

Szabó Lóránt⁸⁵¹: Levegő-víz hőszivattyú jóság fokának vizsgálata

Absztrakt: Az egyre csökkenő földi energiaforrások és a növekvő energiafelhasználás jellemzi világunkat. Azonban a túlélés egyik alapfeltétele, hogy csökkentsük a mindennapi életünk során a felhasznált energia mennyiségét. Jelen cikkünkben erre adunk példát. Megvizsgáltuk egy helyiség klimatizálása során felhasznált energiát és a klimatizálás során keletkező veszteségek másodlagos felhasználásának lehetőségét. A helyiségből hőszivattyúval elvont hőenergiát nem a szabadba továbbítottuk, mint veszteség hő, hanem használati melegvíz előállítására használtuk fel. Vizsgáltuk a hőszivattyú hatékonyságát különböző beltéri légparaméterek mellett.

Bevezetés

A légkondicionálás célja általában a környezeti hőmérsékletnél kisebb hőmérséklet előállítása és ennek állandó értéken tartása a klimatizálandó belső térben [8]. A gyakorlatban az elektromos hajtású kompresszorral felszerelt hőszivattyúk terjedtek el. A hőszivattyú által leadott hőenergia és a villamoshálózatból felvett a kompresszor (valamint a ventilátorok) hajtásához szükséges energia viszonyszámát nevezzük a körfolyamat jóságfokának. Annál gazdaságosabb egy hőszivattyú, minél nagyobb a jóságfoka, értéke 2 - 5 között változik a hőszivattyú kialakításától, külső környezeti hőmérséklettől és felhasználási módjától függően.

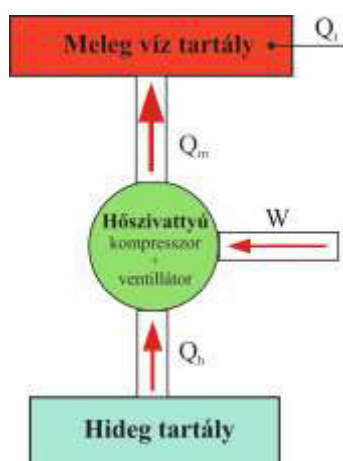
Hőszivattyú működési elve

A hőszivattyú csoportosítására számos mód létezik, hőforrás alapján:

- levegő,
- víz,
- föld.

A levegő, mint hőforrás bárhol megtalálható korlátlan mennyiségben, ezért az ezt használó hőszivattyúk telepítési költségei a legolcsóbbak. A levegő származhat a külső környezetből, házon belüli légtérből, de akár alkalmazhatják a légkondicionálóból eltávozó meleg levegőt is. Az ilyen típusú rendszerek, főleg a külső levegőt hasznosító hőszivattyúk hátránya az, hogy az évszakok változásával a levegő hőmérséklete is változik. Így például télen a felfűtési idő megnő.

A hőszivattyú vázlatos működését az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra: Hőszivattyú sematikus működési elve

⁸⁵¹ PhD, Óbudai Egyetem Rejtő Sándor Könnyűipari és Környezetmérnöki Kar, Környezetmérnöki Intézet
szabo.lorant@rkk.uni-obuda.hu

Az 1. ábrán látható energiák között az alábbi összefüggés írható fel:

$$Q_m = Q_h + W \quad (1)$$

ahol:

Q_m	melegvíz-tartálynak leadott hőmennyiség	[J],
Q_h	helyiségből elvont hő	[J],
W	hőszivattyú által felvett villamos energia	[J].

A hőszivattyú elméleti jóságfoka [10]

$$COP = \frac{Q_m}{W} = \frac{Q_h + W}{W} \quad (2)$$

ahol:

COP	hőszivattyú jóságfoka (coefficient of performance)	[-].
-----	--	------

A hőszivattyú melegvíz-tartályában tárolt hőenergia használati meleg víz formájában:

$$Q_t = m_v c_v \Delta T_v \quad (3)$$

ahol:

Q_t	melegvíz-tartályban tárolt hőenergia	[J],
m_v	felmelegített víz tömege	[kg],
c_v	víz fajhője,	[4,2 kJ / kg °C],
ΔT_v	víz tartály felső- és alsó átlag hőmérsékletének különbsége	[°C].

A rendszer veszteségei miatt a melegvíz-tartálynak leadott hőmennyiség nagyobb, mint hőszivattyú melegvíz-tartályában tárolt hőenergia, amely a (4) szerint írható:

$$Q_m > Q_t \quad (4)$$

Kondenzátor (hőcserélő) oldalon a hőveszteség (5) szerint:

$$Q_{veszt} = Q_m - Q_t \quad (5)$$

ahol:

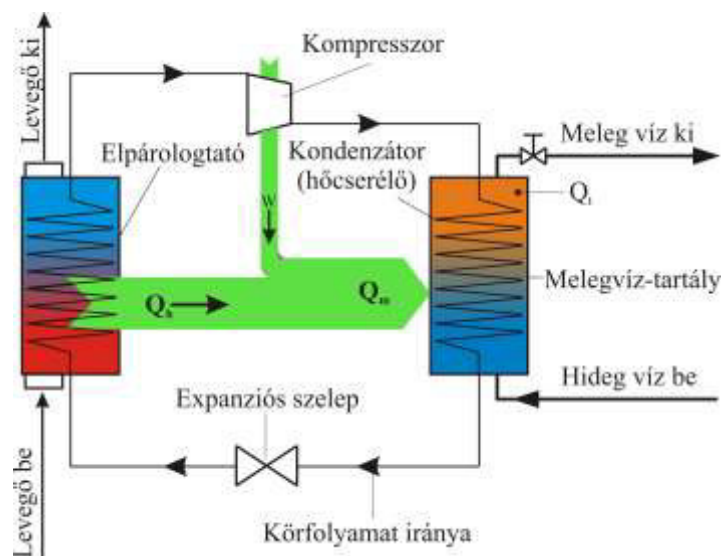
Q_{veszt}	hőcserélőben (kondenzátor) keletkező veszteség	[J].
-------------	--	------

Ezért a hőszivattyú üzemére felírható a tényleges- és az elméleti jóságfok közötti kapcsolat, felhasználva (3) összefüggést:

$$COP > COP_{\text{ényl}} = \frac{Q_t}{W} = \frac{m_v c_v \Delta T_v}{W} \quad (6)$$

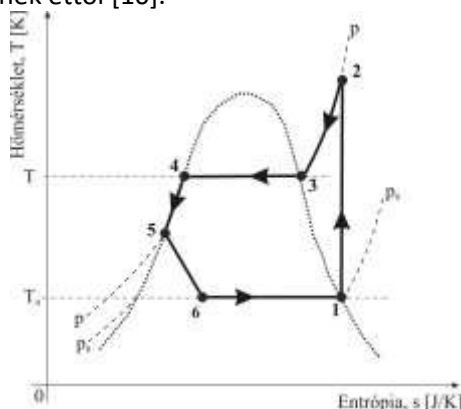
A hőszivattyús rendszer egy körfolyamat, amely két hőcserélőből (elpárolgató, kondenzátor) egy kompresszorból és egy fojtószelepből áll [10]. Az egyes elemeket munkaközeggel feltöltött csővezeték köti össze. A hőszivattyú működése a 2. ábra alapján követhető nyomon.

1. A kompresszor villamos energia felhasználásával a gőz halmazállapotú munkaközeget (R134a) összesűríti (ennek folyamán felmelegszik) és folyamatosan keringeti a rendszerben.
2. A forró gáz melegét a beltéri egységben - egy vizes hőcserélőn keresztül - meleg víz készítésre használjuk, közben a munkaközeg lehűl, lecsapódik, ismét folyadékká válik.
3. A folyékony közeg - egy expanziós szelep segítségével nagyobb keresztmetszetű térbe, az elpárolgatóba áramlik. Az itt lecsökkent nyomás hatására a közeg újra gáz halmazállapotúvá válik, kitágul és ettől erősen lehűl.
4. Az elpárolgatón keresztül átszívott több száz köbméter levegő segítségével környezetből hőt vonunk el, ezáltal a terem levegője lehűl. Majd ezt a melegebb gőzt az első ponttól indulva ismét összesűrítjük.



2. ábra: Hőszivattyú körfolyamatának munkamenete

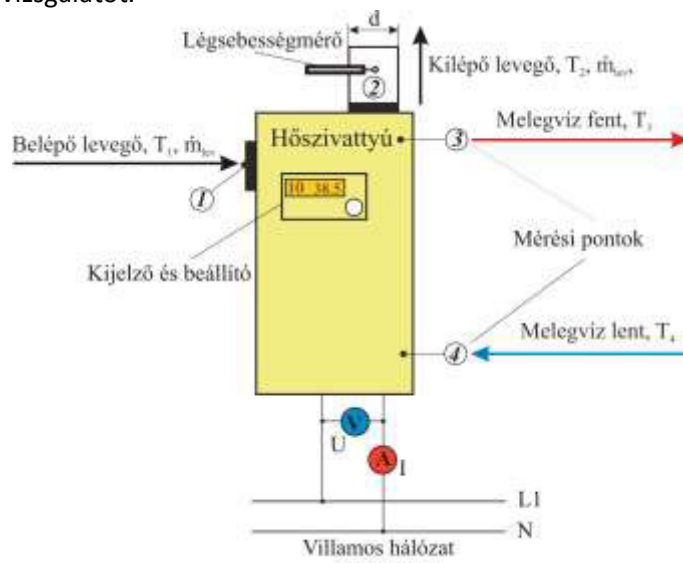
A hőszivattyúk fordított működésű hőerőgépek. A termodinamikai körfolyamat jól követhető a hőmérséklet-entrópia (T - s) diagramon (3. ábra). A folyamat az 1 pontból indul, ahol a közeg a p_0 nyomáson telített gőz állapotban van. Az 1-2 folyamat adiabatikus kompresszió, mely a kompresszorban játszódik le. Ideális esetben ennek az állapotváltozásnak a képe a diagramban függőleges egyenes (izentropikus kompresszió), valóságban azonban az állapotváltozás irreverzibilis, az entrópia mindig növekszik, ezért a görbe jobb felé kissé elhajlik. A 2-5 folyamatok a kondenzátorban zajlódnak le: a 2-3 folyamat a túlhevítési hő elvonása, a 3. pontban a gőz eléri a telítettségi állapotot a p nyomáson. A 3-4 folyamat során a hőmérséklet nem változik, egyre több gőz csapódik le, a 4. pontban folyadék állapot alakul ki. A 4-5 szakasz a kondenzátorban a folyékony hűtőközeg esetleges utóhűtése, majd az 5-6 folyamat a fojtásos állapotváltozás, ez hirtelen nyomásesést jelent, melynek végén a közeg p_0 nyomásra expandál, a folyadék egy része (mintegy a fele) hirtelen elpárolog és a közeg nedves gőz állapotba kerül, ez a folyamat izentalpikus, vagyis a folyamat közben az entalpia nem változik. Végül a 6-1 folyamat során az elpárolgatóban hőt vesz fel a közeg a hűtendő térből állandó hőmérsékleten és nyomáson, miközben a gőz nedvességtartalma állandóan csökken. Ekkor a közeg a körfolyamat kiindulási pontjára, az 1. állapotba jut vissza és a folyamat kezdődik előlről. Természetesen a fent leírtak ideális közegre vonatkoznak, a valóságos folyamatok kismértékben eltérnek ettől [10].



3. ábra: Gőzkompressziós hűtőgép körfolyamata a hőmérséklet-entrópia diagramon [9, 10]

Mérőrendszer és mérési módszer

Óbudai Egyetem Doberdó utcai telephelyén, az alagsor egyik termébe telepített hőszivattyút vizsgáltuk a klimatizálás gazdaságosságának szempontjából. A 4. ábrán látható mérési elrendezés alapján végeztük el a vizsgálatot.



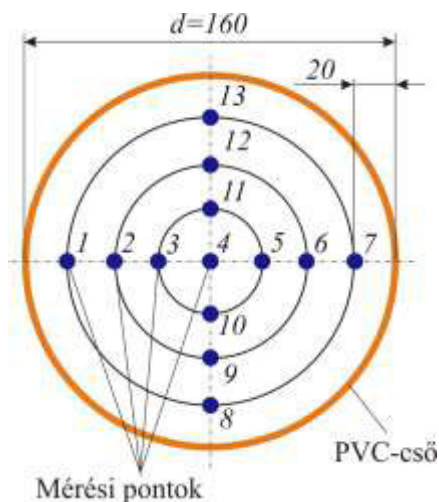
4. ábra: Hőszivattyú mérési elrendezése

A mérési rendszer az alábbi fő elemeket tartalmazta:

- vizsgált levegő-víz hőszivattyú,
- testo 435 típusú légsebességmérő,
- áram- és feszültségmérő,
- hőszivattyúba beépített hőmérsékletmérők.

Mérés és mérési eredmények

A 4. ábrán látható 1 és 2-es jelű mérési pontban történt a hőszivattyúba be- és kilépő levegő hőmérsékleteinek mérése. A 2-es pontban $d=160$ mm átmérőjű csőcsonkon áramlott ki a kilépő levegő. Az 5. ábra szemlélteti a kilépő levegő áramlási sebességeinek mérési helyeit, amelyekből meghatározható az átlag áramlási sebesség.



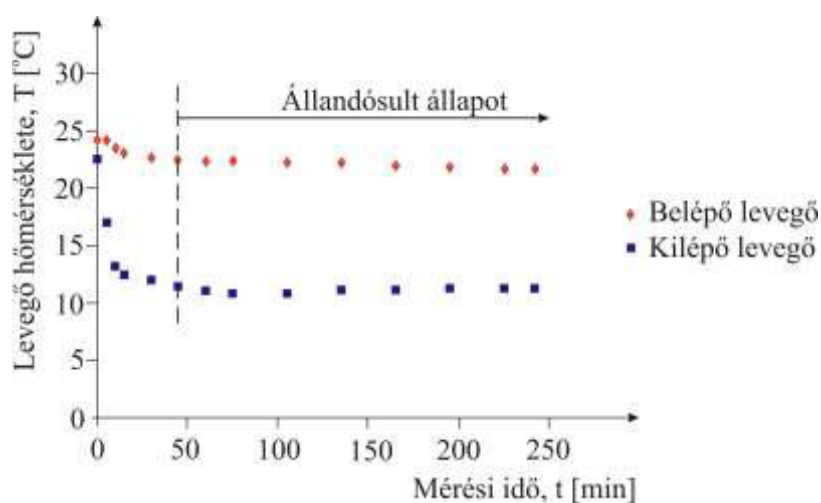
5. ábra: Kilépő levegő sebességének mérési pontjai

A kilépő levegő sebességének mérése testo 435 típusú anemometerrel történt, melynek átlagértéke: $v_{lev} = 3,3 \text{ ms}^{-1}$ -ra adódott. A felfűtési idő ($t = 242 \text{ min} \approx 4 \text{ h}$) alatt a kifújt levegő térfogatárama $237,6 \text{ m}^3/\text{h}$ volt. A mérési idő függvényében kapott mért értékek Microsoft Excel Program segítségével lettek ábrázolva. Ezt követően regresszió alkalmazásával a trendvonalak meghatározása történt a determinációs együtthatók R^2 feltüntetésével.

Mérési idő, t [min]	Belépő levegő hőmérséklete, T_1 [$^{\circ}\text{C}$]	Kilépő levegő hőmérséklete, T_2 [$^{\circ}\text{C}$]	Meleg víz hőmérséklete fent, T_3 [$^{\circ}\text{C}$]	Meleg víz hőmérséklete lent, T_4 [$^{\circ}\text{C}$]
0	24,2	22,5	26,9	26,4
5	24,2	17	27	26,4
10	23,5	13,2	27,6	26,4
15	23,1	12,5	28,2	26,4
30	22,6	12,1	30	26,4
45	22,5	11,4	31,6	26,5
60	22,4	11,1	33,2	26,5
75	22,3	10,9	34,7	26,6
105	22,2	10,9	37,5	26,7
135	22,2	11,1	40,3	27
165	22	11,1	43,1	27,4
195	21,8	11,2	45,8	27,9
225	21,7	11,3	48,5	28,5
242	21,7	11,2	50	29,8

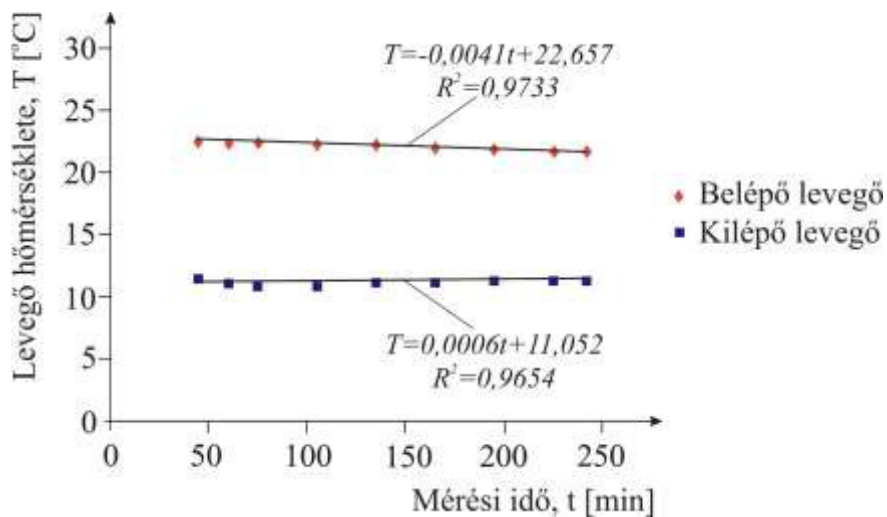
Táblázat 1: Hőmérsékletek mérési eredményei

Az 1. táblázat be- és kilépő levegő hőmérsékleteit grafikusán ábrázolja a 6. és 7. ábra.



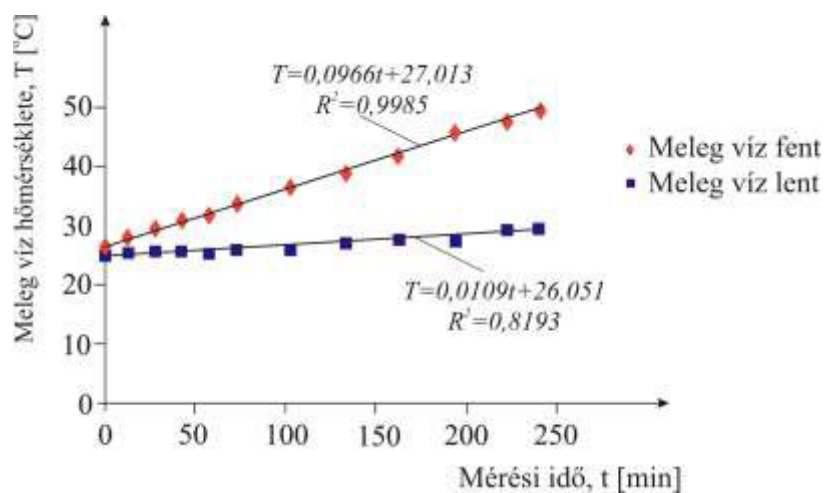
6. ábra: Be- és kifújt levegő hőmérsékletei a hőszivattyú üzeme alatt

A 7. ábra a be- és kifűjt levegő regressziós közelítését ábrázolja az állandósult állapotban, feltüntetve a determinációs együtthatókat is.



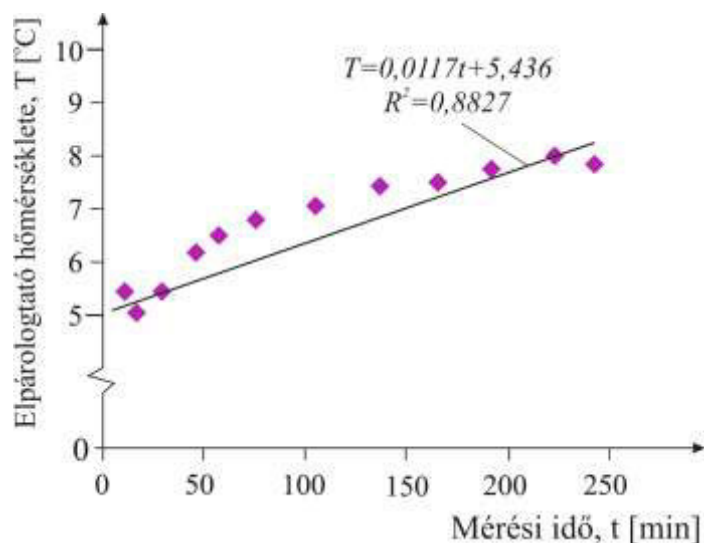
7. ábra: Be- és kifűjt levegő hőmérsékletei és regressziója az állandósult állapotban

Az 4. ábrán látható 3-as mérési pontban a melegvíz-tartály felső, a 4-es pontban az alsó hőmérsékletei lettek mérve. A mérési eredményeket az 1. táblázat tartalmazza. A 8. ábrán a melegvíz-tartály hőmérsékletei láthatóak.



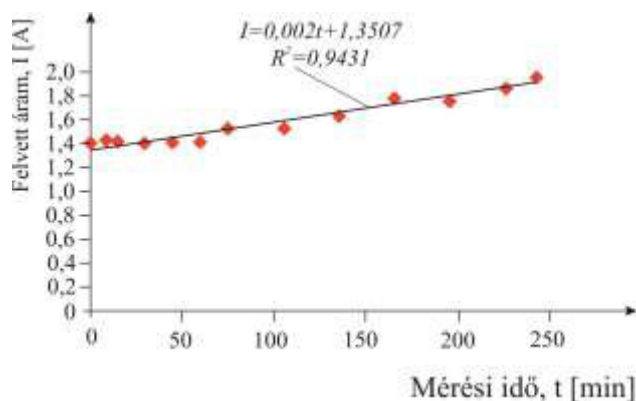
8. ábra: Melegvíz-tartály hőmérsékletének alakulása felül és alul

A 9. ábra az elpárolgató (evaporator) hőmérsékleteit szemlélteti.



9. ábra: Elpárolgató hőmérsékletének változása

A 10. ábra állandó $U = 224 \text{ V}$ váltakozó feszültség mellett a hőszivattyú áramfelvételét szemlélteti, a grafikon növekvő áramfelvételt mutat. A hőszivattyú üzeme alatt teljesítménytényező értéke $\cos \varphi = 0,9$ volt.



10. ábra: A hőszivattyú áramfelvétele

Átírva a (6) összefüggést teljesítményekre

$$COP_{\text{ényl}} = \frac{Q_t}{W} = \frac{P_t \cdot t}{P_{\text{vill}} \cdot t} = \frac{P_t}{P_{\text{vill}}} \quad (7)$$

ahol:

P_t melegvíz-tartály hőteljesítménye [kW],
 P_{vill} hőszivattyú felvett villamos teljesítménye [kW].

A felvett villamos teljesítmény a mért adatok alapján

$$P_{vill} = U\bar{I} \cos \phi = 224 \cdot 1,53 \cdot 0,9 = 308,5 \text{ W} \approx 0,3 \text{ kW}. \quad (8)$$

ahol

U váltakozó feszültség effektív értéke [V],
 \bar{I} mért áramok átlagértéke (10. ábra értékeiből) [A].

A beszívott és kifújt levegő térfogatárama

$$\dot{V}_{lev} = A\bar{v}_{lev} = \frac{d^2 \pi}{4} \bar{v}_{lev} = 0,066 \text{ m}^3 / \text{s} = 237,6 \text{ m}^3 / \text{h}. \quad (9)$$

ahol:

A be- és kilépő levegőcsonk keresztmetszete [m^2],
 d be- és kilépő levegőcsonk átmérője (4. ábra) [m],
 \bar{v}_{lev} kifújt levegő átlagsebessége [m/s].

A beszívott levegő tömegárama

$$\dot{m}_{lev} = \dot{V}_{lev} \rho_{lev} = 0,0792 \approx 0,08 \text{ kg} / \text{s} = 288 \text{ kg} / \text{h}. \quad (10)$$

ahol:

ρ_{lev} levegő sűrűsége ($\rho_{lev} = 1,2 \text{ kg/m}^3$) [kg/m^3].

Levegőből kinyert hőteljesítmény

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{lev} = \dot{m}_{lev} c_{lev} \Delta T_{lev} = 0,928 \approx 0,93 \text{ kW}. \quad (11)$$

ahol:

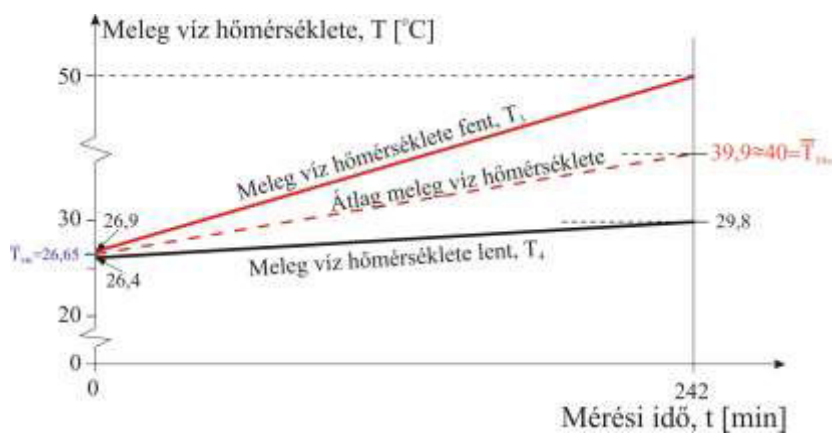
c_{lev} levegő állandó nyomáson vett fajhője [$c_{lev} \approx 1 \text{ kJ} / \text{kg} \text{ } ^\circ\text{C}$],
 ΔT_{lev} be- és kilépő levegő hőmérsékleteinek különbsége [$^\circ\text{C}$].

Meleg víz hőmennyisége (3) és a 11. ábra alapján

$$Q_t = m_v c_v \Delta T_v = m_v c_v (\bar{T}_{34v} - \bar{T}_{34k}) = 16260,3 \text{ kJ} \approx 16,26 \text{ MJ}. \quad (12)$$

ahol:

\bar{T}_{34k} víztartály átlaghőmérséklete a mérés kezdetén [$^\circ\text{C}$],
 \bar{T}_{34v} víztartály átlaghőmérséklete a mérés végén [$^\circ\text{C}$].



11. ábra: Melegvíz-tartály hőmérsékletének alakulása a mérési idő függvényében

A hőteljesítmény

$$P_t = \dot{Q}_t = \frac{Q_t}{t} = \frac{16,26 \cdot 10^6}{14,52 \cdot 10^3} = 1,119 \approx 1,12 \text{ kW}. \quad (13)$$

ahol:

t mérési idő (felfűtési idő) [s].

Felhasználva (7) összefüggést kapjuk a hőszivattyú tényleges jóságfokát

$$COP_{\text{tényl}} = \frac{P_t}{P_{\text{vill}}} = \frac{1,12}{0,3} = 3,73 \approx 3,7. \quad (14)$$

Összefoglalás

A hőszivattyú energetikai elemzése során a tényleges jóságfokára $COP_{\text{tényl}} = 3,7$ értéket kaptunk, amely megfelel a szakirodalomban található értéknek.

Jelenleg a helyi légszivásos klímaberendezéseknél azon eljárás terjedt el, hogy a klimatizálandó légtérből elvont hőenergiát a szabadba vezették ki. Kutatásunk során olyan rendszert állítottunk össze, amely lehetőséget biztosított arra, hogy az eddig veszteségként kezelt hőenergia hasznosítható, használati meleg víz előállítására. Ezzel az energiával csökken a használati meleg víz előállítására felvett villamos energia. Ezért a vizsgált rendszer (légkondicionálás és használati meleg víz előállítása) összhatásfoka megközelíti a 100%-ot.

A rendszer megtérülési ideje a (15) összefüggéssel határozható meg [10].

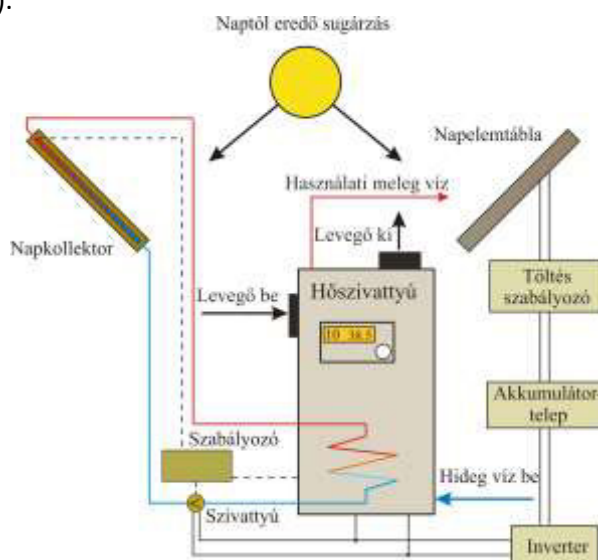
$$\text{Megtérülési idő} = \frac{\text{Beruházási összeg}}{\text{Éves megtakarítás}}. \quad (15)$$

Ennek a rendszernek a megtérülési ideje 5 éven belül várható.

Erősebb napsugárzás hatására

- A levegő hőmérséklete jobban megnő. Így a napkollektor által előállított melegebb tápvíz, amely a hőszivattyú bemenő hideg víz ágába van kötve, növeli a hőszivattyú hatékonyságát (12. ábra).
- A napelemes rendszer villamos energia termelése szintén növekszik, amely biztosítja a hőszivattyú áramellátását.

Az így működtetett levegő-víz hőszivattyú kiváló energetikai megoldás. Ennek elvi megvalósítását mutatja 12. ábra, amely lehetővé teszi az országos villamos hálózatról való leválást. Teljesen megújuló energiaforrásból biztosítható egy lakóház energetikai ellátása (használati meleg víz és villamos energia ellátása).



12. ábra: Hőszivattyú leválasztásának lehetősége a villamos hálózatról

Referenciák

- [1] M. S. Kumar, "Experimental Investigation of Heat Pump for Domestic and Light Commercial Market". *International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)*, Vol. 4 No.09, 2012, pp. 4130-4138.
- [2] S. M. Al-Zahrani, F. L. Tan and F. H. Choo, "A TRNSYS Simulation Case Study on Utilization of Heat Pump for Both Heating and Cooling". *Energy Science and Technology*, Vol. 3, No. 2 2012, pp. 84-92.
- [3] J. D. Munk, M. R. Ally, V. D. Baxter, "Measured Impact on Space Conditioning Energy Use in a Residence Due to Operating a Heat Pump Water Heater inside the Conditioned Space". 2012 ASHRAE, SA-12-C004, pp. 27-28.
- [4] F. Busato, R. M. Lazzarin and M. Noro, "Energy and economic analysis of different heat pump systems for space heating". *International Journal of Low-Carbon Technologies* 2012, 7, p. 105.
- [5] J. Bush, R. Domitrovic, A. Amarnath, "Low Outdoor Temperature Heat Pump Applications to Reduce Electric Resistance Second Stage Heat". 2012 ASHRAE, CH-12-C079, p. 629.
- [6] C. C. Shen, J. H. Lu and W. H. Chuo, "Water Management of Heat Pump System for Hot Water Supply in a Medium Size Hospital". *PROCEEDINGS OF WORLD ACADEMY OF SCIENCE, ENGINEERING AND TECHNOLOGY VOLUME 41 MAY 2009 ISSN: 2070-3740*, p. 390.
- [7] Y. Udagawa, K. Sekiguchi and all, "Development of an Outdoor Air Cooling-Type Air-Cooled Package Air Conditioner for Data Centers". 2013 ASHRAE, DA-13-015, p. 2.
- [8] I. Patkó, *Műszaki ábrázolás és gépszerkezetek II*. Budapest, 1991. p. 145.
- [9] B. Béres, "A hőszivattyúk üzemeltetési és beruházási költsége". *Magyar Installateur*, 2008/7. pp. 34-35.
- [10] hu.wikipedia.org/wiki/Hőszivattyú