



ÓBUDAI EGYETEM  
ÓBUDA UNIVERSITY

HABILITÁCIÓS TÉZISFÜZET

---

SÁNTA RÓBERT (FŐISKOLAI DOCENS)

# A hőszivattyús rendszer optimalizálása

---

BIZTONSÁGTUDOMÁNYI  
DOKTORI ISKOLA

Budapest, 2022. 1 hónap 5 nap

## I. A KUTATÁS ELŐZMÉNYEI

Napjainkban a világ csaknem minden országában az energetikai folyamatok hatékonyságának növelése az érdeklődés homlokterébe került, ugyanis a modern gazdaságok és társadalmak egyre több energiát igényelnek és használnak, miközben a hagyományos energiahordozók felhasználásával egyre több probléma jelentkezik, amelyek között elsősorban a természetre gyakorolt növekvő káros hatásokat említhetjük. Az utóbbi évtizedben vált világossá a fosszilis energiahordozóknak az éghajlatváltozásban vélelmezett igen jelentős szerepe. E hatás erőteljes korlátozásának az eszköze a megújuló energiahordozók alkalmazásának növelése. Az energiamegtakarítás és a szén-dioxid kibocsátás csökkentésének egyik igen hatékony és technológiailag kiforrott eszköze a hőszivattyúk, és azok között is a kompresszoros berendezések. A hőszivattyús rendszerek meghatározó jelentőségűek a földgázbázisú fűtések kiváltásában, amelyek alapvető célkitűzése a 2050-es időhorizontot célzó energiastratégiáknak. Ennek során fontos tervezési és létesítési szempont a meglévő fűtési rendszerek adottságainak figyelembevétele, s az alacsony hőmérsékletű hőleadók üzemeltetési kritériumaihoz való igazodás. A hőszivattyú hatásfokának javítása és az üzemeltetés minőségének emelése megkerülhetlenné teszi, hogy törekedjünk a hőszivattyú üzemének, a benne zajló folyamatoknak mind pontosabb bemutatására, leírására, s az azt megalapozó fizikai, matematikai modellek fejlesztésére és finomítására.

Az utóbbi években számos új matematikai modellek születtek, amelyek kisebb-nagyobb hibákkal, elhanyagolásokkal próbálták leírni a kompresszoros hőszivattyúk üzemét [Garcia, 2019], [Kassai, 2020], [Mota-Babiloni, 2019], [Belman-Flores, 2017].

A kutatásom során a víz-víz kompresszoros hőszivattyúk üzemének matematikai leírásával és numerikus szimulációjával foglalkozom.

Doktori munkám során a hőszivattyús rendszerek teljeskörű számítógépes modellezésének megvalósításához laboratóriumi, illetve üzemi kísérleteket végeztem. Az értekezletemben 5 új tudományos eredmény született, a hőszivattyú hőcserélőiben lezajló hőátadási és hidraulikai veszteségeket írtam le új egyenletek formájában [5], [6].

Kutatómunkám folytatásaként a már meglévő hőszivattyús rendszert átalakítottam, közbenső hőcserélőt iktattam be a hőszivattyú körfolyamatában, valamint új, korszerűbb mérőműszerekkel szereltem fel. Az üzemi berendezés víz-víz hőszivattyú, amelyet a 1.1. ábrán mutatok be.



**1.1. ábra:** a víz-víz típusú hőszivattyús rendszer és felműszerezése

## II. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

### 1. TÉZIS

**Kifejlesztettem a víz-víz hőszivattyús fűtőrendszer üzemének leírását célzó elosztott matematikai modellt állandósult állapotra. A modell segítségével meg tudjuk határozni egy-egy adott fűtési hőigényhez a hőszivattyús rendszer optimális munkapontját és ezen belül a teljesítménytényező maximális értékét. A matematikai modell megoldásához a Runge-Kutta és Adams-Moulton módszert használtam fel, ehhez C++ nyelven számítógépi programot írtam meg.**

Kapcsolódó publikációk: [1]; [2].

Az általam felállított hőszivattyús matematikai modell determinisztikus, elosztott paraméterű és stacioner azaz a változók közötti kapcsolatok egyértelműen definiálhatók, az időtől függetlenek, és a paraméterek a hely szerinti értékeikkel lettek figyelembe véve. A hőcserélők matematikai modelljei kapcsolt differenciálegyenletekkel lettek leírva, míg a kompresszor és a fojtószelep modellje koncentrált paraméterű algebrai egyenletekkel. A matematikai modellt alap- és segédegyenletek képezik.

#### **Az elpárologtató**

Alapegyenletek az elpárologtatóra:

Az áramló hűtőközeg tömegmegmaradását kifejező differenciális mérlegegyenlet:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

- Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0. \quad (2)$$

$$\rho \cdot w = G = \text{constans}. \quad (3)$$

A mozgási egyenlet (dinamikai egyenlet):

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\lambda_{cs}}{2 \cdot d} \cdot w^2 \cdot \rho. \quad (4)$$

- Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho = 0. \quad (5)$$

Az áramló hűtőközeg energiájának mérlegegyenlete:

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot h_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{q}_b \cdot \frac{K}{A}. \quad (6)$$

$$h_0 = h + \frac{1}{2} w^2. \quad (7)$$

$$\dot{q}_b = \alpha_{hk} \cdot (T_{cs\acute{o}} - T_{HK}). \quad (8)$$

- Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(G \cdot (h + w^2/2))}{\partial z} - \dot{q}_b \cdot \frac{K}{A} = 0. \quad (9)$$

A hőátvitel mérlegegyenlete:

$$\rho_{cs\acute{o}} \cdot c_{p_{cs\acute{o}}} \cdot A_{cs\acute{o}} \cdot \frac{\partial T_{cs\acute{o}}}{\partial t} = -\dot{q}_b + \dot{q}_k. \quad (10)$$

$$\dot{q}_k = \alpha_{viz} \cdot (T_{viz} - T_{cs\acute{o}}). \quad (11)$$

- Állandósult állapotra:

$$\alpha_{viz} \cdot (T_{viz} - T_{cs\acute{o}}) - \alpha_{hk} \cdot (T_{cs\acute{o}} - T_{HK}) = 0. \quad (12)$$

Az energia mérlegegyenlete, a víz és a hűtőközeg között:

$$-\dot{m}_{viz} \cdot c_{p_{viz}} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial z} + \rho_{viz} \cdot c_{p_{viz}} \cdot A_{viz} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial t} + q_k = 0. \quad (13)$$

$$\dot{m}_{viz} \cdot c_{viz} \cdot (T_{viz,be} - T_{viz,ki}) - \alpha_{viz} \cdot (\overline{T_{viz}} - \overline{T_{cs\acute{o}}}) = 0. \quad (14)$$

## A kompresszor

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

A kompresszor teljesítmény szükséglete:

$$P = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \frac{1}{\eta} \quad (15)$$

### A fojtó szelep

A fojtószelep (adagolószelep) feladata, hogy megfelelő mennyiségű hűtőközeggel lássa el az elpárologtatót a túlhevítés függvényében. A munkában izentalpikus fojtást feltételezünk.

Fojtószelepen átáramló hűtőközeg tömegárama:

$$\dot{m} = C \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_f} \quad (16)$$

### A kondenzátor

Az alábbiakban az alapegyenleteket teljesen általános formájukban, nem állandósult állapotra, tehát az időbeli változást is jelző differenciálhányadossal együtt mutatom be. Az alapegyenletek teljes rendszerét a tömegmegmaradás egyenlet, a mozgási egyenlet, az energia egyenlet, és a hőátadást és hőátvitelt kifejező egyenletek képezik.

Az áramló hűtőközeg tömegmegmaradását kifejező differenciális mérlegegyenlet:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0. \quad (17)$$

- Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0. \quad (18)$$

$$\rho \cdot w = \dot{m} = \text{constans}. \quad (19)$$

A mozgási egyenlet (dinamikai egyenlet):

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\lambda_{cs}}{2 \cdot d} \cdot w^2 \cdot \rho. \quad (20)$$

- Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho = 0. \quad (21)$$

Az áramló hűtőközeg energiájának mérlegegyenlete:

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot h_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{q}_b. \quad (22)$$

$$h_o = h - \frac{1}{2} w^2. \quad (23)$$

$$\dot{q}_b = \alpha_{hk} \cdot (T_{hk} - T_{cső}). \quad (24)$$

- Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(m_{hk} \cdot (h - w^2/2))}{\partial z} - \dot{q}_b = 0. \quad (25)$$

A hőátvitel mérlegegyenlete a hóforrás és a hűtőközeg között:

$$\rho_{cső} \cdot c_{p_{cső}} \cdot A_{cso} \cdot \frac{\partial T_{cső}}{\partial t} = -\dot{q}_b + \dot{q}_k. \quad (26)$$

$$\dot{q}_k = \alpha_{viz} \cdot (T_{cső} - T_{viz}). \quad (27)$$

- Állandósult állapotra:

$$\alpha_{hk} \cdot (T_{hk} - T_{cső}) - \alpha_{viz} \cdot (T_{cső} - T_{viz}) = 0. \quad (28)$$

A fűtött közeg energia mérlegegyenlete, a hűtőközeg által leadott hő és a víz által felvett hő egyenlősége:

$$-\dot{m}_{viz} \cdot c_{p_{viz}} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial z} + \rho_{viz} \cdot c_{p_{viz}} \cdot A_{viz} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial t} + q_k = 0. \quad (29)$$

$$\dot{m}_{viz} \cdot c_{viz} \cdot (T_{viz,be} - T_{viz,ki}) - \alpha_{viz} \cdot (\overline{T_{cső}} - \overline{T_{viz}}) = 0. \quad (30)$$

A segédegyenleteket a hőátadás és a nyomásvesztés meghatározására szolgáló ismert összefüggések képezik. Az alapegyenleteket és a segédegyenleteket az összes rendszeremre felírtam, azok kapcsolt egyenletrendszert képeznek, a peremfeltételeket és a hűtőközeg állapotegyenleteit figyelembe véve a problémára specifikált Runge-Kutta és Adams-Moulton módszerrel a rendszer munkapontjai a fentiekben vázolt döntési paraméterek értékeit rögzítve tetszőleges fogyasztói hőigényhez meghatározhatók.

Az optimális üzemi pont, a maximális teljesítménytényező (COP) beállításához a beavatkozó jellemzők, a döntési változók a következők:

- A hidegvíz tömegárama  $\dot{m}_{cw}$ ,
- A hűtőközeg tömegárama  $\dot{m}_{ref}$ ,
- A fűtött víz tömegárama  $\dot{m}_{hw}$ .

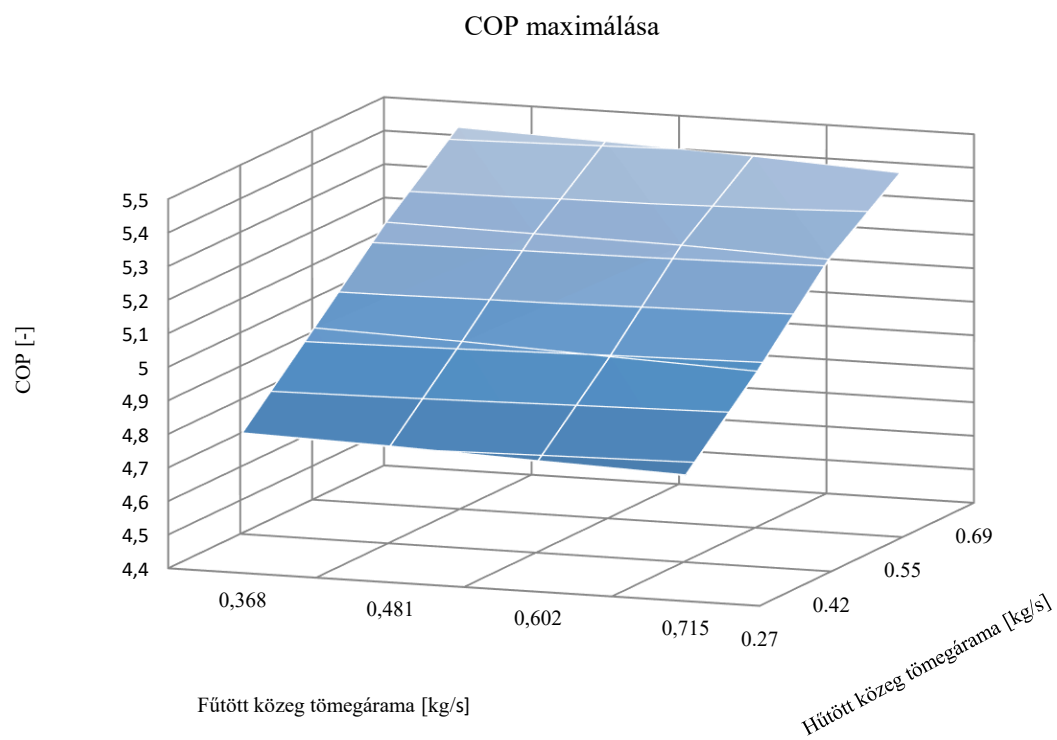
Az optimális üzemi pont megkeresését az optimalizációs mátrixok segítségével végeztem. Az optimalizációs mátrixokban a mátrix elemek a beavatkozó jellemzők különböző értékei mellett kialakuló teljesítménytényező (COP) értékeket tartalmazzák.

## 2.1. táblázat: Optimalizációs mátrix

Q <sub>H</sub> = 3.5 kW		ṁ <sub>cw</sub> = 0.27 kg/s			
	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s
ṁ <sub>ref</sub> g/s	0.368	0.481	0.602	0.715	
17.19	<b>4.81</b>	4.80	4.78	4.77	
17.14	4.78	4.77	4.76	4.74	
17.08	4.68	4.65	4.64	4.63	
16.98	4.62	4.60	4.59	4.57	
Q <sub>H</sub> = 3.5 kW		ṁ <sub>cw</sub> = 0.42 kg/s			
	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s
ṁ <sub>ref</sub> g/s	0.368	0.481	0.602	0.715	
17.81	<b>5.02</b>	5.01	4.99	4.98	
17.76	4.97	4.96	4.95	4.94	
17.70	4.85	4.84	4.83	4.82	
17.66	4.77	4.76	4.75	4.74	
Q <sub>H</sub> = 3.5 kW		ṁ <sub>cw</sub> = 0.52 kg/s			
	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s	ṁ <sub>hw</sub> kg/s
ṁ <sub>ref</sub> g/s	0.368	0.481	0.602	0.715	
18.40	<b>5.24</b>	5.23	5.22	5.21	

18.21	5.20	5.19	5.18	5.17
18.10	5.10	5.09	5.08	5.07
18.07	5.02	5.01	4.99	4.98
$Q_H = 3.5 \text{ kW}$		$\dot{m}_{cw} = 0.64 \text{ kg/s}$		
	$\dot{m}_{hw}$ kg/s	$\dot{m}_{hw}$ kg/s	$\dot{m}_{hw}$ kg/s	$\dot{m}_{hw}$ kg/s
$\dot{m}_{ref} \text{ g/s}$	0.368	0.481	0.602	0.715
18.87	<b>5.42</b>	5.41	5.40	5.40
18.69	5.34	5.33	5.32	5.31
18.55	5.23	5.22	5.22	5.21
18.40	5.15	5.14	5.14	5.13

A következő diagramon láthatjuk a hőszivattyú COP értékeinek változását a fűtött és a hűtött közeg tömegáramainak függvényében.



**2.1. ábra:** COP értékének maximálása

## 2. TÉZIS

A kifejlesztettem a közbenső hőcserélővel ellátott víz-víz hőszivattyús fűtőrendszer üzemének leírását célzó koncentrált paraméterű matematikai modellt állandósult állapotra. A modell segítségével, meghatároztam a rendszer energetikai jellemzőit, kielemeztem a COP értékének változását a közbenső hőcserélő hatásosság függvényében. Új számítóképletet mutattam be a COP értékének számítására, amely az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet mellett figyelembe veszi a közbenső hőcserélő hatásosságát is. A bemutatott matematikai modellt 25 mérési sorozattal verifikáltam. Az eredmények kiértékelése alapján megállapítható, hogy a modellből nyert COP érték 7,06 % -kal tér el a mérésekből nyert értékektől.

Kapcsolódó publikáció: [3].

Az új számítóképlet:

$$COP = a_0 + a_1 \cdot T_0 + a_2 \cdot \varepsilon - a_3 \cdot T_c \quad (31)$$

A többváltozós lineáris elsőfokú modell konstansainak várható értékei, az  $R = 0,8576$  korrelációs együttható értéke mellett:

$$a_0 = 6,6542$$

$$a_1 = 0,0555$$

$$a_2 = 0,25225$$

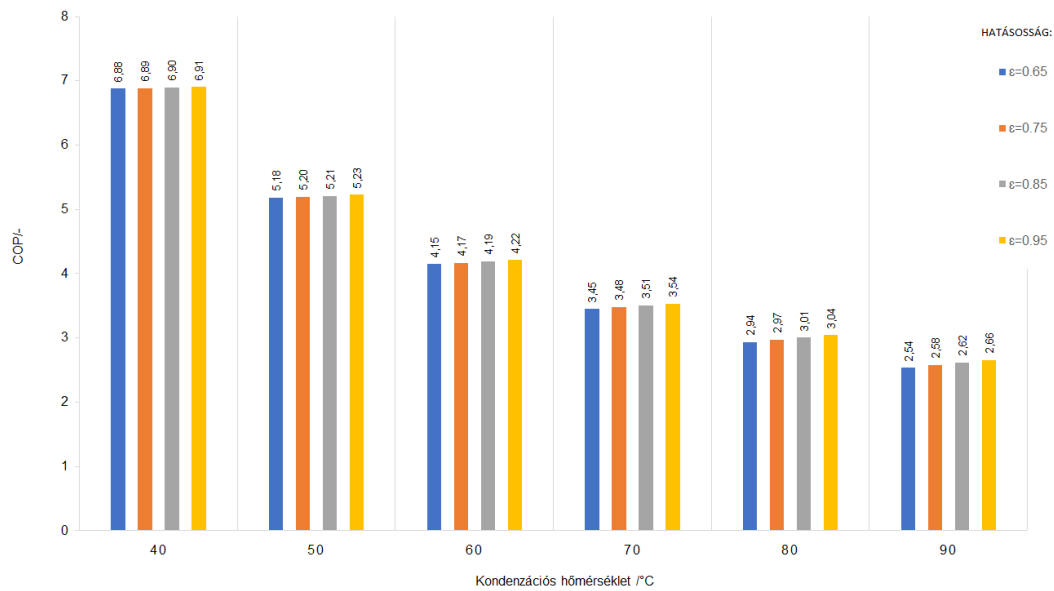
$$a_3 = -0,0507$$

A bemutatott (31) képletet a következő mérési körülmények adatainak felhasználásával fejlesztettem ki:

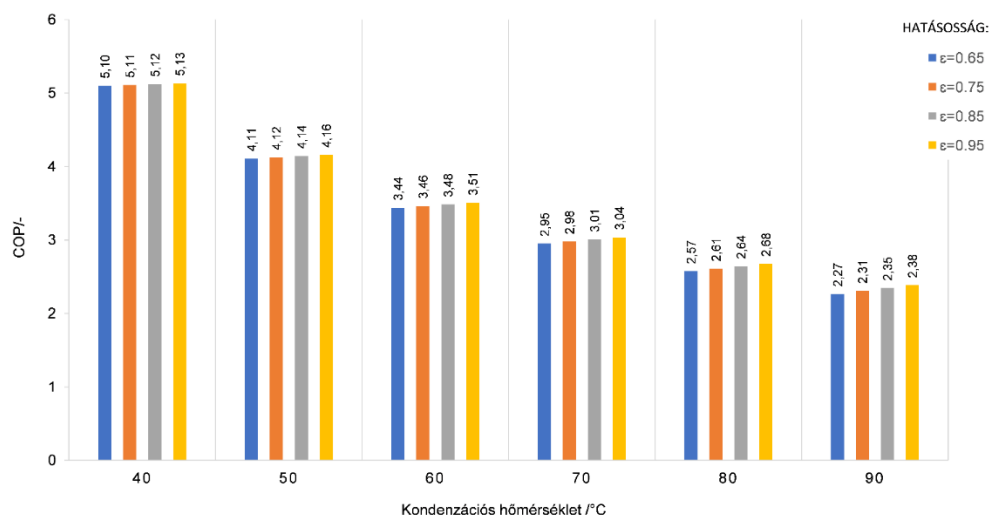
- hűtőközeg: R134a
- közbenső hőcserélő hatásossága:  $\varepsilon = 0.65, 0.75, 0.85, 0.95,$
- elpárolgási hőmérséklet:  $T_o = -20, -10, 0, 10$  °C,
- kondenzációs hőmérséklet:  $T_c = 40, 50, 60, 70, 80, 90$  °C,
- hűtési kapacitás:  $Q_o = 5$  kW,
- kompresszor hatásfoka:  $\eta_{comp} = 0.7.$



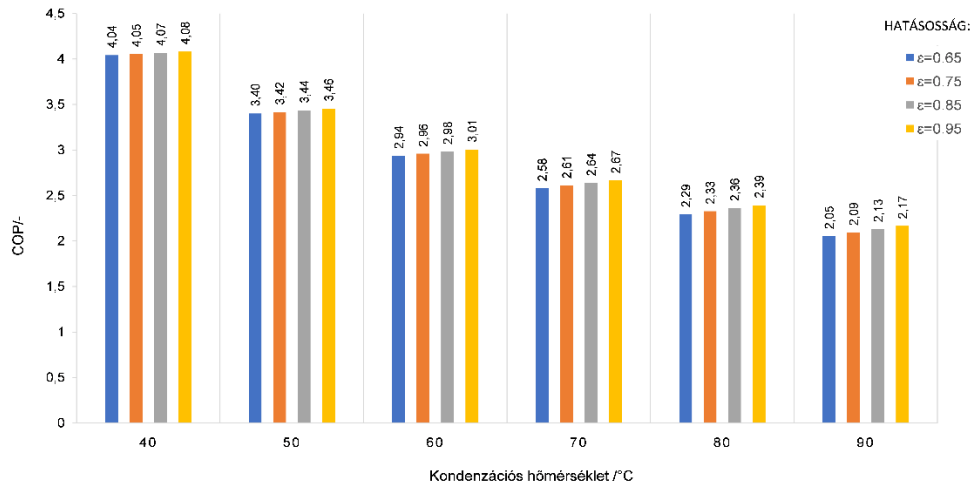
A közbenső hőcserélő COP értékének változása a hőcserélő hatásosságának, valamint az elpárolgási, és a kondenzációs hőmérsékletek függvényében a következő 2.2-2.5 ábrákon mutatom be:



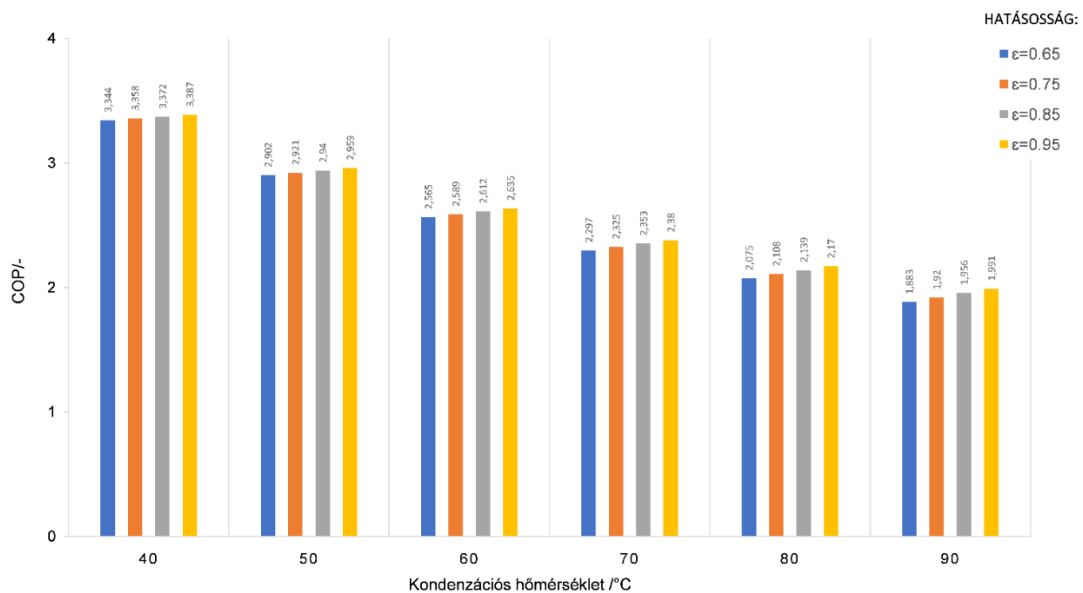
**2.2. ábra:** COP értékének a változása  $T = 10\text{ °C}$  elpárolgási hőmérséklet mellett.



**2.3. ábra:** COP értékének a változása  $T = 0\text{ °C}$  elpárolgási hőmérséklet mellett.



**2.4.ábra:** COP értékének a változása  $T = -10\text{ °C}$  elpárolgási hőmérséklet mellett.



**2.5.ábra:** COP értékének a változása  $T = -20\text{ °C}$  elpárolgási hőmérséklet mellett.

Megállapításra került, hogy a közbenső hőcserélő hatékonyságának növelése 0,65 értékről 0,95 értékre a hőszivattyús fűtőrendszer COP értékének 5,41 % -os növekedését biztosította. A közbenső hőcserélő hatékonysága alacsony hőmérsékletnél,  $-20\text{ °C}$ , a maximális kondenzációs hőmérsékletnél  $90\text{ °C}$  nyilvánul meg legintenzívebben.

### 3. TÉZIS

**Kifejlesztettem a közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú koncentrált paraméterű matematikai modelljét, amely eszközként szolgál arra, hogy kivizsgáljuk a rendszer energetikai jellemzőit az R134a és az R1234yf hűtőközegek esetében. A modellt 36 méréssel verifikáltam.**

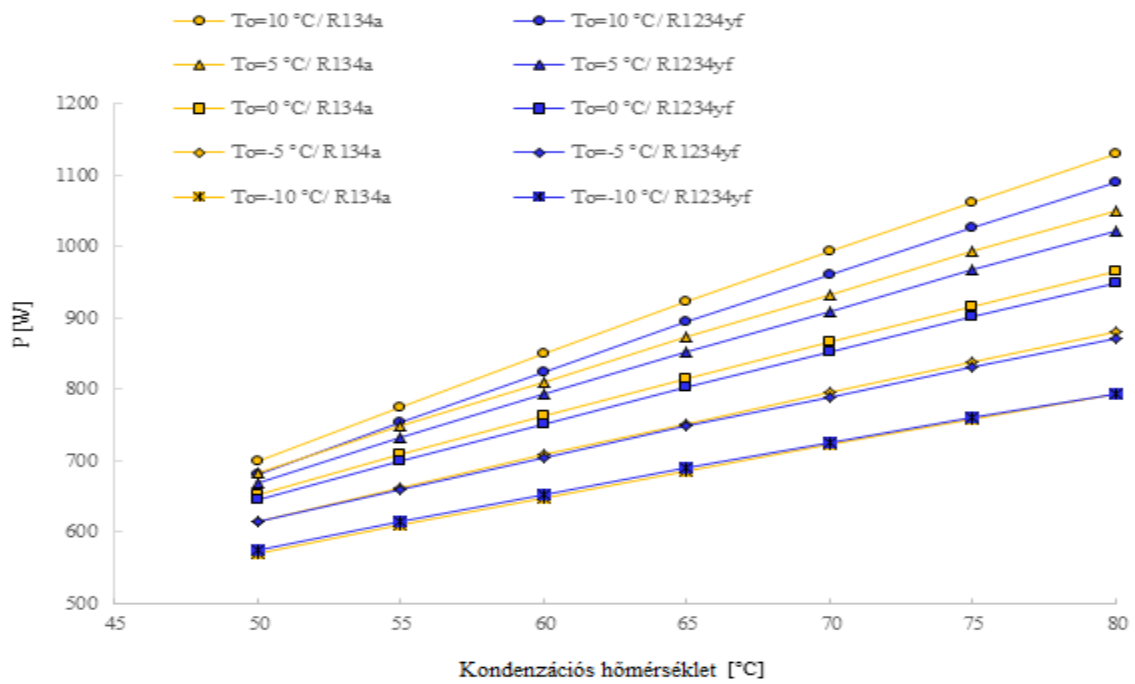
Kapcsolódó publikáció: [4].

A méréseket a következő körülmények között végeztem:

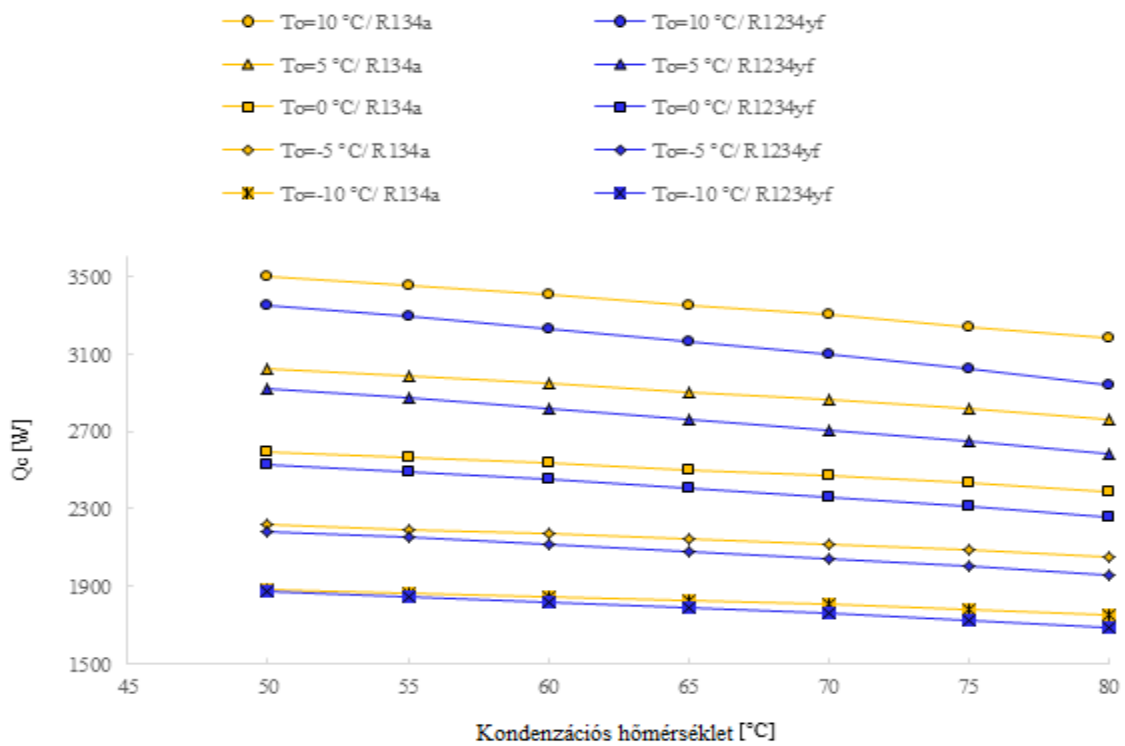
- kondenzációs hőmérséklet: 41- 62 °C,
- elpárolgási hőmérséklet: 3 - 6 °C,
- kompresszor teljesítmény igénye: 600 – 1400 W.

A numerikus szimuláció eredményeit, mérések sorozatával alátámasztva megállapítottam:

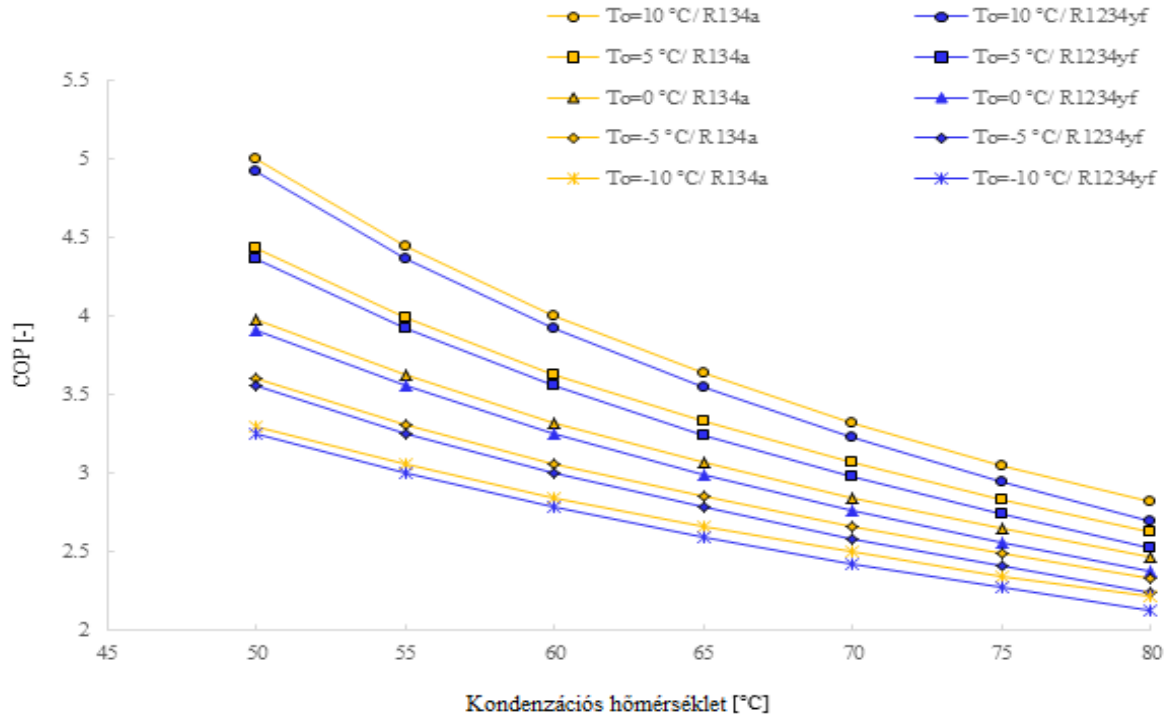
- A hőszivattyús rendszer kompresszor igénye az R134a hűtőközeg esetén hasonló, mint az R1234yf hűtőközeggel üzemelő hőszivattyú esetében. A legnagyobb különbség 3,54% volt az R134a hűtőközeg javára. Az eredményeket a 2.6. ábrán mutatom be.
- a hőszivattyús rendszer fűtési teljesítménye R1234yf hűtőközeg esetén 0,63% és 7,54% közötti értékkel alacsonyabb, mint az R134a hűtőközeggel üzemelő berendezés esetén, amelyet a 2.7. ábrán láthatjuk.
- Az R1234yf hűtőközeggel üzemelő közbenső hőcserélővel üzemelő hőszivattyú COP értéke alacsonyabb 1.39% és 4.22% között, mint az R134a hűtőközeg esetében, amelyet a 2.8. ábrán szemléltetek.



2.6. ábra: A kompresszor teljesítmény igénye az R134a és az R1234yf hűtőközegek esetében



2.7. ábra: A fűtési teljesítmény értéke az R134a és az R1234yf hűtőközegek esetében



**2.8. ábra:** A COP értéke az R134a és az R1234yf hűtőközegek esetében

### III. A KUTATÁS ÉS A BEMUTATOTT EREDMÉNYEK HATÁSA, VISSZHANGJA

A tézisekhez kapcsolódó témához két általam vezetett országos kutatási pályázat kapcsolódik. Az országos (Szerbia) kutatási pályázatok száma: 142-451-2161/2021-02/2 és 142-451-2444/2019-02/1. Továbbá a Magyar Mérnöki Kamara által kiírt Feladaalapú pályázat sikeres elnyerése is, amely az 1. tézishez kapcsolódik. A pályázat száma: Energetikai Tagozat FAP-2018/109 – ENT. A dolgozat címe: A kompresszoros hőszivattyúk optimalizálása. A kutatási pályázatok mellett, a kutatásaimra 50 független hivatkozás történt, amelyek közül WoS, Scopus stb. Kutatási eredményeimre hivatkozva a szerzők a hőszivattyús rendszerek modellezését és optimalizálását vizsgálták és előzményként tekintettek munkámra.

A kutatási eredményeimet egy szakkönyvben szeretném összefoglalni, amelyben a hőszivattyús rendszerek jelentőségének, tervezésének, üzemeltetésének alapvető szempontjait mutatnám be. A szakkönyv a 2021. évi tudományos Mecenatúra pályázat támogatásából valósul meg.

#### IV. IRODALMI HIVATKOZÁSOK LISTÁJA

- [Garcia, 2019] García, V. P.; Mota-Babiloni, A.; Navarro-Esbrí, J. Influence of operational modes of the internal heat exchanger in an experimental installation using R-450A and R-513A as replacement alternatives for R134a. *Energy*, 189, 116-348.
- [Kassai, 2020] Kassai M. Development and experimental validation of a TRNSYS model for energy design of air-to water heat pump system. *Therm Sci.* 2020;24:2:893-902.
- [Mota, 2019] Mota-Babiloni, A.; Navarro-Esbrí, J.; Pascual-Mirallesa, V.; Barragán-Cervera, Á.; Maiorino, A. 272 Experimental influence of an internal heat exchanger (IHX) using R513A and R134a in a vapor compression system. *Appl. Therm. Eng.* 2019, 147, 482–491
- [Belman, 2017] Belman-Flores, J.M., Rodríguez-Muñoz, A.P., Pérez Reguera, C.G., Mota-Babiloni, A. “Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator”, *International Journal of Refrigerant*, 81, pp. 1– 11, 2017.

#### V. A TÉZISPONTOKHOZ KAPCSOLÓDÓ TUDOMÁNYOS KÖZLEMÉNYEK

1. Sánta Róbert; Garbai László; Fürstner Igor, Optimization of heat pump system, *Energy* 89 pp. 45-54., 10 p. 2015
2. Sánta Róbert; Garbai László; Fürstner Igor, Numerical investigation of the heat pump system, *Journal of thermal analysis and calorimetry* 130:2 pp. 1133-1144, 12 p. 2017.
3. Sánta Róbert, Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger, *Journal of thermal analysis and calorimetry* 130:2 pp.
4. Sánta Róbert, Comparative Analysis of Heat Pump System with IHX using R1234yf and R134a, *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, DOI 10.2478/rput-2018-0009.

## VI. TOVÁBBI TUDOMÁNYOS KÖZLEMÉNYEK (OPCIONÁLIS)

5. Sánta Róbert, Garbai László, Measurement testing of heat transfer coefficients in the evaporator and condenser of heat pumps, JOURNAL OF THERMAL ANALYSIS AND CALORIMETRY 119 : 3 pp. 2099-2106. , 8 p. (2015)
6. Robert Santa: The Analysis of Two-phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of Boundary Condition, Acta Polytechnica Hungarica, Vol. 9, No. 6, 2012
7. R. Santa, L. Garbai: The mathematical model and numerical simulation of the heat pump system. Annals of Faculty Engineering, Hunedoara – International Journal of Engineering Tome XI 2013, Fascicule 4, pp.271-280, ISSN 1584-2673.
8. Sánta Róbert, A hőszivattyú hatásfokának vizsgálata, Magyar Épületgépészet, LXX.évfolyam,2021/10.szám.
9. Róbert Sánta; Igor, Fürstner, Comparison of a single-stage cycle heat-pump and a single-stage cycle heat pump with internal exchangers, In: Subotica, Tech – College of Applied Sciences (szerk.) 4th International Conference and Workshop Mechatronics in Practice and Education – MECHEDU 2017 proceedings Subotica, Szerbia, Subotica Technical College of Applied Sciences (2017) 120 p. pp. 47-51. , 5 p.
10. Santa, R; Nyers, J, Decision making theory of input and output model of heat pump system, In: Szakál, A (szerk.) 9th IEEE International Symposium on Intelligent Systems and Informatics : SISY 2011 Budapest, Magyarország : IEEE Hungary Section (2011) pp. 237-239. 3 p.
11. Garbai László, Sánta Róbert: A hőszivattyús rendszerek elpárologtatójának vizsgálata állandósult állapotban, Magyar Épületgépészet, LX. évfolyam, 2011/12 szám, HU ISSN 1215 9913, pp.11-16, Budapest, Hungary.
12. Róbert Sánta, József M. Nyers.: Csököteges elpárologtató hőátadási tényezőjének matematikai modelljei kétfázisú hűtőközegre, Magyar Épületgépészet, LIX. évfolyam, 2010/6. szám, HU ISSN 1215 9913, pp.18-22, Budapest, Hungary.
13. Jozsef M. Nyers, Robert Santa: Mathematical model of the heat pump coaxial evaporator with distributed steady state parameters, 41. KGH Congress, ISBN 978-86-81505-55-7, pp. 69-79, 1-3.XII, Belgrad, Serbia.

14. Róbert Sánta: Pressure Drop During Condensation of Refrigerant R134a Inside Horizontal Tubes, 3<sup>rd</sup> IEEE International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources, EXPRESS 2011, IEEE number: CFP1188N-PRT, ISBN: 978-1-4577-0095-8, PP.117-122, 11-12 March, Subotica, Serbia.
15. László Garbai, Róbert Sánta: Flow pattern map for in tube evaporation and condensation, 4<sup>th</sup> International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources, EXPRESS 2012, ISBN: 978-86-85409-70-7, pp.125-130, 9-10 March, Subotica, Serbia.
16. Jozsef M. Nyers, Robert Santa: Stationary mathematical model of heating sistem with heat pump, 22th Internationale Konferenz “Science in Practice”, pp.59-66, 18 - 20. Mai, Schweinfurt, Deutschland.
17. Robert Santa: Investigation of the refrigerants characteristics in vapor compression systems, Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering, Tome V (2012), No. ACTA-07/2012-3, Fascicule 3/2012, July-September.
18. Róbert Sánta, László Garbai: A new heat transfer and pressure drop correlation of single phase flow on the shell side of heat exchanger, 6<sup>th</sup> International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources, EXPRESS 2014, 27-29 March, Subotica, Serbia.
19. J. Nyers, R. Santa: Energy optimum of heating system with heat pump, 6<sup>th</sup> International multidisciplinary conference, 27-28 May,
20. Scientific Bulletin, Serie C, XIX, ISSN-1224-3264, ISBN 973-87237-1-X, 2<sup>nd</sup> Volume, pp:545-551, Baia Mare, Romania.