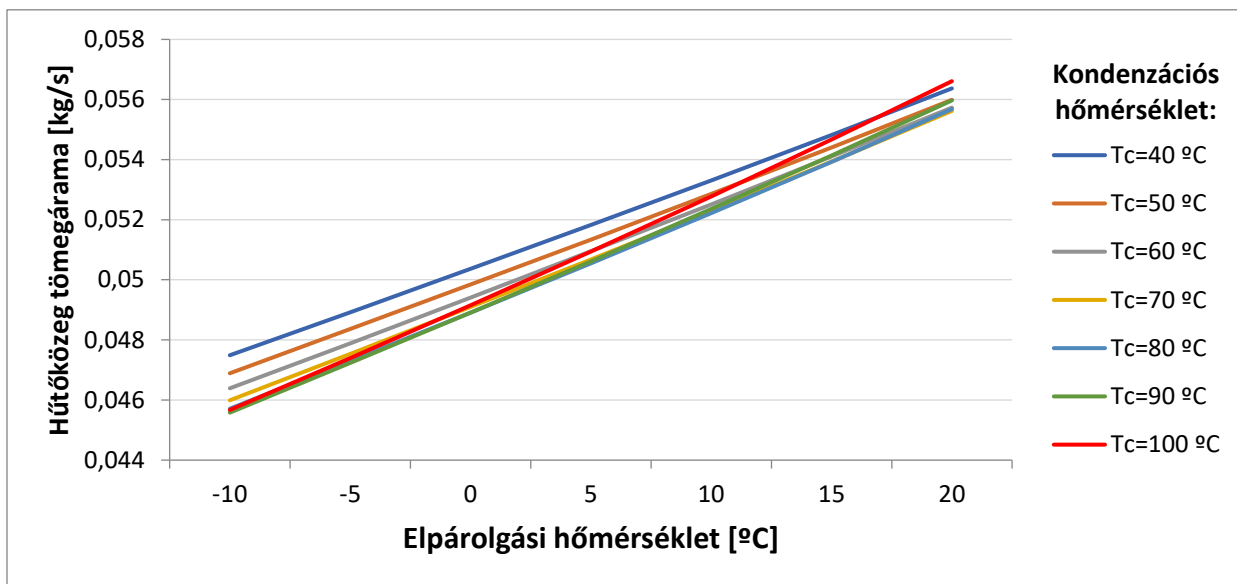
A hűtött közeg tömegáramának lineáris növekedésével az elpárolgatóban a hűtőközeg által felvett hőmennyiség növekedését eredményezte.



5.6.ábra: A közbenső hőcserélőben átadott hőmennyiség változása

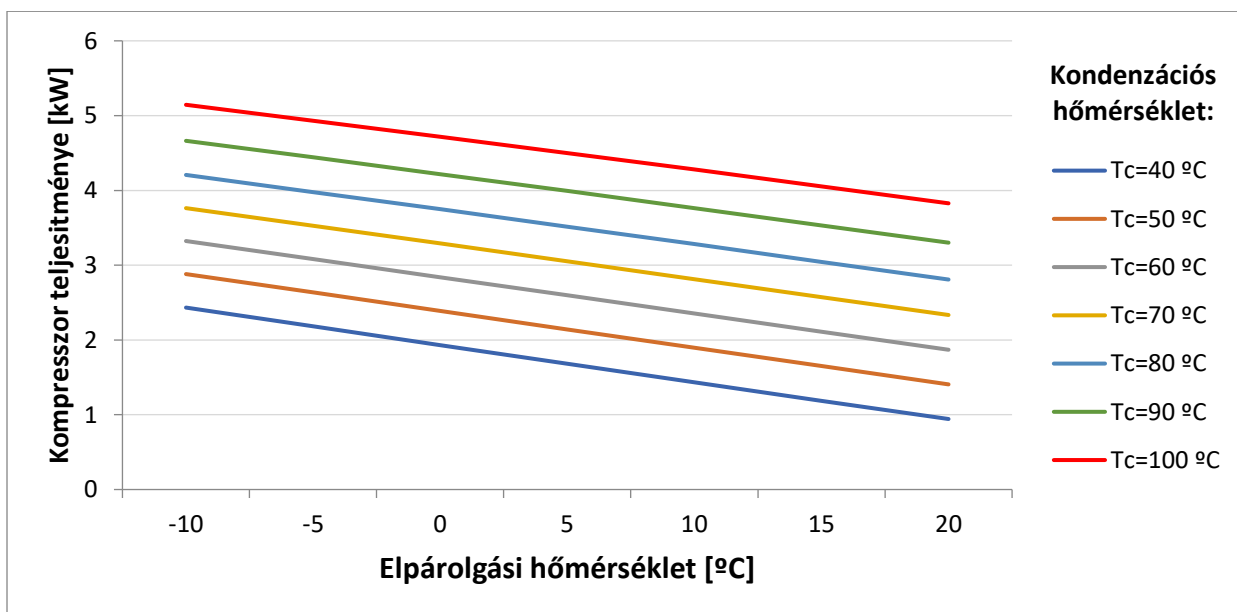
A közbenső hőcserélőben átadott hőmennyiség maximális értéke a legnagyobb kondenzációs hőmérsékletnél valósul meg, mivel a közbenső hőcserélőben beáramló

folyadékfázisú hűtőközeg ez esetben rendelkezik a legmagasabb hőmérséklettel. Az elpárolgási hőmérséklet értéke nem olyan jelentős, melyet a jelleggörbe közel vízszintes jellege is mutat.



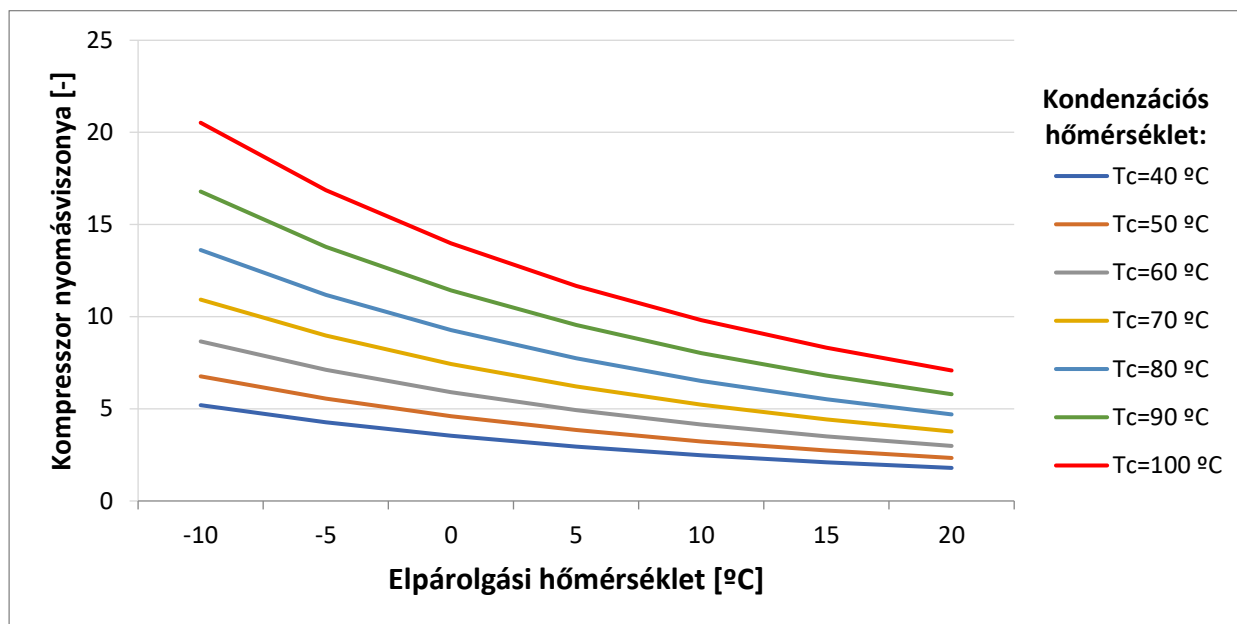
5.7.ábra: A hűtőközeg tömegáramának változása

A hűtőközeg tömegáramának változása lineáris az elpárolgási hőmérséklet függvényében, míg a kondenzációs hőmérsékletének kihatása nem olyan jelentős.



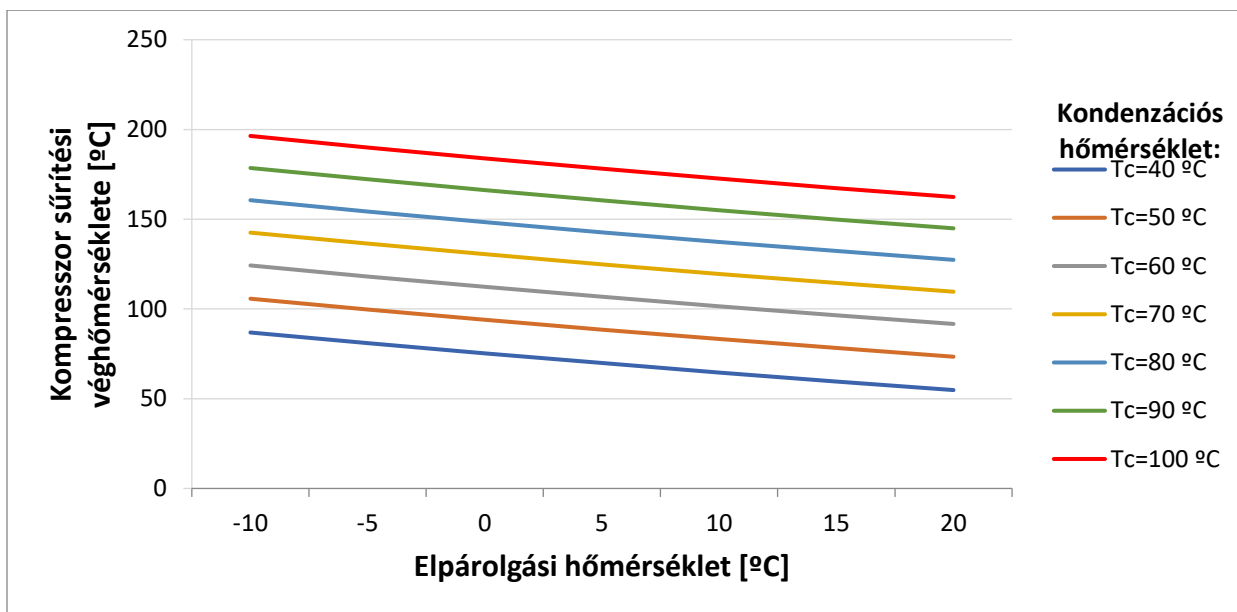
5.8. ábra: A kompresszor teljesítményigényének változása

A kompresszor legkisebb teljesítményigénye a legnagyobb elpárolgási és legkisebb kondenzációs hőmérsékletnél valósul meg, azaz a jelen esetben 943 W volt. A kompresszor szívóágában a túlhevített gőz hőmérséklete igen magas 31,5°C volt, 40°C kondenzációs és 20 °C elpárolgási hőmérséklet mellett.



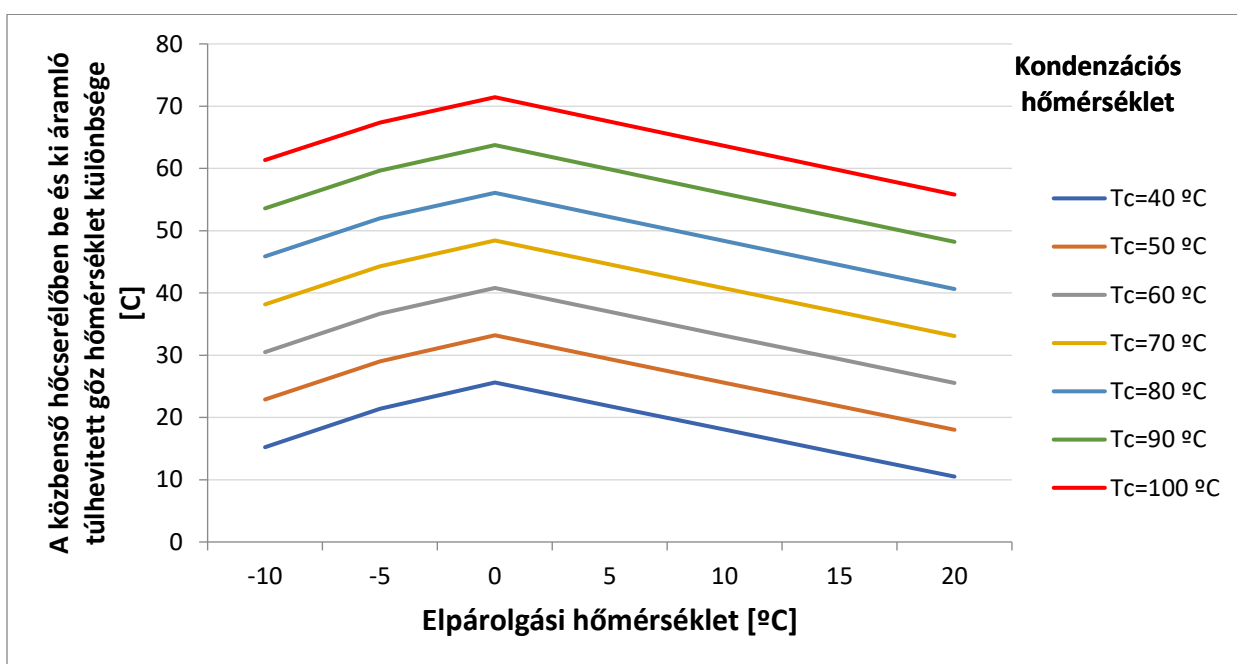
5.9. ábra: A kompresszor nyomásviszonya

Az 5.9. ábrán a parciális –elpárolgási és kondenzációs nyomások viszonyait láthatjuk. A nyomásviszony növekedésével nő a kompresszió véghőmérséklete, ami káros lehet a kompresszor szempontjából. A magas $\epsilon = 20.5 [-]$ nyomásviszony közel $T_{kom} \approx 200$ °C túlhevített gőz hőmérsékletet eredményez.



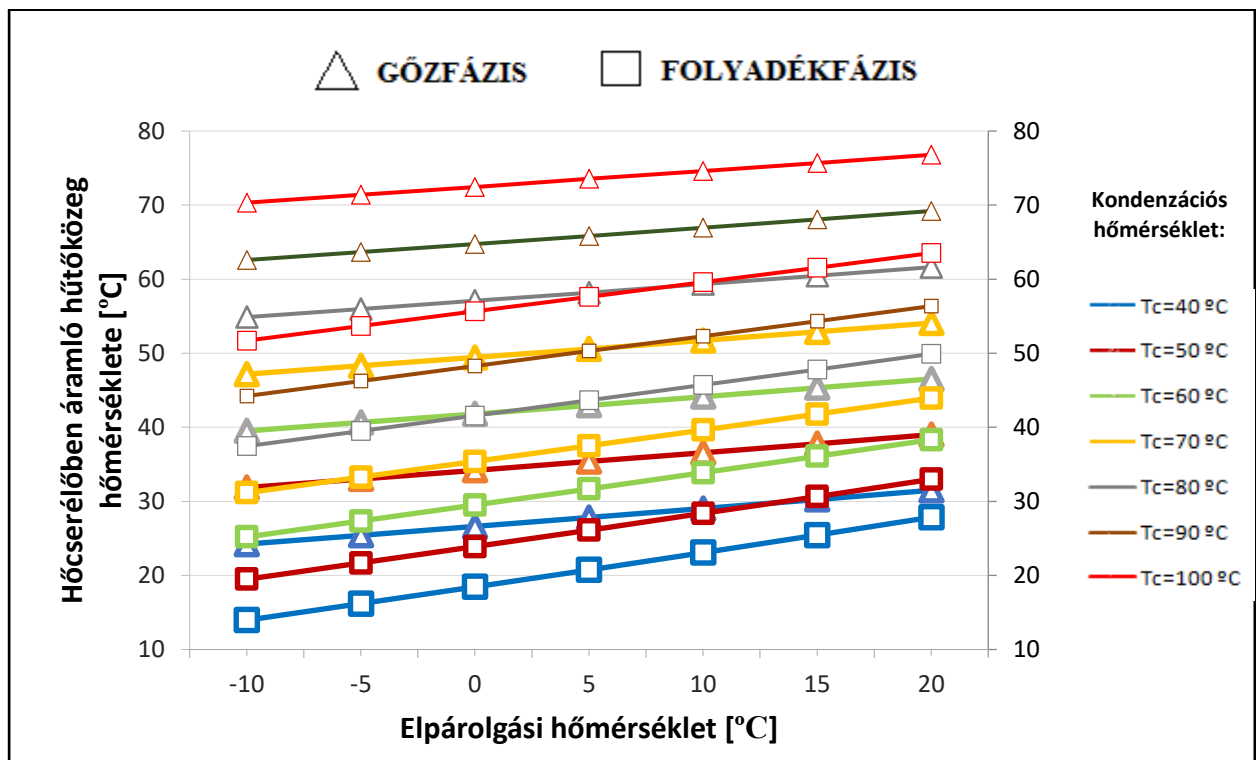
5.10. ábra: A kompresszor sűrítési végőhőmérsékletének változása

Az előárolgási hőmérséklet növekedésével és a kondenzációs hőmérséklet csökkenésével a kompresszor által sűrített túlhevített gőz hőmérséklet értékei lineárisan csökkennek. A közel $T_{kom} \approx 200$ °C túlhevített gőz hőmérséklet már igen magasnak értéknek számít.



5.11. ábra: A közbenső hőcserélőben a be és a kiáramló túlhevített gőz hőmérséklet különbségének a változása

A túlhevített gőzfázisú hűtőközeg be és kilépő hőmérséklet különbségének változását láthatjuk a közbenső hőcserélőből. Megállapítható, hogy a parciális maximum a $t_o = 0\text{ °C}$ elpárolgási hőmérsékletnél található, különböző kondenzációs hőmérséklet mellett.



5.12. ábra: A közbenső hőcserélőben áramló hűtőközeg jellemző hőmérsékleteinek változása

Az 5.12. ábrán a közbenső hőcserélőből kiáramló közegek hőmérsékleti értékeit szemléltetjük. Kockával jelöltük a hőcserélőbe áramló folyadék fázisú - azaz a kondenzátorból kiáramló közeget, míg a gőzfázis - az elpárolgatóból kiáramló közeget pedig háromszöggel.

A hőcserélő folyadék oldalán beáramló hűtőközeg hőmérséklete 35 – 95 °C között változott. A legnagyobb hőmérséklet különbség, a be és kiáramló folyadék fázisú hűtőközeg esetén 43,29 °C volt, amely a legnagyobb hőátadást eredményezte. Míg a

hőcserélő másik oldalán, azaz a hőfelvételi oldalon $61,33\text{ }^{\circ}\text{C}$ volt a be és kiáramló túlhevített gőz hőmérséklet különbsége.

6. AZ ÚJ SZÁMÍTÁSI KÉPLETEK BEMUTATÁSA

A felállított koncentrált paraméterű matematikai modell megoldásával nyert szimulációs értékekből új számítási képleteket állítottunk fel a közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú COP értékének a meghatározására.

- A hőszivattyú fűtési teljesítménytényezője:

$$COP_f = A \cdot (\dot{m}_{hv}^2 + a_1 \cdot \dot{m}_{hv} + a_2) \cdot \exp(a_3 \cdot T_0 + a_4 \cdot T_c + a_7 \cdot Q_{hőáram}) \cdot (\dot{m}_{hk}^2 + a_5 \cdot \dot{m}_{hk} + a_6) / P_{komp}. \quad (6.1)$$

Ahol:

$$a_1 = -1.73437046722573$$

$$a_2 = -48.2859359210892$$

$$a_3 = -0.000252559907846508$$

$$a_4 = 0.000167743002246116$$

$$a_5 = -0.191186059591151$$

$$a_6 = -0.184583293752733$$

$$a_7 = -3.06752180374348 \cdot 10^{-6}$$

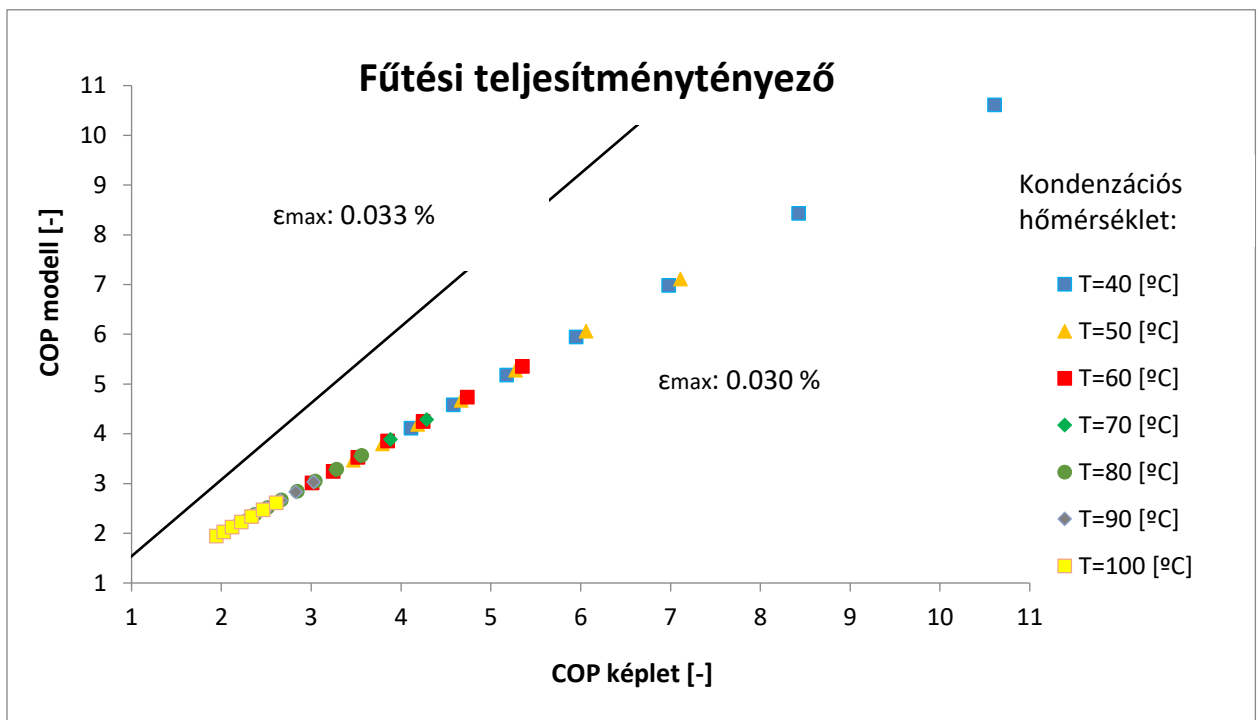
$$A = 1.06561496074012$$

A számító képlet korrelációs indexe: 0,99999993

A következőekben definiáltuk a felállított matematikai modellből nyert értékek és az új számítóképletből kapott értékek átlagos eltérését az alábbiak szerint:

$$\bar{e} = \frac{\sum_1^n \left[\frac{y_m - y_{sz}}{y_m} \right]}{n}. \quad (6.2)$$

A fűtési COP értékek eltérést a 6.1 ábrán, míg a hűtési COP értékeket a 6.2. ábrán mutatjuk be.



6.1.ábra: A modellből nyert COPf tényező értékeinek összehasonlítása az új számító képlet értékeivel

A fenti ábrából látható, hogy az új számító képletből nyert értékek maximális eltérése $\varepsilon_{max} = 0.033 \%$ az általunk felállított modell által szolgáltatott értékektől, míg az átlagos eltérés mindössze $\bar{e} = 0.012\%$.

- A hőszivattyú hűtési teljesítménytényezője:

$$COP_f = A \cdot (\dot{m}_{hv}^2 + a_1 \cdot \dot{m}_{hv} + a_2) \cdot \exp(a_3 \cdot T_0 + a_4 \cdot T_c + a_7 \cdot Q_{hőáram}) \cdot (\dot{m}_{hk}^2 + a_5 \cdot \dot{m}_{hk} + a_6) / P_{komp}. \quad 185.) \quad (6.3)$$

Ahol:

$$a_1 = 36.62189299866$$

$$a_2 = -0.000376937419216112$$

$$a_3 = -0.000255478710682604$$

$$a_4 = 0.000168568244309797$$

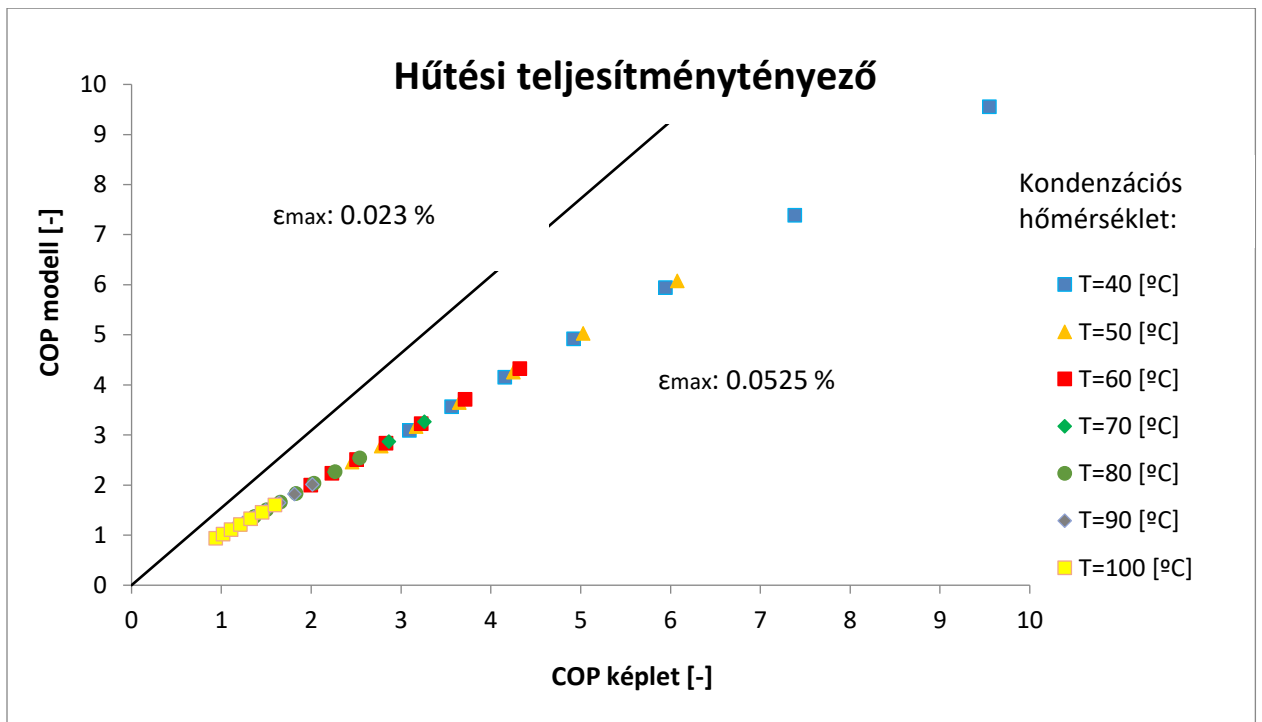
$$a_5 = -0.215031862698912$$

$$a_6 = -0.247090473058012$$

$$a_7 = -2.77577470547351 \cdot 10^{-6}$$

$$A = -2.20372052892466$$

A számító képlet korrelációs indexe: 0,99999995



6.2. ábra: A modellből nyert COPh tényező értékeinek összehasonlítása az új számító képlet értékeivel

A 6.2. ábrán látható, hogy az általunk felállított modell által szolgáltatott értékek maximális eltérése $\varepsilon_{max} = 0.0525 \%$, míg az átlagos eltérés a mérési értékektől $\bar{\varepsilon} = 0.16\%$.

Mindkét esetben a COP:

- $\dot{m}_{hv} \left[\frac{kg}{s} \right]$ – a hűtött közeg tömegáramától legpontosabban polinomiálisan függ,
- $T_o [^{\circ}C]$ – az elpárologtató hőmérsékletétől,
- $T_c [^{\circ}C]$ – a kondenzációs hőmérséklettől,
- $Q_{hőátam} [W]$ – a hőcserélőben átadott hőtől exponenciálisan függ,
- $P_{kom} [kW]$ – a kompresszor teljesítményétől pedig fordított arányban függ.

A számító képletek érvényességi tartománya:

- $\dot{m}_{hv} = 0.23 \div 0.43 \left[\frac{kg}{s} \right],$
- $T_o = -10 \div 20[^\circ\text{C}],$
- $T_c = 40 \div 100[^\circ\text{C}],$
- $Q_{h\acute{o}átam} = 566 \div 3276 [W],$
- $P_{kom} = 943 \div 5145 [kW],$
- $R1234ze,$
- $\epsilon_{h\acute{o}cs} = 0,75,$
- $\dot{m}_{fv} = 0,4784 \left[\frac{kg}{s} \right].$

7. A KÖRFOLYAMAT TELJESÍTMÉNYTÉNYEZŐJÉNEK MAXIMÁLÁSA, AZ OPTIMÁLIS MUNKAPONT BEÁLLÍTÁSA ADOTT FOGYASZTÓI HŐIGÉNY ESETÉN

E fejezetben egy adott hőigény esetére bemutatjuk a teljesítménytényezőt, COP maximálás módszertanát és egy kidolgozott példára a kapott eredményeket. Az optimális üzemi pont, a maximális COP beállításához a beavatkozó jellemzőink a következők:

- A hidegvíz tömegárama,
- A hűtőközeg tömegárama,
- A fűtött víz tömegárama.

A hidegvíz hőmérséklet különbség ismert érték kell az elpárologtatónál, invariábilis érték. Az optimális munkapont beállítása egy adott hőigényre történik, a fogyasztónál a hőleadó felületek adottak, ehhez tartozóan a hőleadóknál a közepes hőmérséklet különbség szintén ismert érték kell, hogy legyen.

Alapadatok:

- A fogyasztói hőigény $Q_{hőigény} = 10 \text{ kW}$.
- A primer víz hőmérséklet különbsége az elpárologtatóba: $\Delta T_{p,viz} = 5^\circ\text{C}$.
- A szekunder víz hőmérséklet különbsége az elpárologtatóba: $\Delta T_{sz,viz} = 5^\circ\text{C}$.
- A primer körben fellépő nyomásveszteség: $\Delta p_{p,viz} = 1 \text{ bar}$.
- A szekunder körben fellépő nyomásveszteség: $\Delta p_{p,viz} = 1 \text{ bar}$.

- A szekunder körben a víz tömegárama:

$$\dot{m}_{p,viz} = 0.478 \frac{kg}{s}.$$

- A fűtési körben a keringetési teljesítmény szükséglete:

$$P_{f,sziv} = 47,84 \text{ W}.$$

Az eredményeket a következőkben az optimalizációs mátrixban és a 7.1. ábrán mutatjuk be.

$\dot{m}_{h,viz}$	$P_{h,viz}$	Q_o	t_o	t_c	po/pc	P_{kom}	\dot{m}	COP
$[kg/s]$	$[W]$	$[W]$	$[^{\circ}C]$	$[^{\circ}C]$	$[-]$	$[W]$	$[kg/s]$	$[-]$
0.360095	36.00947	7525.98	-10	40	5.1986	2433	0.04749	3.975923
0.372039	37.20388	7775.61	-5	40	4.2717	2182	0.04892	4.413424
0.383943	38.39431	8024.41	0	40	3.5394	1931	0.05037	4.95888
0.39579	39.579	8272.01	5	40	2.9553	1681	0.05183	5.655231
0.407561	40.75612	8518.03	10	40	2.4856	1433	0.05331	6.571278
0.419237	41.92368	8762.05	15	40	2.1047	1187	0.05482	7.82983

0.430795	43.07947	9003.61	20	40	1.7935	943	0.05637	9.666507
0.338683	33.86833	7078.48	-10	50	6.7638	2881	0.04689	3.377755
0.350402	35.04019	7323.4	-5	50	5.5579	2635	0.04836	3.681627
0.362118	36.21177	7568.26	0	50	4.605	2388	0.04984	4.046873
0.373815	37.38148	7812.73	5	50	3.8452	2141	0.05134	4.49261
0.385477	38.54766	8056.46	10	50	3.234	1895	0.05286	5.046601
0.397085	39.70852	8299.08	15	50	2.7384	1650	0.05441	5.753444
0.408621	40.86211	8540.18	20	50	2.3335	1406	0.05599	6.686269
0.317566	31.7566	6637.13	-10	60	8.6585	3323	0.04639	2.94127
0.329025	32.90254	6876.63	-5	60	7.1148	3082	0.04789	3.163854
0.340517	34.05172	7116.81	0	60	5.895	2840	0.04941	3.424026
0.352027	35.20268	7357.36	5	60	4.9223	2597	0.05095	3.732098
0.363539	36.35388	7597.96	10	60	4.1399	2354	0.05251	4.101306
0.375038	37.50378	7838.29	15	60	3.5055	2111	0.05411	4.551703
0.386506	38.65057	8077.97	20	60	2.9872	1869	0.05573	5.111138
0.296538	29.65378	6197.64	-10	70	10.9266	3763	0.04599	2.606037
0.307703	30.77033	6431	-5	70	8.9786	3528	0.04753	2.77458
0.318935	31.89349	6665.74	0	70	7.4392	3291	0.0491	2.968068

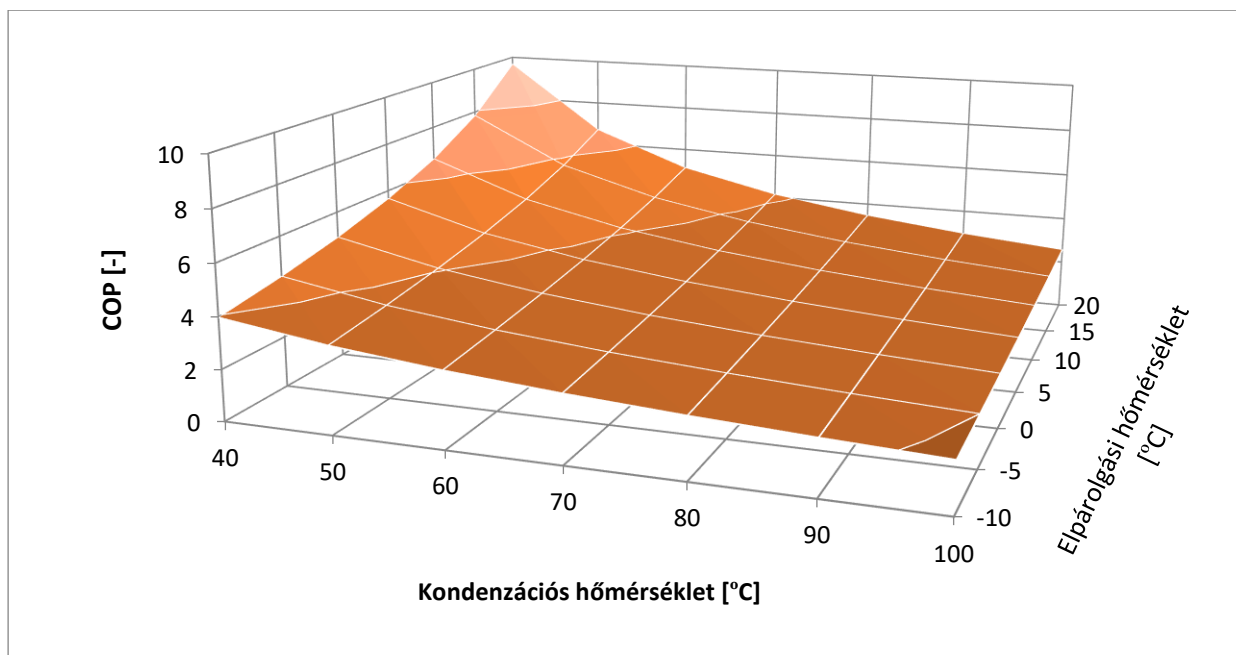
0.330219	33.02191	6901.58	5	70	6.2117	3053	0.05068	3.191718
0.341543	34.15426	7138.24	10	70	5.2244	2814	0.05229	3.453067
0.35289	35.289	7375.4	15	70	4.4238	2574	0.05394	3.762415
0.364239	36.42392	7612.6	20	70	3.7697	2334	0.05562	4.13289
0.275324	27.53239	5754.27	-10	80	13.6176	4207	0.04571	2.337279
0.286157	28.61574	5980.69	-5	80	11.1899	3978	0.0473	2.46803
0.297089	29.70895	6209.17	0	80	9.2714	3748	0.04891	2.615311
0.308108	30.81081	6439.46	5	80	7.7415	3515	0.05055	2.783322
0.3192	31.92005	6671.29	10	80	6.511	3281	0.05222	2.975552
0.330354	33.03536	6904.39	15	80	5.5133	3045	0.05393	3.198213
0.341555	34.15545	7138.49	20	80	4.6981	2808	0.05568	3.458245
0.253516	25.35163	5298.49	-10	90	16.7906	4663	0.04558	2.113369
0.263972	26.39722	5517.02	-5	90	13.7972	4442	0.04723	2.21575
0.274558	27.45579	5738.26	0	90	11.4317	4218	0.04891	2.330166
0.285263	28.52627	5961.99	5	90	9.5453	3992	0.05061	2.458436
0.296076	29.60761	6187.99	10	90	8.0281	3764	0.05236	2.603138
0.306986	30.69861	6416.01	15	90	6.7979	3533	0.05414	2.768027
0.317982	31.79818	6645.82	20	90	5.7928	3301	0.05597	2.956438

0.230444	23.04435	4816.27	-10	100	20.5242	5145	0.04567	1.918966
0.24046	24.04598	5025.61	-5	100	16.8651	4933	0.04739	1.999335
0.250637	25.06368	5238.31	0	100	13.9736	4718	0.04915	2.088154
0.260966	26.0966	5454.19	5	100	11.6678	4500	0.05094	2.186743
0.271438	27.14378	5673.05	10	100	9.8133	4279	0.05278	2.29672
0.282042	28.20421	5894.68	15	100	8.3095	4054	0.05467	2.420437
0.292769	29.27694	6118.88	20	100	7.0809	3827	0.05661	2.559787

A példánkban a 10 kW fogyasztói hőigény kielégítésekor a maximális teljesítménytényezőt akkor kapjuk egy adott hidegvíz belépési hőmérséklet mellett, ha maximalizáljuk a hidegvíz tömegáramát, ezáltal maximalizáljuk az elpárolgatóba bevitt hőmennyiséget. A közbenső hőcserélőben megvalósuló hőátadás következtében az elpárolgatóból kiáramló gőzfázisú hűtőközeget előmelegíti a kondenzátorból kiáramló folyadékfázisú hűtőközeg, így a kompresszió kezdeti hőmérséklete igen magas. Ebből kifolyólag a kompressziós viszony a legalacsonyabb, a kompresszor teljesítmény igénye minimális. A hűtőközeg tömegárama pedig a maximális értéket vett fel. A fűtött körben áramló víz tömegárama a szimulációnk során állandó.

Számításunkban figyelembe vettük a hidegvíz körben illetve a fűtési körben a keringetési teljesítmény szükségletét, egy adott nyomásveszteség mellett.

A következő ábrán grafikusán is bemutatjuk a COP értékének változását az elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek függvényében.



7.1.ábra: A közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú COP értéke az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet függvényében

8. ÖSSZEFOGLALÓ

Dolgozatunkban kompresszoros hőszivattyú optimalizációjával foglalkoztunk. Az optimalizációt vizsgálhatjuk a berendezés létesítésére és üzemeltetésére vonatkozó együttes költségek minimumára vagy meglévő berendezés üzemeltetési költségére, minimumára. Az üzemeltetési költség minimumának keresésére egy adott üzemi állapothoz, adott hőigényhez az optimális munkapontot keressük. A létesítés optimalizációjakor meghatározó körülmények az elpárolgatóhoz illeszkedő hőforrás, annak hőmérséklet szintje és a kinyerhető energia teljesítménye. Meghatározó elem természetesen a fogyasztó is, a fogyasztó által igényelt hőteljesítmény is és a maximális hőmérséklet szint is.

A hőszivattyúkat általában alacsony hőmérséklet szintű hőfogyasztókhoz tudunk ideálisan alkalmazni. Az ilyen fogyasztó általában, padló, panel fűtéssel rendelkezik. A berendezés optima szempontjából meghatározó az ún. teljesítménytényező, a COP érték. A COP az év során a hőigény függvényében változhat, ezért lényeges a szezonális SCOP figyelése is. A legjobb hatásfokot biztosító, maximális COP előállítása úgy valósítható meg, ha a lehető legmagasabb elpárolgási hőmérsékletet és a lehető legkisebb kondenzációs hőmérsékletet biztosítjuk. Ehhez szerencsés körülmény, ha az elpárolgatóhoz csatlakozó hőforrás minél magasabb hőmérsékletű, és a hőfogyasztó minél alacsonyabb hőmérsékletű fűtővizet igényel.

Nyilvánvaló, hogy az elpárolgási és a kondenzációs hőmérsékletnek az említettek szerint történő megvalósítása úgy lehetséges, ha minél nagyobb hőcsereelő felületeket építünk a rendszerünkben. A létesítési optimalizációnak éppen ez a lényege, hogy a hőcserélők felületeinek növelése drágítja a berendezést, viszont csökkenti az üzemeltetési költséget, tehát javítja a teljesítmény tényezőt.

Dolgozatunkban szimulációs eljárást mutattunk be a hőszivattyú körfolyamatának számítására, amellyel adott hőcserélő felületekhez kiszámítható a teljesítménytényező. A hőcserélő felületek változtatásával a tervező meghatározhatja a berendezés tervezési és az üzemeltetési költségek együttes minimumát, tehát a berendezés optimális létesítési paramétereit a mértékadó fogyasztó hőigényre. Meglévő berendezés esetén az eljárás egyszerűsödik, és csak az optimális munkapont meghatározása a feladat, amely a keringetett munkaközeg és a fűtővíz mennyiségének és a szivattyú munkapontok beállításával lehetséges.

Dolgozatunkban a közbenső hőcserélővel ellátott kompresszor hőszivattyúval foglalkoztunk.

A bemutatott közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú műszaki szempontból előnyösebb, mint a hagyományos, azaz a 4 fő komponenssel ellátott hőszivattyús berendezés. Dolgozatunkban [34] kivizsgáltuk, hogy a közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú COP értéke közel 10% magasabb értéket eredményezett.

Gazdasági szempontból viszont hátrányosabb, mivel egy közbenső hőcserélőt alkalmazunk a körfolyamatban, amely természetesen többlet anyagi költséggel jár.

Az elpárologtatóban valósul meg a hőátadás a hűtött közeg és a hűtőközeg között. A berendezés COP értékének szempontjából előnyös, ha a hőforrás minél magasabb hőmérsékleten valamint kellő mennyiségben áll rendelkezésünkre. Ugyanis mindkét termodinamikai jellemző, a hőforrás hőmérséklete és térfogatáram növelése, magasabb hűtési teljesítményt eredményez, ez pedig magasabb elpárolgási hőmérsékletet.

Munkánkban kivizsgálásra került hőszivattyú elpárologtatójában a hűtőközeg kétfázisú marad az elpárolgás során, azaz az egész elpárologtatóban csak az elpárolgási szakasz érvényesül, ami a berendezés hatásfoka szempontjából igen kedvező. A hagyományos típusú hőszivattyúk esetében, a hűtőközeg az elpárologtatóban túlhevül a hőfelvétel során, ezáltal biztosítjuk a kompresszor megfelelő működését, azaz gőzfázisú hűtőközeg beáramlását a szívóágba. A túlhevítési szakasz a hőfelvétel szempontjából elhanyagolható, ugyanis a hőátadási tényező nagyságrendekkel kisebb, mint a kétfázisú közeg hőátadási tényezője. Tehát a hőfelvétel szempontjából jelentéktelen.

Az általunk bemutatott típusú hőszivattyú esetében, a közbenső hőcserélő felületét ajánlatos minél nagyobb felületre méretezni, ezáltal nagyobb hőátadás valósul meg, a kondenzátorból kiáramló folyadékfázisú hűtőközeg és az elpárologtatóból kiáramló gőzfázisú hűtőközeg között. Ily módon a kompresszor szívóágában áramló hűtőközeg hőmérsékletét előmelegítettük, ezáltal a kompresszió aránya kisebb lesz. Tehát a kompresszor munkaszükséglete is kisebb lesz.

A kompresszor szempontjából, figyelniünk kell, hogy maga a kompresszió közel adiabatikus legyen, minél kisebb veszteséggel történjen a sűrítés. A berendezés COP szempontjából, az a legkedvezőbb, ha minél alacsonyabb a kompresszió véghőmérséklete. Lényeges szempont, hogy tervezéskor törekedjünk a minél alacsonyabban kompressziós viszonyhoz.

A kondenzátorban valósul meg a hőátadás a hűtőközeg és a fűtött közeg között. Célunk, minél alacsonyabb kompressziós vég hőmérséklet elérése, melynek következménye az alacsony kondenzációs hőmérséklet. Az alacsony kondenzációs hőmérséklet, alacsony hőmérsékletű fűtő közeg hőmérsékletet eredményez. Ezért a kompresszoros fűtőberendezés tervezésekor ajánlatos alacsony hőmérsékletű fűtőfelület kialakítása. Gondolván itt felülfűtésre, azaz padló, fal és mennyezetfűtésre. Az alacsony hőmérsékletű fűtőfelületekre jellemző, hogy az előremenő fűtővíz hőmérséklete nem haladhatja meg a 29 °C.

Az intenzívebb hőátadás érdekében, ajánlatos a kondenzátor felületét megnövelni, továbbá túlhevített szakasz mértékét minél kisebbre méretezni, ugyanis ahogy az elpárologtató esetében is, a túlhevített szakasz a hőátadás szempontjából előnytelen. Tehát a célunk a kondenzációs szakasz mértékének növelése. A kondenzátorból kiáramló magas hőmérsékletű folyadék fázisú hűtőközeg átadja a közbenső hőcserélőben a hőjét az alacsony hőmérsékletű gőzfázisú hűtőközegnek.

Az elpárologtató megfelelő mennyiségű hűtőközeggel való ellátását a fojtó szeleppel tudjuk megvalósítani. Célunk az evaporator teljes hosszának az elárasztása, azaz a túlhevítési szakasz elkerülése.

A hűtőközeg szempontjából törekedjünk minél kisebb ózonkárosító és globális felmelegedési potenciállal rendelkező hűtőközeget alkalmazni a berendezésünkben, míg termodinamikai szempontból pedig minél nagyobb latens, azaz rejtett hővel rendelkező hűtőközeget alkalmazni.

Ami a hőcserélők típusát illeti, az elpárologtató kialakítása nyitott rendszer esetén, ajánlott a csőköteges típus, ugyanis a szennyeződések kevésbé tudják a hőcserélő járatait eltömíteni, mint a lemezes hőcserélők esetében. A csőköteges hőcserélők terelőlemezei a hőátadás mértékét növeli.

A zárt rendszerek esetében pedig a lemezes típusú hőcserélők ajánlottak, mivel a hőátbocsátási tényező értékei előnyösebbek, mint a csőkötegeseké.

A közbenső hőcserélő esetében a lemezes típus ajánlott, a hőátbocsátási tényező miatt.

Mind az elpárologtatóban, mind pedig a kondenzátorban a közegek áramlási iránya a hőátadás szempontjából elhanyagolható.

9. Irodalomjegyzék

- [1] Nemzeti Cselekvési terv, Nemzeti Fejlesztési Minisztérium | www.kormany.hu.
- [2] Stróbl Alajos: Energiatakarékos környezetkímélés hőszivattyúkkal, OMIKK, Bp.1999.
- [3] Garbai L.: Távhőellátás, hőszállítás, Typotex, 2012.
- [4] Bánki Dónát: Új vízturbina. Magyar Mérnök- és Építész-Egylet Közlönye. 1918.03. 31. LII. kötet.
- [5] Abdenour B. et al.: Cooling mechanism of a solar assisted air conditioner: An investigation based on pressure–enthalpy chart. Int. Journal of Refrigerant 80 (2017) 274-291.
- [6] Kontra J.: Hévízhasznosítás. Egyetemi jegyzet, Műegyetemi kiadó, Budapest,2004
- [7] Santa R, Nyers J.: Csőköteges elpárologtató hőátadási tényezőjének matematikai modelljei kétfázisú hűtőközegre. Magyar épületgépészet, 6: 1-5. 5 (2010).
- [8] G. Breber, J.W. Palen, J. Taborek, Prediction of horizontal tube-side condensation of pure components using flow regime criteria, J. Heat Transfer 102 (3) (1980) 471–476.
- [9] <http://www.oktoklima.hu/content/page/id/572>
- [10] Aris S.R., Nemhauser G.L. Wilde D.J.: Optimization of multystage cycle and branching system by serial procedures, AIChE Journal, 10/6 (1964), 913-919.
- [11] Bellman, R.E.: Dynamic Programing, Princeton, University Press, 1962.
- [12] Zadeh L.A, Polak E.: Rendszerelmélet, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
- [13] Garbai L.: Épületgépészeti rendszertechnika, BME Egyetemi tankönyv, Akadémiai kiadó, 2017.
- [14] Korondi P.: Rendszertechnika, Kézirat, BME Egyetemi jegyzet, 2016.
- [15] Méhes Sz.: Kompresszoros hőszivattyúk optimalizálása épületgépészeti feladatokra. Doktori értekezés, Budapest, 2012.

- [16] Honeywell, Refrigerants, Genetron Properties Suite, <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/genetron-properties-suite/>
- [17] Sánta R.: The Analysis of Two-phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of Boundary Condition., *Acta Polytechnica Hungarica*, 9 (6): 167-180. (2012).
- [18] Sánta R., Garbai L.: Measurement testing of heat transfer coefficients in the evaporator and condenser of heat pumps. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 119 (3): 2099-2106. (2015)
- [19] Kern, D.Q. (1950) *Process Heat Transfer* (McGraw Hill).
- [20] Cavallini, A. and Zecchin, R., Dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *International Heat Transfer Conference*, 5th, Proceeding, 309–313, 1974.
- [21] Chen JC. A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. *Industrial and Engineering Chemistry. Process Design and Development*. 1966;5:322-29.
- [22] Dittus FW, Boelter L.M.K. *Publications on Engineering*. University of California. Berkley (CA). 1930;2:443.
- [23] Bertsch, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V., 2009. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. *Int. J. Heat Mass Transfer* 52, 2110–2118.
- [24] Kattan, N., Thome, J. R., and Favrat, D., 1998a, Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1-Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.120, pp. 140-147.
- [25] Kwang-Il Choi, A.S. Pamitran, Chun-Young Oh, Jong-Taek Oh: Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1336-1346.
- [26] H. Faltin, *Műszaki Hőtan*, Műszaki Könyvkiadó, 1970, Budapest, Magyarország
- [27] Környei Tamás, *Hőátvitel*, Műegyetemi Kiadó, 1999, Budapest, Magyarország
- [28] K. J. Bell, "Approximate Sizing of Shell-and-Tube Heat Exchangers," in *Handbook of Heat Exchanger Design*, G. E Hewitt (ed.), pp. 3.1.4-1-3.1.4-9, Begell House, New York, 1992.

- [29] J. Taborek, Shell-and-tube heat exchangers: single-phase flow 1983 Chapter 3.3, HEDH, Hemisphere P. Corporation.
- [30] J.R. Thome, J. El Hajal, A. Cavallini, Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 3365–3387.
- [31] Tang L. Empirical study of new refrigerant flow condensation inside horizontal smooth and micro-fin tubes. PhD thesis, University of Maryland at College Park, 1997.
- [32] Shah MM. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equation and further study. ASHRAE Trans 1982; 88: 185–96.
- [33] W.W. Akers, H.A. Deans, O.K. Crosser, Condensing heat transfer within horizontal tubes, Chem. Eng. Progr. Symp. Series 55 (1959) 171–176.
- [34] Róbert Sánta, Igor Fürstner, Comparison of a single-stage cycle heat-pump and a single-stage cycle heat pump with internal exchangers, 4th International Conference and Workshop– MECHEDU 2017: proceedings. pp. 47-51. (ISBN:[978-86-918815-2-8](#))

A sorozat keretében eddig megjelent kiadványok

2017.

- | | | |
|----|--|---|
| 1. | NÉMETH András, MILÁVECZ Richárd | Iparban használatos vízminőségek |
| 2. | DR. SZILÁGYI Zsombor, DR. SZUNYOG István | Mérések a gáziparban |
| 3. | DR. BARNÁ Lajos, EÖRDÖGHÉ DR. MIKLÓS Mária, DR. SZÁNTÓ Zoltán, DR. BALLA József | A biztonságos ívóvízellátás megteremtésének tervezési eszközei |
| 4. | BORBÁS Lajos Dr. | Felépítés elvű (additív) gyártástechnológiák a gépészetben |
| 5. | BERENCSI Miklós, BERECZKY Ákos, HORVÁTH László, KOVÁCS Gergely, MIHÁLFFY Krisztina | Kerékpárosbarát közlekedéstervezés |
| 6. | TÜDŐS Tibor, DR. VARJÚ György, DR. PETRI Kornél, GÁBOR András | A csillagpontkezelés legújabb külföldi és hazai eredményei (Útmutató és tervezési segédlet) |
| 7. | DR. GARBAI László, DR. JASPER Andor, VÁRADI András | Fűtési és használati melegvíz-igények kockázati elvű méretezése példákkal |
| 8. | KÁDI Ottó, DOHÁNY Máté, JÓZSA Bálint, LÁSZLÓ Csaba Tibor, JAKKEL Ottó | A közúti vasutak (villamos) tervezésével kapcsolatos kézikönyv |

2018.

- | | | |
|-----|---|---|
| 9. | BLAZSOVSZKY László | A gázfogyasztó készülékek égéstermék elvezetésével kapcsolatos szabályozások hiányosságai és ellentmondásai |
| 10. | CSORDÁS Szilveszter, FORGÁCS Lajos Dr., PÓLYA Endre ifj., RÉV Zoltán, UDVARDY Péter | Orvostechológiai továbbképzés ismeretanyaga |
| 11. | NÁDASDY Tamás, EGYHÁZY Zita, KOVÁCS Ákos Sándor, SZECSŐ Dániel Géza | A közúti biztonsági audit (KBA) jelentések elkészítésének alkalmazási segédlete – A közúti infrastruktúra közlekedésbiztonsági kezeléséről szóló jogszabályhoz és utügyi műszaki előíráshoz kapcsolódó értelmezési, kidolgozási és elfogadtatási javaslatrendszer |
| 12. | DR. SZILÁGYI Zsombor, HORÁNSZKY Beáta | Földgáz kereskedelem (mérnöki segédlet) |
| 13. | DR. SZILÁGYI Zsombor | Az energiahordozók jövője – kőolaj, földgáz, megújulók |
| 14. | S. VÍGH Judit, DOHÁNY Máté | Magános közlekedők baleseti súlyosságának csökkentése mobil applikáció segítségével |
| 15. | DR. BALIKÓ Sándor, DR. CSÚRÓK Tibor, NOVÁK Dániel, ORBÁN Tibor, DR. ZSEBIK Albin | Ötletlapok I. – Energiahatékonyság növelő ötletek egyszerű energetikai és gazdasági számításai |
| 16. | DARABOS Zoltán, KOLTAI Henrik, SZABÓ Tamás, SZÁSZ Béla, VAJDA Sándor | Felvonók felújítása és átalakítása – Műszaki segédlet |
| 17. | TÜDŐS Tibor, KRUPPA Attila | Alapozásföldelők új tervezési elvei és kivitelezési módszerei – Tervezési segédlet és kivitelezési útmutató |
| 18. | FENYVESI Zsolt | Tűzvédelmi tervek tartalmi szabályainak átdolgozása |

19. GÁBORI László Dr., BEINSCHRÓTH József Dr., NÓGRÁDI Gábor, RÁTKAY Tamás
Nagyméretű informatikai beruházásoknál (fejlesztéseknél) ajánlott szoftveroldali tervdokumentációk tartalmi elemeinek meghatározása (I. – II. kötet)
20. DR. DIVÓS Ferenc
Az élő fák stabilitása – mérnöki megközelítés – Élő fák, mint teherhordó faszerkezetek
21. DR. KARÁCSONYI Zsolt
Faanyagok tartós szilárdsága
22. BARNA Lajos Dr., ERDEI István, JASPER Andor Dr., TAKÁCS Gyula
Segédlet épületek csatorna-berendezéseinek tervezéséhez
23. ANTÓK Péter István, FÜZÉR Ferenc, SÁRKÖZI András
Fényvezető kábelszakaszok műszaki-minőségi ajánlás gyűjteménye
24. JANCsó Béla, DR. KULCSÁR Alexandra, NÉMETH Gábor, DR. VÍMI Zoltán, DÉRI Lajos, SZIMANDEL Dezső
Vízjogi engedélyezési eljárással kapcsolatos dokumentációk és engedélyeztetéssel kapcsolatos követelmények a 2018.01.01-én hatályba lépett 41/2017. (XII.29.) BM rendelet alapján
25. DR. TAKÁCS Bence, DR. SIKI Zoltán, DR. ÉGETŐ Csaba, BÉNYI László
Mérnökgeodéziában alkalmazott alapponthálózatok – A jó gyakorlat bemutatása mintapéldákkal
26. DR. MÓCZÁR Balázs, LAUFER Imre, TÓTH Gergő, WOLF Ákos
Korszerű támszerkezetek tervezése
27. HALÁSZ Györgyné Dr., CSERVENYÁK Gábor, TUCZAI Attila, VIRÁG Zoltán
Különböző funkciójú épületek klimatechnikája II.
28. KÁDI Ottó, JÓZSA Bálint
Kerékpáros balesetek létesítmények szerinti vizsgálata
29. GARBAI László Dr., JASPER Andor Dr., PELLER József Bendegúz
Hőteljesítményátviteli tényező alkalmazása távhőrendszerek optimális szabályozásának modelljében
30. GARBAI László Dr., SÁNTA Róber Dr., JASPER Andor Dr.
A kompresszoros hőszivattyúk optimalizálása – Tervezés és üzemeltetés