

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gépészmérnöki Kar
Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék



PINTÁCSI DÁNIEL
Energetikai mérnök BSc
III. évfolyam

OTDK dolgozat
Gáznitridáló kemencék hulladékhő-hasznosításának vizsgálata

konzulens:
Dr. Bihari Péter
egyetemi docens

Budapest, 2012

A dolgozat bemutatását a TÁMOP - 4.2.2.B-10/1--2010-0009 "Új
tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben"
című program támogatta.

TARTALOMJEGYZÉK

1. BEVEZETŐ.....	1
1.1. A dolgozat célja.....	1
1.2. A hulladékhő-hasznosításról	1
2. HŐFORRÁS.....	2
2.1. A kemencék	2
2.2. Hőkezelési programok.....	3
2.2.1. Programok.....	3
2.2.2. A vizsgált hőkezelési program.....	4
2.3. Mérések	5
2.3.1. Mérések célja, menete, eredményei	5
2.3.2. Mérési eredmények kiértékelése.....	6
2.3.2.1. Átlagos füstgáz tömegáram és hőmérséklet.....	7
2.3.2.2. Füstgáz harmatpontja, izobár fajhője	8
2.4. Üzemvitel.....	9
2.4.1. Üzemórára eső hőkiadás hossza	9
2.4.2. Kemencék menetrendje	10
3. HASZNOSÍTÁSI LEHETŐSÉGEK.....	11
3.1. Általánosságban.....	11
3.2. Vizsgált lehetőségek	13
3.2.1. HMV és fűtési célú melegvíz előállítása	14
3.2.1.1. A modell	14
3.2.1.2. A modellt leíró paraméterek.....	14
3.2.1.3. Teljesítendő feltételek	15
3.2.1.4. A szükséges paraméterek megválasztása	15
3.2.1.5. A hőcserélőben lezajló transzportfolyamatokat leíró egyenletek.....	16
3.2.1.6. Az általános adatokból számított hőteljesítmény	16
3.2.1.7. Valós hőátvitel vizsgálata.....	17
3.2.1.8. A kiváltott energiamennyiség, megtérülés	20
3.2.1.9. Környezeti hatás, CO ₂ megtakarítás	21
3.2.2. Villamosenergia-előállítás kisteljesítményű ORC blokk beépítésével.....	23
3.2.2.1. Előállítható villamos energia mennyisége	23
3.2.2.2. A kiváltott energiamennyiség, megtérülés	24
3.2.2.3. Környezeti hatás, CO ₂ megtakarítás	26
3.2.3. Hűtés abszorpciós hűtőgép beépítésével.....	27
3.2.3.1. A visszanyerhető hőmennyiség, a szükséges hőcserélő mérete	27
3.2.3.2. A kiváltott energiamennyiség, megtérülés	29
3.2.3.3. Környezeti hatás, CO ₂ megtakarítás	31
4. KOCKÁZATELEMZÉS.....	32
5. ÖSSZEFOGLALÁS, KONKLÚZIÓ	33

FORRÁSOK

1. BEVEZETŐ

1.1. A dolgozat célja

Jelen dolgozat keretében egy termelő iparvállalat győri telephelyén üzemelő gáznitridáló kemencék hulladékhőjének hasznosíthatóságát vizsgálom. A vizsgálat során célom megállapítani a hő felhasználásának gazdaságilag és technológiailag optimális módját illetve célját. A dolgozatomban vizsgált felhasználási célok között szerepel a fűtési, illetve használati melegvíz (HMV) rendszer hőigényének csökkentése a füstgázból hőcserélőkkel kinyert hő segítségével, az épületek hűtési energiaigényének csökkentése abszorpciós hűtő alkalmazásával, illetve az üzem villamosenergia-igényének csökkentése ORC (Organic Rankine Cycle) beépítésével. A számításokhoz szükséges adatok, paraméterek helyszíni méréseken (füstgáz hőmérséklet, térfogatáram, összetétel, stb.) valamint a kemencék üzemeltetője illetve gyártója által szolgáltatott adatokon (kemencék menetrendje, műszaki paraméterei, stb.) alapszanak.

A vizsgálat célja, hogy megtalálja az adott körülmények között megvalósítható hulladékhő-hasznosítás optimális módját, valamint vizsgálja ennek hatását az üzem összenergia-felhasználásának tekintetében.

1.2. A hulladékhő-hasznosításról

Napjainkban, az energiaárak folyamatos növekedésével, az energiahatékonyság növelő intézkedések egyre fontosabbá válnak az ipar minden területén. Kiemelten igaz ez a nagy energiafelhasználású, gyártó tevékenységekre. Éppen ezért a gyártó cégek egyre nagyobb figyelmet fordítanak olyan projektek támogatására, szorgalmazására, melyek a gyártó üzem saját energiafelhasználásának csökkentését célozzák. Az energiahatékonyság növelésének egyik lehetséges módja az egyes berendezések hulladék energiáinak felhasználása, és ezzel más energiaforrások kiváltása.

2. HŐFORRÁS

2.1. A kemencék

A vizsgált hulladékhő-hasznosítás forrása három, az IVA Industrieöfen GmbH által gyártott és 2010-2011 során üzembe helyezett, RH 1899 RVg típusú, földgáztüzelésű gáznitridáló kemence. A kemencék általános célú, segédanyag gáznitridáló kemencék, melyek egyedi hőkezelésre programozhatók. A kemencékben futó hőkezelési programot a gyártó a megrendelő igényeinek megfelelően programozza be az egyéni igények (kívánt hőkezelés fajtája, a kezelendő töltet tömege, -felülete) ismeretében. A kemencék két, egymástól teljesen elzárt részből állnak. A belső, hermetikusan elzárt reakciótérben (továbbiakban: retorta) történik a felületkezelés, míg az égés, a retortát körbeölelő, gyűrűs égőtérben zajlik.

A kemencék általános műszaki adatai az alábbi táblázatban láthatók:

A kemence méretei			
	Kemence szélesség	3250	mm
	Kemencehossz	5060	mm
	Kemencemagasság	3740	mm
Adagtér töltési adatai			
	Hasznos szélesség	900	mm
	Hasznos hossz	1800	mm
	Hasznos magasság	900	mm
Tömegek			
	Kemence	8500	kg
	Max. Megengedett adagtömeg 600 C-ig	2000	kg
	Max. Megengedett adagtömeg 700 C-ig	1600	kg
Energiaadatok			
	Teljes fűtési teljesítmény	300	kW
	Fűtés-keringtetés motorteljesítménye	7,5	kW
	Égéslevegő-ventilátor motorteljesítménye	1,5	kW
	Hűtőlevegő-ventilátor motorteljesítménye	15	kW
Hőmérsékletek			
	Kemence névleges hőmérséklete	750	°C

1. táblázat: A kemencék műszaki paraméterei



1. kép: Az egyik kemence nyitott állapotban, karbantartás alatt

2.2. Hőkezelési Programok

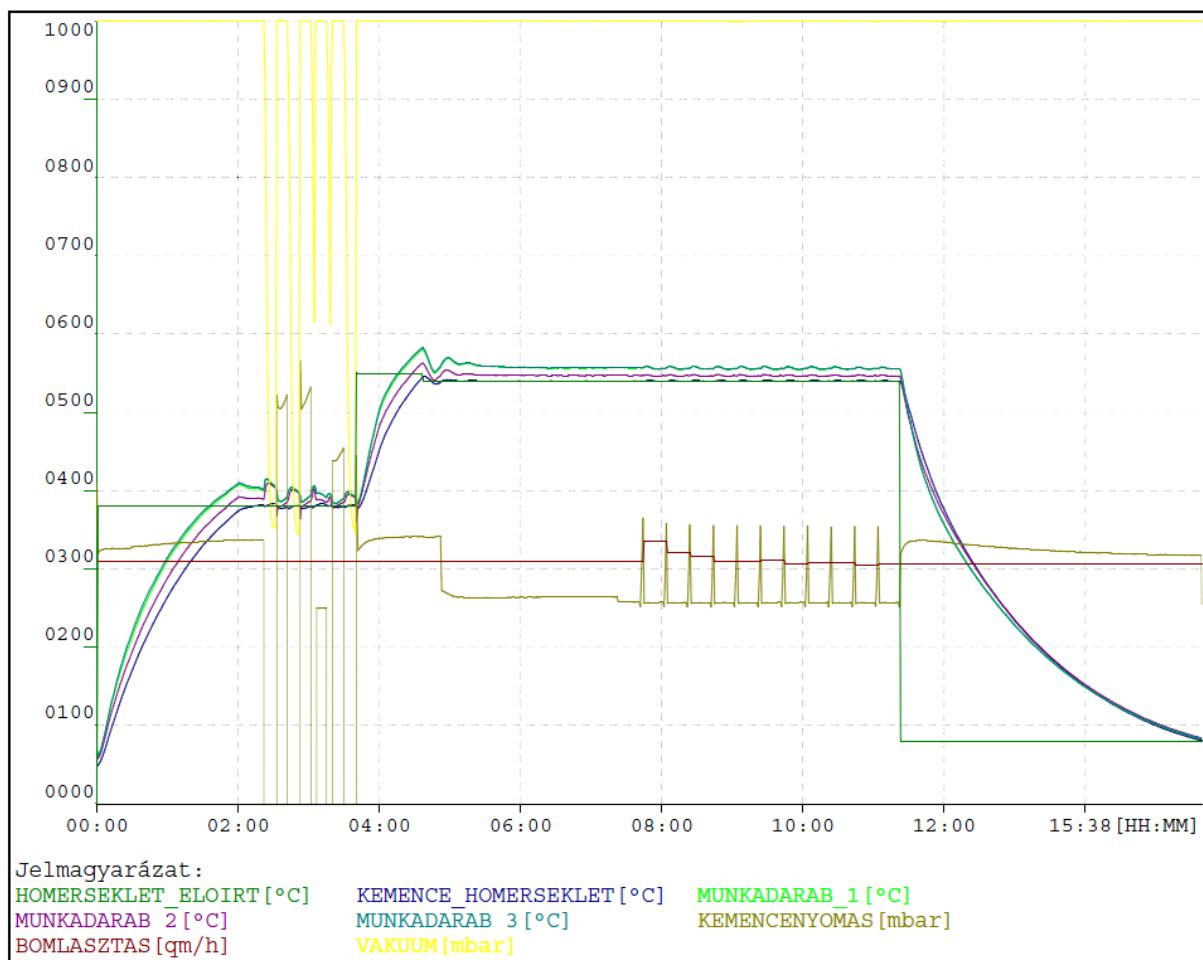
2.2.1. Programok

A győri telephelyen a kemencék, a termelés igényeihez igazodva, két féle hőkezelési programot (programszám: 210 illetve 111) futtatnak. A két program között a töltet tömege, felülete és ez által a bevezetett reagens (jelen esetben ammónia) mennyisége és az egyes szakaszok hossza tesz némileg különbséget.

Mindkét program ugyanazon öt technológia szakaszból áll, melyek a következők:

1. A retorta felfűtése 380 °C-ra
2. A retorta hőntartása 380 °C, a retorta többszöri vákuumozása, majd átöblítése N₂-nel, végül levegővel (előoxidálás céljából)
3. A retorta felfűtése 550 °C-ra
4. A retorta hőntartása 540 °C-on, NH₃ reagens adagolása a retortába
5. A retorta lehűtése 80 °C-ra

A gyártó által bevitt program alapján, mérve a retorta hőmérsékletét, és az eltelt időt a kemence vezérlőegysége indítja a technológiai szakaszokat egymás után. A hőkezelések során a kemence regisztrálja a hőkezelés minőségét befolyásoló tényezőket, így a retorta hőmérsékletét és nyomását. Egy átlagos hőkezelés regisztrált diagramja a következő oldali ábrán látható.



1. ábra: Egy kemenceprogram retorta hőmérséklet diagramja

2.2.2. A vizsgált hőkezelési program

A mérések tanulsága és a rendelkezésre álló adatok alapján a két program során a kibocsátott füstgáz mennyiségének és -hőmérsékletének tekintetében nincs jelentős különbség. Ezért a számítások követhetősége végett a két programból, egy hőkiadás szempontjából egyenértékű programot állítottam fel. Ehhez megvizsgáltam a 2011 augusztusa - 2012 júliusa közötti időszakban lefuttatott mintegy 964 db program szakaszinak hosszát és ezekből átlagot képeztem. Ez alapján a számítás alapjául szolgáló (egyenértékű) program teljes hosszát, és az egyes szakaszok hosszait az alábbi értékekre becsültem:

Átlagos program- és szakaszhosszak [min]					
1. szakasz	2. szakasz	3. szakasz	4. szakasz	5. szakasz	Összesen
120	100	70	540	240	1070

2. táblázat: a programszakaszok átlagos hossza

Mivel a program több, egymástól igen különböző szakaszból áll, ezért a kemencéből távozó füstgáz mennyisége, összetétele, hőmérséklete, és ez által a hasznosítható hőmennyisége is különböző az egyes szakaszokban.

Mivel a kemencékből kiáramló füstgáz tekintetében semmilyen adat nem állt rendelkezésre, a számításokhoz szükséges adatokat helyszíni mérésekből, illetve korábban, a kemencék kéményein, elvégzett, hatóságilag előírt levegőtisztasági mérések jegyzőkönyveinek áttanulmányozásával határoztam meg.

2.3. Mérések

2.3.1. Mérések célja, menete, eredményei

A mérések célja az volt, hogy meghatározhassam a kemencékből kiáramló füstgáz hőtartalmát. Ehhez ismernünk kell az egyes szakaszokban kiáramló közeg hőmérsékletét, tömegáramát és fajhőjét.

Mivel a fajhő meghatározásához ismernem kell a füstgáz összetételét, ezért célszerű lett volna, a többi méréssel egy időben, azt is megmérni, azonban erre nem volt lehetőség. Így a füstgázösszetétel tekintetében a 2011-es levegőtisztasági mérések jegyzőkönyveinek adatait vettem alapul. Visszakeresve a kemencenaplóban meghatároztam, hogy a 2011-es mérés során a mért kemencék éppen milyen üzemállapotban (program szakaszban) működtek, és azon szakaszhoz rendeltem a mért adatokat.

A füstgáz szakaszfüggő hőmérsékletét és térfogatáramát 2012. szeptember 3-án, helyszíni méréssel határoztuk meg. Méréseinket egy kéményre (kemencére) végeztük el, ennek eredményeit általánosnak tekintve a többi kemencére. (mivel a kemencék típusa, és a bennük futó programok azonosak, valamint a kemencék állapota is igen hasonló). A füstgáz mérését mind az öt szakaszban elvégeztük. A mérés során a hőmérsékletet kalibrált termoelemmel, míg a térfogatáramot Prandtl-csőes térfogatáram mérésel határoztuk meg.

A Prandtl-csőes térfogatáram mérésnél azonban problémába ütköztünk. A méréshez szükséges minimum 5 Pascalos dinamikus nyomás értékek nem minden esetben álltak fenn. Ennek oka, hogy a kürtőátmérőhöz képest (800 mm) alacsony volt a térfogatáram. Ebből adódóan a mért értékek a műszer alsó mérési tartományának határán mozogtak. A mérési hiba ezért jóval nagyobb, mint a szabványban megadott érték ($> \pm 10\%$). A véggáz magas hőmérséklete ráadásul nem tette lehetővé egyéb, kis légáramlás mérését lehetővé tévő precíziós mérőeszköz (hődrótos légsebesség mérő, lapátkerekű légsebesség-mérő) használatát a műszerek károsodásának veszélye nélkül. A térfogatáram meghatározást ezért az első négy üzemállapotot tekintve számításos módszerrel is elvégeztük, a feltételezhető gázfogyasztás, illetve a füstgázban mért oxigéntartalom adatok figyelembe vételével.

A 2011-es levegőtisztasági mérések, valamint a 2012-es mérések, számítással korrigált eredményeit az alábbi táblázat mutatja:

	Me.	1. sz.	2. sz.	3. sz.	4. sz.	5. sz.
CO	mg/Nm ³	7,66	4,60	4,00	9,00	mha
NO _x	mg/Nm ³		9,15		6,60	mha
SO _x	mg/Nm ³	mha	mha	mha	mha	mha
CO ₂	tf%		1,04		1,04	mha
O ₂	tf%	10,23	18,60	10,80	18,60	20,93
Mérési szelvény alakja	-	kör	kör	kör	kör	kör
Mérési szelvény keresztmetszete	m ²	0,5024	0,5024	0,5024	0,5024	0,5024
Barometrikus nyomás	Pa	100300	100300	100300	100300	100300
A gáz átlagos hőmérséklete	°C	130	110,00	180,00	150,00	39,00
Nedvességtartalma	g/Nm ³	137,01	34,61	92,71	33,81	13,38
Nedves normál sűrűsége	kg/Nm ³	1,2275	1,27	1,25	1,27	1,28
Száraz normál sűrűsége	kg/Nm ³	1,3096	1,29	1,31	1,29	1,29
Átlagos dinamikus nyomás	Pa	0,64	0,14	0,16	0,10	19,74
Átlagos statikus nyomás	Pa	7,55	6,61	9,24	7,23	8,50
Abszolút nyomás a csatornában	Pa	100308	100307	100309	100307	100309
Átlagos sebesség	m/s	1,244	0,551	0,640	0,497	5,921
Korrekciós tényező	-	0,931	0,922	0,923	0,933	0,927
Aktuális térfogatáram	m ³ /h	2250	997	1158	899	10708
Nedves normál térfogatáram	Nm ³ /h	1509	703	707	574	9276
Várható száraz normál térfogatáram	Nm ³ /h	1180	620	570	510	8470

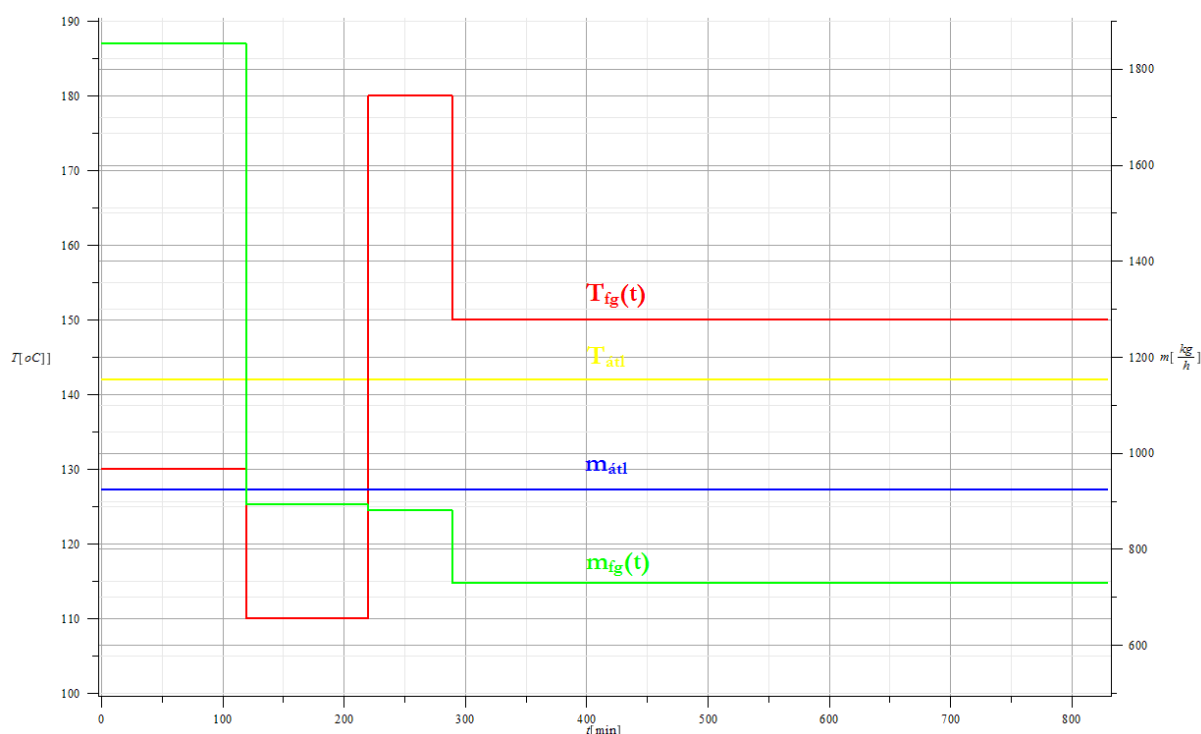
3. táblázat: Füstgáz mérési adatok

2.3.2. Mérési eredmények kiértékelése

A mérési adatokból, feltételezve, hogy az adott szakaszban a mért jellemzők állandók, felrajzolható a kemencéből egy program alatt távozó füstgáz hőmérsékletének ($T_{fg}(t)$) és (a térfogatáramból és a sűrűségből számolt) tömegáramának ($\dot{m}_{fg}(t)$) időfüggése. (2. ábra)

Mint az az adatokból is szembetűnő, a program utolsó (hűtési) szakasza mind hőmérséklet, mind tömegáram tekintetében jelentős eltérést mutat a többi szakasztól. Ennek oka, hogy a retortát, egy nagy teljesítményű ventilátor segítségével, nagy mennyiségű környezeti levegővel hűti a berendezés, hogy minél rövidebb legyen a lehűlési szakasz. A nagy tömegáram miatt azonban az ebben a szakaszban kiáramló füstgáz (jelen esetben felmelegedett környezeti levegő) hőmérséklete olyan alacsony, hogy az már nem hasznosítható.

Éppen emiatt a dolgozat további részében azzal a feltételezéssel élek, hogy a hűtési szakasz felmelegedett levegőjét egy a hőhasznosító hőcserélőt megkerülő by-pass vezetéken engedjük ki a környezetbe.



2. ábra: A kiáramló füstgáz hőmérséklete és tömegárama

2.3.2.1. Átlagos füstgáz tömegáram és hőmérséklet

Mivel a füstgáz hőmérsékletének, illetve tömegáramának időfüggése erősen megbonyolítja a számítást, ezért a programra jellemző átlagos értékeket számoltam belőlük.

Az átlagos tömegáramot az egy program alatt átáramló füstgáz mennyiség változatlanságát feltételezve, a következő összefüggéssel határoztam meg

$$\dot{m}_{\text{átl}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \dot{m}_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^4 t_i} = 923,073 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (2.1)$$

Az átlagos hőmérsékletet a füstgát által egy program alatt elszállított hőmennyiség változatlansága mellett az alábbi összefüggéssel számítottam:

$$c_p \cdot \sum_{i=1}^4 \dot{m}_i \cdot (T_i - T_0) \cdot t_i = c_p \cdot \dot{m}_{\text{átl}} \cdot (T_{\text{átl}} - T_0) \cdot \sum_{i=1}^4 t_i \quad (2.2)$$

Feltételezve, hogy a füstgáz átlagos fajhője (c_p) az egyenletben szereplő hőmérsékletek között közel azonos $T_{\text{átl}}$ -ra adódik:

$$T_{\text{átl}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \dot{m}_i \cdot T_i \cdot t_i}{\dot{m}_{\text{átl}} \cdot \sum_{i=1}^4 t_i} = 141,95 \text{ °C} \quad (2.3)$$

Az átlagos hőmérséklettel és tömegárammal való számolást az indokolja, hogy a vizsgált hőhasznosító rendszerekben minden esetben beépítésre kerül egy puffer tartály a szakaszos üzemvitel, illetve a változó füstgázparaméterek kiegyenlítésére, az állandó vízhőmérséklet fenntartására. Az átlagos értékekkel való számolás mellett természetesen a szakaszok során lezajló, változó hőátadást is vizsgálom, és összevetem a két módszerrel számolt értékeket.

2.3.2.2. Füstgáz harmatpontja, izobár fajhője

Dolgozatomban a füstgázból kinyerhető hőteljesítményt az alábbi egyenlettel számítom a különböző esetekre:

$$\dot{Q}_{\text{fg}} = \bar{c}_{p,\text{fg}} \cdot \dot{m}_{\text{fg}} \cdot (T_{\text{fg,be}} - T_{\text{fg,ki}}) \quad (2.4)$$

Tehát, ahhoz, hogy meghatározhassam a füstgázból kinyerhető hőteljesítményt, és méretezni tudjam az adott hőteljesítményre a füstgáz-víz hőcserélőt, ismernem kell a füstgáz hőmérsékletét a hőcserélőből, illetve a füstgáz átlagos fajhőjét.

A füstgáz kilépő hőmérséklet ($T_{\text{fg,ki}}$) csökkentésének azonban több tényező is határt szab. Ilyen tényezők a melegítendő közeg (jelen esetben) víz hőmérséklete, a környezeti hőmérséklet, és a füstgáz harmatpontja. Mivel a kéményt továbbra is száraz üzemben szeretnénk üzemeltetni, és el szeretnénk kerülni a hőcserélőben, illetve a kéményben létrejövő kondenzációt, ezért a füstgáz hőmérsékletét a harmatponti hőmérséklete felett szeretnénk tartani. Mivel a harmatponti hőmérséklet a füstgáz nedvességtartalmának növekedésével növekszik, ezért a harmatponti hőmérséklet számítását az 1. szakaszra végeztem el, ugyanis itt a legnagyobb a füstgáz nedvességtartalma.

A víz fajtérfogatát a hőmérséklet és a nyomás ismeretében a WSP program 2.0-val határoztam meg:

$$v_{\text{víz}}(T = 142 \text{ °C}, p = 1,003 \text{ bar}) = 1,892446 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.5)$$

A víz fajtérfogatának és a füstgáz maximális nedvességtartalmának ($a_{\text{víz}} = 137 \frac{\text{g}}{\text{m}^3} = 0,137 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$) ismeretében már meghatározható a víz parciális nyomása a füstgázban:

$$p_{\text{víz}} = p_{\text{fg}} \cdot \frac{\dot{V}_{\text{víz}}}{\dot{V}_{\text{fg}}} = p_{\text{fg}} \cdot v_{\text{víz}} \cdot a_{\text{víz}} = 26004 \text{ Pa} \quad (2.6)$$

A víz adott ($p_{\text{víz}}$) nyomáshoz tartozó telítési hőmérsékletét a WSP program 2.0-val számoltam:

$$T_{\text{s,víz}} = 65,87 \text{ °C} \quad (2.7)$$

Tehát, ha el akarjuk kerülni a füstgáz kondenzációját a hőcserélőben, a kemenceprogram összes szakaszában, a füstgázt nem hűthetjük 65,87 °C alá.

A füstgáz átlagos izobár fajhőjét minden hasznosítási modellnél külön határozom meg, az (2.8) egyenlet alapján. Ennek oka, hogy az egyes esetekben a füstgáz kilépő hőmérséklete változhat, ami kis mértékben ugyan, de befolyásolhatja az adott hőmérséklettartományra érvényes, átlag fajhő értékét. Az egyenlet felírásakor azzal az egyszerűsítéssel éltem, hogy a füstgáz összetételét összesen két részre bontottam: víztartalomra és száraz füstgáz tartalomra. Ennek oka, hogy a víz kivételével a többi alkotó (N_2 , CO , CO_2 , O_2) fajhője az általam vizsgált hőmérséklet tartományban csak igen csekély mértékben térnek el egymástól. Mivel a száraz füstgázt legnagyobb mértékben a N_2 alkotja, ezért ennek fajhőjét a N_2 fajhőjével becsültem. Ez alapján a füstgáz fajhőjét a következő egyenlet írja le:

$$\bar{c}_{p,\text{fg}}(T_{\text{fg,be}}, T_{\text{fg,be}}) = \frac{\bar{m}_{\text{víz}}}{\bar{m}_{\text{fg}}} \cdot \left[\frac{c_{p,\text{víz}}(T_{\text{fg,m}}) + c_{p,\text{víz}}(T_{\text{fg,h}})}{2} \right] + \left(1 - \frac{\bar{m}_{\text{víz}}}{\bar{m}_{\text{fg}}} \right) \cdot \left[\frac{c_{p,\text{szfg}}(T_{\text{fg,m}}) + c_{p,\text{szfg}}(T_{\text{fg,h}})}{2} \right] \quad (2.8)$$

2.4. Üzemvitel

2.4.1. Üzemórára eső hőkiadás hossza

Mivel a 2.3.2.-es pontban vázolt okokból a hőkezelési program utolsó szakaszának hőtartalmát nem hasznosítjuk, a kemencék üzemideje nem egyezik meg a hőkiadás időtartamával. Az 1 üzemórára eső hőkiadás hosszára definiálható egy korrekciós tényező, amellyel már párhuzam vonható az üzemórák száma és a hőkiadás időtartama (ezáltal a hasznosított hőmennyiség) között:

$$\vartheta = \frac{t_{\text{hőkiadás}}}{t_{\text{prog}}} = 0,776 \quad (2.9)$$

2.4.2. Kemencék menetrendje

Hogy a modellek felállítása után a hasznosítható hő évi mennyiségéről képet alkothassunk, az egy programból kinyerhető hőmennyiség mellett ismernünk kell a kemencék menetrendjét, az egy évben lefutott kemenceprogramok számát.

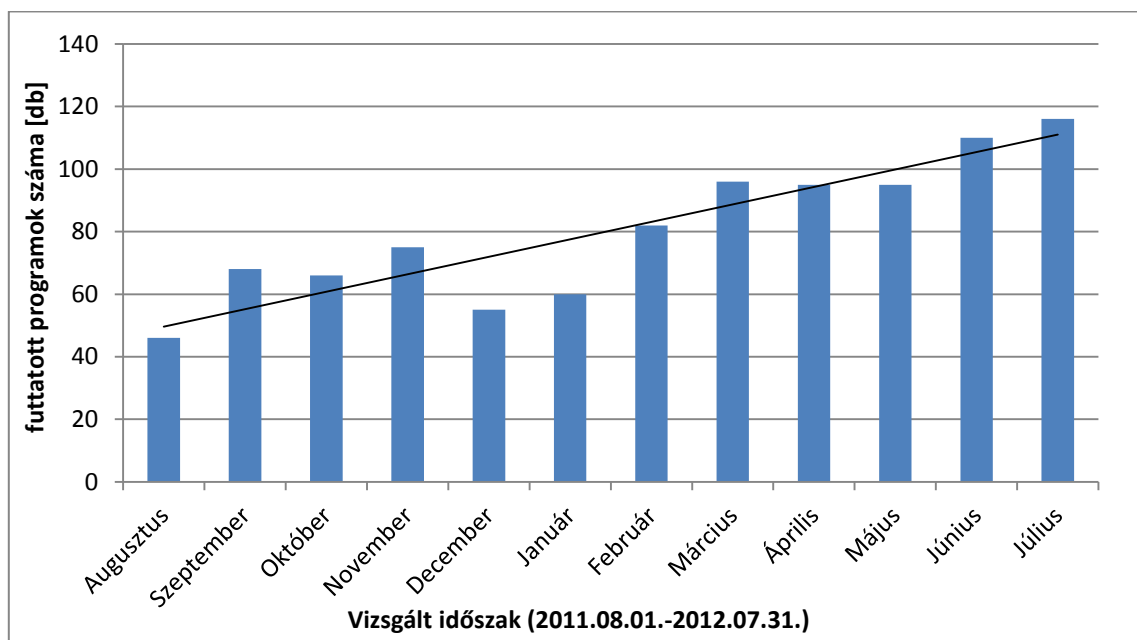
A kemencék egy évre eső átlagos üzemidejéről nem állnak rendelkezésre több évre visszamenő, statisztikainak nevezhető adatok. Ennek oka, hogy a kemencék a tanulmány megírását megelőző másfél évben álltak üzembe. Az 1. és 2. számú kemencének 2010.05.10-én, míg a 3. kemencének 2011.10.10-én volt a hivatalos átvétele. Ebből kifolyólag üzemvitel szempontjából a dolgozat írását megelőző egy évet (2011.08.01. - 2012.07.31. közötti időszakot) vizsgáltam.

A vizsgált időszakban a három kemencén összesen 964 db program futott le, ami az átlagosnak tekinthető 17,83 órás (1070 perces) programidővel számítva 17191 üzemórát jelent évente a három kemencére összesen. Ez egy kemencére vetítve átlagosan $\tau_1 = 5730$ óra/év kihasználást mutat.

A számításoknál figyelembeveendő kihasználási óraszám meghatározásánál figyelembe kell venni, hogy a vizsgált időszak első két hónapjában a jelenleg üzemelő három kemencéből még csak kettő volt üzemben, illetve, hogy a kemencék üzembeállítását követő időszakban a nitridálási program pontosítása, és a kezelt alkatrészek minőségének vizsgálata érdekében próba üzemben működtek a kemencék. Ebből kifolyólag érdemes vizsgálni a 12 hónap alatt futtatott 964 db program időbeli eloszlását, a kemencék kihasználtságának változását. Mint ahogy az a 4. táblázatból és a 3. ábrából is látszik, a kemencék kihasználtsága a vizsgált időszakban folyamatos növekedést mutat (kivételt képez ez alól 2011. november és december). Figyelembe véve a korábban felsorolt, a termelést hátráltató tényezőket, és a kihasználtság változását a vizsgált évben, szükségesnek látszik egy a 946 program/év kihasználtság mellett egy a 3. ábra által predesztinált kihasználtságra is kiszámítani az egyes beruházások gazdaságosságát, megtérülését. Megvizsgálva az értékeket, és a tendenciát számításaimat a 946 program/év kihasználtság mellett egy 1200 program/év kihasználtságra is vizsgálni fogom. Az 1200 program/év kihasználtság az átlagos programidővel 21400 üzemórát jelent a három kemencére, és így kemencénként $\tau_2 = 7133$ óra/év kihasználtságot feltételez. Ez a kemencék folyamatos üzeme mellett, figyelembe véve a kemencék kis karbantartás igényét (az üzemeltető elmondása szerint átlagosan két nap alatt elvégezhető a kemence éves karbantartása), és hogy a kemencék a hét minden napján, a nap 24 órájában üzemben állnak, nem tűnik valótlan feltételezésnek.

A három kemencében lefutott programok száma a vizsgált időszakban, havi bontásban [db]											
Aug.	Szept.	Okt.	Nov.	Dec.	Jan.	Febr.	Márc.	Ápr.	Máj.	Jún.	Júl.
48	68	66	75	55	60	82	96	95	95	110	116

4. táblázat: 2011.08.01-2012.07.31. között lefutott kemenceprogramok száma



3. ábra: 2011.08.01-2012.07.31. között lefutott kemenceprogramok száma

3. HASZNOSÍTÁSI LEHETŐSÉGEK

3.1. Általánosságban

Az égését megvalósító berendezések füstgázai általában jelentős hőtartalommal rendelkeznek. Ezen hőmennyiség konvencionális berendezések esetén általában mindenféle hasznosítás nélkül a környezetbe távozik. Ennek legtöbbször az az oka, hogy a füstgáz teljes hőtartalma a berendezés számára nem, vagy nem gazdaságosan hasznosítható. Azonban a füstgáz hőtartalmát más, alacsonyabb hőmérsékletigényű technológiák energiaigényének biztosítására még ezen esetekben is alkalmazhatjuk.

Ezen okból kifolyólag érdemes megvizsgálni a füstgázok hőtartalmának hasznosíthatóságát. A hasznosíthatóság megítéléséhez először is meg kell határoznunk a hasznosítandó füstgáz hőmérsékletét és hőtartalmát. Az előbbi a felhasználás lehetőségeit, míg az utóbbi a felhasználás gazdaságosságát befolyásolja. Ezen paramétereket általában méréssel határozzák meg.

A rendelkezésre álló hőforrás (jelen esetben a magas hőmérsékletű füstgáz) paramétereinek ismerete mellett a hőforrás környezetében fellépő energiaigény is megszabja a hulladékhő felhasználhatóságát. Hiszen célunk, hogy a füstgázból kinyert hőmennyiséggel más rendszerek energiaigényét csökkentsük, s ezzel energiamegtakarítást érjünk el. Éppen ezért a füstgáz hulladékhőjének hasznosítása csak oly mértékben indokolt, hogy a keletkező többlet energiát hasznosítani is tudjuk. Esetünkben a kemencék méretéhez, illetve a távozó füstgázok hőtartalma az üzem energiaigényéhez képest csekély, így első közelítésben feltételezhető, hogy a visszanyert hőmennyiséget az üzem egész évben hasznosítani tudja.

A hulladékhő hasznosítás egyik legelterjedtebb módja a füstgáz hőtartalmának közvetlen hasznosítása más technológia (pl. fűtési melegvíz rendszer, ipari mosók) hőigényének csökkentésére, biztosítására. Ennek oka, hogy ezen felhasználási mód jár a legkisebb átalakítással és ez által beruházási költséggel. Amennyiben a visszanyert hőmennyiséget az év egészében fel tudja használni a beruházó, ez kecsgetet a legrövidebb megtérülési idővel.

A hulladékhő hasznosításának más, közvetettebb módjai is ismeretesek. Ezek egyike a hő felhasználása villamosenergia-termelésre. Ezen felhasználási lehetőséget akkor szokták választani, ha a hő a keletkezés helyén (a hőigény hiányában) nem tudják hasznosítani. A villamos energia azonban, szemben a hővel, nagy távolságokra is kis veszteségekkel, és kiépített villamos hálózat esetén kis költséggel megvalósítható. A füstgázok ilyen tekintetben alacsony hőmérsékletű füstgázból való villamosenergia-termelés egyik lehetséges módja a bináris vagy segédközeges körfolyamattal történő energiaátalakítás. A bináris rendszereknek alapvetően két változata ismert: az organikus Rankine körfolyamat (ORC) és a Kalina ciklus. Az organikus Rankine körfolyamatú erőműveket már több mint 30 éve alkalmazzák világszerte, tipikusan a 150 °C alatti hőforrások hasznosítására villamosenergia-termelés céljából. Mivel az általam vizsgált hőforrás is ebbe a hőmérséklet tartományba esik, így a villamosenergia-előállítás vizsgálatakor egy ORC körfolyamatú blokkot fogok az összehasonlítás alapjául venni.

A helyi hőigény csökkentése, illetve a villamosenergia-termelés mellett a visszanyert hő a keletkezés helyén hűtési célokra is felhasználható. Erre lehetőséget adnak az abszorpció elven működő hűtő berendezések. Ezen berendezések, a hagyományos kompresszoros hűtőkkel szemben nem egy villamos kompresszort használnak a hűtő közeg nyomásának megnövelésére, hanem a hőhasznosítóból kinyert hőteljesítményt képesek erre a célra fordítani. Ezzel a lehetőséggel csökkenthető a helyi, kompresszoros hűtőkkel, hűtési célra fordítandó villamosenergia-igény.

3.2. Vizsgált lehetőségek

Jelen dolgozat keretében a füstgázból visszanyert hulladékhő hasznosításának három lehetséges módját vizsgálom, hasonlítom össze:

1. A füstgáz hőtartalmának felhasználása az üzem használati melegvíz (HMV) és fűtési hőigényének mérséklésére
2. A visszanyert hőmennyiség felhasználása villamos energia előállítására ORC blokk beépítésével
3. A visszanyert hőmennyiség felhasználása az üzemcsarnok hőmérsékletének csökkentésére (hűtésére) abszorpciós hűtő berendezés beépítésével.

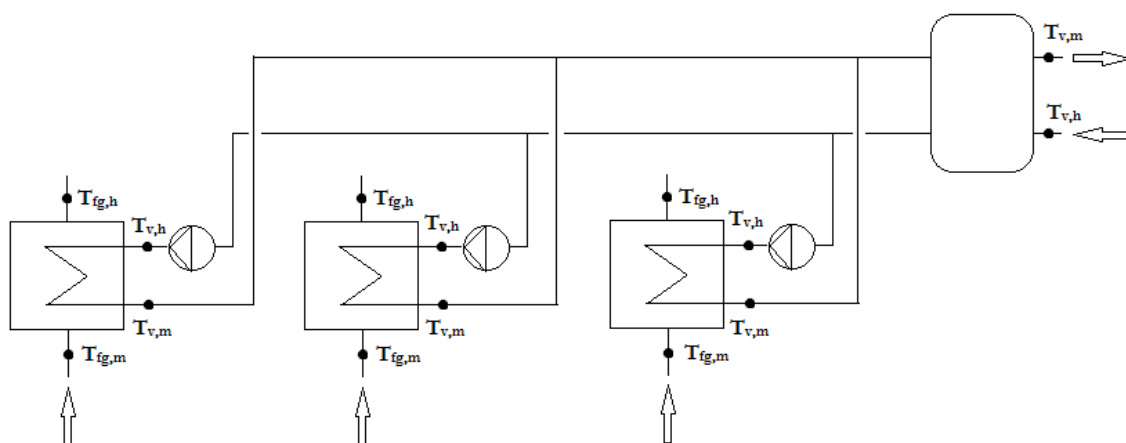
Ezen lehetőségeket az egyes felhasználási módok által visszanyert energia mennyiségének, az általa kiváltott primer/szekunder energia mennyiségének, a beruházás megtérülésének és a környezetre gyakorolt hatásának tekintetében hasonlítom össze és állítok fel közöttük sorrendet.

Ahhoz, hogy pontos számításokat végezzek a felhasználási lehetőségek sorrendjének elkészítéséhez, több kiegészítő adatra lenne szükségem. Ebből kifolyólag, számításaim során többször is közelítésekkel és feltételezésekkel éltem, amelyek azonban a megoldás elvi helyességét nem befolyásolták.

3.2.1. HMV és fűtési célú melegvíz előállítása

3.2.1.1. A modell

Az általam felállított modell szerint a három kemence füstgázcsatornájába 1-1 füstgáz-víz ellenáramú, lemezes hőcserélőt telepítünk, majd párhuzamosan kapcsoljuk őket. A hőcserélők víz oldala egy puffer tartályra táplál, és onnan veszi el a felmelegítendő közeget. A puffer tartály beépítése az időben változó füstgáz paraméterek, és az ebből adódó változó tömegáramok miatt elengedhetetlen.



4. ábra: A melegvíz-előállító rendszer kapcsolási rajza

3.2.1.2. A modellt leíró paraméterek

A rendszer leírásában és alapvetően a hőcserélők méretezésében a következő paraméterek játszanak szerepet:

- A füstgázáram belépő hőmérséklete a hőcserélőbe ($T_{fg,m}$)
- A füstgázáram kilépő hőmérséklete a hőcserélőből ($T_{fg,h}$)
- A füstgáz tömegárama ($\dot{m}_{fg}$)
- A füstgáz átlagos fajhője ($\bar{c}_{p,fg}$)
- A víz belépő hőmérséklete a hőcserélőbe ($T_{v,h}$)
- A víz kilépő hőmérséklete a hőcserélőből ($T_{v,m}$)
- A víz tömegárama ($\dot{m}_v$)
- A víz átlagos izobár fajhője ($\bar{c}_{p,v} = 4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$)
- A hőcserélőre jellemző átlagos hőátbocsátási tényező (U)
- A hőcserélő felülete (A)

3.2.1.3. Teljesítendő feltételek

Hogy a füstgáz hőtartalmát a hőcserélőkön keresztül visszanyerhessük, biztosítanunk kell a hőátvitelhez szükséges feltételeket:

$$T_{fg,m} > T_{v,m} \quad (3.1)$$

$$T_{fg,h} > T_{v,h} \quad (3.2)$$

$$T_{fg,h} > T_{körny} \quad (3.3)$$

Valamint, mivel el szeretnénk kerülni a füstgáz kondenzálódását a hőcserélőben, illetve a kéményben, a füstgáz hőmérséklete nem eshet a harmatponti hőmérséklete alá:

$$T_{fg,h} > T_{fg,harm} \quad (3.4)$$

3.2.1.4. A szükséges paraméterek megválasztása

A számításokhoz szükséges paraméterek közül adott $T_{fg,m}$ és $\dot{m}_{fg}$, melyeket a mérésből származó adatokból, mint átlagos értékeket számítottam (lásd 2.3.2.1. alfejezet). Célunk, hogy a füstgázból minél nagyobb hőmennyiséget tudjunk hasznosítani. Ebből következőleg számunkra az a cél, hogy a füstgázt a hőcserélőben minél jobban le tudjuk hűteni. Ennek azonban több tényező is határt szab, ezek:

- A környezeti hőmérséklet
- A víz belépő hőmérséklete a hőcserélőbe
- A füstgáz harmatpontja

Ezek kritériumok közül a legszigorúbb jelen esetben a füstgáz harmatpontja, melyet a 2.3.2.2-es alfejezetben már meghatároztam. Mivel a füstgáz kilépő hőmérséklete egyik szakaszban sem eshet a harmatponti hőmérséklete alá, a füstgáz kilépő hőmérsékletét $T_{fg,h} = 66^\circ\text{C}$ -ra vettem fel.

Mivel a vizet a már meglévő melegvíz hálózatba szeretnénk betáplálni, ezért a $T_{v,h}$ és $T_{v,m}$ paramétereket a helyi rendszer hőmérsékletszintje határozza meg. Én ezen értékeket $T_{v,h} = 50^\circ\text{C}$, $T_{v,m} = 70^\circ\text{C}$ értékűre vettem fel.

A füstgáz átlagos fajhőjét $T_{fg,m} = 142^\circ\text{C}$ és $T_{fg,h} = 66^\circ\text{C}$ között a (2.8)-as összefüggés alapján határoztam meg:

$$\bar{c}_{p,fg} = 1,57148 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

A kiszámolt hőteljesítmény átviteléhez szükséges hőcserélő felület meghatározásához azonban ismernem kell a hőcserélő hőátbocsátási tényezőjét. Ezt a szakirodalmi ajánlások ([7.],[8.]) figyelembe vételével, inkább a kisebb értékeket figyelembe véve becslésként $U = 120 \frac{W}{m^2 K}$ értékűnek feltételezem. A hőcserélő ω korrekciós tényezője 1, mivel jelen esetben ellenáramú hőcserélőt feltételezünk.

3.2.1.5. A hőcserélőkben lezajló transzport folyamatokat leíró egyenletek:

$$\dot{Q} = \bar{c}_{p,fg} \cdot \dot{m}_{fg} \cdot (T_{fg,m} - T_{fg,h}) = \bar{c}_{p,v} \cdot \dot{m}_v \cdot (T_{v,m} - T_{v,h}) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \omega \cdot \Delta T_{ln} \quad (3.6)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (3.7)$$

3.2.1.6. Az átlagos adatokból számított hőteljesítmény

Az elméletileg, a füstgázból kinyerhető hő mennyiségét első megközelítésben az átlagos értékekből számíthatjuk. Az füstgáz átlagos hőmérsékletéből ($T_{fg, \text{átl}} = T_{fg,m} = 142^\circ\text{C}$) és a meghatározott minimális füstgáz hőmérsékletből ($T_{fg,h} = 66^\circ\text{C}$) a 3.5-ös egyenlet felhasználásával már számítható a hőcserélő átlagos hőteljesítménye:

$$\dot{Q}_{\text{átl}} = 30,6236 \text{ kW}_{th}$$

Az átviendő hőteljesítményből (a víz hőfoklépcsőjének ismeretében) számítható a víz átlagos tömegárama a hőcsere során :

$$\dot{m}_{\text{víz}} = 0,3657 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Valamint számolható, hogy ezen átlagos értékekkel számolva (azaz ha a füstgáz paraméterei az időben állandóak lennének), mekkora hőcserélő felület lenne szükséges ezen teljesítmény átviteléhez:

$$A = 6,85 \text{ m}^2$$

A hőcsere során fellépő átlagos hőteljesítményből és a ϑ korrekciós tényezőtől számolható az egy kemence által átlagosan leadott becsült hőteljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{korrr,1 kemence}} = \dot{Q}_{\text{átl}} \cdot \vartheta = 23,7639 \text{ kW}_{th} \quad (3.8)$$

Továbbá ebből a három kemence által leadott, és így a puffer tartályból elvonható átlagos, becsült hőteljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{kor,össz}} = \dot{Q}_{\text{átl,1 kemence}} \cdot 3 = 71,2917 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.9)$$

3.2.1.7. Valós hőátvitel vizsgálata

A 3.2.1.6-os alfejezetben a modell paramétereit a korábban kiszámolt átlagos füstgáz hőmérsékletre és tömegáramra határoztam meg. A valóságban ezzel szemben a kemencék hőkiadása szakaszonként eltérő mind hőmérséklet, mind tömegáram, mind összetétel tekintetében.

Ebből adódóan olyan hőcserélőt kell választanunk, amely minden szakaszban biztosítja a következő feltételeket:

- A vízáram nem melegszik forráspontja fölé
- A füstgázáram nem hűl harmatpontja alá

Hogy teljesíthessük ezen feltételeket, meg kell határozni az egyes szakaszokban kialakuló füstgázösszetétel alapján az adott füstgázösszetételhez tartozó harmatpontot. Ezt ugyanazon elv alapján végeztem, mint ahogy maximális harmatponti hőmérsékletet is meghatároztam a 2.3.2.2-es alfejezetben. Ezen hőmérsékletek ismeretének jelentősége abban rejlik, hogy az adott szakaszban a füstgáz véghőmérséklete nem lehet alacsonyabb, mint ez, a számított hőmérséklet. A harmatponti hőmérsékleteket valamint a füstgáz kilépő hőmérsékletének minimum értékeit a következő táblázat tartalmazza:

Az egyes programszakaszokra érvényes harmatponti hőmérsékletek					
		1. szakasz	2. szakasz	3. szakasz	4. szakasz
$T_{\text{fg,m}}$	°C	130	110	180	150
$a_{\text{víz}}$	$\frac{\text{g}}{\text{m}^3}$	137	34,61	92,71	33,81
$v_{\text{víz}}$	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	1,8351	1,7389	2,072024	1,9304
$p_{\text{víz}}$	Pa	25218	6036,6	19267,4	6546,4
$T_{\text{fg,harm}}$	°C	65,18	36,29	59,28	37,78
$\min(T_{\text{fg,h}})$	°C	66	50	60	50

5. táblázat: Harmatponti hőmérséklet a füstgáz összetétel függvényében

A táblázatból látható, hogy a 2. és 4. szakaszban a füstgáz harmatponti hőmérséklete ($T_{\text{fg,harm}}$) a víz előremenő hőmérséklete ($T_{\text{v,h}}$) alatt van. Ezekben a szakaszokban a füstgáz kilépő hőmérsékletének minimumát ezért nem a harmatponti hőmérséklet, hanem a vízoldali hőmérséklet korlátozza, azaz $\min(T_{\text{fg,h}}) = T_{\text{v,h}} = 50 \text{ °C}$.

Mivel a füstgázból kinyerhető hőmennyiséget minden szakaszban maximalizálni szeretném, ezért az összes szakaszban célom a füstgázt a harmatpontja közelébe lehűteni. Természetesen ügyelve arra, hogy az alá viszont semmiképp se hűljön, így elkerülve a kondenzáció jelenségét a hőcserélőben, illetve a füstgáz csatornában.

Ha a füstgáz által leadott hőteljesítményt tekintjük (feltételezve, hogy a füstgáz $T_{fg,m}$ -ről $\min(T_{fg,h})$ -ra hűl) a legnagyobb hőteljesítmény az 1. szakaszban lép fel. Hasonlóan nagy hőáram csak a 3. szakaszban lép fel, de mivel ott ΔT_{ln} értéke sokkal nagyobb (a belépő füstgáz magas hőmérséklete miatt), ezért a maximális felületet az 1. szakaszban lezajló hőcsere igényelné. Az 1. szakaszban, a füstgáz harmatpontig történő hűtéséhez szükséges hőcserélő felületet az alábbi képlet alkalmazásával számítottam:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{\bar{c}_{p,fg} \cdot \dot{m}_{fg} \cdot (T_{fg,m} - T_{fg,h})}{U \cdot \frac{(T_{fg,m} - 70) - (T_{fg,h} - 50)}{\ln \frac{(T_{fg,m} - 70)}{(T_{fg,h} - 50)}}} \quad (3.10)$$

$$A_1 = 12,95 \text{ m}^2$$

A kapott felülettel végigszámolva az összes többi szakaszban lezajló hőcsere folyamatokat, meg kell vizsgálni, hogy az adott felületű hőcserélő nem okoz-e kondenzációs veszélyt a többi szakaszban. Végigszámolva a többi szakasz hőcseréjét, megállapítható, hogy a 3. szakaszban a $12,95 \text{ m}^2$ -es hőcserélő felület nem megfelelő. Ennek oka, hogy ezen hőcserélő felület feltételezésével nem lehet úgy változtatni a víz oldali tömegáramot, hogy egyszerre elkerüljük a víz 100°C fölé melegítését és a füstgáz harmatpont alá hűtését. Így tehát ha ezt a méretű hőcserélőt építenénk be, biztonsági okokból a 3. szakasz füstgázát szintén a by-pass vezetéken kellene elvezetnünk, elvesztve annak értékes hőtartalmát.

Mivel ezt nem szeretnénk, meg kell határozni mely az a maximális hőcserélő felület, melynél a víz oldali tömegáram szabályzásával még elkerülhető a víz hőmérsékletének 100°C fölé emelése és a füstgáz harmatpont alá hűtése. A keresett felületet az ellenáramú hőcserélőben lezajló differenciálegyenlet megoldásával, és annak iterálásával (Maple szoftver segítségével) kaptam meg, amely felület így $A_1 = 11 \text{ m}^2$ -re adódott. Ezzel a hőcserélő mérettel már biztosítható, hogy a füstgáz a hőkezelés egyik szakaszában sem hűl harmatpontja alá.

A számított maximálisan megengedhető hőcserélő felülettel már meghatározható az egyes szakaszokban hasznosítható hőteljesítmény. Természetesen a változó füstgázparaméterek miatt ahhoz, hogy az adott hőcserélővel kinyerhető hőmennyiséget maximalizáljuk, a szakaszok között szabályozni kell a víz tömegáramát. Az adott szakaszok során maximálisan kinyerhető hőteljesítményt, és az ehhez szükséges víz tömegáramát, valamint a füstgáz kilépő hőmérsékletét az alábbi táblázat tartalmazza:

Az egyes programszakaszok során hasznosítható hőteljesítmény					
		1. szakasz	2. szakasz	3. szakasz	4. szakasz
$\dot{Q}_{\text{szakasz}}$	kW_{th}	48,307	21,574	45,768	30,820
$\dot{m}_{\text{víz}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	0,5770	0,2577	0,2210	0,3681
$T_{\text{fg,h}}$	$^{\circ}\text{C}$	70	54	61	52

6. táblázat: A hőcserélőkből kinyerhető hőteljesítmény és az ehhez szükséges vízdoldali tömegáram

Mint látható a füstgáz egyik szakaszban sem hűlt az adott füstgázösszetételre érvényes harmatponti hőmérséklet alá, így nem kell számolnunk a füstgáz kondenzációjával a hőcserélőben, illetve a füstgázcsatornában.

Az egyes szakaszok hosszának figyelembe vételével kiszámolható a hőkiadás idejére vetített átlagos teljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{átl}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \dot{Q}_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^4 t_i} = 33,495 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.11)$$

Ezt összevetve az átlagolt értékekből számolt átlagos teljesítménnyel ($30,624 \text{ kW}_{\text{th}}$) elmondható, hogy az átlagolt értékekkel való számolás is nagyságrendileg helyes eredményt adott a hasznosítható hő mennyiségét illetően, hiszen a kapott eredmény a valós eredmény 10%-os környezetébe esik. Azonban az abból számított hőcserélő felület ($A = 6,85 \text{ m}^2$) már jelentősen eltér a valóságban szükséges hőcserélő felülettől.

A hőcserélő működése során átlagosan hasznosítható hőteljesítményből már számolható a három kemence működése esetén a puffer tartályból elvonható, hasznosítható átlagos hőteljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{kor,1 kemence}} = \dot{Q} \cdot \vartheta = 25,992 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{\text{kor,össz}} = 3 \cdot \dot{Q} \cdot \vartheta = 77,976 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.13)$$

Azaz a kemencék üzemszerű működése során átlagosan $77,976 \text{ kW}_{\text{th}}$ hőteljesítmény hasznosítható a helyi melegvíz-rendszer hőigényének csökkentésére.

3.2.1.8. A kiváltott energiamennyiség, megtérülés

Figyelembe véve a puffer tartályból átlagosan elvonható hőteljesítményt és a kemencék éves kihasználási óraszámát, számítható az egy évben hasznosítható hőmennyiség:

Az éves hasznosítható hőmennyiség		
	$\tau_1 = 5730 \frac{\text{óra}}{\text{kemence} \cdot \text{év}}$	$\tau_2 = 7133 \frac{\text{óra}}{\text{kemence} \cdot \text{év}}$
$Q_{\text{év},1 \text{ kemence}} [\text{kWh}_{\text{th}}/\text{év}]$	148934	185401
$Q_{\text{év},\text{össz}} [\text{kWh}_{\text{th}}/\text{év}]$	446803	556203

7. táblázat: Az éves hasznosítható hőmennyiség a kemencék kihasználtságának függvényében

A várható megtérülés kiszámításához, első közelítésben úgy feltételezem, hogy ezt a hőmennyiséget az üzem egész évben képes hasznosítani. Ezzel a feltételezéssel, lineáris leírás mellett, számoltam a beruházás megtérülési idejét a két különböző kemence-kihasználtság mellett.

A várható megtérülés számításához szükséges további adatok:

- A hőhasznosítás által kiváltott energiahordozó ára, azaz jelen esetben a távhő ára ($c_{\text{távhő}}$)
- A fajlagos beruházási költségek (B)
- A nominál kamatláb (p)

A távhő árát az üzem által szolgáltatott adatok szerint $c_{\text{távhő}} = 5393 \frac{\text{Ft}}{\text{GJ}}$ -nak vettem, míg a nominál kamatlábat $p = 8 \%$ -nak.

A fajlagos beruházási költségeket az alábbiak szerint becsültem [1.]:

Becsült beruházási költségek		
	Fajlagos beruházási költség	Beruházási költség [Ft]
Hőcserélők	28 Ft/W	4 000 000
Puffer tartály	-	1 500 000
Vezérlés	-	1 000 000
Egyéb	-	3 000 000
Beépítési költségek	-	1 500 000
Összesen	-	11 000 000

8. táblázat: Becsült beruházási költségek

A várható megtérülési időt az alábbi összefüggéssel számolom:

$$n = \frac{B}{NPV} = \frac{B}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_{\text{év,össz}} \cdot c_{\text{távhő}}}{(1+p)^{i-0,5}}} \quad (3.14)$$

A felvett adatokkal $n = 1,45$, azaz a beruházás elméletileg 2 éven belül megtérülne. Azonban a számításnál több közelítéssel is életem, így a valós megtérülés ennél hosszabb is lehet. Ezen egyszerűsítések közül a legnagyobb hatással bíró a becsült beruházási költségek pontossága és az üzem éves hőigénye, illetve annak eloszlása. A számomra vizsgálatra bocsátott adatsorok tanulsága szerint, a 2011-es évet vizsgálva megállapítható, hogy az üzem összes távhő igénye a nyári hónapokban sem kisebb, mint 2500 GJ/hónap. Ezt szembeállítva a füstgáz hőhasznosításból származó, havi átlagos 134-167 GJ/hónap hőmennyiséggel, elmondható, hogy a kezdeti feltételezésünk nem alaptalan.

A beruházási költségek pontosítása legegyszerűbben a projektet megelőző pontosabb vizsgálat közben igényelt árajánlatok alapján történhet.

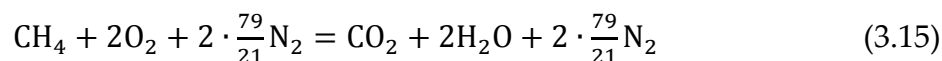
Hogy pontosabb képet kaphassunk a megtermelt hőmennyiség technikai felhasználhatóságáról, meg kell vizsgálni a fűtési rendszer áramlási illetve hőmérséklet viszonyait, valamint a telephely pontosabb, időre és akár területekre lebontott hőigényét (Ugyanis a telephely igen nagy területen helyezkedik el).

3.2.1.9. Környezeti hatás, CO₂ megtakarítás

A hulladékhő hasznosítás egyik nagy előnye abban rejlik, hogy segítségével, az üzem energiaszolgáltatásának csökkentésén keresztül fosszilis energiahordozók felhasználásából származó energia váltható ki. Az így megvalósított energiatermelés nem jár többlet üvegházhatású gáz kibocsátással, viszont kiválthat olyan technológiák által előállított energiahordozókat, melyek bocsátanak ki ilyen gázokat.

Esetünkben a füstgázcsövekbe épített hőhasznosítók által megtermelt hő éves mennyisége $Q_{\text{év,össz}} = 446803 \text{ kWh}_{\text{th}}/\text{év}$ illetve $Q_{\text{év,össz}} = 556203 \text{ kWh}_{\text{th}}/\text{év}$. A földgáz fűtőértékét 40 MJ/kg-nak véve [10.] és egy nagyon jó $\eta = 105\%$ -os kondenzációs kazánhatásfokot feltételezve a kiváltott hő ily módon történő előállításával mintegy 38,3 t illetve 47,7 t földgáz felhasználás takarítható meg.

A földgáz több mint 90%-át metán (CH₄) alkotja. A metán tökéletes égése az alábbi reakcióegyenlettel írható le:



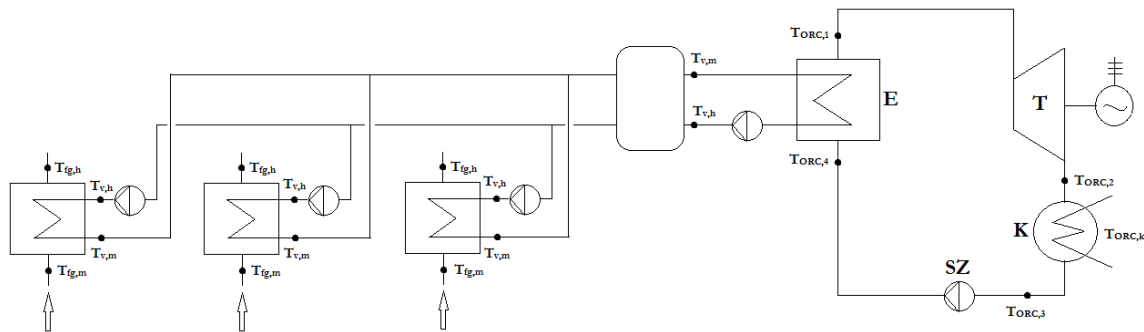
Tehát 1 mol metán elégetése során 1 mol CO_2 keletkezik. A CH_4 (16,05 g/mol), illetve a CO_2 (44,01 g/mol) mol tömegének ismeretében, figyelembe véve a fel nem használt földgáz éves mennyiségét számítható a hőhasznosításból származó CO_2 kibocsátás megtakarítás. Ennek értéke 105,0 t/év illetve 128,9 t/év.

Ez a megtakarítás, a környezet kisebb terhelése mellett, más haszonnal is járhat. Felhasználhatóvá válhat hazánkban a CO_2 kvóta kereskedelemben, és így pénzben kifejezz értéket is rendelhetünk a CO_2 kibocsátás csökkentéshez. A kvóta átlagos értéke jelenleg 19-20 EUR/t körüli, így a beruházás által kiváltott CO_2 kvóta értéke mintegy 722 000 Ft/év értéket képvisel.

3.2.2. Villamosenergia-előállítás kisteljesítményű ORC blokk beépítésével

Ezen modell felépítése lényegében megegyezik a 3.2.1-es alfejezetben vázolt kapcsolással, azaz a füstgázok hőtartalmát ugyanúgy három, egymással párhuzamosan kapcsolt füstgáz-víz hőcserélő biztosítja. A különbség a közvetítő közeg (víz) előremenő és visszatérő hőmérsékletében, tömegáramában illetve a hő felhasználásának céljában rejlik:

Jelen esetben a hőt nem közvetlenül hasznosítjuk, hanem egy újabb hőcserélőn keresztül a közvetítőközeg hőjét egy ORC körfolyamatnak adjuk át, és így villamos energiát állítunk elő belőle.



5. ábra: Hőhasznosító rendszerhez kapcsolt ORC körfolyamat

3.2.2.1. Előállítható villamos energia mennyisége

Céлом, hogy meghatározzam, hogy az adott hőforráshoz illesztett ORC blokkal mennyi villamos energia termelhető. Ehhez első közelítésben az ORC körfolyamat hatásfokát egy, az MIT munkatársai által meghatározott, az ORC körfolyamatok hatásfokát becsülő összefüggést használom [11.]:

$$\eta_{\text{ORC}} = 0,0935 \cdot T_{\text{ORC,be}} - 2,3266 \quad (3.16)$$

Ezt az összefüggést az MIT munkatársai úgy állapították meg, hogy üzemelő bináris körfolyamatú erőművek hatásfokát vizsgálták a körfolyamatot fűtő folyadék függvényében.

Az ORC-be lépő primer oldali víz hőmérsékletét, a hatásfok maximalizálása céljából a hőcserélőkből kinyerhető maximális hőmérsékletnek feltételezem. Mivel a hőhasznosítás során fellépő minimális füstgáz hőmérséklet 110 °C, ezért a szekunder oldalon keringtetett, s felmelegített víz hőmérsékletét 105°C -nak feltételezem.

Ezen hőmérséklettel számolom ki a hőhasznosításhoz illeszthető ORC körfolyamat maximális hatásfokát:

$$\eta_{\text{ORC}} = 0,0935 \cdot T_{v,m} - 2,3266 = 7,49 \% \quad (3.17)$$

A elvégzett gyors becslésből látható, hogy az alacsony hőmérséklet miatt az ORC várható hatásfoka igen csekélynek mutatkozik.

Ezzel a hatásfokkal és az elméletileg maximálisan kinyerhető átlagos hőteljesítménnyel kiszámolhatjuk az ORC körfolyamat által leadható elméleti maximális villamos teljesítményt:

$$P_{\text{ORC}} = \eta_{\text{ORC}} \cdot \dot{Q}_{\text{kor,1 \u00f6ssz}} = 5,84 \text{ kW}_e \quad (3.18)$$

Az így kapott villamos teljesítmény természetesen erős becslés. A körfolyamat hatásfoka a becslétnél kis mértékben nagyobb is lehet. Azonban a körfolyamatba bevihető hő mennyisége a valós esetben $\dot{Q}_{\text{kor,1 \u00f6ssz}}$ -nél csak kisebbnek adódhat. Ennek oka, hogy a füstgázból elvonható hő mennyiségét alapvetően meghatározza $T_{v,h}$ értéke, amit viszont meghatároz az ORC-nél alkalmazható primer oldali hőfoklépcső.

Mivel az ORC blokk által megtermelt villamos energia mennyisége igen csekély a beruházási költségéhez képest ezért meglátásom szerint semmiképp sem lesz gazdaságosan telepíthető az általam vizsgált hőforrásra. Hogy mindezt számokkal is alátámasszam a 3.18-as összefüggéssel számolt P_{ORC} villamos teljesítmény feltételezésével kiszámolom az ORC blokk beépítésének megtérülési idejét, valamint a technológia által kiváltott CO₂ kibocsátás mértékét.

3.2.2.2. A kiváltott energiamennyiség, megtérülés

Figyelembe véve a villamosenergia-termelő berendezés által leadott átlagos villamos teljesítményt, és kemencék éves üzemidejét kiszámítható az éves villamosenergia-termelése a beépített blokknak:

Az éves hasznosítható hőmennyiség		
	$\tau_1 = 5730 \frac{\text{óra}}{\text{kemence} \cdot \text{év}}$	$\tau_2 = 7133 \frac{\text{óra}}{\text{kemence} \cdot \text{év}}$
$E_{\text{év,1 kemence}} [\text{kWh}_e/\text{év}]$	11154	13886
$E_{\text{év,\u00f6ssz}} [\text{kWh}_e/\text{év}]$	33463	41657

9. táblázat: Az éves hasznosítható hőmennyiség a kemencék kihasználtságának függvényében

Ismerve az üzem villamosenergia-igényét feltehető, hogy az ORC által leadott villamos teljesítményt az üzem az év egészében képes hasznosítani.

A várható megtérülés számításához további adatok ismerete is szükséges:

- A villamos energia ára (c_{villany})
- A fajlagos beruházási költségek (B)
- A nominál kamatláb (p)

A villamos energia árát az üzem által szolgáltatott adatok szerint $c_{\text{villany}} = 26 \frac{\text{Ft}}{\text{kWh}}$ -nak feltételezem, míg a nominál kamatlábat $p = 8 \%$ -nak.

A fajlagos beruházási költségeket az alábbiak szerint becsültem [1.]

Becsült beruházási költségek		
	Fajlagos beruházási költség	Beruházási költség [Ft]
Hőcserélők	28 Ft/W	4 000 000
Puffer tartály	-	1 500 000
Vezérlés	-	1 000 000
ORC blokk	420 000 Ft/kW	2 500 000
Egyéb	-	2 000 000
Beépítési költségek	-	1 500 000
Összesen	-	12 500 000

10. táblázat: Becsült beruházási költségek

A várható megtérülési időt az alábbi összefüggéssel számolom:

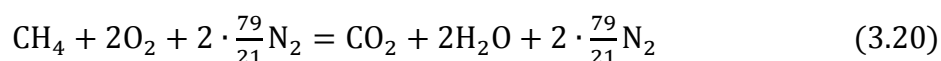
$$n = \frac{B}{NPV} = \frac{B}{\sum_{i=1}^n \frac{E_{\text{év}} \cdot c_{\text{villany}}}{(1+p)^{i-0,5}}} \quad (3.19)$$

A felvett adatokkal kiszámolható, hogy a kisebb kihasználtság esetén az ORC blokk beépítése a várható üzemideje alatt nem térül meg egyáltalán. A nagyobb kihasználtság esetén $n = 24,5$, azaz a beruházás elméletileg 25 éven belül térülne meg. Ez a megtérülési idő a befektető számára általában nem elfogadható egy ilyen jellegű, energiaracionalizálási projektnél. Ebből következően kijelenthetjük, hogy a vizsgált hőforrásra gazdaságosan nem telepíthető ORC körfolyamattal működő villamosenergia-termelő berendezés.

3.2.2.3. Környezeti hatás, CO₂ megtakarítás

Ahogy a korábbiakban a hőhasznosítás által kiváltott CO₂ mennyisége számítható volt, úgy jelen esetben számolható az ORC beépítéséből származó CO₂ megtakarítás. A beruházásból származó villamosenergia-megtakarítás esetünkben $E_{\text{év}} = 33463 \text{ kWh}_h/\text{év}$ illetve $41657 \text{ kWh}_{\text{th}}/\text{év}$. Feltételezve, hogy az itt fel nem használt villamos energiát egy földgáztüzelésű, fosszilis erőmű állítaná elő, átlagosan $\eta = 35\%$ -os villamosenergia-termelési hatásfokkal (mely nagyságrendileg megfelel a hazai erőműpark átlagos hatásfokának), kiszámítható a beépítésre került technológiából adódó CO₂ megtakarítás. A földgáz fűtőértékét 40 MJ/kg-nak véve, a beruházással nagyságrendileg évi 8,6 t illetve 10,7 t földgáz eltüzelése váltható ki.

A földgáz több mint 90%-át metán (CH₄) alkotja. A metán tökéletes égése az alábbi reakcióegyenlettel írható le:

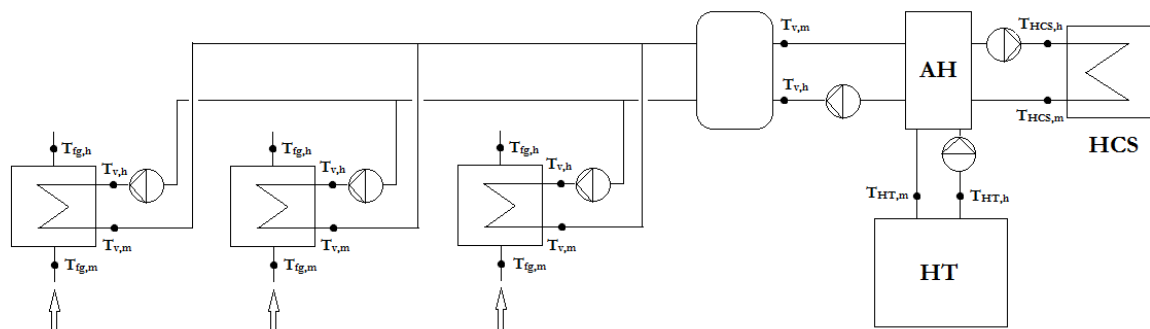


Tehát 1 mol metán elégetése során 1 mol CO₂ keletkezik. A CH₄ (16,05 g/mol), illetve a CO₂ (44,01 g/mol) mol tömegének ismeretében, figyelembe véve a fel nem használt földgáz éves mennyiségét számítható a hőhasznosításból származó CO₂ kibocsátás megtakarítás. Ennek értéke 23,6 t/év illetve 29,3 t/év.

Ez a megtakarítás, a környezet kisebb terhelése mellett, más haszonnal is járhat. Felhasználhatóvá válhat hazánkban a CO₂ kvóta kereskedelemben, és így pénzben kifejezett értéket is rendelhetünk a CO₂ kibocsátás csökkentéshez. A kvóta átlagos értéke jelenleg 19-20 EUR/t körüli, így a beruházás által kiváltott CO₂ kvóta értéke mintegy 216 000 Ft/év.

3.2.3. Hűtés abszorpció hűtő beépítésével

Ennél, a harmadik hasznosítási módnál a puffer tartályban összegyűlő meleg vizet nem közvetlen hasznosítjuk, hanem egy abszorpció hűtő berendezés fűtővíz igényét biztosítjuk vele.



6. ábra: A hőhasznosító rendszerhez kapcsolt abszorpció hűtő berendezés

Az abszorpció hűtőknek azonban nem csak fűtővíz, hanem hűtővíz igényük is van. Jelen esetben a hűtővíz biztosításához szükséges hűtőtorony beépítésével nem számolok, mivel az üzem rendelkezik egy nagy teljesítményű hűtőtoronnyal, mely jelenlegi rendeltetése mellett képes lenne ellátni az abszorpció hűtőt az általa igényelt hűtővízzel.

Több, az abszorpció hűtők működését tanulmányozó elemzést elolvasva [3.-6.] az abszorpció hűtőt tápláló fűtővíz hőfoklépcsőjét a legtöbb berendezés által hasznosítható maximumnak, 10°C -nak vettem. Amennyiben a füstgázunk hőtartalmát minél jobban ki szeretnénk használni, ezt a hőfoklépcsőt minél alacsonyabb hőmérsékleten kell megvalósítani. Az abszorpció hűtők működésének leírásával, a fűtőközeg hőmérsékletének a COP-ra gyakorolt hatásával foglalkozó tanulmányokat áttanulmányozva [11.] megállapítható, hogy jelen esetben vizsgálandó hőmérséklettartományban ($60 - 100^{\circ}\text{C}$ -os tartományban) a fűtőközeg hőmérsékletének csökkentésével járó COP csökkenés kisebb mértékű, mint a hőmérséklet csökkentésével járó többlet hőnyereség. Ebből adódóan a vizsgált rendszerben a fűtőközeg előremenő hőmérsékletét $T_{v,m} = 70^{\circ}\text{C}$ -nak, míg a visszatérő hőmérsékletét $T_{v,h} = 60^{\circ}\text{C}$ -nak feltételezem. Az ezen fűtővíz hőmérsékletekhez tartozó, egyszerű (single-effect) LiBr-H₂O abszorpció berendezés hatásosságát a tanulmányok ajánlása alapján $\text{COP}_a = 0,6$ -nak feltételezem.

3.2.3.1. A visszanyerhető hőmennyiség, a szükséges hőcserélő mérete

$T_{v,m}$ és $T_{v,h}$ ismeretében már meghatározható a füstgázból visszanyerhető hőmennyiség és az ehhez szükséges hőcserélő méret, illetve víz tömegáram. A hőcserélők méretezését a 3.2.1.7-es pontban leírt metódus alapján végeztem el.

Az ideális hőcserélő felület meghatározásakor továbbra is szem előtt kell tartani a füstgáz harmatpont alá hűtésének elkerülését. $T_{v,h} = 60^\circ\text{C}$ -nak való választásával azonban nem kell számolni a kondenzáció veszélyével a 3. szakaszban, így jelen esetben az 1. szakaszból kinyerhető hő maximalizálása szabja meg a szükséges hőcserélő felület nagyságát. Ez a hőcserélő felület a 3.10-es összefüggés alapján számítható, értéke:

$$A = 18,38 \text{ m}^2$$

A maximális hővisszanyeréshez illesztett hőcserélő felület meghatározása után már számolható az egyes szakaszokban visszanyerhető hő mennyisége:

Az egyes programszakaszok során hasznosítható hőteljesítmény					
		1. szakasz	2. szakasz	3. szakasz	4. szakasz
$\dot{Q}_{\text{szakasz}}$	kW	54,744	19,296	45,895	28,529
$\dot{m}_{\text{víz}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	1,2363	0,4607	1,0964	0,681537
$T_{\text{fg,h}}$	$^\circ\text{C}$	66	61	61	61

11. táblázat: Az egyes szakaszokból kinyerhető hőteljesítmény

Mint látható a füstgáz egyik szakaszban sem hűlt az adott füstgázösszetételhez tartozó harmatponti hőmérséklet alá. Azonban ebben az esetben, a közvetlen hőhasznosításhoz képes, sokkal egyenletesebb kilépő füstgázhőmérsékletet tudunk biztosítani a füstgázcsatornában.

Az egyes szakaszok hosszának figyelembe vételével kiszámolható a hőkiadás idejére vetített átlagos teljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{átl}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \dot{Q}_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^4 t_i} = 32,671 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.21)$$

Ezt összevetve a fűtési- illetve HMV melegvíz előállítás során kinyerhető hőteljesítménnyel megállapítható, hogy a két megoldás során a füstgázból kinyerhető átlagos hőteljesítmény csak kis mértékben különbözik egymástól. Ennek oka a víz elvárt hőmérsékletében lévő igen kis különbség.

A hőcserélő működése során átlagosan hasznosítható hőteljesítményből már számolható a három kemence működése esetén a puffer tartályból elvonható, hasznosítható átlagos hőteljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{kor,1 kemence}} = \dot{Q} \cdot \vartheta = 25,353 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{\text{kor,1 össz}} = 3 \cdot \dot{Q} \cdot \vartheta = 76,058 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.23)$$

Azaz a kemencék üzemszerű működése során átlagosan $76,058 \text{ kW}_{\text{th}}$ hőteljesítmény nyerhető ki az abszorpciós hűtő berendezés fűtővízzel való ellátására.

Mindemellett figyelembe véve az abszorpciós hűtő átlagos COP-ját számítható az átlagosan rendelkezésre álló hűtési teljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{hűtési}} = \dot{Q}_{\text{kor,1 össz}} \cdot \text{COP}_a = 45,635 \text{ kW}_{\text{th}} \quad (3.24)$$

Így tehát az abszorpciós hűtő beépítésével átlagosan $45,635 \text{ kW}_{\text{th}}$ fordítható hűtési célokra.

3.2.3.2. A kiváltott energiamennyiség, megtérülés

Figyelembe véve az átlagosan rendelkezésre álló hűtési teljesítményt és a kemencék éves kihasználtságát kiszámolható az egy évben, a hővisszanyeréssel maximálisan kiváltható hűtési energiaigény:

Rendelkezésre álló éves hűtési energiamennyiség		
	$\tau_1 = 5730 \frac{\text{óra}}{\text{kemence} \cdot \text{év}}$	$\tau_2 = 7133 \frac{\text{óra}}{\text{kemence} \cdot \text{év}}$
$Q_{\text{év,1 kemence}} [\text{kWh}_{\text{th}}/\text{év}]$	87162	108504
$Q_{\text{év,össz}} [\text{kWh}_{\text{th}}/\text{év}]$	261487	325513

12. táblázat: Rendelkezésre álló éves hűtési energiamennyiség

A beruházás értékelésekor azonban nem élek azzal a feltételezéssel, hogy az abszorpciós hűtő által biztosított hűtési teljesítményt az üzem egész évben hasznosítani tudja. Ennek oka, hogy feltételezésem szerint az abszorpciós hűtő teljesítményét az épületek klimatizálására, s nem technológiai hűtési igény kielégítésére hasznosítjuk.

Így tehát további feltételezések szükségesek a várható megtérülés kiszámításához: Feltételezem, hogy az abszorpciós hűtő által rendelkezésre álló hűtési teljesítményt az üzem a májustól szeptemberig tartó időszakban teljes egészében hasznosítani tudja, valamint hogy ezzel hagyományos, kompresszoros hűtő berendezések energiaigényét csökkenti. A kompresszoros hűtők hatásosságát, a szakirodalmi ajánlások figyelembe vételével $\text{COP}_k = 3$ -nak feltételezem számításaim során.

Ezen feltételezésekkel már kiszámolható az egy évben, az abszorpciós hűtő által kiváltott hűtési teljesítményből származó villamosenergia-megtakarítás:

$$E_{\text{év}} = \frac{\dot{Q}_{\text{hűtési}}}{\text{COP}_k} \cdot \tau_{\text{hűtési idény}} = 54762 \text{ kWh}_e \quad (3.25)$$

A várható megtérülés számításához szükséges ismernünk az alábbi adatokat is:

- A villamos energia ára (c_{vill})
- A fajlagos beruházási költségek (B)
- A nominál kamatláb (p)

A villamos energia árát az üzem által szolgáltatott adatok szerint $c_{vill} = 26 \frac{\text{Ft}}{\text{kWh}}$ -nak feltételezem, míg a nominál kamatlábat $p = 8 \%$ -nak.

A fajlagos beruházási költségeket az alábbiak szerint becsültem [13.]:

Becsült beruházási költségek		
	Fajlagos beruházási költség	Beruházási költség [Ft]
Hőcserélők	28 Ft/W	4 000 000
Puffer tartály	-	1 500 000
Vezérlés	-	1 000 000
Abszorpciós hűtő	33,72 Ft/W	1 600 000
Egyéb	-	2 000 000
Beépítési költségek	-	1 500 000
Összesen	-	11 600 000

13. táblázat: Becsült beruházási költségek

A várható megtérülési időt az alábbi összefüggéssel számolom:

$$n = \frac{B}{NPV} = \frac{B}{\sum_{i=1}^n \frac{E_{év} \cdot c_{vill}}{(1+p)^{i-0,5}}} \quad (3.26)$$

A felvett adatokkal $n = 13,3$, azaz a beruházás elméletileg 14 éven belül térülne meg. Azonban a számításnál több közelítéssel is életem, így a valós megtérülés ennél hosszabb is lehet. Ezen egyszerűsítések közül a legnagyobb hatással bíró a becsült beruházási költségek pontossága, illetve a hűtési időszak hossza.

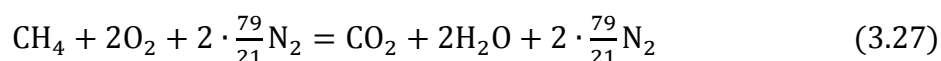
A beruházási költségek pontosítása legegyszerűbben a projektet megelőző pontosabb vizsgálat közben bekért árajánlatok alapján történhet.

Hogy pontosabb képet kaphassunk az üzem valós hűtési igényéről (azaz a hűtési időszak pontos hosszáról) érdemes felmérni a csarnokok hőmérsékletének alakulását az év során, és ezt összevetni a csarnokban igényelt hőmérséklettel.

3.2.3.3. Környezeti hatás, CO₂ megtakarítás

Ahogy a korábbiakban a hőhasznosítás által kiváltott CO₂ mennyisége számítható volt, úgy jelen esetben számolható az abszorpciós hűtő által kiváltott villamos energia mennyisége és az abból származó CO₂ megtakarítás. A villamosenergia-megtakarítás esetünkben $E_{\text{év}} = 54762 \text{ kWh}_e/\text{év}$. Feltételezve, hogy az itt fel nem használt villamos energiát egy földgáztüzelésű, fosszilis erőműben állítanák elő, átlagosan $\eta = 35\%$ -os villamosenergia-termelési hatásfokkal (mely nagyságrendileg megfelel a hazai erőműpark átlagos hatásfokának), kiszámítható a beépítésre került technológiából adódó CO₂ megtakarítás. A földgáz fűtőértékét 40 MJ/kg-nak véve, az abszorpciós hűtő beépítésével évi 14,1 t földgáz felhasználás takarítható meg.

A földgáz több mint 90%-át metán (CH₄) alkotja. A metán tökéletes égése az alábbi reakcióegyenlettel írható le:



Tehát 1 mol metán elégetése során 1 mol CO₂ keletkezik. A CH₄ (16,05 g/mol), illetve a CO₂ (44,01 g/mol) mol tömegének ismeretében, figyelembe véve a fel nem használt földgáz éves mennyiségét számítható a hőhasznosításból származó CO₂ kibocsátás megtakarítás. Ennek értéke 38,6 t/év.

Ez a megtakarítás, a környezet kisebb terhelése mellett, más haszonnal is járhat. Felhasználhatóvá válhat hazánkban a CO₂ kvóta kereskedelemben, és így pénzben kifejezett értéket is rendelhetünk a CO₂ kibocsátás csökkentéshez. A kvóta átlagos értéke jelenleg 19-20 EUR/t körüli, így a beruházás által kiváltott CO₂ kvóta értéke mintegy 216 000 Ft/év.

4. KOCKÁZATELEMZÉS

Amennyiben, az egyes hőhasznosítási módok hatását megvizsgálva, valamely mód megvalósítása mellett dönt az üzem vezetése, meg kell vizsgálni a beépítendő berendezések hatását a hőt kibocsátó kemencékre. A beépítés ugyanis jelentős hatással lehet, az amúgy természetes szellőztetésű kemencék működésére.

A füstgáz csatornába beépített füstgáz-víz hőcserélők jelentős áramlási ellenállást és így nyomáscsökkenést okoznak az áramló füstgáz számára, így valószínűleg a füstgáz környezetbe való kijuttatásához, és ez által a hőcserélőkön való átáramlásához füstgáz-elszívó ventilátorok beépítése válhat szükségessé. Ez mind a hőcserélők megfelelő működéséhez, mind üzembiztonsági célból szükséges lehet.

Ez által a hőhasznosítás energiamérlegében negatív elemként jelentkezik (a keringető szivattyúk, és az elektronika fogyasztása mellett) a füstgázelszívó ventilátorok teljesítményigénye.

5. ÖSSZEFOGLALÁS, KONKLÚZIÓ

A dolgozat célja, hogy összehasonlítsa a hőhasznosítás különböző módozatainak hatását az üzem összenergia-felhasználásának, és a környezetre gyakorolt hatásának tekintetében. Valamint, hogy az egyes beruházások megtérülési idejét összevetve információt adhasson a leggazdaságosabban megvalósítható hőhasznosítás módjáról.

Hogy levonhassuk a dolgozat következtetéseit összevetem a három hasznosítási mód vizsgálata során kapott eredményeket:

Összesített eredmények			
	Közvetlen hőhasznosítás	ORC	Abszorpció hűtés
Kinyerhető átlagos teljesítmény	77,976 kW _{th}	5,84 kW _e	45,635 kW _{th}
Kinyerhető energia éves mennyisége ($\tau = \tau_1$)	446803 kWh _{th}	33463 kWh _e	261487 kWh _{th}
Kinyerhető energia éves mennyisége ($\tau = \tau_2$)	556203 kWh _{th}	41657 kWh _e	325513 kWh _{th}
Hasznosítás célja	fűtés	vill. energia	hűtés
Kiváltható energia éves mennyisége (amennyiben nem egyezik meg a kinyerhetővel)	-	-	54762 kWh _e
Becsült beruházási költség	11 000 000 Ft	12 500 000 Ft	11 600 000 Ft
Becsült megtérülési idő ($\tau = \tau_1$)	2 év	-	14 év
Becsült megtérülési idő ($\tau = \tau_2$)	2 év	25 év	14 év
CO ₂ megtakarítás ($\tau = \tau_1$)	105,0 t/év	23,6 t/év	38,6 t/év
CO ₂ megtakarítás ($\tau = \tau_2$)	128,9 t/év	29,3 t/év	38,6 t/év

14. táblázat: A vizsgálat eredményének összesítése

A kapott eredményekből különböző szempontok alapján rangsorolhatóak a hasznosítási módok: A kiváltható energia mennyisége, a megtérülési idő vagy akár a CO₂ megtakarítás alapján is.

A végeredmények összevetése után azonban elmondható, hogy mind a három szempont szerint a közvetlen hőhasznosítás tűnik a legjobb választásnak. Ez a hőhasznosítási mód jár a legnagyobb energia- és CO₂ megtakarítással, valamint a legrövidebb becsült megtérülési idővel.

A második helyen minden tekintetben a hűtési célú hővisszanyerés szerepel. Ez az alternatíva, amennyiben a hűtési teljesítményt az év nagy részében hasznosítani tudja az üzem szintén nem elvetendő lehetőség.

Az ORC alkalmazásáról elmondható, hogy mind CO₂ megtakarítás, mind megtérülés szempontjából sokkal rosszabb eredményeket produkál. A vizsgált füstgázparaméterek mellett tehát gazdaságosan nem telepíthető a hőforrásra.

Amennyiben a közvetlen hőhasznosítás során keletkező hőmennyiséget az üzem valamilyen oknál fogva nem tudná egész évben felhasználni, érdemes megvizsgálni a kombinált fűtési és hűtési célú rendszer kiépítését. Ezzel, ugyan a beruházási költségek kismértékben megnövekednének, de a visszanyert hőmennyiséget az üzem az esetlegesen változó igényeinek megfelelően hűtési és fűtési célokra is felhasználhatná.

FORRÁSOK

- [1.] Farkas Patrik: Alacsony hőmérsékletű geotermális források integrált hasznosítása (Szakdolgozat)
- [2.] WANG Hui-tao', WANG Hua , ZHANG Zhu-ming: Optimization of Low-Temperature Exhaust Gas Waste Heat Fueled Organic Rankine Cycle, JOURNAL OF IRON AND STEEL RESEARCH, INTERNATIONAL. 2012, 19(6): 30-36
- [3.] Hellmann, H.M., Schweigler, C., Ziegler, F., 1999. The characteristic equations of absorption chillers. In: Proc. of the Int. Sorption Heat Pump Conf., Munich, pp. 169–172.
- [4.] Gommed, K., Grossman, G., 1990. Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems. ASHRAE Transactions 96 (1), 1590–1598.
- [5.] Kim, D.S., Infante Ferreira, C.A., 2008. Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles. International Journal of Refrigeration 31, 1012–1020.
- [6.] Ku" hn, A., Ziegler, F., 2005. Operational results of a 10 Kw absorption chiller and adaptation of the characteristic equation. In: Proc. First Int. Conference Solar Air Conditioning, Bad-Staffelstein.
- [7.] <http://www.hcheattransfer.com/coefficients.html>
- [8.] <http://www.cheresources.com/content/articles/heat-transfer/u-in-heat-exchangers>
- [9.] Dr. Bihari Péter: Szóbeli közlés
- [10.] Jefferson W. Tester, Brian J. Anderson, et al, (2006): The Future of Geothermal Energy. The impact of Enhanced Geothermal Systems (EGS) on the United States in the 21st Century. Report. Massachusetts Institute of Technology
- [11.] D.C. Wang a,b,* , Z.X. Shi a, Q.R. Yang a, X.L. Tian a, J.C. Zhang a, J.Y. Wu b: Experimental research on novel adsorption chiller driven by low grade heat source
- [12.] Ana Vilafranca Manguán: CONVERSION OF INDUSTRIAL COMPRESSION COOLING TO ABSORPTION COOLING IN AN INTEGRATED DISTRICT HEATING AND COOLING SYSTEM (University of Gavle, 2009)