

A GŐZ ÉS MELEGVÍZTÁMASZÚ ABSZORPCIÓS HŰTŐGÉPEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA A JÓSÁGI FOK SZEMPONTJÁBÓL

THE COMPARISON OF STEAM AND HOT WATER POWERED ABSORPTION REFRIGERATORS IN TERMS OF EFFICIENCY

SZABÓ Gábor

IV. éves gépészmérnök (épületgépész) hallgató

Debreceni Egyetem, Műszaki Kar, Épületgépészeti és Létesítménymérnöki Tanszék
4028 Debrecen, Ötmetető u. 2-4.
l.szabo.gabor@eng.unideb.hu

Kivonat: Jelen cikk az abszorpciós hűtőgépek termokémiai kompresszorának hatásfokát vizsgálja gőz illetve folyadék halmazállapotú fűtőközeg esetén. A cikk első része a gyakorlatban leginkább alkalmas összefüggéseket határozza meg, majd két konkrét gépen bemutatva összehasonlítja a gőz és melegvítámaszú abszorpciós hűtőgépeket a jósági fok szempontjából. A különböző nyomású fűtőgőz eltérően hat a gép működési paramétereire, ezért a cikk ugyanazon a gépen keresztül bemutatja a fontosabb tényezők változását a gőznyomás függvényében.

Kulcsszavak: abszorpciós hűtőgép, termokémiai hatásfok, gőztámaszú hűtőgépek.

Abstract: This article examines the efficiency of thermochemical compressors in case of vapor and liquid heating agents. The first part of the article defines the most practical and appropriate relationships, followed by the comparison of absorption refrigerators in terms of efficiency illustrated by two specific machines. The different vapor pressure acts differently to the parameters of the machine, so the article demonstrates the changes of the most important factors in light of the vapor pressure.

Keywords: absorption refrigerator, thermochemical efficiency, steam-operated refrigerators.

1. BEVEZETÉS

A hűtőgépek 4 fő részből, kompresszorból, expanziós gépből, kondenzátorból, és elpárologtatóból állnak. Az abszorpciós hűtőgépek ehhez annyit tesznek hozzá, hogy a kompresszoruk termokémiai kompresszor, amelynek szintén négy fő része van, nevezetesen abszorber, kiűző oldatkeringtető szivattyú és fojtás. A vonatkozó irodalom és a gyakorlat a hűtőgépeket a fajlagos teljesítmény szerint (EER szám¹) hasonlítja össze, ami nem ad olyan pontos képet, mintha a jósági foka (amely a valóságban nyert és az elméletileg nyerhető fajlagos hűtőtéljesítmény aránya) szerint vetnénk őket össze.

Jelen cikk ezért levezeti a gyakorlatban leginkább alkalmazható összefüggéseket a termokémiai hatásfok meghatározására, majd két különböző halmazállapotú fűtőközeggel működtetett abszorpciós hűtőgépet hasonlítja össze jósági fok szempontjából. Mivel érdekes lehet a különböző nyomású fűtőgáz hatása a gép működésére, emiatt részletesebben vizsgálom ezt a jelenséget is. [1], [2], [3].

2. AZ ABSZORPCIÓS HŰTŐGÉPEK TERMOKÉMIAI HATÁSFOKA

A szorpciós rendszerű (ab- és adszorpciós) hűtőgépeknél hasznos és a felhasznált energia hányadosát a kompresszorok mechanikai meghajtó energiájára vonatkoztatott fajlagos hűtőtéljesítménytől megkülönböztetve hőviszonynak hívjuk, hiszen azt a meghajtó energia hőbevitelére vonatkoztatjuk.

¹ EER szám (Energy Efficiency Ratio - energiahatékonysági mutató): A megadott hűtőtéljesítmény és az annak előállításához szükséges teljesítmény arányát adja meg.

Ennek megfelelően a jósági fokot a valós és az elméleti hőviszony arányaként definiálhatjuk ((1)-es egyenlet). A gőz és melegvítámaszú abszorpciós hűtőgépeknél is ugyanígy kell meghatározni a termokémiai hatásfokot, a különbségek az egyenlet kifejtésében jelentkeznek. [3]

Az abszorpciós hűtőgép jósági fokát a következő egyenlet segítségével lehet meghatározni [1]:

$$\eta_{CK} = \frac{\zeta_K}{\zeta_{KC}}, \quad (1)$$

ahol:

- η_{CK} – Az abszorpciós hűtőgép jósági foka;
- ζ_K – Az abszorpciós hűtőgép valós hőviszonya (ez lenne az EER szám);
- ζ_{KC} – Az abszorpciós hűtőgép elméleti hőviszonya.

A valós hőviszonyt a következő összefüggéssel tudjuk meghatározni [1], [2], [3]:

$$\zeta_K = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_F} \quad (2)$$

ahol:

- \dot{Q}_0 – Az abszorpciós hűtőgép elpárologtatójánál nyerhető hűtött teljesítmény;
- \dot{Q}_F – Az abszorpciós hűtőgép kiüzőjébe bevitt fűtőtöeljesítmény.

Ennek értékeit több féleképpen meg lehet határozni, jelen cikkben azokat az összefüggéseket közlöm, amelyeket a gyártók ajánlják. Itt kezd először érződni a hatásfok meghatározásának különbözősége.

A nyerhető hűtött teljesítmény értékét a névleges hűtőkapacitás és néhány működési paraméter szorzataként lehet meghatározni. Ezek a paraméterek eltérnek a gőz és melegvítámaszú abszorpciós hűtőgépeknél.

$$\dot{Q}_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_{F,n}} \cdot \dot{Q}_n \quad (3)$$

ahol:

- η_1 – A belépő hűtővíz hőmérsékletétől függő tényező a melegvítámaszú gépeknél illetve a fűtőközeg nyomásától függő tényező a gőztámaszú gépeknél;
- η_2 – A hőforrás hőmérsékletétől függő tényező a melegvítámaszú gépeknél illetve a kilépő hűtött víz hőmérsékletétől függő tényező a gőztámaszú gépeknél;
- \dot{Q}_n – A gyártó által megadott névleges hűtőkapacitás;
- $\dot{Q}_{F,n}$ – A gyári katalógus adatai alapján a \dot{Q}_n névleges hűtőkapacitás előállításához szükséges névleges fűtőtöeljesítmény.

A hőbevitel a kiüzőben a fűtőközeg hőleadása (állandó tömegáramot feltételezve) alapján határozható meg:

$$\dot{Q}_F = c_{F,1} \cdot \dot{m}_F \cdot (T_{F,be} - T_{F,rel}) + \dot{m}_F \cdot r_F + c_{F,2} \cdot \dot{m}_F \cdot (T_{F,rel} - T_{F,ki}) \quad (4)$$

ahol:

- \dot{m}_F – A fűtőközeg tömegárama;
- $c_{F,1}$ – A túlhevített fűtőközeg (gőz) közepes fajhője;
- $c_{F,2}$ – A már lekondenzált fűtőközeg közepes fajhője;
- r_F – A telített fűtőközeg (gőz) párolgáshője;
- $T_{F,be}$ – A túlhevített fűtőközeg (gőz) abszorpciós hűtőgépbe belépő hőmérséklete;
- $T_{F,rel}$ – A fűtőközeg adott nyomáson vett telítési hőmérséklete;
- $T_{F,ki}$ – A fűtőközeg (víz) abszorpciós hűtőgépből kilépő hőmérséklete.

Ez az összefüggés általánosan alkalmazható, de leginkább a gőztámaszú gépeknél szükséges ezt használni. A melegvítámaszú gépeknél elegendő a (4)-es egyenletben szereplő összeadások tagjai közül csupán a harmadik taggal foglalkozni.

Az (1)-es egyenletben szereplő elméleti hőviszony meghatározására két lehetőség nyílik. Mindkét megoldás alkalmazható mind a gőztámaszú, mind a melegvítámaszú abszorpciós hűtőgépeknél, de a gyakorlatban mégis inkább az (5)-öst használjuk a melegvítámaszú gépek, a (6)-ost pedig a gőztámaszú gépek termokémiai hatásfokának meghatározására [1], [2], [3].

$$\zeta_{KC,1} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \cdot \frac{T_K - T_A}{T_K} \quad (5)$$

ahol:

- T_K – A kiüzés hőmérséklete;
- T_A – Az abszorpció hőmérséklete;
- T_1 – A kondenzáció hőmérséklete;
- T_0 – Az elpárologtatás hőmérséklete.

$$\zeta_{KC,2} = \frac{1}{1 + q_{lr}} \quad (6)$$

ahol:

- q_{lr} – A hűtőközeg relativ oldáshője.

Behelyettesítve az (1)-es egyenletbe a (2)-es, (3)-as, (4)-es, (5)-ös és (6)-os egyenleteket felírhatjuk azokat a jellegzetes egyenleteket, amelyek alkalmasak és a gyakorlatban is használhatóak a gőz és melegvítámaszú abszorpciós hűtőgépek termokémiai hatásfokának meghatározására. A (7)-es egyenlet a melegvítámaszú gépeknél, míg a (8)-as a gőztámaszú gépeknél használható.

$$\eta_{CK,melegviz} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_{F,n}} \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_0} \cdot \frac{T_K}{T_K - T_A}, \quad (7)$$

$$\eta_{CK,göz} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_{F,n}} \cdot (1 + q_{lr}), \quad (8)$$

3. A GŐZ ÉS MELEGVÍZTÁMASZÚ ABSZORPCIÓS HŰTŐGÉPEK ÖSSZEHA-SONLÍTÁSA A TERMOKÉMIAI HATÁSFOK SZEMPONTJÁBÓL

A két féle típusú rendszer összehasonlításához a Thermax cég két gépe szolgált. Melegvíz támaszúnak a Thermax LT 65 S gépet választottam. Ilyen típusú gép van beépítve jelenleg a debreceni Kölcsey Központban. Gőztámaszúnak a Thermax E620 jelű gép mellett döntöttem. A két gép névleges, gyári paramétereit az 1. táblázat tartalmazza.

Az összehasonlítást célszerűnek tartottam úgy lefolytatni, hogy adottnak vettem a hűtött teljesítmény igényét. Ezt amiatt tettem, mert a hűtési igény kielégítése a cél bármilyen módon. Értékét a Kölcsey Központ gyakorlati adatai alapján vettem fel, hasonlatosan a hűtővíz és hűtött víz adataihoz. A fűtési oldalnál, az összehasonlítás során feltételeztem, hogy a gőz telített állapotban, a telítési hőmérsékletén lép be, és a gépben csak a párologáshőjét adja le, majd teljes mértékben kondenzálódva, a párologási hőmérsékletén távozik a gépből.

A 2. táblázat nagyszerűen alkalmas nem csak a gőztámaszú és az melegvíz támaszú abszorpciós hűtőgépek összehasonlítására, de a különféle nyomású fűtőgőz által működtetett rendszerekére is.

Elsőnek összehasonlítottam a különböző nyomású gőzzel működtetett rendszerek tulajdonságát, majd összehasonlítottam a melegvíz támaszú és gőztámaszú rendszereket.

A kívánt hűtött teljesítmény (2039 [kW]) eléréséhez használt gőz nyomásának és a termokémiai hatások alakulását az 1. ábra szemlélteti.

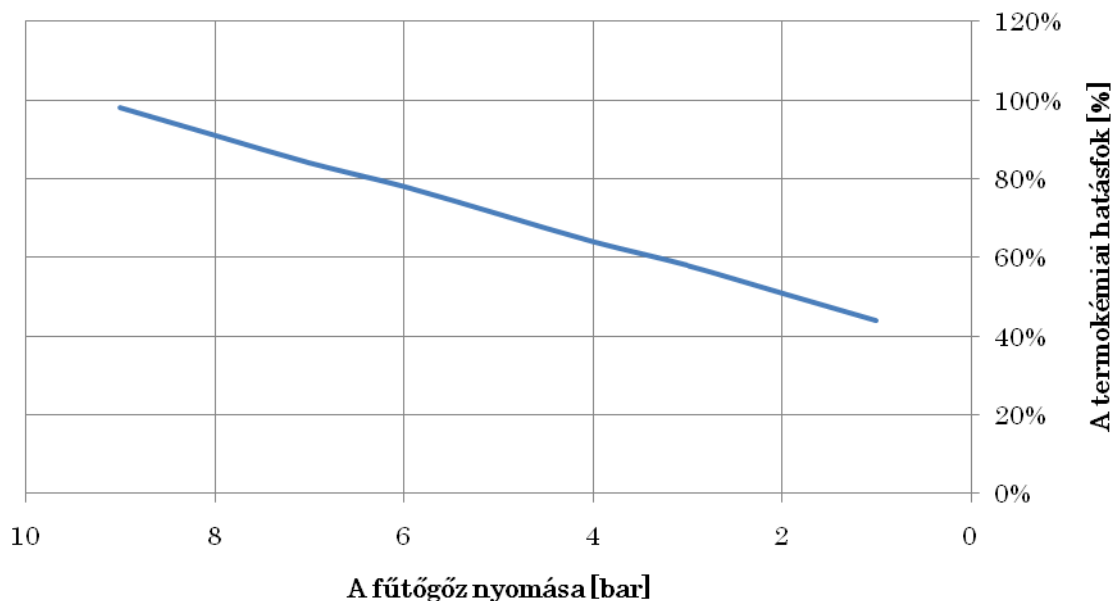
Jellemzők		Thermax LT 65 S (Melegvíz támaszú)	Thermax E 620 (Gőztámaszú)	Mérték- egység
Névleges hűtött teljesítmény		2.288	2.176	[kW]
Hűtött víz	Térfogatárama	357,4	341	[m ³ /h]
	Belépő hőmérséklete	12,2	12,2	[°C]
	Kilépő hőmérséklete	6,7	6,7	[°C]
Hűtővíz	Névleges teljesítménye	5.474	5.445	[kW]
	Térfogatárama	650	562	[m ³ /h]
	Belépő hőmérséklete	29,4	29,4	[°C]
	Kilépő hőmérséklete	36,7	37,8	[°C]
Fűtőközeg	Hőleadó közeg	fűtővíz	fűtőgőz	-
	Névleges teljesítménye	3.259	3.120	[kW]
	Áramlási sebesség	4,562	20,94	[m/s]
	Térfogatárama	516	3.700	[m ³ /h]
	Tömegárama	509.292	5.150	[kg/h]
	Belépő hőmérséklete	90,6	175,4	[°C]
	Kilépő hőmérséklete	85	175,4	[°C]
	(Túl)Nyomása	0	8	[kg/cm ²] _g ²
Összes szivattyú teljesítmény		6,55	3,85	[kW]

1. táblázat Az összehasonlításhoz használt melegvíz és gőztámaszú abszorpciós gép katalógus adatai

2 1 [kg/cm²]_g=104[kg/m²]_g ≈0,981[bar]_g=1,99 [bar]_a. A „g” index a túlnyomásra, míg az „a” index abszolút nyomásra vonatkozik. Közelítőleg mondhatjuk, hogy 1 [kg/cm²]_g=1 [bar].

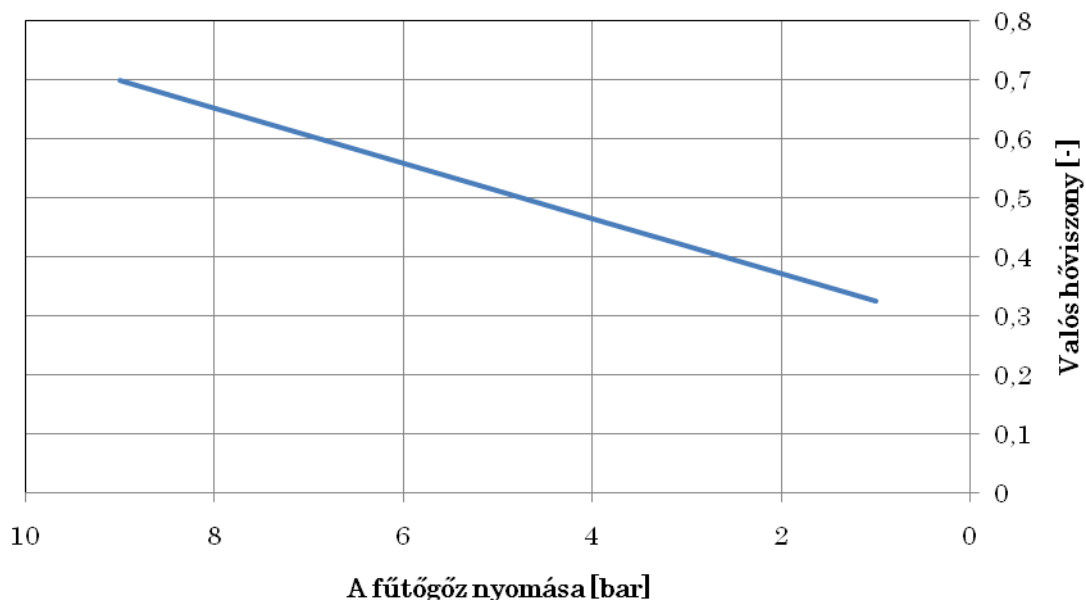
	LT 65S		E 620										
	2039		2039	2039	2039	2039	2039	2039	2039	2039	2039	2039	2039
Az elérni kívánt hűtőteljesítmény [kW]-ban	2692		2911	3120	3359	3639	3970	4372	4852	5459	6238		
Az igényelt fűtőteljesítmény [kW]-ban	1,01325		9	8	7	6	5	4	3	2	1		
A fűtőközegek abszolút nyomása [bar]-ban	90,6		175,4	170,4	165	158,8	151,8	143,6	133,5	120,2	99,6		
A belépő fűtőközegek hőmérséklete [°C]-ban	86		175,4	170,4	165	158,8	151,8	143,6	133,5	120,2	99,6		
A kilépő fűtőközegek hőmérséklete [°C]-ban	4,56		21	22,3	23,8	25,5	27,5	30	32,8	36	40,5		
A fűtőközegek áramlási sebessége [m/s]-ban	515,7		3,711	3,888	4,241	4,506	4,860	5,301	5,832	6,362	7,245		
A fűtőközegek térfogatárama [m ³ /h]-ban	138,2		1,43	1,52	1,63	1,742	1,88	2,05	2,24	2,46	2,77		
A fűtőközegek tömegárama [kg/s]-ban	1,0663		0,7172	0,7189	0,7208	0,7227	0,7248	0,7272	0,73	0,7334	0,7384		
A gép elméleti hőviszonya	0,76		0,7	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,42	0,37	0,33		
A gép valódi hőviszonya	71%		98%	91%	84%	78%	71%	64%	58%	51%	44%		
Termokémiai hatásfok													

2. táblázat Az igényelt hűtött teljesítmény előállítása melegvíztámaszú abszorpciós hűtőgéppel illetve különböző nyomású gőzzel táplált gőztámaszú abszorpciós hűtőgép esetén, valamint a termokémiai hatásfok alakulása a nevezett esetekben



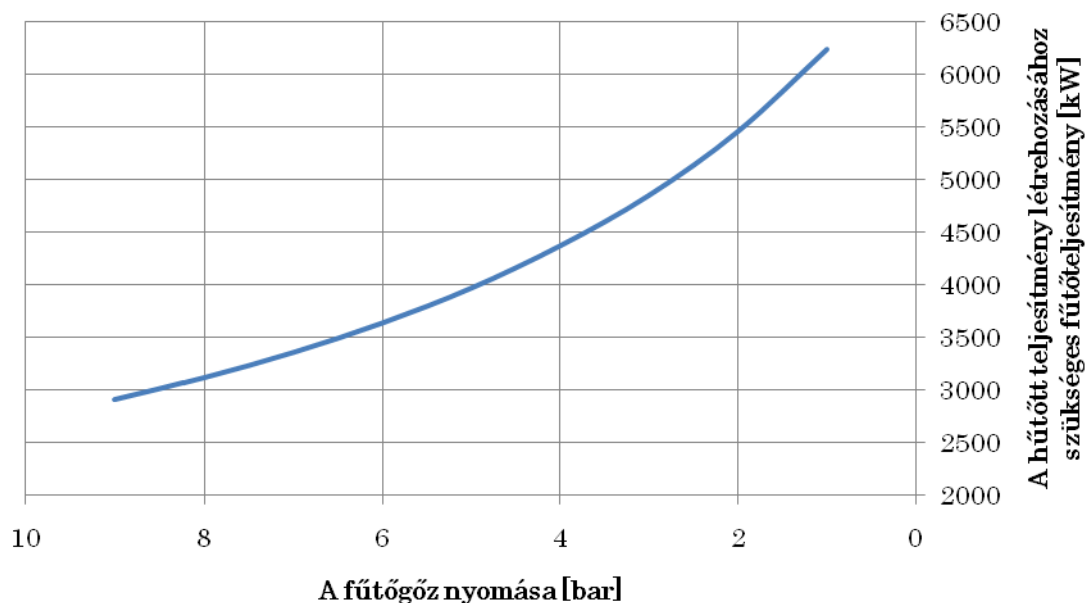
1. ábra A termokémiai hatásfok alakulása a fűtőgőz nyomásának függvényében

A két érték, mint látható lineáris kapcsolatban van egymással. Azaz minél nagyobb a gőz nyomása annál nagyobb az elérhető termokémiai hatásfok. Hasonló görbét nyerünk, ha a valós hőviszony és a gőz nyomása közötti kapcsolatot vizsgáljuk (2. ábra). Ennek oka az elméleti hőviszony közel állandó értékéből adódik.



2. ábra A valós hőviszony és a fűtőközeg gőz nyomásának kapcsolata

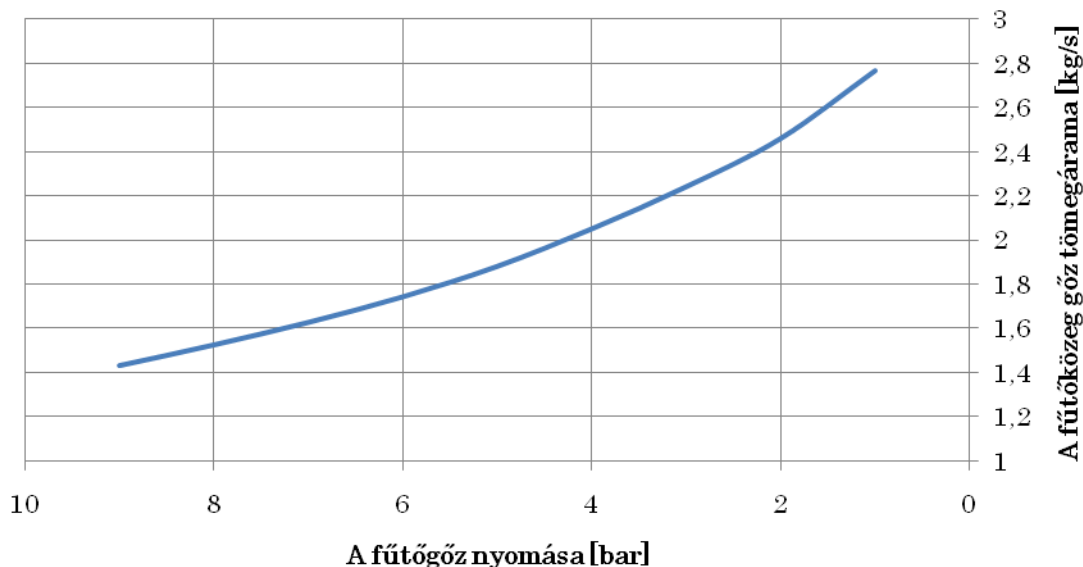
Viszont a valós hőviszony lineáris alakulása a fűtőközeg gőz nyomásának függvényében azt eredményezi, hogy konstans hűtött teljesítmény igény mellett, a szükséges fűtőteltjesítmény igény növekedni fog a gőz nyomásának csökkenésekor. Ezt a jelenséget mutatja be a 3. ábra:



3. ábra A szükséges fűtőtelteljesítmény alakulása a fűtőgőz nyomásának függvényében

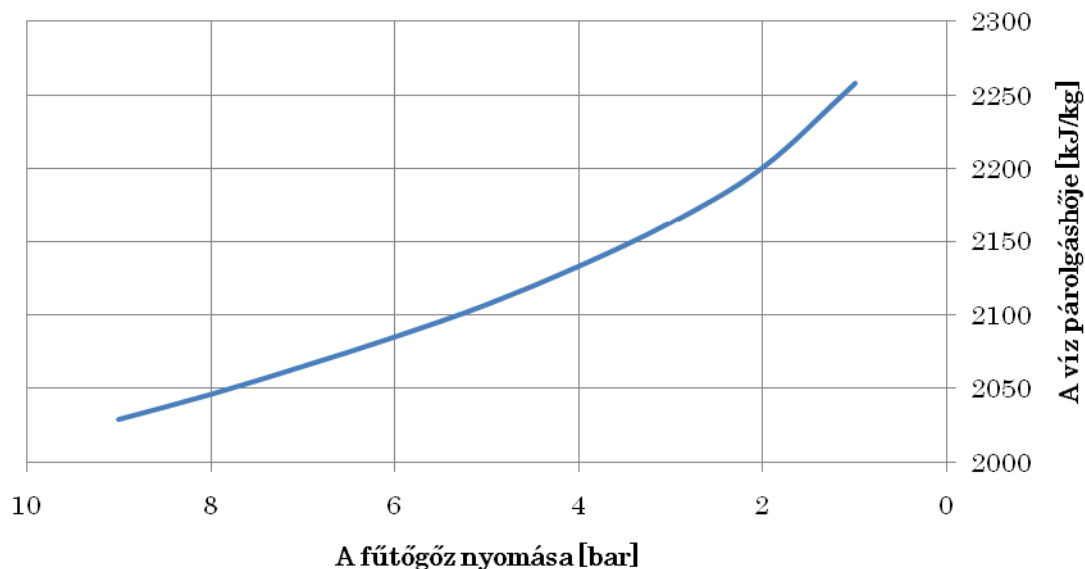
A várt lineáris karakterisztika helyett, egy szépen kirajzolódó, enyhén progresszívet karakterisztikát nyertem. Szintén enyhén progresszív karakterisztikát nyerünk, amennyiben a fűtőközeg gőz tömegáramát vizsgáljuk a nyomás függvényében (4.ábra).

Azaz növekvő nyomású fűtőközeg ugyanakkora hűtött teljesítmény előállításához kevesebb fűtőtelteljesítményt és kevesebb gőz sebességet igényel.



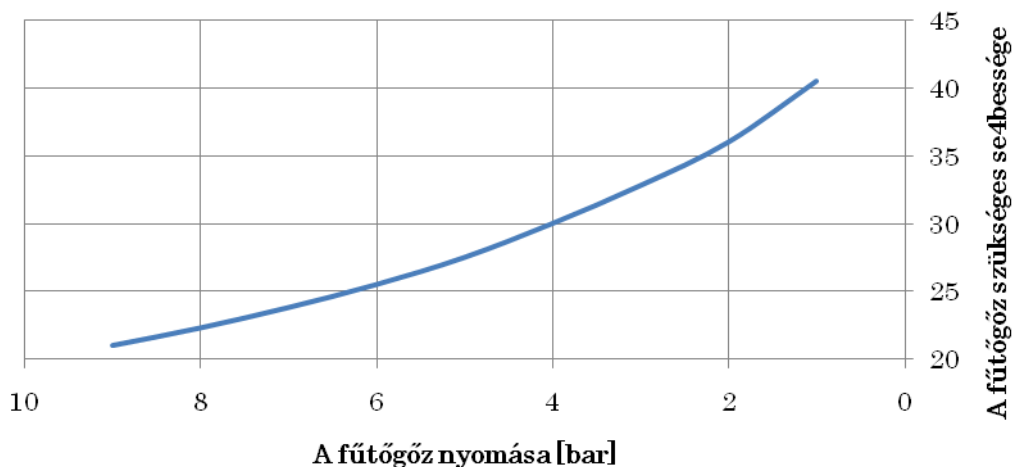
4. ábra A fűtőgőz nyomásának és tömegáramának kapcsolata

Az 5. ábrán is kirajzolódik a progresszív karakterisztika, mint az előzőnél, ennek oka az, hogy a párolgáshő értéke bár változik a nyomás függvényében, de nem jelentős mértékben, és szintén progresszív módon.



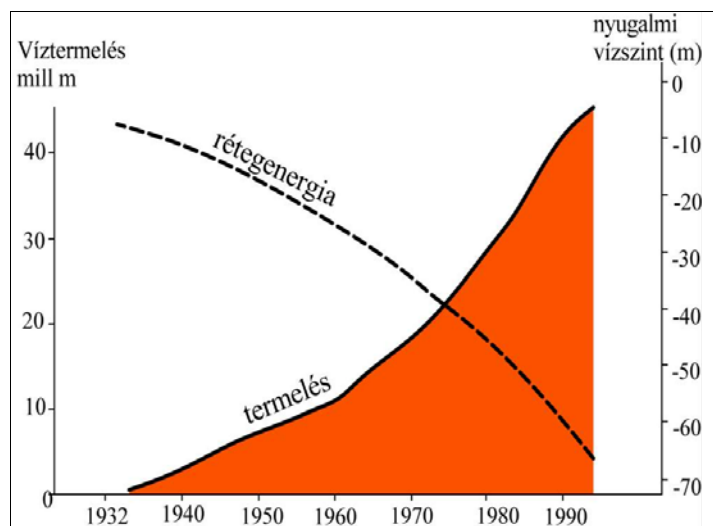
5. ábra A víz párolgáshőjének alakulása a nyomás függvényében

Meg kell jegyezni, amennyiben nem úgy venném, hogy a gép pontosan annyi hőt von el a gőzből, mint amennyi annak teljes kondenzálódásához szükséges, akkor ez a görbe is másképp alakulna hasonlóan a 6. ábrához, melyben a gőz nyomásának és a szükséges sebességének kapcsolata van ábrázolva.



6. ábra A fűtőközeg adott nyomásán, az adott hűtőteltjesítmény előállításához, adott átmérőn szükséges gőz sebessége.

Az ebben a fejezetben megjelölt adatokból kitűnik, hogy a gőztámaszú abszorpciós hűtőgépek jellegzetesen nagyobb hőmérsékletű és nyomású, de kisebb tömegáramú fűtőközeget igényelnek, mint a melegvíz támaszú rendszerek. Ez utóbbinak a jelentősége abban nyilvánul meg, hogy a kutakból nyerhető vízhozamot nem kell megnövelni. Ha ezt tennék, kockáztatnánk annak lehetőségét, hogy a kút természetes vízpótlása kevesebb legyen, mint a kinyert víz mennyisége, vagyis annak lehetőségét, hogy az adott termál kút egy idő után egyszerűen kimerüljön (lásd az 7. ábrát). Az igényelt gőz tömegárama akár százada is lehet a melegvíz tömegáram igényének, tehát nagy a jelentősége.



7. ábra A debreceni rétegenergia csökkenés a hévíz kitermelésének függvényében 1932-1995 között

Amennyiben gőztámaszú abszorpciós hűtőgép alkalmazása mellett döntünk, meg kell vizsgálni, hogy mekkora az elérhető hőmérséklet, és ezzel mekkora nyomású gőzt tudunk előállítani. (8.ábra) Mint látható a nagyobb nyomású gőzzel, jobb hatásfokú rendszert tudunk létrehozni. Az alkalmazható nyomást, addig növelhetjük, amíg nem kockáztatjuk annak lehetőségét, hogy a kiűzőben lévő cső fala nem bírja el a rá nehezedő nyomást és egyszerűen szétrobban. Az ebben a cikkben szereplő diagramok létrehozásához végzett számítások során, általam használt 9 [bar]_a nyomás, inkább tekinthető elméleti, mint gyakorlati határnak. A gyakorlatban ennél kisebb nyomású gőzt célszerű használni.

4. ÖSSZEGZÉS

Jelen cikkben levezettem a gőz és melegvítámaszú abszorpciós hűtőgépeknél, a gyakorlatban is alkalmazható összefüggést a termokémiai hatásfok meghatározására. Összehasonlítottam a különböző nyomású fűtőgázzal működő gőztámaszú hűtőgépeket, levontam a szükséges konklúziókat. Ezenkívül összevettem a vizsgált gőztámaszú gépet egy melegvítámaszú hűtőgéppel.

Az itt nyert adatok nagy segítséget nyújthatnak a megfelelő típusú abszorpciós hűtőgép kiválasztásában és a leghatékonyabb üzemeltetési beállítások megtalálásában.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] **DR. LÁNG L., DR. JAKAB Z.**, Hűtéstechnika; Műszaki könyvkiadó; Budapest; 1984
- [2] **DR. ZÖLD A. (SZERKESZTŐ)**, Épületgépészet 2000, I. kötet, Alapismeretek, Épületgépészet Kiadó Kft, Budapest 2000
- [3] **RECHNAGEL, SPRENGER, SCHRAMEK**, Fűtés- és klímatechnika 2000 II. kötet; Dialóg Campus Kiadó; Budapest-Pécs; 2000

AZ ELVÉGZETT MUNKÁT ÉS A MEGJELENÉST AZ OKTATÁSÉRT KÖZALAPÍTVÁNY TÁMOGATTA AZ NTP-OKA-XXII-038 PÁLYÁZAT ALAPJÁN.

ÖSSZEFOGLALÓ A TDK MUNKÁRÓL

Az elkészült TDK dolgozat címe: **Termikus kompresszor hatásfokának vizsgálata geotermikus hőforrás esetén**, amit **Szabó Gábor** negyedéves épületgépész mérnökhallgató készített. Napjainkban fontos kutatási területté vált az alternatív energiaforrások hatékony alkalmazása, mivel úgy Magyarország-, mint az Európai Unió többi országainak gazdasága nagymértékben importfüggő a fosszilis energiahordozók tekintetében. A geotermikus energiaforrások is ebbe a kategóriába tartoznak. Magyarországon a geotermikus rendszerek elterjedése folyamatos és egyre több a mélyfűrészes rendszer ahol 1000-2000 [m] mélységű kútból termelik ki a termálvizet. A közeg hőmérséklete a legtöbb esetben 60-90 [°C], így a szokásos balneológiai hasznosítások mellett alkalmas létesítmények fűtési igényének kielégítésére, illetve különböző ipari folyamatok hőigényének ellátására. Mivel egy létesítmény hőellátásában a téli időszak a meghatározó, hiszen nyáron csak a használati melegvíz előállítására van szükség hőre, felmerült a kérdés lehetne-e a termálvíz hőtartalmának nyári kihasználásán javítani. Mivel egyre több létesítmény esetében a nagyobb komfortigény vagy az újabb technológiák miatt hűtési rendszereket építenek ki és ezek a hűtési rendszerek hagyományos kompresszoros gépeket alkalmaznak nagy villamosenergia igénnyel felmerült a gondolat, hogy vizsgáljuk meg lehetséges lenne-e abszorpciós hűtőgépek alkalmazása úgy, hogy a hőforrást geotermikus hőforrásról biztosítsuk. A munka során áttanulmányozásra és kiértékelésre kerültek az elméleti összefüggések és folyamatok, a rendelkezésre álló hazai és nemzetközi szakirodalom, egy távfűtési rendszerről ellátott gép üzemeltetési tapasztalatai és az Észak-Alföldi Régió termálkút adatai. Megvizsgáltuk milyen lehetőségek állnak rendelkezésre a hatásfok értékének növelésére. A magyarországi hőfokgradiens területi megoszlásának ismeretében, néhány kút esetében felrajzoltuk hogyan alakul a termokémiai hatásfok, ha az adott termálkutat mélyítenénk. Azt tapasztaltuk, hogy néhány száz méter mélyítés szignifikáns hatásfok növekedést biztosít. A kutatásokat a biztató eredmények alapján a TÁMOP-4.2.2-08/1-2008-0017 projekt keretében folytatjuk.

Dr. Kalmár Ferenc
dékánhelyettes,
tanszékvezető,
főiskolai tanár
sk.