



2.1 Közvetítőközeges lamellás hővisszanyerők

Alkalmazási terület

Az épületgépészeti gyakorlatban igen gyakran adód-
nak olyan légtechnikai hővisszanyerési feladatok,
melyek lemezes hővisszanyerőkkel csak igen bonyo-
lultan oldhatók meg. Minden olyan esetben, amikor
a légcsatornák nehezen vagy egyáltalán nem hozha-
tók össze egy helyre, a levegőből-levegőbe való
hővisszanyerés kényelmesen oldható meg, a közve-
títőközeges hővisszanyerőkkel. A kalorifer szerkeze-
tétől, hőállóságától függően ezek a hővisszanyerő
rendszerek nem csupán a szellőztető levegőből való
hővisszanyerést teszik lehetővé, hanem adott eset-
ben magasabb (max. 180 °C) hőmérsékletű gázokból
is. Ilyenkor természetesen gondosan kell megválasz-
tani a kaloriferek anyagát. A közvetítőközeges hő-
visszanyerők alkalmazásának legfőbb műszaki elő-
nyei:

- már meglévő szellőzőberendezéseknél is alkal-
mazható,
- fagyvédelmi szempontból sokoldalúan alakítható
ki,
- egyszerűbben szabályozható, mint a táskás, hő-
cserélős hővisszanyerő,
- garantáltan hermetikus a friss szellőző és az
elszívott levegő elválasztása.

Hátrányai között mindenekelőtt a kisebb hővissza-
nyerési hatásokot, a glykol közvetítőközég mérgező
mivoltát és az etylenglykol nagyobb viszkozitása mi-
atti lényegesen nagyobb emelőmagasságú szivattyú-
tyúk szükségességét kell megemlíteni.

Vállalatunk kétféle kaloriferéből, a RAK-ból és a HO-
KA-ból az épületgépészeti gyakorlatban előforduló
legtöbb hővisszanyerési feladat megoldható, sőt
mód van összetettebb feladatok és magasabb hő-
mérsékletű vagy alumíniummal, horgannyal, rézzel
szemben nem korrozív tulajdonságú gázokból való
hővisszanyerésre is.

Az ismertetett méretezési módszer a leggyakrabban
előforduló komfort és technológiai klímák esetén al-
kalmazható. Ezekben az esetekben a közepes lég-
hőmérséklet +10 °C körüli. Szárítók és más ipari
hővisszanyerési feladatok gyors megoldásához,
amikor a közepes léghőmérséklet 60 °C ± 20 °C
körüli, szintén adunk méretezési diagramokat.

Az ezektől eltérő vagy más jellegű hővisszanyerési
feladatokkal kérjük keressék meg vállalatunkat.

A rendszer leírása

A legegyszerűbb esetben a közvetítőközeges hő-
visszanyerő két kaloriferből, a kalorifereket összekö-
tő csővezeték rendszerből, a hőközvetítő közeg
mozgató szivattyúból, tágulási tartályból és szabá-
lyozó szervekből áll (1. ábra).

Altalános esetben több helyről való elszívás (tehát
hőgyűjtés) és több helyen való befűvés esetén nem-
csak két kaloriferből, hanem több kaloriferből is állhat
a teljes hővisszanyerő rendszer.

Vállalatunk a rendelkezésre álló gyártmányválaszté-
kából hővisszanyerési célra ajánlja a RAK-H, illetve
a HOKA-H kalorifereit. Vállaljuk a szivattyú, a tágulási
tartály és a közvetítő közeget (glykol oldatot)
szabályozó elemek szállítását is, külön megrendelés
esetén.

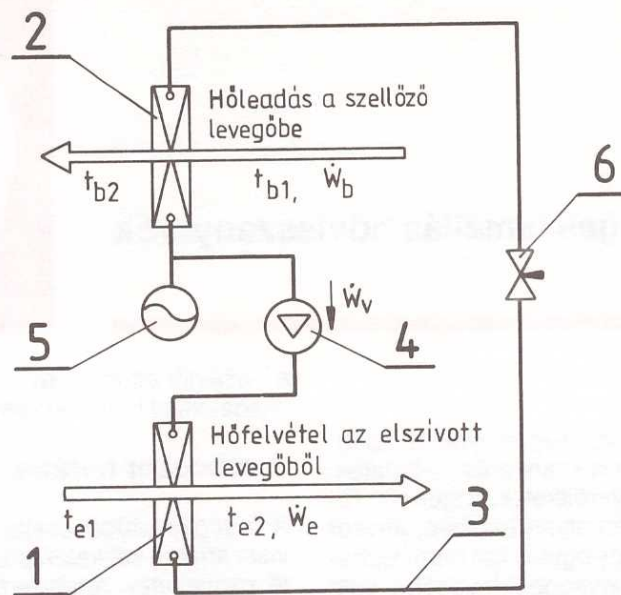
A közvetítőközeges hővisszanyerő rendszerek kiala-
kításának elveit, a kapcsolási módokat, üzemeltetési
szempontokat az irodalom részletesen elemzi. Itt
csupán a fagyvédelemre hívjuk fel a figyelmet.

A közvetítőközeges hővisszanyerő rendszer munka-
közegének *fagyállóságát* — hacsak a rendszer nem
állandó üzemű — úgy kell megválasztani, hogy az
adott helyre jellemző legalacsonyabb téli minimum-
hőmérsékletet is elviselje. Ha ez nem lehetséges, a
rendszert fagyveszély esetén üríteni kell — esetleg
automatikusan — ehhez a segédberendezéseket kü-
lön meg kell tervezni (automatikát, ürítőtartályt).

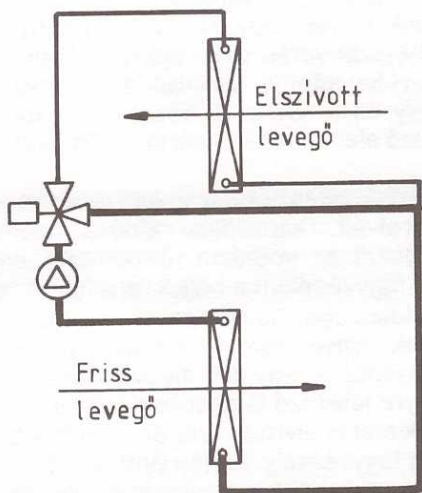
A közvetítőközeges hővisszanyerő rendszer azon-
ban légoldalon is — a nedvesség kicsapódása és a
kondenzátum megfagyása miatt — elfagyhat. Ez a
folyamat lavinaszerűen következik be és csak be-
avatkozással szüntethető meg. Légoldali elfagyás
mindig azon a kaloriferen következik be, amelyiken
az általában nagyobb nedvességtartalmú, meleg he-
lyiséglevegő áramlik át (elszívó kalorifer).

A légoldali fagyvédelemre általában kétútú szeleppel
létrehozott lekeverés a szokásos megoldás. Erre két
lehetőség van (2-3. ábra).

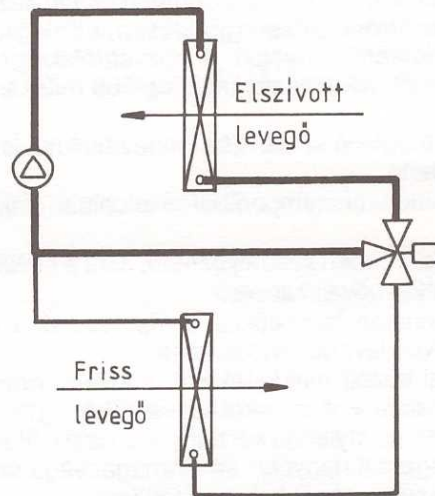
A 2. ábra azt az esetet mutatja, amikor a kétútú
szelep a hideg oldalon visszakeveri a közvetítőköze-



1. ábra
A közvetítőközegetes hővisszanyerő elvi kapcsolása
1 – elszívó kalorifer, 2 – befűvő kalorifer, 3 – csővezeték,
4 – szivattyú, 5 – tágulási tartály, 6 – szelep



2. ábra
A légoldali fagyvédelem



3. ábra
A légoldali fagyvédelem

get. Ezáltal az elszívó kaloriferen a hőelvonás nem olyan intenzív, vagy leáll és a megfagyott víz megolvad.

A 3. ábra olyan kapcsolást mutat, amelynél az elszívó kaloriferből nem engedjük ki a felmelegedett munkaközeget, hanem visszakeringtetjük.

Az elfagyás ellen fűtéssel is védekezhetünk. Ilyenkor a munkaközeget hőcserélőn keresztül hőforrásra lehet kötni (például kazánra).

Gazdasági kérdések

Vállalatunk a gyors méretezésen túl a gazdaságosság megítéléséhez is segítséget kíván nyújtani a tervezőknek, beruházóknak és üzemeltetőknek.

A hővisszanyerő rendszerek létesítése két alapvetően eltérő koncepció szerint történhet:

1. Bizonyos esetekben lehetséges a teljes hőigénynek csak hővisszanyerő berendezés létesítése útján,

más hőenergia forrás igénybevétele nélkül való biztosítása.

A hővisszanyerő berendezés eredő hatásfoka (η) ekkor műszaki feltételből a megkívánt befűvási hőmérséklet és a rendelkezésre álló elszívott levegő hőmérsékletének ismeretében számítható:

$$\eta = \frac{t_{b2} - t_{b1}}{t_{e1} - t_{b1}}$$

ahol:

t_{e1} (°C) — az elszívási léghőmérséklet,

t_{b1} (°C) — a befűvó kalorifer belépési léghőmérséklete,

t_{b2} (°C) — a befűvó kalorifer kilépési léghőmérséklete.

A rendszer elemei ennek alapján méretezhetők.

2. A legtöbb esetben a szükséges hőigény biztosítása csak hővisszanyerő berendezés alkalmazásával műszaki vagy gazdasági okokból nem valósítható meg, és külső energiaforrás igénybevétele is szükséges. Ilyen esetekben műszaki gazdaságossági mérlegelés tárgyát képezheti a kétféle hőenergiaforrás (hővisszanyerő-külső energiaforrás) teljesítőképessége arányának megválasztása.

A műszakigazdaságossági vizsgálatokat csak adott gazdasági helyzetben, adott anyag- és energiaár, valamint gazdasági szabályozó rendszer ismeretében lehetséges elvégezni. Mégis a jelenlegi eredmény szemlélet alapján kimondhatjuk, hogy az a hővisszanyerő rendszer gazdaságos, melynél a létesítési és üzemeltetési költségek (beleértve az amortizációt is) kisebbek, mint a visszanyert hő ára.

A felmerülő költségek azonban igen sokfélék, nagy részük a berendezés főméreteivel van összefüggésben. A felmerülő költségtényezők között tehát, a fenti szempontok szerinti optimális viszony megvalósítása a cél.

Ez a feladat a költségtényezők összegének, mint függvénynek szélsőérték keresését jelenti.

A feladat megoldásával az ÉTI-t bíztuk meg. Az ÉTI által kimunkált eredményeket 2 nomogramos formában adjuk közre.

A nomogramok helyes használatához ismertetjük az optimumkeresés elveit.

1. A felmerülő energiaköltségeket úgy kell megosztani a ventilátor és szivattyú között, hogy a hőenergia-megtakarítás a lehető legnagyobb legyen. Tehát meg kell határozni az:

$$f(W_{v,e} W_{v,b}) = \frac{K_{1,e} + K_{f,e} + K_{1,b} + K_{f,b}}{K_H}$$

függvény minimumát.

Az egyes jelölések értelmezése a következő:

$W_{v,e}$ kW/(m², °C) — a közvetítőközeg fajlagos vízhőértékárama az elszívó kaloriferben,

$W_{v,b}$ kW/(m², °C) — a közvetítőközeg fajlagos vízhőértékárama a befűvó kaloriferben,

$K_{1,e}$ Ft/év — az elszívó kalorifer légoldali villamos áramának költsége,

$K_{f,e}$ Ft/év — az elszívó kalorifer közvetítőközeg oldali villamos áramköltsége,

$K_{1,b}$ Ft/év — a befűvó kalorifer légoldali villamos áramának költsége,

$K_{f,b}$ Ft/év — a befűvó kalorifer közvetítőközeg oldali villamos áramának költsége,

K_H Ft/év — a megtakarított hőenergia, hőtermelő kapacitás, közmű stb. ára.

A leírt elven kapott közvetítőközeg vízhőértékáramtól csak akkor kell eltérni, ha a Re-szám áramlástan, hőtani szempontból (RAK-nál RE ≤ 7000, a HOKÁ-nál Re ≤ 4000) túl kicsi.

2. A létesítési és villamos energia költségeit úgy kell felosztani, hogy ezáltal a visszanyert hő mennyisége a lehető legnagyobb legyen. Vagyis keressük a:

$$g(W_{1,e} W_{1,b}) = \frac{K_{ü,e} + K_{b,e} + K_{ü,b} + K_{b,b}}{K_H}$$

függvény minimumát.

A még nem definiált jelölések értelmezése a következő:

$W_{1,e}$ kW/(m², °C) — az elszívott levegő fajlagos vízhőértékárama,

$W_{1,b}$ kW/(m², °C) — a befűvott levegő fajlagos vízhőértékárama,

$K_{ü,e}$ Ft/év — az elszívó kalorifer éves üzemeltetési költsége,

$K_{b,e}$ Ft/év — az elszívó kalorifer beruházási költségének éves hányada,

$K_{ü,b}$ — a befűvó kalorifer éves üzemeltetési költsége,

$K_{b,b}$ Ft-év — a befűvó kalorifer beruházási költségeinek éves hányada.

3. A hővisszanyerő rendszer és a kiegészítő külső hőenergia-forrás arányát optimálisra kell választani, azaz keresni kell a maximumát a

$$h(Z_e, Z_b) = (K_{ü,e} + K_{b,e} + K_{b,b})$$

függvénynek. Az összefüggésben a korábbiakban még nem definiált mennyiségek a következők:

Z_e sor — az elszívó kalorifer sorszáma,

Z_b sor — a befűvó kalorifer sorszáma.

A gazdaságossági elemzéskor tehát a levegő fajlagos vízhőértékárama segítségével először az 1–2. pont alapján meghatározzuk a befűvó és elszívó kaloriferek optimális homlokkeresztmetszetét, valamint a közvetítőközeg fajlagos vízhőértékáramai segítségével a párhuzamosan kapcsolt fűtőelemek optimális számát.

A 3. összefüggésből az optimális rendszerhatásfok megadása után meghatározhatjuk a kaloriferek *Bosnjakovic-féle* tényezőit és ezek ismeretében a sorok számát.

A kapott kaloriferjellemzők (homlokkeresztmetszet, csőkapcsolás, sorok száma) gazdaságossági szempontból a legkedvezőbbek. Természetesen műszaki szempontból ettől el lehet és sok esetben a helyi adottságok miatt el is kell térni.

A RAK-HOKA kaloriferek alkalmazásának figyelembevételével az ÉTI olyan műszakigazdaságossági tervezési eljárást dolgozott ki, amely lehetővé teszi a közvetítőközeges hővisszanyerő rendszerekkel kapcsolatos valamennyi lényeges költség tényező gazdaságossági szempontból hatékonyabb, a legnagyobb nyereséget biztosító megosztását.

A pontosság és eszközigenyesség szempontjából kidolgozott többféle méretezési módszer közül itt csupán a közelítő nomogramos módszert ismertetjük.

Megemlítjük csupán, hogy a FÜTŐBER Vállalat a pontosabb, de még közelítő, számítógép alkalmazását igénylő eljárásról és az alkalmazás mikéntjéről személyes megkeresés esetén felvilágosítást ad. Hasonlóképpen a pontos számítógépes módszer alkalmazásával, a tervezők megkeresése alapján tervezői szolgáltatást nyújtunk.

A nomogramos méretezési módszer a következő korlátozások mellett alkalmazható:

$$1. 0,7 < W_b/W_e < 1,25,$$

ahol: H

W_b kW/°C — a befúvó kalorifer levegőre vonatkoztatott fajlagos vízértékárama,

W_e kW/°C — az elszívó kalorifer levegőre vonatkoztatott fajlagos vízértékárama.

A vízértékáramokat az átáramló légmennyiségekből a következőképpen számolhatjuk:

$$W = \rho \cdot c \cdot V \text{ kW/°C},$$

ahol:

ρ (kg/m³) — a sűrűség,

c [kJ/(kg °C)] — a fajhő,

V (m³/s) — a térfogatáram.

2. Az elszívási és befúvási oldalon a kalorifereken átáramló levegő vízértékárama közelítően azonos ($\pm 15\%$).

3. A kaloriferek fűtőfelületei közel azonosak ($\pm 15\%$), tehát: $a \cdot b \cdot Z$ — azonos,

ahol:

$a \cdot b \cdot m^2$ — kalorifer homlok-keresztmetszete,

Z — a kalorifer csősorszáma.

4. A közvetítőközeg arányára és a hőcsere közepes hőmérsékletére vonatkozó megkötéseket az egyes diagramokon tüntettük fel.

A diagramokon felvett, vagy az ott kiadódó kalorifer-méretektől $\pm 30\%$ -kal el lehet térni anélkül, hogy ez a gazdaságossági vizsgálat végeredményét alapvetően befolyásolná.

Amennyiben az ismertetett korlátozások nem tarthatók a tervezési feladat megoldásánál, kérjük vegyék igénybe vállalatunk tervezői szolgáltatását.

Méretezés

A következőkben a nomogramokra épülő gazdaságossági és műszaki méretezési eljárást ismertetjük. A nomogramok használatához a következő adatokat kell definiálnunk:

$$D_5 \frac{\text{kWh}}{\text{év}} = \text{költségminimumtényező} =$$

$$= \frac{A \cdot K_k \cdot 10^{-2}}{C_{81} K_E},$$

ahol:

$A\%$ — a beruházási költségre vetített éves kulcsok százalékos értéke (amortizáció, kölcsöntörlesztés, javítás stb.),

K_k [Ft/(m² sor)] — a kalorifer fajlagos 1 m² homlok-keresztmetszete, 1 sorra vetített beruházási költsége,

C_{81} — a ventilátor üzemidő-tényezője ($0 \leq 1$),

K_E Ft/kWh — a villamos energia értéke.

A számítási képlet:

$$K_E = \frac{K_E^E}{\mu} 0,9 + \frac{K_E}{K_E^E \cdot C_{81} \cdot 8760},$$

ahol:

K_E^E (Ft/kWh) — a villamos energia fogyasztói díja,

K_E (Ft/kWh) — az egyszeri hálóbekötési és kiépítési költség éves hányadának és az éves energia lekötési díjnak az összege,

μ — a ventilátor eredő hatásfoka,

D_8 [°C/(kW év)] — a hőenergia-megtakarítási tényező:

$$h \cdot C_9 \cdot C_{10} \cdot C_{11} \cdot K_H (t_e - t_{e1})^2,$$

ahol:

h (óra) — az átlagos napi üzemidő,

C_9 — az 1. táblázatból, üzemi körülményektől függő tényező,

C_{10} — a nedves hőcsere korrekcióértéke,

C_{11} — a földrajzi helytől függő tényező (2. táblázat)

K_H (Ft/kWh) — a hőenergia értéke,

t_{e1} (°C) — az elszívott levegő átlagos kezdő hőmérséklete,

t_e (°C) — az adott földrajzi hőmérséklet gyakoriságát jellemző alsó érték (2. táblázat)

D_9 [Ft, °C/(kW·év)] — a hőenergia-megtakarítási tényező:

$$h \cdot C_9 \cdot C_{10} \cdot C_{11} \cdot K_H (t_{e1} - t_{b2\max})^2,$$

ahol a még nem definiált hőmérséklet:

$t_{b2\max}$ (°C) — a befúvott levegő maximálisan megengedett véghőmérséklete,

D_{10} [Ft, °C/(kW év)] — hőtermelő- és közmű-megtakarítási tényező:

$$(t_{e1} - t_{b1\min}) (K_{KN} + K_{KM}) A 0,01.$$

ahol a még nem definiált tényezők:

$t_{b1\min}$ (°C) — a befúvott levegő minimális kezdő hőmérséklete,

K_{KN} (Ft/kWh) — a kazán bruttó ára üzembeszállapotban,

- K_{KM} (Ft/kW) — a közműhálózat fejlesztési költsége,
 D_{11} [Ft (kW év)] — a kalorifer beruházási és üzemeltetési költségtényező; értéke a diagramokból adódik (a D_{11} akkor szükséges, ha a diagram leolvasási pontossága D_{12} -re nem elegendő),
 $D_{12 \text{ opt.}}$ [°C Ft/(kW év)] — a nyereségtényező; kiadódó mennyiség. Ha a leolvasási pontosság nem elegendő, az előbbi D_8, D_9, D_{10}, D_{11} tényezőkkal a következő:

$D_{12 \text{ opt.}} = (\sqrt{D_8 + D_{10}} - \sqrt{D_9 + D_{11}})^2$
 összefüggés segítségével az elérhető éves nyereség számítható,

- $C_{81} K_E$ (Ft/kW) — az elektromos energiatényező,
 $K_{N1 \text{ opt}}$ (Ft/év) — a berendezés méreteivel, teljesítményadataival arányos éves megtakarítás:

$K_{N1 \text{ opt}} = D_{12} \cdot W_1,$
 K_{N2} (Ft/év) — a berendezés méreteitől, teljesítményétől független állandó éves költségek (pl. az automatika átalánydíjas javítási költsége),

- $K_{N \text{ opt}}$ (Ft/év) — a berendezéssel elérhető maximális éves haszon:

$K_{N \text{ opt}} = K_{N1 \text{ opt}} - K_{N2},$
 K_N (Ft/év) — a berendezéssel reálisan elérhető éves haszon:
 $K_N = 0,8 \cdot K_{N \text{ opt}},$

- K_B (Ft) — a teljes beruházási költség,
 T (év) — a megtérülési idő:

$T = \frac{K_B}{K_N + A \cdot A_B},$
 v_1 (m/s) — a légsebesség a kalorifer homlokkeresztmetszetére vonatkoztatva,

- ΔP_i (Pa/sor) — a fajlagos légoldali ellenállás,
 ΔP (Pa/sor) — a tényleges légoldali ellenállás:

$P_1 = P_1 \cdot Z,$
 ΔP_v (Pa/sor) — a fajlagos vízdoldali ellenállás (tájékoztató érték),

- ΔP_v (Pa/sor) — a tényleges vízdoldali ellenállás:
 $\Delta p_v = P_v \cdot Z,$

P_i [W/(m²sor)] — a fajlagos légoldali teljesítmény,
 P_1 (W) — a tényleges légoldali teljesítményigény:

$P_1 = P_1 \cdot a \cdot b \cdot Z,$
 P_v [W/(m²sor)] — a fajlagos szivattyúteljesítményigény

- P_v (W) — a tényleges szivattyúteljesítményigény

$P_v = P_v \cdot a \cdot b \cdot Z,$

- W (kW/°C) — a szivattyú vízértékárma:
 $W_v = \sqrt{W_b \cdot W_e}.$

1. táblázat

A C_9 együttható értékei

Együttható	Egésznapos üzem	Nappali üzem	Éjjeli üzem
C_9	1.0	0.9	1.1

2. táblázat

A földrajzi jellemzők értékei

Város	C_{11}	t_b (°C)	t_b (°C)
Budapest	6.488	-3.5	+24.8
Mosonmagyaróvár	6.565	-3.5	+24.3
Debrecen	6.186	-4.5	+25.0

A méretezés főbb lépései a következők:

1. Adatgyűjtés, előszámítás.
2. Gazdaságossági vizsgálat.
3. Műszaki méretezés.
4. Ellenőrzések.
5. Módosítások (szükség szerint a 2–4. lépések ismétlése).

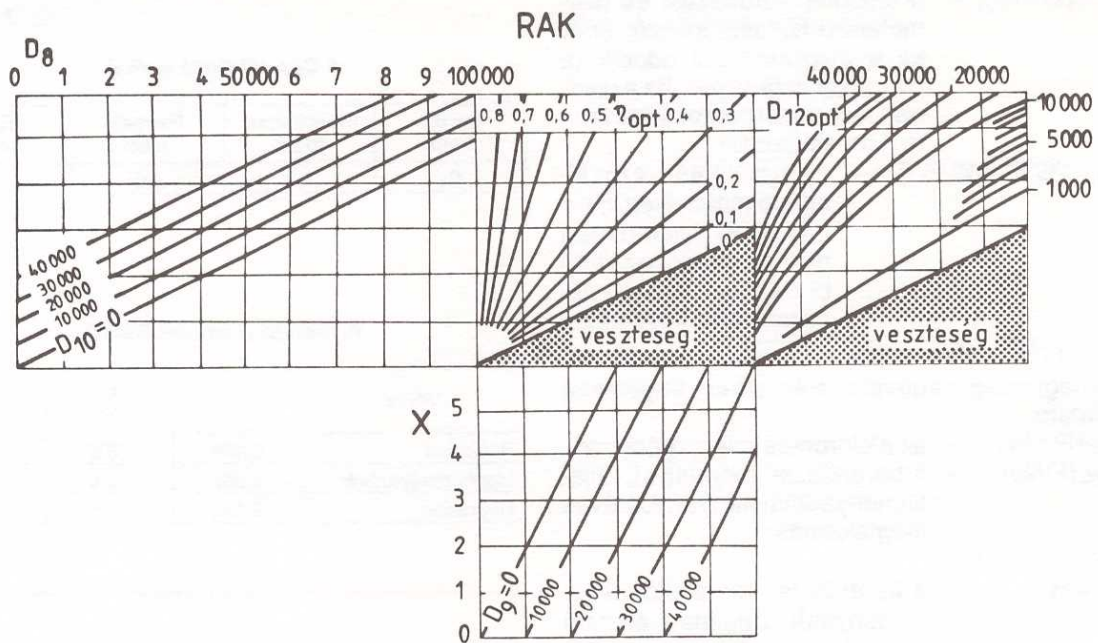
Az adatgyűjtést célszerűen a 3. táblázat alapján végezhetjük el. Az előszámítások során kiszámítjuk a vízértékáramokat, valamint a gazdaságossági vizsgálat diagram szerinti bemenő értékeit: ($C_{81} K_E, D_5, D_8, D_9, D_{10}$).

A gazdaságossági vizsgálat a 4–17. ábra nomogramjai segítségével végezhető el.

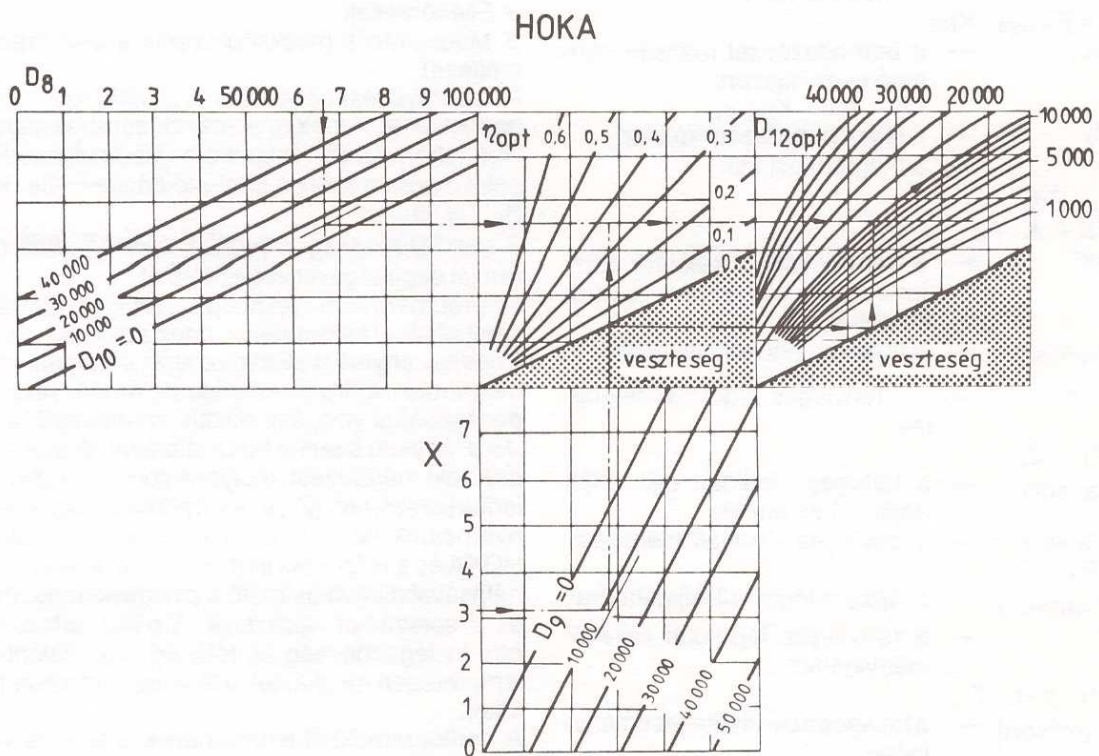
Az eredményként kapott optimális η és optimális D_{12} segítségével eldönthetjük, hogy szabad-e, érdemes-e hővisszanyerést alkalmaznunk, s ha igen, mekkora megtérülési időre számíthatunk. Amennyiben a gazdaságossági vizsgálat pozitív eredményű, a 18–29. ábra értelem szerinti használatával elvégezhetjük a műszaki méretezést, melynek során az optimális kalorifersorszámot (Z_{opt}) és optimális légsebességet nyerhetünk ($V_{1 \text{ opt}}$). Ezek segítségével, valamint a HOKA és a RAK kalorifert ismertető fejezete felhasználásával megvalósítható a b homlokkeresztmetszet és Z sorszámot választunk. A b -hez tartozó valóságos v_1 légsebesség és tényleges Z kaloriferszám ismeretében megkapjuk a tényleges rendszer határfokot.

A nomogramokból leolvashatjuk a lég- és vízdoldali ellenállásértéket ($\Delta P_i, \Delta P_v$), valamint a ventilátor és szivattyú elméleti teljesítményigényét: (P_1, P_v).

A műszaki adatok ismeretében a 30–31. ábra értelem szerinti használatával a légoldali elfagyási határhőmérsékletet ($t_{b1 \text{ min}}$) határozhatjuk meg.



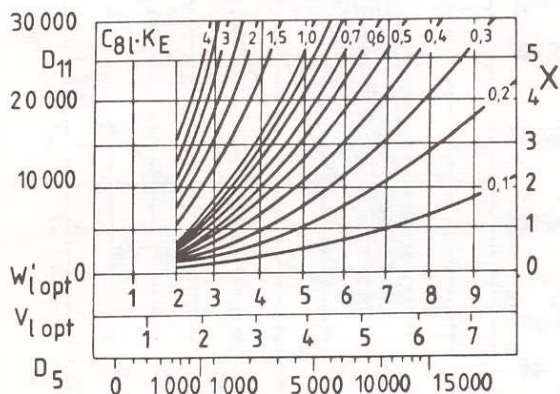
4. ábra
A RAK típusjelű kaloriferekkel működő közvetítőközeges hőviszanyerő gazdaságossági elemzése



5. ábra
A HOKA típusjelű kaloriferekkel működő közvetítőközeges hőviszanyerő gazdaságossági elemzése

RAK

közvetítőközeg: víz $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$

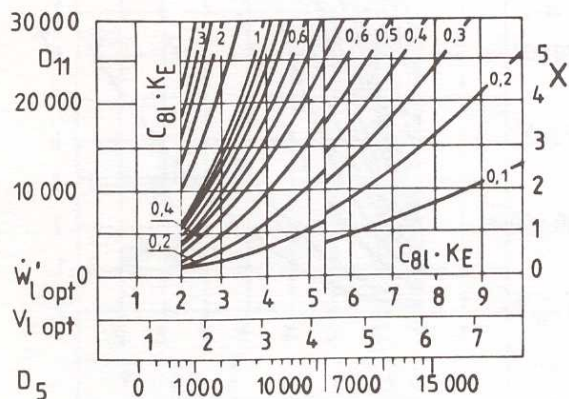


6. ábra

Az x tényező meghatározása RAK kalorifer esetén. Közvetítőközeg: víz. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

RAK

közvetítőközeg: 30% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$

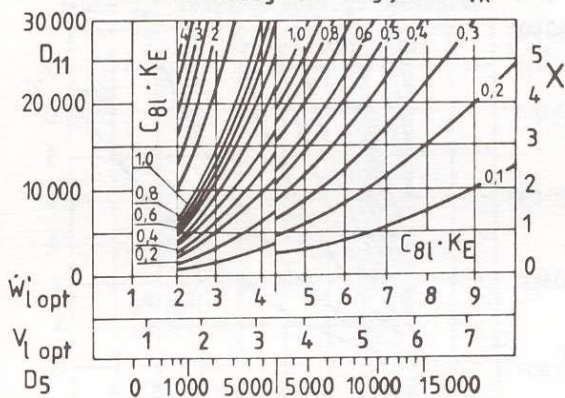


8. ábra

Az x tényező meghatározása RAK kalorifer esetén. Közvetítőközeg: 30% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

RAK

közvetítőközeg: 20% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$

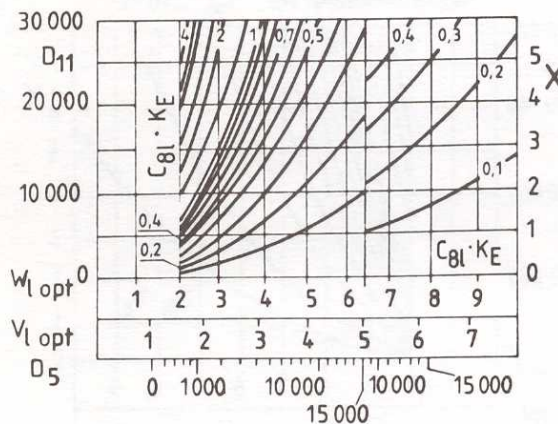


7. ábra

Az x tényező meghatározása RAK kalorifer esetén. Közvetítőközeg: 20% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

RAK

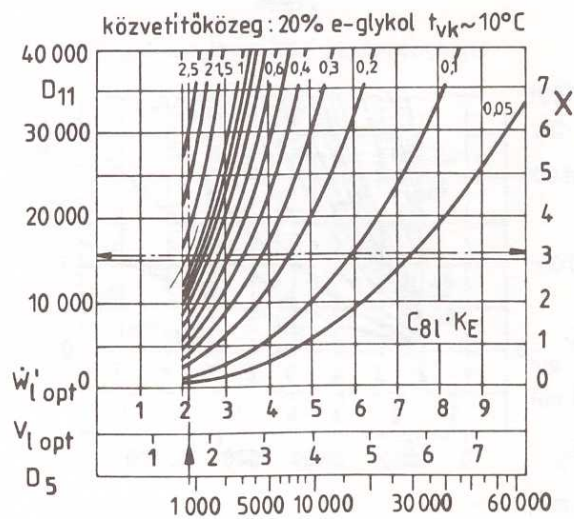
közvetítőközeg: 40% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



9. ábra

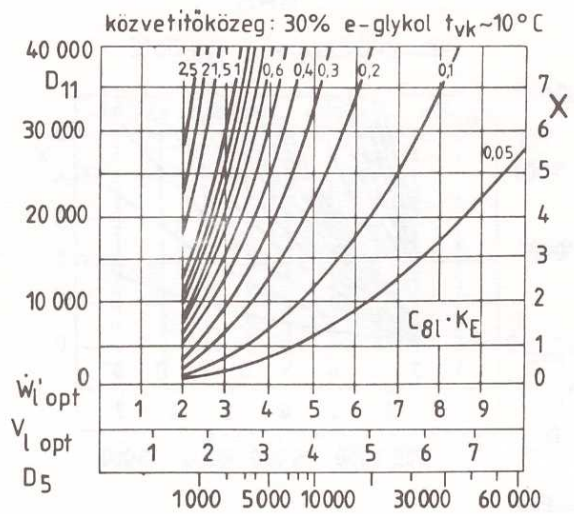
Az x tényező meghatározása RAK kalorifer esetén. Közvetítőközeg: 40% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

HOKA



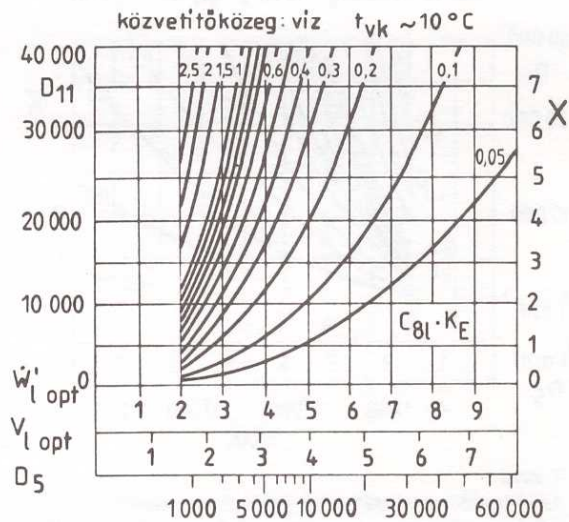
10. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: víz. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

HOKA



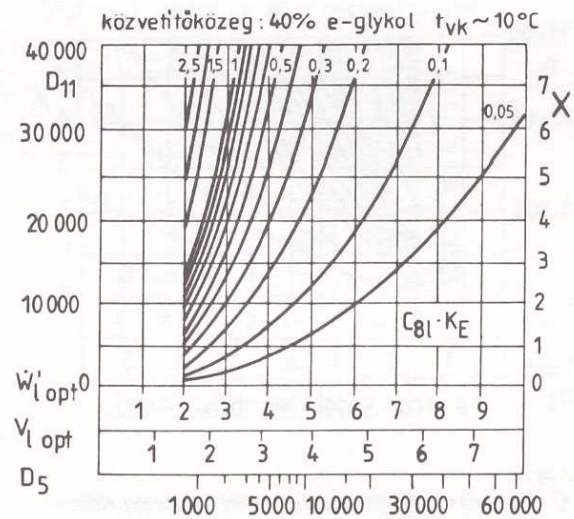
12. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: 30% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

HOKA



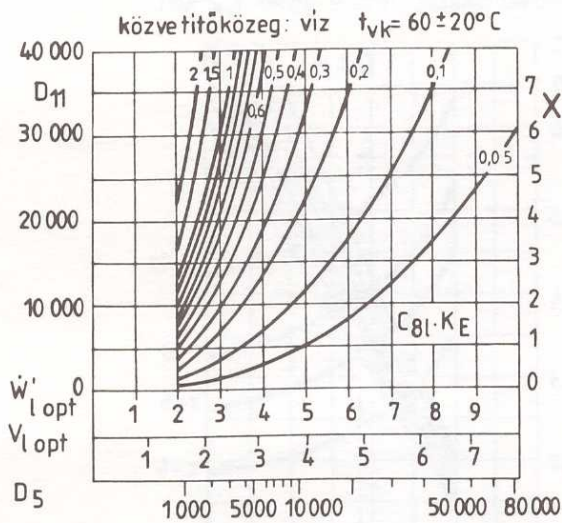
11. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: 20% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

HOKA



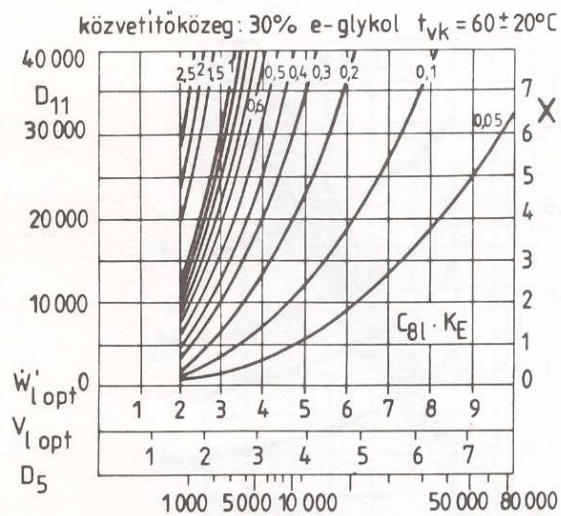
13. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: 40% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+10^\circ\text{C}$

HOKA



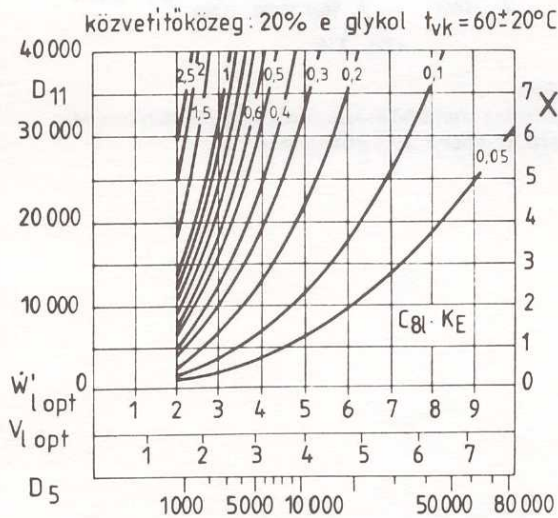
14. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: víz. Közepes hőmérséklet: $+60 \pm 20^\circ\text{C}$

HOKA



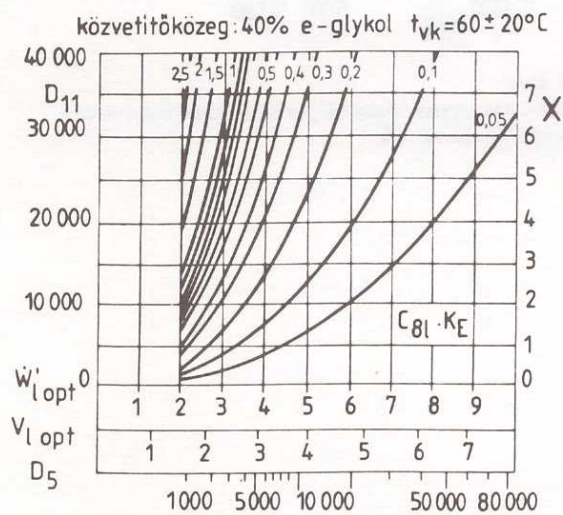
16. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: 30% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+60 \pm 20^\circ\text{C}$

HOKA



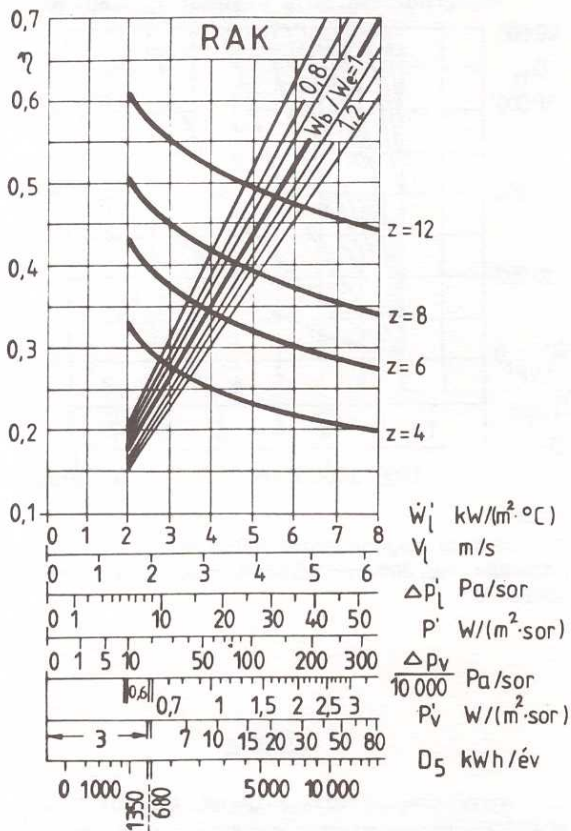
15. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: 20% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+60 \pm 20^\circ\text{C}$

HOKA



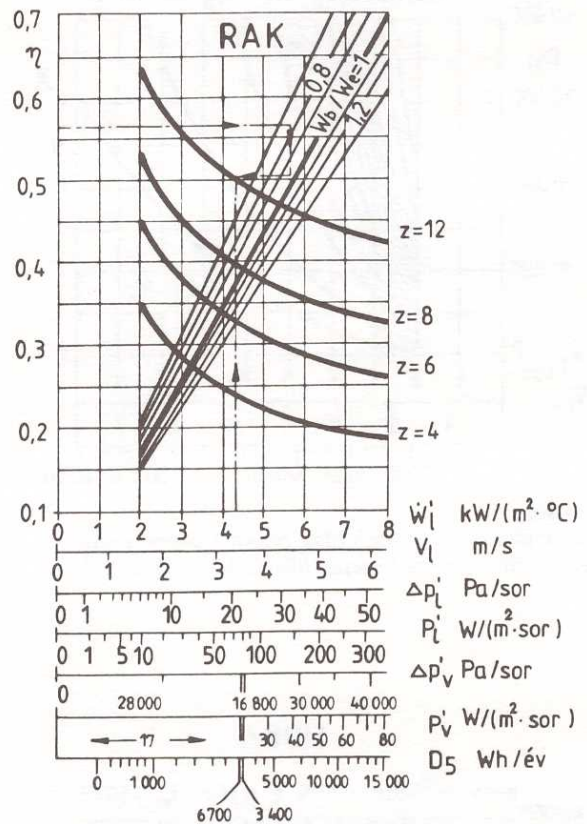
17. ábra
Az x tényező meghatározása HOKA kalorifer esetén.
Közvetítőközeg: 40% etilenglykol. Közepes hőmérséklet: $+60 \pm 20^\circ\text{C}$

közvetítőközeg: víz $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



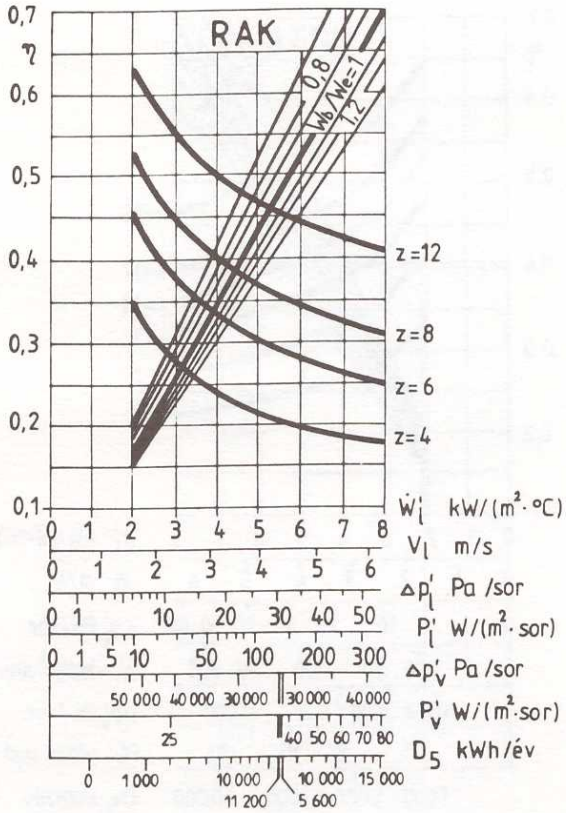
18. ábra
A RAK kaloriferes hővisszanyerők műszaki méretezése.
 $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: víz.

közvetítőközeg: 20% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



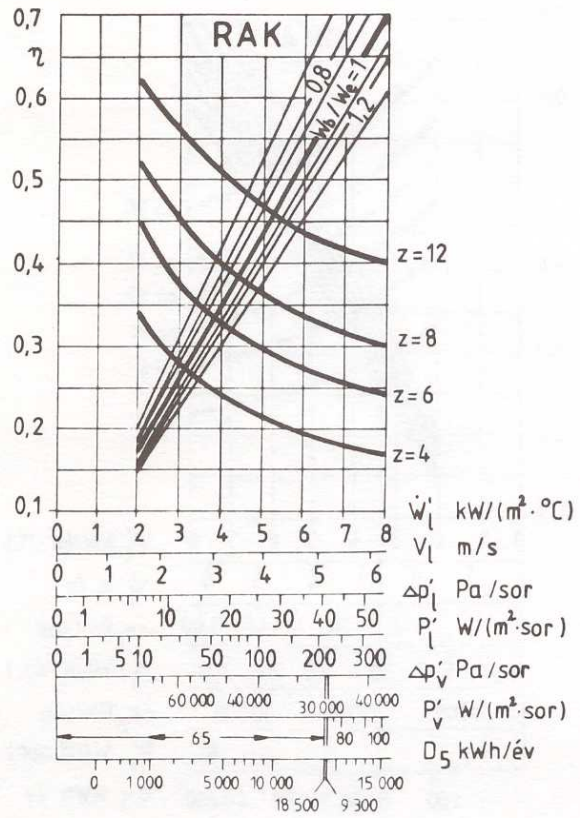
19. ábra
A RÉKA kaloriferes hővisszanyerők műszaki méretezése.
 $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: 20% etilenglykol

közvetítőközeg: 30% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



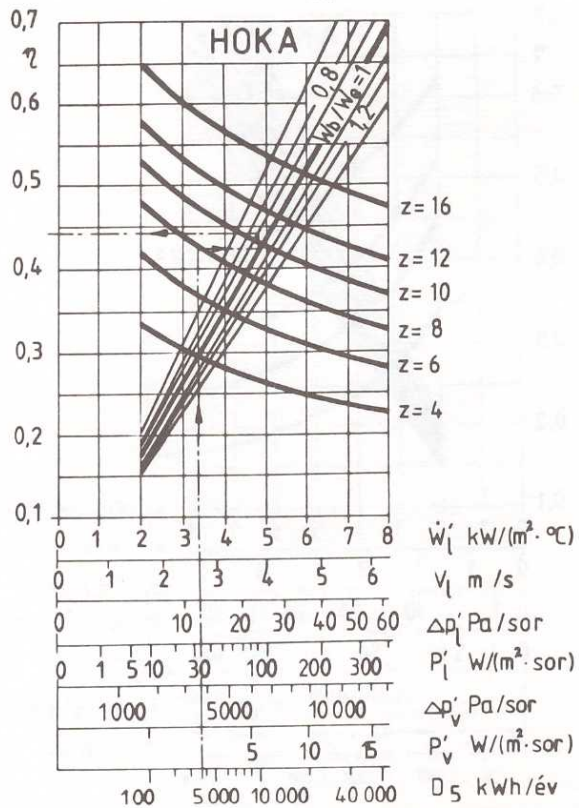
20. ábra
A RAK kaloriferes hővisszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: 30% etilenglykol

közvetítőközeg: 40% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



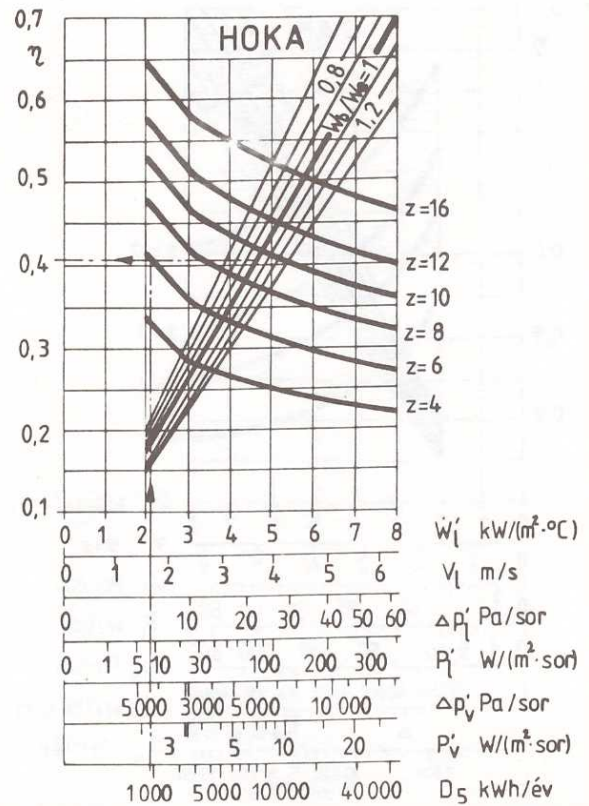
21. ábra
A RAK kaloriferes hővisszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: 40% etilenglykol

közvetítőközeg: víz $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



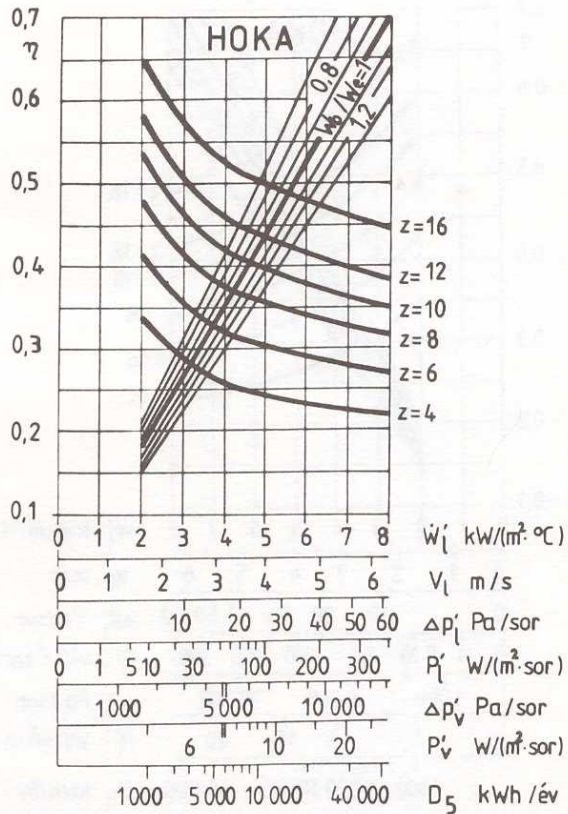
22. ábra
A HOKA kaloríferes hőviszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: víz

közvetítőközeg: 20% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



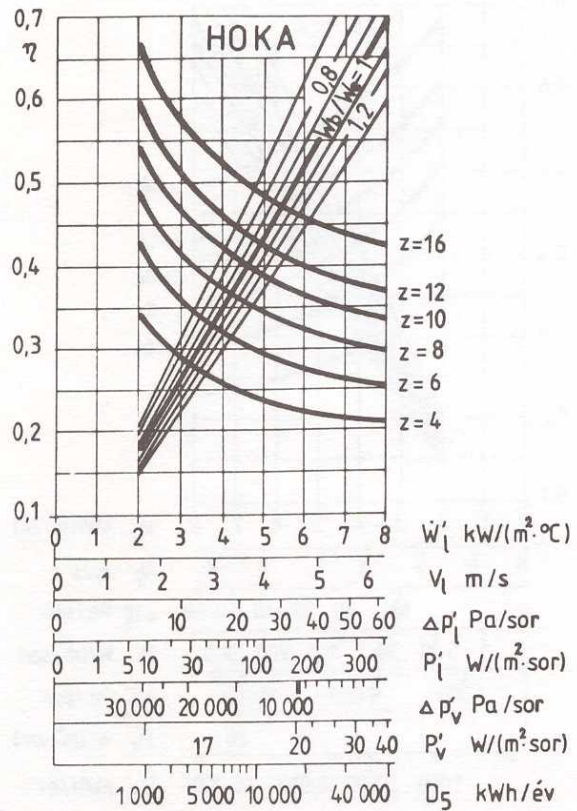
23. ábra
A HOKA kaloríferes hőviszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: 20% etilenglykol

közvetítőközeg: 30% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



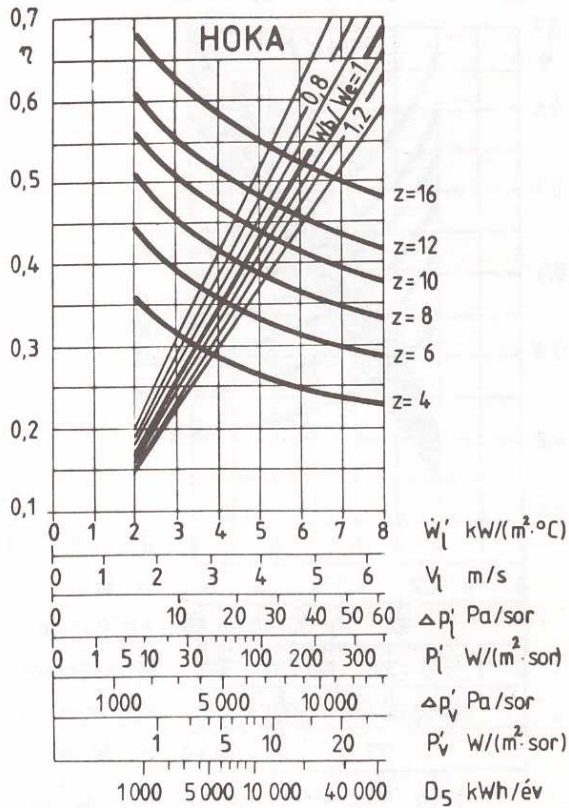
24. ábra
A HOKA kaloriferes hőviszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: 30% etilenglykol

közvetítőközeg: 40% e-glykol $t_{vk} \sim 10^\circ\text{C}$



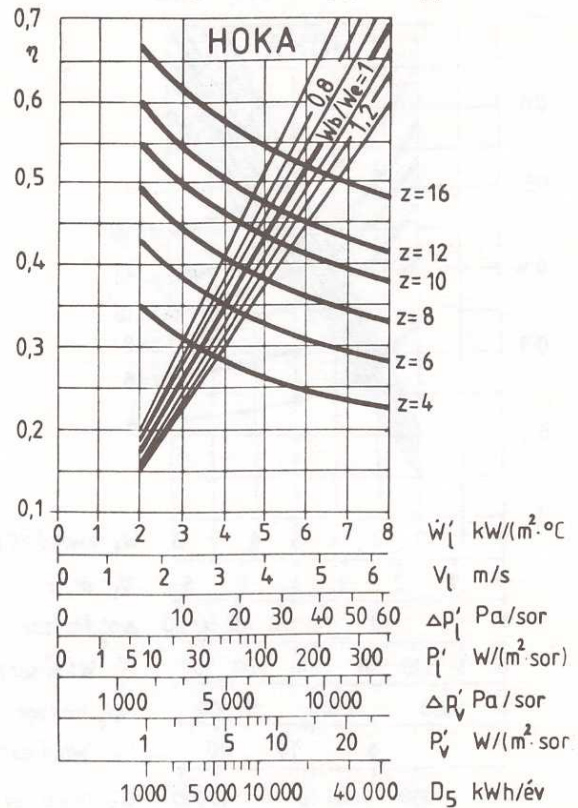
25. ábra
A HOKA kaloriferes hőviszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +10^\circ\text{C}$. Közeg: 40% etilenglykol

közvetítőközeg: víz $t_{vk} = 60 \pm 20^\circ\text{C}$



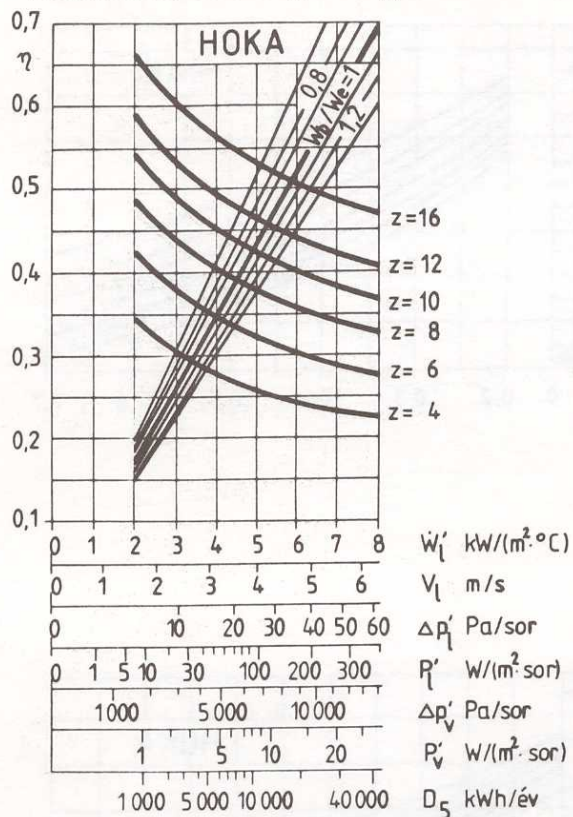
26. ábra
A HOKA kaloriferes hőviszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +20^\circ\text{C}$. Közeg: víz

közvetítőközeg: 20% e-glykol $t_{vk} = 60 \pm 20^\circ\text{C}$



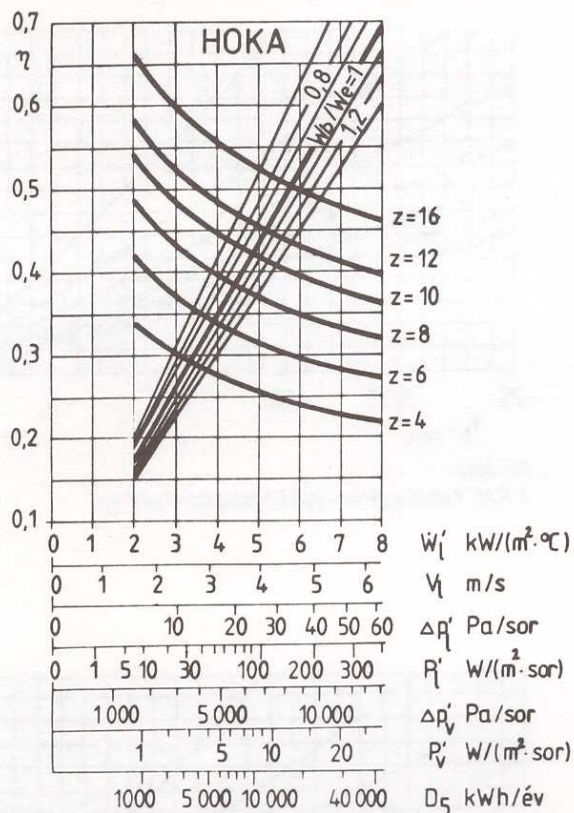
27. ábra
A HOKA kaloriferes hőviszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +20^\circ\text{C}$. Közeg: 20% etilenglykol

közvetítőközeg: 30% e-glykol $t_{vk} = 60 \pm 20 \text{ }^\circ\text{C}$

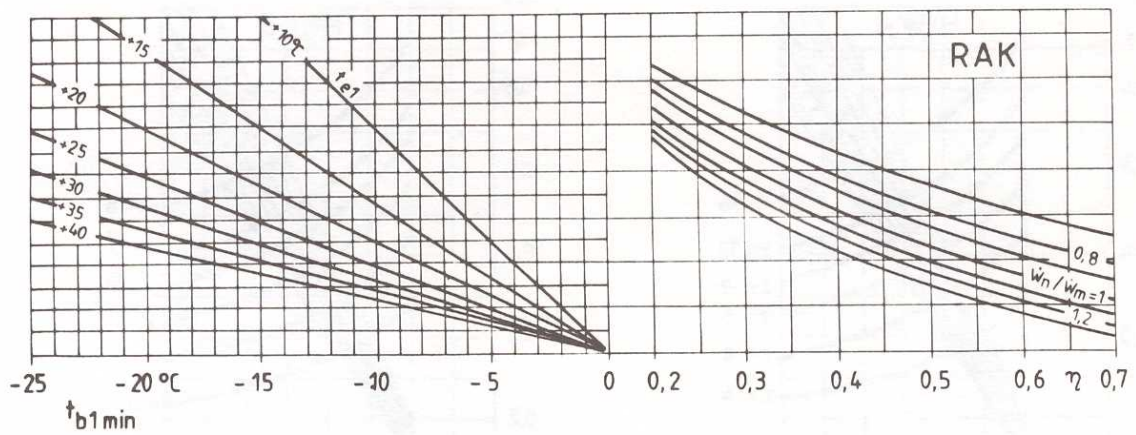


28. ábra
A HOKA kaloríferes hővisszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +20 \text{ }^\circ\text{C}$. Közeg: 30% etilenglykol

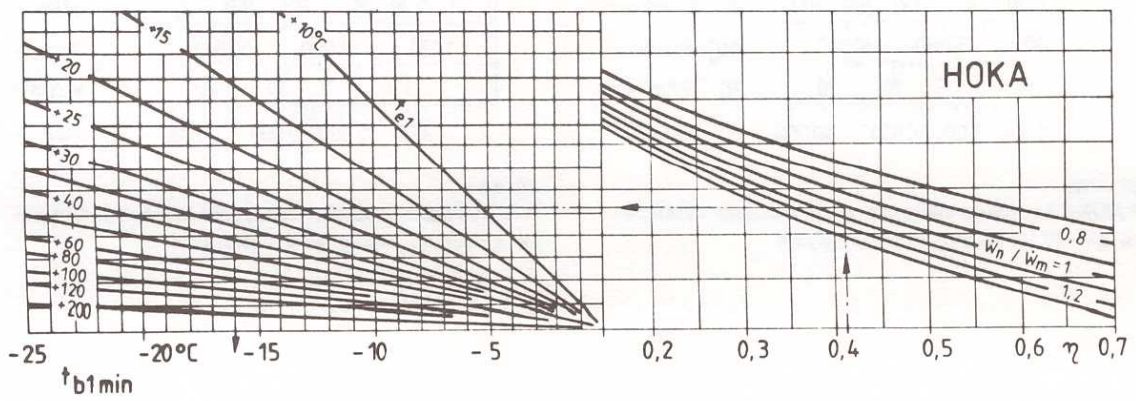
közvetítőközeg: 40% e-glykol $t_{vk} = 60 \pm 20 \text{ }^\circ\text{C}$



29. ábra
A HOKA kaloríferes hővisszanyerők műszaki méretezése. $t_k = +20 \text{ }^\circ\text{C}$. Közeg: 40% etilenglykol



30. ábra
A RAK caloriferek lefagyási határhőmérséklete



31. A HOKA caloriferek lefagyási hőmérséklete

Az adatgyűjtés csoportosítása

Műszaki adatok	
W_b (kW/°C)	a befűvő kaloriferen átmenő levegő vízhőértékárnya
W_e (kW/°C)	az elszívó kaloriferen átmenő levegő vízhőértékárnya
—	a ventilátor eredő hatásfoka
η (kg/m ³)	a levegő sűrűsége
c_1 [J/(kg °C)]	a levegő fajhője
t_{b1} min (°C)	a befűvott levegő minimális kezdő hőmérséklete
t_{b2} max (°C)	a befűvott levegő maximálisan megengedett véghőmérséklete
t_{e1}	az elszívott levegő átlagos kezdő hőmérséklete
Üzemi adatok	
h (óra)	a napi üzemidő
h_1 (óra)	a ventilátor éves üzemideje
h_v	a szivattyú éves üzemideje
C_{bl}	a ventilátor üzemidő-tényezője = $\frac{\text{ventilátor-üzemidő}}{8753}$
C_{bv}	a szivattyú üzemidő-tényezője = $\frac{\text{szivattyú-üzemidő}}{8753}$
C_9	a napszak-korrekció
C_{10}	a nedves hőcserére jellemző korrekció
Földrajzi jellemzők	
C_{11}	a földrajzi hely korrekciója (2. táblázat)
t_a (°C)	a hőmérséklet-gyakoriság alsó értéke (2. táblázat)
t_b (°C)	a hőmérséklet-gyakoriság felső értéke (2. táblázat)
Gazdasági alapadatok	
A (%)	az amortizáció vagy a kölcsön térítési díja
K_k [Ft/(m ² sor)]	a kalorifer fajlagos bruttó létesítési költsége (szereléssel együtt)
K_{KM} (Ft/kW)	a közmihálózat fejlesztési költsége
K_{KN}	a kazán bruttó „üzemkész” létesítési költsége
K_E^e (Ft/kWh)	a villamos energia fogyasztói díja
K_E (Ft/kWh)	az egyszeri hálózatbektötési és kiépítési költség éves hányadának és az éves energia lekötési díjának összege
K_H (Ft/kWh)	a hőenergia értéke
K_{N2} (Ft/év)	a berendezés mértékétől független állandó éves költség
K_B (Ft)	a beruházás becsült összege (a műszaki számítás alapján ki kell igazítani)

A szám példa adatai

Műszaki adatok	
W_b (kW/°C)	9.0
W_e (kW/°C)	9.0
μ	0.6
ρ (kg/m ³)	1.26
c_1 (kJ/kg °C)	1.025
t_{b1} (°C)	-5
t_{b2} (°C)	16
t_{e1} (°C)	30
Üzemi adatok	
h (óra)	12
h_1 (óra)	3720
h_v (óra)	2880
C_{bl}	$\frac{3720}{8750} = 0,425$
C_{bv}	$\frac{2880}{8753} = 0,3290$
C_9	0.9
C_{10}	1.1
Földrajzi jellemzők	
C_{11}	6.488
t_a (°C)	-3.5
t_b (°C)	+24.8
Gazdasági alapadatok	
A (%)	16
K_k [Ft (m ² sor)]	7800
K_{KM} (Ft/kW)	250
K_{KN} (Ft/kW)	700
K_E^e (Ft/kWh)	2.1
K_E (Ft/kW)	1.5
K_H (Ft/kWh)	0.76
K_{N2} (Ft/év)	10 000
K_B (Ft)	360 000

Az elfagyási határhőmérséklet határesetben értelem szerűen egyúttal a befűvott levegő minimális kezdő hőmérséklete is. Amennyiben a kapott eredmények nem felelnek meg kitűzött céljainknak, változtatni kell a műszaki adatokon, és a műszaki méretezést ismételni kell, felbecsülve annak gazdasági következményeit

Példa: Egy nagyonyhai elszívóberendezés hőviszszanyerőjét méretezzük HOKA-hőcserélőkkel. Az

adatokat a 3. táblázatnak megfelelően a 4. táblázatban gyűjtöttük össze.

A gazdaságossági vizsgálathoz az előszámítási eredményeket, valamint a diagram által szolgáltatott optimális jellemzőket és az abból számítható eredményeket az 5. táblázatban foglaltuk össze.

A műszaki számítás eredményeit a 6. táblázatban rendeztük össze. A táblázat elkészítéséhez a 11. és a 23. ábrát használtuk fel.

A gazdaságossági vizsgálat eredményei

A nomogram alkalmazásához szükséges adat	
K_E (Ft/kWh)	$\frac{21,0}{0,6} \cdot 0,9 \cdot \frac{1,5}{2,1 \cdot 0,425 \cdot 8760} = 3,15$
$K_E C_{B1}$ (Ft/kWh)	$3,15 \cdot 0,425 = 1,339$
D_5 (kWh/év)	$\frac{16 \cdot 7800 \cdot 0,01}{0,425 \cdot 3,15} = 932$
D_8 [Ft °C (kW év)]	$12 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 6,488 \cdot 0,76 \cdot (30 + 3,5)^2 = 65\,740$
D_9 [Ft °C (kW év)]	$12 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 6,488 \cdot 0,76 \cdot (30 - 16)^2 = 11\,410$
D_{10} [Ft °C (kW év)]	$(35+5) \cdot (250+700) \cdot 16 \cdot 0,01 = 5320$
Eredmények (felhasználva az 5. és a 11. ábra)	
x	~3,4
η_{opt}	0,36
$D_{12\,opt}$ [Ft °C/(kW év)]	9000
Számított eredmények	
$KN_{1\,opt}$ (Ft/év)	$9000 \cdot 12 = 108\,000$
KN_{opt} (Ft/év)	$108\,000 - 10\,000 = 98\,000$
K_N (Ft/év)	$0,8 \cdot 98\,000 = 78\,400$
T (év)	$\frac{360000}{78400 + 360000 \cdot 0,16} = 2,65$

A műszaki számítás eredményei

Nomogram bemenő adatai	
η_{opt}	0,36
D_5 (kW/év)	932
Leolvasott és számított optimális eredmények	(23. ábra)
$V_{1\,opt}$	1,7
Z_{opt}	6
V_1 (m ³ /s)	$\frac{9,0}{1,26 \cdot 1,025} = 6,97$
$(a \cdot b)_{opt}$ (m ²)	$\frac{6,97}{1,8} = 3,87$
A választott valóságos kaloriferek adatai (az optimális méretek ±30%)	
$a \cdot b$ (m ²)	3,2 m ² (-12%)
a (mm)	1600
b (mm)	2000
Z -	6 (±0%)
v_1 (ms)	$\frac{6,97}{3,2} = 2,18$ (±21%)
ΔP_i (Pa/sor)	7
ΔP_1 (Pa)	6,7 = 42
P_1 (W/m ² , sor)	8
P_1 (W)	8 · 3,2 = 25,6
ΔP_v (Pa/sor)	4500
ΔP_v (Pa)	4500 · 6 = 27 000

A 31. ábrából leolvasva az elfagyási határhőmérséklet $t_{b1\,min} = -16$ °C.

A 6. táblázat szerint tehát a befúvó és elszívó kalorifer azonos, egyenként 3 db 2 soros 1600x2000 méretű HOKA-2-00-8-D típusjelű) kaloriferből építendő össze.

A keringtető szivattyú kiválasztása a $P_v = 27\,000$ Pa (= 2,7 mvo)} emelőmagassága és a $W_v = W_b$. $W_1 = 9$ kW/°C közvetítőközeg vízérték áramra történik.

A vízértékáramból térfogatáramot vízre a szokásos összefüggéssel számoljuk:

$$V_v = \frac{93600}{1000 \cdot 4,1868} = 7,74 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Megrendelés

Hővisszanyerési célra kaloriferek megrendelésekor meg kell adni a kaloriferek típusjelét, a felhasználás célját, valamint a katalógus szerinti kódszámok közül

a sorszámra, homlokméretre utalót. A vízkötés helyére 0-akat írunk.

A leírtakon túl meg kell adni a

— légmennyiségeket a befúvó és elszívó kaloriferre,

— a befúvási és elszívási hőmérsékleteket.

A kaloriferek vízdali kötéstípusát a gyártó mű határozza meg.

Megrendelési példa:

Hővisszanyerési célra HOKA-H-6-00-8-D, mely áll 3 db HOA 2-00-8-D kaloriferből:

$V_b = V_e = 25\,000$ m³/h,

$t_{b2\,max} = 16$ °C,

$t_{e1} = 30$ °C.

**A VÁLTOZTATÁS JOGÁT
FENNTARTJUK!**