



R290 ÉS R32 HŰTŐKÖZEGGEL ÜZEMELŐ HŐSZIVATTYÚK TELJESÍTMÉNYÉNEK ÖSSZEHAISONLÍTÓ VIZSGÁLATA

COMPARATIVE PERFORMANCE ANALYSIS OF HEAT PUMPS OPERATING WITH R290 AND R32 REFRIGERANTS

Székely Ágoston,¹ L. Szabó Gábor²

¹ Debreceni Egyetem, Műszaki Kar, Épületgépészeti és Létesítménymérnöki Tanszék. Debrecen, Magyarország, agostonszekely1217@gmail.com

² Debreceni Egyetem, Műszaki Kar, Épületgépészeti és Létesítménymérnöki Tanszék. Debrecen, Magyarország, lszabo.gabor@eng.unideb.hu

Abstract

From the perspective of sustainable energy management, heat pump technology holds significant importance, as efficient conversion of heat extracted from the environment contributes to reduction of fossil energy demand and carbon dioxide emissions. [1] The operational efficiency of such systems is strongly influenced by the selected refrigerant, where favourable thermodynamic properties, environmental compatibility, and safety requirements all play a decisive role. [2] The present study aims to provide a comparative analysis of a heat pump operating with two different refrigerants (R-290 and R-32). The physical and chemical properties of the investigated fluids are presented, and analysis of experimental results enables determination of the energy efficiency of systems operating with the different refrigerants. [3]

Keywords: R290, R32, COP.

Összefoglalás

A fenntartható energiagazdálkodás szempontjából a hőszivattyús technológia kiemelt jelentőséggel bír, mivel a környezetből kinyerhető hőenergia hatékony átalakításával hozzájárul a fosszilis energiahordozók iránti igény és a szén-dioxid-kibocsátás csökkentéséhez. [1] A rendszerek működési hatékonyságát nagymértékben befolyásolja az alkalmazott hűtőközeg megválasztása, amely során a kedvező termodinamikai tulajdonságok mellett a környezetvédelmi megfelelőség és a biztonságtechnikai követelmények is meghatározóak. Jelen cikk két eltérő hűtőközeggel (R-290 és R-32) üzemelő hőszivattyú összehasonlító vizsgálatát tűzi ki célul. [2] A kutatás keretében bemutatásra kerülnek a vizsgált közegek fizikai és kémiai sajátosságai, továbbá kísérleti eredmények elemzése révén kerül meghatározásra a különböző hűtőközeggel működő berendezések energetikai hatékonysága. [3]

Kulcsszavak: hőszivattyú, R290, R32, COP.

1. Bevezetés

Az Európai Unió a globális felmelegedés mérséklése érdekében az elmúlt évtizedben jelentősen szigorította a hűtőközegekre vonatkozó előírásokat. A 2014-es 517/2014/EU rendelet, [4] majd a 2024-es 2024/573/EU rendelet [5] tovább erősítette a magas GWP értékű F gázok alkalmazásának visszaszorítását. Utóbbi 2030-ra mintegy

80%-os HFC felhasználás csökkentést ír elő, ami a gyártókat alacsonyabb GWP jű alternatívák (például R32, HFO keverékek és természetes közegek, elsősorban R290) felé tereli. [3, 6]

A szabályozás a töltetmennységekhez kötött ellenőrzési kötelezettségeket CO₂ ekvivalens alapon határozza meg, így az R32 esetében már viszonylag kis töltet felett szükséges időszakos szivárgásvizsgálat. A természetes hűtőközegeknél (mint

az R290) a korlátozás alapja nem a GWP, hanem az A3 éghetőségi besorolás, amely a megengedett töltetmennyiséget az EN 378 és a telepítési környezet alapján korlátozza. Beltéri alkalmazásnál jellemzően kis töltet engedélyezett, míg kültéri monoblokkrendszereknél nagyobb mennyiség is biztonságosan alkalmazható. A gyártók ezért R290 esetén jellemzően hermetikusan zárt, kis töltetű monoblokk-kialakítást alkalmaznak, amely megfelel a biztonsági és szabványi követelményeknek, miközben minimalizálja a beltéri kockázatokat.[3]

A jelenlegi szabályozási környezet egyértelműen az alacsony GWP-értékű és természetes hűtőközegek irányába tereli a fejlesztéseket, és előtérbe helyezi az alacsony töltetű, nagy hatékonyságú hőszivattyús rendszereket, amelyek között jelenleg az R290 et alkalmazó monoblokkmegoldások kiemelt szerepet kapnak.[3, 6]

2. Elméleti áttekintés

2.1. A hűtőközegekkel szembeni elvárások

A korszerű hűtőközegekkel szemben napjainkban számos környezetvédelmi és üzemeltetési követelmény merül fel. Az egyik legfontosabb elvárás az alacsony GWP-érték, azaz, hogy a közeg a lehető legkisebb mértékben járuljon hozzá a globális felmelegedéshez, valamint a zérus ózonlebontható potenciál (ODP), hogy ne károsítsa az ózonréteget.[7] Emellett kiemelt szempont a biztonságos alkalmazhatóság, amely magában foglalja az alacsony gyúlékonyságot, a megfelelő tűzvédelmi intézkedések megvalósíthatóságát, valamint azt is, hogy a hűtőközeg ne legyen mérgező, és szivárgás esetén se jelentsen komoly egészségügyi kockázatot. A gyakorlati felhasználás szempontjából továbbá fontos a jó kezelhetőség, amely kiterjed a könnyű szerelhetőségre, a karbantarthatóságra, valamint arra, hogy a közeg a meglévő rendszerekhez is megfelelően illeszthető legyen.[7]

Az R32 egy részlegesen fluorozott szénhidrogén (HFC), amely ~675 ös GWP értékével jóval kedvezőbb (a belőle kikevert) korábbi R410A nál, és hatékony hőszállítási tulajdonságokkal rendelkezik. Mérsékelt éghető (A2L), ezért biztonságosabban kezelhető, de szivárgásérzékelés és megfelelő szellőzés szükséges. Üzemi paraméterei miatt lakossági és kereskedelmi hőszivattyúkban is elterjedt, egyszerű molekulaszervezete pedig könnyebb újrahasznosítást tesz lehetővé.[7, 8]

Az R290 természetes propán, rendkívül alacsony (~2) GWP értékkel, így környezetterhelése minimális. Hőtechnikai tulajdonságai az R32 nél

kedvezőbbek. Ugyanakkor fokozottan tűzveszélyes (A3), ezért szigorúbb biztonsági előírásokat, megfelelő szellőzést és szivárgásvédelmet igényel. A szükséges óvintézkedések mellett lakossági és ipari rendszerekben is biztonságosan alkalmazható.[7, 8]

2.2. Mennyiségi és minőségi jellemzés

2.2.1. A hűtőközegek mennyiségi értékelése

Elsőnek írjuk fel a gép által biztosított teljesítményt, mely az előremenő és a visszatérő vezeték energiatartalmának különbsége, ez a vizsgált rendszerünkben a következő: [9, 10]

$$\dot{Q}_0 = c \cdot \dot{m}_{\text{hűtés}} \cdot (T_{c,2} - T_{c,1}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_C = c \cdot \dot{m}_{\text{fűtés}} \cdot (T_{h,1} - T_{h,2}) \quad (2)$$

ahol:

$\dot{Q}_0$ a hűtendő tértől időegység alatt elvont hő, hűtőkapacitás [W];

c hűtött/fűtött közeg fajhője [J·kg⁻¹·K⁻¹];

$\dot{m}_{\text{hűtés}}$ a hűtési rendszer tömegárama [kg·s⁻¹];

$T_{c,2}$ a hűtési visszatérő vízhőmérséklet [K];

$T_{c,1}$ a hűtési előremenő vízhőmérséklet [K];

$\dot{Q}_C$ a fűtendő térnek időegység alatt leadott hő, fűtőteljesítmény [W];

$\dot{m}_{\text{fűtés}}$ a fűtési rendszer tömegárama [kg·s⁻¹];

$T_{h,1}$ a fűtési előremenő vízhőmérséklet [K];

$T_{h,2}$ a fűtési visszatérő vízhőmérséklet [K].

Két mennyiségi jelzőszámot tudunk megadni hűtésnél és fűtésnél is. Az első, melynél a hasznos teljesítményt osztjuk az előállításához szükséges villamos teljesítménnyel. Ennek több elnevezése és jelölése is használatos a gyakorlatban, külön hűtésre, külön fűtésre.[11]

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_0}{P_K} = \varepsilon_C = COP_{\text{hűtés}} = EER \quad (3)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{P_K} = \varepsilon_H = COP_{\text{fűtés}} \quad (4)$$

ahol:

COP_R a fajlagos hűtőteljesítmény [-];

P_K a kompresszor időegység alatti villamosenergia-igénye, teljesítménye [W];

COP a fajlagos fűtőteljesítmény [-].

A gép hatásfoka a felépítéstől, a hűtőközegetől, a külső hőmérséklettől és a fűtési/hűtési rendszer vízhőmérséklet igényétől függ. Hidegben nagyobb hőmérséklet különbséget kell áthidalnia, ezért a fűtési COP csökken; hűtési üzemben ennek fordítottja történik. A legjobb hatásfokot általában átmeneti időszakban éri el, amikor a külső és a belső tér között a legkisebb a hőmérséklet-különbség.[9, 12]

A *COP* definíciója általában a klasszikus hatásfok definíciója, de mivel az 1-nél, vagyis 100%-nál is több lehetne, így szükséges egy klasszikusnak kinéző hatásfok. Ez a másik mennyiségi jelzőszám, a jósági fok, mely egy arány, amely a legideálisabb esetet (fordított Carnot-körfolyamat) hasonlítja össze egy adott esettel: [10]

$$\eta_c = \frac{COP_R}{COP_{R,C}} = COP_R \cdot \frac{T_c - T_0}{T_0} \quad (5)$$

$$\eta_H = \frac{COP}{COP_C} = COP \cdot \frac{T_c - T_0}{T_c} \quad (6)$$

ahol:

- η_c a hűtési jósági fok [%];
- $COP_{R,C}$ az elméleti maximális fajlagos hűtőteljesítmény [-];
- T_c a kondenzációs hőmérséklet [K];
- T_0 az elpárolgási hőmérséklet [K];
- η_H a fűtési jósági fok [%];
- COP_C az elméleti maximális fajlagos fűtőteljesítmény [-].

2.2.2. A hűtőközegek minőségi értékelése

A minőségi értékelés a mennyiségi értékeléssel szemben nem az energiamennyiséget, hanem az energia minőségét és hasznosíthatóságát vizsgálja. Az energia két fő részre osztható: anenergiára és exergiára. Az anenergia az a hányad, amely nem alakítható át más energiaformává, míg az exergia a hasznosítható, átalakítható rész. Minél nagyobb az exergiatartalom, annál értékesebb az energia.[9] A villamos energia teljes egészében exergiának tekinthető, hőenergia esetén azonban az úgynevezett Carnot-hatásfokkal kell szorozni az energia mennyiségét az exergiatartalom meghatározásához. Két minőségi jelzőszámot fogunk vizsgálni: az exergetikai és teljes exergetikai rendszer hatásfokát. Az első a hűtőközeg, a második a közvetítő közeg szempontjából értékeli a rendszer minőségét.[10]

Exergetikai hatásfok

Ennek meghatározásánál a hűtőközeg által, a kompresszorban felvett energiaáram exergiatartalmával osztjuk vagy az elpárolgatóban elvont, vagy a kondenzátorban leadott hőáram exergiatartalmát. [9]

$$\eta_{Ex,C} = \frac{Ex_0}{Ex_K} = \frac{\dot{Q}_0 \cdot \left(\frac{T_x - T_0}{T_0} \right)}{P_K} = COP_R \cdot \frac{T_x - T_0}{T_0} \quad (7)$$

$$\eta_{Ex,H} = \frac{Ex_C}{Ex_K} = \frac{\dot{Q}_C \cdot \left(\frac{T_c - T_x}{T_c} \right)}{P_K} = COP \cdot \frac{T_c - T_x}{T_c} \quad (8)$$

ahol:

- $\eta_{Ex,C}$ a hűtési exergetikai hatásfok [%];

Ex_0 a hűtési hőáram exergiatartalma [W];

Ex_K a kompresszorban felvett energiaáram exergiatartalma [W];

T_x a referencia-hőmérséklet [K];

$\eta_{Ex,H}$ a hűtési exergetikai hatásfok [%];

Ex_C a fűtési hőáram exergiatartalma [W].

A *COP* és az exergetikai hatásfok között egyenes arányosság van, magas *COP* magas exergetikai hatásfokot eredményez, alacsony *COP* esetén pedig a berendezés nem tud elég hőt felvenni vagy leadni, így az exergiatartalom és az exergetikai hatásfok is csökken. A képlet is mutatja, hogy kisebb exergiatartalom mindig kisebb exergetikai hatásfokot eredményez, ezért az alacsony *COP* szükségzerűen alacsony exergetikai hatásfokkal jár. [10, 11]

Teljes exergetikai rendszerhatásfok

A hőszivattyúkat működtető energiaáram szükséges exergiatartalmával osztjuk a működtetett hűtési/fűtési rendszer energiaáram-igényének exergiatartalmát: [13]

$$\eta_{sys,C} = \frac{\Delta Ex_{sec,C}}{\Delta Ex_r} = COP_R \cdot \left(\frac{T_{K,2} \cdot T_x}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - 1 \right) \quad (9)$$

$$\eta_{sys,H} = \frac{\Delta Ex_{sec,H}}{\Delta Ex_r} = COP \cdot \left(1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_x}{T_{h,1} \cdot T_{h,2}} \right) \quad (10)$$

ahol:

- $\eta_{sys,C}$ a teljes hűtési exergetikai hatásfok [%];
- $\Delta Ex_{sec,C}$ a hűtési rendszer szükséges exergiaigénye [W];
- ΔEx_r a működtető energiaáram szükséges exergiatartalma [W];
- $T_{K,2}$ a környezeti hőmérséklet [K];
- $\eta_{sys,H}$ a teljes fűtési exergetikai hatásfok [%];
- $\Delta Ex_{sec,H}$ a fűtési rendszer szükséges exergiaigénye [W].

A teljes exergetikai rendszerhatásfok szemben a sima exergetikai hatásfokkal nemcsak a gépet magában vizsgálja, hanem figyelembe veszi a csatlakozó szekunder rendszerek hőtechnikai jellemzőit is. [9] A 9. és a 10. egyenletben beépítésre került a hőszivattyú hűtési (11. egyenlet) és fűtési (12. egyenlet) rendszerének exergiatartalma is, amely a következő: [10, 13]

$$\Delta Ex_{sec,C} = \dot{Q}_0 \cdot \left(\frac{T_{K,2} \cdot T_x}{T_{c,1} \cdot T_{c,2}} - 1 \right) \quad (11)$$

$$\Delta Ex_{sec,H} = \dot{Q}_C \cdot \left(1 - \frac{T_{K,2} \cdot T_x}{T_{h,1} \cdot T_{h,2}} \right) \quad (12)$$

A η_{sys} szemben a sima exergetikai hatásfokkal nemcsak a gépet magában vizsgálja, hanem figye-

lembe veszi a csatlakozó szekunder rendszerek hőtechnikai jellemzőit is. Ezáltal a teljes rendszer hatékonyságáról ad egy átfogó képet, lehetővé téve a hőszivattyú és a hozzá kapcsolódó fűtési/hűtési rendszerek működésének értékét. Ez alapján a hűtési/fűtési rendszer optimalizálható lesz az adott hőszivattyútípushoz. [9, 13]

3. A mérés anyag- és módszertana

A vizsgálatok célja két eltérő hűtőközeggel (R290 és R32) üzemelő, monoblokk-hőszivattyú energetikai és exergetikai teljesítményének összehasonlító elemzése volt. A mérések a HAJDU Hajdúsági Ipari Zrt. minősített laboratóriumában, szabványosított körülmények között zajlottak. A vizsgált berendezések egy R32 hűtőközeggel működő, 9 kW névleges teljesítményű (Hajdú HPAW-10), valamint egy R290 hűtőközeggel működő, 10 kW névleges teljesítményű hőszivattyú (Hajdú V10W D2N7-E30) voltak. Mindkét berendezés esetében gyári katalógusadatok és kísérleti mérési adatok is rendelkezésre álltak, amelyek lehetővé tették a névleges és valós üzemi paraméterek összevetését. A vizsgálatok két fő részre bonthatók: funkcionális ellenőrzésekre és kvantitatív teljesítménymérésekre.

A funkcionális tesztek során ellenőriztük a berendezések megfelelő működését fűtési, hűtési és használatimelegvíz- (HMV) üzemmódban, beleértve a különböző hőleadó rendszerekhez (radiátor, felületfűtés, fan-coil) való illeszkedést. Ezen vizsgálatok célja a rendszerek üzembiztonságának és működési stabilitásának igazolása volt.

A kvantitatív mérések során a primer (kalorikus) és szekunder (hidraulikus) körök üzemi paramétereit folyamatos adatgyűjtéssel rögzítettük. A primer oldalon a kompresszor villamos jellemzőit (feszültség, áramerősség, felvett teljesítmény) beépített mérőrendszer szolgáltatta. A kompresszor működését frekvenciaváltó szabályozta, amely az egyfázisú betáplálást háromfázisúvá alakítva biztosította a fordulatszám és ezáltal a teljesítmény precíz szabályozását. A kalorikus oldalon a hűtőközeg állapotjellemzőit digitális nyomásérzékelők és nagy pontosságú NTC-hőmérséklet-érzékelők segítségével határoztuk meg. A szívó- és nyomóoldali nyomás, valamint hőmérséklet mérése lehetővé tette a hűtőkör termodinamikai állapotainak meghatározását, beleértve a túlhevülés és az utóhűtés értékeit. A kondenzációs és elpárolgási középállapotok a mért nyomásértékekhez tartozó telítési hőmérsékletek alapján kerültek meghatározásra. A szekunder oldalon az

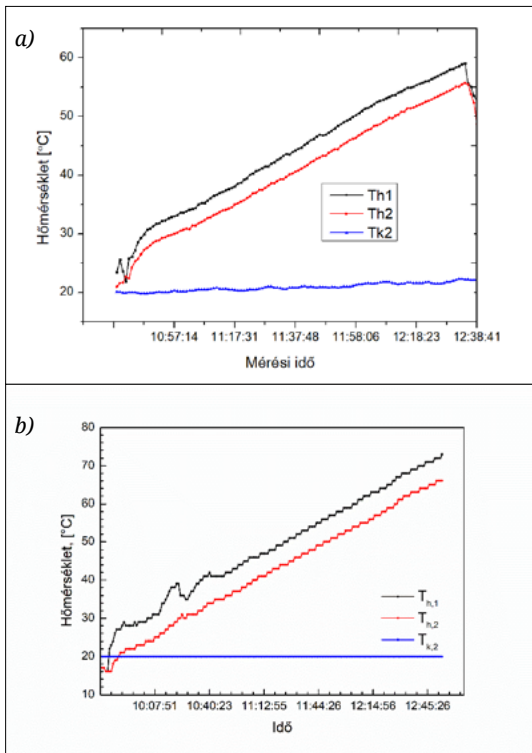
előremenő és visszatérő vízhőmérsékleteket hőlemes mérési módszerrel határoztuk meg, míg a térfogatáramot a berendezésbe integrált, spirálcsigás elven működő térfogatáram-mérő segítségével mértük. Az adatokat Modbus kommunikációs protokollon keresztül gyűjtöttük és rögzítettük. A mért paraméterekből meghatározható volt a tömegáram, valamint a hőszivattyú által leadott, illetve felvett hőteljesítmény.

A mérési adatok alapján számítottuk a berendezések energetikai mutatóit, elsősorban a fűtési teljesítményt, a hűtőkapacitást, valamint a jósági fokokat (COP, EER). Ezek meghatározása a szekunder oldali hőmérséklet-különbségek és tömegáram, illetve a kompresszor villamos teljesítményének ismeretében történt. Az így kapott eredmények lehetővé tették a rendszerek összehasonlító energetikai értékelését. A mérések szabványos előírásoknak megfelelően, kontrollált laboratóriumi környezetben zajlottak, ahol a környezeti feltételek, a beépítési mód, valamint a mérőeszközök pontossága és hitelesítése biztosította az eredmények reprodukálhatóságát és megbízhatóságát.

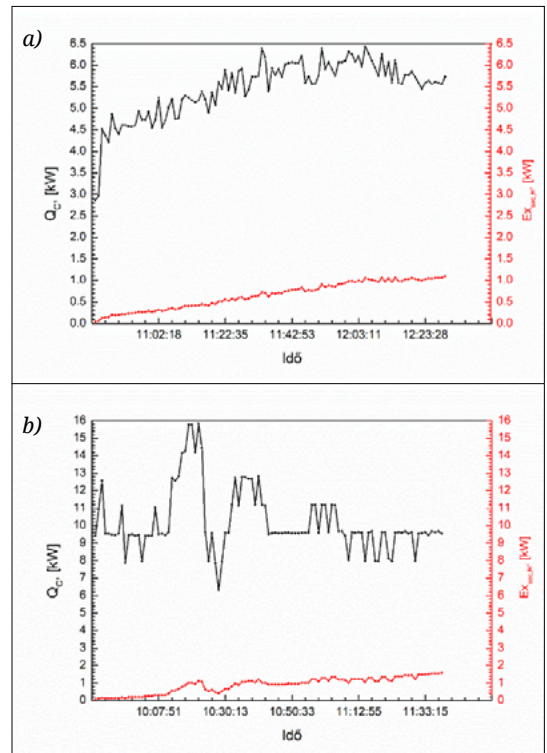
4. Mérési eredmények

A mérés során a környezeti hőmérséklet mellett rögzítésre került az előremenő és a visszatérő csőkégyő hőmérséklete is (1. ábra). A vizsgálatok mindkét berendezés esetében 20 °C-os környezeti hőmérsékleten zajlottak, amely a hőszivattyúk működése szempontjából az egyik legkedvezőbb üzemállapotnak tekinthető. Ezen körülmények között biztosítható a rendszer stabil és egyenletes működése, valamint a hőcserélők optimális hőátadása. A mérések célja az volt, hogy ezen ideális feltételek mellett értékelhetővé váljon a két hűtőközeggel üzemelő berendezések teljesítménye és hőtechnikai viselkedése.

Az 1. ábra a két rendszer vízhőmérséklet-különbségeit mutatja, amely jellemzően 3-4 °C volt. A bekapcsoláskor a csőrendszerben mért vízhőmérséklet az R32-es gépnél 22 °C, az R290-esnél 15 °C volt. Az előremenő ágba a hőszivattyúk ezt 60 °C-ra, illetve 70 °C-ra melegítették, a maximális visszatérő hőmérséklet pedig 55 °C, illetve 65 °C volt. A két gép között tehát 10 °C hőmérséklet-különbség mutatkozik. Az R290-es készülék az elvárásoknak megfelelően kedvezőbb hőtechnikai tulajdonságai következtében magasabb előremenő vízhőmérsékletet biztosít, amely révén alkalmasabb olyan szekunder fűtési rendszerek



1. ábra. a) Az R32 közeggel működő gép által előállított közhőmérsékletek és környezeti hőmérséklet. b) Az R290 közeggel működő gép által előállított közhőmérsékletek és környezeti hőmérséklet.



2. ábra. a) Az R32 közeggel működő gép által előállított fűtőteljesítmény ($\dot{Q}_G$) és annak exergia-tartalma ($Ex_{sec,H}$), kW-ban. b) Az R290 közeggel működő gép által előállított fűtőteljesítmény ($\dot{Q}_G$) és annak exergia-tartalma ($Ex_{sec,H}$), kW-ban.

üzemeltetéséhez, amelyek 50 °C körüli előremenő vízhőmérsékletet igényelnek.

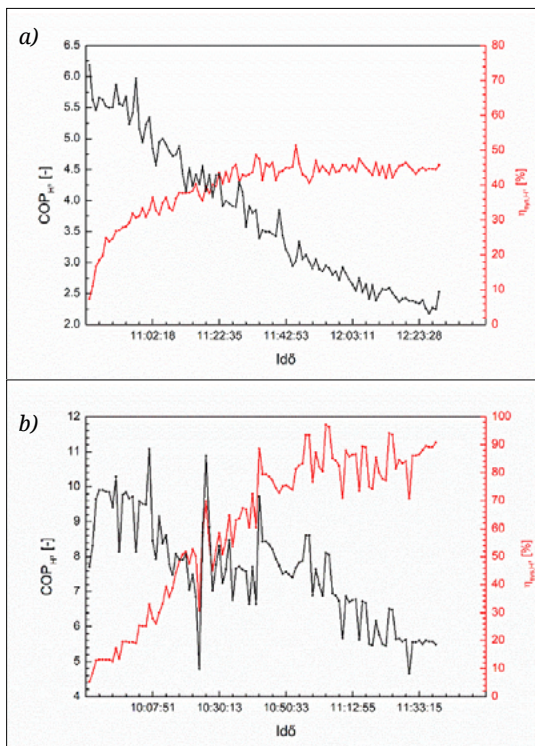
A mérési adatsor alapján meghatározható a szekunder rendszer pillanatnyi fűtőteljesítménye, valamint az exergia-tartalom alakulása is. A **2. ábra** szemlélteti az időbeli eloszlását.

A fekete görbe szemlélteti a fűtőteljesítményt. Mindkét hőszivattyú esetén a névleges fűtőteljesítmény-érték 10kW volt. Az R290 töltetű hőszivattyú ezt az értéket tartotta, bizonyos hullámzások függvényében. Ezzel szemben az R32 töltetű hőszivattyú átlagban csak 5,5kW fűtőteljesítményt tudott leadni. Ez a csatlakozó primer, illetve szekunder rendszer áramlástechnikai paramétereinek volt köszönhető. Az alacsony áramlási sebesség nem tett lehetővé akkora hőátvitelt a kalorikus oldal részéről.

Továbbá az ábra pirossal szemlélteti a fűtésie-xergia-tartalmat is. A mérés során az R32-es berendezés által előállított exergiamennyiség meghaladta az 1kW-ot, az R290 esetében a 1,5kW-ot.

Ez 500W differencia, ami azt jelenti, hogy az R290 által előállított hőenergia nagyobb mennyiségben képes hasznos munkavégzésre, ezáltal energetikailag értékesebb. Ellenben, ha azt figyelembe vesszük, hogy az R32 5,5kW-ban érte el ezt a mennyiséget, amit az R290 10kW-ban, akkor egy kedvezőbb exergiaarányt kapunk az R32 részéről. Ez számszerűsítve az R290-nél átlagosan 8,3%, az R32-nél 11,9%. Ezek az értékek hőszivattyús viszonylatban megfelelőek, általános viszonylatban nem kiemelkedőnek számítanak. Az adat-sorból kiszámítható még a fűtési rendszer COP-, illetve η_{sys} -értéke. Ezt mutatja a **3. ábra**.

A mérés elején mindkét készülék COP ja magasabb, mert a kompresszor villamos fogyasztása ekkor még alacsony. Ahogy nő a termelt fűtővíz mennyisége, a fogyasztás is emelkedik, ami a COP romlását okozza, miközben a rendszer jósági indexe növekszik. A hőszivattyúk hatékonysága főként a 35–45 °C-os előremenő tartományban értékelhető, mivel üzemidejük nagy részét itt töl-

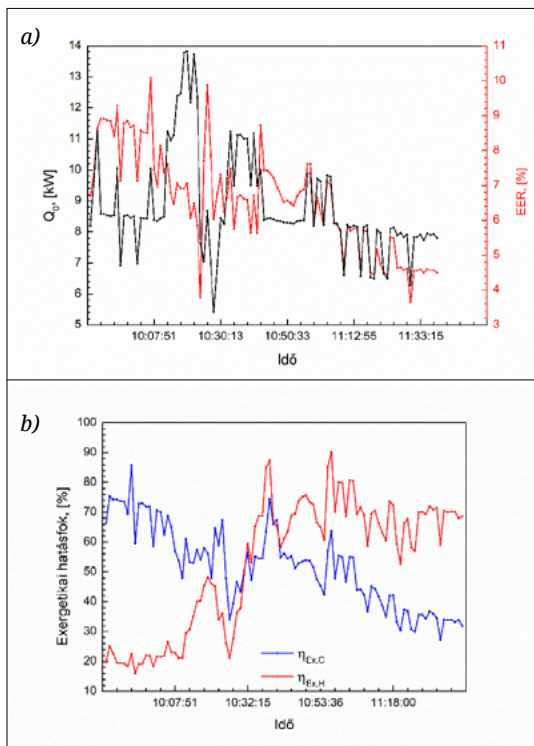


3. ábra. a) Az R32 közeggel működő gép által elért COP_H és teljes exergetikai rendszerhatásfok ($\eta_{sys,H}$), fűtési üzemben b) Az R290 közeggel működő gép által elért COP_H és teljes exergetikai rendszerhatásfok ($\eta_{sys,H}$), fűtési üzemben

tik. Ebben a tartományban az R32 átlagos COP_H -ja 4,5 kW, az R290-é 8 kW, ami a magas külső hőmérsékletnek és az R290 jobb hőátadási tulajdonságainak köszönhető. Az η_{sys} azt mutatja, mennyire hatékony a hőszivattyú kalorikus oldalának együttműködése a primer és szekunder hidraulikai körrel.

Az R32-es rendszereknel jelentkező áramlástani problémák ezen a mutatón is megjelennek, míg az R290 esetében a megfelelő vízóldali kialakítás egyértelműen jobb rendszerhatékonyságot eredményez. A rendelkezésre álló mérési adatsor alapján lehetőség nyílt az R290-es hőszivattyú-hűtőkapacitás és COP_R értékének meghatározására is (4a. ábra), valamint a fűtési és hűtési üzemmódja exergetikai hatásfokának időbeli vizsgálatára is. (4b. ábra).

A hűtőkapacitás a mérés során egy gyors fel-futást követően fokozatosan visszarendeződik, és végül 9 kW-os átlagérték körül stabilizálódik.



4. ábra. Az R290 a) $\dot{Q}_0$ - és EER- (COP_R) értéke; b) A hűtési és a fűtési exergetikai hatásfok értékei

Ezzel párhuzamosan az EER (COP_{RR}) a kezdeti, részterheléshez tartozó kedvezőbb tartományból folyamatos csökkenést mutat, és a teljes mérési szakaszra vetítve átlagosan mintegy 6 körül alakul. (Ez a hűtési hatékonyság hőszivattyús viszonylatban magasnak tekinthető, bár nem éri el a fűtési üzem magasabb hatékonyságát.) Ez a jellegzetes viselkedés a növekvő kompresszióviszony és a nagyobb hűtőteltjesítményhez kapcsolódó termodinamikai veszteségek természetes következménye.

A 4b. diagram a hűtési és a fűtési exergetikai hatásfok időbeli alakulását mutatja. A két görbe ellentétes irányú változása jól szemlélteti, hogy a kompresszor teljesítménye a fűtési oldalon hasznos exergiává alakul, míg hűtési üzemmódban ugyanez a teljesítmény a hűtési exergiával szemben dolgozik. Ennek eredményeként a fűtési hatásfok fokozatosan javul, míg a hűtési hatásfok csökken, és a mérés során egy ponton a fűtési exergia-hatásfok átveszi a dominanciát. Mindez összességében azt eredményezi, hogy a berendezés fűtési üzemben lényegesen kedvezőbb exergetikai hatásfokot ér el.

5. Következtetés

A vizsgálat során az R290 és R32 hűtőközegek energetikai, környezetvédelmi és biztonságtechnikai jellemzőit hasonlítottuk össze, valamint értékeltük a laboratóriumi mérések eredményeit. Környezeti szempontból az R290 kedvezőbb választás, mivel természetes eredetű és lényegesen alacsonyabb GWP-értékkel rendelkezik, így jobban megfelel a szigorodó klímapolitikai előírásoknak. Mindkét hűtőközeg stabil, üzemi körülmények között nem bomlik, és kompatibilis a kenőanyagokkal, ami megbízható működést biztosít. Biztonságtechnikai szempontból ugyan megfelelnek az alapkövetelményeknek, azonban eltérő gyúlékonysági besorolásuk miatt az R290 alkalmazása fokozott tűz- és robbanásvédelmi intézkedéseket igényel. Ez a kockázat monoblokkos rendszerekben jól kezelhető, különösen csökkentett töltet alkalmazásával, ugyanakkor a gyártási és logisztikai folyamatokra többletterhet róhat.

A laboratóriumi mérések alapján a COP és az exergetikai rendszerhatásfok értékei az R290 esetében magasabbnak bizonyultak. Ez arra utal, hogy az R290 közeggel működő rendszer hatékonyabban hasznosítja az energiát adott körülmények között. Ugyanakkor nem állítható egyértelműen, hogy az R32 hőtechnikailag gyengébb lenne, mivel a teljesítmény számos tényezőtől függ. Ilyen tényezők például a külső hőmérséklet, a berendezés elhelyezése, valamint a hűtőközeg töltetmennyisége.

Összegzésként megállapítható, hogy amennyiben a klímavédelmi szabályozások korlátozzák az R32 alkalmazhatóságát, az R290 – megfelelő biztonsági intézkedések mellett – hatékony alternatívát jelenthet a jövő hőszivattyús rendszereiben.

Köszönetnyilvánítás

A kutatás a Körös Campus Alapítvány támogatásával valósult meg.

Ezen az úton szeretnék köszönetet nyilvánítani a HAJDU Hajdusági Ipari Zrt.-nek a támogatásukért.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Kalmár T., Bodó B., Kalmár F.: *Comparative Analysis of Energy Demand at an Equal Operative Temperature in the Case of Radiator and Low-Temperature Radiant Heating*. Journal of Building Engineering, 100. (2025) 2352-7102. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2025.111792>
- [2] Kalmár T., Bodó B., Kalmár F.: *Heat Losses of Low-Temperature Radiant Heating Systems*. Energy Reports, 10. (2023) 1982–1995. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.08.090>
- [3] Jakab Z.: *Kompresszoros hűtés I*. Budapest, Magyar Mediprint Szakkiadó KFT, 2006.
- [4] 517/2014/EU F gáz rendelet, 2014.
- [5] EU 2024/573 rendelet, 2024.
- [6] Jakab Z.: *Kompresszoros hűtés II*. Budapest: Magyar Mediprint Szakkiadó KFT., 2006.
- [7] Takács I.: *Hűtőközegek kezelése, ózonvédelem a hűtő és klimatechnikában*. HKVSz, 2004.
- [8] Kalmár F., Bodó B., Kalmár T.: *Comparison of Energy Demand for Heating and CO2 Emissions in Urban and Rural Areas, the Case of Hajdu-Bihar County, Hungary*. Buildings, 15/10. (2025) 1625. https://doi.org/10.3390/buildings15101625?urlappend=%3Futm_source%3Dresearchgate.net%26utm_medium%3Darticle
- [9] Szabó G. L.: *Épületek sugárzó hűtési rendszereinek energetikai és exergetikai vizsgálata*. 2019.
- [10] Szabó G. L., Kalmár F.: *Investigation of Energy and Exergy Performances of Radiant Cooling Systems in Buildings – A Design Approach*. In: Energy 185. (2019) 449–462. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.07.067>
- [11] Kalmár T., Halász E.: *Különböző hőtermelővel ellátott fűtési rendszerek exergetikai összehasonlítása: I. rész*, Magyar épületgépészet, 56/12. (2007) 3–7.
- [12] Kalmár F.: *Központi fűtési rendszerek exergetikai elemzése*. Tudományos Közlemények, Debreceni Egyetem, Műszaki Főiskolai Kar, ISSN: 1587-9801, 2006.
- [13] Bodó B., Józsa Sz, Szabó G. L.: *Realising Hidden Exergetic Potencial in a Gas Engine-Driven Polyvalent Absorption Heat pPmp via Temperature Sensitivity Mapping: a Case Study*. Applied Thermal Engineering, 286. (2026) 129303. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.129303>