



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM

GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR

**NAGYTELJESÍTMÉNYŰ HŐSZIVATTYÚ
MATEMATIKAI MODELLEZÉSE**

DOKTORI ÉRTEKEZÉS

Írta:

Böszörményi Gábor

okleveles gépészmérnök

2007 május, Prága



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR

Szerző neve: Böszörményi Gábor

Értekezés címe: Nagyteljesítményű hőszivattyú matematikai modellezése

Témavezető neve (ha volt):

Értekezés benyújtásának helye (Tanszék, Intézet): Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék

Bírálok:

Javaslat:

1. bíráló neve

nyilvános vitára igen/nem

2. bíráló neve

nyilvános vitára igen/nem

3. bíráló neve (ha van)

nyilvános vitára igen/nem

A bíráló bizottság javaslata:

Dátum:

(név, aláírás)

a bíráló bizottság elnöke

NYILATKOZAT

Alulírott Böszörményi Gábor kijelentem, hogy ezt a doktori értekezést magam készítettem és abban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan részt, amelyet szó szerint, vagy azonos tartalomban, de átfogalmazva más forrásokból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával megjelöltem.

Az értekezés bírálatai és a védésről készült jegyzőkönyv a védést követően a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kar Dékáni Hivatalában lesznek elérhetőek.

Budapest, 2007. május 17.

Böszörményi Gábor

NAGYTELJESÍTMÉNYŰ HŐSZIVATTYÚ

MATEMATIKAI MODELLEZÉSE

Összefoglaló

A globális felmelegedés reális veszélye, valamint a fenntartható fejlődés igénye miatt a 21. században világszerte a megújuló energiaforrások erőteljes térhódítása várható.

A fosszilis energiahordozókban rendkívül szegény Szlovákia viszonyaiban a lakosság hőellátásánál minden bizonnyal fontos szerepe lesz a földhőpotenciálnak. Ez különösen jelentős a Kassai Katlanban, ahol mintegy 300 MW földhőteljesítményt lehetne kihasználni. Az aktuális vállalkozói terv szerint az első szakaszban mintegy 100 MW kihasználása jön számításba Kassa távhőellátó rendszerében. Ezáltal a város évi távhőfogyasztásának több mint egy harmadát lehetne földhővel fedezni. A földhőhordozónak a tervezettnél nagyobb mértékű lehűtése esetében ez a részarány jelentősen növelhető. Ez többek között egy nagyteljesítményű hőszivattyú alkalmazása által érhető el. Ez világviszonylatban egy párját ritkító berendezés lenne, amelynek tervezése és üzemeltetése komoly műszaki-gazdaságossági és egyéb problémák megoldását feltételezi. A disszertáció témaválasztását ezek megoldásának igénye ihlette.

A kidolgozás első fázisában elsősorban az eddigi elképzelések általános elemzése és megítélése volt célul kitűzve, hogy ennek alapján lehetségessé váljon ezek célorientált módosítása, illetve új alternatív koncepciók generálása. Ezeket megfelelő időben alapos energiahatékonysági és gazdaságossági vizsgálatnak kell majd alávetni. Ezért logikusan felmerült az igény egy moduláris szerkezetű szoftvercsomag kidolgozására, amely a számítástechnika korszerű eszközeit kihasználva lehetővé tenné ezen műveletek automatizálását.

Mivel a hőszivattyú alkalmazásával összefüggő problémák vizsgálatára célszerű egy önálló modul kidolgozása, a doktori képzés szakirányának megfelelően ez mint konkrét, gyakorlati felhasználásra is alkalmas részeredmény a disszertáció fő céljaként lett elfogadva.

Egyidejűleg magától értődő követelmény a bizonyos fokú univerzalitás. Ezért a hőszivattyú matematikai modelljének kidolgozásakor és annak szoftver-modullá való leképezésekor úgy jártam el, hogy az más nagyteljesítményű hőszivattyúk tervezésével és üzemeltetésével összefüggő feladatok megoldásánál is alkalmazható legyen.

Ennek érdekében alkalmaztam a *dekompozíció/kompozíció* elvét, ami azon alapul, hogy a nagyteljesítményű hőszivattyú bonyolult rendszere egyszerűbb alrendszerekre bontható (*dekompozíció*), melyek közül többet formailag hasonló matematikai modellel, ún. bázis-modellel lehet leírni. Az egyes bázis-modelleket az entrópia-hőmérséklet szemlélet alapján állítottam össze. A munkám konkrét, gyakorlatban felhasználható eredménye, a MAMUHEP szoftvermodul, a rendszer struktúrájának formális leírása és a bázis-modellek alapján kigenerálja a konkrét nagyteljesítményű hőszivattyú matematikai modelljét (*kompozíció*). Ez lényegében egy virtuális modell, mert csak a számítógép memóriájában létezik és használódik fel különböző feladatok elvégzésénél. Lehetővé teszi pl. a hőszivattyú környezeti hőmérséklettől függő állandósult üzemállapotainak vizsgálatát, valamint az üzemeltetés energiahatékonysági és gazdaságossági értékelését. A gyakorlati felhasználás lehetőségét próbafuttatások eredményeivel illusztráltam.

Joggal feltételezhető, hogy a kitűzött cél elérése gazdagítani fogja a hőszivattyú energetikai és gazdaságossági vizsgálatának általános elméletét és módszertanát a műszaki kibernetika elméleti és gyakorlati eszközeinek felhasználása által.

MATHEMATICAL MODELING OF HIGH-CAPACITY HEAT PUMPS

Summary

The threat of climate change caused by the greenhouse effect and decreasing reserves of fossil fuels will certainly bring a more dominant utilization of renewable energy resources in the 21st century.

Within the conditions of Slovakia, which is extremely poor in fossil fuels, geothermal energy utilization will likely play a key role. The geothermal energy potential is very significant in the Košice basin, where the economically available heating capacity constitutes 300 MW. The current business plan assumes the use of 100 MW heating capacity in the DHN of Košice, which would lead to a 30 % share of the geothermal energy in the annual balance. This share can be significantly increased by additional cool-down of the geothermal energy carrier, that can be accomplished by means of applying a high-capacity heat pump system. Designing of such a unique system requires resolving several technical-economical problems. The aims of the dissertation were inspired by the need to support this demand.

The first chapters were devoted to general analysis and judgment of the current concept, that could lead to its modification or rework. The created concepts shall undergo a deep energy efficiency and economic effectiveness analysis in the future. For this reason, creating a modular software seemed to be justified.

Since it is meaningful to create a separate module for analyzing problems connected with the high-capacity heat pump application, this task had been set and accepted as the primary aim of the dissertation.

The need for universality is an important issue, therefore the module had been built up in a way that enables its use for analyzing systems operating under similar conditions.

In order to fulfil this aim, *decomposition/composition* principle was applied. This means that the complex heat pump system is decomposed into less complex sub-systems (*decomposition*) with analogous mathematical description – base model. In the mathematical description of base models entropy-temperature theory was applied. The most important output of the dissertation is the MAMUHEP software-module. It is a fictive model, which uses the base-models for building-up the model of the complex heat pump system as a whole (*composition*). Its main result is the power balance of heat pump steady operating regime as a function of ambient temperature which serves as the basis of economic effectiveness and energy efficiency analysis.

The accomplished aims of the dissertation will contribute to the general theory of energy efficiency and economic effectiveness analysis of heat pumps.

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

Ezúton szeretném megköszönni édesapámnak, Dr. Böszörményi Lászlónak hasznos tanácsaiért, valamint azért hogy tanulmányaim során teljes odaadással támogatott.

Szakmai tanácsadásért köszönet illeti Dr. Václav Sýkorát és Dr. Jiří Oldřichot a prágai ČKD üzemből, Ulrich Pietruchát a svájci Friotherm AG cégből, Dr. Gács Ivánt és Dr. Maiyaleh Tareket a BME Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszékről. Köszönettel tartozom továbbá Bial Attilának és Pándy Györgynek a matematikai modell szoftver megvalósítása során nyújtott segítségért, és Janka Jurkechovának az angol nyelvű változat véleményezéséért.

Köszönettel tartozom szeretteimnek, akik mindvégig támogattak kutatói munkámban.

Jelölések

\dot{m}	kg/h	tömegáram
\dot{V}	m ³ /h	térfogatáram
\dot{Q}	W	hőáram, hőveszteség, fűtő- vagy hűtőteljesítmény
H_u	J/kg	tüzelőanyag fűtőértéke
e_t	J/kg	fajlagos tüzelőexergia
φ	-	fűtőrendszer exergiahatásfoka
ξ	-	fajlagos fűtőhatás
t	°C	hőmérséklet
T	K	termodinamikai hőmérséklet
\bar{T}	K	termodinamikai középhőmérséklet
\tilde{t}	°C	aritmetikus középhőmérséklet
Δt_{\min}	K	minimális hőfokrés
$dt_{s,\min}$	K	minimális túlhevítés
η_m	-	mennyiségi hatásfok
η_{irr}	-	a kompresszió irreverzibilis/izentropikus hatásfoka
σ	-	fajlagos kapcsolt villamos energia-termelés
COP	-	a hőszivattyú teljesítmény tényezője (Coefficient Of Performance)
P	W	villamos teljesítmény
\dot{W}	W	mechanikai teljesítmény
h	J/kg	fajlagos entalpia
s	J/(kg.K)	fajlagos entrópia
ρ	kg/m ³	sűrűség
p	Pa	nyomás
x	-	nedves gőz szárazsága
$\Delta\dot{S}$	W/K	entrópiaáram-növekedés
Q	J	hűtési, fűtési energia
\dot{E}	W	exergiaáram
\dot{E}^Q	W	hőáram-exergia
\dot{I}	W	exergiaveszteség
ψ	-	hőszivattyú exergiahatásfoka
α	-	fajlagos exergiaveszteség
ϖ	-	relatív exergiaveszteség
r_i	-	kompresszor által generált hőtéljesítmény hasznosításának mértéke
ρ_R	-	termodinamikai középhőmérséklet-arány
ρ_{irr}	-	lokális irreverzibilitási tényező
ϑ	-	hőszivattyú összehasonlító hatásfoka
c_p	J/(kg.K)	fajlagos hőkapacitás állandó nyomásnál

<i>GWP</i>	-	hűtőközeg globális felmelegítési hatása (Global Warming Potential)
<i>L</i>	kg/a	hűtőközegnek egy év alatt a környezetbe szivárgó mennyisége
<i>c</i>	kg	a hűtőkörben keringő közeg tömege
<i>d</i>	év	a hűtőkör élettartama
α_{rec}	-	a hűtőközeg visszaszerzésének mértéke a hűtőkör élettartamának lejártá után
β	kg	a kompresszor hajtásához szükséges 1 kWh mechanikus energia előállításával járó szén-dioxid kibocsátás
<i>TEWI</i>	-	teljes egyenértékű felmelegítési hatás (Total Equivalent Warming Impact)
<i>ODP</i>	-	ózonréteg romboló hatás (Ozone Depletion Potential)
<i>k</i>	W/(m ² K)	hőátviteli tényező
<i>S</i>	m ²	Felület
δ_{ln}	K	logaritmikus hőmérsékletkülönbség
τ	h/a	környezeti hőmérséklet alintervallumának évi időtartama
<i>m</i>	-	környezeti hőmérséklet alintervallumainak száma
<i>n</i>	-	hőszivattyú fokozatainak száma
<i>b</i>	EUR/W, EUR/m ²	fajlagos beruházási költség
<i>Z</i>	EUR/a	üzemeltetésből származó évi bevétel
<i>B</i>	EUR	beruházási költségek
<i>z</i>	EUR/J	hő vagy hűtési energia eladási ára
<i>u</i>	EUR/J	villamos energia vételára
<i>U</i>	EUR/a	üzemeltetés évi költségei
<i>NPV</i>	EUR	nettó jelenérték (Net Present Value)
<i>q</i>	-	kamattényező
<i>f</i>	-	évi kamatláb
<i>e</i>	-	energiaár-növekedés
<i>r</i>	-	évi energiaár-növekedés mértéke
<i>N</i>	év	a projekt élettartama
<i>NPVQ</i>	-	nettó jelenérték együtthatója (Net Present Value Quocient)
<i>IRR</i>	-	belső megtérülési ráta (Internal Rate of Return)
<i>PP, PO</i>	év	megtérülési idő (Payback Period, Pay-Off)

Tartalomjegyzék

1. BEVEZETÉS.....	1
2. A földgáz és földhő kapcsolt felhasználásának távlati kapcsolt energiatermelésnél a kassai fűtőerőműben – a disszertáció céljainak kitűzése.....	5
2.1. A témakör megoldásának jelenlegi állapota.....	8
3. Földgáz és földhő kapcsolt energiatermelésre való kapcsolt felhasználásának alternatív koncepciói.....	11
3.1. Alacsony hőmérsékletű földhőt hasznosító hibrid hőerőművek és fűtőerőművek.....	11
3.2. A Kassai Katlan geotermikus potenciáljának a távhőellátásban való kihasználását szorgalmazó elképzelések alakulása.....	13
3.3. Hibrid kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőzerőmű integrált hőszivattyúval.....	14
3.4. A földhőhasznosítás intenzitásának növelésére irányuló intézkedések általános megítélése.....	18
3.4.1. A földhőpotenciál kihasználásának hőszivattyú általi fokozása.....	19
3.4.2. A földhőhasznosítás mértékének növelésére irányuló intézkedések megítéléséből levonható tanulságok.....	25
3.5. Hibrid kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőzerőmű hőszivattyú nélkül.....	26
4. A hőszivattyú állandósult üzeme matematikai modellezésének termodinamikai szempontjai.....	31
5. A hőszivattyú-rendszer dekompozíciója.....	34
5.1. A dekompozíció első szintje – parciális hőszivattyúk.....	34
5.2. A dekompozíció második szintje – belső alrendszerek.....	39
5.3. A hőszivattyú külső alrendszerei.....	39
6. A hőszivattyú exergiaanalízise.....	41
6.1. A tömegáram és hőáram exergiája és anergiája.....	41
6.2. Az alrendszerek exergiaanalízise.....	42
6.2.1. E_i alrendszer – elpárologtató.....	43

6.2.2.	K_i alrendszer – kompresszor.....	44
6.2.3.	C_i alrendszer – kondenzátor.....	45
6.2.4.	R_i alrendszer – fojtószelep.....	46
6.3.	A HP_i parciális hőszivattyú exergiamérlege.....	47
6.4.	Hőszivattyú-változatok összehasonlítása exergiahatásfok szempontjából.....	49
6.5.	Kiértékelés.....	55
7.	A hőszivattyú elementáris alrendszereinek matematikai leírása, a bázismodell kompozíciója.....	57
7.1.	A külső alrendszerek matematikai leírása.....	57
7.2.	A parciális hőszivattyú fűtő- és hűtőteljesítményének elvezetését biztosító belső alrendszerek leírása.....	59
7.3.	A parciális hőszivattyú munkaközegének sűrítését és expanzióját megvalósító alrendszer leírása.....	60
7.4.	A parciális hőszivattyú folyamat- és mérlegegyenletei.....	64
8.	A hőszivattyú rendszer matematikai modelljének azonosítása.....	67
8.1.	A mennyiségi és minőségi veszteségek mutatói.....	67
8.2.	Az E_i , C_i és M_i alrendszerekben végbemenő energiaátalakulással járó mennyiségi és minőségi veszteségek.....	68
8.3.	A kondenzátor és az elpárologtató közötti hővisszakerülés, a kompresszió és a fojtás irreverzibilitásának mutatói.....	70
8.4.	A munkaközeg jellemzői és alkalmazásának szempontjai.....	74
9.	A matematikai modell és szoftver megjelenítésének elvi kérdései.....	79
9.1.	A matematikai modellezés eredményeinek elemzésétől a hőszivattyú szintéziséig.....	80
9.2.	A teljesítmény- és energiamérlegelés határfeltételei.....	81
9.3.	A hőszivattyú üzemeltetése gazdaságossági vizsgálatának alapvető kérdései.....	83
9.3.1.	Nettó jelenérték – NPV , NPV_D	85
9.3.2.	A nettó jelenérték együtthatója – NPV_Q , NPV_{Q_D}	86
9.3.3.	Belső megtérülési ráta – IRR , IRR_D	86
9.3.4.	Megtérülési idő – PP	87

9.3.5. Dinamikus megtérülési idő – PO , PO_D	87
10. A matematikai modell felhasználásának egyszerűsített algoritmus.....	89
11. A hőszivattyú matematikai modelljén alapuló szoftvermodul alkalmazásának néhány eredménye.....	96
12. BEFEJEZÉS.....	102
Idézett irodalom.....	104
További felhasznált és ajánlott irodalom.....	105

Ábrák jegyzéke

3.1. ábra: A geotermikus forrás által támogatott hibrid hőerőmű elve.....	12
3.2. ábra: Kapcsolt energiatermelésű 550 MW villamos teljesítményű geotermikus energiát hasznosító hibrid hőerőmű elve – [10] szerint.....	13
3.3. ábra: Geotermikus forrás által támogatott kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű elve – A változat – téli üzemmód.....	16
3.4. ábra: Geotermikus forrás által támogatott kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű elve – A változat – nyári üzemmód.....	17
3.5. ábra: Gázturbinás hajtású kétfokozatú hőszivattyú elvi vázlata.....	24
3.6. ábra: A kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű B alternatívája – téli üzemmód.....	28
3.7. ábra: A kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű B alternatívája integrált abszorpciós hűtőberendezéssel – nyári üzemmód.....	29
5.1. ábra: Az összetett hőszivattyú-rendszer dekompozíciójának első szintje.....	35
5.2. ábra: Az aszimmetrikus hőszivattyúmodell elve.....	36
5.3. ábra: A parciális hőszivattyú vizsgált változatai.....	38
5.4. ábra: A parciális hőszivattyú alrendszerekre bontásának elve.....	39
5.5. ábra: A hőszivattyú rendszer elementáris alrendszerekre való végleges bontásának elve.....	40
6.1. ábra: Egyfokozatú szimmetrikus elrendezésű hőszivattyú elvi sémája.....	42
6.2. ábra: E_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal.....	43
6.3. ábra: A szuperpozíció elve a hőcsere exergiamérlegének meghatározásánál.....	44
6.4. ábra: A K_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal.....	45
6.5. ábra: A C_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal.....	45
6.6. ábra: Az R_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal.....	46
6.7. ábra: A HP_i parciális hőszivattyú belépő és kilépő exergiaáramokkal.....	47
6.8. ábra: A HP_i parciális hőszivattyú exergiamérlege.....	48
6.9. ábra: Kétfokozatú szimmetrikus hőszivattyú elvi sémája.....	49
6.10. ábra: Kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyú elvi sémája.....	50
6.11. ábra: Háromfokozatú szimmetrikus hőszivattyú elvi sémája.....	50
6.12. ábra: Négyfokozatú szimmetrikus hőszivattyú elvi sémája.....	51
6.13. ábra: Hőszivattyú-változatok exergiahatékonysági mutatói.....	53
6.14. ábra: A vizsgált változatok alrendszerei relatív exergiavesztésének változása.....	54
6.15. ábra: Kis- és nagyteljesítményű hőszivattyú relatív exergiavesztései.....	54
7.1. ábra: A HP_i parciális hőszivattyú elementáris alrendszerei és azok jellemzői.....	58

7.2. ábra: A kompresszor eredő irreverzibilis hatásfoka és fokozati hatásfoka közötti összefüggés a [12] alapján.....	61
7.3. ábra: A parciális hőszivattyú irreverzibilis gőzkörfolyamata $T\dot{S}$ és $\dot{H}\dot{S}$ diagramban.....	63
7.4. ábra: A parciális hőszivattyú állandósult teljesítménymérlege.....	65
8.1.a. ábra: Telített izobután gőz reverzibilis sűrítése log p-h diagramban.....	77
8.1.b. ábra: Túlhevített izobután gőz irreverzibilis sűrítése log p-h diagramban.....	77
9.1. ábra: A fűtővíz és a szekunder földhőhordozó belépő hőmérséklete a környezeti hőmérséklet függvényében.....	82
10.1. ábra: A kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű rendszerstruktúrájába integrálandó hőszivattyú matematikai modelljén alapuló szoftvermodul egyszerűsített folyamatábrája.....	94-95
11.1. ábra: A kompresszió irreverzibilis hatásfoka a beszívott munkaközeg-térfogatáram függvényében.....	98
11.2. ábra: A próbafuttatás eredményei – a hőszivattyú teljesítmény tényezőjének változása a környezeti hőmérséklet függvényében.....	99

Táblázatok jegyzéke

5.1. táblázat: Az összehasonlított parciális hőszivattyúmodellek jellemző paraméterei.....	37
5.2 táblázat: Az összehasonlított hőszivattyúmodellek által évente fogyasztott és szolgáltatott energia értékei.....	38
6.1. táblázat: Az egyfokozatú szimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei.....	51
6.2. táblázat: A kétfokozatú szimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei.....	52
6.3. táblázat: A kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei.....	52
6.4. táblázat: A háromfokozatú szimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei.....	52
6.5. táblázat: A négyfokozatú hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei.....	53
8.1. táblázat: A (8.11)-(8.23) egyenletekbe helyettesítendő együtthatók értékei néhány lehetséges munkaközegre.....	72
8.2. táblázat: A hőszivattyú körfolyamatában alkalmazható munkaközegek fontos jellemzőinek összehasonlítása.....	75
11.1. táblázat: A környezeti hőmérséklet alintervallumaihoz tartozó egyes időtartamok a város éghajlati viszonyainak megfelelően.....	97
11.2 táblázat: A háromfokozatú hőszivattyú évi energiamérlege és gazdaságossági mutatói a bemenő adatok választott értékei esetében.....	100

1. BEVEZETÉS

Az emberi társadalom fenntartható fejlődésének igénye a 21. században forradalmi változásokat fog előidézni a világ energiafelhasználásában, amely a demográfiai fejlődés és az életfeltételek javítására irányuló igyekezet következtében még az energiaforrások lehető legtakarékosabb felhasználása esetében is emelkedni fog. A fosszilis tüzelőanyagok aránya a világ energiafelhasználásának struktúrájában csökkenni fog, egyrészt a készletek apadásának, másrészt az egyre szigorúbb környezetvédelmi előírásoknak köszönhetően. Ezzel egyidejűleg a megújuló energiaforrások aránya természetesen növekedni fog.

Az Európai Uniónak az ENSZ csúcstalálkozóján beterjesztett javaslata, mely szerint 2010-ig a világ energiaszükségletének 15 %-át alternatív energiaforrásokból kellene fedezni, az Egyesült Államok és az olajtermelő országok negatív álláspontja miatt nem lett elfogadva. Ennek ellenére ez a terv az EU energiapolitikájának fontos eleme lesz, még ha mérsékelt formában is. Erre az új tagállamoknak is fel kell készülniük. A fosszilis tüzelőanyag-készletben rendkívül szegény Szlovákia számára ez különösen fontos, hiszen szükségletét 90 %-ban túlnyomórészt az eléggé áttekinthetetlen politikai-gazdasági fejlődésű országokból behozott energiahordozókból fedezi, ami negatívan befolyásolja egyrészt a külkereskedelmi mérleg alakulását, másrészt az energiaellátás megbízhatóságát. Ezért a hazai megújuló energiaforrások intenzívebb kihasználása és az energia termelésének, szállításának és felhasználásának ésszerűsítése bármely politikai vezetés energiapolitikájának prioritása kell hogy legyen. A biomassza és a vízenergia-potenciál kihasználása mellett fokozott figyelmet kell szentelni a geotermikus energia és a napenergia kihasználásának, mivel ez a lehetőségekhez képest nagyon csekély (6, ill. 2 %). Míg a napenergia felhasználása alacsony koncentráltága miatt túlnyomórészt kisebb projektekre korlátozódik, a geotermikus energia lényegesen koncentráltabb és a konkrét esetek zömében az előbbinél sokszorosan nagyobb teljesítmény használható ki. Ezt bizonyítják a Kassai Katlanban (Košická kotlina) végzett földtani kutatások eredményei is (lásd pl. [15]), melyek szerint a gazdaságosan hasznosítható földhőteljesítmény mintegy 300 MW lehet. Az eredeti, túlzottan optimista prognózis szerint a gazdaságosan felszínre hozható termásvíz hőmérséklete meghaladhatja a 140 °C-ot. Ezért az ORC-technológián alapuló közvetlen villamosenergia-termelésre való felhasználás is számításba jött, de a gazdaságossági vizsgálat kiábrándító eredményei alapján ez nem tartható indokoltnak. Az így termelt villamosenergia költségei ugyanis abban az időben 3-4-szerre magasabbnak bizonyult a szlovákiai villamosenergia-termelés átlagos költségeinél. Mint később a próbafúrások eredményei alapján kiderült, a valóság még ettől is lehangolóbb lett volna, mivel a termásvíz hőmérséklete a felszínen valószínűleg nem lesz magasabb 130 °C-nál egy termelőkút hozzávetőlegesen 60 kg/s-os hozama mellett. Következésképpen a fölfedezett geotermikus potenciálnak a kassai távhőszolgáltató rendszerben való kihasználása látszott a legésszerűbb megoldásnak annak ellenére, hogy a lelőhelyek és a városi fűtőerőmű közötti távolság 15-16 km.

A Györke (Ďurkov) közelében létesített, három próbakútból származó termásvíz vegyi elemzése magas ásványtartalmat mutatott ki; a víz fő összetevői: nátrium, kálium, kloridok és szulfátok. Jellemző a magas oldott gáztartalom, amely egy köbméter vízre 12,7 és 17 m³ között mozog. A gázok 98 %-át széndioxid alkotja. A lerakódás elemzése kimutatta, hogy azok fő alkotóeleme a mészkő kisebb szilícium-dioxid és vas-karbonát adalékkal.

Az elemzés eredményeinek kiértékelése alapján annak hosszútávú felhasználásánál gátlószer adagolása, ill. nyomásszabályozás szükségeltetik. A lerakódás ill. rozsdásodás megelőzésében Európában és Szlovákiában is jók a tapasztalatok. Gyakorlatilag tehát nem jelentenek akadályt a Kassai Katlan geotermikus potenciáljának kihasználásában.

A földhő hasznosítását célzó javaslat a kassai távhőszolgáltató rendszer hosszútávú fejlesztési tervének szerves részeként került napirendre. A városi fűtőerőmű üzemeltetője, a Tepláreň Rt. (TEKO), a 90-es évek elején az élettartama határán levő termelő egységének (TEKO I) leállítását tervezte. Azt követően mintegy 200 MW fűtőteljesítményt kellett volna helyettesíteni. A probléma megoldásának lehetőségeivel a pozsonyi (Bratislava) EGÚ Rt. által kidolgozott [24] tanulmány foglalkozott. Ebben a három vizsgált koncepció közül annak megvalósítása volt ajánlva, amely szerint a város 8 kútpárból nyert mintegy 100 MW fűtőteljesítmény kihasználása mellett kb. 2500 TJ földhővel lenne ellátva, ami nagyjából az évi hőfogyasztás felének felel meg. További 100 MW fűtőteljesítményt egy a TEKO I termelőegységet helyettesítő kombinált gáz/gőz fűtőerőműnek kellett volna szolgáltatnia. A maga nemében ez világviszonylatban is az egyik legmerészebb és kétségkívül dicséretre méltó kezdeményezés, amely viszonylag rövid időn belül kb. háromszorosára növelhette volna a földhő részarányát az ország energiaméregében. Az említett tanulmányban túlzottan óvatosan volt felbecsülve a szekunder földhőhordozó hőmérséklete a fűtőerőmű küszöbén és nem voltak figyelembe véve a külső költségek, de talán elsősorban a földhő és a fosszilis alapú kapcsoltan termelt hő közötti versengés miatt ennek a tervezetnek a gazdaságossági mutatói elég lényegesen elmaradtak a többi, kizárólagosan fosszilis tüzelőanyag felhasználásán alapuló alternatívák mutatóitól.

Mivel nem sikerült a kombinált gáz/gőz fűtőerőmű finanszírozását bebiztosítani, áthidaló megoldásként a TEKO I termelőegység élettartama meg lett hosszabbítva, de a geotermikus hőhasznosítás ügye továbbra is napirenden maradt. A GEOTERM Rt. kezdeményezésére a Houe & Olsen dán és a Kvistgaard izlandi vállalat részvételével és a Dán Környezetvédelmi Minisztérium hozzájárulásával 2002-ben kidolgozásra került a [14] vállalkozói terv, amely szerint lényegesen intenzívebb geotermikus hőhasznosítást feltételezve 5 kútpár üzemeltetésével évente mintegy 2600 TJ, vagy 4 kútpárból kb. 2300 TJ földhő hasznosítását lehetne megvalósítani távhőszolgáltatás céljaira. A dokumentum szerint ez a terv a zökkenőmentes finanszírozás esetén 2007-ben megvalósulhat, de ismerve a helyi viszonyokat bizonyos csúszással mindenképpen számolni kell. A földhőnek Kassa távhőszolgáltató rendszerébe való betáplálása tehát minden bizonnyal csak az évtized vége felé várható.

Azt követően viszont aktuálissá válik a fűtőerőmű 120 MW-os teljes villamos teljesítményű mindkét egységének (TEKO I, TEKO II) leállítása. Mivel a szlovákiai erőműpark termelő kapacitása 2010-ig az elkerülhetetlen leállítások miatt csaknem 1800 MW-tal csökkenni fog, jó esély van arra, hogy a

TEKO I és TEKO II egységek végül egy kombinált gáz/gőz fűtőerőművel lesznek helyettesítve, amelynek villamos teljesítménye a 120 MW-ot jóval meghaladhatja. Amennyiben ez a kapacitás nem lenne helyettesítve, amit egyesek szerint a geotermikus hőhasznosítás részben indokolna, a Tepláreň Rt. puszta létezése is veszélybe kerülne. A kivitelezés viszont kedvező esetben is csak a következő évtized elején lehet aktuális, mikorra a földhőhasznosítás a [14] vállalkozói terv értelmében minden bizonnyal üzemelni fog. Így aztán a távhőszolgáltatásban lényegében a fosszilis energiahordozó (földgáz) és a földhő egyidejű de **egymástól független** kihasználásának a [23] tanulmányban feltételezett koncepciója valósulna meg magasabb színvonalon, de várhatóan aránylag szerény gazdaságossági hatékonysággal. Ezért indokoltan felmerül az igény a koncepció alapfilozófiájának olyan irányú innovációjára, amely az energiahatékonyság és a gazdaságossági mutatók javításához vezethet.

A disszertáció egyik általános célja támogatást nyújtani az erre irányuló törekvéseknek, amelyek alapja az a több irodalmi forrásban vázolt elképzelés (pl. [10], [11], [26], [27], [28]), hogy lényeges előrelépést lehetne elérni azzal, ha az eredetileg tervezett hagyományos kombinált gáz/gőz fűtőerőmű helyett egy hibrid kapcsolt energiatermelésű gáz/gőz erőmű lenne létesítve. Ez lehetővé tenné a földhőnek a gőzkörfolyamatba való betáplálását a tápvíz előmelegítése által. A geotermikus energia felhasználása egy ilyen típusú erőműben a változatlan tüzelőhő-teljesítmény esetében a villamos teljesítmény növekedését idézné elő, ill. a tüzelőhő-teljesítmény csökkenését változatlan villamos teljesítmény esetén. A kapcsolt energiatermelésen kívül az ilyen erőműre jellemző a földgáz és a földhő **kapcsolt** felhasználása is. Kedvező feltételek mellett a földgáz és földhő kapcsolt kihasználásának energiahatékonysága és gazdaságossága tovább növelhető egy speciális nagyteljesítményű hőszivattyú-rendszer alkalmazása által.

Az ilyen párját ritkító erőműben az egyik leghatékonyabb fosszilis alapú technológia relatív környezetvédelmi előnyeit jelentősen tovább növelné a geotermikus energia felhasználása és kétség kívül javítaná a szlovák energiapolitika nemzetközi megítélését is. A kombinált villamosenergia- és hőtermelés – különösen a földgáz alapú rendkívül magas hatásfokú kombinált gáz/gőz rendszerek esetében – és a megújuló energiaforrások intenzívebb kihasználása egyaránt az Európai Unió energia- és környezetvédelmi politikájának legfontosabb célkitűzései közé tartozik. Ezért a jelenlegi relatív közömbösség ellenére indokolt a remény arra, hogy ez a koncepció valamilyen változatban végül is megvalósulhat. Sajnos a hazai szakmai köröknél, de főleg az állami, valamint regionális energiapolitika képviselőinél egyelőre nagyobb figyelemmel követik ezt az elképzelést külföldön. Bizonyos mértékben ez érthető, hiszen a geotermikus energia által támogatott kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőz erőmű több irodalmi forrásban elméletileg indokolt elve (pl. [26]) a világon eddig még sehol, semmilyen formában nem valósult meg. Ezenkívül az illetékes körökben gyakori az a nézet, hogy gazdaságilag azok az egyszerű hagyományos megoldások a leghatékonyabbak, amelyeket ők is könnyen megértenek.

A bonyolultabb és főleg merőben új megoldásokban gyakran nem igazán bíznak, részben azért sem, mert nincs elég információjuk azok előnyeiről. Ezért fontos lenne kidolgozni a hibrid kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőz erőmű megvalósíthatósági tanulmányát, amely elsősorban a jelenleg a

megvalósítás állapotában lévő földhőhasznosítási projekttel közösen biztosítaná be Kassa távhővel való ellátását és egyidejűleg országos méretben is jelentős villamosenergiát termelő rendszer lenne.

Ez a tanulmány lehetővé tenné kiválasztani az alternatív megoldások közül azt, amelyik a legelőnyösebb az energiahatékonysági és gazdaságossági mutatók szempontjából, és egyidejűleg a környezetvédelmi követelményeknek is messzemenően megfelel. A disszertáció többek között arra is hivatott, hogy a döntéshozók számára egy ilyen ismert és bevált technológiákon alapuló, de struktúráját tekintve vitathatatlanul új megoldás gondolatát elfogadhatóvá tegye és alapul szolgáljon egy a megvalósíthatósági tanulmány kidolgozását elősegítő szimulációs szoftverhez.

2. A földgáz és földhő kapcsolt felhasználásának távlatai kapcsolt energiatermelésnél a kassai fűtőerőműben – a disszertáció céljainak kitűzése

A Kassai Katlan geotermikus potenciáljának kihasználására a város távhőellátó rendszerében a GEOTERM Rt. megbízásából a Houe & Olsen dán cég az izlandi Kvistgaard céggel együttműködve dolgozott ki vállalkozói tervet (lásd [14]). Eszerint a geotermikus energia betáplálásának Kassa távhőszolgáltató rendszerébe a 2003-2004-es években meg kellett volna valósulnia. Az előkészületek jelenlegi állása, valamint az ennek alapján a városi fűtőerőművet üzemeltető Tepláreň Rt. és a GEOTERM Rt. között létrejött szerződés szerint ez leghamarabb csak 2007-ben várható, de még aránylag optimista becslés szerint is csak az évtized vége felé valószínű. Akkor a TEKÓ I régebbi termelő egység hőteljesítménye lenne földhővel helyettesítve. Azt követően rövid időn belül időszerűvé válik a TEKÓ II egység leállítása is. Az időszerűsített szlovák energiapolitika szerint már 2010-ig a villamosenergia-rendszer termelői kapacitása a tervezett leépítések következtében közel 1800 MW-tal csökken. Mi több, egész Európában hasonló fejlődés várható. Szakemberek szerint 2020-ig kb. 200 GW erőművi kapacitást kell majd létesíteni csupán a leépítések pótlására, és további 200 GW-ot a fogyasztás növekedésének fedezésére.

Ezek a tények is bizonyítják, hogy Szlovákiában is elkerülhetetlen lesz új erőművek építése, különösen a jövő évtizedben. Ezért komolyan számolni kell a Mohi Atomerőmű 3. és 4. blokkja építésének befejezésével, és biztosnak látszik egy hazai barnaszén felhasználásán alapuló erőmű felépítése is. Ezeken kívül szintén indokolt lesz földgáz alapú kombinált gáz/gőzerőművek létesítése.

A kassai városi fűtőerőmű fűtőturbínáinak leállítása összesen 120 MW villamos teljesítmény kiesését eredményezi. Ennek pótlására már a 90-es években tervezték egy kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőzerőmű létesítését. Abban az időben körvonalazódott a Kassai Katlan geotermikus potenciáljának kihasználási lehetősége is a város távhőellátásánál, és részben ezért a finanszírozás bebiztosításához szükséges hitelhez nem sikerült az állami kezességet megszerezni. Ezért áthidaló megoldásként csak a régebbi TEKÓ I blokk élettartalmát hosszabbították meg. Tekintettel Szlovákia és az Európai Unió villamosenergia-rendszerei termelő kapacitásának fentebb vázolt várható fejlődésére, jelenleg nagyon reálisnak tűnik az esély arra, hogy a Tepláreň Rt. mindkét villamos energiát termelő egységének leállítását követően, ill. azzal egyidőben a 2010-es években felépüljön egy ilyen erőmű. Abban az időben a távhőellátásnál már minden bizonnyal üzemelni fog a tervezett jelentős mértékű geotermikus hőhasznosítás. Emellett a távhőigény szintje az energiatakarékosági intézkedések, a fogyasztók számának csökkenése és bizonyos mértékben a globális felmelegedés következtében folyamatosan esik. Ezért nyilvánvaló, hogy egy ilyen kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőzerőmű villamos teljesítménye jóval meghaladná a hőteljesítményt, és üzembe helyezése után a távhőtermelő

rendszer, a jelenleg még teljesen állami tulajdonban lévő Tepláren Rt. az eddiginél is jóval jelentősebb villamosenergia-termelőként jelenne meg az energiapiacra.

Az eredeti elképzelés szerint a földgáz kihasználása a kombinált gáz/gőzerőműben kapcsolt villamosenergia- és távhőtermelésre teljesen függetlenül valósulna meg a távhőszolgáltató rendszer geotermikus energiával való betáplálásától. A [24] tanulmány szerint ennek a megoldásnak a versenyképessége a kizárólag földgáz alapú energiaellátással szemben a külső költségek figyelembe vétele nélkül elég szerény. Emiatt a Kassai Műszaki Egyetem egy kis kutatócsoportja, amellyel a doktori képzés első szakaszában lehetőségem volt szorosán együttműködni, a két különböző minőségű energiaforrás olyan integrációját szorgalmazza, amely mindkettő szempontjából egyértelműen előnyösebb lehet mint a műszaki megoldás szempontjából egymástól teljesen független felhasználás. Ez lényegében a hagyományos helyett egy hibrid kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőzerőmű megvalósítását jelenthetné. Ebben a földgáz és a földhő kapcsolt felhasználása által lenne megvalósítva a villamosenergia, valamint fűtési illetve hűtési energia kapcsolt termelése. A földgáz elégetésével felszabadult magas hőmérsékletű hőáram a gázturbina körfolyamatába lenne betáplálva, ill. póttüzelés esetén a gőzturbina körfolyamatába is. Az alacsony hőmérsékletű földhő a tápvíz előmelegítése által táplálható be a gőzturbina körfolyamatába. Tekintettel a termelő kutak hozamának várható nagyságára, valamint az erőmű kb. 400 MW-ra korlátozott villamos teljesítményére a szekunder földhőhordozó tömegáramának csak aránylag kis részét lehet majd ilyen módon kihasználni. A maradék döntő résznek a távhőszolgáltatásnál való felhasználását a jelenleg tervezett módon gond nélkül meg lehet valósítani. Következésképpen a visszatérő szekunder földhőhordozó eredő hőmérséklete nagy valószínűséggel 40 és 50 °C között fog változni. A tömegáram várható nagysága mellett ebből még jelentős nagyságú hasznos hőteljesítményt lehetne generálni, de annak közvetlen felhasználása csak alacsony hőmérsékletű fűtési rendszerekben, tehát nagyon korlátozott módon lenne lehetséges. A távhőszolgáltatásban csak közvetve, hőszivattyú alkalmazásával lehetne hasznosítani. Mivel azonban a távhőigény kielégítésénél a fosszilis energiaforrások részarányát egy ésszerűen minimális szintre kell csökkenteni, ezt a lehetőséget is érdemes mérlegelni annak ellenére, hogy a hőszivattyú által generált fűtőtéljesítmény az általánosan elterjedt vélemény szerint nem eléggé versenyképes a fosszilis alapon kapcsoltan fejlesztett fűtőtéljesítménnyel. Esetünkben ugyanis a hőforrás sokkal magasabb hőmérsékletnél állna rendelkezésre mint a hagyományos hőszivattyú-alkalmazások esetében, ahol az többnyire csak 10 °C körül van.

Egyértelmű, hogy az ilyen integrációnak a geotermikus potenciál kihasználásának fokozására kell irányulnia egyrészt azért, mert a megújuló energiaforrások részarányának növelése globális érdek, másrészt meg azért, mert ezáltal javulna a geotermikus hőhasznosítás gazdaságossága. Esetünkben viszont meg kell találni ennek optimális mértékét. Nem lenne ugyanis ésszerű olyan célra igénybe venni a geotermikus energiaforrást, amely a hulladék hő hasznosítása által hatékonyabban elérhető. Az ugyanis végleges veszteséget jelent, ha a környezetbe kerül. Ezzel szemben a földhőt, amely azáltal helyettesíthető, a későbbiekben fel lehet használni.

A disszertációnak nem lehet célja egy megvalósíthatósági tanulmány kidolgozása, amely eldönthetné, hogy földgáz és földhő kapcsolt hasznosítását a hibrid kombinált gáz/gőzerőmű milyen

rendszerstruktúrája, valamint az üzemviteli paraméterek milyen konkrét értékei mellett lehet optimálisan megoldani, illetve hogy ez esetünkben egyáltalán előnyösebb-e mint a hagyományos megoldás. Egy ilyen tanulmány ugyanis nem szolgáltatna eléggé meggyőző érveket ilyen nagy horderejű döntéshozatalhoz. Az üzembe helyezés ugyanis aligha valósul meg tíz éven belül és nem lehet elég pontosan felmérni, hogy addig hogyan változnak meg az energiahatékonyság és a gazdaságosság keretfeltételei. A bizonytalanságot elsősorban a következő tények okozzák:

1. A geotermikus energiaforrás paraméterei egyelőre csak három próbafúrás eredményei alapján lettek hozzávetőlegesen megállapítva. Más telephelyeken ezek eltérőek lehetnek és befolyásolhatják az eredő értékeket.
2. A távhőigény egyelőre csökkenő tendenciát mutat, de ez aránylag rövid időn belül megállhat, sőt megfordulhat. Nem lehet eléggé megbízhatóan megállapítani, hogy milyen lesz az értéke kb. 10 év múlva, amikor a rendszer megvalósulhat.
3. A közeljövőben korszerűsítve lesz a távhőszolgáltató rendszer. Egyelőre nem lehet elég pontosan felmérni, hogy ez milyen mértékben befolyásolja majd a visszatérő primer fűtővíz hőmérsékletét, ami döntően fontos tényező.
4. A gazdaságosság megítélését nagyban befolyásolhatja a vagyoni viszonyok alakulása. A jelenlegi elképzelés szerint a Tepláren Rt. a GEOTERM Rt.-től fogja vásárolni a földhőt a szekunder szállító közeg hőmérsékletkülönbsége és tömegárama alapján. Nem lehet viszont kizárni, hogy a Tepláren Rt. megveszi a GEOTERM Rt.-ot, de még valószínűbb lehet, hogy a privatizáció keretében a GEOTERM Rt., pontosabban fő részvényese, a Szlovák Gázművek, vagy a sok érdeklődő közül egy egész más vállalat veszi meg a Tepláren Rt.-ot.

Ezekből az okokból kifolyólag valószínűleg csak 2008 és 2010 között lehet majd végérvényesen eldönteni, hogy a teljes rendszer melyik koncepciójának milyen paraméterekkel való megvalósítása lenne a legelőnyösebb.

A disszertáció kidolgozásának első fázisában elsősorban az eddigi elképzelések általános elemzése és megítélése volt célul kitűzve, hogy ennek alapján lehetőségessé váljon ezek célorientált módosítása, illetve új alternatív koncepciók generálása. Ezeket megfelelő időben esetleg más későbbben kidolgozott változatokkal együtt alapos energiahatékonysági és gazdaságossági vizsgálatnak kell majd alávetni. Ezért logikusan felmerült az igény egy moduláris szerkezetű szoftvercsomag kidolgozására, amely a számítástechnika korszerű eszközeit kihasználva lehetővé tenné ezen műveletek automatizálását. Az egyes modulokat különböző munkacsoportok dolgozhatnák ki.

Mivel a hőszivattyú alkalmazásával összefüggő problémák vizsgálatára célszerű egy önálló modul kidolgozása, a doktori képzés szakirányának megfelelően ez mint konkrét, gyakorlati felhasználásra is alkalmas részeredmény a disszertáció fő céljaként lett elfogadva. Tekintettel arra, hogy az említett komplex szoftvercsomag, pontosabban a fontosabb moduljainak kidolgozása csak a közeli jövőben kezdődhet el, valószínűleg ezek koncepcióját is meghatározóan befolyásolhatja.

Egyidejűleg magától értődő követelmény a bizonyos fokú univerzalitás, hogy más nagy teljesítményű hőszivattyúk tervezésével és telepítésével összefüggő feladatok megoldására is felhasználható legyen. Joggal feltételezhető, hogy a kitűzött cél elérése gazdagítani fogja a hőszivattyú energetikai és gazdaságossági vizsgálatának általános elméletét és módszertanát a műszaki kibernetika elméleti és gyakorlati eszközeinek felhasználása által. Ez alatt elsősorban a *dekompozíció/kompozíció* elvének alkalmazását értjük, ami azon alapul, hogy egy bonyolult rendszer egyszerűbb rendszerekre bontható (*dekompozíció*), melyek közül többet formailag hasonló matematikai modellel, ún. bázis-modellel lehet helyettesíteni. Egy megfelelően kidolgozott számítógépes szoftver a rendszer struktúrájának leírása és a bázis-modellek alapján kigenerálja a konkrét rendszer matematikai modelljét (*kompozíció*). Ez lényegében egy virtuális modell, mert csak a számítógép memóriájában létezik és használódik ki különböző feladatok elvégzésére.

A disszertáció fő céljának elérése érdekében a következő részfeladatok megoldására kellett összpontosítani:

1. Általános módszer kidolgozása a hőszivattyúnak mint kibernetikailag értelmezett rendszernek parciális hőszivattyúkra való első szintű dekompozíciójára, valamint elementáris alrendszerekre való második szintű dekompozíciójára.
2. Az első és második szintű dekompozíció hatásának vizsgálata a hőszivattyúban megvalósuló energiaátalakítási folyamatok hatékonyságára exergiaanalízis alkalmazásával.
3. Egy általános parciális hőszivattyú matematikai modelljének bázis-modelleként való kidolgozása az elementáris alrendszerek matematikai leírása alapján.
4. Megfelelő algoritmus kidolgozása egyrészt a hőszivattyú állandósult üzemviteli modelljének a bázis-modell felhasználásával történő generálására, másrészt az energetikai és gazdaságossági hatékonyság vizsgálatára az így nyert virtuális modell alkalmazása által.
5. Az algoritmus leképzése szoftver-modullá a megfelelő programozási eszközök felhasználásával.
6. A szoftver-modul felhasználhatóságának bemutatása a hőszivattyúnak a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőműbe való integrálása hatékonyságának elemzésére a Tepláren Rt. szempontjából.
7. A szoftver-modul további fejlesztésével összefüggő problémák elemzése.

2.1. A témakör megoldásának jelenlegi állapota

A fosszilis energiaforrásból származó magashőmérsékletű, és megújuló vagy más alternatív energiaforrásból származó alacsony hőmérsékletű hőáram hibrid hőerőműben való hasznosításának gondolata viszonylag fiatal. A témának szentelt első jelentősebb munka [18] ugyan már 1978-ban megjelent, de az irodalmi források zöme az 1990-t követő évekből származik.

Ennek a koncepciónak fő célja lehetővé tenni a megújuló vagy más alternatív energiaforrásból származó, többnyire alacsony hőmérsékletű hőáramok konverzióját olyan tőkeigényes speciális

technológia alkalmazásása nélkül, mint pl. az ORC (Organic Rankine Cycle) vagy Kalina Cycle, amelyek ráadásul nagyobb potenciális veszélyt jelentenek a környezet számára. Több szerző véleménye szerint (lásd pl. [22] és [27]) ez a koncepció sokszor előnyösen alkalmazható a biomassza és hulladék égetéséből származó magasabb hőmérsékletű hőáramok hasznosítására is, melyek villamos energiára való konverziója hagyományos technológiákkal is megvalósítható. Így ugyanis nagyobb parciális hatásfokokat lehet elérni, mint fosszilis és a megújuló vagy más alternatív energiaforrások elkülönült konverziója esetében.

A hozzáférhető irodalmi források a legnagyobb figyelmet a napenergia hibrid hőerőművekben való kihasználásának szentelik, mert a technikai megoldás szempontjából ez tűnik a legigényesebbnek (lásd pl. [11], [16], [21], [23]). A vázolt elképzelések zömének megvalósítása a jövő zenéjének tűnik, de lehet, hogy a közeli jövőéne. Aránylag gyors megvalósításra elsősorban az egyiptomi Kuraymat közelében tervezett, napenergiával támogatott hibrid kombinált gáz/gőzerőműnek van esélye, melyről a [23] munka tájékoztat.

A hibrid hőerőmű elvét a gyakorlatban főleg a fosszilis tüzelőanyag+biomassza/hulladék kombináción alapuló projektek valósították meg, mert ezeknél lehet a legnagyobb mértékben alkalmazni a hagyományos erőművi technológiákat.

Ami a geotermikus energia hibrid koncepciójú hasznosítását illeti, több elképzelés leírása található pl. a [1], [2], [10], [18] munkákban. Ennek ellenére eddig csak egy ilyen jellegű projekt megvalósításáról vannak hozzáférhető információk [17]. Ez egy Észak-Kaliforniában, Honey Lake közelében létesített 35 MW teljesítményű hibrid hőerőmű. A hagyományos hőerőműtől elsősorban abban különbözik, hogy tüzelőanyag-bázisát fahulladék képezi, s a tápvíz előmelegítésére 22 l/s tömegáramú 118 °C hőmérsékletű termálvizet használ fel, amit 2200 m mélységből hoznak a felszínre. Ez tehát a hibrid hőerőműveknek egy különös esete, amelynél a gőzkörfolyamatba betáplált magas hőmérsékletű hőáram is megújuló energiaforrásból származik.

A geotermikus hőhasznosítás minőségileg és mennyiségileg magasabb színvonalat képviseli a geotermikus energiával támogatott kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű koncepciója, amely az [3] – [9] munkákban van vázolva. Míg a klasszikus hibrid hőerőműben a geotermikus energia csak a villamosenergiát termelő gőzkörfolyamatba van betáplálva a tápvíz előmelegítése által, ez a koncepció egyaránt lehetővé teszi villamos-, hő- és hűtési energia generálását. A hőtermelés támogatására egy speciális nagyteljesítményű hőszivattyú alkalmazásával is számol. Ez főleg akkor lehet indokolt, ha a visszatérő szekunder földhőhordozó hőmérséklete anélkül meghaladná a cca 40 °C-ot, ahogy ez a Kassai Katlan geotermikus potenciáljának tervezett kihasználásánál is várható. Az ilyen hőszivattyú-alkalmazás energiahatékonysága sokkal magasabb lehet, mint általában, amikor a többnyire 10 °C-nál alacsonyabb hőmérsékletű hőforrásokat használják fel fűtési célra kisteljesítményű hőszivattyúk által.

A kapcsolt energiatermelés és a hőszivattyús hőtermelés kombinációjának indokoltsága általában eléggé vitatott. Ennek ellenére több konkrét esetben nagyon sikeresen meg van oldva. Tipikus példaként említhető egy a svédországi Malmöben működő távhőtermelő rendszer, amelyben a fűtőközeg első

fokozatban két UNITOP 28C hőszivattyú által van előmelegítve 50 °C-ról 60 °C –ra, majd a második fokozatban egy ellennyomású gőzturbina fűtőtéljesítménye biztosítja be a megfelelő előremenő hőmérsékletet. A hőszivattyúk ez esetben a távozó égéstermékek hulladékhőjét használják ki. A rendszer hatékonysága nagyrészt ezek rendkívül magas fűtési tényezőjének köszönhető, amely a kivitelező cég (Friotherm AG) adatai alapján COP = 5,3.

Nagyteljesítményű speciális hőszivattyúnak kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű struktúrájába való integrálásának esetünkben számításba jövő koncepciója hozzáférhető információk szerint eddig még sehol a világon nem volt megvalósítva. Ilyen lehetőséggel nem számol az eddig megjelent legkomplexebb irodalmi forrás [23] sem, melyben a hibrid hőerőműveknek több mint 20 alternatív koncepciójának leírása szerepel. Ezért hiányoznak a megfelelő tapasztalatok, és érthetően alapos energiahatékonysági és gazdaságossági vizsgálatnak kell alávetni a műszaki megoldás lehetőségeit, hogy egy ilyen tökeigényes projekt esetleges megvalósítása hosszútávon minél hatékonyabb legyen. Ismert okokból jelenleg az ilyen vizsgálat elvégzésének elméleti és gyakorlati problémáival lehet érdemlegesen foglalkozni, amelyek megoldásához hatékonyan támogatást nyújthat egy a matematikai modellezés eszközeinek felhasználásával kidolgozott szoftver-modul alkalmazása. Olyan szoftverről, amely a hőszivattyú alkalmazásának általunk tárgyalt speciális esetében erre a célra felhasználható lenne, nincs fellelhető információ. Ezért volt indokolt a disszertáció fő céljaként egy ilyen szoftver-modul kidolgozását meghatározni. Ehhez elengedhetetlenül szükséges a hőszivattyúzás folyamata matematikai modellezésének alapos ismerete.

Ezen a téren bizonyos eredmények fellelhetők pl. a [20] munkában. Az ott alkalmazott matematikai modell viszont csak annak a vizsgálatára alkalmas, hogy milyen módon befolyásolja a hőszivattyú fokozatainak száma az energiahatékonyságot. A gazdaságossági szempontokat teljesen figyelmen kívül hagyja. Ezen kívül olyan munkaközlegek alkalmazását feltételezi, melyek használata a környezetet károsító hatásuk miatt már be van tiltva (R11, R12, R22). Továbbá a hatékonyság vizsgálatára a szerző az entalpiaszemléletet alkalmazza, figyelmen kívül hagyva az egyes alrendszerekben keletkező kvalitatív veszteségeket. A [20] munkában leírt program nem teszi lehetővé a kompresszió izentropikus hatásfokának a beszívott térfogatáram függvényében való kifejezését, ami nagyteljesítményű, turbókompresszorokkal működő hőszivattyúk vizsgálatánál elengedhetetlen.

Értékesebb ismereteket lehet szerezni a [12], [13] munkákból, amelyekben megtalálhatók a matematikai modell kidolgozásához szükséges termodinamikai összefüggések, azonkívül az energetikai rendszerek dekompozíciója általánosan használható elvének leírása.

3. Földgáz és földhő kapcsolt energiatermelésre való kapcsolt felhasználásának alternatív koncepciói

3.1. Alacsony hőmérsékletű földhőt hasznosító hibrid hőerőművek és fűtőerőművek

A geotermikus energiából, amelynek hordozója 150 °C-nál magasabb hőmérsékletű túlhevített vagy telített gőz, esetleg magas szárazságú nedves gőz állapotában lévő víz, sok esetben energetikailag és gazdaságilag is hatékonyan lehet villamos energiát nyerni geotermikus erőműben, vagy geotermikus gőz fosszilis tüzelőanyag elégetése általi utánmelegítését követően hibrid hő- vagy fűtőerőműben. A földhő villamos energiává való átalakítása szempontjából ez esetekben magas hőmérsékletű földhőről beszélhetünk.

Ha a geotermikus hő primer hordozó közege 100-150 °C hőmérsékletnél áll rendelkezésre, közvetlen átalakítása villamosenergiává geotermikus vagy hibrid erőműben ugyan műszakilag elvileg megoldható, de gazdaságossági szempontból előnytelen lenne. Ilyen esetekben alkalmazható a közvetett átalakításra alkalmas ORC (Organic Rankine Cycle) vagy a Kalina Cycle technológia. Ezek hatásfoka viszont eléggé alacsony, ezzel szemben fajlagos tőkeigényük hozzávetőlegesen kétszeresen haladja meg a hagyományos gáz/gőzerőmű technológiáét. Ráadásul olyan közegekkel üzemelnek, amelyek nagyobb potenciális veszélyt jelentenek a környezetre. Ezért ezek alkalmazásának elsősorban azokban az esetekben van értelme, ha a földhő kitermelése nem túl költséges, és nagyobb teljesítményű hibrid koncepciójú erőmű létesítésére nincs se igény, se lehetőség.

Ezeknek a tényeknek az alapján feltételezhető, hogy az alacsony hőmérsékletű földhő villamos energiává való átalakítása az esetek nagy részében lényegesen előnyösebb hibrid hőerőműben. Ennek fizikai elve az 3.1. ábrán van szemléltetve. Ez az elv a fosszilis tüzelőanyagnak vagy biomasszának az SB gőzkazánban való elégetéséből származó magas hőmérsékletű hő és az alacsony hőmérsékletű geotermikus energiának a HE hőcserélőben való egyidejű kapcsolt kihasználásán alapul. Ilyen módon helyettesíthető a gőzturbina megcsapolásából származó RH hőcserélőben a tápvíz előmelegítésénél felhasznált gőz. Ennek következtében azonos villamos teljesítmény esetében csökken a tüzelőanyag-fogyasztás, vagy azonos tüzelőanyag-fogyasztás esetén nő a villamos teljesítmény.

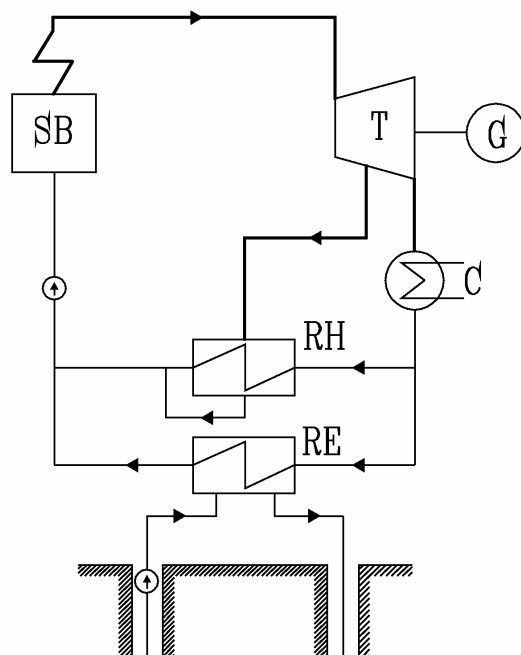
Annak ellenére, hogy a 100-150 °C hőmérsékletű geotermikus energia alkalmas a távhőszolgáltató rendszer táplálására, minőségileg jobb megoldást jelentene egy hibrid hőerőműben hő és villamos energiává való átalakítása azért, mert:

- a gőzkörfolyamatban a csapadék hőmérséklete közel 30 K-nel alacsonyabb, mint a távfűtő rendszerből visszatérő primer fűtővizé, ami a geotermikus energiát szállító közeg entalpiájának jóval nagyobb mértékű kihasználását jelentené; a mi esetünkben ennek következtében az azonos geotermikus teljesítmény biztosítása kevesebb kútpár

működtetésével, tehát lényegesen alacsonyabb befektetési és üzemeltetési költségek mellett lenne lehetséges.

- a geotermikus teljesítmény lényegesen jobban ki lenne használva, hisz a villamosenergia termelése egész évben nagyjából változatlanul üzemel, ezzel szemben a fűtés szezonfüggő.

A geotermikus energiának villamosenergiára történő, fosszilis tüzelőanyag támogatásával megvalósított átalakításánál (lásd pl. [6]) a fosszilis forrásból származó hő csak a geotermikus gőz túlhevítésére szolgál. Ezzel szemben esetünkben a turbina körfolyamata zárt és a geotermikus energiát szállító közegtől hidraulikusan teljesen független. Így a magas termikus hatásfok elérése érdekében magas paraméterű körfolyamatként oldható meg. A kihasználható geotermikus energia aránya viszont lényegesen alacsonyabb.



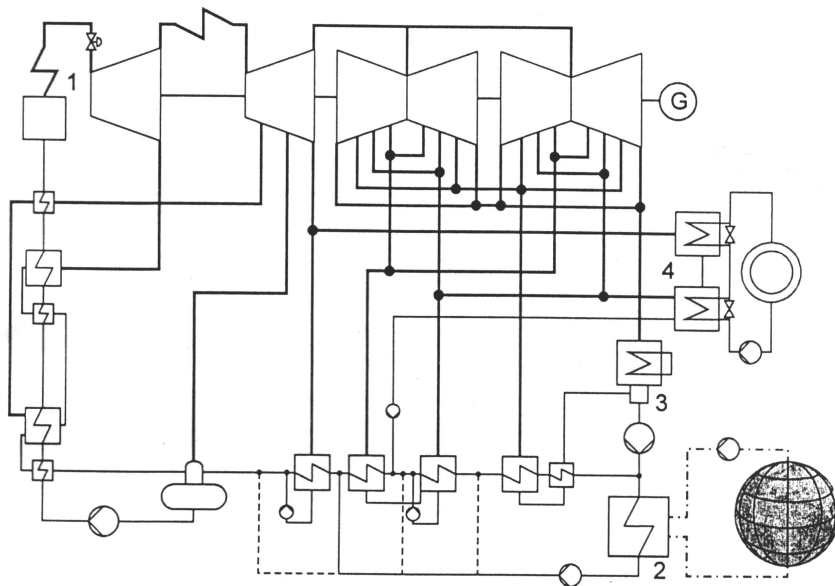
3.1. ábra: A geotermikus forrás által támogatott hibrid hőerőmű elve

Az alacsony hőmérsékletű földhő hibrid hőerőműben való kihasználásának 3.1. ábrán szemléltetett elve egyszerű és régóta ismert. Ennek ellenére a világon csak egyetlen ilyen típusú kivitelezett és működő hibrid erőműről vannak hozzáférhető adatok. Egy 35 MW villamos teljesítményű hibrid erőműről van szó, amely Kalifornia állam Honey Lake körzetében található (lásd [17]).

Mivel a hibrid hőerőművek esetében a gőzturbina megcsapolása által a hagyományos megoldásokhoz hasonlóan lehet az igényeknek megfelelő fűtőteljesítményt generálni, az alacsony hőmérsékletű földhő fosszilis tüzelőanyaggal kombinálva kapcsolt energiatermelésre is felhasználható. A gőzturbinából megcsapolt gőz mennyiségének növelése a villamosenergia-termelés csökkenésével jár, és egyidejűleg csökken a geotermikus forrásból kihasználható hőteljesítmény is. A kondenzátorban ugyanis

kevesebb olyan csapadék keletkezik, amelynek előmelegítésére az alacsony hőmérsékletű földhőt fel lehet használni.

A kapcsolt energiatermelésű hibrid hőerőmű elve a 3.2. ábrán látható. Ezen a projekten a potsdami Geoforschungszentrum vállalat egy munkacsoportja dolgozik (lásd [10]). Az erőmű tervezett villamos teljesítménye 550 MW.



3.2. ábra: Kapcsolt energiatermelésű 550 MW villamos teljesítményű geotermikus energiát hasznosító hibrid hőerőmű elve – [10] szerint

3.2. A Kassai Katlan geotermikus potenciáljának a távhőellátásban való kihasználását szorgalmazó elképzelések alakulása

A kassai városi fűtőerőmű (TEKO) üzemeltetője, a Tepláreň Rt. illetékesei a 90-es évek elején kezdtek el komolyan foglalkozni a közel 200 MW fűtőtelijsítményű kiöregedett TEKO I. ellennyomású fűtőturbinával üzemelő blokkjának helyettesítésével. A Kassai Katlan geotermikus potenciáljának a város távhőellátásában való hasznosítására irányuló igyekezet is ezzel egyidejűleg és ennek hatására erősödött fel, azt követően, hogy a közvetlen ORC technológián alapuló villamosenergia-termelésre való felhasználás gazdaságosságának vizsgálata kiábrándító eredményeket hozott.

A keletkező kapacitáshiánynak a fosszilis és a geotermikus energiaforrás egymástól független kihasználásán alapuló helyettesítésére előbb a [24], majd kis módosításokkal, de lényegében hasonló filozófia alapján a [15] munkában volt ajánlva megfelelő megoldás. Ez 100 MW fűtőtelijsítménynek egy hagyományos kombinált gáz/gőz fűtőerőmű általi, és ettől függetlenül további 100 MW-nak geotermikus forrásból való biztosításán alapul. Ez a javaslat viszont csak a környezetszennyezés csökkentése szempontjából lenne előnyös. Gazdaságossági mutatói a kizárólag fosszilis tüzelőanyag felhasználásán alapuló más megoldásokhoz képest eléggé gyengék, annak ellenére, hogy talán nem teljesen reális

támogatással számol a beruházás finanszírozásánál. Ezért egészében véve érthető volt a hőerőmű illetékeseinek tartózkodó álláspontja, amely nem utasította ugyan el a földhőhasznosítás gondolatát a távhőszolgáltató rendszerben, de lényegesen hatékonyabb, olyan újszerű filozófián alapuló megoldást szorgalmaz, amely a lehető legésszerűbb mértékben kiküszöbölné az ajánlott megoldás fő hiányosságait.

Nevezetesen:

- a geotermikus energia szekunder szállító közege entalpiájának alacsony mértékű kihasználását, amelynek bizonyítéka, hogy a primer termálvíz időnként 60 °C-ot meghaladó hőmérsékletnél lenne visszasajtolva,
- a földhő és kapcsoltan termelt hő közötti versenyhelyzetet,
- a rendelkezésre álló geotermikus teljesítmény évi kihasználásának alacsony mértékét.

Ezek a hátrányok a hibrid erőmű ill. fűtőerőmű elvének megfelelő alkalmazásával minden bizonnyal elfogadható mértékben kiküszöbölhetőek. Ezért tekintettel az eredeti tervre, amely hagyományos kombinált gáz/gőz fűtőerőmű felépítését szorgalmazta, geotermikus energiaforrás által támogatott kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű létesítése lenne célszerű. Ebben a rendelkezésre álló geotermikus teljesítmény egy része a fosszilis tüzelőanyaggal egyidejűleg villamos- és fűtőteliesség generálására, másik része a távhőszolgáltató rendszer közvetlen táplálására szolgálna. Mivel a hibrid gáz/gőzerőműben a geotermikus energiát a tápvízként felhasznált csapadék előmelegítésére használjuk, intenzívebb kihasználásához növelni kell a kondenzátorban keletkező alacsony hőmérsékletű csapadék mennyiségét. Ez természetesen a gőzkörfolyamat által termelt villamosenergia mennyiségének növelésével jár. Ha az erőmű összteljesítménye emellett korlátozva van egy adott konkrét berendezés paramétereivel, a hőhasznosító kazánban póttüzelés alkalmazása szükséges, ami ugyan a hatásfok bizonyos mértékű romlásához vezet, ennek ellenére indokolt lehet. Növelhető ugyanis az erőmű rugalmassága, ha ilyen követelmény van támasztva a menetretdtartás szempontjából.

A földgáz és földhő kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőműben való kapcsolt kihasználására irányuló első elképzeléseket az az igyekezet ihlette, hogy egy adott számú termelőkút kapacitása mennyiségi és minőségi szempontból egyaránt a lehető legnagyobb mértékben ki legyen használva. Ezáltal a földhő versenyképessége természetesen erősödött volna, de olyan koncepciók is számításba jöttek, amelyeknél az eltúlzott igyekezet a fosszilis energiaforrás kihasználásának hatékonyságát rontotta.

3.3. Hibrid kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőzerőmű integrált hőszivattyúval

Mivel a földgáz tartalékai az egyre fokozódó felhasználás következtében rohamosan csökkennek, a kihasználásának hatékonyságára fokozott követelményeket kell támasztani. Ezért ahelyett, hogy a hibrid kombinált gáz/gőzerőmű struktúráját igazítanánk egy nagyméretű földhőhasznosítási modellhez, célszerű egy hagyományos, magas hatásfokkal rendelkező kombinált gáz/gőzerőmű

rendszerstruktúrájából kiindulni, és keresni annak a geotermikus forrással való minél előnyösebb együttműködéséhez szükséges megfelelő megoldást még akkor is, ha így a rendelkezésre álló földhőpotenciál kihasználásának mértéke nem érné el a lehetséges szintet.

Ezen a filozófián több lehetséges megoldás alapulhat. A legnagyobb figyelem a 3.3. *ábrán* (téli üzemmód) és 3.4. *ábrán* (nyári üzemmód) szemléltetett A változatnak volt szentelve. Az A változat szerinti kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű rendszerstruktúrájának tervezésénél 265 MW villamos teljesítményű (ISO feltételek mellett) gázturbina alkalmazása volt feltételezve. A rendszer többi paramétereinek ehhez a választáshoz kell igazodniuk.

Ebben az esetben csak négy kútpár létesítése jönne számításba. Ez azt jelenti, hogy a földhő kb. 240 kg/s-os tömegáramú szekunder közeggel lenne a fűtőerőműbe szállítva. A téli üzemmódban 150 kg/s lenne kihasználva a távhőszolgáltató rendszer közvetlen táplálására, és csupán 90 kg/s a tápvíznek a HEC hőcserélőben történő előmelegítésére. A visszatérő, különböző mértékben lehűlt tömegáramok keveredését követően az eredő tömegáramból a HP hőszivattyú hőt vonna el, és azt a távfűtőrendszer közvetett táplálásához szükséges magasabb hőmérsékletszintre emelné. A hőszivattyú kondenzátorában keringtetett fűtővizet szükség szerint a WHB hőhasznosító kazánban vagy a gőzturbina megcsapolásából nyert gőz által lehetne a kívánt hőmérsékletre melegíteni. A 3.3. *ábra* szerint az utóbbi lehetőség lenne alkalmazva a HE1 és HE2 hőcserélők felhasználásával.

A hőszivattyú elpárolgatójában lehűlt szekunder földhőhordozó által a gőzturbina C kondenzátorából, majd a WHB hőhasznosító kazánból hulladékhőt lehet elvezetni. Ennek megfelelően csökkennének a földhő vásárlásának költségei.

A lehető legalacsonyabb befektetési összeg elérése érdekében célszerű lenne a gáz- és gőzturbina egy tengelyen való elrendezése. Elméletileg akár a hőszivattyú is lehetne ugyanazon a tengelyen, de ez elsősorban a szabályozhatóságára támasztott igények miatt nem tűnik elfogadható megoldásnak.

Ha feltételezzük, hogy a fűtővíz 120 °C hőmérsékletre lesz melegítve, és a hőszivattyú a szekunder földhőhordozót 24 K-nel hűti le, 0 °C környezeti hőmérséklet esetén a további paraméterek olyan értékei voltak előzetesen feltételezve, melyeknél a villamos összteljesítmény közel 400 MW lenne. Ez lényegesen nagyobb, mint a TEKO I és később a TEKO II blokkok leállítása által okozandó mintegy 120 MW-nyi hiány, de a villamosenergia rendszer termelő kapacitásának várható fejlődése szempontjából indokolt. A fűtőteliesség ezzel szemben 150 MW lenne, viszont a távhőszolgáltató rendszer igényeinek kielégítésére az alapterhelésben ennél valószínűleg kb. 100 MW-tal nagyobb hőteljesítményre lesz szükség. Ezt esetleg a villamos teljesítmény rovására lehet bebiztosítani.

A kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű A alternatívájának relatív előnye, hogy a nyári időszakban is lehetővé teszi a geotermikus hőhasznosítást (főleg a villamosenergia-termelésnél), amikor a távhőszolgáltató rendszer hőigénye mindössze 45 MW körül van. Annak hatékonyságát lényegesen növelni lehetne egy abszorpciós rendszer alkalmazásával, mely által a szabad földhőkapacitás egy része hűtési energia termelésére lenne kihasználva, ahogy ezt az 3.4. *ábra* is mutatja. A földhő szekunder szállító közege így a fűtővíznek a HE3 hőcserélőben való melegítésére az abszorpciós hűtőberendezésben való lehűtését követően lenne kihasználva.

Az abszorpciós berendezések által szolgáltatott hűtési energiát általában klímaberendezések működtetésénél használják fel. A mi esetünkben a gázturbina kompresszora által beszívott levegő hűtésére való alkalmazása ennél lényegesen hatékonyabb megoldásnak tűnik, mert ezáltal elkerülhető a villamos teljesítmény csökkenése a forró nyári napszakokban, a villamosenergia rendszer csúcsterhelése idején.

A hűtési energiának a 3.4. ábrán szemléltetett elv szerinti termelésének nagy előnye lenne, hogy a földhő szekunder szállító közege, miután lehűlt a hőszivattyúban, alkalmazható az abszorpciós berendezésben keletkező hulladékhő elvezetésére. Így erre a célra nem szükséges külön hűtőkör létesítése. Mivel az abszorpciós hűtőberendezés hulladékhője a bemenő hőteljesítménynek mintegy 1,7-szerese, ez jelentős tökemegtakarítást jelentene.

A hozzávetőleges elemzés eredményei azt mutatják, hogy a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű A alternatívájának évi működtetése lehetővé tenné

- mintegy 3000 TJ földhő szolgáltatását 4 kútpár üzemeltetésével – szemben az eredetileg tervezett mintegy 2500 TJ szolgáltatásával 8 kútpár kihasználásával
- mintegy 1100 TJ hulladékhő elvezetését a hőhasznosító kazánból és a gőzturbina kondenzátorából.

A kútpárok számának felére való csökkentése következtében a beruházási költségek több mint 20 millió USD-ral és az üzemeltetési költségek közel 50 %-kal csökkennének. Ez kétségtelenül nagy előny a földhőhasznosítás eredeti koncepciójához mérten, de távolról sem bizonyítja, hogy az A alternatíva a kapcsolt energiatermelésű hibrid gáz/gőzerőmű legelőnyösebb koncepciója.

3.4. A földhőhasznosítás intenzitásának növelésére irányuló intézkedések általános megítélése

A földgáz és földhő kapcsolt energiatermelésnél való kapcsolt kihasználásánál a földhőhasznosítás intenzitásának növelését szorgalmazó két intézkedés volt ajánlva:

- a földhőnek a gőzkörfolyamatba való betáplálása a tápvíz előmelegítése által,
- a földhőpotenciál kihasználásának fokozása egy speciális nagyteljesítményű hőszivattyú alkalmazásával.

Hogy mennyire elfogadhatók ezek az intézkedések egy potenciális beruházó számára, egy részletes megvalósíthatósági tanulmány eredményei alapján lehetne kielégítő pontossággal megítélni. Az energiahatékonyság alakulására gyakorolt hatásukat termodinamikai törvényeken alapuló egyszerű általános megfontolások alapján is érdemes értékelni, mert az lehetővé teszi az egyértelműen rossz megoldások gyors kiszűrését illetve utat mutathat annak megfelelő átértékelésére.

A földhőnek a gőzkörfolyamatba való betáplálásának energiahatékonysága több irodalmi forrásban eléggé meggyőzően bizonyítva van (pl. [22], [23], [26]-[28]). Részben ezért, részben a doktori

képzés szakirányára való tekintettel a továbbiakban a földhőpotenciál kihasználása hőszivattyú által való fokozásának általános megítélésére szorítkozom.

3.4.1. A földhőpotenciál kihasználásának hőszivattyú által való fokozása

A hőszivattyút manapság sikeresen alkalmazzák fűtési célokra akkor is, ha a rendelkezésre álló hőforrás a kb. 10 °C hőmérsékletű talajvíz, vagy a még ennél is jóval alacsonyabb hőmérsékletű környezeti levegő. Ezzel szemben a távhőszolgáltató rendszerből és a tápvíz előmelegítőből a visszatérő szekunder földhőhordozó eredő hőmérséklete 40 °C és 50 °C között várható, de így a távfűtési célokra közvetlen nem lehet tovább felhasználni. Viszont a távhőigény kielégítésénél a fosszilis tüzelőanyag felhasználásának csökkentésére irányuló igyekezet kétségtelenül indokolt. Ezért logikusnak tűnik, hogy felmerült a hőszivattyú alkalmazásának gondolata. A továbbiakban elemezem az egyes fűtési rendszereket a tüzelőanyag-fogyasztás szempontjából annak eldöntése céljából, hogy indokolt-e a hőszivattyú alkalmazása a földhőpotenciál kihasználásának további fokozására.

A fűtőrendszer termodinamikai értelmezése

A fűtőrendszer feladata biztosítani az adott épület fűtött helyiségeiben a komfortérzethez szükséges hőmérsékletet, amely magasabb a külső hőmérsékletnél. Ennek következtében a külső környezetbe \dot{Q} hőáram lép ki, amit az épület hőveszteségeként ismerünk. Ezt mint az \dot{E}_Q exergiaáram és \dot{B}_Q anergiaáram összegeként lehet kifejezni. A hőáramnak a falon való áthaladásakor az irreverzibilitás következtében az exergia teljes mértékben anergiává változik.

Állandósult viszonyok között az épületbe azonos nagyságú és struktúrájú hőáramot kell betáplálni, ami mint a fűtőrendszer hőteljesítményeként ismert és a következő mérlegegyenlettel fejezhető ki:

$$\dot{Q} = \dot{m}_t H_u + \dot{Q}_k - \dot{Q}_v \quad (3.1)$$

ahol \dot{m}_t a tüzelőanyag-fogyasztás,

H_u a tüzelőanyag fűtőértéke,

\dot{Q}_k a fűtőrendszer által a környezetből felvett hőáram,

\dot{Q}_v a fűtőrendszer hővesztesége.

A fűtőrendszer energiahatékonyágát célszerű a tüzelőanyag-fogyasztás függvényében kifejezni a következő összefüggéssel:

$$\xi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_t H_u} = 1 + \frac{\dot{Q}_k}{\dot{m}_t H_u} - \frac{\dot{Q}_v}{\dot{m}_t H_u} \quad (3.2)$$

Kedvezőbb esetekben ez az érték 1-nél nagyobb lehet, ezért nincs hatásfok jellege. Nevezzük el *fajlagos fűtőhatásnak*.

A (3.1) teljesítmény-mérlegnek megfelelő exergiamérlegből következik:

$$\dot{m}_t e_t = \dot{E}_Q - \dot{E}_k + \dot{E}_v \quad (3.3)$$

ahol e_t a fajlagos tüzelőexergia,

\dot{E}_Q a \dot{Q} hőáram exergiája,

\dot{E}_k a \dot{Q}_k hőáram exergiája,

\dot{E}_v a \dot{Q}_v hőáram exergiája.

Feltételezve, hogy a környezetből nyert hőáram tiszta anergia, tehát $\dot{E}_k=0$,

A fűtőrendszer *exergiahatásfokát* a következő összefüggéssel lehet meghatározni:

$$\varphi = \frac{\dot{E}_Q}{\dot{m}_t e_t} = 1 - \frac{\dot{E}_v}{\dot{m}_t e_t} \quad (3.4)$$

Az ismert

$$\dot{E}_q = \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right) \dot{Q} \quad (3.5)$$

összefüggést igénybe véve a fajlagos fűtőhatást a

$$\xi = \varphi \frac{T_i}{T_i - T_e} \frac{e_t}{H_u} \quad (3.6)$$

egyenlettel fejezhetjük ki.

Reverzibilis fűtőrendszer ideális esetében csak annyi tüzelőanyag használódik fel, amennyi az \dot{E}_Q exergiaáram létrehozásához szükséges, tehát $\varphi = 1$ és a (3.6) összefüggés szerint a fajlagos fűtőhatás határértéke

$$\xi_{rev} = \frac{T_i}{T_i - T_e} \frac{e_t}{H_u} \quad (3.7)$$

Mivel $e_t/H_u \approx 1,04$ ez az érték az adott T_i belső hőmérsékletnél csak a T_e környezeti hőmérséklettől függ. Ha például a belső hőmérsékletet $t_i = 20$ °C-ra vesszük ($T_i = t_i + 273,15$), a környezeti hőmérséklet $t_e \in \langle -15; +15 \rangle$ ($T = t + 273,15$) intervallumban való változásakor ez az érték a $\xi_{rev} = (8,71 \div 60,94)$ határok között változik.

Minden valóságos irreverzibilis fűtőrendszerre a fajlagos fűtőhatás lényegesen alacsonyabb értéke és ennek megfelelően magasabb tüzelőanyag-fogyasztás jellemző, mert azt nagy exergiaszükséglettel alakítja át fűtőtelteljesítménnyé.

A fűtőtelteljesítmény bebiztosításának módja és a fajlagos fűtőhatás értéke szerint a jelenleg leggyakrabban használt fűtőrendszereket három nagy csoportba oszthatjuk.

1. Hagyományos fűtőrendszerek

A hagyományos fűtőrendszerek tüzelőanyag elégetésével generálják a fűtőteljesítményt és annak teljes anergiája irreverzibilis energiaátalakítási folyamatok terméke. A (3.1) teljesítménymérlegben $\dot{Q}_k = 0$. A fajlagos fűtőhatás a hatásfokkal azonos és értéke reális esetben egynél kisebb:

$$\xi = \frac{\dot{Q}}{m_t H_u} = 1 - \frac{\dot{Q}_v}{\dot{m}_t H_u} \leq 1 \quad (3.8)$$

A hagyományos fűtőrendszerek jellemzője a rendkívül alacsony exergiahatásfok, amelynek határértéke $\xi = 1$ esetében a (3.6) egyenletből következik:

$$\varphi_{\max} = \frac{H_u}{e_t} \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right) \geq \varphi \quad (3.9)$$

Ennek alapján a hagyományos fűtési rendszerek exergiahatásfoka nagyon alacsony: +15 °C-nál $\varphi < 0,016$, de -15 °C-nál is csak $\varphi < 0,115$ és éves átlagban csak $\varphi = 0,05$ körül van. Ha ezt összehasonlítjuk pl. egy gáz/gőzerőmű hatásfokával, ami elvileg azonos, mert megegyezik az exergiahatásfokkal és megközelítheti a 0,6-ot, nyilvánvalóvá válik, hogy **a földgáznak a legelterjedtebb hagyományos fűtési rendszerekben való felhasználása „termodinamikai barbárság”**. Ez a tény a termodinamika második alaptörvényének következménye. A gázkazánok gyártói akkor sem tudnának rajta változtatni, ha az energiaveszteségeket teljesen kiküszöbölnék, tehát a termodinamika első alaptörvénye értelmében ideális termékekkel látnák el a piacot. A tüzelőanyag tökéletes mennyiségi kihasználása sem ellensúlyozhatja a nagyon csekély minőségi kihasználást.

A fűtőrendszer a fűtőteljesítményt közvetlenül vagy valamilyen hőszállító közeg által szolgáltatja. Ennek értelmében a fajlagos fűtőhatást célszerű a következő összefüggéssel kifejezni:

$$\xi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_f} \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_t H_u} = \eta_{sz} \eta_f \quad (3.10)$$

ahol \dot{Q} a szolgáltatott fűtőteljesítmény,

\dot{Q}_f a kitermelt fűtőteljesítmény,

η_{sz} a hőszállítás és elosztás hatásfoka,

η_f a hőtermelés hatásfoka.

A (3.10) egyenlet folyamatos üzemeltetés esetére érvényes. Ha az üzemeltetés be- és kikapcsolással van szabályozva, a leállítás ideje alatti hőveszteséget is figyelembe kell venni pl. η_u hatásfokkal. A fajlagos fűtőhatást kifejező egyenletet így a

$$\xi = \eta_{sz} \eta_f \eta_u \quad (3.11)$$

alakra lehet módosítani.

A hagyományos fűtőrendszerek fajlagos fűtőhatása a (3.10) és (3.11) egyenletek szerint általában 0,8 és 0,9 közötti értékekhez vezet, de kedvező esetekben meghaladhatják a 0,9-et. Ennek ellenére a rendkívül alacsony exergiahatásfok a tüzelőanyag ésszerűtlen kihasználását bizonyítja.

Megjegyzés

Az előző megfontolások érvényesek az égéshőhasznosító rendszerek esetében is, ha a fűtőérték helyett az égéshővel számolunk.

2. Kapcsoltan termelt hőt hasznosító fűtőrendszerek

A tüzelőanyagnak fűtési célra való felhasználása ésszerűsítésében nagy előrelépést jelentenek azok a rendszerek, amelyek a \dot{Q} fűtőteljesítményt a villamosenergia-termelés hulladékhőjének részleges kihasználása által szolgáltatják, mert a tüzelőanyag exergiájának jelentős része más fajta exergiára (villamosenergiára) alakul és csak a kis exergiájú hulladékhő van felhasználva a még kisebb exergiájú \dot{Q} hőáram generálására.

A fajlagos fűtőhatást azzal a feltétellel tudjuk kifejezni, hogy a felhasznált tüzelőanyag $\dot{m}_{t,P}$ része a villamos teljesítmény generálására van felhasználva és a maradék $\dot{m}_{t,Q} = \dot{m}_t - \dot{m}_{t,P}$ a \dot{Q}_g hőteljesítmény generálására:

$$\xi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{t,Q} H_u} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_g} \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_t H_u} = \eta_s \xi_g \quad (3.12)$$

Az $\dot{m}_{t,P}$ és $\dot{m}_{t,Q}$ tüzelőanyag részáramokat és így a fajlagos fűtőhatás exakt meghatározását a termodinamika eszközei nem teszik lehetővé. Közelítő módszer alkalmazásánál feltételezzük, hogy a villamosenergia-termelés tüzelőanyag felhasználása megegyezik egy önálló (kondenzációs) η_{ref} hatásfokú referencia erőművével. Ennek alapján a villamos teljesítmény generálásához szükséges tüzelőanyag-áram a következő egyenlettel adott:

$$\dot{m}_{t,P} H_u = \dot{m}_{t,ref} H_u = \frac{P}{\eta_{ref}} \quad (3.13)$$

Ennek segítségével kifejezhetjük a \dot{Q}_g hőteljesítmény generálásának tüzelőanyag-felhasználását:

$$\dot{m}_{t,Q} H_u = \dot{m}_t H_u - \frac{P}{\eta_{ref}} \quad (3.14)$$

Tekintettel a (3.12) és (3.15) összefüggésekre a fajlagos fűtőhatást a fövetkező egyenlettel fejezhetjük ki:

$$\xi = \frac{\eta_s}{\frac{\sigma+1}{\eta_m} - \frac{\sigma}{\eta_{ref}}} \quad (3.15)$$

ahol $\eta_m = \frac{P + \dot{Q}_g}{\dot{m}_l H_u}$ a mennyiségi hatásfok,

$\sigma = \frac{P}{\dot{Q}_g}$ a fajlagos kapcsolt villamosenergia-termelés.

3. Hőszivattyú alkalmazásán alapuló fűtőrendszerek

A hőszivattyú fűtőtéljesítménye anergiájának jelentős részét a környezetből meríti, míg az exergiaáram a tüzelőanyag által van bebiztosítva.

A kompresszor meghajtását biztosíthatja villanymotor vagy gázmotor, nagyobb teljesítmények esetén pedig gázturbina. A továbbiakban mind a villanymotoros, mind a gázturbinás meghajtású hőszivattyú hatékonyságát megvizsgáljuk.

Villanymotoros meghajtású hőszivattyú

A hőszivattyú legegyszerűbb képviselője a villamos meghajtású kompresszoros hőszivattyú. Alkalmazásának energiahatékonysága döntő mértékben függ a villamosenergia termelésének, szállításának és elosztásának hatásfokától. A fajlagos fűtőhatás a következő egyenlettel fejezhető ki:

$$\xi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_l H_u} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_g} \frac{\dot{Q}_g}{P_K} \frac{P_K}{P_{HP}} \frac{P_{HP}}{\dot{m}_l H_u} = \eta_s COP \eta_M \eta_e \quad (3.16)$$

ahol P_K a hőszivattyú kompresszorának meghajtásához szükséges mechanikai teljesítmény,

P_{HP} a hőszivattyú által felvett villamos teljesítmény,

η_M a motor mennyiségi hatásfoka,

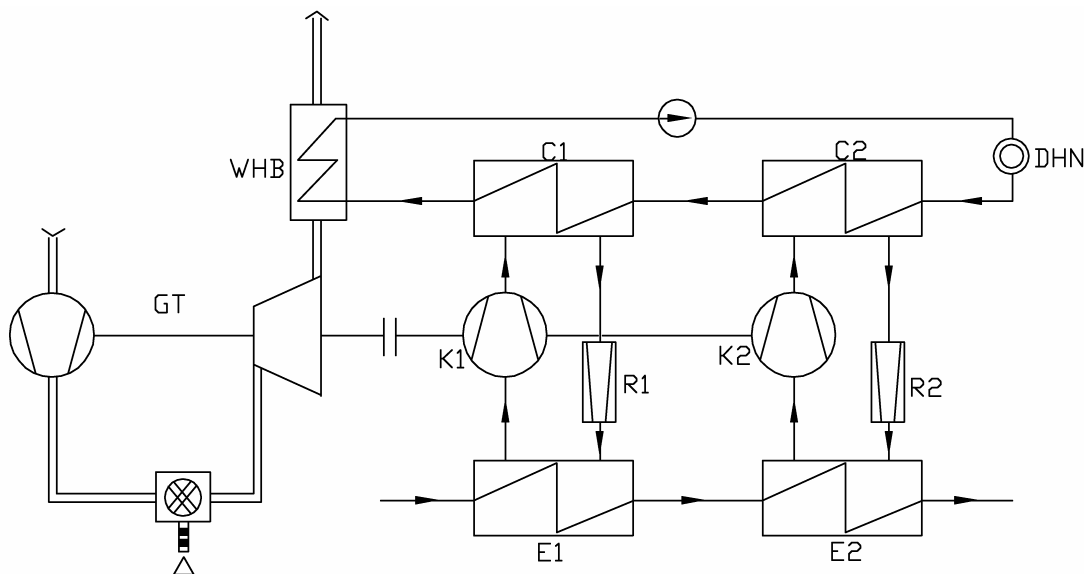
COP a hőszivattyú fűtési tényezője,

η_e a villamosenergia termelési, szállítási és elosztási hatásfoka.

A villamos meghajtású hőszivattyú alkalmazásának energiahatékonyságát a villamosenergia termelésének, szállításának és elosztásának általában elég alacsony hatásfoka befolyásolja a legkedvezőtlenebbül. Ha feltételezzük, hogy $\eta_{sz} = \eta_m = 0,95$ és $\eta_e = 0,35$, akkor $\xi = 0,316 \cdot COP$ és a hőszivattyú a fűtőtéljesítményt hatékonyabban fejleszti mint a 85 %-os hatásfokú kazán ha a fajlagos fűtési tényezője $COP > 2,7$. Más esetben nagyobb lenne a primerenergia-fogyasztása. Alkalmazásuk viszont ennek ellenére a környezetterhelés szempontjából előnyös lehet annál inkább, minél nagyobb mértékben részesülnek a villamosenergia-termelésben a megújuló energiaforrások és az atomenergia.

Gázturbinás meghajtású hőszivattyú

Egy gázturbinás hajtású kétfokozatú hőszivattyú elvi vázlatát a 3.5. ábra szemlélteti.



3.5. ábra: Gázturbinás hajtású kétfokozatú hőszivattyú elvi vázlata

A gázturbinás hajtásnak a villamos hajtáshoz képest nagy előnye, hogy ennél helyben hasznosíthatjuk a gázturbina hulladékhőjét, kiegészítve így a hőszivattyú hőtermelését. Hatékonysága döntő mértékben függ attól, hogy a kompresszor hajtásához szükséges mechanikai teljesítményt milyen hatékonysággal tudjuk biztosítani, azaz a gázturbina hatásfokától. A fajlagos fűtőhatás a következő egyenlettel fejezhető ki:

$$\xi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_t H_u} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_g + \dot{Q}_{GT}} \frac{\dot{Q}_g + \dot{Q}_{GT}}{P_K} \frac{P_K}{P_{GT}} \frac{P_{GT}}{\dot{m}_t H_u} = \eta_{sz} COP \eta_m \eta_{GT} \quad (3.16)$$

ahol P_K a hőszivattyú kompresszorának meghajtásához szükséges mechanikai teljesítmény,

P_{GT} a gázturbina mechanikai teljesítménye,

\dot{Q}_{GT} a gázturbina hulladékhő-teljesítménye,

η_{GT} a gázturbina mennyiségi hatásfoka,

η_m a mechanikai hatásfok,

COP a gázturbinás hajtású hőszivattyú fűtési tényezője.

A fajlagos fűtőhatás értékét elsősorban a gázturbina mennyiségi hatásfoka befolyásolja, de hatással van rá a mechanikai hatásfok. Ha feltételezzük, hogy $\eta_{sz} = \eta_m = 0,95$ és hőregenerálást alkalmazva $\eta_{GT} = 0,4$, akkor $\xi = 0,361 \cdot COP$ és a hőszivattyú a fűtőteljesítményt hatékonyabban fejleszti mint a 85%-os hatásfokú kazán, ha a fajlagos fűtési tényezője $COP > 2,35$. Tekintettel arra hogy a hőszivattyú kondenzátorából kilépő fűtővíz hőmérsékletét a hőhasznosító kazánban az égéstermékekből származó veszteség-hő-áram egy részének elvezetésével tovább növelhetjük, a gázmotoros hajtású

hőszivattyú fűtési tényezője a legrosszabb esetben is $COP = 4$ lesz, ami $\xi = 1,44$ fajlagos fűtőhatást eredményez. Célszerű a hőszivattyú kondenzátorában a fűtővizet alacsonyabb hőmérsékletre melegíteni, csökkentve így a kompresszor hajtásához szükséges mechanikai teljesítményt, majd annak hőmérsékletét a hőhasznosító kazánban a kívánt értékre emelni. A fentebb közölt tényekből következik, hogy a gázturbinás hajtású kompresszoros hőszivattyú helyes alkalmazása esetében rendkívül versenyképes fűtőrendszernek számít.

Következtetések

A fajlagos fűtőhatás értékét a kapcsolt energiatermelésen alapuló fűtőrendszereknél nem lehet a termodinamikai törvények alkalmazásával exakt módon kifejezni, ezért csak fenntartásokkal használható fel összehasonlító értékelésnél a hőszivattyú alkalmazásán alapuló rendszerekkel. Ez annál inkább érvényes, hogy esetünkben mind a kapcsolt energiatermelés, mind a hőszivattyú alkalmazása a hagyományostól eléggé eltérő körülmények között valósulna meg.

Mivel a fajlagos fűtőhatás értéke különösen a kapcsoltan generált fűtőteltjesítmény esetében eléggé megbízhatatlan és értékei között a két vizsgált esetben nem várható lényeges különbség, általános megítélés alapján nem lehet egyértelműen eldönteni, hogy a tüzelőanyag felhasználása szempontjából melyik megoldás lenne az előnyösebb. A beruházási költségek a hőszivattyú alkalmazása esetében természetesen jóval magasabbak lennének, de ezt ellensúlyozhatja a hőszivattyú hűtőteltjesítményének kihasználása, amelynek előnyeit egyelőre nem lehet számszerűen elfogadható pontossággal értékelni.

3.4.2. A földhőhasznosítás mértékének növelésére irányuló intézkedések megítéléséből levonható tanulságok

Az előző alfejezetekből a földhőhasznosítás mértékének növelésére irányuló intézkedések esetleges alkalmazásával kapcsolatban a kassai fűtőerőműben a következő tanulságokat lehet levonni:

1. A földhőnek a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőz erőmű gőzkörfolyamatába való betáplálása a tápvíz-előmelegítés által egyértelműen előnyös intézkedés azért, mert a gőzturbina kondenzátorában keletkező csapadék hőmérséklete 20-30 K-nel alacsonyabb, mint a távfűtőrendszerből visszatérő primer fűtővíz hőmérséklete. Ennek megfelelően a rendelkezésre álló földhő-potenciál nagyobb mértékben kihasználható. Ezen felül az eredeti elképzeléssel szemben, amely csak a távhőszolgáltatás támogatását feltételezi, lehetővé teszi a földhő villamosenergiává való alakítását, a [22], [23], [26]-[28] szerint hatékonyabban, mint ahogy ez egy önálló, erre a célra létesített hőerőműben lehetséges lenne.
2. A földhőhasznosítás mértékének további fokozását egy az erőmű rendszerstruktúrájába integrált speciális nagyteljesítményű hőszivattyú által nem lehet egyértelműen előnyösnek tartani mert lehet, hogy ugyanaz a fűtőteltjesítmény kapcsoltan nagyjából hasonló hatékonysággal generálható. Esetünkben a hőszivattyú fűtési tényezője hasonló műszaki megoldást feltételezve magasabb lehet mint a Malmői távhőtermelő rendszerben működő

hőszivattyúnál elért COP=5,43 érték, mivel nagyjából hasonló lecsapódási hőmérsékletnél de magasabb elpárologtatási hőmérséklettel működne. Ezen kívül elméletileg bizonyos mértékben a hűtőtéljesítmény is kihasználható. Ezért a hőszivattyúnak a kapcsolt energiatermelésű hibrid gáz/gőzerőmű rendszerstruktúrájába való integrálása hatékony intézkedés lehet, de ezt csak egy részletes megvalósíthatósági tanulmány eredményei alapján lehetne megerősíteni vagy megcáfolni.

3. Egyértelműen előnyös lenne viszont a hőszivattyú alkalmazása a távhőszolgáltató rendszeren kívül. Ott ugyanis hagyományos fűtőrendszereket válthatna ki, amelyekre jóval alacsonyabb fajlagos fűtőhatás jellemző, mint a kapcsolt energiatermelésen alapuló rendszerekre. Az energiahatékonyság így vitathatatlanul lényegesen növekedne.
4. A hőszivattyúban lehűlt szekunder földhőhordozónak a kondenzátor hűtésére való felhasználása elvileg helyes, de a gyakorlati hatékonysága eléggé alacsonynak tűnik, mivel a lecsapódásnál keletkező hulladékhő elvezetésén csak aránylag kis mértékkel részesülne. Okkal feltételezhető, hogy ennek érdekében nem kifizetődő a kondenzátor szerkezeti felépítését módosítani.
5. A szekunder földhőhordozónak a hőhasznosító kazánban való utómelegítése azon a feltételezésen alapul, hogy a Tepláren Rt. A GEOTERM Rt.-től a tömegáram és a kihasznált hőmérsékletkülönbség szerint fogja vásárolni a geotermikus hőt, így aztán csökkenthetné a költségeket. Indokoltabb lehet a hőhasznosító kazán szabad kapacitását inkább fűtési célra felhasználni, mert a jövedelem ezáltal növekedése minden bizonnyal nagyobb lenne mint az esetleges költségmegtakarítás. Ezen felül a visszaszolgáltatót szekunder földhőhordozó alacsonyabb hőmérséklete a visszajastolásra fordított energia csökkenésével jár. Igaz viszont az is, hogy ennek következtében csökkenne a geotermikus forrás élettartama. Ez az elgondolás azért is indokolt, mert nagy az esélye annak, hogy fűtőerőműnek és a geotermikus forrásoknak ugyanaz a vállalat lesz a tulajdonosa.

3.5. Hibrid kapcsolt energiatermelésű kombinált gáz/gőzerőmű hőszivattyú nélkül

Az A alternatíva esetében a kapcsolt energiatermelésű hibrid gáz/gőzerőmű struktúrájába integrált hőszivattyú a geotermikus hőforrás kihasználásának fokozását szolgálja. Ez az igyekezet természetesen indokolt, de ügyelni kell arra is, hogy ne rontsa a földgáz kihasználásának hatékonyságát.

Az előző fejezetek alapján feltételezhető, hogy a hőszivattyú alkalmazása a kapcsoltan fejlesztett fűtőtéljesítménnyel csak nagyon kedvező esetekben versenyezhet. Esetünkben ehhez aránylag jók lennének a feltételek, de ez bizonyossá csak akkor válna, ha egy átfogó megvalósíthatósági tanulmány igazolná, amelynek kidolgozása egyelőre nincs napirenden. A potenciális beruházó a hőszivattyúnak a hőszolgáltató hibrid gáz/gőzerőmű rendszerstruktúrájába való integrálását az A alternatíva szerint főleg kockázatnak tarthatná még a tanulmány esetleges kedvező eredményeinek tudatában is, mert

az ennek megfelelő megoldás a hozzáférhető információk szerint eddig még sehol a világon nem volt kipróbálva, így természetesen hiányoznak a tapasztalatok.

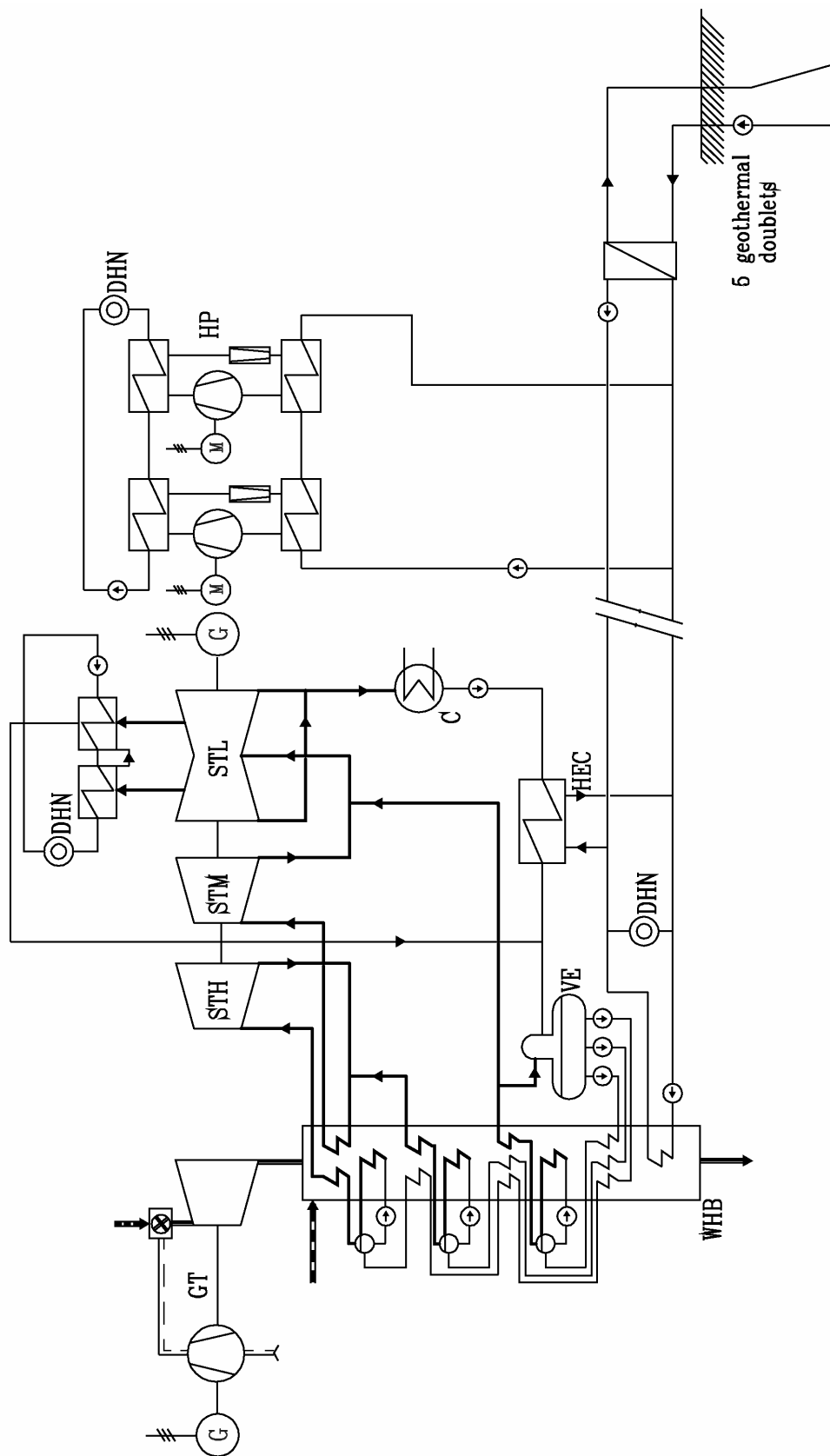
Ebből kifolyólag is indokolt lehet eltekinteni a geotermikus energiaforrás kihasználásának a kapcsolt energiatermelésű hibrid gáz/gőzerőmű struktúrájába integrált hőszivattyú által megvalósítható fokozásától, és ezt inkább a fűtőerőmű és a hőátadó állomások közötti több mint 10 km hosszúságú szakaszon szorgalmazni. A távhővel el nem elérhető nagyobb hőigényű települések, illetve ipari, mezőgazdasági, idegenforgalmi és más hasonló létesítmények ellátásánál ugyanis a legelterjedtebbek a hagyományos alacsony fajlagos fűtőhatású fűtőrendszerek, amelyek egy megfelelő hőszivattyú, ill. hőszivattyú-rendszer segítségével nagyon előnyösen kiválthatók.

Az előző megfontolások alapján a városi fűtőerőmű üzemeltetője szempontjából előnyös lehet a kapcsolt energiatermelésű hibrid gáz/gőzerőműnek a 3.6. ábrán vázolt megoldása (B alternatíva). Ez az A alternatívához hasonlóan egy 265 MW körüli villamos teljesítményű gázturbinán alapul, ám azzal ellentétben a teljes hatásfok növelése érdekében a gőzkörfolyamat három nyomásszint és újrahevítés alkalmazását feltételezi (ezeket egyébként az A változatban is lehetne alkalmazni) és a rendszerstruktúráját tekintve csak annyiban különbözik a hagyományos megoldásoktól, hogy gőzkörfolyamatba a HEC hőcserélő által földhő lenne betáplálva, amely által a kondenzátorban keletkező tápvizként felhasználandó csapadék lenne felmelegítve. A geotermikus hőforrás intenzívebb kihasználását szolgáló hőszivattyú az erőműtől távol és attól függetlenül üzemelne. Így eleve kikerülhet annak kockázata, hogy az esetleg ronthatná az energiaátalakítás hatékonyságát az erőműben.

A HEC hőcserélőt és a távhőszolgáltató rendszert különböző mértékű lehűlések után elhagyó tömegáramok keveredését követően a geotermikus energia szekunder hordozó közegének eredő tömegárama az így adódó eredő hőmérséklet mellett hagyná el a fűtőerőművet. A geotermikus energia gőzkörfolyamatba való betáplálása azt eredményezné, hogy a hőhasznosító kazánban az alacsony nyomás nagyságától függően a füstgáz kb. 100 K-nel való lehűtéséből adódó hőteljesítményt lehetne kihasználni távhőszolgáltatás céljára utómelegítés igénye nélkül is. Ez a visszaszolgáltató szekunder földhőhordozó vitatható hatékonyságú felmelegítését váltaná ki, ami ebben az esetben természetesen nem is jöhet számításba. A turbina megcsapolásából származó gőz által szükség esetén további hőteljesítmény generálható.

Az előzetes számítások szerint, ha a B alternatíva 3.6. ábrán szemléltetett változatában egy az ISO feltételeknek megfelelő 265 MW-os gázturbinát alkalmaznánk és a hőhasznosító kazánban 30 K lenne a minimális hőmérsékletkülönbség, a gázturbina 285 MW és a gőzturbina 139 MW villamos teljesítményt szolgáltatna 0 °C-os külső hőmérsékletnél. Ez 58,1 %-os villamos hatásfoknak felel meg. Ezenfelül a füstgáz 80 °C-ra való lehűtése esetében a hőhasznosító kazán 70 MW körüli hőteljesítményt szolgáltathatna a távhőellátás céljaira.

Érdekesen alakulhatna a B változat szerinti kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű nyári üzemmódja (lásd a 3.7. ábrát). 30 °C körüli külső hőmérsékletnél az ennek megfelelő hagyományos megoldással a gázturbina 241 MW, a gőzturbina pedig 129 MW körüli villamos teljesítményt szolgáltathatna.



3.6. ábra: A kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű B alternatívája – téli üzemmód

A teljes villamos hatásfok így 56,6 % körüli értéket érne el. Ha viszont a kondenzátort elhagyó csapadék a HEC hőcserélő által geotermikus energia felhasználásával lenne előmelegítve, a hőhasznosító kazán hőteljesítményében a füstgáz 80 °C körüli vég hőmérséklete esetében mintegy 65 MW szabad kapacitás adódna. Ez nagy tartalékkal elegendő a használati melegvíz energiaigényének fedezésére, mert az csak 45 MW körül mozog. Ehhez a primer fűtővizet elég 70-80 °C-ra fölmelegíteni. Egy ezt megelőző kihasználási lépcsőben a maradék 20 MW hőteljesítmény 120 °C körüli hőmérsékleti szinten szolgáltatható. Ezért jól alkalmas a lítium-bromid és víz keverékével működő abszorpciós hűtőberendezések üzemeltetésére, ahogy az a 3.7. ábrán szemléltetve van.

Az így termelt hűtési energia felhasználásával a gázturbina egység kompresszora által beszívott levegőt 15 °C körüli hőmérsékletre lehetne lehűteni. Ennek következtében a gázturbina teljesítménye 265 MW-ra, a gőzturbináé 133 MW-ra emelkedne 57,9 %-os teljes villamos hatásfok mellett. Végeredményben így, a hulladékhő felhasználásával levegő hűtésére 28 MW-tal növekedne az erőmű villamos teljesítménye. Ennek azért lehet különösen nagy jelentősége, mert forró nyári napokon, amikor az erőművek teljesítőképessége alacsony, komoly gondot okoz a villamosenergia-rendszer terhelésének növekedése a klímaberendezések működtetése következtében.

A 28 MW-nyi többlet villamos teljesítmény felhasználásával ugyanis a fogyasztói oldalon 120-140 MW-nyi hűtőt teljesítményt lehetne fejleszteni korszerű kompresszoros hűtőberendezések segítségével. Hasonlóan, mint a B alternatívánál, az abszorpciós hűtőberendezések hulladékhőjének elvezetése ebben az esetben is megoldható tőkeigényes hűtőrendszer nélkül, mert erre a célra kitűnően alkalmas a kondenzátorból 30 °C körüli hőmérsékletnél elvezetett csapadék. Így aztán ez csak az AC abszorpciós hűtőrendszer elhagyása után lenne a HEC hőcserélőbe vezetve, miáltal azután természetesen kevesebb földhő lenne betáplálva a gőzkörfolyamatba.

A gázturbina által felhasznált levegő hűtésével az erőmű villamos teljesítménye természetesen akkor is növelhető, ha a külső hőmérséklet alacsonyabb, pl. 15-20 °C, és nem lép fel légkondicionálás miatti hűtési igény, de valamilyen más okból magas a villamosenergia-rendszer terhelése. Ezért ez a megoldás az A alternatívához hasonlóan a menetrendtartás hatékony eszköze is lehet.

A B alternatíva hátránya kiküszöbölhető, ha sikerül a fűtőerőmű és a hőátadó állomások között aránylag kis területre nagy hőigényt összpontosítani, amely igény kielégítése a 3.7. ábra értelmében előnyösen megoldható egy függetlenül üzemeltetett hőszivattyú-rendszerrel.

Az A alternatívához hasonlóan a hőhasznosító kazán tervezésénél most is indokolt a póttüzelés lehetőségével számolni. Ez ugyan bizonyos mértékben rontaná a tüzelőhő kihasználásának hatékonyságát, de ezt a tényt ellensúlyozhatná az erőmű rugalmasságának növekedése, ami a menetrendtartás szempontjából nagyon kívánatos.

4. A hőszivattyú állandósult üzeme matematikai modellezésének termodinamikai szempontjai

A geotermikus hőhasznosítás intenzitása lényegesen növelhető a hőszivattyú helyes alkalmazásával. A minőségi mutatók – mint pl. az energiahatékonyság és a gazdaságosság – alakulása már távolról sem ilyen egyértelmű. Ha esetünkben a megújuló energiaforrások részaránya növelésének igényétől sarkallva a geotermikus energia hasznosításának mértékét a technikai lehetőségeket maximálisan kihasználva növelnénk, a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű üzemeltetése viszonylagosan gazdaságtalan lehetne még akkor is, ha magának a hőszivattyú üzemének hatékonysági vizsgálata jó eredményekkel kecsegtetne. Ezért a geotermikus energia hasznosításának módjáról és mértékéről a földgáz és a földhő egyidejű kihasználásának alapos vizsgálata alapján kell majd dönteni. Egy ilyen elemzés választ adhat többek között arra a kérdésre is, hogy a geotermikus hőhasznosítás mértékének hőszivattyú általi növelése az *3. fejezetben* vázolt A vagy B alternatív koncepció alapján lenne-e előnyösebb, illetve hogy az egyáltalán megalapozott-e. Kétségtelen, hogy az ilyen vizsgálat elvégzése jelentősen megkönnyíthető egy megfelelő szoftver-csomag felhasználásával. Ennek egyik önálló moduljának a hőszivattyú-alkalmazás átfogó vizsgálatát kell megoldania. Ahogy azt már a *2. fejezetben* megindokoltam, egy ilyen szoftver-modul kidolgozásához a hőszivattyú állandósult üzemállapotainak matematikai modellezése útján lehet eljutni.

A beruházó, illetve üzemeltető természetes elvárásainak megfelelően a hőszivattyú matematikai modelljének lehetővé kellene tennie elsősorban az évi üzemeltetés energiamérlegének és gazdaságossági mutatóinak meghatározását. Ehhez elengedhetetlenül szükséges a hőszivattyú állandósult üzemállapotainak modellezése, amely lehetővé teszi a teljesítménymérleg meghatározását a környezeti hőmérséklet függvényében. Esetünkben tehát a hőszivattyú modelljét statikusan kell értelmezni. Az egyes üzemállapotok jellemzői az időtől függetlenek, illetve ez a függőség csak abban nyilvánul meg, hogy az év folyamán az idővel változik a környezeti hőmérséklet, ami befolyásolja a hőszivattyú teljesítménymérlegét. Ez azt jelenti, hogy az állandósult üzemállapotok jellemzőinek meghatározására elegendő az egyensúlyi termodinamika törvényeinek alkalmazása. Az egyes állapotok közötti aránylag rövid ideig tartó átmenet jellemzőinek változását az idő függvényében nem szükséges vizsgálni. Ez mindenképpen kedvező tény, mert elkerülhető a nem egyensúlyi termodinamika sokkal bonyolultabb elméletének alkalmazása, ami a hőszivattyú aránylag egyszerű sztatikus matematikai modelljét lényegesen bonyolultabbá tenné.

A hőszivattyúban végbemenő (az állandósult üzemállapotoknak megfelelő) energiaátalakítási folyamatok matematikai leírása a gyakorlatban többnyire az *entalpiaszemlélet* alkalmazásán alapul, a termodinamika első főtétele értelmében. Ennek hátránya, hogy

- az energiaátalakítás irreverzibilitásaiból eredő veszteségeket nem érzékeli, illetve közvetlenül nem fejezi ki,

- az energiaátalakítás hatásfokát befolyásoló tényezők szerepét közvetlenül nem mutatja ki,
- nem érzékelteti közvetlenül, hogy a munkavégzés szempontjából milyen értékű a körfolyamatban áramló hő, tehát nem tájékoztat a termodinamika második főtételének érvényesüléséről.

Az entalpiaszemlélet hiányosságainak kiküszöbölésére irányuló igyekezet vezetett a hő munkavégző képességét kifejező exergia fogalmának bevezetéséhez. Az *exergiaszemlélet* előnye, hogy

- az energiaátalakítás irreverzibilitásból eredő és mennyiségi jellegű veszteségeit egyaránt érzékeli, azokat helyileg és számszerűleg helyesen fejezi ki,
- a hő értékét – a munkává való átalakítás szempontjából – tökéletesen, a termodinamikai törvényeknek megfelelően adja meg.

Hátránya viszont, hogy

- a hőt mereven, csak a munkává való átalakítás szempontjából értékeli. Ez a kizárólag villamosenergiát termelő erőműben teljesen jogos, és hőszolgáltatás esetében is célszerű lehet a termodinamikai szempontok hangsúlyozása érdekében; kétségtelen viszont, hogy a hőellátásban a fűtési hő a szemléletes, különösen a fogyasztó számára, mert őt közvetlenül annak költségei terhelik,
- a hő exergiája összetett fogalom, amely az energetikai hatékonyságot befolyásoló tényezők hatását is összevontan mutatja ki.

Az 3. fejezetben leírt A és B alternatív hibrid koncepciók egyszerű energetikai vizsgálatánál az entalpiaszemlélet került alkalmazásra.

A hőszivattyúban végbemenő energiaátalakítási folyamatok minőségi javításának lehetőségeit az exergiaszemlélet alkalmazásával lehet eredményesen vizsgálni. Ezért ennek külön figyelmet szenteltem a 6. fejezetben.

A hőszivattyú állandósult üzemiállapotainak modellezéséhez szükséges matematikai összefüggések levezetésére a [12], [13] munkákban leírt *hőmérséklet/entrópia-szemlélet* használata tűnik a legalkalmasabbnak.

A hőmérséklet/entrópia-szemlélet alapját a hőáram $\dot{Q} = T \cdot \dot{\Delta S}$ értelmezése adja. Ez lehetővé teszi, hogy a hővel és annak átalakításával kapcsolatban minél tejjesebben megtartsuk és használjuk a hőáram intenzív T és extenzív ΔS jellemzőjét.

Az exergia fogalma ebben az esetben ugyan nincs használva, de az exergiaszemlélet termodinamikai alapja nagy mértékben érvényesül. A hőmérséklet/entrópia-szemlélet lényegében ötvözi az entalpia- és az exergiaszemlélet előnyeit.

Extenzív mennyiségként az energiaátalakítás valóban jellemző mennyiségeit és azok áramait használjuk. A hővel kapcsolatos elemzések során szükségszerűen az entrópia, illetve az entrópiaáram jön számításba, de a végeredményekben a jellemző hő és hőáramok jelennek meg.

A hőmérséklet/entrópia-szemléletnél intenzív mennyiségként a megfelelő átlaghőmérsékleteknek van központi, szinte kizárólagos szerepe. Ezek időben állandó értékű inhomogenitásai tartják fenn az energiaátalakítás egyensúlyi folyamatát. Ugyanakkor az elméleti termodinamika szempontjából hiányosságnak tekinthető, hogy az energetikai vizsgálatokban intenzív jellemzőként csak a hőmérsékletet használja, a nyomást és a kémiai potenciált nem.

5. A hőszivattyú-rendszer dekompozíciója

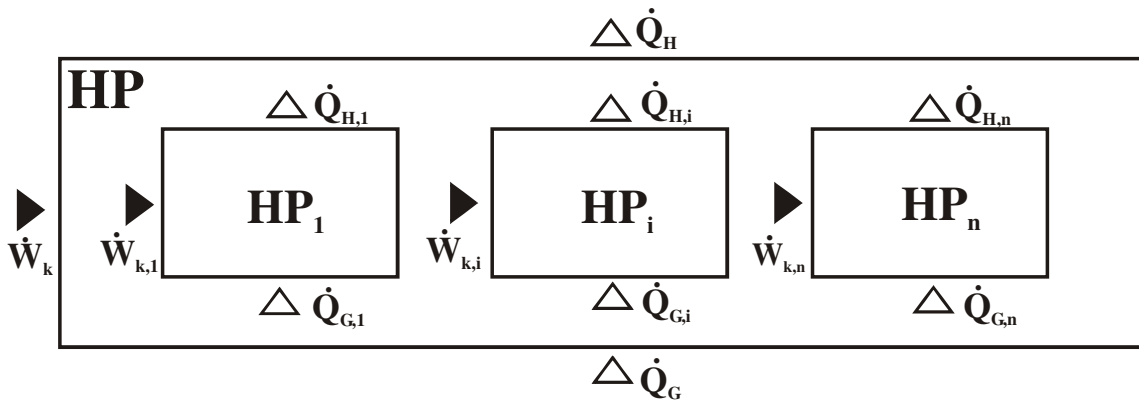
A földhő szekunder szállító közegének hőmérséklete a távhőszolgáltató rendszerben és a HEC hőcserélőben való lehűlést követően a környezeti hőmérséklettől függően a (40÷50) °C intervallumban változna. Hagyományos hőszolgáltató rendszerek közvetlen ellátásához tehát gyakorlatilag használhatatlan lenne. Ez esetben célszerű egy hőszivattyú segítségével a távhőszolgáltató rendszer közvetett táplálásához hasznos fűtőtéljesítményt generálni a szekunder földhőhordozó tömegáramából, mert az lényegesen alacsonyabb hőmérsékletű energiaforrások hasznosítását is lehetővé teszi. A mi konkrét esetünkben olyan hőmennyiség elvonása lenne célszerű a földhő szekunder szállító közegének tömegáramából, amely kb. 30 K-nel való lehűlését eredményezné. Ez a hő a gáz halmazállapotú munkaközeg sűrítéséhez szükséges munkával növekedve a fűtővíz tömegáramának lenne átadva. A fűtővíznek a távhőszolgáltató rendszer által megkövetelt hőmérsékletre való melegítése nem célszerű és általában nem is lehetséges. Ez okból szükség van annak a kisnyomású gőzturbina megcsapolásából származó gőzzel történő utánmelegítésére, ahogy ez az A és B alternatíváknál feltételezve van. Természetesen a magas hatékonyság elérése szempontjából a szekunder földhőhordozó ilyen mértékű, egy fokozatban történő lehűtése nem ésszerű. Az A és B változatoknál ideiglenesen kétfokozatú hőszivattyú-elrendezés volt feltételezve, de ez nem konkrét megoldási javaslat. A megfelelő fokozatszám megválasztásának kérdése komoly elemzés tárgyát kell hogy képezze.

A hőszivattyú állandósult munkafolyamatainak szimulációjára alkalmas matematikai modell megalkotásának szempontjából célszerű a *dekompozíció/kompozíció* elvet alkalmazni. A mi esetünkben ez a következő részfeladatok megoldását jelenti:

1. Az összetett hőszivattyú rendszer parciális hőszivattyúkra való első szintű és elementáris alrendszerekre való másodszintű dekompozíciója.
2. Egy tetszőleges parciális hőszivattyú matematikai modelljének, az ún. bázis-modellnek a kidolgozása a termodinamikai és hőközlési folyamatok alaptörvényeinek az elementáris alrendszerekre történő alkalmazásával (a kompozíció első szintje).
3. A hőszivattyú rendszer matematikai modelljének generálása rendszerstruktúrája és jellemzőinek formális leírása alapján a bázis-modell felhasználásával (a kompozíció második szintje).

5.1. A dekompozíció első szintje– parciális hőszivattyúk

A hőszivattyú optimális fokozatszámát a konkrét alkalmazástól függően kell meghatározni. Egyelőre tehát általánosságban n fokozatszámot feltételezünk. Emellett az összes fokozatnak önálló hőszivattyú jellege van, tehát úgynevezett parciális hőszivattyúnak tekinthető. A HP hőszivattyú HP_i ($i=1÷n$) parciális hőszivattyúkra való bontása tehát az összetett hőszivattyú-rendszer dekompozíciójának első természetes szintjeként fogható fel. Ennek elvét az 5.1. ábra szemlélteti.



5.1. ábra: Az összetett hőszivattyú-rendszer dekompozíciójának első szintje

A *HP* összetett hőszivattyú-rendszer teljesítmény-paraméterei az 5.1. ábrának megfelelő dekompozíciója alapján:

- fűtőteliesség:

$$\dot{Q}_H = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{H,i} \quad (5.1)$$

- hűtőteliesség:

$$\dot{Q}_G = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{G,i} \quad (5.2)$$

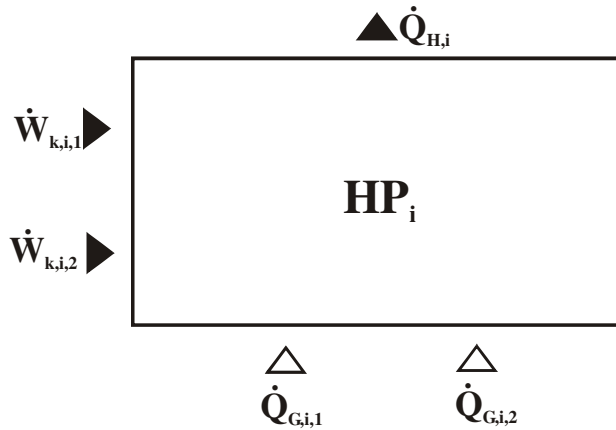
- a felvett mechanikai teljesítmény

$$\dot{W}_K = \sum_{i=1}^n \dot{W}_{K,i} \quad (5.3)$$

Az 5.1. ábrán szemléltetett dekompozíció a hagyományos parciális hőszivattyú értelmezésének felel meg, amely szerint körfolyamatának egyes részfolyamatai egy fokozatban mennek végbe, és ezért úgynevezett szimmetrikus modelltől beszélhetünk.

Konkrét gyakorlati alkalmazásoknál a fűtővíz hőmérsékletnövekedése a kondenzátorban, ill. a szekunder földhőhordozó hőmérsékletcsökkenése az elpárolgatóban nagyban különbözhet. Ilyen esetben megfontolandó az aszimmetrikus modell alkalmazása, amikor az elpárolgató (esetleg a lecsapódás) és a sűrítés két fokozatban, és a lecsapódás (vagy az elpárolgató) egy fokozatban megy végbe.

Az A és B alternatívákban a kapcsolt energiatermelésű kombinált hibrid gáz/gőzerőmű feltételezett paraméterei szerint a szekunder földhőhordozó hőmérsékletének változása nagyjából kétszeresen meghaladhatja a fűtővíz hőmérsékletváltozását. Ez tehát tipikusan olyan eset, amikor az aszimmetrikus modell alkalmazása indokolt lehet. Az 5.2 ábrának megfelelően az elpárolgató, sűrítés és fojtás két fokozatban, míg a lecsapódás egy fokozatban történik.



5.2. ábra: Az aszimmetrikus hőszivattyúmodell elve

Egy tetszőleges, i -edik parciális hőszivattyú hűtőtéljesítménye, ill. felvett mechanikai teljesítménye:

$$\dot{Q}_{G,i} = \dot{Q}_{G,i,1} + \dot{Q}_{G,i,2} \quad (5.4)$$

ill.

$$\dot{W}_{K,i} = \dot{W}_{K,i,1} + \dot{W}_{K,i,2} \quad (5.5)$$

Az aszimmetrikus hőszivattyú átmenetet képez az egy- és a kétfokozatú szimmetrikus elrendezés között. Alkalmazásának indokoltsága egyszerűsített összehasonlító műszaki-gazdaságossági elemzés segítségével volt vizsgálva. Ahhoz, hogy az összehasonlításnál figyelembe vett változatokat egyenértékűeknek lehessen tekinteni, minden esetben a fontosabb paraméterek azonos értékei lettek a számolásnál figyelembe véve:

- a földhő szekunder szállító közegének és a fűtővíznek azonos belépő és kilépő hőmérsékletei:

$$t_{G,i} = 42 \text{ °C}, t_{G,i+1} = 26 \text{ °C},$$

$$t_{H,i} = 62 \text{ °C}, t_{H,i+1} = 70 \text{ °C},$$

- a földhő szekunder szállító közegének tömegárama: $\dot{m}_G = 240 \text{ kg/s}$,
- az alkalmazott munkaközeg: R134a.

A számításnál továbbá feltételezzük, hogy az izentropikus kompresszió hatásfoka $\eta_{irr} = 0,85$, a mechanikai hatásfok $\eta_m = 0,98$ és a munkaközeg és a fűtővíz, ill. a munkaközeg és a szekunder földhőhordozó közötti hőmérsékletkülönbség 5 K.

A szekunder földhőhordozó lehűtéséhez szükséges $\dot{Q}_{G,i}$ hűtőtéljesítmény, valamint a CoolPack szoftver segítségével meghatározott $\dot{Q}_{H,i}$ fűtőtéljesítmény, a kompresszor hajtásához felvett $\dot{W}_{K,i}$ teljesítmény és a COP_i fűtőtényező értékei az 5.1. táblázatban találhatóak.

Ha feltételezzük hogy az elpárolgató, kondenzátor és kompresszor fajlagos beruházási költségei azonosak, az egyes változatok beruházási költségei is megközelítőleg azonosak lesznek. Ezzel szemben két szimmetrikus parciális hőszivattyúnak egy aszimmetrikus hőszivattyú helyetti alkalmazása esetén nagy a valószínűsége annak, hogy – tekintettel a kisebb teljesítményparaméterekre – sorozatban gyártott elpárolgatókat, kondenzátorokat és kompresszorokat lehetne használni. Ez esetben a fajlagos beruházási költségek alacsonyabbak lennének, tehát a teljes beruházási költség szempontjából ez a változat lenne a legelőnyösebb.

5.1. táblázat: Az összehasonlított parciális hőszivattyúmodellek jellemző paraméterei

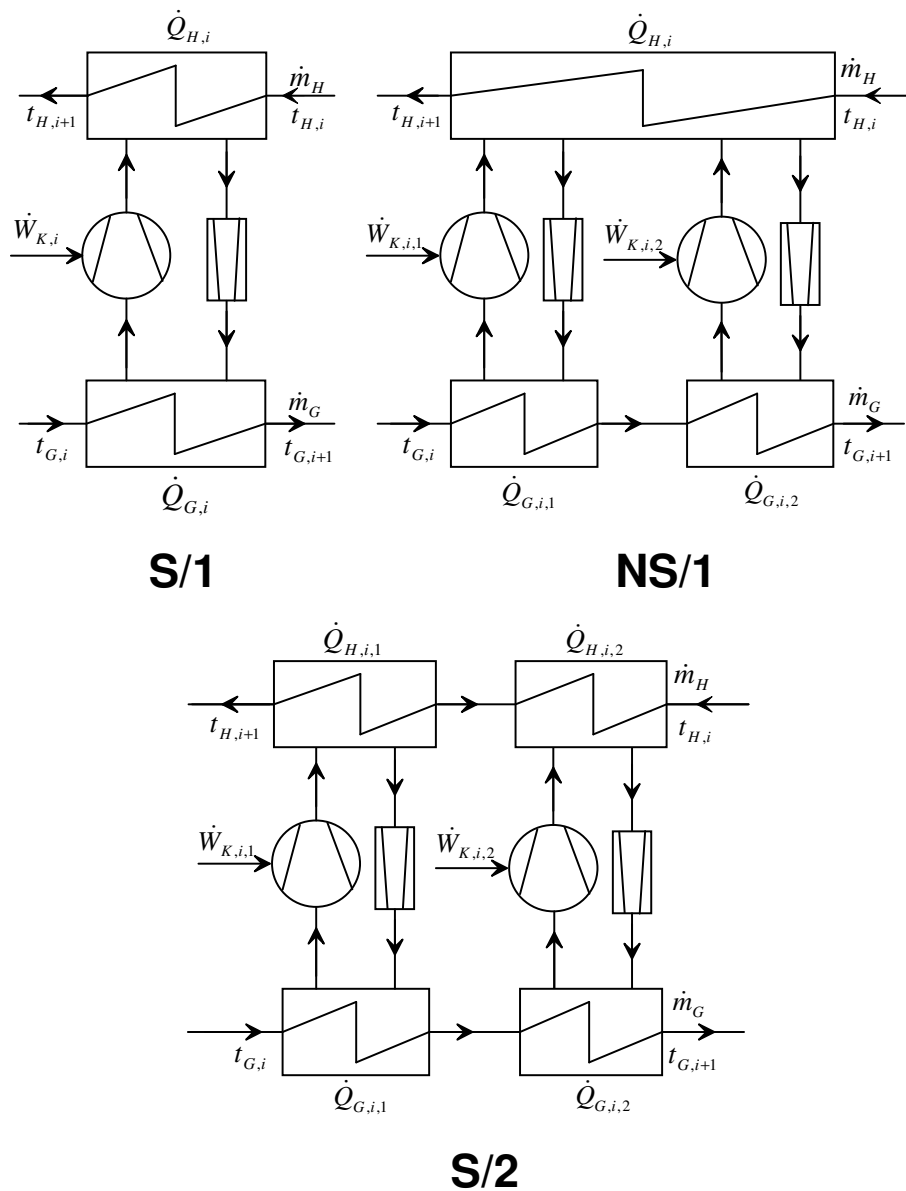
Modell	$\dot{Q}_{G,i}$ [MW]	$\dot{Q}_{H,i}$ [MW]	$\dot{W}_{K,i}$ [MW]	COP_i [-]
S/1	16,1	21,7	5,6	3,8
NS/1	16,1	21,1	5,1	4,2
S/2	16,1	20,8	4,7	4,4

Az összehasonlított parciális hőszivattyú-modellek tehát a kompresszor által fogyasztott $E_{K,i}$ villamos energia és a távhőszolgáltató rendszernek leadott $Q_{H,i}$ fűtési energia szerint ítéltetők meg. Az egyes parciális hőszivattyú-változatok struktúrái az 5.3 ábrán vannak szemléltetve. Évi 6000 óra üzemeltetési időt feltételezve a fogyasztott és szolgáltatott energiamennyiségek az 5.2. táblázatban vannak összefoglalva.

Az összehasonlítás azt az ismert tényt bizonyítja, hogy az egyfokozatú szimmetrikus és az egyfokozatú aszimmetrikus modell, ill. az egyfokozatú aszimmetrikus és a kétfokozatú szimmetrikus modell közötti átmenetnél a COP fűtőtényező növekedése az energiafogyasztás csökkenését eredményezi. Hasonló mértékben csökken viszont a távhőszolgáltató rendszernek leadott hőmennyiség. Ez azt jelenti, hogy a bevétel és kiadás alapján végzett gazdasági értékelés eredményeinek abban az esetben lenne meghatározó jelentősége, ha a villamos energia és a hőenergia árai nagyobb mértékben különböznenek, mint amilyenekkel a kassai hőerőmű jelen pillanatban számol.

Mivel a hőszivattyú rendszernek a szekunder földhőhordozó feltételezett 240 kg/s-os tömegáramát kb. 30 K-nel kellene lehűtenie, a parciális hőszivattyúkra történő első szintű dekompozíció elkerülhetetlen feltételnek tűnik, de a beruházási költségek szempontjából is előnyös lehet. Csupán a parciális hőszivattyúk jellege és száma a kérdéses. Esetünkben – a rosszabb szabályozhatóság szempontjából legalábbis, de valószínűleg a rendkívül nagy teljesítményű kondenzátor alkalmazásának szüksége miatt is – az aszimmetrikus modell megvalósítása nem lenne indokolt. Ésszerűbbnek tűnik azt két szimmetrikus elrendezésű parciális hőszivattyúval helyettesíteni. Az első szintű dekompozíció kulcsproblémája így a szimmetrikus parciális hőszivattyúk legmegfelelőbb számának meghatározása. Univerzális megoldás erre természetesen nem létezik, ugyanis az minden esetben a konkrét alkalmazási feltételektől függ. Ezek a kassai fűtőerőműre tervezett projekt esetében egyelőre nem eléggé áttekinthetőek.

Az exergiaanalízisnek köszönhetően értékes információt kaphatunk a parciális hőszivattyúk számának a teljes rendszer termodinamikai tökéletességére gyakorolt hatásáról. Ezek általánosíthatók és később konkrét paraméterek ismeretében a döntéshozatalkor felhasználhatók.



5.3 ábra: A parciális hőszivattyú vizsgált változatai

5.2 táblázat: Az összehasonlított hőszivattyúmodellek által évente fogyasztott és szolgáltatott energia értékei

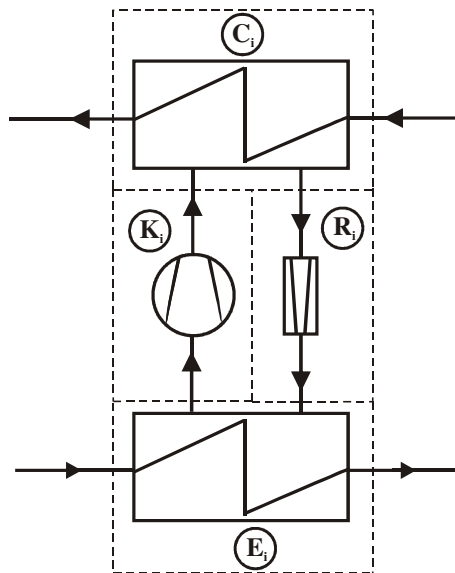
Modell	$E_{K,i}$ [GWh]	$Q_{H,i}$ [TJ]
S/1	33,9	468,2
NS/1	30,4	456,0
S/2	28,2	448,3

5.2. A dekompozíció második szintje – belső alrendszerek

A termodinamikai felfogás értelmében a hőszivattyúzás olyan speciális munkaközeg felhasználása által megy végbe, amely lehetővé teszi a szükséges nem ismétlődő részfolyamatok zárt ciklusban történő megvalósítását. A munkaközeg állapotváltozásaira az elpárologtatóban, a kompresszorban, a kondenzátorban és a fojtószelepből kerül sor. A dekompozíció első szintjének eredményeképpen nyert összes parciális hőszivattyút tehát ezekre az elementáris alrendszerekre bontható, ahogyan ez pl. a [12], [13] munkák alapján is nyilvánvaló. Egy tetszőleges i -edik HP_i parciális hőszivattyút az 5.4. ábrának megfelelően tehát az alábbi elementáris alrendszerekre bonthatunk:

- E_i alrendszer - elpárologtató
- K_i alrendszer - kompresszor
- C_i alrendszer - kondenzátor
- R_i alrendszer – fojtószelep

A munka céljai szempontjából ezen alrendszerek további dekompozíciója nem indokolt, ezért ezt a szintet véglegesnek tekintjük.



5.4 ábra: A parciális hőszivattyú alrendszerekre bontásának elve

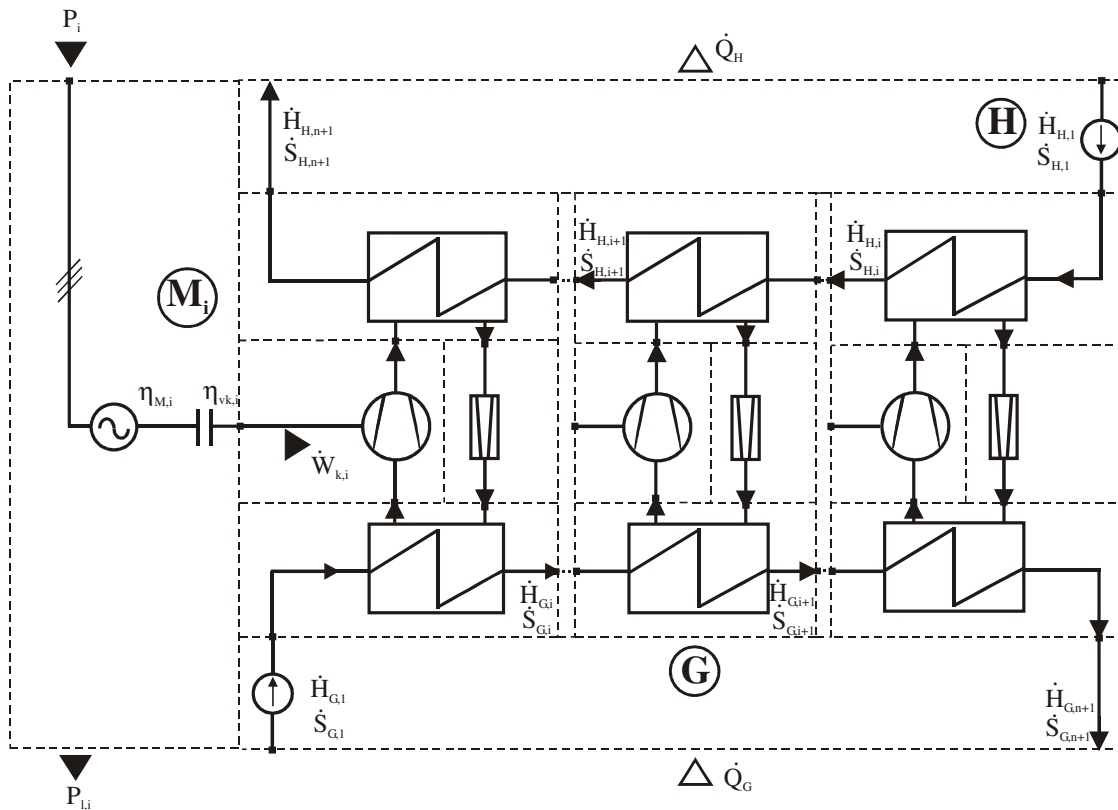
5.3. A hőszivattyú külső alrendszerei

A HP hőszivattyú a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű struktúrájába lenne integrálva, ezért értelemszerűen együtt kell vele működnie. Ez az együttműködés a fűtő- és hűtőtéljesítmény generálásában és a mechanikai teljesítmény felvétele által valósul meg. Az ezeket a szerepeket betöltő alrendszerek a belső alrendszerekhez hasonló szinten vannak. A fűtő- és hűtőtéljesítmény leadása viszont a hőszivattyú egészét, nemcsak annak parciális hőszivattyúit érinti. Ugyanez érvényes a kompresszorok hajtásához szükséges mechanikus teljesítményre is, feltéve ha ezek

egy közös tengelyen vannak elhelyezve, függetlenül attól, hogy a turbinákkal együtt, vagy külön. A szabályozhatóságra támasztott magas követelmények miatt a kompresszorok elkülönült meghajtását tartom előnyösebbnek. Ez esetben a mechanikai teljesítmény felvételének alrendszere a parciális hőszivattyúk alrendszerei közé sorolható. Ellenben, tekintettel arra, hogy olyan energiaátalakítás játszódik le benne, amely nem része a hőszivattyú körfolyamatának, célszerűbb azt a belső alrendszerektől elkülöníteni.

A hőszivattyú rendszer elementáris alrendszerekre történő végleges bontása az 5.5. ábrán van szemléltetve, ahol

- H az eredő fűtőteliesség leadását megvalósító külső alrendszer,
- G az eredő hűtőteliesség leadását megvalósító külső alrendszer,
- M_i az i -edik parciális hőszivattyú működtetéséhez szükséges mechanikai teljesítmény felvételét megvalósító külső alrendszer.



5.5 ábra: A hőszivattyú rendszer elementáris alrendszerekre való végleges bontásának elve

Az E_i , K_i , C_i és R_i belső alrendszerek, ahogy ez már nyilvánvaló, az i -edik HP_i parciális hőszivattyút képezik.

6. A hőszivattyú exergiaanalízise

Az exergiaanalízis segítségével az energiaátalakulási folyamatok termodinamikai tökéletességéről, és főleg az irreverzibilitás okozta minőségi veszteségek mértékéről szerezhetünk értékes információkat. Ezek az információk a hőszivattyú elrendezésének ill. paramétereinek optimalizációjára használhatók fel.

Minőségi veszteségek a hőszivattyú összes alrendszerében keletkeznek. Az elpárologtatóban ill. kondenzátorban (E_i és C_i alrendszer) ezek véges hőmérséklet melletti hőcsere, míg a kompresszorban ill. fojtószelepleben (K_i és R_i alrendszer) az irreverzibilis súrlódás következtében keletkeznek. Mivel az exergiaszükséglet relatív értékei az egyes hőszivattyú-elrendezéseknél fontosabbak, mint azok abszolút értékei, az exergiaanalízis eredményei annak ellenére elősegítik a helyes elrendezésről hozott döntést, hogy mindeddig nincs elegendő információ az adott hőszivattyú paramétereiről. Ezért indokolt foglalkozni ezzel a problémával, annak ellenére, hogy a teljesítmény- és energiamérlegben az entrópia/hőmérséklet szemlélet lesz alkalmazva.

6.1. A tömegáram és a hőáram exergiája és anergiája

A tömegáram exergiája (exergiaáram) az

$$\dot{E} = \dot{m}(h - T_e s) \quad (6.1)$$

összefüggéssel van definiálva,

ahol \dot{m} - az anyag tömegárama,

h - az anyag fajlagos entalpiája,

T_e - a környezet termodinamikai hőmérséklete,

s - az anyag fajlagos entrópiája.

Ha ismerjük a \dot{Q}_A hőáramot T változó hőmérsékletnél, akkor a hőáram exergiáját a következő kifejezésből kapjuk:

$$\dot{E}^Q = \int_A \left(\frac{T - T_e}{T} \right) \dot{Q}_A \quad (6.2)$$

ahol A a hőközlési felület, és a $\frac{T - T_e}{T} = \eta_C$ a Carnot hatásfokot fejezi ki.

A (6.2) kifejezést célszerű

$$\dot{E}^Q = \dot{Q}_A - \dot{A}^Q, \quad (6.3)$$

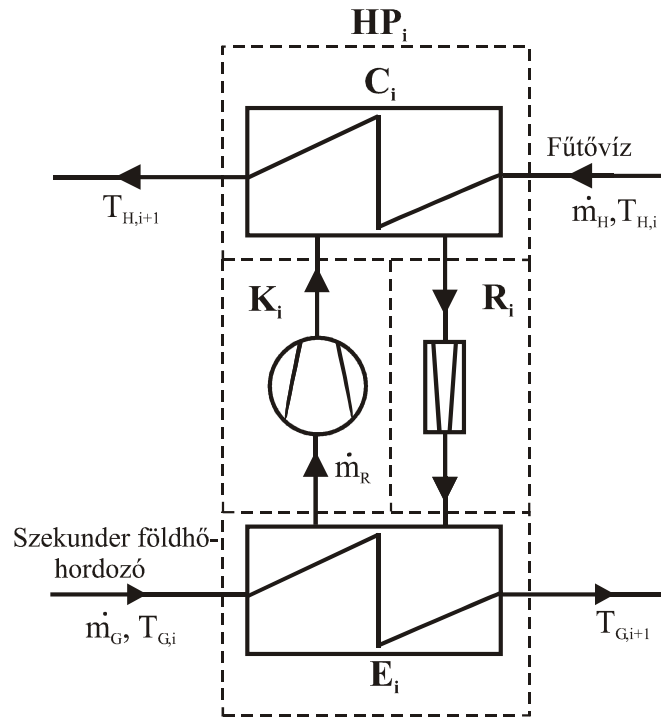
formában kifejezni, ahol \dot{A}^Q a hőáram anergiája és a

$$\dot{A}^Q = \int_A \frac{T_e}{T} \dot{Q}_A dA \quad (6.4)$$

kifejezés által határozható meg.

6.2. Az alrendszerek exergiaanalízise

Az exergiaanalízis lehetővé teszi megtalálni azokat az alrendszereket, amelyekben a legnagyobbak a minőségi veszteségek. Az analízis elve szimmetrikus elrendezésű egyfokozatú hőszivattyún (szimmetrikus HP_i parciális hőszivattyú) lesz bemutatva. A szimmetrikus elrendezésű HP_i parciális hőszivattyú elvi sémája 6.1. ábrán látható.



6.1 ábra: Egyfokozatú szimmetrikus elrendezésű hőszivattyú elvi sémája

Ebben a hőszivattyúban a szekunder földhőhordozó \dot{m}_G tömegárama egy fokozatban $T_{G,i}$ hőmérsékletéről $T_{G,i+1}$ hőmérsékletre hűl le, míg a fűtővíz \dot{m}_H tömegárama egy fokozatban $T_{H,i}$ hőmérsékletéről $T_{H,i+1}$ hőmérsékletre melegszik fel. A hőszivattyú hűtő- és fűtőhatásának megvalósításához \dot{m}_R tömegáramú munkaközeg használódik fel.

A hőszivattyú egyes alrendszereinek elemzéséhez szükséges meghatározni a munkaközeg fajlagos entalpiáját és entrópiáját a munkakörfolyamat jellemző pontjaiban.

Egy tetszőleges i -edik alrendszer exergiamérlegének általános formája:

$$\sum_j \dot{E}_{in,i,j} - \sum_k \dot{E}_{out,i,k} = \dot{I}_i, \quad (6.5)$$

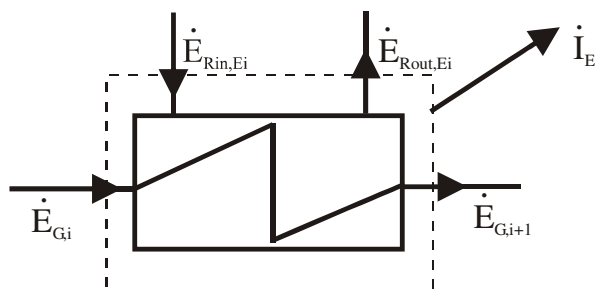
ahol $\sum_j \dot{E}_{in,i,j}$ j mennyiségű i -edik alrendszerbe belépő exergiaáramok összegét, $\sum_k \dot{E}_{out,i,k}$ k mennyiségű i -edik alrendszerből kilépő exergiaáramok összegét és \dot{I}_i az i -edik alrendszerben végbemenő irreverzibilis folyamatok okozta exergiavesztést fejezi ki.

1. megjegyzés: Az exergiaanalízisben az R alsó index munkaközeget, a G szekunder földhőhordozót és a H fűtővizet jelöl.

2. megjegyzés: Az exergiaanalízisben az egyes alrendszereket hőközlés szempontjából a környezettől tökéletesen elszigeteltnek tekintjük.

6.2.1. E_i alrendszer –elpárolgató

Az E_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal a 6.2. ábrán látható.



6.2 ábra: E_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal

A (6.5) kifejezés felhasználásával az elpárolgató exergiamérlege

$$\dot{E}_{G,i} + \dot{E}_{RinEi} - \dot{E}_{G,i+1} - \dot{E}_{RoutEi} = \dot{I}_{Ei}, \quad (6.6)$$

ahol \dot{I}_{Ei} a szekunder földhőhordozó és a munkaközeg közötti irreverzibilis hőcsere okozta exergiavesztés.

Külön kifejezhető az elpárolgatóban lejátszódó hőcsereben résztvevő két tömegáram exergiavesztése. Ebben az esetben a hőáram exergiájának kifejezése szükséges. A (6.2) kifejezés felhasználásával az elpárolgatóban lejátszódó hőcsérével kapcsolatos hőáram exergiája

$$\dot{E}^{Q_{G,i}} = \dot{m}_G c_{pG} \left[(T_{G,i+1} - T_{G,i}) - T_e \ln \frac{T_{G,i+1}}{T_{G,i}} \right] = \dot{Q}_{G,i} - \dot{A}^{Q_{G,i}}, \quad (6.7)$$

ahol c_{pG} a szekunder földhőhordozó fajlagos hőkapacitása állandó nyomás mellett, és konstansnak tekintjük,

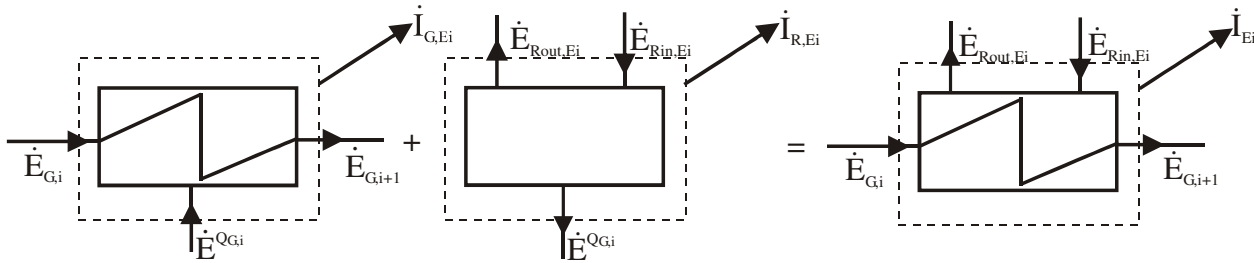
$T_{G,i}$ a szekunder földhőhordozó termodinamikai hőmérséklete az elpárolgató bemenetén,

$T_{G,i+1}$ a szekunder földhőhordozó termodinamikai hőmérséklete az elpárolgató kimenetén.

A (6.7) kifejezésben $\dot{m}_G c_{pG} (T_{G,i+1} - T_{G,i}) = \dot{Q}_{G,i}$ a HP_i parciális hőszivattyú hűtőtéljesítménye és $\dot{m}_G c_{pG} T_e \ln \frac{T_{G,i+1}}{T_{G,i}} = \dot{A}^{Q_{G,i}}$ a hűtőtéljesítmény anergiája.

Mivel a szekunder földhőhordozó hőmérséklete az elpárologtatóban csökken, ezért $T_{G,i} > T_{G,i+1}$. Amennyiben a környezeti hőmérséklet magasabb mint a szekunder földhőhordozó termodinamikai átlaghőmérséklete, tehát érvényes a $T_e > \frac{T_{G,i+1} - T_{G,i}}{\ln \frac{T_{G,i+1}}{T_{G,i}}} = \bar{T}_{G,i}$ egyenlőtlenség, akkor $\dot{E}^{Q_{G,i}} > 0$. Ellenkező esetben, ha $T_e < \bar{T}_{G,i}$,

akkor $\dot{E}^{Q_{G,i}} < 0$ (a termodinamikai átlaghőmérséklet fogalma a 7. fejezetben van részletesebben tárgyalva). Ez a hőáram-exergia a munkaközegtől van elvonva és a szekunder földhőhordozónak van leadva. Az elpárologtató alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal a két hőt cserélő anyag exergiaáramainak szuperpozíciója. Az elv a 6.3. ábrán látható.



6.3. ábra: A szuperpozíció elve a hőcsere exergiamérlegének meghatározásánál

Az exergiamérleg a következő formában fejezhető ki:

- a szekunder földhőhordozóra $\dot{E}_{G,i} + \dot{E}^{Q_{G,i}} - \dot{E}_{G,i+1} = \dot{I}_{G,Ei}$, (6.8)

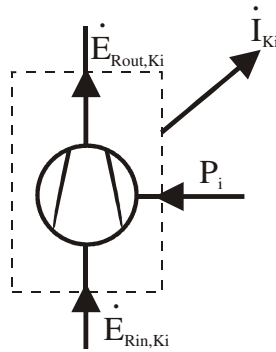
- a munkaközegre $\dot{E}_{Rin,Ei} - \dot{E}^{Q_{G,i}} - \dot{E}_{Rout,Ei} = \dot{I}_{R,Ei}$. (6.9)

Ahogy már ismert, az exergiaveszteséget a szekunder földhőhordozó és a munkaközeg exergiavesztesége alkotja

$$\dot{I}_{Ei} = \dot{I}_{G,Ei} + \dot{I}_{R,Ei}. \quad (6.10)$$

6.2.2. K_i alrendszer – kompresszor

Az alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramaival a 6.4. ábrán van szemléltetve.



6.4 ábra: A K_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramaival

A kompresszor exergiamérlege az alábbi egyenlettel fejezhető ki:

$$\dot{E}_{Rin,Ki} + P_i - \dot{E}_{Rout,Ki} = \dot{I}_{Ki}, \quad (6.11)$$

ahol P_i a kompresszor hajtásához szükséges villamos teljesítmény, és a következő összefüggés által lehet meghatározni:

$$P_i = \frac{\dot{m}_R w_{is}}{\eta_{irr} \eta_m \eta_e} \quad (6.12)$$

ahol \dot{m}_R a HP_i parciális hőszivattyú munkaközegének tömegárama,

w_{is} a fajlagos izentropikus kompressziós munka,

η_{irr} a kompresszió izentropikus hatásfoka,

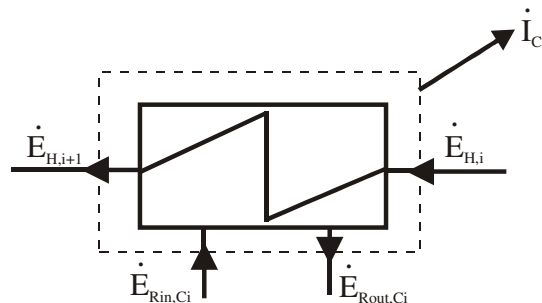
η_m a kompresszor mechanikai hatásfoka,

η_e a villanymotor hatásfoka,

\dot{I}_{Ki} a kompresszor exergiavesztése, amely a sűrítés nem izentropikus jellegét, a belső mechanikus veszteségeket és a kompresszor és villanymotor közötti külső veszteségeket foglalja magába.

6.2.3. C_i alrendszer – kondenzátor

A C_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal a 6.5. ábrán látható.



6.5. ábra: A C_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal

A kondenzátor alrendszer exergiamérlege

$$\dot{E}_{H,i} + \dot{E}_{Rin,Ci} - \dot{E}_{H,i+1} - \dot{E}_{Rout,Ci} = \dot{I}_{Ci}, \quad (6.13)$$

ahol \dot{I}_{Ci} a munkaközeg és fűtővíz közötti hőcsere irreverzibilitása által okozott exergiavesztés.

Mivel a kondenzátorban – éppúgy, mint az elpárolgatóban – két anyag közötti hőcsere játszódik le, a kondenzátor exergiavesztése a fűtővíz és a munkaközeg exergiavesztésének összege,

$$\dot{I}_{Ci} = \dot{I}_{H,Ci} + \dot{I}_{R,Ci}, \quad (6.14)$$

$$\text{ahol } \dot{I}_{H,Ci} = \dot{E}_{H,i} - \dot{E}_{H,i+1} + \dot{E}^{Q_{H,i}}, \quad (6.15)$$

$$\dot{I}_{R,Ci} = \dot{E}_{Rin,Ci} - \dot{E}_{Rout,Ci} - \dot{E}^{Q_{H,i}}, \quad (6.16)$$

$$\dot{E}^{Q_{H,i}} = \dot{m}_H c_{pH} \left[(T_{H,i+1} - T_{H,i}) - T_e \ln \frac{T_{H,i+1}}{T_{H,i}} \right] = \dot{Q}_{H,i} - \dot{A}^{Q_{H,i}} \quad (6.17)$$

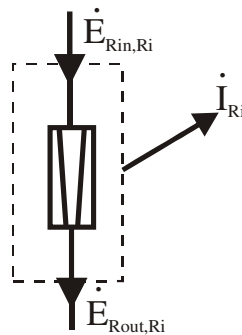
A (6.17) kifejezésben $\dot{m}_H c_{pH} (T_{H,i+1} - T_{H,i}) = \dot{Q}_{H,i}$ a HP_i parciális hőszivattyú fűtőtéljesítménye és $\dot{m}_H c_{pH} T_e \ln \frac{T_{H,i+1}}{T_{H,i}} = \dot{A}^{Q_{H,i}}$ a fűtőtéljesítmény anergiája.

A fűtővíz hőmérséklete a kondenzátorban növekszik, $T_{H,i+1} > T_{H,i}$, ami azt jelenti, hogy $\dot{Q}_{H,i} > 0$ és $\dot{A}^{Q_{H,i}} > 0$. A környezeti hőmérséklet értelemszerűen alacsonyabb a fűtővíz termodinamikai átlaghőmérsékleténél, tehát

érvényes a $T_e < \frac{T_{H,i+1} - T_{H,i}}{\ln \frac{T_{H,i+1}}{T_{H,i}}} = \bar{T}_{H,i}$ egyenlőtlenség, és ebből következik hogy $\dot{E}^{Q_{H,i}} > 0$.

6.2.4. R_i alrendszer – fojtószelep

Az R_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal a 6.6. ábrán látható.



6.6 ábra: Az R_i alrendszer a belépő és kilépő exergiaáramokkal

A fojtószelep exergiamérlege

$$\dot{E}_{Rin,Ri} - \dot{E}_{Rout,Ri} = \dot{I}_{Ri}, \quad (6.18)$$

ahol \dot{I}_{Ri} a teljes mértékben disszipatív izentalpikus nyomáscsökkenés következtében keletkező exergiaveszteség.

6.3. A HP_i parciális hőszivattyú exergiamérlege

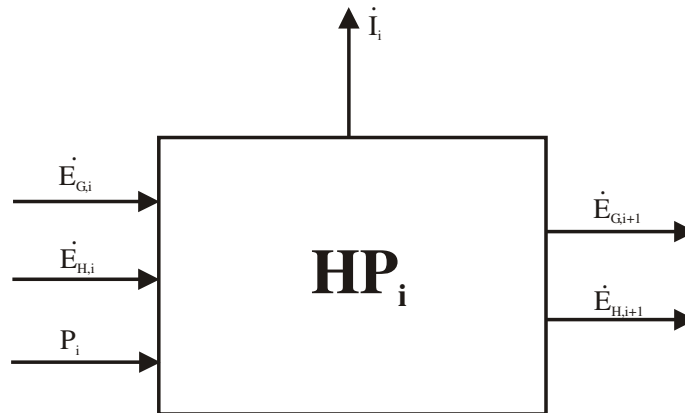
A HP_i parciális hőszivattyú eredő exergiavesztesége az egyes alrendszerek exergiaveszteségeinek összege,

$$\dot{I}_i = \dot{I}_{Ei} + \dot{I}_{Ki} + \dot{I}_{Ci} + \dot{I}_{Ri}. \quad (6.19)$$

Ha a (6.19) összefüggésben felhasználjuk az egyes alrendszerek exergiaveszteségeire kapott kifejezéseket, a következő egyenletet kapjuk:

$$\dot{I}_i = \dot{E}_{G,i} + \dot{E}_{H,i} - \dot{E}_{G,i+1} - \dot{E}_{H,i+1} + P_i. \quad (6.20)$$

A HP_i parciális hőszivattyú a belépő és kilépő exergiaáramokkal a 6.7. ábrán van szemléltetve.



6.7. ábra: A HP_i parciális hőszivattyú belépő és kilépő exergiaáramokkal

A (6.20) összefüggés

$$\sum_j \dot{E}_{in,j} - \sum_i \dot{I}_i = \sum_k \dot{E}_{out,k} \quad (6.21)$$

formába rendezését követően a HP_i parciális hőszivattyú exergiamérlegének grafikus ábrázolásához alkalmas egyenletet kapunk,

$$\dot{E}_{G,i} + \dot{E}_{H,i} + P_i - \dot{I}_i = \dot{E}_{H,i+1} + \dot{E}_{G,i+1}, \quad (6.22)$$

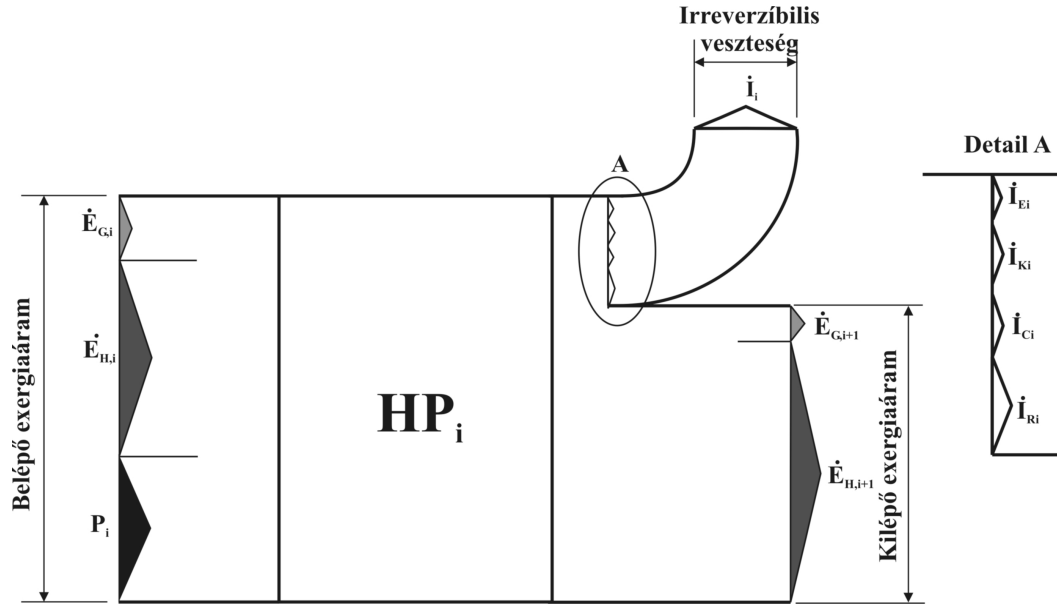
ahol $\dot{E}_{G,i} + \dot{E}_{H,i} + P_i = \sum_j \dot{E}_{in,j}$ a HP_i parciális hőszivattyú belépő exergiaáramainak összege, és $\dot{E}_{H,i+1} + \dot{E}_{G,i+1} = \sum_k \dot{E}_{out,k}$ a parciális hőszivattyú kilépő exergiaáramainak összege.

A HP_i parciális hőszivattyú exergiamérlegének grafikus ábrázolása (Grassmann diagram) a 6.8. ábrán látható.

A fűtővíz exergiaárama hőmérsékletének növekedése közben nő, tehát $\Delta \dot{E}_{H,i} = \dot{E}_{H,i+1} - \dot{E}_{H,i} > 0$, míg a szekunder földhőhordozó exergiaáramának változása negatív, mivel hőmérséklete csökken, $\Delta \dot{E}_{G,i} = \dot{E}_{G,i+1} - \dot{E}_{G,i} < 0$.

Általánosságban az exergiahatások a [19] alapján az alábbi összefüggés által határozható meg:

$$\psi = \frac{\sum_k \dot{E}_{out,k}}{\sum_j \dot{E}_{in,j}}, \quad (6.23)$$



6.8. ábra: A HP_i parciális hőszivattyú exergiamérlege

vagy a (6.21) alkalmazásával

$$\psi = 1 - \frac{\sum_i \dot{I}_i}{\sum_j \dot{E}_{in,j}} \quad (6.24)$$

Akkor a HP_i hőszivattyú exergiahatásfoka a (6.23) kifejezést figyelembe véve

$$\psi_{HP_i} = \frac{\dot{E}_{H,i+1} + \dot{E}_{G,i+1}}{\dot{E}_{G,i} + P_i + \dot{E}_{H,i}} \quad (6.25)$$

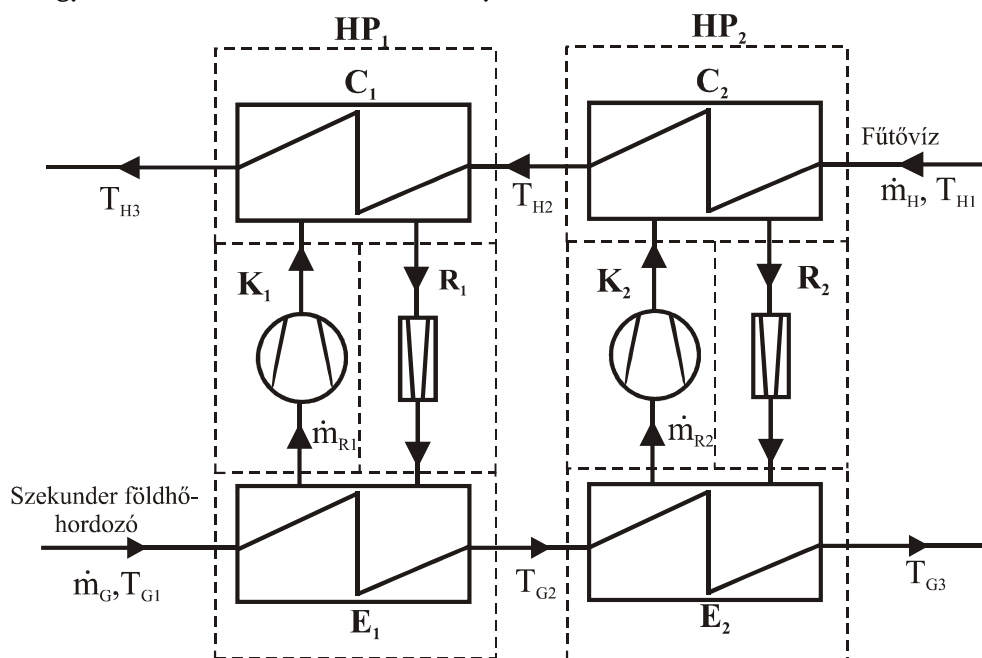
Ezek a kifejezések a különböző hőszivattyú-elrendezéseknél egyaránt használhatók.

6.4. Hőszivattyú-változatok összehasonlítása exergiahatásfok szempontjából

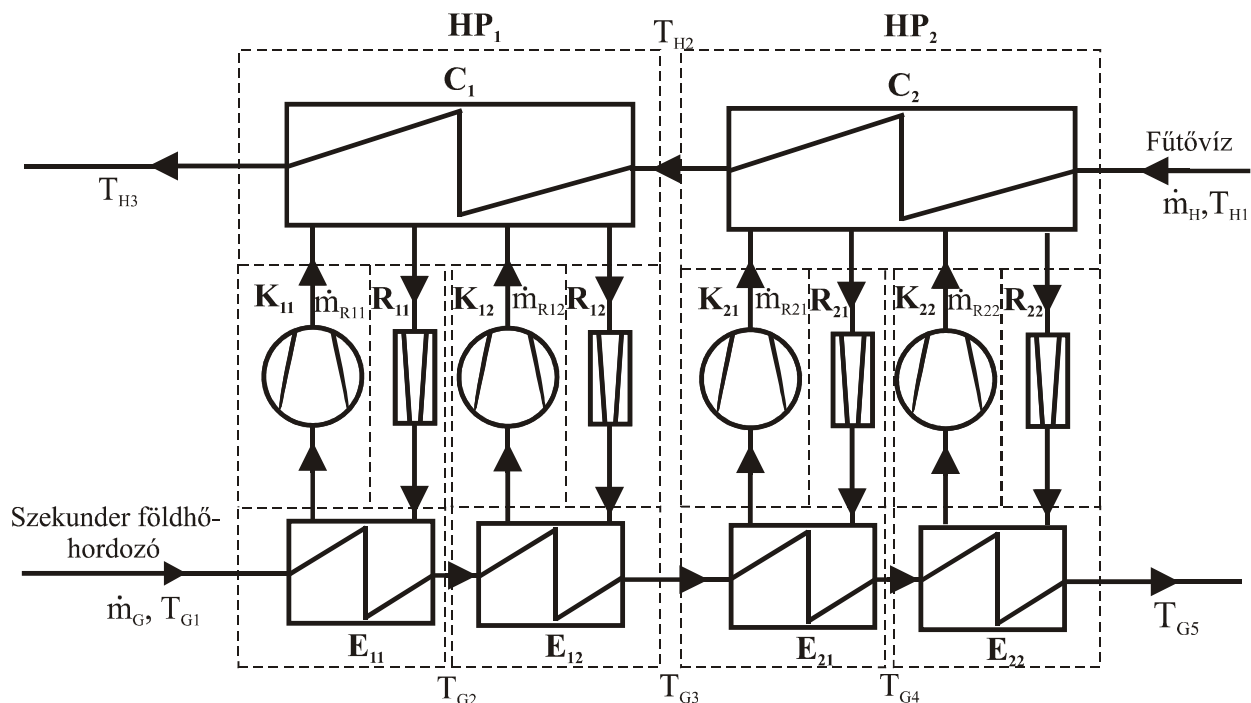
Ebben az elemzésben öt hőszivattyú-változat lesz összehasonlítva. Ezekben az $\dot{m}_G = 240 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ tömegáramú szekunder földhőhordozó egyaránt 315,15 K-ről (42 °C) 283,15 K-re (10 °C) hűl le, és a fűtővíz 328,15 K-ről (55 °C) 345,15 K-re (72 °C) melegszik fel. Ezek az értékek a téli üzemmódnak felelnek meg. A Kassai katlan éghajlatát figyelembe véve a környezeti hőmérséklet középértéke $T_e = 278,15 \text{ K}$ ($t_e = 5 \text{ °C}$) lehet. A fűtővíz \dot{m}_H tömegárama a hőszivattyú fűtőtéljesítményétől függ. Az egyes változatokban egyaránt R134a munkaközeg alkalmazását feltételezzük, és a nyomásvesztéseket elhanyagoljuk. A hűtőkör egyfokozatú, a kondenzátorból kilépő cseppfolyós halmazállapotú munkaközeg túlmelegedését és a gáz halmazállapotú munkaközeg kompresszorba beszívásánál történő túlmelegedést elhanyagoljuk. A víz és a munkaközeg közötti hőmérsékletkülönbséget a kondenzátorban és az elpárologatóban egyaránt 5 K-nak feltételezzük. A sűrítés nem izentropikus, a kompresszió izentropikus hatásfoka $\eta_{irr} = 0,85$. A kompresszor mechanikai hatásfoka és az villanymotor hatásfoka $\eta_m = \eta_e = 0,98$. Az egyes alrendszerek hővesztéseit a K_i alrendszer kivételével elhanyagoljuk.

Az elemzésnek a következő hőszivattyú-változatok lettek alávetve:

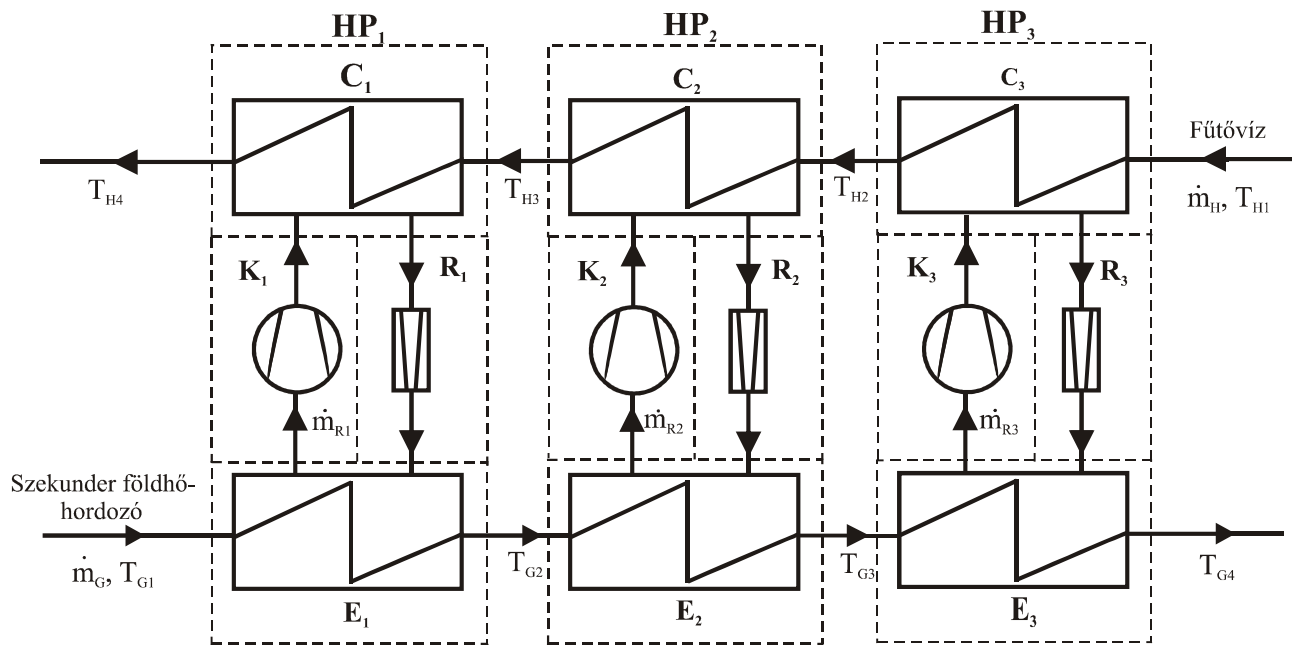
- egyfokozatú szimmetrikus hőszivattyú (6.1. ábra),
- kétfokozatú szimmetrikus hőszivattyú (6.9. ábra),
- kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyú (6.10. ábra),
- háromfokozatú szimmetrikus hőszivattyú (6.11. ábra),
- négyfokozatú szimmetrikus hőszivattyú (6.12. ábra).



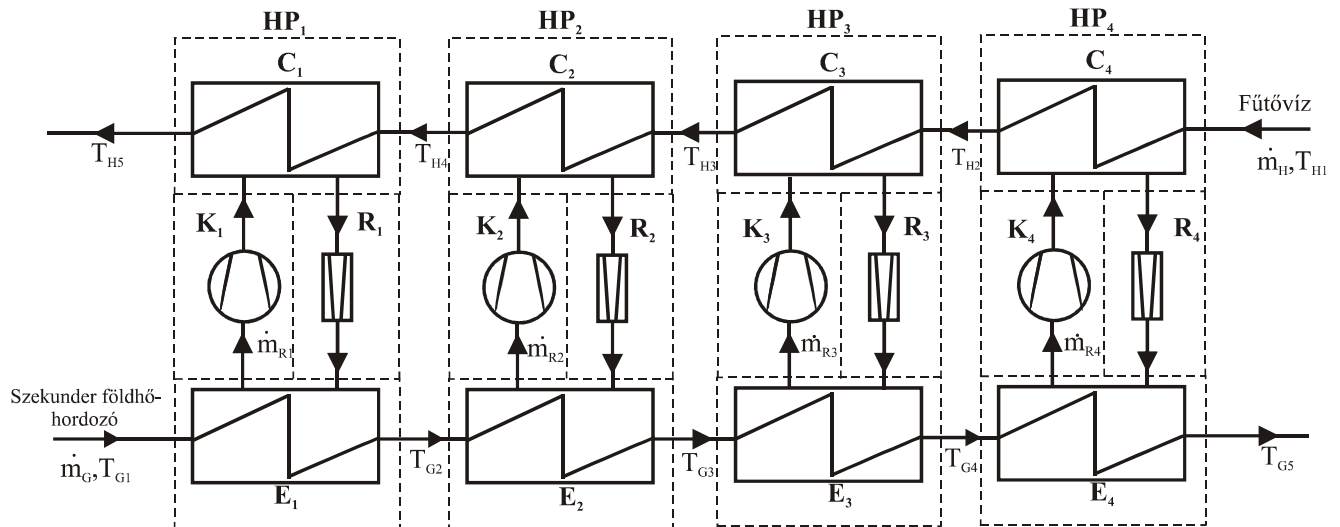
6.9. ábra: Kétfokozatú szimmetrikus hőszivattyú elvi sémája



6.10. ábra: Kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyú elvi sémája



6.11. ábra: Háromfokozatú szimmetrikus hőszivattyú elvi sémája



6.12. ábra: Négyfokozatú szimmetrikus hőszivattyú elvi sémája

A [19] irodalmi forrásban bevezetett exergiahatásfokon kívül hőszivattyú-változatok exergiahatékonyságának összehasonlítása érdekében célszerű egy további exergiahatékonysági mutató, a fajlagos exergiavesztés bevezetése, amit az eredő exergiavesztésnek a fűtőteljesítmény exergijára vonatkoztatott értékeként javaslok meghatározni:

$$\alpha = \frac{\dot{I}}{\dot{E}^{Q_H}} \quad (6.26)$$

Egy tetszőleges i -edik alrendszer relatív exergiavesztése

$$\varpi_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}}, \quad (6.27)$$

ahol \dot{I}_i az i -edik alrendszer exergiavesztése.

Az egyes hőszivattyú-változatok elemzésének eredményeit a 6.1.-6.5. táblázatban foglaltam össze.

6.1. táblázat: Az egyfokozatú szimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei

	E_i elpárolgató	K_i kompresszor	C_i kondenzátor	R_i Fojtószelep
Az alrendszer exergiavesztése (MW)	2,29	2,76	1,59	5,24
Eredő exergiavesztés (MW)	11,91			
Relatív exergiavesztés (-)	0,192	0,232	0,134	0,440
Szükséges villamos teljesítmény (MW)	18,23			
Exergiahatásfok (-)	0,64			
A fűtőteljesítmény exergija (MW)	8,56			
Fajlagos exergiavesztés (-)	1,39			

6.2. táblázat: A kétfokozatú szimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei

	HP ₁				HP ₂			
	E ₁ elpárolgató	K ₁ kompresszor	C ₁ kondenz.	R ₁ fojt.sz.	E ₂ elpárolgató	K ₂ kompresszor	C ₂ kondenz.	R ₂ fojt.sz.
Az alrendszer exergiveszt. (MW)	0,639	0,904	0,454	1,460	0,713	1,102	0,515	1,773
Eredő exergiveszteség (MW)	7,59							
A hőszivattyú fokozatainak exergivesztesége (MW)	3,46				4,10			
Relatív exergiveszteség (-)	0,085	0,12	0,06	0,193	0,094	0,146	0,068	0,235
Szükséges vill. teljesítmény (MW)	5,93				7,12			
Exergiahatásfok (-)	0,71							
A fűtőteliesség exergiája (MW)	7,70							
Fajlagos exergiveszteség (-)	0,98							

6.3. táblázat: A kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei

	HP ₁							HP ₂						
	E ₁₁ elpár.	K ₁₁ kompr.	R ₁₁ fojt.sz.	E ₁₂ elpár.	K ₁₂ kompr.	R ₁₂ fojt.sz.	C ₁ kond.	E ₂₁ elpár.	K ₂₁ kompr.	R ₂₁ fojt.sz.	E ₂₂ elpár.	K ₂₂ kompr.	R ₂₂ fojt.sz.	C ₂ kond.
Az alrendszer exergiveszt. (MW)	0,216	0,359	0,520	0,225	0,453	0,731	0,459	0,241	0,446	0,644	0,250	0,552	0,888	0,481
Eredő exergiveszteség (MW)	6,47													
A hőszivattyú fokozatainak exergivesztesége (MW)	2,96							3,50						
Relatív exergiveszteség (-)	0,033	0,056	0,080	0,035	0,070	0,113	0,071	0,037	0,069	0,100	0,039	0,085	0,137	0,074
Szükséges vill. teljesítmény (MW)	2,34				2,97			2,87				3,56		
Exergiahatásfok (-)	0,74													
A fűtőteliesség exergiája (MW)	7,48													
Fajlagos exergiveszteség (-)	0,86													

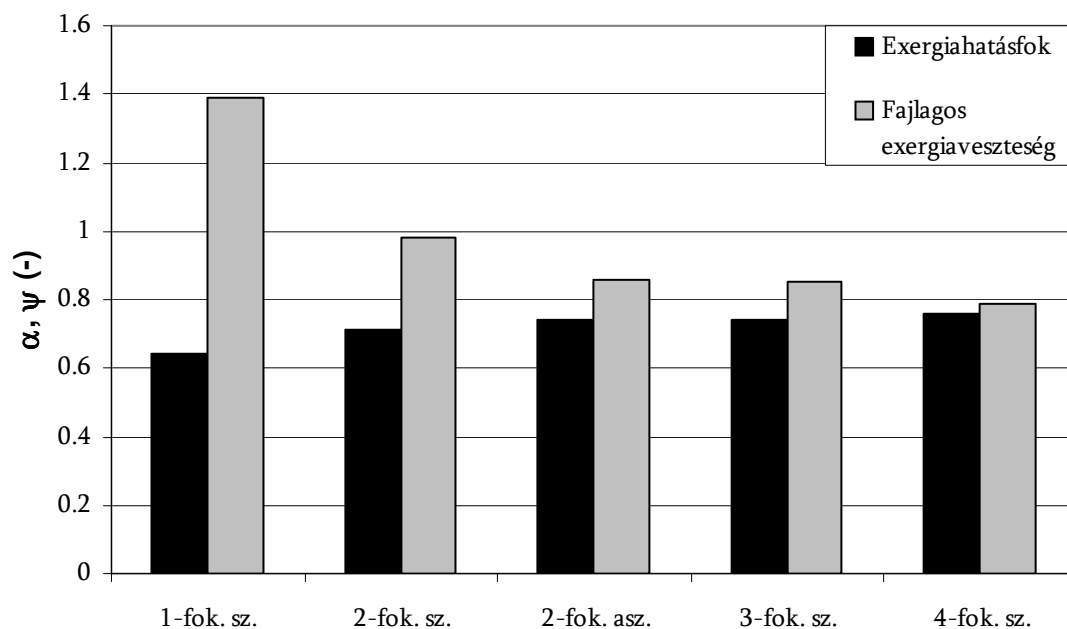
6.4. táblázat: A háromfokozatú szimmetrikus hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei

	HP ₁				HP ₂				HP ₃			
	E ₁ elpár.	K ₁ kompr.	C ₁ kond.	R ₁ fojt.sz.	E ₂ elpár.	K ₂ kompr.	C ₂ kond.	R ₂ fojt.sz.	E ₃ elpár.	K ₃ kompr.	C ₃ kond.	R ₃ fojt.sz.
Az alrendszer exergiveszt. (MW)	0,331	0,516	0,242	0,782	0,358	0,596	0,267	0,894	0,381	0,681	0,294	1,033
Eredő exergiveszteség (MW)	6,37											
A hőszivattyú fokozatainak exergivesztesége (MW)	1,87				2,12				2,39			
Relatív exergiveszteség (-)	0,052	0,081	0,038	0,122	0,056	0,093	0,042	0,140	0,060	0,107	0,046	0,162
Szükséges vill. teljesítmény (MW)	3,38				3,86				4,39			
Exergiahatásfok (-)	0,74											
A fűtőteliesség exergiája (MW)	7,46											
Fajlagos exergiveszteség (-)	0,85											

6.5. táblázat: A négyfokozatú hőszivattyú exergiaanalízisének eredményei

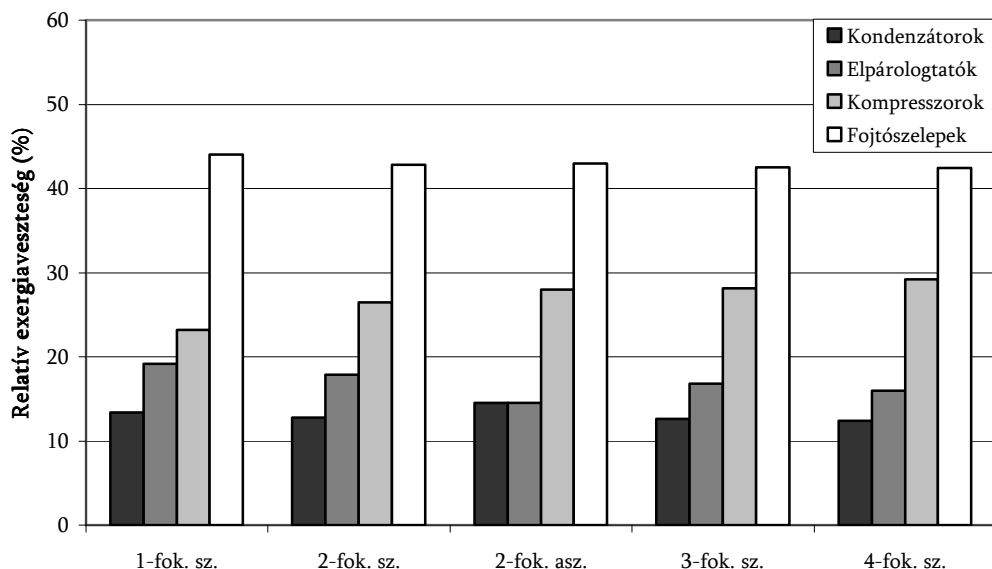
	HP ₁				HP ₂				HP ₃				HP ₄			
	E ₁ elpár.	K ₁ kompr.	C ₁ kond.	R ₁ fojt.sz.	E ₂ elpár.	K ₂ kompr.	C ₂ kond.	R ₂ fojt.sz.	E ₃ elpár.	K ₃ kompr.	C ₃ kond.	R ₃ fojt.sz.	E ₄ elpár.	K ₄ kompr.	C ₄ kond.	R ₄ fojt.sz.
Az alrendszer exergiavesztése (MW)	0,216	0,359	0,165	0,520	0,228	0,398	0,186	0,584	0,237	0,446	0,159	0,647	0,252	0,493	0,206	0,724
Eredő exergia- vesztés (MW)	5,82															
A hőszivattyú fokozatainak exergiavesztése (MW)	1,26				1,40				1,49				1,68			
Relatív exergia- vesztés (-)	0,037	0,062	0,028	0,089	0,039	0,068	0,032	0,100	0,041	0,077	0,027	0,111	0,043	0,085	0,035	0,124
Szükséges vill. teljesítmény (MW)	2,34				2,59				2,87				3,17			
Exergiahatásfok (-)	0,76															
A fűtőteljesítmény exergiája (MW)	7,35															
Fajlagos exergiavesztés (-)	0,79															

A legfontosabb exergiahatékonysági mutatókat a 6.13. ábra szemlélteti oszlopdiagram formájában.



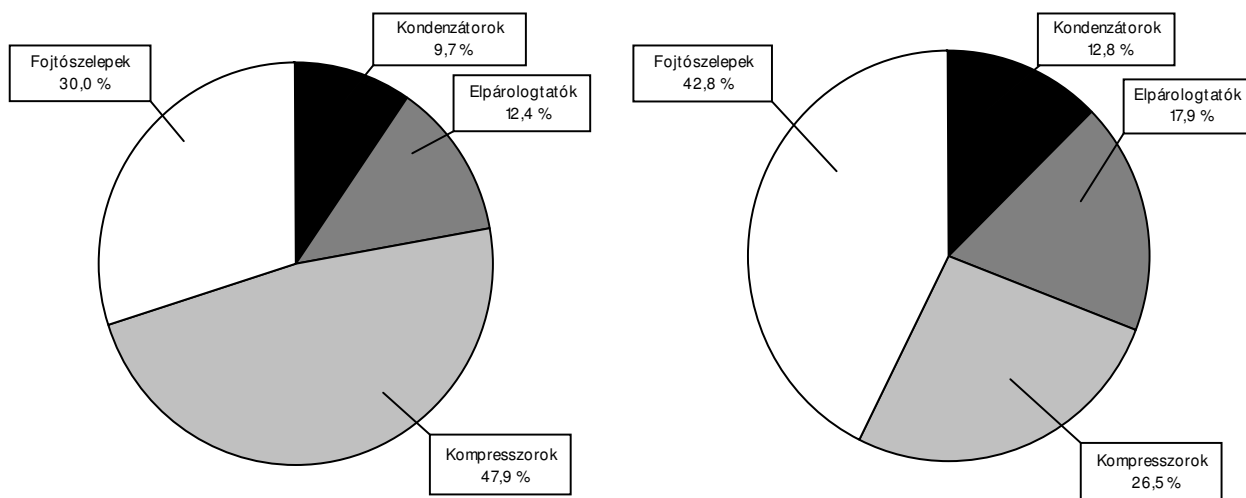
6.13. ábra: Hőszivattyú-változatok exergiahatékonysági mutatói

A 6.14. ábrán a vizsgált hőszivattyú-változatok alrendszerének relatív exergiavesztés-eloszlását ábrázoljuk szintén oszlopdiagramok formájában.



6.14. ábra: A vizsgált változatok alrendszerei relatív exergiavesztésének változása

A 6.15. ábra baloldali része egy a 6.3. alfejezetben definiált paraméterekkel működő, dugattyús vagy spirál kompresszort alkalmazó, kétfokozatú szimmetrikus elrendezésű hőszivattyú alrendszerének relatív exergiavesztés-eloszlását, míg a jobboldali része egy azonos feltételek mellett üzemeltetett és azonos elrendezésű, nagyteljesítményű turbókompresszoros hőszivattyú alrendszerének relatív exergiavesztés-eloszlását ábrázolja kördiagram formájában. Míg a dugattyús vagy spirál kompresszoroknál a kompresszió izentropikus hatásfokának elérhető értéke 0,65, turbókompresszoroknál ez az érték 0,85 körüli. A kompresszor mechanikai hatásfoka és a villanymotor hatásfoka mindkét esetben 0,98.



6.15. ábra: Kis- és nagyteljesítményű hőszivattyú relatív exergiavesztéséi

6.5. Kiértékelés

Az exergiahatékonyság legfontosabb mutatóinak összehasonlítását az egyes változatok esetében a 6.13. ábra szemlélteti. Az egyfokozatú változat kivitelezése előnytelen lenne a rendkívül alacsony exergiahatásfok miatt. A fajlagos exergiaveszteség e változat esetében 1,39. Ahogy a 6.13 ábrán látható, a hőszivattyú két fokozatra bontásával az exergiahatásfok lényeges növekedését érhetjük el. Ez a változat a szabályozás szempontjából is előnyösebb az egyfokozatúnál. Az exergiahatásfok így 7 %-kal növekszik, és a fajlagos exergiaveszteség 0,98-ra csökken.

A hőcserélőkben keletkező exergiaveszteség a két hőcserélő tömegáram hőmérsékletkülönbségétől és a hőmérsékletszinttől függ. Azonos hőmérsékletkülönbség esetén az elpárologtatókban az alacsonyabb hőmérsékletszint következtében nagyobb lesz az exergiaveszteség. Mivelhogy a szekunder földhőhordozó hőmérsékletváltozása esetünkben kétszerese a fűtővízének, célszerű lehet az elpárologtatás több fokozatra osztása. Ez a kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyú-elrendezés alkalmazásához vezet, melyben a kondenzáció hőmérséklete mindkét hőszivattyú-alfokozatnál megegyezik.

További lehetséges megoldás a háromfokozatú szimmetrikus hőszivattyú, amelynek exergiahatékonysági mutatói megegyeznek a kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyúéval.

Az egyfokozatú hőszivattyú több fokozatra való felosztásánál az eredő exergiaveszteség nagysága csökken. Az eredményekből az is következik, hogy az alrendszerekben a csökkenő elpárologtatási hőmérséklettel nő az exergiaveszteség. A relatív exergiaveszteségek változását a 6.14. ábra szemlélteti. Az eredményekből látható, hogy a hőszivattyú fokozatszámának növelésével az elpárologtatók, kondenzátorok és fojtószelepek relatív exergiavesztesége fokozatosan csökken, ami a kompresszorok relatív exergiaveszteségének növekedését eredményezi. A 6.15. ábra kis- és nagyteljesítményű hőszivattyú alrendszereinek relatív exergiaveszteség-eloszlását ábrázolja. Ebből látható, hogy nagyteljesítményű hőszivattyúknál a fojtószelep alrendszerek relatív exergiavesztesége a legnagyobb. Ellenben a kisteljesítményű hőszivattyúknál a kompresszor alrendszerek relatív exergiavesztesége a domináns, annak ellenére hogy a fojtás teljes mértékben disszipatív folyamat. Míg a nagyteljesítményű hőszivattyú fajlagos exergiavesztesége kisebb, a kisteljesítményűé nagyobb egynél.

A hőszivattyú exergiaanalízisének eredményeiből levonható legfontosabb tanulságok:

- a hőszivattyút ajánlatos legalább két fokozatra osztani,
- az aszimmetrikus hőszivattyú-modell alkalmazása az exergiahatékonyság szempontjából ugyanúgy nem indokolt, mint az energiahatékonyság szempontjából (lásd az 5. fejezetet is); a kétfokozatú aszimmetrikus hőszivattyú exergiahatékonysági mutatói valamivel rosszabbak mint az ennek megfelelő háromfokozatú szimmetrikusé, amely a szabályozás rugalmassága szempontjából is

előnyösebb megoldás. Ezen kívül nagyobb a valószínűsége a sorozatban gyártott berendezések felhasználhatóságának, ami alacsonyabb beruházási költségekhez vezetne,

- esetünkben a kétfokozatú aszimmetrikus és a háromfokozatú szimmetrikus modell exergia- és energiahatékonyság szempontjából is nagyjából egyenrangú, mivel azonban a négy kisebb teljesítményű kompresszor költségei magasabbak mint a három nagyobb teljesítményűé, valamint a három sorozatban gyártott kisebb teljesítményű kondenzátor költségei alacsonyabbak lennének, mint a két nagyobb teljesítményű egyedileg tervezett és gyártott kondenzátoré, a háromfokozatú szimmetrikus hőszivattyú-modell látszik előnyösebbnek.
- a három fokozaton túli fokozatszám-emelés csak elhanyagolhatóan javítja az exergiahatékonysági mutatókat; az ilyen változat alkalmazását inkább az indokolhatná, ha az így - ellentétben a kisebb fokozatszámokkal - sorozatban gyártott elemekből alacsonyabb költségekkel felépíthető lenne, valamint a rugalmasabb szabályozás lehetősége.

7. A hőszivattyú elementáris alrendszerének matematikai leírása, a bázismodell kompozíciója

A hőszivattyú rendszer parciális hőszivattyúkra való első szintű és elementáris alrendszerekre való második szintű dekompozíciója az 5. fejezet alapján valósulhat meg. Az eredő matematikai modell kompozíciójánál a termodinamikai törvényszerűségek elementáris alrendszerekre alkalmazásának matematikai interpretációjából kell kiindulni. Ennek alapján négy alrendszerének matematikai leírása alapján összeállítható egy tetszőleges parciális hőszivattyú matematikai modellje, ami a kompozíció első szintjének felel meg. Ez bázismodellként használható fel a hőszivattyú rendszer eredő matematikai modelljének megalkotásához a kompozíció második szintjének keretében. A konkrét rendszerstruktúra és paramétereinek leírása és a bázismodell alapján ez egy megfelelő szoftver alkalmazásával számítógép segítségével előnyösen elvégezhető. Ebben az esetben az eredő matematikai modell virtuális, csak a számítógép memóriájában jelenik meg, ahol a kívánt feladatok megoldásánál van felhasználva. Ezek közé a feladatok közé tartoznak elsősorban:

- a hőszivattyú állandósult üzemvitele teljesítménymérlegének meghatározása a környezeti hőmérséklet függvényében,
- a hőszivattyú évi üzemeltetési energiamérlegének meghatározása,
- a hőszivattyúzás fontosabb gazdaságossági mutatóinak meghatározása.

Ahogy az már a 4. fejezet alapján nyilvánvaló, az elementáris alrendszerek matematikai leírása és értelemszerűen a bázismodell is az entrópia–hőmérséklet szemlélet alkalmazásán alapul. Ezzel a [12] és [13] források kimerítő részletességgel foglalkoznak. Ezért a szükséges matematikai összefüggéseket a továbbiakban nagyrészt levezetés és bizonyítás nélkül alkalmazzuk.

7.1. A külső alrendszerek matematikai leírása

A fűtőteljesítmény és hűtőteljesítmény elvezetését megvalósító H és G alrendszerekbe csak az adott belépő és kilépő áramokat célszerű besorolni. Az 5.5. ábrán ugyan a szivattyú besorolásának elvi lehetősége is ábrázolva van, de ez inkább a hőteljesítmény átvitelének alrendszerébe tartozik, és ez nem tárgya a munkámnak. A H külső alrendszer által a HP hőszivattyú

$$\dot{Q}_H = \dot{H}_{H,n+1} - \dot{H}_{H,1} \quad (7.1)$$

fűtőteljesítménye, és a G külső alrendszer által

$$\dot{Q}_G = \dot{H}_{G,1} - \dot{H}_{G,n+1} \quad (7.2)$$

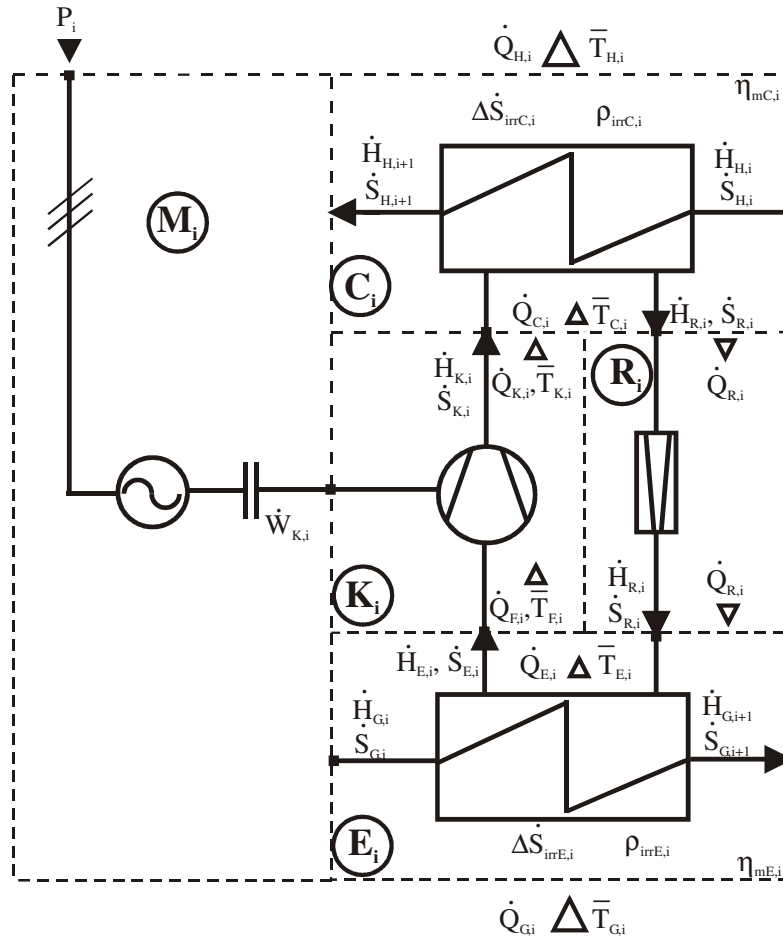
hűtőteljesítménye van elvezetve.

Az ily módon meghatározott alrendszerekben nem történik energiaátalakulás, ezért nem számolunk veszteségekkel.

A mechanikai teljesítmény HP_i parciális hőszivattyú általi felvételét megvalósító M_i külső alrendszerbe besorolható az elektromotor és a tengelykapcsoló (lásd 7.1. ábra). Ebbe az alrendszerbe P_i villamos teljesítmény lép be, és a K_i belső alrendszernek $\dot{W}_{K,i}$ mechanikai teljesítményt ad le. Ennek mennyiségi hatásfoka

$$\eta_{mM,i} = \frac{\dot{W}_{K,i}}{P_i} = \eta_{vK,i} \eta_{M,i} \eta_{eE,i}, \quad (7.3)$$

ahol $\eta_{vK,i}$ a kompresszor mechanikai hatásfoka, $\eta_{M,i}$ az elektromotor hatásfoka, $\eta_{eE,i}$ a villamos fogyasztás hatásfoka.



7.1. ábra: A HP_i parciális hőszivattyú elementáris alrendszerei és azok jellemzői

7.2. A parciális hőszivattyú fűtő- és hűtőtéljesítményének elvezetését biztosító belső alrendszerek leírása

A HP_i parciális hőszivattyú alrendszereiben energiaátalakulás megy végbe, amelynek köszönhetően megvalósul a fordított gőzkörfolyamat.

Az E_i alrendszer a HP_i parciális hőszivattyú hűtőtéljesítményének elvezetését és egyidejűleg a gőzkörfolyamat egyik részfolyamatát – az elpárolgotatást – valósítja meg. A szekunder földhőhordozó által az E_i alrendszer

$$\dot{Q}_{G,i} = \dot{H}_{G,i} - \dot{H}_{G,i+1} \quad (7.4)$$

hőáramot vesz fel, melynek termodinamikai átlaghőmérséklete

$$\bar{T}_{G,i} = \frac{\dot{H}_{G,i} - \dot{H}_{G,i+1}}{\dot{S}_{G,i} - \dot{S}_{G,i+1}} \quad (7.5)$$

Ebben az alrendszerben a hőcsere lokális irreverzibilitás következtében minőségi veszteséget okoz, melyet a $\rho_{irrE,i}$ lokális irreverzibilitási tényező segítségével vesszünk figyelembe. Az E_i alrendszerből kilépő hőáram termodinamikai átlaghőmérséklete

$$\bar{T}_{E,i} = \frac{\bar{T}_{G,i}}{\rho_{irrE,i}} \quad (7.6)$$

Az E_i alrendszerben mennyiségi veszteségekkel is számolnunk kell, amelyeket a

$$\eta_{mE,i} = \frac{\dot{Q}_{E,i}}{\dot{Q}_{G,i}} = \frac{\dot{Q}_{F,i} - \dot{Q}_{R,i}}{\dot{Q}_{G,i}} \quad (7.7)$$

mennyiségi hatásfokkal vesszünk figyelembe.

A C_i alrendszer a HP_i parciális hőszivattyú fűtőtéljesítményének elvezetését és a gőzkörfolyamat egyik részfolyamatát – a lecsapódást – valósítja meg. A fűtővíz által ebből az alrendszerből elvezetett hőtéljesítmény

$$\dot{Q}_{H,i} = \dot{H}_{H,i+1} - \dot{H}_{H,i}, \quad (7.8)$$

melynek termodinamikai átlaghőmérséklete

$$\bar{T}_{H,i} = \frac{\dot{H}_{H,i+1} - \dot{H}_{H,i}}{\dot{S}_{H,i+1} - \dot{S}_{H,i}}. \quad (7.9)$$

Ha feltételezzük, hogy a kondenzátor lokális irreverzibilitási tényezője $\rho_{irrC,i}$, az ebbe az alrendszerbe belépő hőáram termodinamikai átlaghőmérséklete

$$\bar{T}_{C,i} = \bar{T}_{H,i} \rho_{irrC,i} = \frac{\dot{H}_{K,i} - \dot{H}_{R,i}}{\dot{S}_{K,i} - \dot{S}_{R,i}} \quad (7.10)$$

A C_i alrendszerben keletkező mennyiségi veszteség a

$$\eta_{mC,i} = \frac{\dot{Q}_{H,i}}{\dot{Q}_{C,i}} = \frac{\dot{Q}_{H,i}}{\dot{Q}_{K,i} - \dot{Q}_{R,i}} \quad (7.11)$$

mennyiségi hatásfokkal fejezhető ki.

7.3. A parciális hőszivattyú munkaközegének sűrítését és expanzióját megvalósító alrendszer leírása

A HP_i döntő eleme a K_i alrendszer, amelyben a kompresszor található. A kompresszor $\dot{W}_{K,i}$ mechanikai teljesítményt vesz le az M_i alrendszerből, amelynek segítségével a szekunder földhőhordozóból alacsony $\bar{T}_{E,i}$ hőmérséklet mellett nyert $\dot{Q}_{F,i}$ hőáramból nagyobb $\bar{T}_{K,i}$ termodinamikai átlaghőmérsékletű $\dot{Q}_{K,i}$ hőáramot képez.

A K_i alrendszerrel szorosan összefügg az R_i alrendszer, amely a C_i és E_i alrendszereket elkülöníti nyomás szempontjából, és e két alrendszer között $\dot{Q}_{R,i}$ hőáramot juttat vissza a kompresszorral ellenkező irányban. Az energiaátalakulás termodinamikai vizsgálatakor megszokott módszerrel összhangban a K_i és R_i alrendszerekben nem számolunk irreverzibilitás okozta mennyiségi veszteségekkel.

A kompresszorban keletkező veszteségeket az energiaátalakulás határhőmérsékletektől függő irreverzibilitása okozza. Ezek hatását állandó η_{irr} , a kompresszió irreverzibilitását figyelembevevő hatásfokértéknél vizsgáljuk.

A $\bar{T}_{E,i}$ és $\bar{T}_{K,i}$ termodinamikai határhőmérsékletek közötti kompresszióhoz szükséges mechanikai teljesítmény a [12] és [13] felhasználásával a

$$\dot{W}_{K,i} = \left[\left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} - 1 \right] \dot{Q}_{F,i} \quad (7.12)$$

vagy a

$$\dot{W}_{K,i} = \left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} - 1 \right) \dot{Q}_{F,i} \frac{1}{\eta_{irrK,i}} \quad (7.13)$$

egyenlettel fejezhető ki.

Az alacsony $\bar{T}_{E,i}$ hőmérsékletre magasabb $\bar{T}_{K,i}$ hőmérsékletre transzformált hőtjeljesítmény

$$\dot{Q}_{K,i} = \left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} \dot{Q}_{F,i}, \quad (7.14)$$

ill.

$$\dot{Q}_{K,i} = \left[1 + \left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{irrK,i}} \right] \dot{Q}_{F,i} \quad (7.15)$$

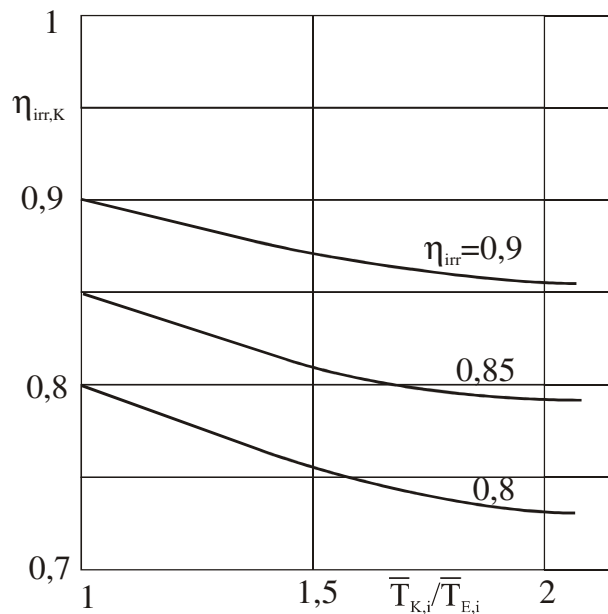
A kompresszor termodinamikai összhatásfoka a (7.13) és (7.15) kifejezésekben a $\dot{W}_{Krev,i}$ reverzibilis kompresszióhoz szükséges mechanikai teljesítmény és a $\dot{W}_{K,i}$ valós irreverzibilis kompresszióhoz szükséges mechanikai teljesítmény arányaként van definiálva:

$$\eta_{irrK,i} = \frac{\dot{W}_{Krev,i}}{\dot{W}_{K,i}} \quad (7.16)$$

A (7.12) és (7.13), ill. (7.14) és (7.15) összehasonlításából következik a kompresszor eredő irreverzibilis hatásfoka és egy kompresszor fokozat irreverzibilis hatásfoka közötti összefüggés:

$$\eta_{irrK,i} = \frac{\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} - 1}{\left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} \right)^{\frac{1}{\eta_{irr,i}}} - 1} < \eta_{irr,i} \quad (7.17)$$

Eszerint a kompresszor eredő irreverzibilis hatásfoka mindig kisebb egy fokozat irreverzibilis hatásfokánál. Ez abból következik hogy a bevitt mechanikai energia kompresszió elején hővé alakuló részét a későbbieknek komprimálni kell. A két hatásfok közötti különbség a $\bar{T}_{K,i}/\bar{T}_{E,i}$ hőmérsékletarány növelésével nő. Ez a növekedés annál érezhetőbb, minél kisebb a kompresszor fokozat $\eta_{irr,i}$ irreverzibilis hatásfoka (lásd 7.2. ábra).



7.2. ábra: A kompresszor eredő irreverzibilis hatásfoka és fokozati hatásfoka közötti összefüggés a [12] alapján

A K_i alrendszerben kompresszió által keletkezett $\dot{Q}_{K,i}$ hőtéljesítményből az E_i alrendszerbe $\dot{Q}_{R,i}$ hőtéljesítmény kerül vissza az R_i alrendszeren keresztül. A hővisszakerülés lehetséges, hiszen a zárt körfolyamatban a munkaközeg hőmérséklete nagyobb a C_i alrendszerben, mint az E_i alrendszerben.

A parciális hőszivattyú TS és HS diagramban ábrázolt irreverzibilis gőzkörfolyamata (lásd 7.3 ábra) alapján:

$$\dot{Q}_{F,i} = \dot{H}_{F,i} - \dot{H}_{F',i} = \bar{T}_{E,i} \Delta \dot{S}_{F,i} \quad (7.18)$$

és

$$\dot{Q}_{K,i} = \dot{H}_{K,i} - \dot{H}_{F',i}, \quad (7.19)$$

ahol F_i és K_i a kompresszió tényleges kezdő- és végpontja, F'_i viszont a parciális hőszivattyú körfolyamatának fiktív pontja, amely a munkaközeg $T_{E,i}$ hőmérsékletéhez tartozó telített folyadék állapotát jelenti, $\Delta \dot{S}_{F,i} = \dot{S}_{F,i} - \dot{S}_{F',i}$.

A kompresszióval generált $\dot{Q}_{K,i}$ hőtéljesítmény nem hasznosítható teljes mértékben, mivel a sűrített munkaközegből nem az F'_i pontig vonhatjuk el a hőt, hanem csak az R_i pontig. A hasznosítás mértéke az

$$r_i = \frac{\dot{H}_{K,i} - \dot{H}_{R,i}}{\dot{H}_{K,i} - \dot{H}_{F',i}} = \frac{\dot{Q}_{K,i} - \dot{Q}_{R,i}}{\dot{Q}_{K,i}} = \frac{\dot{Q}_{C,i}}{\dot{Q}_{K,i}} \quad (7.20)$$

arányal fejezhető ki, ahol a C_i alrendszerből az E_i alrendszerbe visszakerülő hőtéljesítmény $\dot{Q}_{R,i} = \dot{H}_{R,i} - \dot{H}_{F',i}$. Tekintettel a hővisszakerülésre az E_i alrendszerből a K_i alrendszerbe továbbítandó hőtéljesítmény

$$\dot{Q}_{E,i} = \dot{Q}_{F,i} - \dot{Q}_{R,i} = \left[\left(\frac{\bar{T}_{E,i}}{\bar{T}_{C,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} - (1 - r_i) \right] \dot{Q}_{K,i} \quad (7.21)$$

A sűrített munkaközeg $\dot{Q}_{K,i}$ hőtéljesítményének termodinamikai középhőmérséklete

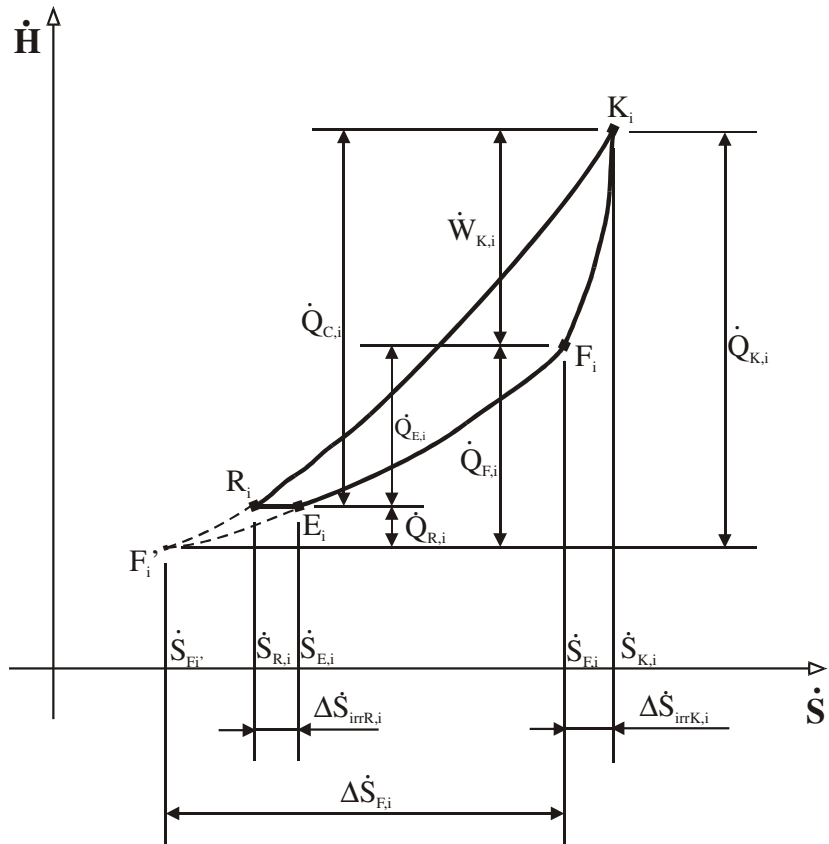
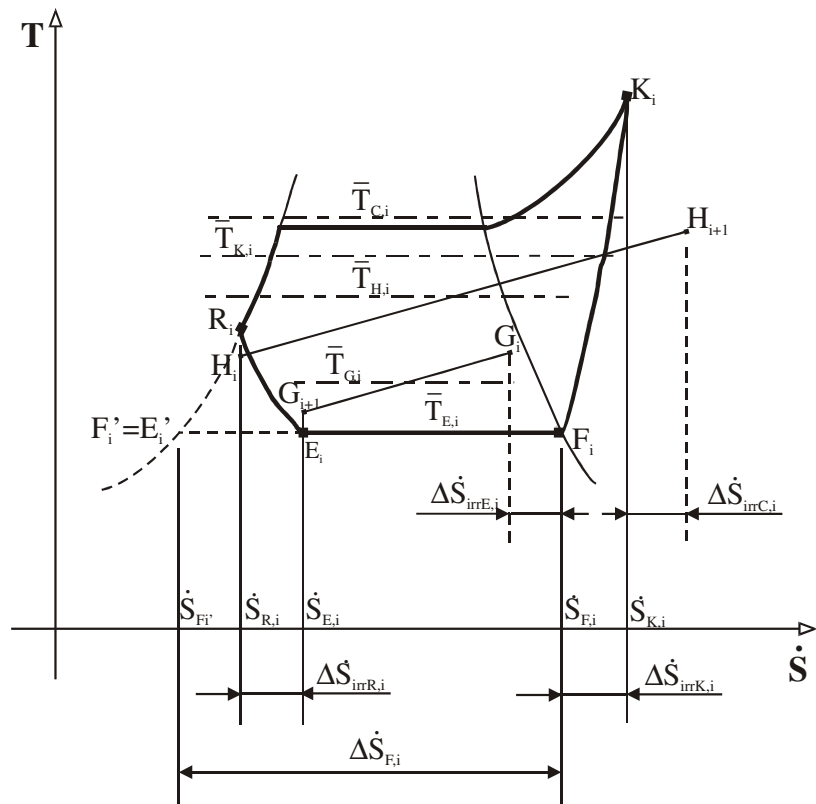
$$\bar{T}_{K,i} = \frac{\dot{H}_{K,i} - \dot{H}_{F',i}}{\dot{S}_{K,i} - \dot{S}_{F',i}}. \quad (7.22)$$

Ehhez hasonlóan a C_i alrendszerbe hasznosan leadott $\dot{Q}_{C,i} = \dot{Q}_{K,i} - \dot{Q}_{R,i}$ hőtéljesítmény termodinamikai átlaghőmérséklete

$$\bar{T}_{C,i} = \frac{\dot{H}_{K,i} - \dot{H}_{R,i}}{\dot{S}_{K,i} - \dot{S}_{R,i}} \quad (7.23)$$

A két termodinamikai középhőmérséklet aránya

$$\rho_{R,i} = \frac{\bar{T}_{C,i}}{\bar{T}_{K,i}} \quad (7.24)$$



7.3.ábra: A parciális hőszivattyú irreverzibilis gőzkörfolyamata $T\dot{S}$ és $\dot{H}\dot{S}$ diagramban

A $\dot{Q}_{R,i}$ hőtéljesítmény fojtással jut a C_i alrendszerből az E_i alrendszerbe, ami

$$\Delta \dot{S}_{irrR,i} = \dot{S}_{R,i} - \dot{S}_{F,i} \quad (7.25)$$

entrópiaáram-növekedést okoz.

7.4. A parciális hőszivattyú folyamat- és mérlegegyenletei

A 7.2. és 7.3. alfejezetekben taglalt belső alrendszerek leírásához szükséges matematikai összefüggések alapján levezethetők a HP_i parciális hőszivattyú folyamat- és mérlegegyenletei. Ezt két lépésben célszerű megtenni, előbb az irreverzibilis energiaátalakítás K_i és R_i alrendszereire, majd az E_i és C_i alrendszerekben keletkező mennyiségi veszteségeket figyelembe véve a parciális hőszivattyú alrendszerre.

A K_i és R_i alrendszerek együttes folyamatgyenletei a (7.14), (7.20), (7.21) és (7.24) összefüggések felhasználásával:

$$\dot{Q}_{C,i} = r_i \dot{Q}_{K,i} = r_i \left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} \dot{Q}_{F,i} = \frac{r_i}{\left(\frac{\bar{T}_{E,i} \rho_{R,i}}{\bar{T}_{C,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} - (1-r_i)} \dot{Q}_{E,i}, \quad (7.26)$$

ill. a (7.13) figyelembevételével:

$$\dot{Q}_{C,i} = r_i \frac{\left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} \right)^{\eta_{irr,i}}}{\left(\frac{\bar{T}_{K,i}}{\bar{T}_{E,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} - 1} \dot{W}_{K,i} = \frac{r_i}{1 - \left(\frac{\bar{T}_{E,i} \rho_{R,i}}{\bar{T}_{C,i}} \right)^{\eta_{irr,i}}} \dot{W}_{K,i} \quad (7.27)$$

A mérlegegyenlet pedig

$$\dot{Q}_{E,i} + \dot{W}_{K,i} = \dot{Q}_{C,i} \quad (7.28)$$

Egy tetszőleges i -edik HP_i parciális hőszivattyú folyamatgyenletei a (7.3), (7.7), (7.11) és (7.26) összefüggések figyelembevételével:

$$\dot{Q}_{H,i} = \eta_{mC,i} \dot{Q}_{C,i} = \frac{\eta_{mC,i} r_i}{\left(\frac{\bar{T}_{E,i} \rho_{R,i}}{\bar{T}_{C,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} - (1-r)} \dot{Q}_{E,i} = \frac{\eta_{mC,i} \eta_{mE,i} r_i}{\left(\frac{\bar{T}_{G,i} \rho_{R,i}}{\bar{T}_{H,i} \rho_{irrE,i} \rho_{irrC,i}} \right)^{\eta_{irr,i}} - (1-r_i)} \dot{Q}_{G,i} \quad (7.29)$$

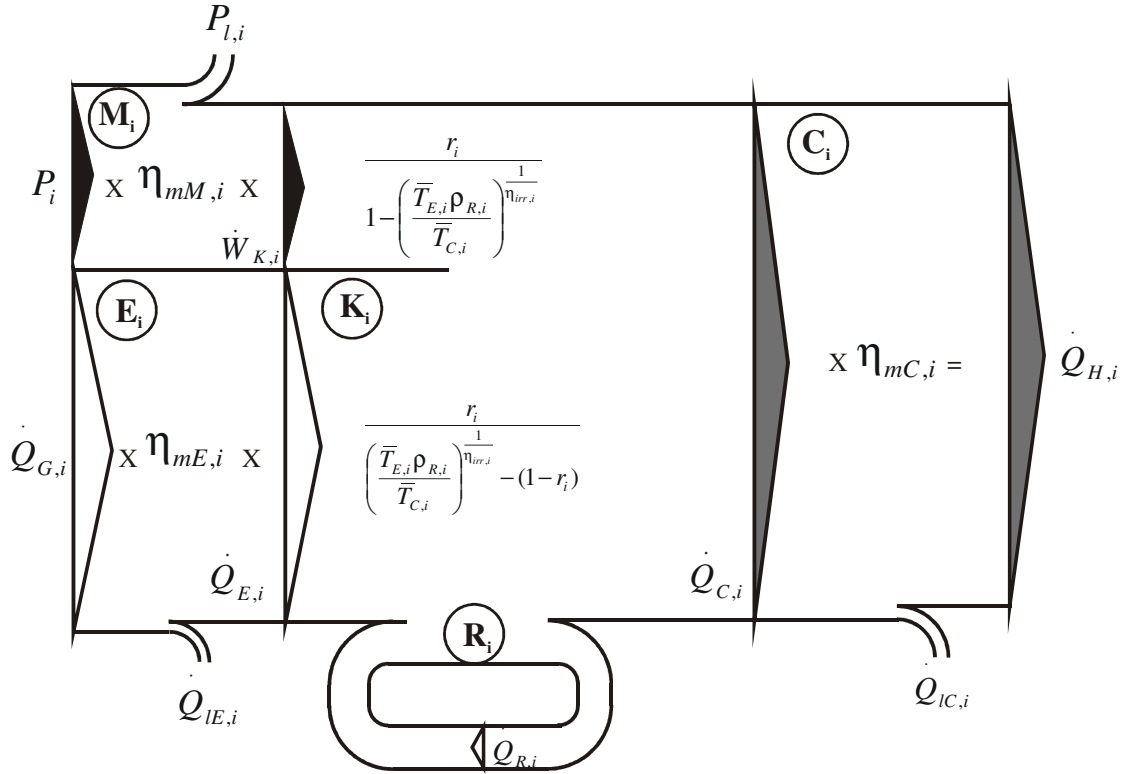
ill. a (7.27) alapján:

$$\dot{Q}_{H,i} = \eta_{mC,i} \dot{Q}_{C,i} = \frac{\eta_{mC,i} r_i}{1 - \left(\frac{\bar{T}_{E,i} \rho_{R,i}}{\bar{T}_{C,i}} \right)^{\eta_{irr,i}}} \dot{W}_{K,i} = \frac{\eta_{mC,i} \eta_{mM,i} r_i}{1 - \left(\frac{\bar{T}_{G,i} \rho_{R,i}}{\bar{T}_{H,i} \rho_{irrE,i} \rho_{irr,i}} \right)^{\eta_{irr,i}}} P_i \quad (7.30)$$

A HP_i parciális hőszivattyú eredő mérlegegyenlete értelemszerűen

$$(\eta_{mE,i} \dot{Q}_{G,i} + \eta_{mM,i} P_i) \eta_{mC,i} = \dot{Q}_{H,i} \quad (7.31)$$

Tekintettel a (7.29) vagy (7.30) mérlegegyenletre a parciális hőszivattyú teljesítménymérlege Sankey diagramban ábrázolható (lásd 7.4. ábra)



7.4. ábra: A parciális hőszivattyú állandósult teljesítménymérlege

A (7.29) ... (7.31) összefüggések egy tetszőleges HP_i parciális hőszivattyú matematikai modelljének alapjául szolgálnak, ami a kompozíció második szintjén bázismodellként használható a teljes hőszivattyú rendszer eredő modelljének generálásához a tervezett szoftver-modul által. Az egyenletek struktúrájából nyilvánvaló, hogy

- a folyamategyenleteket a termodinamikai átlaghőmérsékletek, a lokális és kompresszióval arányos irreverzibilitások, a hővisszakerülés és az alrendszerek mennyiségi veszteségei befolyásolják,
- a teljesítménymérleget csak a parciális hőszivattyú egyes alrendszereinek mennyiségi veszteségei befolyásolják.

A (7.30) folyamategyenlet a

$$\dot{Q}_{H,i} = COP_i P_i \quad (7.32)$$

megszokott formában is kifejezhető, ahol

$$COP_i = \frac{\eta_{mC,i} \eta_{mM,i} T_i}{1 - \left(\frac{\bar{T}_{G,i} \rho_{R,i}}{\bar{T}_{H,i} \rho_{irrE,i} \rho_{irr,i}} \right)^{\frac{1}{\eta_{irr,i}}}} \quad (7.33)$$

a mennyiségi és minőségi veszteségekkel működő HP_i parciális hőszivattyú fűtési tényezője. A hőszivattyúzás ideális, veszteségtől mentes működése esetén a fűtési tényező

$$COP_{0,i} = \frac{\bar{T}_{H,i}}{\bar{T}_{H,i} - \bar{T}_{G,i}} \quad (7.34)$$

A reális hőszivattyú fűtési tényezőjét a gyakorlatban gyakran az ideális hőszivattyú fűtési tényezője és a mennyiségi ill. minőségi veszteségeket figyelembevevő korrekciós együttható segítségével fejezzük ki. Ennek értelmében a (7.33) kifejezést a

$$COP_i = \vartheta_i COP_{0,i} = \frac{\bar{T}_{H,i}}{\bar{T}_{H,i} - \bar{T}_{G,i}} \vartheta_i \quad (7.35)$$

összefüggéssel lehet kifejezni.

A $\vartheta_i = COP_i / COP_{0,i}$ korrekciós együttható a hőszivattyú ún. összehasonlító hatásfokaként is ismert. Értékét konkrét esetben gyakorlati tapasztalatok alapján többnyire elfogadható pontossággal meg tudjuk meghatározni. A fűtési tényező ilyen jellegű kifejezése a gyakorlatban hasznos, a (7.33) összefüggéssel szemben viszont az a hátránya, hogy nem veszi figyelembe az egyes alrendszerekben keletkező mennyiségi és minőségi veszteségek hatását a hőszivattyúzás hatékonyságára. Így olyan ismeretekkel lehetünk szegényebbek, amelyeket a rendszer tökéletesítésére használhatnánk fel.

8. A hőszivattyú rendszer matematikai modelljének azonosítása

A HP_i parciális hőszivattyú alrendszerében végbemenő energiaátalakulási folyamatokat a (7.29), (7.30) és (7.31) folyamat- ill. mérlegegyenletekkel lehet leírni. Ezek az energiaátalakulásnál keletkező mennyiségi és minőségi veszteségeket egyaránt figyelembe veszik. A *dekompozíció/kompozíció* elvének megfelelően ezek az egyenletek a hőszivattyú rendszer matematikai modelljének generálásakor bázismodellként alkalmazhatók az egyes parciális hőszivattyúkra.

Ahhoz hogy a matematikai modell egyenletei megoldhatók legyenek, hogy megbízható és pontos információkat szolgáltatassanak a konkrét felhasználásnál, kellő figyelmet kell szentelni az ezekben előforduló ismeretlen paraméterek meghatározásának. Gondolunk itt azon paraméterekre, amelyek az elpárologtatóban és a kondenzátorban lejátszódó energiaátalakuláskor keletkező mennyiségi veszteségeket, valamint a kompresszió, fojtásnál és hővisszakerülésnél keletkező mennyiségi veszteségeket veszik figyelembe.

A 3. fejezetből nyilvánvaló, hogy a hibrid kapcsolt energiatermelésű gáz/gőzerőmű A és B alternatív koncepciójával érdemes komolyan foglalkozni. Ezek egymástól lényegesen a hőszivattyú alkalmazásának módjával különböznek. A hőszivattyú állandósult üzemállapotainak matematikai modellezése az A alternatíva esetében összetettebb feladat, mivel azt a hibrid gáz/gőzerőmű paraméterei befolyásolják. A matematikai modellre támasztott természetes követelmény viszont az univerzalitás, hogy széles körben felhasználható legyen. Ezért annak kidolgozásánál a bonyolultabb A alternatíva szerint járunk el úgy, hogy az a bemenő adatok kis mértékű módosítása árán az egyszerűbb B alternatíva esetében is érvényes legyen

8.1. A mennyiségi és minőségi veszteségek mutatói

Az állandósult üzemviteli állapotok modellezéséhez a legfontosabb bemenő adat a távfűtőrendszerből visszajutó fűtővíz hőmérséklete, a parciális kondenzátorokban erről a $t_{H,in}$ hőmérsékletéről melegszik $t_{H,out}$ véghőmérsékletre. Ez a hőmérséklet nagy mértékben befolyásolja a szekunder földhőhordozó $t_{G,in}$ hőmérsékletét, amelyről a parciális elpárologtatókban $t_{G,out}$ hőmérsékletre hűl le. Az 5.5 ábrának megfelelően a matematikai modellben erre a hőmérsékletekre a következő jelölések érvényesek:

$$t_{H,in} = t_{H,1}, t_{H,out} = t_{H,n+1},$$

ill.

$$t_{G,in} = t_{G,1}, t_{G,out} = t_{G,n+1}.$$

Mindemellett az elvezetett eredő fűtő- és hűtőtéljesítményre a (7.1) és a (7.2) összefüggések érvényesek.

A visszajutó szekunder földhőhordozó $t_{H,in}$ hőmérséklete elsősorban a környezeti hőmérséklettől és a rendszer működésének sajátosságaitól, tehát általunk nem befolyásolható tényezőktől függ. A szekunder földhőhordozó $t_{G,in}$ bemenő hőmérsékletét ezenkívül a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű paraméterei is befolyásolják.

Ahhoz, hogy lehetővé tegyük a hőszivattyú állandósult üzemvitelének modellezését konkrét körülmények között, szükséges eme áramok bemenő hőmérsékletének meghatározása. Miután döntöttünk a parciális hőszivattyúk n számáról és a $\Delta t_{G,i} = t_{G,i} - t_{G,i+1}$ hőmérsékletkülönbségről (az egyes parciális elpárologtatókban különbözhet), a szekunder földhőhordozó kilépő hőmérséklete a

$$t_{G,out} = t_{G,in} - \sum_{i=1}^n \Delta t_{G,i} \quad (8.1)$$

összefüggéssel fejezhető ki.

Ehhez hasonlóan a fűtővíz kilépő hőmérséklete

$$t_{H,out} = t_{H,in} + \sum_{i=1}^n \Delta t_{H,i}, \quad (8.2)$$

ahol $\Delta t_{H,i} = t_{H,i+1} - t_{H,i}$ az egy parciális kondenzátorban elért hőmérsékletnövekedés.

Ha ismert a szekunder földhőhordozó \dot{m}_G tömegárama, a parciális hőszivattyú $\dot{Q}_{G,i}$ hűtőteljesítményét a (7.4) összefüggés egyértelműen meghatározza. Tekintettel arra, hogy a víz hőmérséklete csak kis mértékben változik, fajlagos hőkapacitása állandónak tekinthető és érvényes:

$$\dot{Q}_{G,i} = \dot{m}_G c_p \Delta t_{G,i} \quad (8.3)$$

A parciális hőszivattyú $\dot{Q}_{G,i}$ hűtőteljesítménye a (7.29) folyamategyenlet legfontosabb bemenő adata.

8.2. Az E_i , C_i és M_i alrendszerekben végbemenő energiaátalakulással járó mennyiségi és minőségi veszteségek

Az elpárologtató, ill. a kondenzátor és a környezet közötti hőátadás okozta mennyiségi veszteségeket a (7.7) és (7.11) összefüggésekkel kifejezett $\eta_{mE,i}$ és $\eta_{mC,i}$ hatásfokok által lehet figyelembe venni. Ezek értékei a (7.29) folyamategyenlet és a (7.31) mérlegegyenlet további fontos bemenő adatai, és a gyakorlati tapasztalatok alapján elfogadható pontossággal meghatározhatók.

Ugyanez érvényes az M_i alrendszerben keletkező mennyiségi veszteségekre. Ez az alrendszer villamos energiával van táplálva, amit a K_i alrendszerben a hűtőközeg komprimálásához szükséges mechanikai energiává alakít át. Az itt keletkező veszteségeket az M_i alrendszer $\eta_{mM,i}$ mennyiségi hatásfoka által lehet figyelembe venni. Értéke szükséges a (7.30) folyamategyenlet és a (7.31) mérlegegyenlet megoldásához, és úgyszintén kellő pontossággal meghatározható a gyakorlati tapasztalatok alapján.

A termodinamika második főtétele értelmében a magasabb hőmérsékletszintről alacsonyabb hőmérsékletszintre történő hőátvitel a fellépő irreverzibilitások következtében csökkenti az átvitt hőáram minőségét. A parciális hőszivattyú elpárologtatójában és kondenzátorában keletkező minőségi veszteségeket a (7.29) folyamategyenletben $\rho_{irrE,i}$ és $\rho_{irrC,i}$ lokális irreverzibilitási tényező fejezi ki.

A [12] és [13] alapján az elpárologtató lokális irreverzibilitási tényezőjét a

$$\rho_{irrE,i} = 1 + \frac{\Delta\dot{S}_{irrE,i}}{\dot{S}_{G,i} - \dot{S}_{G,i+1}}, \quad (8.4)$$

ill.

$$\rho_{irrE,i} = \frac{\bar{T}_{G,i}}{T_{E,i}} \quad (8.5)$$

összefüggés fejezi ki.

A (8.4) összefüggésben $\Delta\dot{S}_{irrE,i}$ a szekunder földhőhordozó és a hűtőközeg között végbemenő hőátadás irreverzibilitása okozta entrópiaáram-növekedés.

Számunkra a (8.5) összefüggés használata előnyösebb.

Ha feltételezzük, hogy a munkaközeg túlmelegedése az elpárologtatóban elhanyagolható, annak termodinamikai középhőmérséklete az elpárologtatási hőmérséklettel lesz azonos, $\bar{T}_{E,i} = T_{E,i}$.

A $\dot{Q}_{G,i}$ hőáram termodinamikai középhőmérsékletét megadja a (7.5) összefüggés. Ha feltételezzük, hogy $c_p = \text{konst.}$, ami a mi esetünkben kellő pontossággal érvényes:

$$\bar{T}_{G,i} = \frac{T_{G,i} - T_{G,i+1}}{\ln \frac{T_{G,i}}{T_{G,i+1}}} \quad (8.6)$$

A definíciónak megfelelően a kondenzátorban a szekunder földhőhordozó és a hűtőközeg közötti hőátadás lokális irreverzibilitásának tényezője

$$\rho_{irrC,i} = 1 + \frac{\Delta\dot{S}_{irrC,i}}{\dot{S}_{K,i} - \dot{S}_{R,i}}, \quad (8.7)$$

de a

$$\rho_{irrC,i} = \frac{\bar{T}_{C,i}}{T_{H,i}} \quad (8.8)$$

összefüggéssel is kifejezhető.

A $\dot{Q}_{H,i}$ hőáram termodinamikai átlaghőmérsékletének kifejezésére a

$$\bar{T}_{H,i} = \frac{\dot{H}_{H,i+1} - \dot{H}_{H,i}}{\dot{S}_{H,i+1} - \dot{S}_{H,i}} \quad (8.9)$$

definíciós összefüggés helyett ez esetben is célszerűbb a

$$\bar{T}_{H,i} = \frac{T_{H,i+1} - T_{H,i}}{\ln \frac{T_{H,i+1}}{T_{H,i}}} \quad (8.10)$$

összefüggés használata.

Tekintettel a fűtővíz kis mértékű hőmérsékletváltozására, a kondenzátorban lecsapódott munkaközeg esetleges hőmérsékletcsökkenésének hatása (lásd a 7.3. ábrán) a $\bar{T}_{C,i}$ termodinamikai átlaghőmérsékletre elhanyagolható. Figyelembe kell viszont vennünk azt a tényt, hogy a munkaközeg túlhevített gőz állapotában kerül a kondenzátorba. Ez ugyanis a használt munkaközeg fizikai tulajdonságaitól függően nem elhanyagolható mértékben növelheti a $\dot{Q}_{C,i}$ hőáram $\bar{T}_{C,i}$ termodinamikai átlaghőmérsékletét a $T_{C,i}$ kondenzációs hőmérséklethez képest. A kondenzáció termodinamikai átlaghőmérsékletének meghatározásához az alkalmazott munkaközeg állapotjellemzőinek számítása szükséges az érintett pontokban. Az ehhez szükséges matematikai apparátust a 8.3. alfejezetben elemezzük.

8.3. A kondenzátor és az elpárolgató közötti hővisszakerülés, a kompresszió és a fojtás irreverzibilitásának mutatói

A 7. fejezetben a kompresszor által generált hőáram mennyiségi kihasználásának a (7.20) kifejezéssel való figyelembe vételére az r_i tényező lett bevezetve. Ez a tényező – tekintettel a (7.29) folyamategyenletre – szintén a matematikai modell fontos bemenő adata. Értékének meghatározásához a parciális hőszivattyú körfolyamatában alkalmazott hűtőközeg entalpiájának meghatározása szükséges K_i , R_i és F'_i pontokban. További fontos paraméter, amely a kondenzátor és az elpárolgató között megvalósuló hővisszakerüléstől, de legfőképp e folyamat irreverzibilitásától függ, a (7.24) kifejezéssel meghatározott $\rho_{R,i}$ termodinamikai átlaghőmérséklet-arány. Értékének meghatározása a (7.29) folyamategyenlet alkalmazásához szükséges. A (7.22) és (7.23) összefüggések szerint ehhez a hűtőközeg állapotjellemzőit kell meghatározni a körfolyamat fontosabb pontjaiban (konkrétan az entalpiát és az entrópiát a K_i , R_i és a F'_i pontokban).

A (7.29) folyamategyenletben a munkaközeg kompressziójának irreverzibilitását a kompresszor $\eta_{irr,i}$ fokozati hatásfoka fejezi ki. Ennek értéke a gyakorlati tapasztalatok alapján kellő pontossággal meghatározható.

A $\bar{T}_{C,i}$, r_i és $\rho_{R,i}$ paraméterek meghatározásához az alkalmazott munkaközeg állapotjellemzőinek meghatározása szükségeltetik az érintett pontokban. Az adott munkaközeg fajlagos entalpiája és fajlagos entrópiája viszonylag összetett matematikai képletekkel fejezhető ki. Esetünkben elsősorban az exponenciális függvények megjelenése a zavaró. Ezek ugyanis döntően befolyásolhatják a matematikai modell futamidejét, főleg a környezeti hőmérséklettartomány finomabb felosztásánál valamint nagyobb fokozatszám választásánál. Az alábbi egyenletek célja az hogy a munkaközeg szükséges jellemzőinek számítását lehetővé tegye, s mindemellett kellő pontosságot nyújtson.

A munkaközeg állapotától függően az egyes állapotjellemzők kifejezéséhez a következő egyenleteket alkalmazom a [25] alapján:

1. Telítettségi nyomás a hőmérséklet függvényében

$$p = K_1 + K_2 \cdot t + K_3 \cdot t^2 + K_4 \cdot t^3 + K_5 \cdot t^4 \quad (8.11)$$

2. Telített folyadék fajlagos entalpiája a hőmérséklet függvényében

$$h = K_6 + K_7 \cdot t + K_8 \cdot t^2 + K_9 \cdot t^3 \quad (8.12)$$

3. Telített gőz fajlagos entalpiája a hőmérséklet függvényében

$$h = K_{10} + K_{11} \cdot t + K_{12} \cdot t^2 + K_{13} \cdot t^3 + K_{14} \cdot t^4 + K_{15} \cdot t^5 + K_{16} \cdot t^6 \quad (8.13)$$

4. Telített folyadék fajlagos entrópiája a hőmérséklet függvényében

$$s = K_{17} + K_{18} \cdot t + K_{19} \cdot t^2 + K_{20} \cdot t^3 \quad (8.14)$$

5. Telített gőz fajlagos entrópiája a hőmérséklet függvényében

$$s = K_{21} + K_{22} \cdot t + K_{23} \cdot t^2 + K_{24} \cdot t^3 + K_{25} \cdot t^4 + K_{26} \cdot t^5 + K_{27} \cdot t^6 \quad (8.15)$$

6. Telítettségi hőmérséklet a nyomás függvényében

$$t = K_{28} + K_{29} \cdot p + K_{30} \cdot p^{\frac{1}{2}} + K_{31} \cdot p^{\frac{1}{3}} + K_{32} \cdot p^{\frac{1}{4}} \quad (8.16)$$

7. Túlhevített gőz fajlagos entalpiája a hőmérséklet és nyomás függvényében

$$h = K_{33} \cdot p + K_{34} \cdot p^2 + K_{35} \cdot T + K_{36} \cdot T^2 + K_{37} \cdot p \cdot T + K_{38} \quad (8.17)$$

8. Túlhevített gőz fajlagos entrópiája a hőmérséklet és nyomás függvényében

$$s = K_{39} \cdot p + K_{40} \cdot p^2 + K_{41} \cdot T + K_{42} \cdot T^2 + K_{43} \cdot p \cdot T + K_{44} \quad (8.18)$$

9. Túlhevített gőz hőmérséklete a nyomás és fajlagos entalpia függvényében

$$t = K_{45} \cdot \ln p + K_{46} \cdot (\ln p)^2 + K_{47} \cdot h + K_{48} \cdot h^2 + K_{49} \cdot \ln p \cdot h + K_{50} \quad (8.19)$$

10. Túlhevített gőz fajlagos entalpiája a nyomás és fajlagos entrópiája függvényében

$$h = K_{51} \cdot \ln p + K_{52} \cdot (\ln p)^2 + K_{53} \cdot s + K_{54} \cdot s^2 + K_{55} \cdot \ln p \cdot s + K_{56} \quad (8.20)$$

A munkakörfolyamat egyes pontjaiban, de elsősorban a kompresszor szívásánál fontos a munkaközeg sűrűségének meghatározása. Az erre vonatkozó egyenletek a munkaközeg állapotától függően a következők:

11. Telített folyadék sűrűsége a hőmérséklet függvényében

$$\rho = K_{57} + K_{58} \cdot t + K_{59} \cdot t^2 + K_{60} \cdot t^3 + K_{61} \cdot t^4 \quad (8.21)$$

12. Telített gőz sűrűsége a hőmérséklet függvényében

$$\rho = K_{62} + K_{63} \cdot t + K_{64} \cdot t^2 + K_{65} \cdot t^3 + K_{66} \cdot t^4 + K_{67} \cdot t^5 + K_{68} \cdot t^6 \quad (8.22)$$

13. Túlhevített gőz sűrűsége a nyomás és hőmérséklet függvényében

$$\rho = K_{69} \cdot p + K_{70} \cdot p^2 + K_{71} \cdot T^{-1} + K_{72} \cdot T^{-2} + K_{73} \cdot p \cdot T^{-1} + K_{74} \cdot p^2 \cdot T^{-1} + K_{75} \quad (8.23)$$

A 8.13, 8.15 és 8.22 egyenletekben a [25] forrással ellentétben a polinomos kifejezést tartom megfelelőnek. Ha a használt egyenletekbe a nyomást kPa-ban és a hőmérsékletet °C-ban helyettesítjük be, a fajlagos entalpiát kJ/kg-ban, a fajlagos entrópiát pedig kJ/(kg.K)-ban kapjuk meg. Kivételt képeznek a túlhevített gőz paramétereinek számítására szolgáló egyenletek, melyekben a hőmérsékletet K-ban kell behelyettesíteni. Túlhűtött folyadék állapotában lévő munkaközeg fajlagos entalpiáját és entrópiáját hőmérsékletének megfelelő telített folyadékéval tehetjük egyenlővé.

A [25] forrásban a (8.11)-(8.23) egyenletekbe helyettesítendő együtthatók egyetlen nagyteljesítményű hőszivattyúban alkalmazható munkaközegre (R134a) lettek levezetve. Mi több, elsősorban a túlhevített gőz állapotjellemzőit leíró egyenletek felhasználhatósága nagy mértékben korlátozott. Ezért a 8.1. táblázatban a számításba jövő üzemeltetési feltételek mellett alkalmazható munkaközegekre foglaltam össze a megfelelő együtthatókat. Elsősorban a túlhevített gőz, és részben a telített gőz paramétereinek számításához szükséges együtthatókat a rendelkezésre álló adatokat alapul véve regresszió segítségével határoztam meg. A Nemzetközi Hűtéstechnikai Intézet (IIR) egyezménye alapján a referencia-állapotra érvényes: 0 °C-nál a telített folyadék fajlagos entalpiája 200 kJ/kg, fajlagos entrópiája pedig 1 kJ/(kg.K). A fent közölt egyenletekhez tartozó együtthatók a 8.1. táblázatban közölt értékei R134a, R290, R1270 és Fluid H munkaközegek esetében 10÷80 °C telítettségi hőmérséklettartományra, R245fa és R600a munkaközegek esetében 10÷95 °C telítettségi hőmérséklettartományra, 1-45 K túlhevítésre vannak optimalizálva, ami a matematikai modell szempontjából elegendő.

8.1. táblázat: A (8.11)-(8.23) egyenletekbe helyettesítendő együtthatók értékei néhány lehetséges munkaközegre

Együtth.	R134a	R290	R1270	R245fa	R600a	Fluid H
K1	293.00	474.52	586.22	53.57	156.53	315.54
K2	10.53475	14.40396	17.35572	2.45238	5.53083	10.44527
K3	1.53681E-01	1.71441E-01	2.03469E-01	4.41124E-02	7.81495E-02	1.40702E-01
K4	7.57356E-04	5.82539E-04	5.75559E-04	4.21853E-04	4.01962E-04	5.51762E-04
K5	3.07028E-06	2.65657E-06	3.70318E-06	9.94736E-07	9.01260E-07	2.87761E-06
K6	199.89	199.72	199.51	199.98	199.91	199.89
K7	1.36934	2.57945	2.55943	1.29555	2.32896	0.98770
K8	1.10333E-04	8.49411E-04	-1.46817E-03	7.07981E-04	2.01190E-03	1.19821E-04
K9	2.34985E-05	5.63243E-05	8.14927E-05	4.61894E-06	1.49824E-05	1.97182E-05
K10	398.60	574.51	577.79	404.93	555.73	340.23
K11	0.58756	1.12298	0.94045	0.75063	1.34073	0.43822
K12	-1.74019E-03	-3.49839E-03	-6.45748E-03	1.50175E-04	1.93073E-04	-1.41915E-03
K13	2.87938E-05	8.43510E-05	2.00056E-04	-2.40747E-06	1.64715E-06	2.93303E-05
K14	-1.11901E-06	-3.08396E-06	-6.45283E-06	-3.77499E-08	-2.42435E-07	-1.10583E-06
K15	1.43933E-08	4.01867E-08	8.47814E-08	3.93342E-10	2.47118E-09	1.46129E-08
K16	-8.28610E-11	-2.30362E-10	-4.61438E-10	-2.47300E-12	-1.45550E-11	-8.53006E-11
K17	0.99976	0.99933	0.99875	0.99999	0.99984	0.99972
K18	4.94687E-03	9.25920E-03	9.12616E-03	4.72274E-03	8.45450E-03	3.55738E-03
K19	-7.17460E-06	-1.07337E-05	-1.70472E-05	-5.51581E-06	-6.95965E-06	-4.87106E-06
K20	6.55563E-08	1.46791E-07	2.16863E-07	1.83950E-08	4.23843E-08	5.31787E-08
K21	1.72707	2.37109	2.38312	1.75021	2.30230	1.51339
K22	-5.40019E-04	-1.01902E-03	-1.76326E-03	3.08500E-06	1.11085E-04	-3.04492E-04
K23	4.10770E-06	7.98662E-06	1.81878E-06	8.27003E-06	1.49419E-05	2.30612E-06
K24	6.85069E-08	1.54422E-07	4.31311E-07	-1.69588E-08	-5.81098E-08	6.23262E-08
K25	-3.50678E-09	-7.99703E-09	-1.61785E-08	-5.45221E-10	-4.73640E-10	-3.04561E-09

Együtth.	R134a	R290	R1270	R245fa	R600a	Fluid H
K26	4.50874E-11	1.07622E-10	2.17761E-10	6.03600E-12	6.23346E-12	4.05627E-11
K27	-2.45414E-13	-6.14741E-13	-1.19500E-12	-2.40000E-14	-3.53700E-14	-2.31030E-13
K28	-146.8	-178.4	-194.1	-115.7	-145.9	-166.0
K29	-5.86235E-03	-7.95580E-03	-8.85260E-03	-5.82083E-03	-7.95054E-03	-9.09270E-03
K30	4.59618	6.48120	7.65580	4.44692	5.56814	6.50580
K31	-49.61160	-68.15500	-82.35700	-47.45850	-55.29340	-67.46700
K32	96.52600	122.68200	142.92000	96.96020	106.14600	121.63100
K33	-8.73608E-02	-1.66402E-01	-1.69768E-01	-6.19410E-02	-1.33856E-01	-7.65926E-02
K34	-3.10000E-06	-6.66000E-06	-5.94000E-06	-2.35000E-06	-7.45000E-06	-3.32000E-06
K35	1.29184	2.58695	3.15869	0.41382	0.91583	1.03175
K36	-7.06290E-04	-1.55251E-03	-2.81356E-03	7.80100E-04	1.32638E-03	-6.34740E-04
K37	2.27100E-04	4.53920E-04	4.71670E-04	1.31090E-04	3.21350E-04	2.02760E-04
K38	104.35	2.50	-52.53	234.58	212.55	111.60
K39	-6.13390E-04	-9.70990E-04	-8.49710E-04	-5.67440E-04	-8.34190E-04	-3.43590E-04
K40	0	0	0	1.2E-07	7.0E-08	1.0E-08
K41	1.23407E-02	2.09873E-02	2.00973E-02	2.64990E-03	7.24800E-03	5.20000E-03
K42	-1.61200E-05	-2.64400E-05	-2.58300E-05	-1.90000E-07	-3.32000E-06	-5.16000E-06
K43	1.46000E-06	2.25000E-06	1.95000E-06	7.20000E-07	1.26000E-06	6.40000E-07
K44	-0.41097	-1.26950	-1.04268	1.04118	0.61030	0.51632
K45	-5.29530	-59.36280	-59.65590	3.06190	-24.18860	1.38390
K46	8.96473	11.70410	13.15420	3.19157	6.28377	9.91527
K47	1.56279	1.13587	1.23081	1.80721	1.02470	1.86920
K48	1.06207E-03	2.07340E-04	3.67890E-04	-4.29400E-04	-7.32800E-05	2.02685E-03
K49	-2.27265E-01	-1.32654E-01	-1.66540E-01	-7.15287E-02	-6.83300E-02	-3.15997E-01
K50	-535.2	-328.9	-373.8	-607.3	-391.5	-587.2
K51	-47.938	-56.167	-79.955	-29.29190	-32.22840	-45.419
K52	-2.49920E-02	-3.89809E-01	2.96280E-01	1.45747E-01	-2.97910E-01	-1.05362E-01
K53	-491.892	-363.413	-428.389	-454.891	-281.752	-573.535
K54	154.591	74.423	76.561	177.424	84.760	200.124
K55	39.965	45.583	52.381	25.777	32.014	41.334
K56	668.031	712.505	865.693	592.164	552.755	654.738
K57	1294.49	528.79	544.29	1403.99	580.53	1389.59
K58	-3.19422	-1.29325	-1.36635	-2.50600	-1.12969	-3.40782
K59	-1.59063E-02	-8.32130E-03	-1.34668E-02	-4.13049E-03	-2.81493E-03	-2.20305E-02
K60	1.85893E-04	1.07485E-04	2.27852E-04	8.26139E-06	1.48818E-05	2.88320E-04
K61	-2.52767E-06	-1.31993E-06	-2.37282E-06	-2.69964E-07	-2.43365E-07	-3.57134E-06
K62	14.45	10.38	12.40	3.25	4.25	20.27
K63	4.83830E-01	2.91179E-01	3.26822E-01	1.38422E-01	1.39774E-01	6.14586E-01
K64	1.03101E-02	5.87533E-03	9.27529E-03	2.50557E-03	2.07816E-03	1.45229E-02
K65	-1.55885E-04	-1.22133E-04	-2.90247E-04	1.24402E-05	-3.11001E-06	-3.15647E-04
K66	6.37044E-06	4.34651E-06	9.29362E-06	2.54492E-07	3.91170E-07	1.11793E-05
K67	-8.36907E-08	-5.73036E-08	-1.22732E-07	-2.19625E-09	-4.16416E-09	-1.47491E-07
K68	4.92113E-10	3.26319E-10	6.69361E-10	1.37900E-11	2.33290E-11	8.40992E-10
K69	-9.19600E-02	-5.10609E-02	-6.16034E-02	-2.52401E-02	-2.81974E-02	-1.32266E-01
K70	-1.76300E-05	-7.04000E-06	-6.32000E-06	-2.31700E-05	-9.30000E-06	-2.79900E-05
K71	-197154	-131810	-195045	-15587	-33401	-255274
K72	28943388	18988878	28118767	2348440	4918247	37008982
K73	38.4547	19.1324	21.7450	23.90510	15.07490	52.29150
K74	1.07751E-02	4.60873E-03	4.25167E-03	1.34551E-02	6.06410E-03	1.71748E-02
K75	336.00	229.51	339.36	25.79	56.75	441.094

A 8.1. táblázatban feltüntetett együtthatók segítségével a körfolyamat jellemző pontjaiban megfelelő pontossággal meg lehet határozni a fajlagos entalpia, entrópia, sűrűség, esetleg hőmérséklet értékét.

A túlhevített gőz fajlagos entrópiáját a nyomás és hőmérséklet ismeretében a (8.18) egyenlet segítségével ugyan kedvező relatív hibával lehet kiszámítani, az abszolút hiba azonban általában elfogadhatatlan. Mivel a fajlagos entalpiát a fajlagos entrópia és nyomás ismeretében a (8.20) egyenlet alapján rendkívül pontosan meghatározható, a fajlagos entrópia értékét iterációval kedvezőbb pontossággal kapjuk meg.

A felsorolt egyenletekkel bármely munkaközeg tulajdonságai leírhatók, így a modell tetszés szerint bővíthető. Ezt fontos szempontnak tartom, mert az egyre szigorodó követelményeknek megfelelő új munkaközegek kutatása és fejlesztése több rangos kutató intézet tevékenységének fontos részét képezi.

8.4. A munkaközeg jellemzői és alkalmazásának szempontjai

Az Európai Unió környezetvédelmi politikája egyre szigorúbb előírásokkal szabályozza a környeztkárosító hűtőközegek használatát a hűtés-, klíma és hőszivattyú alkalmazásokban. Az ózonréteget a klórtartalmuk miatt leginkább károsító halogenizált szénhidrogének, az R11 és R12 használatát már régen betiltották. Az egyelőre még engedélyezett fluórtartalmú halogénezett szénhidrogéneket használó hűtőkörökkel kedvező energiahatékonyságot lehet ugyan elérni, de ezek a környezetbe kerülve erős üvegházhatást fejtenek ki és ezáltal nagy mértékben hozzájárulhatnak a globális felmelegedéshez.

Tekintettel a globális felmelegedéssel járó reális veszélyekre az EU energia- és környezetvédelmi politikájának legfőbb célkitűzéseire tartozik a nagy globális felmelegítési hatással rendelkező hűtőközegek (pl. R134a, R407C) alkalmazásának korlátozása, ill. hosszútávon ezek betiltása. Egyes tagállamokban (Dánia, Ausztria) az átlagnál szigorúbbak az előírások, és az ilyen hűtőközegekkel működő berendezések használatát környezetvédelmi adóval terhelik. Várhatóan az ehhez hasonló előírások előbb-utóbb az egész unió területén elterjednek a végleges betiltásukig. Ezek a tények nagy kihívást jelentenek a kutatás és fejlesztés számára, amelynek a környezetbarát alternatív hűtőközegek alkalmazása az egyik legidősebb témája lett. A fő cél olyan hűtőközegek alkalmazását elterjeszteni, amelyekkel alacsonyabb globális felmelegítési hatás mellett legalább hasonló energiahatékonyságot lehet elérni.

A hűtőközegek alkalmazásának a környezetre gyakorolt közvetlen és közvetett hatását a teljes egyenértékű felmelegítési hatás (*TEWI* - Total Equivalent Warming Impact) fejezi ki, amely a

$$TEWI = GWP \cdot L \cdot d + GWP \cdot c \cdot (1 - \alpha_{rec}) + d \cdot E_a \cdot \beta \quad (8.24)$$

egyenlettel határozható meg, ahol

- GWP* - a hűtőközeg globális felmelegítési hatása (definícióját lásd a 8.2. táblázat. alatt) [-],
- L* - a hűtőközegnek egy év alatt a környezetbe szivárgó mennyisége [kg/a],
- c* - a hűtőkörben keringő közeg tömege [kg],
- d* - a hűtőkör élettartama [a],
- α_{rec} - a hűtőközeg visszaszerzésének mértéke a hűtőkör élettartamának lejárta után [-],
- E_a* - a hűtőkör évi energiafogyasztása [kWh/a],
- β - a kompresszor hajtásához szükséges 1 kWh mechanikus energia előállításával járó széndioxid kibocsátás [kg].

A TEWI első két összetevője a hűtőközeg alkalmazásának a környezetre gyakorolt közvetlen globális hatását, míg a harmadik annak közvetett hatását fejezi ki. Az első két összetevő elsősorban a fél-hermetikus vagy nyitott kompresszoros rendszereknél jelentős, tehát az összehatás nagy részét képezheti. Ellenkező a helyzet a hermetikusan zárt kompresszoros köröknél, ahol a környezetbe szivárgás valószínűsége minimálisra csökkenthető és a közvetett hatásnak van döntő szerepe. Az első és második generációjú hűtőközegek tiszta szénhidrogénnel való helyettesítésének alapfeltétele a legalább azonos, de lehetőleg kedvezőbb energiahatékonyság.

A 8.1. táblázatban feltételezett hűtőközegek között szerepel a hőszivattyú alkalmazásokban jelenleg még domináló második generációjú hidrofluórokarbon- R134a-tetrafluoroetán - és a jövő szempontjából alternatív megoldásként kínálkozó további három harmadik generációjú tiszta szénhidrogén- R600a-izobután, R290-propán, R1270-propilén, egy fluór/tiszta szénhidrogén keverék -R245fa-pentafluoropropán, valamint a Honeywell cég által kifejlesztett R134a munkaközeget a jövőben felváltható forradalmian új Fluid H, amely tetrafluoropropilén (CF₃CF=CH₂) és trifluorometil-jodid (CF₃I) azeotropikus keveréke. Turbókompresszoros alkalmazásokban az ún. zeotropikus (hőmérséklet-csúszással rendelkező, pl. R407C) keverékek nem alkalmazhatók. A fent említett munkaközegek fontos jellemzőit a 8.2. táblázat foglalja össze.

8.2. táblázat: A hőszivattyú korfolyamatában alkalmazható munkaközegek fontos jellemzőinek összehasonlítása

	R290	R1270	R600a	R245fa	R134a	Fluid H
Kritikus hőmérséklet [°C]	96,7	91,8	134,7	154,1	101	96,3
Móltömeg [g/mol]	44,1	42,08	58,1	134	102	130,4
Telített gőz sűrűsége 10 °C-nál [kg/m ³]	13,8	16,3	5,9	4,9	20,2	27,7
Telített gőz sűrűsége 30 °C-nál [kg/m ³]	23,5	27,58	10,5	10,2	37,5	49,4
Egységnyi fűtőteljesítmény generálásához szükséges térfogatáram a kompresszor szívócsövében 10 °C/60 °C/70 %-nál * [m ³ /h]	0,87	0,72	2,1	4,2	1,1	1,2
Egységnyi fűtőteljesítmény generálásához szükséges térfogatáram a kompresszor szívócsövében 30 °C/75 °C/70 %-nál * [m ³ /h]	0,62	0,52	1,28	2,2	0,72	0,79
Abszolút nyomás 10 °C hőmérsékletnél [bar]	6,3	7,8	2,22	0,83	4,1	4,3
Abszolút nyomás 30 °C hőmérsékletnél [bar]	10,8	13,1	4,1	1,8	7,7	7,7
Abszolút nyomás 60 °C hőmérsékletnél [bar]	21,2	25,3	8,8	4,64	16,8	16,0
Abszolút nyomás 75 °C hőmérsékletnél [bar]	28,6	33,9	12,3	6,95	23,6	22,1
Nyomáskülönbség 10 °C elpárolgatási és 60 °C kondenzációs hőmérsékletnél [bar]	14,9	17,5	6,6	3,8	12,7	11,7
Nyomáskülönbség 30 °C elpárolgatási és 75 °C kondenzációs hőmérsékletnél [bar]	17,8	20,8	8,2	5,2	15,9	14,4
Ózonréteg romboló hatás (ODP - Ozone Depletion Potential) [-]	0	0	0	0	0	0
Globális felmelegítési hatás (GWP - Global Warming Potential) ** [-]	3	3	3	760	1300	<150

* elpárolgatási/kondenzációs hőmérséklet/a kompresszió izentropikus hatásfoka, feltételezzük hogy a kompresszor telített gőzt szív be,

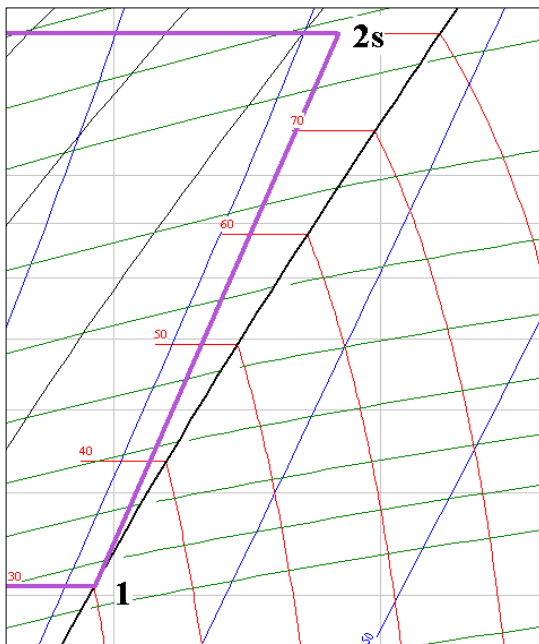
** a szén-dioxid globális felmelegítési hatásához viszonyítva – ennek értéke 100 év légköri élettartam esetén GWP=1.

A 8.2. táblázatban feltüntetett jellemzőkből a következő tanulságot vonhatjuk le:

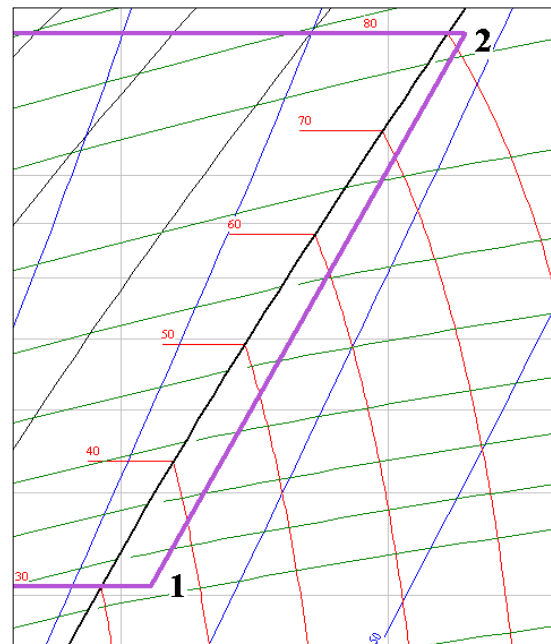
1. A tiszta szénhidrogének móltömege lényegesen kisebb az R134a munkaközegéhez viszonyítva. Nagyteljesítményű alkalmazásokban kizárólag centrifugális turbókompresszor alkalmas a munkaközeg sűrítésére. Tekintettel arra hogy ennek diffuzorában a gáz molekulájának kinetikus energiája nyomási energiává alakul át, nagy előnyt jelent a gáz molekulájának nagyobb tömege. Ellenkező esetben a kompressziót több fokozatban kell megvalósítani.
2. Egységnyi fűtőteljesítmény fejlesztéséhez propán és propilén alkalmazásakor a beszívott munkaközeg térfogatárama érezhetően kisebb mint az R134a és R600a esetében, ami azt jelenti hogy a berendezések kisebb méretűek lesznek. Ezt az előnyt azonban az előző pontban említett több fokozat szükségessége nagy mértékben ellensúlyozhatja, ami nagyobb tökeigényességhez vezethet.
3. A turbókompresszorban megvalósuló sűrítés szempontjából lényeges a kondenzációs és elpárolgatási nyomás különbsége. Minél nagyobb ez az érték, annál több fokozat szükséges a gőz kívánt nyomásának eléréséhez.
4. Rendkívül érdekes tulajdonságokkal rendelkezik a duzzasztóanyagként is ismert pentafluoropropán. Ennek telítettségi nyomása 10 °C-nál az atmoszferikus nyomásnál alacsonyabb, és 30 °C-nál is csak enyhén az fölött van. Előnyös móltömegének köszönhetően nagyteljesítményű hűszivattyúkban igéretes alternatív munkaközeg lehet a jövőben. Alkalmazása azonban kizárólag nagy elpárolgatási hőmérsékleteknél jöhet számításba.
5. A Fluid H munkaközeg gyakorlati alkalmazásáról jelen pillanatban nincs elegendő információ. Móltömege azonban nagyobb mint az R134a munkaközegé. Az R134a és Fluid H munkaközeg 8.2. táblázatban összefoglalt fontos mutatóinak összehasonlításából következik, hogy azok nagyjából azonosak. A Fluid H nagy előnye a lényegesen kisebb GWP érték. Tekintettel arra hogy nem gyúlékony és csak enyhén mérgező munkaközegről van szó, elkerülhető a fokozott biztonsági előírások betartásához szükséges műszaki megoldással járó többletköltség. A meglévő R134a munkaközeg alkalmazására tervezett rendszerekben kisebb konstrukciós módosítások árán ugyancsak alkalmazható. Ezért a Fluid H munkaközegnek minden bizonnyal nagy esélye van arra, hogy megfeleljen a hűszivattyú rendszerekre támasztott egyre szigorodó követelményeknek.

A tiszta szénhidrogének az EN 378-1 valamint az IEC 60335-2-40-A2 szabvány alapján a nagyon gyúlékony és kevésbé mérgező hűtőközegek csoportjába sorolhatók. Ez értelemszerűen fokozott biztonsági előírások betartását vonja maga után. Esetünkben az ATEX 100 szabvány szerint kell eljárni.

Nagyteljesítményű berendezésekben szinte kizárólag elárasztott elpárologtatók vannak alkalmazva. Az ebből kilépő gőz nedvességtartalma a folyadékgyűjtőben leválik, s a turbókompresszor telített gőzt szív be. Az izobután vagy pentafluoropropán és a többi alkalmazható munkaközeg között egy lényeges különbséget tapasztalhatunk, nevezetesen hogy a felső határgörbe és a telítettségi nyomás metszéspontjából húzott izentropa meredekebb a felső határgörbénél. Ebből az következik, hogy amennyiben a gőz sűrítése reverzibilis lenne, az egész folyamat enyhén nedves gőz tartományában játszódna le, ahogy ezt a 8.1a. ábrán $\log p-h$ diagramban szemléltetve van izobután munkaközeg esetén (a felső határgörbét fekete színnel, az izotermákat piros, továbbá a határgörbén lévő 1 és 2s pont között végbemenő izentropikus sűrítés lila színnel van jelölve). Ez a gőzturbináknál tapasztalható, az élettartamot csökkentő erózióhoz vezetne. Ezt megelőzendő, a turbókompresszor túlhevített gőzt kell hogy beszívjon. A szükséges túlhevítés biztosításának érdekében a hőszivattyú körfolyamatába iktatott ún. belső hőcserélő (Internal Heat Exchanger) alkalmazása viszonylag egyszerű és ami nagyon fontos, a teljesítmény tényezőt nem csökkentő intézkedés. A belső hőcserélőben a kondenzátorból kilépő telített folyadék állapotában vagy a túlhűtőből kilépő túlhűtött folyadék állapotában lévő munkaközeg és az elpárologtatóból kilépő telített gőz állapotában lévő munkaközeg közötti hőcserének köszönhetően a gőz elegendő mértékben túlhevíthető. A szükséges túlhevítés nő a kompresszió irreverzibilis hatásfokával. Túlhevített izobután gőz irreverzibilis sűrítése $\log p-h$ diagramban a 8.1b ábrán van szemléltetve.



8.1a. ábra: Telített izobután gőz reverzibilis sűrítése $\log p-h$ diagramban



8.1b. ábra: Túlhevített izobután gőz irreverzibilis sűrítése $\log p-h$ diagramban

A hőszivattyú körfolyamatának megvalósításához munkaközegként elvileg alkalmazható a szén-dioxid is. Annak móltömege a tiszta szénhidrogénekéhez hasonlóan kicsi, és rendkívül alacsony a kritikus hőmérséklete (31 °C). Ez azt jelenti hogy a szén-dioxidot alkalmazó hőszivattyú körfolyamata kizárólag transzkritikus körben valósítható meg. Ilyen körfolyamatban kondenzáció helyett a szuperkritikus gáz

hűtésére van szükség, melynek során annak hőmérséklete a hőcserélő felületén folyamatosan csökken. Ezért a szén-dioxid alkalmazása csak olyan esetben indokolt, ha a fűtőrendszer magas hőmérsékletszintű (pl. fűtőtestek) körre és alacsony hőmérsékletszintű (pl. padlófűtés) körre van osztva-ami eléggé gyakran előnyösen alkalmazott megoldás-, és versenyképességének alapfeltétele a szuperkritikus gáz lehető legjobb lehűtése.

9. A matematikai modell és szoftverei

megjelenítésének elvi kérdései

A feladatok, amelyek megoldására a matematikai modell szolgálna, a következő alapsoportokba sorolhatók:

1. a hőszivattyú konkrét műszaki kivitelezéséhez szükséges fontos ismeretek megszerzése a tervezés stádiumában,
2. egy adott rendszerstruktúrájú hőszivattyú teljesítménymérlegének vizsgálata a környezeti hőmérséklet függvényében különböző üzemállapotok esetében, és az évi üzemeltetés energiahatékonyságának és gazdaságosságának vizsgálata,
3. a választott műszaki megoldású hőszivattyúnak a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű rendszerstruktúrájába való integrálása energiahatékonyságának és gazdaságosságának vizsgálata.

Az említett alapsoportokba besorolható feladatok nagy része függ egymástól.

Nyilvánvaló, hogy minél nagyobb lesz az évi kitermelt és hatékonyan felhasznált hő, annál gazdaságosabb lesz a hőszivattyú alkalmazása. A mi éghajlati feltételeink mellett a távhőszolgáltató rendszer táplálására szolgáló hőtermelés gazdaságilag lényegesen fontosabb a hűtési energia termelésénél. Ráadásul a gőzkörfolyamat kondenzátorában felhasználható hűtési energia gazdasági előnyeinek elfogadhatóan pontos meghatározása az A alternatív koncepció esetére a jelenlegi körülmények között eléggé bonyolult feladat. Ez okból számunkra fontosabb a téli szezonban való üzemeltetés, illetve annak energiamérlege és gazdaságossága. Ezenkívül, míg a téli üzemmód feltételei csak viszonylag keveset és előre aránylag kiszámítható módon változnak, a nyári üzemmód esetében sok a bizonytalan tényező, többek között az abszorpciós hűtés feltételezett integrációja következtében is. Ezen felül a B alternatíva esetében a nyári üzemeltetés lehetősége teljesen kizárt.

Tekintettel e tényekre a megoldás jelenlegi stádiumában a hőszivattyúnak csak a téli üzemmódjával van értelme foglalkozni, és a továbbiakban az évi szolgáltatott hő- és hűtési energia, valamint a villamosenergia-fogyasztás mérlege leegyszerűsítve a téli üzemmóddal lesz azonos. A mérleg pontosítására a nyári üzemmód feltételeinek pontosabb ismerete esetében nyílik majd lehetőség. Ez természetesen nem változtat a tényen, hogy a matematikai modell javasolt formában ezekre a feltételekre is alkalmazható, viszont lényegesen eltérő bemenő adatokkal.

Ez az egyszerűsítés bizonyos mértékben eltorzíthatja az A alternatíva gazdaságossági mutatóinak értékeit. Amennyiben ezek a nyári üzemmód figyelembevétel nélkül meggyőzően előnyösek, ez nem jelent problémát, ugyanis annak figyelembevételével a mutatók valószínűleg bizonyos mértékben tovább javulhatnak. Annak eldöntéséhez viszont, hogy az A vagy a B alternatív koncepció lenne-e az előnyösebb, ezek komplex és tüzetes összehasonlító értékelése szükséges, amelynél a nyári üzemvitel természetesen figyelembe kell venni. A tervezett szoftver-csomag ezt lényegesen megkönnyíthetné.

9.1. A matematikai modellezés eredményeinek elemzésétől a hőszivattyú szintéziséig

A hőszivattyú koncepciójáról való helyes döntéshozatal szempontjából alapvető követelmény, hogy megvizsgáljuk, milyen hatással vannak a hőszivattyú konkrét állandósult üzemének teljesítménymérlegére, a kitermelt és elfogyasztott energia évi mérlegére és a gazdaságosságra a következő tényezők:

- a parciális hőszivattyúk n száma,
- a szekunder földhőhordozónak a parciális elpárolgotatókban $\Delta t_{G,i}$ -vel való lehűlésének mértéke,
- a fűtővíznek a parciális kondenzátorokban $\Delta t_{H,i}$ -vel való felmelegedésének mértéke,
- az elpárolgotatókban a szekunder földhőhordozó és a munkaközeg közötti $\Delta t_{\min E,i}$ minimális hőfokrás,
- a kondenzátorokban a fűtővíz és a munkaközeg közötti $\Delta t_{\min C,i}$ minimális hőfokrás,
- az egyes fokozatokban alkalmazott munkaközeg.

A minimális hőfokrás értéke az egyes parciális elpárolgotatókban és kondenzátorokban különbözhet.

A hűtő- vagy fűtőtéljesítményt az ismert

$$\dot{Q} = kS\delta_{\ln} = \dot{q}S \quad (9.1)$$

összefüggésből kapjuk, melyben

k – a hőátviteli tényező [W/(m².K)],

S – a hőátviteli felület [m²],

δ_{\ln} – a logaritmus hőmérsékletkülönbség [K],

\dot{q} – a hőáramsűrűség [W/m²].

A (9.1) összefüggés érvényességének feltétele a hőátviteli tényező állandó értéke a hőátviteli felületen, ami esetünkben elegendő pontossággal érvényes. Ha ismerjük a hőcserélő konstrukcióját és a logaritmus közepes hőmérsékletkülönbséget, a hőáramsűrűséget tapasztalatból meg tudjuk állapítani, majd ebből ki tudjuk számítani a hőátviteli felület és a hőátviteli tényező megközelítő értékét. Adott konstrukciójú hőcserélőnél a hőáramsűrűség a logaritmus hőmérsékletkülönbség függvénye. A hőfokrések a gazdaságosságra és hatékonyságra gyakorolt hatásának vizsgálata elősegítheti a berendezések optimális szintézisének megoldását.

A hőszivattyú hőcserélőiben fellépő nyomásesések értéke helyes méretezés esetén nem haladja meg a 40 kPa-t [29]. Tekintettel arra, hogy ezen nyomásesések az elpárolgotatási és kondenzációs hőmérséklettől függően a legfeljebb 1 %-kal csökkentik a teljesítmény tényezőt, ezeket figyelmen kívül hagyhatjuk. Hasonlóképpen elhanyagolható a kompresszor szívócsövében fellépő nyomásesés.

9.2. A teljesítmény- és energiamérlegelés határfeltételei

A hőellátás szempontjából a legfontosabb paraméter a t_e környezeti hőmérséklet, amelynek függvénye a szükséges fűtőteliesség és a távfűtőrendszerbe belépő és abból visszatérő fűtővíz hőmérséklete, és amely természetesen az idő függvénye

$$t_e = t_e(\tau) \quad (9.2)$$

Ha feltételezzük, hogy a hőszivattyú fűtőteliessége a fűtőszezonban teljes egészében ki lesz használva – ami természetes és könnyen teljesíthető követelmény –, számunkra csak a visszatérő fűtővíz hőmérsékletének környezeti hőmérséklettől való függése érdekes, amit a

$$t_{DHN,out} = t_{DHN,out}(t_e) = t_{DHN,out}(t_e(\tau)) \quad (9.3)$$

általános alakban fejezhetünk ki. Mivel ez a hőmérséklet megegyezik a hőszivattyúba belépő fűtővíz hőmérsékletével, érvényes:

$$t_{H,in} = t_{H,1} = t_{DHNout} \quad (9.4)$$

Ezenkívül a szekunder földhőhordozó $t_{Gin} = t_{G,1}$ hőmérsékletét a hőszivattyú bemenetén sokkal inkább befolyásolja a visszatérő fűtővíz hőmérséklete, mint a gőzturbina körfolyamatában keletkező csapadék mennyisége.

A korábbi gondolatok értelmében a matematikai modell szempontjából rendkívül fontosak a következő függvények:

$$t_{H,in} = t_{H,in}(t_e) = t_{H,in}(t_e(\tau)) \quad (9.5)$$

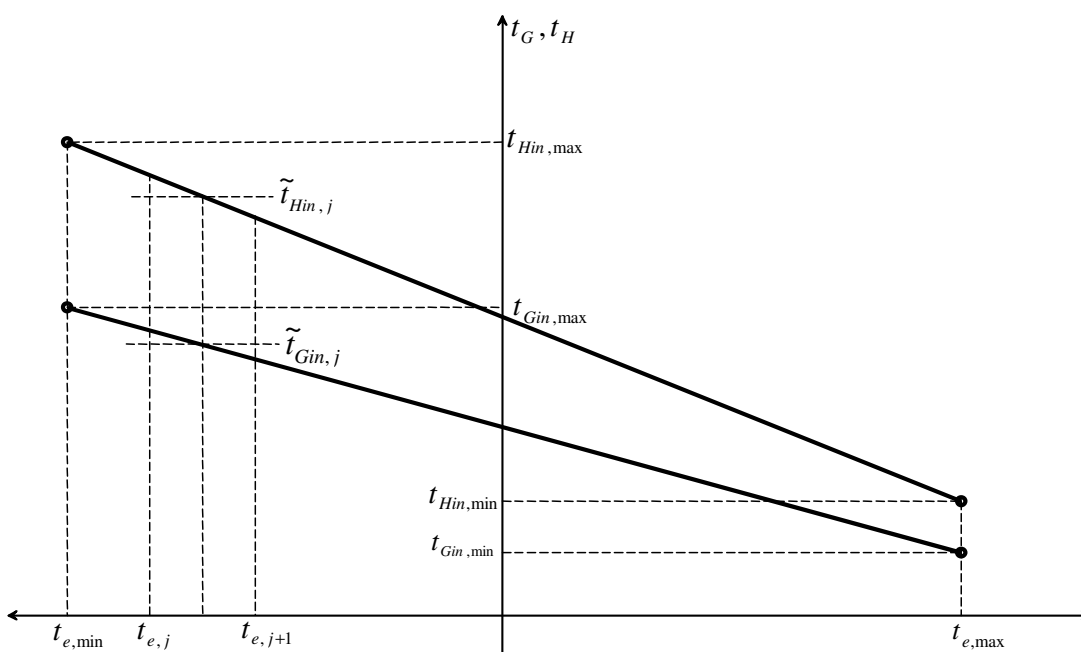
$$t_{G,in} = t_{G,in}(t_e) = t_{G,in}(t_e(\tau)) \quad (9.6)$$

Ahhoz hogy a t_e környezeti hőmérsékletet mint zavaró paramétert figyelembe tudjuk venni, a (9.5) és (9.6) függvényeket megfelelő formában kell megadni a matematikai modellben való gyakorlati alkalmazás szempontjából. Az évi termelt és fogyasztott energia mérlegét jelentős mértékben befolyásolja a környezeti hőmérséklet egyes értékeinek megfelelő állandósult üzemmódok időtartama. Ennek figyelembe vétele érdekében szükséges::

- behatárolni a lehetséges környezeti hőmérséklet értékeinek intervallumát (pl. $t_{e,min} = -20\text{ °C}$,
 $t_{e,max} = +15\text{ °C}$),
- a (9.5) és (9.6) függvényeket másodfokú polinom formájában kifejezni, a gyakorlati tapasztalatok figyelembe vétele mellett,

- a lehetséges környezeti hőmérséklet értékeinek intervallumát m számú alintervallumra osztani fel, és az egyes alintervallumokban meghatározzuk a $\tilde{t}_{H,in,j}$ és $\tilde{t}_{G,in,j}$ átlaghőmérsékleteket, pl. a 9.1. ábra alapján,
- meghatározni a környezeti hőmérséklet-értékek alintervallumainak τ_j ($j = 1, m$) időtartamát; ezeknek az adatoknak összhangban kell lenniük az adott régióra vonatkozó hosszantartó időjárás megfigyelésekkel.

A környezeti hőmérséklet tetszőleges i -edik alintervallumának időtartama statisztikai adat, és annak ellenére hogy hosszantartó megfigyeléseken alapul, évről évre kisebb-nagyobb eltérés tapasztalható. Ezért a gyakorlatban a környezeti hőmérséklet intervallumát elegendő oly módon felosztani, hogy alintervallumok határértékei közötti különbség $\Delta t_e = t_{e,j+1} - t_{e,j} = 5$ K legyen.



9.1. ábra: A fűtővíz és a szekunder földhőhordozó belépő hőmérséklete a környezeti hőmérséklet függvényében

Az adott régió környezeti feltételei alapján természetesen lehetséges a fűtőszezonra vonatkozó környezeti hőmérséklet határértékeinek más megválasztása, valamint eme intervallumnak finomabb felosztása is. Ezzel elméletileg növelhető az eredmények pontossága, de gyakorlatilag ennek nincs különösebb jelentősége, mivel az egyes alintervallumok időtartamani úgy is csak statisztikai, tehát eleve bizonytalan értékek. Ennek ellenére a matematikai modell univerzalitásának érdekében a környezeti hőmérséklet intervallumának tetszőleges m számú alintervallumra való felosztásának lehetőségével számoltam.

Ahhoz, hogy vizsgálhassuk a hőszivattyú állandósult üzemvitelének teljesítménymérlegét egy adott környezeti hőmérsékletnél, a szekunder földhőhordozó és a fűtővíz hőmérsékletének megfelelő

értékeit kell meghatározni a hőszivattyú bemenetén. A hőszivattyú fűtő- és hűtőtéljesítménye, ill. a kompresszor hajtásához szükséges villamos teljesítmény az egyes parciális hőszivattyúk teljesítményparamétereinek összege:

- az eredő fűtőtéljesítmény

$$\dot{Q}_H = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{H,i}, \quad (9.7)$$

- az eredő hűtőtéljesítmény

$$\dot{Q}_G = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{G,i}, \quad (9.8)$$

- a kompresszorok hajtásához szükséges eredő villamos teljesítmény

$$P = \sum_{i=1}^n P_i \quad (9.9)$$

A hőszivattyú évi üzemelésekor kitermelt és elfogyasztott energia mérlegelése szempontjából döntő szerepe van a teljesítmények kihasználásának az egyes alintervallumokban, amit környezeti hőmérsékleteknek az ezekhez tartozó időtartama szerint lehet meghatározni. Az évi kitermelt és elfogyasztott energiamennyiségeket tehát a következő összefüggésekkel lehet kifejezni:

- az évi üzemelés alatt a távfűtőrendszer táplálásához kitermelt hő

$$Q_H = \sum_{j=1}^m \tau_j \dot{Q}_{H,j} = \sum_{j=1}^m \tau_j \left(\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{H,i} \right)_j \quad (9.10)$$

- az évi üzemelés alatt kitermelt hűtési energia

$$Q_G = \sum_{j=1}^m \tau_j \dot{Q}_{G,j} = \sum_{j=1}^m \tau_j \left(\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{G,i} \right)_j \quad (9.11)$$

- az évi üzemelés alatt elfogyasztott villamos energia

$$E = \sum_{j=1}^m \tau_j P_j = \sum_{j=1}^m \tau_j \left(\sum_{i=1}^n P_i \right)_j \quad (9.12)$$

9.3. A hőszivattyú üzemeltetése gazdaságossági vizsgálatának alapvető kérdései

A hőszivattyú üzemeltetése gazdaságossági mutatóinak közelítő megismeréséhez elkerülhetetlen a következő belépő adatok meghatározása:

- a beruházási összköltség nagysága, B ,
- a kitermelt hő eladásából és a hűtési energia kihasználásából származó bevétel, Z ,
- a villamosenergia-fogyasztás költsége, ill. a villamos energia eladásánál az önfogyasztás okozta veszteség, U .

A beruházási összköltség a telepített teljesítmény nagyságától függ, amelyet a környezeti referencia-hőmérsékletre vonatkozó teljesítménymérlegből kapunk. Környezeti referencia-hőmérsékletnek általában a fűtőrendszerek tervezésénél használatos környezeti hőmérséklet felel meg. Erre az üzemre fejezhető ki a referencia teljesítmény-paraméterek a referencia-hőmérséklet függvényében:

- a referencia fűtőt teljesítmény: $\dot{Q}_{H,ref} = \dot{Q}_H(t_{e,ref})$
- a referencia hűtőt teljesítmény: $\dot{Q}_{G,ref} = \dot{Q}_G(t_{e,ref})$
- a referencia felvett villamos teljesítmény: $P_{ref} = P(t_{e,ref})$

A hőszivattyú beruházási összköltségének hozzávetőleges meghatározásához az előbbieket alapján a következő összefüggést használtam:

$$B = a(B_C + B_E + B_K) = a(b_C S_C + b_E S_E + b_K P_{ref}) \quad (9.13)$$

A hőszivattyú kondenzátorainak, elpárologtatóinak és kompresszorainak, valamint azok hajtóműveinek részaránya a beruházási összköltségben:

$$B_C = \sum_{i=1}^n B_{C,i}, \quad B_E = \sum_{i=1}^n B_{E,i}, \quad B_K = \sum_{i=1}^n B_{K,i} \quad (9.14)$$

A hőszivattyú eredő referencia fűtőt teljesítménye, hűtőt teljesítménye és felvett villamos teljesítménye:

$$\dot{Q}_{H,ref} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{H,ref,i}, \quad \dot{Q}_{G,ref} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{G,ref,i}, \quad P_{ref} = \sum_{i=1}^n P_{ref,i} \quad (9.15)$$

A (9.14) egyenletekben $B_{C,i}, B_{E,i}, B_{K,i}$ a hőszivattyú kondenzátorainak, elpárologtatóinak és kompresszorainak beruházási költségei. A (9.15) egyenletekben a $\dot{Q}_{H,ref,i}, \dot{Q}_{G,ref,i}, P_{ref,i}$ teljesítmény-paraméterek egyaránt a parciális hőszivattyúkra vonatkoznak. A (9.13) egyenletben b_C, b_E, b_K a kondenzátorok, elpárologtatók és kompresszorok (hajtóművükkel együtt) fajlagos beruházási költségei, amelyeket gyakorlati tapasztalatok alapján lehet meghatározni. Ugyanez érvényes a (9.13) egyenletben az a együtthatóra, mely a teljesítmény-paraméterektől független vagy nehezen kifejezhető egyéb költségeket veszi figyelembe. S_C és S_E a kondenzátorok és elpárologtatók a $\dot{Q}_{H,ref}, \dot{Q}_{G,ref}$ hőt teljesítményeknek megfelelő teljes hőcserélő felületei. A fojtószelepek beruházási költségei az hőcserélők és a kompresszorok beruházási költségeihez képest elhanyagolhatók, ezért ezeket figyelmen kívül hagyjuk.

A hőszivattyú üzemeltetéséből származó bevétel elsősorban a hő eladásából származó bevétel, de az A alternatíva esetében ezt növeli az a költség, amit a gőzkörfolyamat kondenzátorából és a hőhasznosító kazánból a szekunder földhőhordozó által elvezetett hulladékhő nagyságával lehet meghatározni. Formálisan a következő egyszerű matematikai összefüggéssel fejezhető ki:

$$Z = Z_H + Z_G = z_H Q_H + z_G Q_G, \quad (9.16)$$

ahol Q_H és Q_G a (9.10) és (9.11) egyenleteknek megfelelően az évi kitermelt hő- és hűtési energia. A hő $z_H = Z_H/Q_H$ eladási árának meghatározása problémamentes, de az egységnyi hűtési energia árát kifejező $z_G = Z_G/Q_G$ együttható pontos meghatározása a kapcsolt energiatermelésű hibrid gáz/gőzerőmű kivitelezésének részletes ismerete nélkül nem lehetséges. A B alternatív koncepció esetében, ahol a hűtőtéljesítmény kihasználásával nem lehet számolni, tehát értéke nulla.

Az üzemeltetés évi költségeit megközelítőleg a hőszivattyú hajtásához elfogyasztott villamos energia költségeiként lehet kifejezni. Amennyiben ez a hőerőműben termelt villamos energia (az A alternatív koncepció esetében), tulajdonképpen az önfogyasztás egy részéről van szó, és a költségeket az elfogyasztott villamos energiának megfelelő bevételcsökkenésként lehet kifejezni:

$$U = uE \quad (9.17)$$

ahol E a (9.11) egyenlet által meghatározott évi villamosenergia-fogyasztás és u a villamos energia eladási egységára (A alternatíva), illetve a vásárlási egységár (B alternatíva abban az esetben, ha a hőszivattyú tulajdonosa nem a hőerőmű).

9.3.1. Nettó jelenérték – NPV , NPV_D

Az NPV nettó jelenérték (Net Present Value) gyakran alkalmazott mutató a projektek gazdaságosságának megítélésére. Értéke az egy évre diszkontált nyereség ($CF = Z - U$) és a befektetett B tőke különbsége a projekt teljes kihasználása során. Ha leegyszerűsítve feltételezzük hogy ez az érték minden évben azonos, a nettó jelenértéket az alábbi összefüggéssel fejezhetjük ki:

$$NPV = \frac{q^N - 1}{q^N (q - 1)} (Z - U) - B, \quad (9.18)$$

ahol $q = 1 + f$ a kamattényező,
 f a kamat,
 N a projekt élettartama.

Az energiaárak növekedésének mértéke általában nagyobb az inflációnál, ami pozitívan befolyásolja az energiaszolgáltató rendszerek projektjeinek gazdaságossági mutatóit. Ezt a tényt a nettó jelenérték számításánál a (9.18) egyenlet alábbi módosításával vesszük figyelembe:

$$NPV_D = \frac{q^N - e^N}{q^N (q - e)} (Z - U) - B \quad (9.19)$$

A (9.18) összefüggés az előbbinél jobban kifejezi a gazdasági környezet változását. Benne az energiaárak növekedését az $e = 1 + r$ tényező fejezi ki, ahol r az évi energiaár-növekedés mértéke.

A nettó jelenérték számításánál a különböző energiaár-növekedéseket részletesebben is figyelembe lehet venni, mégpedig úgy hogy az egyes energiaformák árainak növekedését egymástól

függetlenül ítéljük meg. A mi esetünkben célszerű függetleníteni a hő eladásából származó bevételt és a hűtőtéljesítmény kihasználásából származó megtakarítást magába foglaló Z tételt, valamint a hőszivattyú működtetése által okozott bevételecsökkenést kifejező U tételt. A (9.19) egyenlet pontosabb formája tehát

$$NPV_D = \frac{q^N - e_Z^N}{q^N (q - e_Z)} Z - \frac{q^N - e_U^N}{q^N (q - e_U)} U - B, \quad (9.20)$$

ahol $e_Z = 1 + r_Z$ a Z bevétel és megtakarítás növekedési tényezője,

r_Z a Z bevétel és megtakarítás évi növekedésének mértéke,

$e_U = 1 + r_U$ a villamosenergia-ár növekedési tényezője,

r_U a villamosenergia-ár évi növekedésének mértéke.

A (9.16) szerint a Z paraméter magába foglalja a hő eladásából származó Z_H bevételt és a hűtőtéljesítmény felhasználásából származó Z_G megtakarítást. Ezek egymástól független megítélésével a (9.20) összefüggés által kifejezett NPV_D nettó jelenértéket elméletileg tovább lehetne pontosítani. Jelen pillanatban ennek semmi értelme, mivel főleg a megtakarítások mértéke nem határozható meg kellő pontossággal. Ráadásul a megtakarítások változása nagyjából egyenlő lehet a bevételek változásával, mivel tulajdonképpen azonos energiaformáról van szó.

A (9.19) egyenlet a (9.20) egyenletnek egy speciális esete, amikor a bevételek és megtakarítások, valamint a villamosenergia árnövekedésének dinamikája azonos, tehát $r_Z = r_U = r$.

A gazdaságosság feltétele a pozitív nettó jelenérték:

$$NPV > 0, \text{ ill. } NPV_D > 0$$

Minél nagyobb ez az érték, annál gazdaságosabb a projekt.

9.3.2. A nettó jelenérték együtthatója – $NPVQ$, $NPVQ_D$

A nettó jelenérték $NPVQ$ együtthatója az NPV nettó jelenérték és a B befektetett tőke aránya:

$$NPVQ = \frac{NPV}{B}, \quad (9.21)$$

ill.

$$NPVQ_D = \frac{NPV_D}{B} \quad (9.22)$$

Az $NPVQ$, ill. $NPVQ_D$ mutatók alkalmasak az egyes projektváltozatok jövedelmezőség szerinti felsorakoztatására. Minél nagyobb az értékük, annál jövedelmezőbb a projekt.

9.3.3. Belső megtérülési ráta – IRR , IRR_D

A projekt gazdaságosságának megítélésére az *IRR* belső megtérülési ráta (Internal Rate of Return) néven ismert mutató is használatos, főleg abban az esetben, amikor vitatható, hogy a kamatláb milyen értékével számolhatunk.

Az *IRR* az a kamatláb, amelynél a projekt diszkontált évi haszna (a mi esetünkben $CF = Z - U$) megegyezik a befektetett tőkével. Ez azt jelenti, hogy az *NPV* nettó jelenérték nulla lesz. A belső kamatláb értékét tehát a következő egyenletből lehet meghatározni:

$$NPV = \frac{(1 + IRR)^N - 1}{(1 + IRR)^N IRR} (Z - U) - B = 0, \quad (9.23)$$

vagy ha figyelembe vesszük a bevételek és megtakarítások növekedésének, ill. a villamosenergia eladásából származó bevételkiesés növekedésének az általános inflációhoz viszonyított eltérő dinamikáját:

$$NPV_D = \frac{(1 + IRR_D)^N - (1 + r_Z)^N}{(1 + IRR_D)^N (IRR_D - r_Z)} Z - \frac{(1 + IRR_D)^N - (1 + r_U)^N}{(1 + IRR_D)^N (IRR_D - r_U)} U - B = 0 \quad (9.24)$$

Az *IRR*, ill. *IRR_D* belső kamatláb a projekt nyereségének mértékét fejezi ki. Minél magasabb az *IRR*, ill. *IRR_D* értéke a betét után járó, ill. a hitel után fizetendő évi kamatlábnál, annál jövedelmezőbb a projekt.

9.3.4. Megtérülési idő – *PP*, *PO*

A beruházó természetesen elvárja, hogy a projektbe fektetett tőkéje a lehető legrövidebb idő alatt megtérüljön, és azzal újra rendelkezessen. Ezért a beruházás megtérülési ideje szintén lényeges gazdaságossági mutató.

A *PP* statikus megtérülési idő (Payback Period) a befektetett tőke és az évi haszon aránya

$$PP = \frac{B}{CF} = \frac{B}{Z - U} \quad (9.25)$$

A statikus megtérülési idő alkalmas a befektetés hatékonyságának megítélésére. Alkalmazhatósága viszont az alábbi esetekre korlátozódik:

- ha a kamatláb értéke aránylag kicsi,
- ha a megtérülési idő kevesebb mint 4-5 év.

9.3.5. Dinamikus megtérülési idő – *PO*, *PO_D*

A dinamikus megtérülési idő (Pay-Off) a statikussal ellentétben figyelembe veszi az évi kamatlábat (*PO*), esetleg emellett külön az energiaárak növekedésének különbségét is (*PO_D*). Tulajdonképpen az az időtartam, amely alatt az egy évre diszkontált nyereség ($CF = Z - U$) összege egyenlő lesz a befektetett tőkével, tehát a nettó jelenérték nulla lesz. A definíció értelmében ezeket a mutatókat az alábbi egyenletekből lehet meghatározni:

$$NPV = \frac{q^{PO} - 1}{q^{PO}(q-1)}(Z - U) - B = 0, \quad (9.26)$$

ill.

$$NPV_D = \frac{q^{PO_D} - e_Z^{PO_D}}{q^{PO_D}(q - e_Z)}Z - \frac{q^{PO_D} - e_U^{PO_D}}{q^{PO_D}(q - e_U)}U - B = 0 \quad (9.27)$$

A befektetett tőke megtérülési ideje nem haladhatja meg a beruházó által előírányzott időtartamot. Minél rövidebb ez az időtartam, annál gazdaságosabb a projekt.

10. A matematikai modell felhasználásának egyszerűsített algoritmus

A kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű struktúrájában vagy azon kívül alkalmazandó hőszivattyú, az erőműhöz hasonlóan jelen pillanatban csak mint távlati lehetőségről való elképzelés létezik. Sikeres tervezése érdekében a matematikai modell szoftveres megvalósításának lehetővé kell tennie fontos, az optimális tervezését elősegítő információk megszerzését. Tekintettel arra, hogy a lehető legjobb gazdaságossági mutatók elérése fontos követelmény, a hőszivattyú egyes változatait ebből a szempontból is meg kell vizsgálni. Ehhez nélkülözhetetlen az évi szolgáltatott és fogyasztott energia mérlegelése, amit az állandósult üzemviteli állapotok matematikai modellezése segítségével lehet megvalósítani.

A matematikai modell erre a célra történő felhasználása elvi algoritmusának részfeladatait a következőképpen lehet csoportosítani:

1. A bemenő adatok betáplálása

- 1.1. $t_{G_i,n}(t_e)$ - a földhő szekunder szállító közegének hőmérséklete a hőszivattyú bemenetén a környezeti hőmérséklet függvényében
- 1.2. $t_{H,in}(t_e)$ - a fűtővíz hőmérséklete a hőszivattyú bemenetén a környezeti hőmérséklet függvényében
- 1.3. $t_{e,ref}$ - a referencia hőmérséklet értéke
- 1.4. n - a parciális hőszivattyúk száma
- 1.5. $\Delta t_{G,i}$ - a szekunder földhőhordozó tömegáramának lehűlése az i -edik parciális hőszivattyúban (értéke az egyes parciális hőszivattyúkban különbözhet)
- 1.6. $t_{H,out}$ - a fűtővíz hőmérséklete a hőszivattyú kimenetén
- 1.7. $\Delta t_{min E,i}$ - a hűtőközeg és a földhő szekunder szállító közege közötti minimális hőfokérés az i -edik parciális elpárolgatóban (értéke az egyes parciális hőszivattyúkban különbözhet)
- 1.8. $\Delta t_{min C,i}$ - a hűtőközeg és a fűtővíz közötti minimális hőfokérés az i -edik parciális kondenzátorban (értéke az egyes parciális hőszivattyúkban különbözhet)
- 1.9. $\Delta t_{sc,j}$ - a munkaközeg túlhűtése a kondenzátorban (értéke az egyes parciális hőszivattyúkban különbözhet)
- 1.10. $\dot{q}_{E,i}$ - az i -edik elpárolgató hőáramsűrűsége (értéke az egyes parciális hőszivattyúkban különbözhet)
- 1.11. $\dot{q}_{C,i}$ - az i -edik kondenzátor hőáramsűrűsége (értéke az egyes parciális hőszivattyúkban különbözhet)
- 1.12. \dot{m}_G - a szekunder földhőhordozó tömegárama

- 1.13. $\eta_{mE,i}$ - az E_i alrendszer mennyiségi hatásfoka (értéke az egyes alrendszerekben különbözhet)
- 1.14. $\eta_{mC,i}$ - a C_i alrendszer mennyiségi hatásfoka (értéke az egyes alrendszerekben különbözhet)
- 1.15. $\eta_{mM,i}$ - az M_i alrendszer mennyiségi hatásfoka (értéke az egyes alrendszerekben különbözhet)
- 1.16. $\eta_{irr,i}$ - az i -edik parciális kompresszor eredő irreverzibilis hatásfoka konstans értéként vagy a kompresszor beszívott munkaközeg térfogatárama függvényeként megadva (értéke vagy a térfogatáramtól való függése az egyes alrendszerekben különbözhet)
- 1.17. m - környezeti hőmérséklet alintervallumainak száma
- 1.18. $t_{e,max}$ - a környezeti hőmérséklet felső határértéke
- 1.19. $t_{e,min}$ - a környezeti hőmérséklet- alsó határértéke
- 1.20. τ_j - a j -edik környezeti hőmérséklet-alintervallum időtartama
- 1.21. $b_{C,i}$ - az i -edik parciális kondenzátor fajlagos költsége (értéke az egyes parciális hőszivattyúknál különbözhet)
- 1.22. $b_{E,i}$ - az i -edik parciális elpárologtató fajlagos költsége (értéke az egyes parciális hőszivattyúknál különbözhet)
- 1.23. $b_{K,i}$ - az i -edik parciális kompresszor és hajtóművének fajlagos költsége (értéke az egyes parciális hőszivattyúknál különbözhet)
- 1.24. a - az egyéb költségeket figyelembe vevő együttható
- 1.25. z_H - a hő eladási ára
- 1.26. z_G - a hőszivattyú hűtőteljesítményének felhasználása okozta névleges megtakarítás
- 1.27. u - a villamos energia eladási illetve vásárlási ára
- 1.28. f - az évi kamatláb
- 1.29. N - a projekt élettartama
- 1.30. r_Z - a bevételek és megtakarítások évi növekedésének mértéke
- 1.31. r_U - a villamos energia eladási ára évi növekedésének mértéke

2. A szekunder földhőhordozó és a fűtővíz jellemzőinek meghatározása

- 2.1. A környezeti hőmérséklet alintervallumainak kialakítása az alintervallumok száma valamint a felső és alsó határték alapján.
- 2.2. A földhő szekunder hordozójának ill. a fűtővíz belépési hőmérsékletének számítása a környezeti hőmérséklet függvényében.

2.3. A földhő szekunder hordozójának belépési és kilépési hőmérsékletének számítása az egyes parciális hőszivattyúk esetére.

$$t_{G,i+1} = t_{G,i} - \Delta t_{G,i}$$

2.4. A fűtővíz belépési és kilépési hőmérsékletének számítása az egyes parciális hőszivattyúk esetére

$$t_{H,i+1} = t_{H,i} + \Delta t_{H,i},$$

ahol $\Delta t_{H,i} = (t_{H,out} - t_{H,in}) \frac{\dot{Q}_{G,i}}{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{G,i}}$ a fűtővíznek az i -edik parciális kondenzátorban elért megközelítő

hőmérsékletváltozása.

2.5. Az elpárologatási és lecsapódási hőmérséklet számítása az egyes parciális hőszivattyúk esetére.

$$t_{E,i} = t_{G,i+1} - \Delta t_{\min E,i}$$

$$t_{C,i} = t_{H,i+1} + \Delta t_{\min C,i}$$

2.6. A fűtővíz tömegáramának számítása a

$$\dot{m}_H = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{H,i}}{c_p (t_{H,out} - t_{H,in})},$$

összefüggés alapján, ahol az $\dot{Q}_{H,i}$ az i -edik parciális hőszivattyú fűtőteltjesítménye, melynek értékét a (7.29) összefüggésből kapjuk.

2.7. Az \dot{m}_H tömegáramú fűtővíz i -edik parciális kondenzátorban megvalósuló hőmérsékletváltozásának pontosítása a

$$\Delta t_{H,i} = \frac{\dot{Q}_{H,i}}{\dot{m}_H c_p}$$

összefüggés alapján, majd a minimális hőfokrés újraszámítása változatlan kondenzációs hőmérsékletet feltételezve a

$$\Delta t_{\min C,i} = t_{c,i} - \Delta t_{H,i}$$

összefüggés alapján.

3. A turbókompresszor által beszívott munkaközeg minimális túlhevítésének számítása (pentafluoropropán és izobután munkaközeg alkalmazása esetén)

A 8.4. alfejezet értelmében e két munkaközeg alkalmazása esetén elengedhetetlen, hogy a turbókompresszor túlhevített gőzt szívjon be. A dt_{smin} minimális túlhevítés meghatározásánál az alábbi pontok szerint járunk el:

3.1. Adott t_c kondenzációs hőmérsékletnél megállapítjuk a munkaközeg fajlagos entrópiáját és fajlagos entalpiáját az alsó és felső határgörbén – $s'(t_c)$, $s''(t_c)$, $h'(t_c)$, $h''(t_c)$.

3.2. Az elpárologtatási hőmérséklet és minimális túlhevítés kezdőértékének ismeretében megállapítjuk a munkaközeg fajlagos entrópiáját és entalpiáját beszívásnál– s_1, h_1 .

3.3. Amennyiben $s_1 < s''(t_c)$ és izentropikus kompressziót feltételezünk, az részben a nedves gőz tartományban játszódik le és a nedves gőz szárazsága kompresszió után $x = \frac{s_{2s} - s'(t_c)}{s''(t_c) - s'(t_c)}$ és annak fajlagos entalpiája $h_{2s} = h'(t_c) + x(h''(t_c) - h'(t_c))$.

3.4. Ha a kompresszió irreverzibilis és hatásfoka η_{irr} , a gőz fajlagos entalpiája kompresszió után $h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{irr}}$.

3.5. A dt_{min} túlhevítés értékét addig növeljük míg nem érvényes a $h_2 \geq h''(t_c)$ egyenlőtlenség.

4. Állandósult üzemvitel teljesítménymérlegének meghatározása környezeti referencia-hőmérsékletnél

4.1. A parciális hőszivattyúk hűtőtjeljesítményének számítása (értékük különbözhet).

$$\dot{Q}_{G,i} = 4,18\dot{m}_G \Delta t_{G,i}$$

4.2. A parciális hőszivattyúk fűtőtjeljesítményének számítása a (7.29) alapján és a (8.11)-(8.23), összefüggések felhasználásával.

4.3. Az egyes parciális hőszivattyúk felvett villamos teljesítményének számítása a (7.31) mérlegegyenlet segítségével.

4.4. A teljes fűtőtjeljesítmény számítása a (9.7) alapján.

4.5. A teljes hűtőtjeljesítmény számítása a (9.8) alapján.

4.6. A teljes villamos teljesítmény számítása a (9.9) alapján.

5. A hőszivattyú évi üzemének energiamérlege

5.1. Az évi szolgáltatott hő számítása a (9.10) alapján. A hőszivattyú állandósult üzemvitelének megfelelő eredő fűtőtjeljesítmény meghatározása a környezeti hőmérséklet függvényében a 2-4. pontok alapján történik.

5.2. Az évi szolgáltatott hűtési energia számítása a (9.11) alapján. A hőszivattyú állandósult üzemvitelének megfelelő eredő hűtőtjeljesítmény meghatározása a környezeti hőmérséklet függvényében a 2-4. pontok alapján történik.

5.3. Az évi villamosenergia-fogyasztás számítása a (9.12) alapján. A hőszivattyú állandósult üzemvitelének megfelelő felvett eredő villamos teljesítmény meghatározása a környezeti hőmérséklet függvényében a 2-4. pontok alapján történik.

6. Az alkalmazott hőcserélők jellemző paramétereinek számítása

6.1. Az alkalmazott elpárologtatók szükséges hőátviteli felületének valamint hőátviteli tényezőjének számítása a (9.1) összefüggést alkalmazva.

6.2. Az alkalmazott kondenzátorok szükséges hőátviteli felületének valamint hőátviteli tényezőjének számítása a (9.1) összefüggést alkalmazva.

7. A projekt gazdaságossági mutatóinak számítása

7.1. A hőszivattyú vételárának számítása a környezeti referencia-hőmérsékletnek megfelelő teljesítményparaméterek függvényében a (9.13) alapján.

7.2. Az évi bevétel számítása a (9.16) alapján.

7.3. A hőszivattyú által elfogyasztott villamos energia ára a (9.17) alapján.

7.4. Az NPV nettó jelenérték számítása az energiaár-változások dinamikájának figyelembevétele nélkül a (9.18) alapján.

7.5. Az NPV_D nettó jelenérték számítása az energiaár-változások dinamikájának figyelembevételével a (9.20) alapján.

7.6. Az $NPVQ$, ill. $NPVQ_D$, a nettó jelenértékek együtthatójának számítása a (9.21), ill. (9.22) összefüggések alapján.

7.7. Az IRR , ill. IRR_D belső megtérülési ráta számítása a (9.23), ill. (9.24) összefüggések alapján.

7.8. A PP és PO megtérülési idők számítása a (9.25), ill. implicit módon a (9.26) alapján.

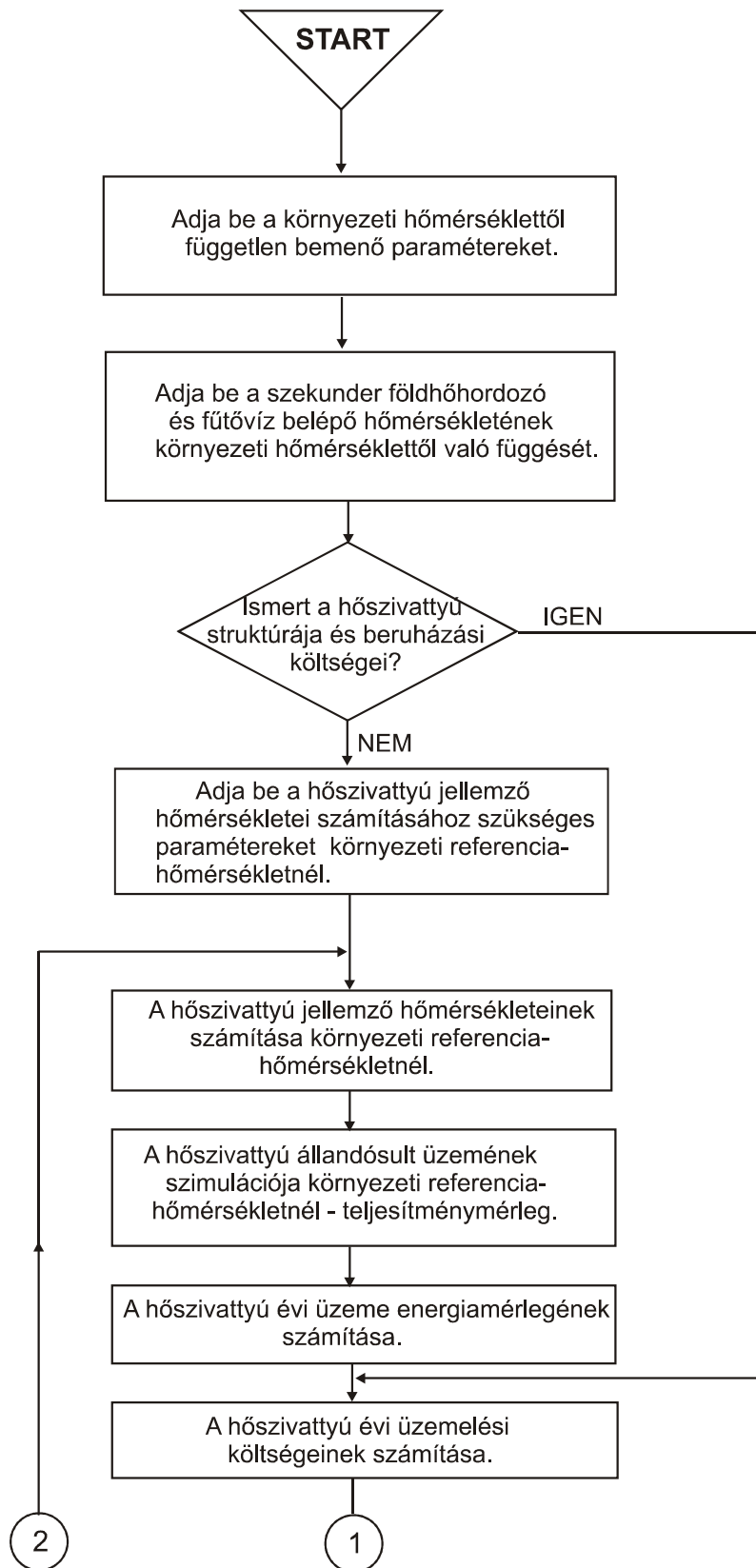
8. Kilépő műveletek

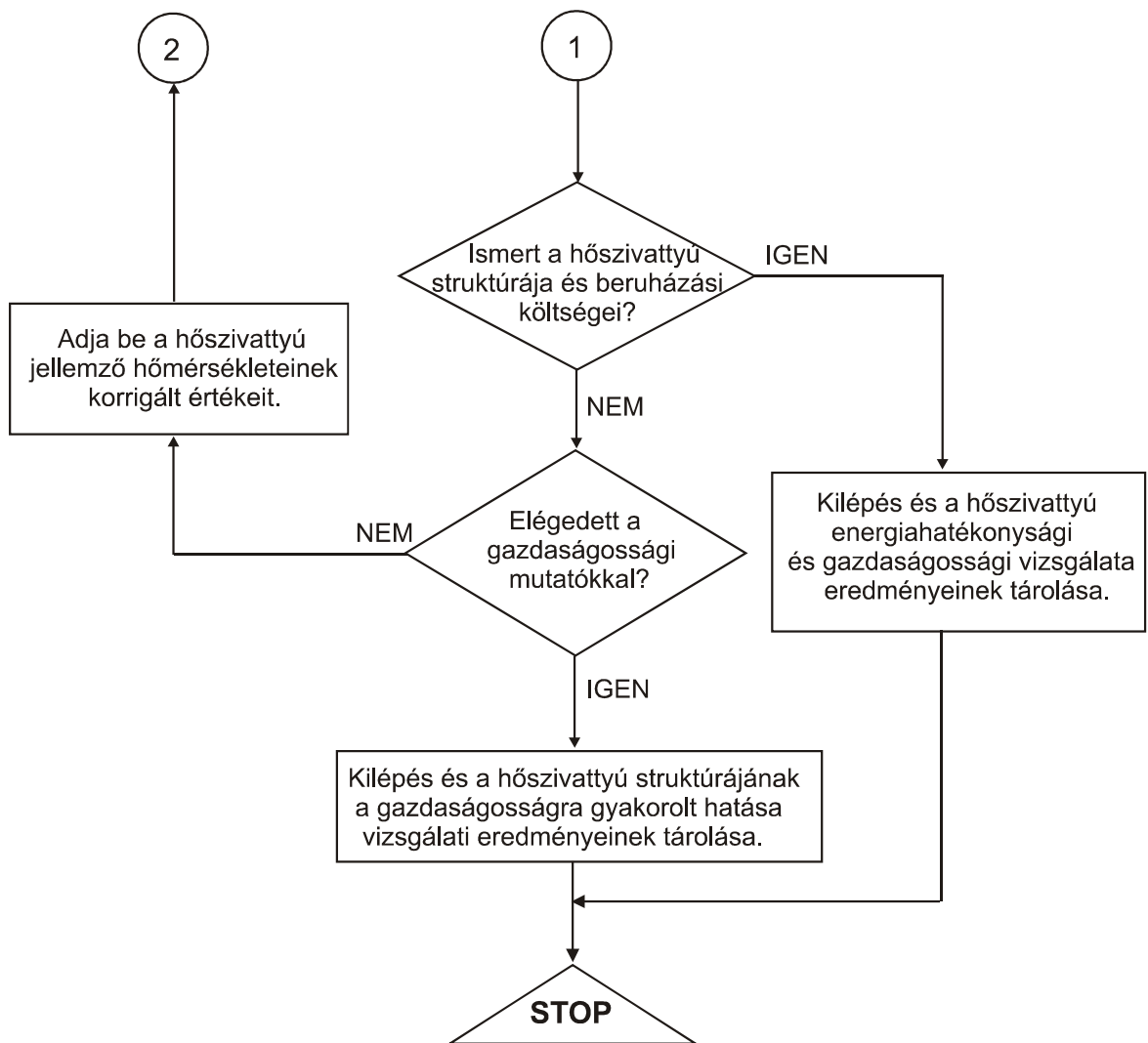
9.1. A számítási műveletek fontosabb eredményeinek megjelenítése táblázatokban a bemenő adatok függvényében.

9.2. A számítási műveletek fontosabb eredményeinek grafikus ábrázolása a bemenő adatok függvényében.

9.3. A fontosabb eredmények tárolása esetleges további feldolgozások céljából.

Az egyes pontokban felsorolt összes művelet elvégzése abban az esetben elkerülhetetlen, ha a hőszivattyú konkrét kivitelezésének koncepcióját keressük, és nem tudjuk kielégítő pontossággal felbecsülni a befektetett tőke várható nagyságát. A matematikai modell szoftvermodulként történő megvalósítása azzal az esettel is számol, amikor csak az energiamérleg s a gazdaságosság vizsgálatára van szükség, és a műszaki kivitelezés koncepciója, valamint a befektetett tőke ismert. Ez esetben a fenti pontokban felsorolt műveletek közül néhány elvégzése nem szükséges, ahogy az a 10.1. ábrából következik.





10.1. ábra: A kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű rendszerstruktúrájába integrálandó hőszivattyú matematikai modelljén alapuló szoftvermodul egyszerűsített folyamatábrája

11. A hőszivattyú matematikai modelljén alapuló szoftvermodul alkalmazásának néhány eredménye

A nagyteljesítményű hőszivattyú matematikai modelljének kidolgozását a Kassai Katlan földhőpotenciálja intenzívebb kihasználásának gondolata ösztönözte. A modell alapján kidolgozott szoftvermodul természetesen úgy lett felépítve, hogy az adott körülményeknek megfelelő bemenő adatok betáplálásával alkalmazható legyen más, hasonló paraméterekkel rendelkező projektek megvalósíthatósági vizsgálatára is. E fejezet célja a matematikai modell próbafuttatásának bemutatása, amelynél a kassai geotermikus projekt megvalósításakor feltételezhető paraméterekkel számoltam.

A matematikai modellnek megfelelő szoftvermodul futtatásánál bemenő adatként a következő értékek lettek betáplálva:

- a hőszivattyú fokozatainak száma $n=3$,
- az alkalmazott munkaközeg
 - az első fokozatban R134a,
 - a második fokozatban R290,
 - harmadik fokozatban R1270,
- a szekunder földhőhordozó tömegárama $\dot{m}_G = 240 \text{ kgs}^{-1}$,
- a szekunder földhőhordozó teljes lehűlése 30 K, amikor is feltételezzük hogy a szekunder földhőhordozó az egyes fokozatokban azonos mértékben hűl le, tehát $\Delta t_{G,1} = \Delta t_{G,2} = \Delta t_{G,3} = 10 \text{ K}$
- feltételezzük, hogy a szekunder földhőhordozó és a fűtővíz hőmérséklete a hőszivattyú bemenetén lineárisan függ a környezeti hőmérséklettől, és ezeknek a függvényeknek a konkrét formája:
$$t_{G,in} = -0,22857t_e + 47,4286, \quad (11.1)$$
$$t_{H,in} = -0,34286t_e + 55,1428, \quad (11.2)$$
- a környezet hőmérsékletének $\langle -20; +15 \rangle$ intervallumát 7 azonos nagyságú alintervallumra van felosztva,
- a környezet referencia-hőmérsékletének értéke $t_{e,ref} = -15 \text{ °C}$, tehát a (11.1) és (11.2) összefüggések alapján:
 - a szekunder földhőhordozó hőmérséklete a hőszivattyú bemenetén a környezet referencia-hőmérsékleténél $t_{G,in,ref} = 50,9 \text{ °C}$,
 - a fűtővíz hőmérséklete a hőszivattyú bemenetén a környezet referencia-hőmérsékleténél $t_{H,in,ref} = 60,3 \text{ °C}$,
- a fűtővíz hőmérséklete a hőszivattyú kimenetén $t_{H,out} = 72 \text{ °C}$,

- a környezeti hőmérséklet alintervallumaihoz tartozó egyes időtartamok a 11.1. táblázatban vannak feltüntetve – a város éghajlati viszonyainak megfelelően:

11.1. táblázat: A környezeti hőmérséklet alintervallumaihoz tartozó egyes időtartamok a város éghajlati viszonyainak megfelelően

A környezeti hőmérséklet alintervallumai	Időtartam [h]
<-20;-15>	7
(-15;-10>	30
(-10;-5>	105
(-5;0>	780
(0;5>	1660
(5;10>	1820
(10;15>	1000

- a szekunder földhőhordozó és a hűtőközeg, ill. a fűtővíz és a hűtőközeg közötti hőfokrés az egyszerűség kedvéért azonos a környezet referencia-hőmérsékletének megadott értékekkel, tehát

$$\Delta t_{\min,E} = \Delta t_{\min,E,ref} = 2 K ,$$

$$\Delta t_{\min,C} = \Delta t_{\min,C,ref} = 2 K ,$$

- a munkaközeg túlűtése minden fokozatban 5 K,
- a hőszivattyú alrendszerének mennyiségi hatásfoka

$$\eta_{mM} = \eta_{mC} = \eta_{mE} = 0,98 ,$$

- a kompresszió irreverzibilis hatásfokát kétféleképpen adjuk meg:

- egy az alkalmazási munkaközeg-térfogatáram alkalmazási intervallumára vonatkozó középértékkel $\eta_{irr} = 0,8$,

- a beszívott munkaközeg-térfogatáram függvényeként, mely

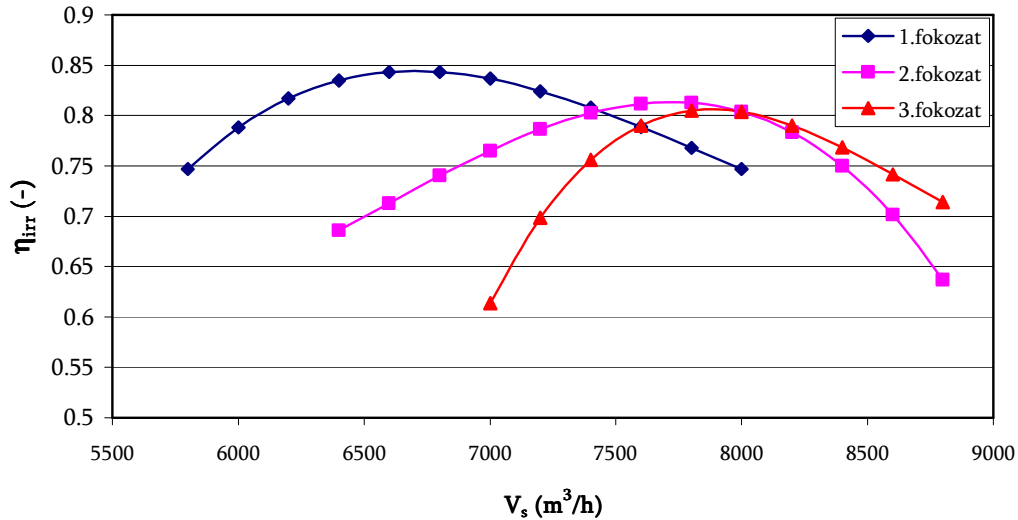
$$\text{az első fokozatban } \eta_{irr} = 2,81 \cdot 10^{-11} \dot{V}_s^3 - 6,60 \cdot 10^{-07} \dot{V}_s^2 + 5,05 \cdot 10^{-03} \dot{V}_s - 11,9, \quad (11.3)$$

$$\text{a második fokozatban } \eta_{irr} = -3,29 \cdot 10^{-11} \dot{V}_s^3 + 6,47 \cdot 10^{-07} \dot{V}_s^2 - 4,09 \cdot 10^{-03} \dot{V}_s + 9,0, \quad (11.4)$$

$$\text{a harmadik fokozatban } \eta_{irr} = 7,74 \cdot 10^{-11} \dot{V}_s^3 - 2,01 \cdot 10^{-06} \dot{V}_s^2 + 1,73 \cdot 10^{-02} \dot{V}_s - 48,2, \quad (11.5)$$

ahol a hatásfok dimenziótlán, a térfogatáramot m³/h-ban adjuk meg. A (11.3)-(11.5) egyenleteket grafikusán a 11.1. ábra szemlélteti.

A kompresszió irreverzibilis hatásfokának változása a beszívott munkaközeg-térfogatáram függvényében



11.1. ábra: A kompresszió irreverzibilis hatásfoka a beszívott munkaközeg-térfogatáram függvényében

- a hőáramsűrűség értéke mind a kondenzátorokban mind az elpárologtatókban $\dot{q} = 15 \text{ kW/m}^2$,
- gyakorlati tapasztalatok alapján a hőszivattyú egyes alkotóelemeinek fajlagos beszerzési költségei a következők:
 - elpárologtató (fekvőkazános elárasztott kivitelezést feltételezve):

$$b_E = 150 \text{ EURO } 1 \text{ m}^2 \text{ hőátviteli felületre,}$$
 - kondenzátor (fekvőkazános kivitelezést feltételezve):

$$b_C = 150 \text{ EURO } 1 \text{ m}^2 \text{ hőátviteli felületre,}$$
 - centrifugális turbókompresszor, beleértve a hajtóműveket:

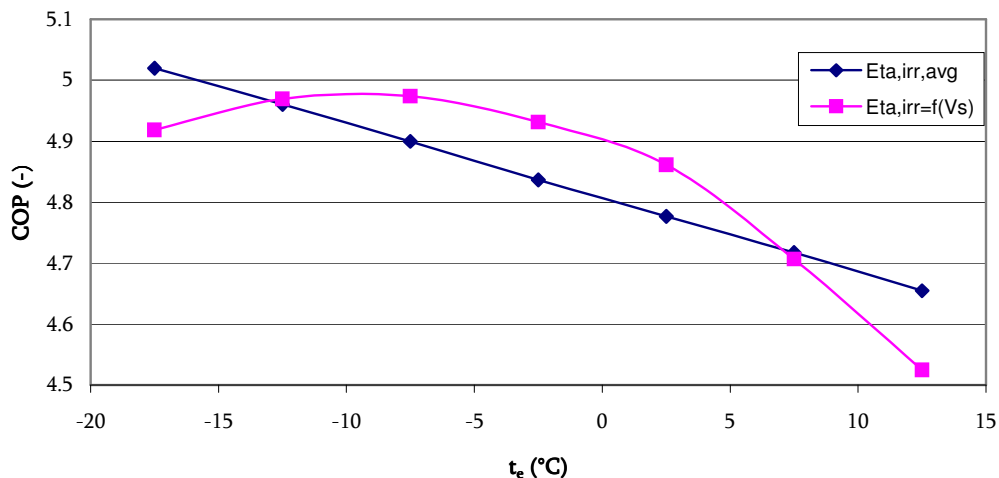
$$b_K = 700\,000 \text{ EURO } 1 \text{ MW szükséges villamos teljesítményre.}$$
- a további költségek, mint pl. a projekt megvalósításának, valamint a szerelvények, csővezetékek és a vezérlőegység költségei $a = 2$,
- az évi kamatláb értéke $f = 0,1$,
- a projekt élettartama $N = 25$ év,
- a bevételeknek, ill. megtakarításoknak az általános inflációhoz viszonyított évi növekedése $r_Z = 0,03$,
- a villamosenergia árának az általános inflációhoz mért évi növekedési rátája $r_U = 0,03$,
- a villamosenergia eladási ára $u = 55 \text{ EURO/MWh}$,
- a hő eladási ára $z_H = 8,5 \text{ EURO/GJ}$,

- a hűtőteljesítmény kihasználásából származó megtakarítás (A változat esetében) nem határozható meg elfogadható pontossággal a teljes rendszer üzemvitelének részletes ismerete nélkül, ezért ezzel egyelőre nem számolunk, tehát $z_G = 0$.

A 11.1. ábra a teljesítmény tényező környezeti hőmérséklet függvényében való változását ábrázolja. Ebből következik, hogy amennyiben a földhőhordozó és a fűtővíz hőmérséklete a hőszivattyú bemenetén a (11.1) ill. (11.2) egyenlet alapján változik és a kompresszió irreverzibilis hatásfokának középértéke az egyes fokozatokban azonos, a teljesítmény tényező a környezeti hőmérséklettel lineárisan csökken. Ez esetünkben azzal magyarázható, hogy alacsonyabb környezeti hőmérsékletnél a kondenzációs hőmérséklet a második és harmadik fokozatban ugyan valamivel nagyobb mint a magasabb környezeti hőmérséklet esetén, viszont az elpárologtatási hőmérséklet mindhárom fokozatban nagyobb, ami jelentős mértékben befolyásolja a teljesítmény tényező eredő értékét.

Amennyiben figyelembe vesszük az egyes fokozatokban a kompresszió irreverzibilis hatásfokának változását a beszívott munkaközeg-térfogatáram függvényében a (11.3)-(11.5) összefüggések alapján, azt tapasztaljuk hogy a teljesítmény tényező helyi maximumának megfelelő környezeti hőmérséklet megközelítőleg $-7,5$ °C. Ennek értéke természetesen nagy mértékben függ a (11.3)-(11.5) függvények és a fent említett tényezők együttes hatásától.

A hőszivattyú teljesítmény tényezőjének változása a környezeti hőmérséklet függvényében



11.2. ábra: A próbaftatás eredményei – a hőszivattyú teljesítmény tényezőjének változása a környezeti hőmérséklet függvényében

Az energiamérleg felállításánál és a gazdaságossági paraméterek számításánál a (11.3)-(11.5) összefüggéseket használjuk. A matematikai modellt választott bemenő adatai esetén a háromfokozatú hőszivattyú-változat megvalósítása esetén az egy év alatt szolgáltatott Q_H hőenergia, Q_G hűtési energia, az elfogyasztott E villamos energia, továbbá a befektetett B tőke, a hő eladásából származó Z évi bevétel és a

hőszivattyú által fogyasztott villamos energia okozta U bevételecsökkenés, valamint az NPV_D nettó jelenérték, IRR_D belső megtérülési ráta és PO_D megtérülési idő a 11.2. táblázatban van feltüntetve.

11.2 táblázat: A háromfokozatú hőszivattyú évi energiamérlege és gazdaságossági mutatói a bemenő adatok választott értékei esetében

Q_H (TJ)	Q_G (TJ)	E (GWh)	B (mil. Euro)	Z (mil. Euro/a)	U (mil. Euro/a)	NPV_D (mil. Euro)	IRR_D (-)	PO_D (év)
704,6	584,0	41,16	11,38	5,99	2,26	31,61	0,357	3,7

A matematikai modell alapján kidolgozott szoftvermodul próbafuttatásával nyert eredmények alapján a hőszivattyúnak a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőz-erőmű struktúrájába történő integrálásának gazdaságosságát csak hozzávetőlegesen tudjuk megítélni, mivel

- csak a hőszivattyú téli üzemvitele volt vizsgálva, amelynek döntő szerepe van a gazdaságosság szempontjából. A nyári üzemmód konkrét paramétereit – tekintettel az abszorpciós hűtőberendezés lehetséges alkalmazására – nem lehet elfogadható pontossággal meghatározni. A nyári üzemmód figyelembevételével a gazdaságossági mutatók bizonyos mértékben javulnának.
- a hőszivattyú hűtőtéljesítményéből származó gazdasági előnyök nem határozhatók meg a hibrid gáz/gőz-erőmű műszaki kivitelezésének aprólékos ismerete nélkül. Ezért a számításnál ezeket elhanyagoltuk. Valós körülmények között a gazdaságossági mutatók abban az esetben javulnak, ha a szekunder földhőhordozó a hőszivattyú elpárologtatójában való lehűlést követően a gőzkörfolyamat kondenzátorában valamint a hőhasznosító kazánban legalább arra a hőmérsékletre melegszik fel, amilyenél belépett a hőszivattyú elpárologtatójába.
- az eredmények pontossága a betáplált bemenő adatok pontosságától függ, melyek közül néhány csak a gyakorlati tapasztalat alapján lett felbecsülve. A bemenő adatok egy következő csoportja, a környezeti hőmérséklet egyes értékeinek időtartama a megfelelő alintervallumokban, szintén megbízhatatlan, mivel statisztikai adatokról van szó. A betáplált adatok pontatlansága a valós gazdaságossági mutatókat mind pozitívan, mind negatívan befolyásolhatja.

A szoftvermodul próbafuttatásának eredményei szerint a kassai földhőpotenciál fokozottabb felhasználását elősegítő hőszivattyú alkalmazásának gazdaságossági mutatói nagyon kedvezőeknek tűnnek. Az elfogadott egyszerűsítések ezeket mind pozitívan, mind negatívan befolyásolhatják. Ám még ha negatívan is befolyásolnák, nem várható a mutatók lényeges rosszabbodása. Ennek ellenére lényeges, hogy ezeket az eredményeket semmiképpen sem lehet úgy értékelni, hogy az A alternatív erőműkonceptió megvalósítása energiahatékonysági és gazdaságossági szempontból egyértelműen kedvező megoldás lenne, mert a hőszivattyú annak csak egy alrendszere. Természetesen még kevésbé

lehetne azt a következtetést levonni, hogy az a B alternatívánál előnyösebb lenne, mivel ezt csak egy komplex összehasonlító elemzés eredményei alapján lehetne állítani. Az ilyen természetű kérdések eldöntése objektív okokból nem tartozott a munka céljai közé. A próbafuttatás eredményei csak azt bizonyítják, hogy a hőszivattyú matematikai modelljén alapuló szoftvermodul alkalmas annak energiahatékonysági és gazdaságossági vizsgálatára. A B alternatívával kapcsolatban ez elsődleges vagy akár egyetlen cél is lehet. Ennek a modulnak egy, az egész rendszer matematikai modelljén alapuló szoftvercsomag szerves részeként lesz igazán értelme, és alapul szolgálhat annak kidolgozásához.

12. BEFEJEZÉS

A hibrid hőerőművek lehetővé teszik a fosszilis tüzelőanyagok és megújuló energiaforrások kapcsolt kihasználásán alapuló villamosenergia-termelést, amelynél magasabb energiahatékonyság érhető el mint azok egymástól független átalakításánál. A hőerőművek eme új generációjának fejlesztése jelenleg még csak kezdeti stádiumban van, de a közeljövőben az általuk kínált lehetőségek minden bizonnyal felértékelődnek az energiaellátási problémák megoldásánál.

Ha egy konkrét esetben a földgáz és a földhő kombinációjáról van szó és a villamos energián kívül hőtermelésre is szükség van, mint a kassai távhőellátó rendszer esetében, a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű *3. fejezetben* leírt A vagy B alternatívájának valamelyik változatát lehetne előnyösen alkalmazni. Ezt az elképzelést az az igény ösztönözte, hogy a Kassai Katlan geotermikus potenciáljának kihasználását a város távhőellátásában fokozni kell, de olyan módon, hogy az a fosszilis energiaforrás kihasználásának hatékonyságát ne befolyásolja hátrányosan.

A klasszikus hibrid hőerőmű elve mindkét alternatíva esetében hasonlóan van értelmezve. Mivel elvi koncepcióról van szó, a gáz/gőz rendszerstruktúrában észlelhető különbségeknek nincs jelentőségük. A földgáz kihasználásának hatékonyságára támasztott szigorodó követelmények miatt nagy valószínűséggel három nyomásszinttel és újrahevítéssel kell majd számolni, ahogy ez a B alternatívában van javasolva – még akkor is, ha egészébe véve a A alternatív koncepció lenne az előnyösebb.

A geotermikus energia kihasználásának fokozására mindkét alternatíva esetében egy nagyteljesítményű hőszivattyú alkalmazása javasolt, amely a szekunder földhőhordozó visszatérő tömegáramának utólagos lehűtésével további fűtőteljesítmény generálását valósítaná meg. A lényeges különbség abban van, hogy míg az A alternatíva esetében a hőszivattyú a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű rendszerstruktúrájába lenne integrálva, a B alternatíva annak a távhőszolgáltató rendszertől és a fűtőerőműtől független üzemelését feltételezi.

Az A alternatíva előnye, hogy biztosított a fogyasztói bázis. Hátránya viszont, hogy a hőszivattyú által generált geotermikus fűtőteljesítmény a tüzelőhőre vonatkoztatott hatékonyság szempontjából nem eléggé versenyképes a fosszilis alapú kapcsolt fűtőteljesítménnyel. Ezt döntő mértékben ellensúlyozhatja a hűtőteljesítmény hasznosítása a nyári és az átmeneti időszakban.

Ezzel szemben a B alternatívában ajánlott megoldás esetében jelenleg még nem létezik a hőszivattyú fűtőteljesítményét igénylő fogyasztói bázis. Ha viszont kialakul, akkor a hőszivattyú döntő mértékben fosszilis alapú hagyományos hőellátást váltana ki, amihez viszonyítva annak ellenére versenyképes lenne, hogy a hűtőteljesítmény kihasználásával gyakorlatilag nem lehet számolni. Erre reális esély van azért is, mivel az utóbbi években beindult gazdasági fellendülés Kelet-Szlovákiában is a beruházási kedv felerősödéséhez vezetett. Egy nagyteljesítményű hőszivattyú ideális megoldás lehet pl. egy ipari park vagy egy nagyobb idegenforgalmi létesítmény fűtési hőigényének fedezésére.

A benyújtott munka célja nem volt, s nem is lehetett annak eldöntése, hogy a földhőhasznosítás melyik alternatív koncepciója milyen konkrét rendszerstruktúrával és üzemeltetési paraméterekkel lenne

a legelőnyösebb. Jelenleg ugyanis nem lehet elfogadható pontossággal felmérni, hogy a megvalósítás után – ami a következő évtizedben lehet aktuális – milyen körülmények között történne az üzemeltetés és milyenek lennének az érdekelt felek közötti tulajdonviszonyok. Ezekkel a problémákkal csak olyan mértékben foglalkoztam, amennyire azt szükségesnek tartottam a témaválasztás háttérének megvilágítása szempontjából. Ehhez a Kassai Műszaki Egyetem katonáival való együttműködés szolgált alapul, amelynek fő eredményei erősen tömörítve főleg a *3. fejezetben* vannak tárgyalva. A fő cél egy szoftvermodul kidolgozása volt, amely elősegítheti azon energiahatékonysági és gazdaságossági problémák megoldását, amelyeket a földhőhasznosítás mértéke nagyteljesítményű hőszivattyú által való növelésének igénye a felszínre hozhat. A matematikai modell kidolgozása kizárólagosan önálló munkám. Annak szoftver megjelenítését előbb a Pascal programozási nyelvben dolgoztam ki, majd egy hivatásos programozó barátom segítségével az erre a célra alkalmas Java programozási nyelvben írtam át.

A munka konkrét eredménye a MAMUHEP szoftvermodul, melynek alapja a hőszivattyú környezeti hőmérséklettől függő állandósult üzemállapotainak vizsgálatára szolgáló matematikai modell. Ez a projekt előkészületi fázisában előforduló problémák megoldásával könnyítené a döntéshozatalt. Meghatározott műszaki megoldású hőszivattyú esetében lehetővé tenné annak energiahatékonysági és gazdaságossági vizsgálatát különböző feltételek mellett. Ezenfelül alapul szolgálhat egy komplex szoftvercsomag kidolgozásához, amely az ilyen vizsgálatokat kiterjesztené a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű teljes rendszerére. Annak keretében természetesen a MAMUHEP egyes konkrét részletei megfelelő módon korrigálhatóak. A *2. fejezetben* kitűzött célokat tehát teljesítettnek tekinthetjük.

A matematikai modell kidolgozásánál a kibernetikából ismert *dekompozíció/kompozíció* elve volt alkalmazva. Az *5. fejezetben* leírtaknak megfelelően esetünkben ez azt jelenti, hogy a hőszivattyú rendszert először a hőszivattyú fokozatoknak megfelelő parciális hőszivattyúkra (a dekompozíció első szintje), majd az egyes parciális hőszivattyúkat négy elementáris alrendszerre bontjuk (a dekompozíció második szintje). Ezen alrendszerek matematikai leírása az egyes parciális hőszivattyúknak formailag megegyezik. A parciális hőszivattyú bázismodellnek felfogható matematikai modellje a *7. fejezetben* leírtak értelmében az azt alkotó alrendszerek entrópia/hőmérséklet szemlélet szerinti matematikai leírásán alapszik (a kompozíció első szintje). A MAMUHEP szimulációs szoftvermodul a bázismodell alapján generálja a hőszivattyú virtuális modelljét (*8-10. fejezetek*, a kompozíció második szintje). Ennek fő eredménye a hőszivattyú állandósult üzemvitelének teljesítménymérlege a környezeti hőmérséklet függvényében, mely alapul szolgál az évi üzemeltetés energiahatékonysági és gazdaságossági vizsgálatához.

A próbaüzemeltetés *11. fejezetben* közölt eredményei a MAMUHEP használhatóságát demonstrálják. Arra nem alkalmasak, hogy alapul szolgáljanak egy felelősségteljes döntéshozatalhoz a hőszivattyúnak a kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű struktúrájába való integrálásának ügyében. Ez a jelenlegi állapotok szerint különben is túl korai lenne.

Annak ellenére hogy a munka témáját a kassai fűtőerőmű elavult technológiájának helyettesítésére ajánlott kapcsolt energiatermelésű hibrid kombinált gáz/gőzerőmű gondolata ihlette (lásd

2. fejezet), a MAMUHEP szimulációs szoftvermodul felépítése általános, és megfelelő bemenő adatok alapján jelenlegi állapotában is alkalmas a nagyteljesítményű hőszivattyúk tervezésével összefüggő különböző feladatok megoldására. A benyújtott munka ezenfelül a termodinamikai összefüggések kibernetikai módszerek általi alkalmazásával gazdagítja a nagyteljesítményű hőszivattyúk energiahatékonysági és gazdaságossági vizsgálatának általános elméletét és gyakorlatát is.

Idézett irodalom

- [1] *Bettocchi, M.; Cantore, G.; Gadda, E.; Negri di Montenegro, G.:* Thermodynamic and Economic Analysis an Geothermal Integrated Combined-Cycle Power Plants 2nd Florence World Energy Research Symposium. Florence, 1992.
- [2] *Bidini, G.; Desideri, U; Di Maria, F.:* A single flash integrated gas turbine-geothermal power plant with non condensable gas combustion. *Geothermics* 28 (1999).
- [3] *Böszörményi, L.:* Úvahy o využívaní hydrogeotermálneho potenciálu Košickej kotliny pri kombinovanej výrobe tepla a elektriny. *Časopis EE*, 5, 1999, č. 6
- [4] *Böszörményi, L.:* Optimierte Geothermienutzung bei der gekoppelten Strom- und Wärmeerzeugung in einer GuD-Anlage. International Conference World Sustainable Energy Day 2000, Wels/Austria, 2000.
- [5] *Böszörményi, L.:* Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung mit geothermischer Unterstützung. VDI-Berichte 1594, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2001.
- [6] *Böszörményi, L.:* Vývoj predstáv o košickom geotermálnom projekte, Vydavateľstvo Štíroffek, Košice,2001.
- [7] *Böszörményi, L.; Böszörményi, G.:* The perspectives of geothermal energy utilization in district heating system of Košice city, Proceedings of World Renewable Energy Congress VII, Köln.
- [8] *Böszörményi, L.; Böszörményi, G.:* Hybrid energy technologies for an efficient geothermal heat utilization, Proceedings of *European Geothermal Conference 2003*, Szeged,
- [9] *Böszörményi, L.; Böszörményi, G.:* Hybrid Technologies of Power Production with efficient Use of Geothermal Energy and Biomass. VDI-Berichte 1746, VDI Verlag, Düsseldorf, 2003.
- [10] *Bruhn, M.; Huenges, E.; Zöllner, G.:* Hybride Dampfkraftwerke zur Stromerzeugung aus regenerativen Energien. VDI-Berichte 1457, VDI Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [11] *Bruhn, M.:* Solar unterstützte Dampfkraftprozesse zur Wärme- und Stromerzeugung. Fortschritt.-Berichte. VDI Reihe 6 Nr 411. VDI Verlag GmbH Düsseldorf, 1999.
- [12] *Büki, G.:* Energetika, Műegyetemi Kiadó, Budapest, 1997
- [13] *Büki, G.:* Energiaátalakítás, gáz- és gőzerőművek, Akadémiai Kiadó, Budapest, 2000
- [14] DANCEE, Geothermal Energy for Kosice District Heating, Business Plan, Danish Ministry of the Environment – Danish Environmental Protection Agency, 2002.
- [15] Geotermálna energia pre centrálnu zásobovanie teplom v meste Košice, GEOTERM Košice, Košice,1999.

- [16] *Geyer, M.; Holländer, A.*: Gesicherte Leistung mit Solarenergie? Integration von Solarthermie in GuD- Kraftwerke. Tagungsbericht: Kasseler Symposium Energie-Systemtechnik, Selbstverlag Kassel 1998.
- [17] <http://www.fortistar.com/home.html>
- [18] *Kestin, J.; DiPippo, R.; Kahlifa, H. E.*: Hybrid Geothermal-Fossile Power Plants. Mechanical Engineering (ASME) 100 (1978), Nr. 12 (Dec.)
- [19] *Kotas, T. J.*: The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Krieger Publishing Co, 1995.
- [20] *Mečárik, K.; Havelský, V. Fűri, B.*: Tepelné čerpadlá. ALFA/SNTL, Bratislava, 1988.
- [21] *Pak, P. S.; Hatikawa, T.; Suzuki, Y.*: A Hybrid Power Generations System Utilizing Solar Thermal Energy with CO₂ Recovery Based on Oxygen Combustion Method. Energy conversion and management: ECM Bd. 36 (1995) Nr. 6-9.
- [22] *Qvale, B.; Houbak, N.; El Nagdy, K.*: Nutzung von Niedrigtemperaturwärme (Abwärme aus Industrieprozessen, Biomassen, Abfälle oder Geothermie als Wärmequelle) zur Stromerzeugung in Kraftwerken, VGB Kraftwerkstechnik 96 (1996), Heft 7.
- [23] *Rheinländer, J.; Horn, M.; Führung, H.*: GuD-Kraftwerk mit integriertem Solarsystem. BWK Bd. 53 (2001) Nr. 6.
- [24] Riešenie náhrady zastaralých zdrojov tepla v TEKO Košice. Výskumný ústav energetický EGÚ Bratislava, Bratislava, 1996.
- [25] Simplified equations of the refrigerants by DuPont.
- [26] *Tuschy, I.*: Thermische Hybridkraftwerke zur Krafterzeugung aus Niedertemperaturwärme. Fortschritt- Berichte VDI, Reihe 6, Nr. 465, VDI Verlag GmbH Düsseldorf, 2001.
- [27] *Tuschy, I.; Dittmann, A.; Franke, U.*: Multibrennstoffkonzepte zur Nutzung von Biomassen und Reststoffen zur Krafterzeugung. VDI-Berichte 1495, VDI Verlag Düsseldorf, 1999.
- [28] *Tuschy, I.; Franke, U.*: Thermische Hybridkraftwerke BWK Bd. 54 (2002) Nr. 7/8.
- [29] Wieland AG fekvőkazános hőcserélő méretező programja.

További felhasznált és ajánlott irodalom

- [30] *Ahern, J. E.*: The Exergy Method of Energy Systems analysis, Wiley-Interscience, New York, 1980.
- [31] A Friotherm AG cég anyagai.
- [32] *Baehr a kol.* : Energie a exergie, SNTL, Praha, 1968.
- [33] *Beňovský, V.; Drozd, V.; Halás, O.; Váňa, O.; Vranovská, A.*: Lokalita Ďurkov v zrkadle testov. Magazin ENERGIA, ročník 3, 1/2001.
- [34] *Böszörményi, G.*: Nagyteljesítményű hőszivattyú exergiaanalízise, Proceedings of International Conference *Climate Change-Energy Awareness-Energy Efficiency*, Visegrád, 2005.
- [35] *Böszörményi, G.*: Alternatív hűtőközegek a klíma-, fűtés- és hűtéstechikában, Energiagazdálkodás, Budapest, 2006/3.

- [36] *Böszörményi, G.; Böszörményi, L.: A fűtési igényt kielégítő hőellátás fenntarthatóságának lehetőségei és korlátai, Magyar Instalateur, Budapest, 2006.*
- [37] *Bußmann, W.: Geothermie – Wärme aus der Erde. Verlag C. F. Müller GmbH, Karlsruhe, 1991.*
- [38] *Dvořák, J.; Klazar, L.; Petrák, J.: Tepelná čerpadla. SNTL, Praha, 1987.*
- [39] *Janeba, B.; Hrdlička, F.; Kolovratník, M.: Průmyslová energetika. ČVUT, Praha, 1995.*
- [40] *Jüttemann, H.: Wärmepumpen. Band 3: Anwendung der Gas- und Dieselwärmepumpe in der Haustechnik. Verlag C. F. Müller GmbH Karlsruhe, 1981.*
- [41] *Kirn, H.; Hadenfeld, A.: Anwendung der Elektrowärmepumpe. Verlag C. F. Müller GmbH Karlsruhe, 1987.*
- [42] *Liška, A., Novák, P.: Kompresory, ČVUT Praha, 1999,*
- [43] *Petrák, J.; Dvořák, Z.: Tepelná čerpadla. ČVUT, Praha, 1991.*
- [44] *Váňa, O.; Beňovský, V.; Schustr, P.; Pavlas, P.: Využití geotermálních zdrojů pro zásobování teplem a elektrickou energií v Košicích, Acta Mechanica Slovaca 3/2000, Košice, 2000.*
- [45] *Winje, D.; Witt, D.: Energiewirtschaft, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York. Tokyo, 1991*
- [46] Thermophysical Properties of Fluid Systems at <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>